

СЕКЦИЯ ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКЛАДОВ

ОТВОД УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ ЧЕРЕЗ ВЫТЯЖНУЮ БАШНЮ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ ГРАДИРНИ

Артименя А.А.

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

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

Батюня И.Е.

Научный руководитель – к.э.н., доцент Кравченко В.В.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТ ВПУ ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ РЕГЕНЕРАЦИИ ФИЛЬТРОВ

Болбас И.А., Панкевич В.И., Скицунова И.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Чиж В.А.

МЕТОД ЛОКАЛИЗАЦИИ И ЭКСПРЕСС-МЕТОДЫ СТРУКТУРНО-ПАРМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ САР

Войтенкова Д.А.

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

ИНТЕГРАЛЬНАЯ РЕАКТОРНАЯ УСТАНОВКА С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКОМ ДАВЛЕНИИ

Войтенкова Д.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Чиж В.А.

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ НА БАЗЕ СТРУКТУРЫ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА

Григорович А.И.

Научный руководитель – Воюш Н.В.

ПОДДЕРЖАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРОВ СОВРЕМЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Грицкевич А.И.

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

РЕКОНСТРУКЦИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПТ-60-130/13 ГРОДНЕНСКОЙ ТЭЦ-2

Гульницкий В.В.

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

АНАЛИЗ ДЕЙСТВИЙ ПЕРСОНАЛА ПРИ СРАБАТЫВАНИИ АВАРИЙНОЙ ЗАЩИТЫ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ ВВЭР-1000 ПО ЛОЖНОЙ ПРИЧИНЕ

Запасник В. А., Кожановский К.В.

Научный руководитель – ассистент Павловская А.А.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТ ВПУ ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗНЫХ ФИЛЬТРУЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

Иванова О.А., Карасёва А.В., Кацубо В.В.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Чиж В.А.

ВОССТАНОВИТЕЛЬНАЯ ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА КАК МЕТОД УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ПАРОПРОВОДОВ ТЭС

Каранкевич В.В.

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

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С УВЕЛИЧЕНИЕМ МОЩНОСТИ В УСЛОВИЯХ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

КАРАНКЕВИЧ В.В.

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

ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ВОСПРИЯТИЯ И КОМПЕНСАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ТРУБОПРОВОДОВ ОБЪЕКТОВ ЭНЕРГЕТИКИ

КАРАНКЕВИЧ В.В.

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

ПУСКОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК *ECONOFLEX SIEMENS*

КАРАНКЕВИЧ В.В., ТАРАНЧУК А.С.

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ НАГРУЗКИ ТУРБОАГРЕГАТА АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

КАЛИНИН Д.Д.

Научный руководитель – старший преподаватель БУРОВ А.Л.

РАБОТА ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК *ECONOFLEX SIEMENS* НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

КАРАНКЕВИЧ В.В., ТАРАНЧУК А.С.

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

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНЫХ И ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС

КНЯЗЕВА Е.О.

Научный руководитель – старший преподаватель НЕРЕЗЬКО А.В.

МАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ В ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ УСТАНОВКАХ

КОВАЛЕВ В.М.

Научный руководитель – старший преподаватель ПАНТЕЛЕЙ Н.В.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН, ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

КОКОТОВА М. В., СТАНЕВИЧ С.А.

Научный руководитель – старший преподаватель ПАНТЕЛЕЙ Н.В.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЧАСТОТЫ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ ПОСЛЕ ВВОДА БЕЛАЭС С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЛЕКТРОКОТЛОВ И АККУМУЛЯТОРОВ ТЕПЛОТЫ (НА ПРИМЕРЕ ГРОДНЕНСКОЙ ТЭЦ-2)

КОРОБЕЦ П.Н.

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

ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ СПОРТИВНЫХ ОБЪЕКТОВ

КРАВЧЕНКО Д.В.

Научный руководитель – к.э.н., доцент КРАВЧЕНКО В.В.

МЕТОД ПОДАВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛАХ

ЛЕВКОВЕЦ А.Н.

Научный руководитель – д.т.н., профессор ЖИХАР Г.И.

КОРРОЗИЯ В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

МИРГОРОД Ю. С.

Научный руководитель – старший преподаватель ПРОНКЕВИЧ Е. В.

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕПАРАЦИИ И ПЕРЕГРЕВА ПАРА ДЛЯ ТУРБОУСТАНОВКИ К-1000-60/3000

ОГИЕВИЧ Д.Ю.

Научный руководитель – к.т.н., доцент ЧИЖ В.А.

СУХИЕ ГРАДИРНИ И ВОЗДУШНО–КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

Подольничик В.П.
Научный руководитель - К.Т.Н., доцент Чиж В.А.

АНАЛИЗ АВАРИИ ТИПА ТЕЧЬ ИЗ ПЕРВОГО КОНТУРА ВО ВТОРОЙ

Похолкин А.А.
Научный руководитель – старший преподаватель Романко В.А.

ОЦЕНКА ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА АЭС

Пташиц К.П.
Научный руководитель – старший преподаватель Бузов А.Л.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЛОТКОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Пупкевич М.Ю.
Научный руководитель – К.Э.Н., доцент Кравченко В.В.

ОПТИМИЗАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ВОЗДУХА С КОРРЕКЦИЕЙ ПО КИСЛОРОДУ

Ракевич С.И.
Научные руководители - К.Э.Н, доцент Кравченко В.В., д.т.н., профессор Кулаков Г.Т.

ДЕАЭРАТОРЫ ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ТЭЦ И АЭС

Салькевич Я. А.
Научный руководитель – старший преподаватель Пронкевич Е. В.

ОПТИМИЗАЦИЯ ДВУХ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫХ ВПРЫСКОВ

Селюк И.Г.
Научный руководитель – д.т.н. профессор Кулаков Г.Т., К.Э.Н. доцент Кравченко В.В.

ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ КОРРОЗИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДИСКОВ И ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Семук В.Е.
Научный руководитель – старший преподаватель Пантелей Н.В.

СИСТЕМА АВТОМАТИЗАЦИИ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА КОТЛА

Синкевич И.М.
Научный руководитель – старший преподаватель Бузов А.Л.

ОПТИМИЗАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЩЕГО ВОЗДУХА

Слуцкий А.Н.
Научный руководитель – К.Э.Н, доцент Кравченко В.В.

ОТЖИГ КОРПУСА РЕАКТОРА ВВЭР-440

Сосновский А.А.
Научный руководитель – старший преподаватель Романко В.А.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРИМЕСИ ГАФНИЯ В ЦИРКОНИИ ОБОЛОЧЕК ТВЭЛОВ ВВЭР НА КОЭФФИЦИЕНТ РАЗМНОЖЕНИЯ НЕЙТРОНОВ

Стрижева Е.М.
Научный руководитель – К.Т.Н., доцент Сорокин В.В.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РОБАСТНОГО УПРАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Струй Е.В.
Научный руководитель – д.т.н. профессор Кулаков Г.Т.

АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ЗДАНИЙ ПРИ ЭЛЕВАТОРНОМ ПРИСОЕДИНЕНИИ

Таранчук А.С.
Научный руководитель – К.Т.Н., доцент Тарасевич Л.А.

СОВРЕМЕННЫЕ МАЛОТОКСИЧНЫЕ ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СЖИГАНИЯ ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ

ТАРАНЧУК А.С.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – К.Т.Н., ДОЦЕНТ ТАРАСЕВИЧ Л.А.

МОДИФИКАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ ЭНЕРГБЛОКА 300 МВт ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ ПАРА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ

ТИМОФЕЕВ В.В.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – Д.Т.Н., ПРОФЕССОР КУЛАКОВ Г.Т.

УПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСОМ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ АЭС В УСЛОВИЯХ ЭРОЗИОННО-КОРРОЗИОННОГО ИЗНОСА ПО ДАННЫМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

ТЫГАРЕВ Ю.А.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – К.Т.Н., ДОЦЕНТ ГЕРАСИМОВА А.Г.

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА БАРАБАННОГО КОТЛА

ЦВЕТКОВ А.А.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – К.Э.Н., ДОЦЕНТ КРАВЧЕНКО В.В.

ОПТИМАЛЬНАЯ НАСТРОЙКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ ОБЪЕКТА ВТОРОГО ПОРЯДКА С ЗАПАЗДЫВАНИЕМ

ШАХ А.С.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – Д.Т.Н., ПРОФЕССОР КУЛАКОВ Г.Т.

ОЧИСТКА РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ОТ ОТЛОЖЕНИЙ

ШКРЕДОВ А.В.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – Д.Т.Н., ПРОФЕССОР ЖИХАР Г.И.

САР НА БАЗЕ МЛУС

ЯКИМОВИЧ А.А.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ – Д.Т.Н., ПРОФЕССОР КУЛАКОВ Г.Т.

УДК 621.311.238

ОТВОД УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ ЧЕРЕЗ ВЫТЯЖНУЮ БАШНЮ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ ГРАДИРНИ

Артимена А.А.

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

На многих теплоэлектроцентралях (ТЭЦ), использующих в системах технического водоснабжения башенные градирни, ежегодно в летние месяцы с высокой температурой окружающего воздуха возникает проблема недоохлаждения циркуляционной воды. В результате ухудшается вакуум в конденсаторах, снижается экономичность и располагаемая мощность станции. Кроме того, при эксплуатации башенных градирен испарительного типа на ТЭЦ возникает проблема избыточного увлажнения атмосферного воздуха.

Одним из возможных путей решения данных вопросов может быть выведение через градирню уходящих дымовых газов. Такое решение по данным ряда исследований [1 - 4] позволяет увеличить скорость поступления воздуха в градирню и улучшить процесс охлаждения технической воды с одновременной экономией значительных площадей территорий под дымовые трубы и снижения капитальных затрат на их строительство.

Результат достигается тем, что образующиеся при сжигании топлива дымовые газы по газоотводящему тракту поступают в газораспределитель, находящийся над водоуловителем внутри градирни, и через направляющие сопла распределяются по башне градирни. Дополнительный эжекционный эффект в башне градирни создается за счет большей температуры и скорости поступления дымовых газов по сравнению с паровоздушной смесью. Концентрация вредных веществ в удаляемой паровоздушной смеси не превышает выбросы через дымовую трубу, а глубина охлаждения технической воды увеличивается.

За рубежом такой способ работы применен, например, на пылеугольном энергоблоке Бексбах II в Германии с КПД производства электроэнергии 46,3%, что, по оценкам, позволило повысить КПД на 0,75% [3].

На кафедре теплоэнергетических установок Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета (КнАГТУ) были разработаны математические модели для расчета характеристик различных вариантов компоновки системы парогазового удаления [3], а на кафедре «Тепловые электрические станции» (ТЭС) Самарского государственного технического университета (СГТУ) разработана методика расчета башенной градирни для случая отвода через нее уходящих газов парогазовой установки (ПГУ) [1].

Тепловая схема ПГУ с отводом уходящих газов через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха приведена на рисунке 1 [4].

В [1, 2] приведены результаты расчета башенной градирни, установленной на парогазовом блоке ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ.

Методика расчета заключается в следующем [1, 5].

Задавшись температурой воздуха на выходе из градирни, определяют самотягу. При условии равенства самотяги и аэродинамического сопротивления градирни находят скорость и расход воздуха. Тепловой расчет позволяет методом последовательных приближений определить температуру воздуха и воды на выходе из градирни. Расчетные значения сравнивают с принятыми.

Исходными данными для расчета являются: площадь оросителя $F_{ор}$, m^2 ; высота оросителя $H_{ор}$, м; высота градирни $H_{гр}$, м; диаметр основания башни $D_{осн}$, м; диаметр устья $D_{уст}$, м; высота воздухоподводящих окон $H_{ок}$, м; площадь воздухоподводящих окон $F_{ок}$, m^2 ; температура $t_{нв}$, $^{\circ}C$ и относительная влажность ϕ_1 наружного воздуха; барометрическое давление p_b , кПа; температура охлаждаемой воды на входе в градирню $t_1^{\circ}C$; расход циркуляционной воды $G_{ж}$, $m^3/ч$.

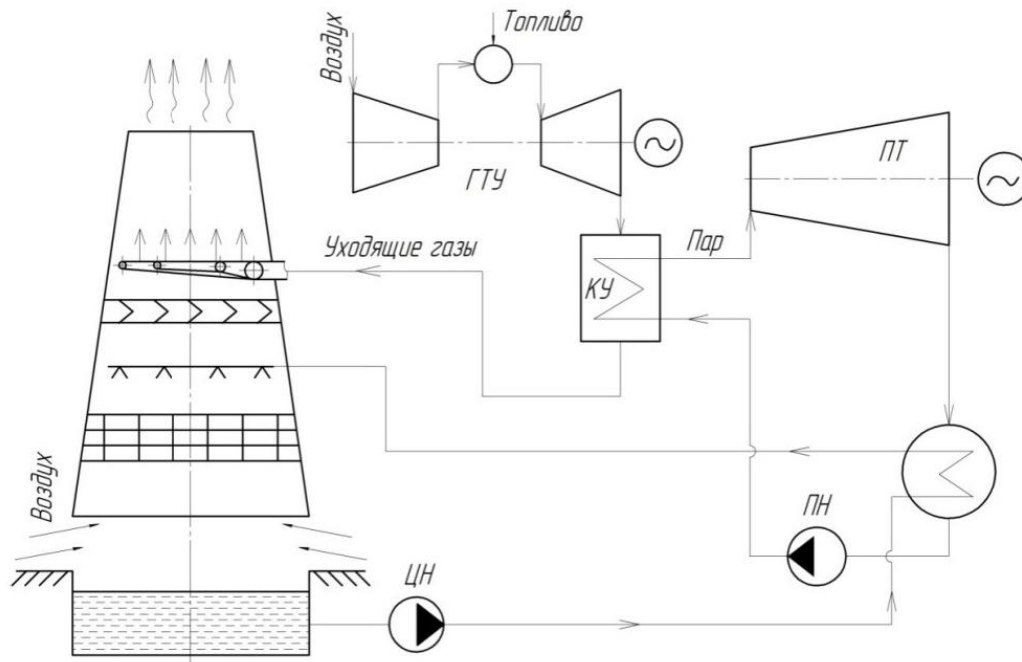


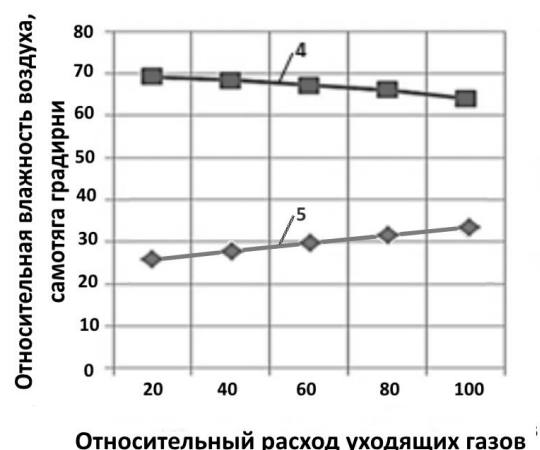
Рисунок 1. Принципиальная тепловая схема ПГУ с отводом дымовых газов через градирню

Анализ результатов расчетов [1, 2] показывает, что при отводе уходящих газов котла-утилизатора через вытяжную башню градирни в сравнении с вариантом работы без него, самотяга Δp вытяжной башни возрастает на 30-32%, а общий коэффициент сопротивления градирни $\xi_{\text{общ}}$ – на 15-17%. При этом температура циркуляционной воды t_2 на выходе из градирни снижается на 2-4°C, что обеспечивает более глубокий вакуум p_k в конденсаторе паровой турбины ПГУ.

Для наглядности на рисунке 2, а и б приведены графики, показывающие изменение температуры циркуляционной воды t_1 и t_2 , давления p_k в конденсаторе, относительной влажности ϕ_1 воздуха и самотяга Δp градирни в зависимости от объема пропуска уходящих газов ГТУ через градирню. Данные получены для летнего периода.



а)



б)

Рисунок 2. Изменение показателей работы ПГУ в зависимости от относительного расхода уходящих газов через градирню: 1, 2 – температура циркуляционной воды на выходе и входе градирни, °C; 3 – давление в конденсаторе, кПа; 4 – относительная влажность воздуха, %; 5 – самотяга градирни, Па

Таким образом, применение отвода дымовых газов ГТУ в атмосферу через вытяжную башню градирни с естественной вентиляцией воздуха позволяет не только улучшить

микроклимат на прилегающей территории, но и повысить эффективность работы градирни и паротурбинной установки ПГУ, а также избежать затрат на строительство и обслуживание дымовой трубы.

Литература

1. Горланов, С.П. Отвод уходящих газов ГТУ через вытяжную башню градирни тепловой электростанции [Текст]: матер. 72-й Всерос. науч.-техн. конф. «Традиции и инновации в строительстве и архитектуре». Сб. статей: Естественные науки и техносферная безопасность / С.П. Горланов, А.А. Кудинов // Самара: СГАСУ, 2015. – С. 191-197.
2. Исянов, Р.Р. Альтернативный способ отвода уходящих газов ПГУ / Исянов Р.Р., И.А. Ростунцова // Материалы докладов XX аспирантско-магистерского семинара, посвященного Дню энергетика / под общ. ред. ректора КГЭУ Э.Ю. Абдуллазянова. В 2 т.; Т. 2. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2017. – С. 21 – 25.
3. Линник, А.В. Исследование влияния системы совмещенного парогазоудаления на работу градирни ТЭЦ / А.В. Линник, Н.Н. Случанинов // Современные наукоемкие технологии. – 2013. - № 8. – С. 128 – 129.
4. Патент № 2453712 (RU). МПК7 F01K23/10. Парогазовая установка электростанции / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, С.П. Горланов // Б.И. № 17, 2012.
5. Пономаренко, В.С. Градирни промышленных и энергетических предприятий [Текст] / В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.

УДК 621.184.64

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОМЕЖУТОНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

Батюня И.Е.

Научный руководитель – к.э.н., доцент Кравченко В.В.

Объектом проектирования является прямоточный паровой котёл. Принципиальная схема технологического процесса, протекающего в прямоточном котле, изображена на Рисунке 1.

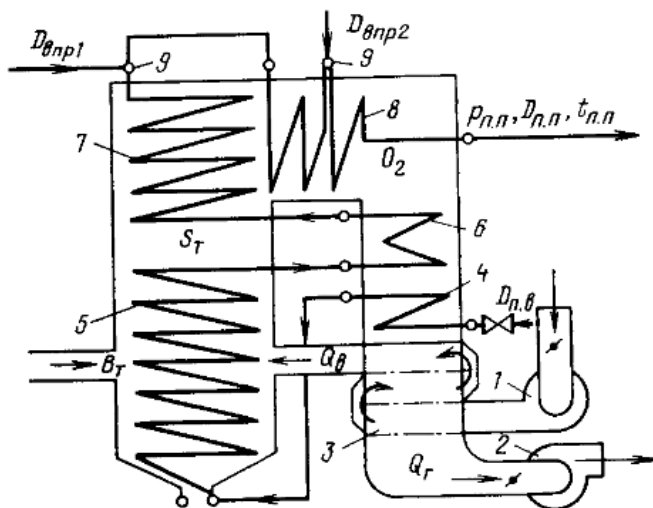


Рисунок 1. – Принципиальная технологическая схема прямоточного котла: 1 – дутьевой вентилятор; 2 – дымосос; 3 – воздухоподогреватель; 4 – водяной экономайзер; 5 – нижняя радиационная (испарительная) часть; 6 – переходная зона; 7, 8 – радиационный и конвективный пароперегреватели; 9 – парохладители.

Последовательно соединенные поверхности нагрева прямоточного котла можно представить в виде змеевика, в один конец которого поступает питательная вода, а из другого выходит перегретый пар. Этот змеевик укрупненно может быть разделен на три части: водяную, водопаровую и паровую. Положение точки начала перегрева, определяющей границу между испарительной и перегревательными частями, может изменяться в зависимости от паропроизводительности, количества подводимой теплоты и расхода питательной воды.

Регулирование температуры перегрева пара в прямоточных котлах представляет собой более сложную задачу по сравнению с барабанными, так как по условиям температурного режима металла поверхностей нагрева ее следует стабилизировать по всей длине пароперегревательного тракта. При этом необходимо поддерживать неизменным местоположение точки начала перегрева или границы между испарительным и перегревательным участками.

Регулирование с помощью газопарового теплообменника (ГПТО). Теплообменник сконструирован по принципу труба в трубе и представляет собой размещенную в газоходе систему змеевиков из труб диаметром 60 x 3,5 мм, внутри каждой из которых проходят две трубки диаметром 16 x 3 мм. По трубкам малого диаметра движется греющий пар первичного пар тракта, а навстречу ему по трубам большего диаметра проходит пар вторичного тракта. Трубы большего диаметра обогреваются топочными газами снаружи, что требует их надежного охлаждения. В связи с этим змеевики большего диаметра пропускают весь пар вторичного тракта и регулирование его температуры осуществляют изменением расхода греющего пара.

Способы регулирования с помощью теплообменников экономически целесообразны, однако недостаток их состоит в появлении существенных взаимосвязей между системами регулирования первичного и вторичного перегрева пара. Кроме того, эти способы не всегда обеспечивают достаточный диапазон регулирования.

Структурная схема системы автоматического регулирования (САР) представлена на рисунке 2.

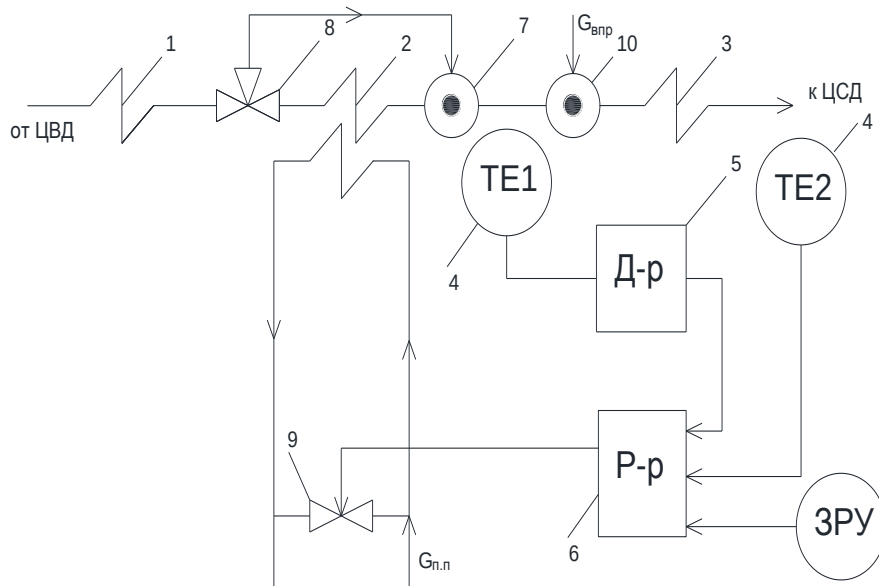


Рисунок 2. Структурная схема САР температуры вторичного перегрева пара с помощью газопарового теплообменника

1, 3 – ступени вторичного пароперегревателя; 2 – паропаровой теплообменник; 4 – термopара; 5 – дифференциатор; 6 – регулятор температуры пара на выходе; 7 – парooхладитель; 8 – трехходовой регулирующий клапан; 9 – обводной клапан; 10 – аварийный впрыскивающий парooхладитель.

Моделирование выполняем по схема по схема изображенной на рисунке 3:

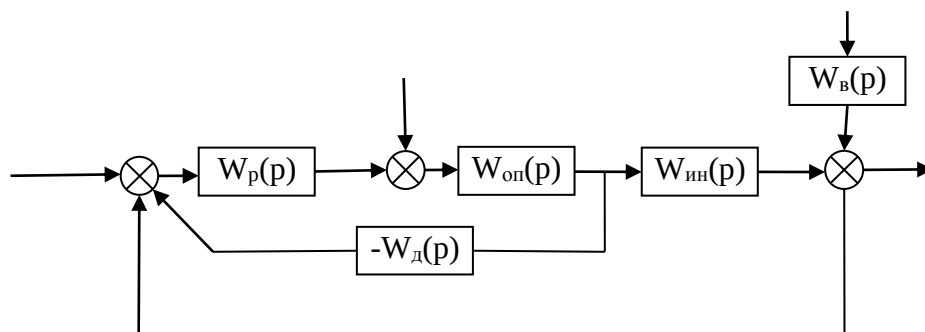


Рисунок 3. Структурная схема САР с дифференциатором

Передаточные функции имеют следующий вид:

$$\text{Основной регулятор: } W_p(p) = \frac{K_p(T_u p + 1)}{T_u p}.$$

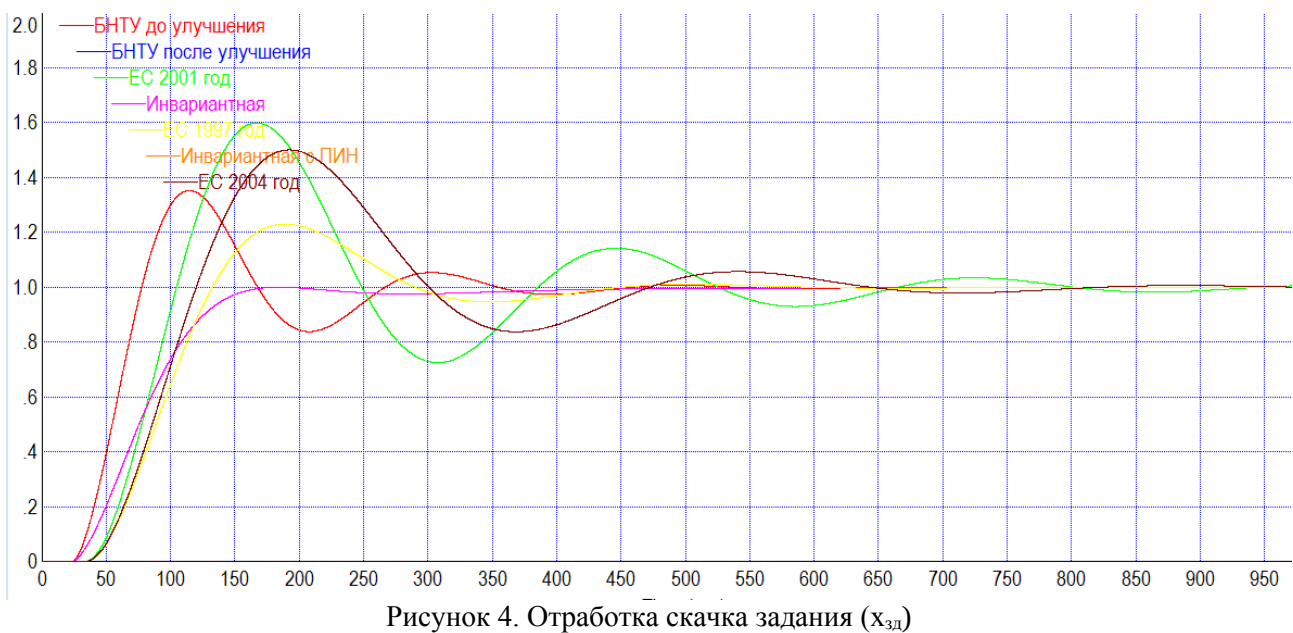
Дифференциатор: $W_o(p) = \frac{K_o T_o p}{T_o p + 1}$.

Опережающий участок: $W_{on}(p) = \frac{K_{on}}{(T_{on} p + 1)(\sigma_{on} p + 1)} = \frac{1.4}{(13p + 1)(1.3p + 1)}$.

Инерционный участок: $W_{ин}(p) = \frac{K_{ин} e^{-\tau_y p}}{(T_{ин} p + 1)(\sigma_{ин} p + 1)} = \frac{e^{-21p}}{(90p + 1)(17.6p + 1)}$.

Крайнее внешнее возмущение: $W_{\epsilon}(p) = \frac{10}{30p + 1}$.

После моделирования переходных процессов в программе VisSim получили следующие результаты:



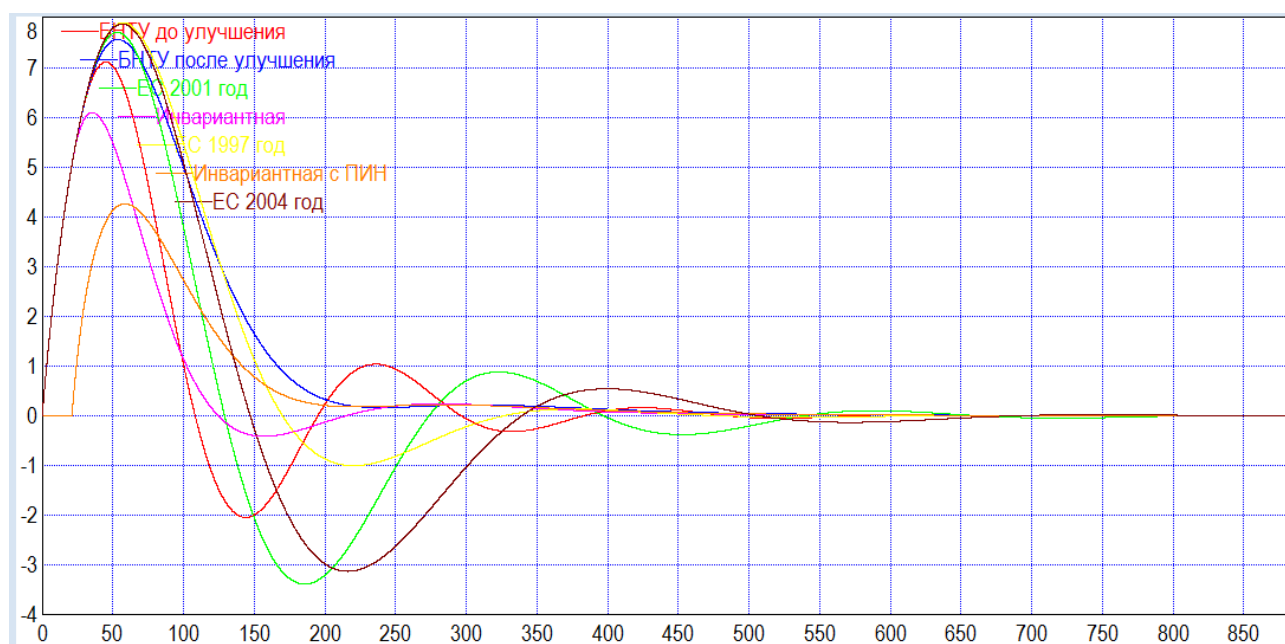


Рисунок 6. Отображение крайнего внешнего возмущения f_2

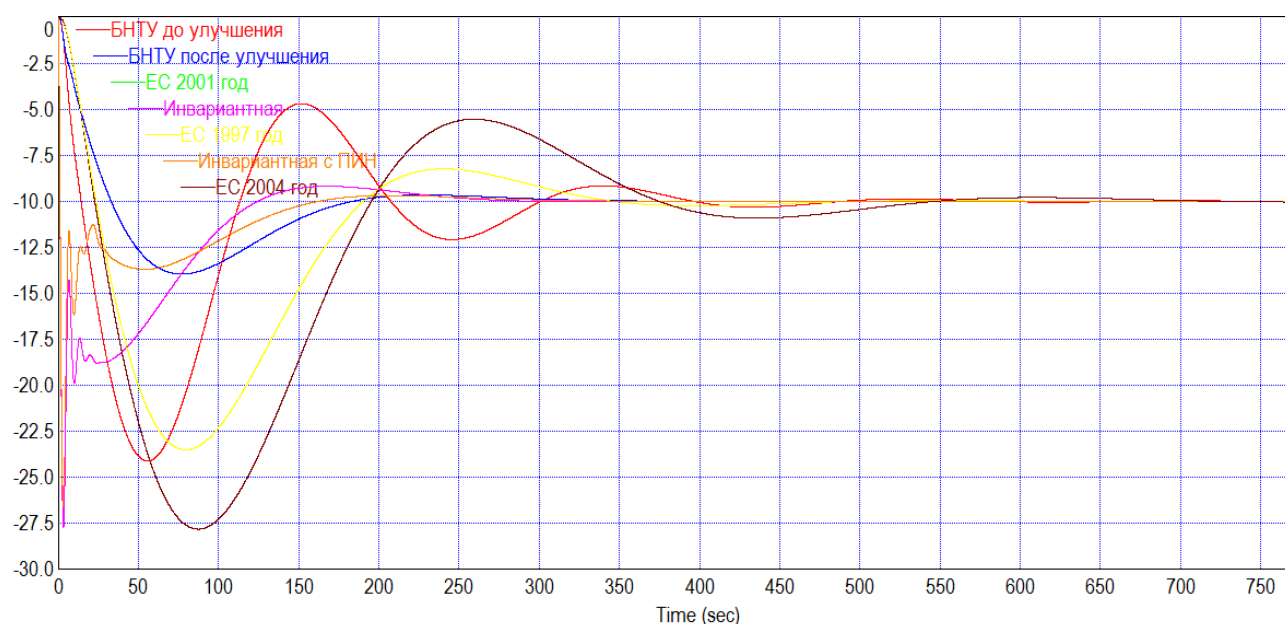


Рисунок 7. Регулирующее воздействие x_p при обработке крайнего внешнего возмущения f_2

Таблица 1 – Полученные показатели качества переходного процесса

Метод	$x_{зд}$		f_1		f_2		x_p
	tp, с	σ , %	tp, с	A_1^+	tp, с	A_1^+	
БНТУ (до улучшения)	575	17.5	580	0.078	550	7	18.2
БНТУ (после улучшения)	450	0	300	0.18	550	7.6	10
ЕС 2001 год	900	33	900	0.175	975	8	27
ЕС 1997 год	500	1	850	0.202	550	8.2	18.5
ЕС 2004 год	800	26	900	0.2	900	8.2	22.5
Инвариантная БНТУ после улучшения	450	0	300	0.18	250	6.07	25.5
При плановом изменении нагрузки	450	0	300	0.18	216	4.25	24.1

Расчет данных для моделирования процессов производился по формулам ЕС различных лет, а также по методам БНТУ с применением принципа инвариантности и изменением коэффициентов Вышнеградского для улучшения качества регулирования.

Из полученных результатов, можно сделать вывод, что наилучшими показателями обладает система, рассчитанная по методу БНТУ после улучшения (с использованием коэффициентов Вышнеградского $A_1=2.618$ и $A_2=1.146$) с применением принципа инвариантности при плановом изменении нагрузки. Однако величина регулирующей воздействия высока. И если нас это не будет устраивать, то в дальнейшем ее можно уменьшить, добавив в нашу схему ограничитель.

УДК 628.164.081.312.32

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТ ВПУ ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ РЕГЕНЕРАЦИИ ФИЛЬТРОВ

Болбас И.А., Панкевич В.И., Скицунова И.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Чиж В.А.

Целью научной работы является анализ влияния регенерации ионообменных фильтров на технологические показатели работы ВПУ котельной.

На котельной установлены три котла типа Е-50-40. Исходной водой для котельной принята вода из артезианской скважины с основными показателями качества: $J_{\text{о}} = 3,1 \text{ Мг-экв/дм}^3$, $J_{\text{к}} = 2,3 \text{ Мг-экв/дм}^3$, $J_{\text{нк}} = 0,8 \text{ Мг-экв/дм}^3$. С учетом данных показателей качества исходной воды и требований к питательной воде котлов, установленных на котельной, был произведен выбор схемы параллельного умягчения, которая представлена на рисунке 1.

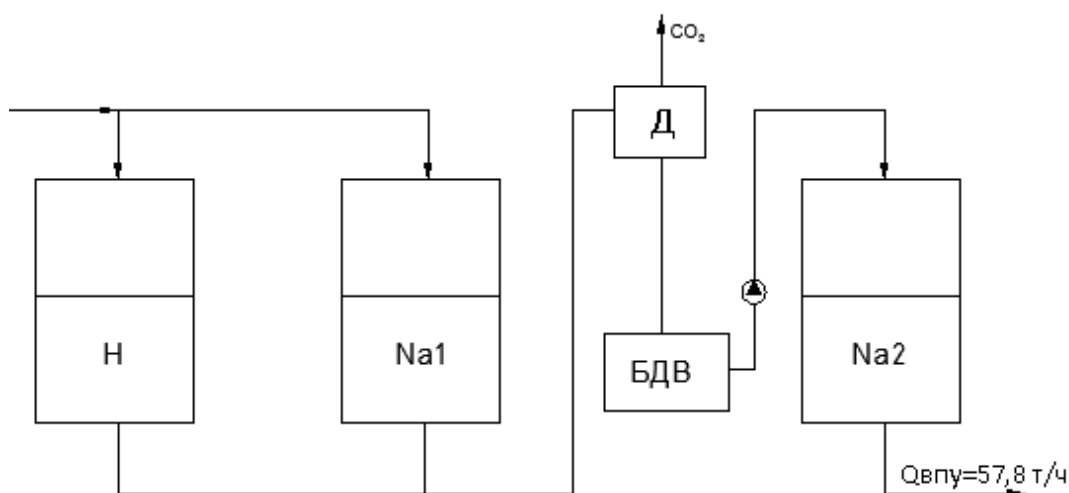


Рисунок 1. Схема умягчения воды

Первый вариант схемы ВПУ рассчитан для прямоточной технологии регенерации фильтров, второй вариант схемы для – противоточной технологии. Фильтрующая загрузка-катионитный фильтр Пьюролайт.

Прямоточная регенерация ионитных фильтров состоит в том, что обрабатываемая вода в рабочем цикле и регенерационный раствор при восстановлении обменной способности ионита подается на фильтр в одном направлении - сверху-вниз (рис.2а).

Способ противоточной регенерации предусматривает движение в ионитном фильтре обрабатываемой воды и регенерационного раствора в противоположных направлениях (вода сверху-вниз, раствор снизу-вверх или наоборот).

Противоточная технология разделяется на две категории: прямой и обратный противоток. При прямом противотоке обрабатываемая вода подается на фильтр сверху-вниз, а регенерационный раствор, при проведении регенерации, снизу-вверх(рис.2б). При обратном противотоке наоборот - обрабатываемая вода поступает на фильтр снизу- вверх, а регенерационный раствор - сверху-вниз (рисунок 2в).

В расчетных вариантах производительность ВПУ и ионная нагрузка на ступени фильтров приняты одинаковыми. Расчет ионитных фильтров схемы ВПУ проводился по следующей методике [1, с. 13-16].

Результаты проведенных расчетов приведены в таблице 1.

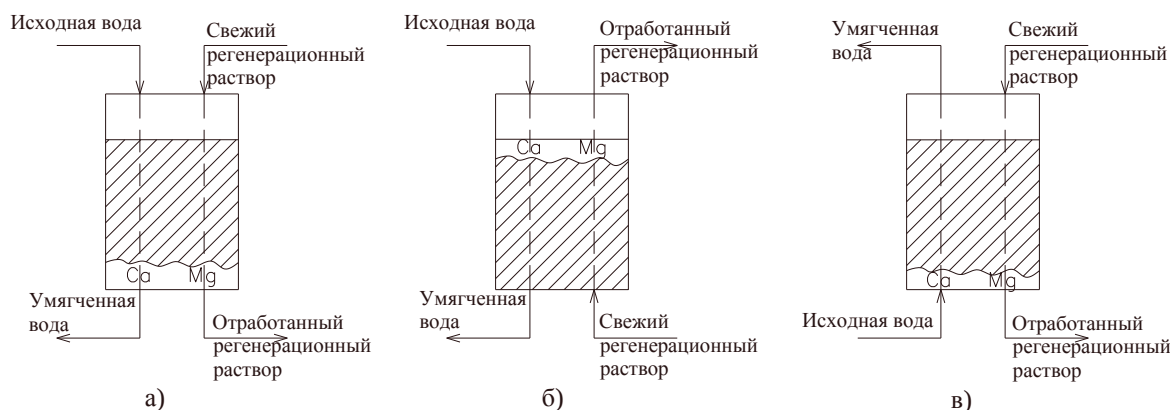


Рисунок 2. Условное расположение остаточных катионов кальция и магния в слое катионита при регенерации в прямоточном (а) и противоточном (б, в) фильтрах

Таблица 1 – Результаты расчета ионитных фильтров

Физические величины	Прямоточные фильтры			Противоточные фильтры		
	Н	Na ₁	Na ₂	Н	Na ₁	Na ₂
Площадь фильтрования, м ²	3,12	0,73	2,89	3,12	0,73	2,89
Производительность фильтра, м ³ /ч	46,83	11	57,8	46,83	11	57,8
Скорость фильтрования, м/ч	15	15	20		15	20
Площадь фильтрования каждого фильтра, м ²	1,04	0,24	0,96	1,04	0,24	0,96
Диаметр фильтра, м	1,15	0,55	1,11	1,15	0,55	1,11
Количество фильтров	3	3	3	3	3	3
Рабочее давление, МПа	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Диаметр фильтра стандартный, м	1,5	0,7	1,5	2	2	2
Высота фильтрующей загрузки, м	2	2	1,5	3,7	3,7	3,7
Стандартная площадь фильтрования фильтра, м ²	1,77	0,49	1,77	3,14	3,14	3,14
Продолжительность фильтроцикла, ч	55,7	86,22	382,79	147,8	1124	2211
Рабочая обменная емкость ионита, г-экв/м ²	2100	1500	1250	1700	1650	1650
Содержание катионитов и анионитов, г-экв/м ³	5,7	3,1	0,3	5,7	3,1	0,3
Количество регенераций в сутки n	0,42	0,27	0,06	0,16	0,021	0,011
Объем материалов, загруженных во влажном состоянии в один фильтр, м ³	3,54	0,98	2,66	11,62	11,62	11,62
Объем материалов, загруженных во влажном состоянии в группу фильтров, м ³	10,62	2,94	7,97	34,85	34,85	34,85

Окончание таблицы 1 – Результаты расчета ионитных фильтров

Расход воды на собственные нужды, м ³ /ч	1,02	0,12	0,08	1,28	0,11	0,065
Удельный расход воды на собственные нужды, м ³ /м ³	5,5	3,5	4,1	5,5	3,5	4,1
Расход химреагентов на регенерацию одного фильтра, кг	594,72	117,6	332,5	1185	1342	1342
Удельный расход химреагентов, г/г-экв	80	80	100	60	70	70
Расход технического продукта, кг	792,96	123,79	350	1580	1413	1413
Суточный расход технического продукта, кг	117,13	100,27	63	758,6	89,02	46,63
Содержание вещества в техническом продукте, %	75	95	95	75	95	95
Расход воды поданный на следующую группу фильтров, м ³ /ч	47,85	11,11	57,88	48,16	11,11	57,87

Также для обоих вариантов схем был проведен расчет солевых стоков первой ступени натрий- и водород-катионитных фильтров. Расчет проводился по [2, с.30-33].

Результаты расчёта приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Стоки от регенерации натрий-катионитных фильтров первой ступени и водород-катионитных фильтров первой ступени

Искомые величины	Прямоточные фильтры	Противоточные фильтры
Количество воды, сбрасываемое от Na-катионитных фильтров в сутки, м ³ /сут	2,88	2,64
Избыток соли, сбрасываемой в дренаж от одной регенерации Na фильтра, кг	31,69	221,6
Количество поваренной соли, сбрасываемое в течении суток, из Na фильтра, т/сут	0,026	0,014
Количество воды, сбрасываемое от H-катионитных фильтров в сутки, м ³ /сут	1,92	30,72
Сброс избытка H ₂ SO ₄ от одной регенерации H-катионитного фильтра, кг	169,92	216,47
Сброс серной кислоты в сутки из H фильтра, кг/сут	30,44	103,91

По результатам анализа проведенных расчетов схем ВПУ с различной технологией регенераций можно сделать следующие выводы:

1. Продолжительность работы фильтров схемы при противотоке по ступени увеличилась следующим образом: для фильтров Н₁ в 2,6 раза, для фильтров Na₁ в

1,7 раза, а для фильтров Na_2 в 5,8 раз. Соответственно, снизилось количество регенераций этих фильтров.

2. В два раза снизился расход воды на собственные нужды ВПУ.

3. Расход реагентов (NaCl и H_2SO_4) снизился в 1,5 раза.

4. Сброс полезного реагента со сточными водами сократился практически в 2 раза.

Данные расчеты подтверждают необходимость перевода ионообменных фильтров ВПУ на противоточную регенерацию.

Литература

1. Чиж В.А. Водоподготовка и водно-химические режимы ТЭС и АЭС: учебное пособие/ В.А. Чиж, Н.Б. Карницкий, А.В. Нерезько. – Минск: Выш.шк., 2010. – 351 с.
2. Водоподготовка и водно-химические режимы ТЭС и АЭС: учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальностей 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1-43 01 08 «Паротурбинные установки атомных электрических станций» / В.А. Чиж [и др.]. – Минск: БНТУ, 2015. – 105 с.
3. Сточные воды ТЭС: методические указания для студентов специальности Т.01.02 – «Теплоэнергетика» / В.А. Золотарева, В.А. Чиж, Н.Б. Карницкий. – Минск, 1997. – 34 с.

УДК 621.181.6

МЕТОД ЛОКАЛИЗАЦИИ И ЭКСПРЕСС-МЕТОДЫ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ САР

Войтенкова Д.А.

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

В работе представлено сравнение показателей качества ПИД-регулятора на основе метода локализации, который разработан на кафедре «Автоматика» Новосибирского государственного технического университета (НГТУ) [1] и метод структурно-параметрической оптимизации Белорусского национального технического университета (БНТУ).

Передаточная функция объекта имеет следующий вид [1]:

$$W_{OY}(p) = \frac{y}{u} = \frac{K_{OY}}{p^2 + a_1 p + a_2}, \quad (1)$$

где y – выходная переменная; u – управление; K_{OY} – коэффициент передачи объекта; a_1 и a_2 – номинальные значения параметров, которые могут изменяться произвольным образом в ограниченном диапазоне.

Для расчета параметров динамической настройки САР (рис. 1) при отработке скачка задания зададимся критерием оптимальности: $t_p \leq 1с, \sigma = 0\%$.

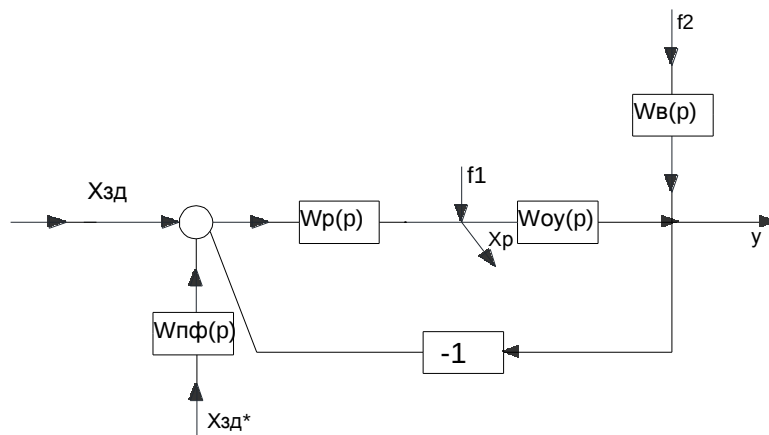


Рисунок 1. Структурная схема САР НГТУ:

$W_p(p)$ – передаточная функция ПИД-регулятора; $W_{oy}(p)$ – передаточная функция объекта; $W_{пф}(p)$ – передаточная функция фильтра для устранения перерегулирования; $W_{\epsilon}(p)$ – передаточная функция крайнего внешнего возмущения

Расчет параметров динамической настройки ПИД-регулятора по методу локализации [1].

Передаточная функция ПИД-регулятора:

$$W_{ПИД}(p) = \frac{u}{\Delta} = K_{П} + \frac{K_{И}}{p} + \frac{K_{Д}p}{\tau_1 p + 1}. \quad (2)$$

$$W_{ПИД}(p) = \frac{(K_{Д} + \tau_1 K_{П})p^2 + (K_{П} + \tau_1 K_{И})p + K_{И}}{p(\tau_1 p + 1)}. \quad (3)$$

Здесь

$$K = K_{Д} + \tau_1 K_{П}, \quad c_1 = \frac{K_{П} + \tau_1 K_{И}}{K_{Д} + \tau_1 K_{П}}, \quad c_2 = \frac{K_{И}}{K_{Д} + \tau_1 K_{П}}, \quad (4)$$

где c_1 и c_2 – параметры передаточной функции.

$$W_{ПИД}(p) = \frac{K(p^2 + c_1 p + c_2)}{p(\tau_1 p + 1)}. \quad (5)$$

Для устранения «нулей» передаточной функции и улучшения качества переходного процесса введен предварительный фильтр:

$$W_{ПФ}(p) = \frac{c_2}{p^2 + c_1 p + c_2}. \quad (6)$$

Исходя из требований к точности регулирования, рассчитывают коэффициент усиления K по соотношению $KK_{OY} \geq (20 \dots 100)$, что соответствует статической ошибке $\delta^0 \leq (0,05 \dots 0,01)$.

Передаточная функция объекта управления:

$$W_{OY}(p) = \frac{10}{p^2 + 3p + 10}. \quad (7)$$

Параметры регулятора при выбранном значении $K=1$ и $\tau_1 = 0,01$ равны: $K_{П} = 6,8, K_{И} = 20, K_{Д} = 0,932$. Тогда:

$$K = 0,932 + 0,01 \cdot 20 = 1; c_1 = \frac{6,8 + 0,01 \cdot 20}{0,932 + 0,01 \cdot 6,8} = 7; c_2 = \frac{20}{0,932 + 0,01 \cdot 6,8} = 20; \quad (8)$$

$$W_{ПИД}(p) = \frac{1(p^2 + 7p + 20)}{p(0,01p + 1)}; \quad (9)$$

$$W_{ПФ}(p) = \frac{20}{p^2 + 7p + 20}. \quad (10)$$

Передаточная функция крайнего внешнего возмущения:

$$W_{\varepsilon}(p) = \frac{k_{\varepsilon}}{T_{\varepsilon}p + 1} = \frac{10}{0,236p + 1}; \quad (11)$$

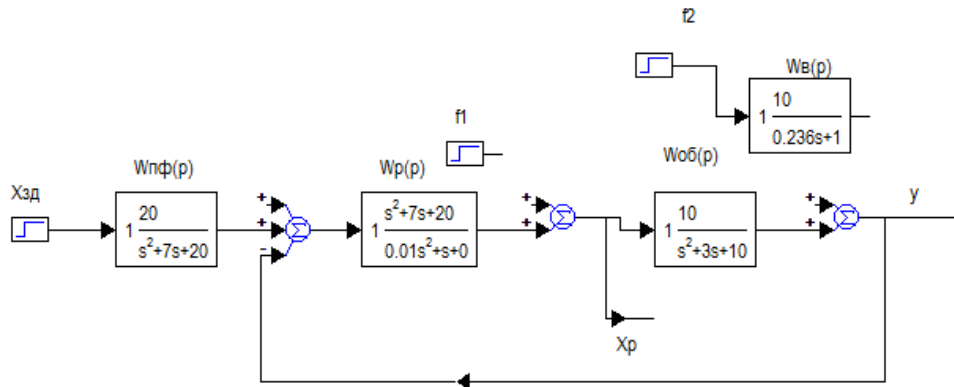


Рисунок 2. Структурная схема моделирования САР НГТУ

Расчет параметров динамической настройки оптимального регулятора проведен на основе экспресс-метода структурно-параметрической оптимизации БНТУ [2] (рис. 3).

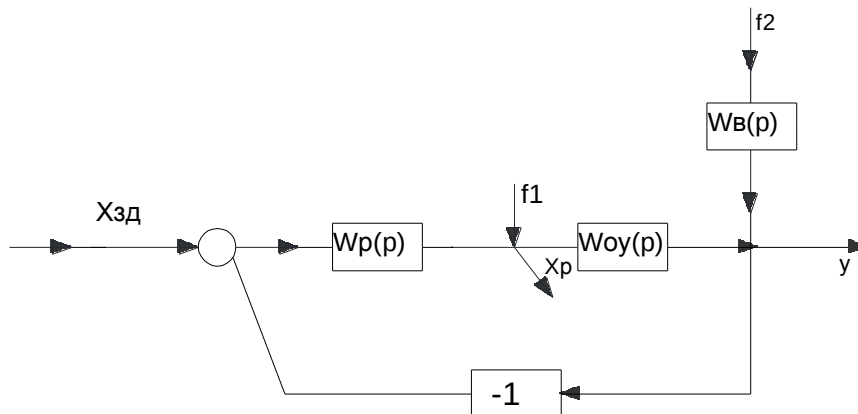


Рисунок 3. Структурная схема САР БНТУ

$W_p(p)$ – передаточная функция регулятора; $W_{oy}(p)$ – передаточная функция объекта; $W_{\varepsilon}(p)$ – передаточная функция крайнего внешнего возмущения

Передаточная функция оптимального регулятора, настроенного по методу БНТУ:

$$W_p^{opt}(p) = [W_{oy}(p)]^{-1} W_{3d}^{PC(n=2)}, \quad (12)$$

$$\text{где} \quad W_{3d}^{PC(n=2)} = \frac{1}{2T_{3d}p\left(\frac{T_{3d}}{2}p+1\right)}; \quad (13)$$

$W_{3d}^{PC(n=2)}$ – заданная передаточная функция разомкнутой системы по задающему воздействию.

Выбор численных значений T_{3d} осуществляем с использованием ряда чисел правила золотого сечения, приняв за целое t_p . Выбираем следующее значение заданной постоянной времени (единственного параметра динамической настройки регулятора):

$$T_{3d}^{opt} = 0,09t_p = 0,09 \text{ с}; \quad (14)$$

$$W_p^{opt}(p) = \frac{0,1p^2+0,3p+1}{2T_{3d}p\left(\frac{T_{3d}}{2}p+1\right)} = \frac{0,1p^2+0,3p+1}{0,0081p^2+0,18p}. \quad (15)$$

В результате реализуем следующую схему моделирования САР (рис. 4):

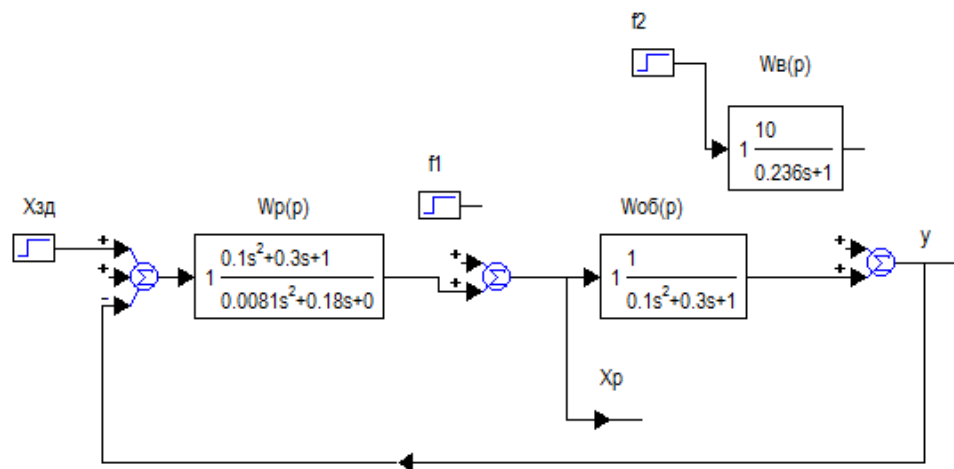


Рисунок 4. Структурная схема моделирования САР БНТУ

Результаты моделирования переходных процессов при отработке скачка задания представлены на рисунке 5.

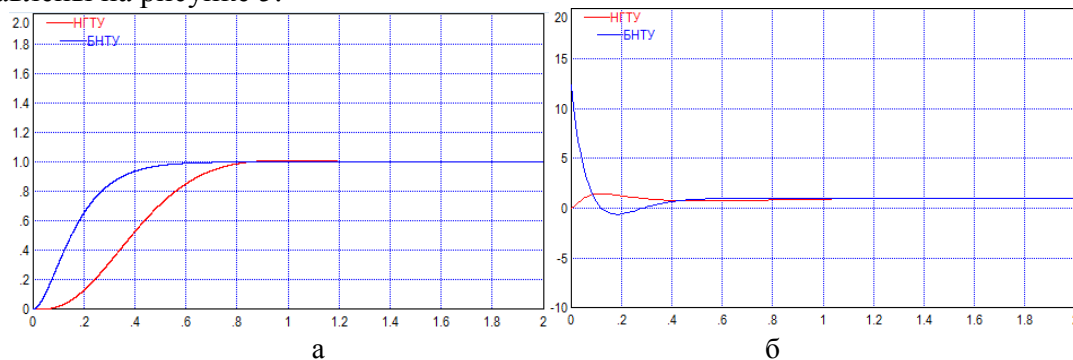


Рисунок 5. Графики переходных процессов при отработке скачка задания с выводом на печать: а – основной регулируемой величины y , б – регулирующего воздействия x_p

Как видно из рисунка, оба регулятора соответствуют критерию оптимальности: время регулирования $t_p \leq 1$, перерегулирование $\sigma = 0\%$. Однако полное время отработки скачка задания у БНТУ на 40% меньше, чем у НГТУ.

Для улучшения качества переходного процесса при отработке внутреннего и внешнего возмущения дополнительно введем стабилизирующий регулятор и устройство компенсации (УК).

Результаты моделирования переходных процессов при отработке внутреннего и внешнего возмущения представлены на рисунках 8, 9.

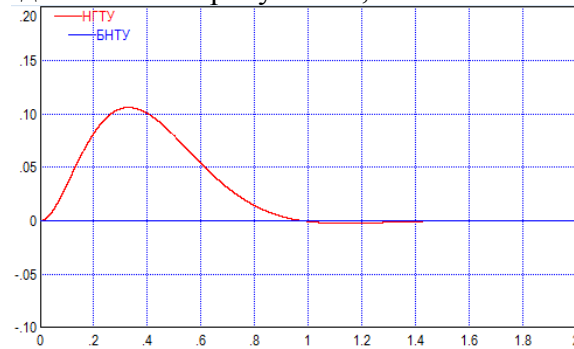


Рисунок 8. График переходного процесса при отработке внутреннего возмущения с выводом на печать основной регулирующей величины y

При сравнении методов видно, что при отработке внутреннего возмущения в методе НГТУ появляется ошибка регулирования 11%, время регулирования порядка 1 с, в БНТУ достигнута полная инвариантность y при изменении f_1 .

С учетом изменения (20) и $T_{зд3} = 0,035с$:

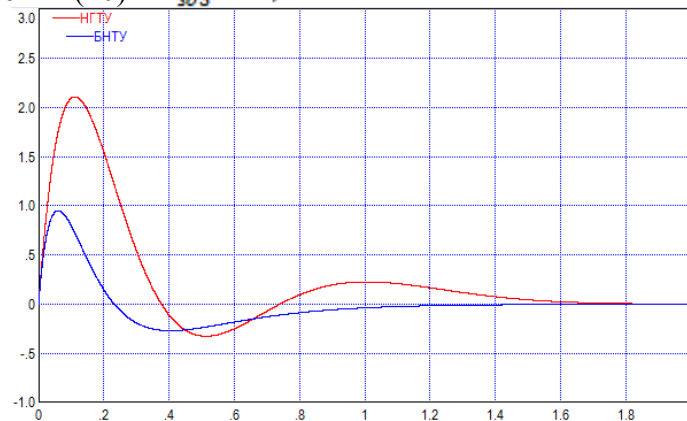


Рисунок 9. График переходного процесса при отработке внешнего возмущения с выводом на печать основной регулируемой величины y

При измерении регулируемой величины под воздействием внешнего возмущения время регулирования у БНТУ составляет порядка 1,5 с.

Литература

1. Земцов Н.С., Французова Г.А. Расчет параметров робастного ПИД-регулятора на основе метода локализации // Вестник Южно-Уральского государственного университета. – 2013. - №4. – 13 т.
2. Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами/ под ред. Г.Т. Кулаков. – Минск: Высшая школа, 2017 – 240 с.

УДК 621.039

ИНТЕГРАЛЬНАЯ РЕАКТОРНАЯ УСТАНОВКА С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКОМ ДАВЛЕНИИ

Войтенкова Д.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Чиж В.А.

В настоящее время реакторы ВВЭР занимают ведущее место в ядерной энергетике и будут сохранять это положение в ближайшие 20 лет. За предшествующие 50 лет создана технология изготовления оборудования и строительства реакторных установок, накоплен значительный опыт эксплуатации. Но, к сожалению, из-за особенностей физических свойств воды в докритическом состоянии, а именно - слабой зависимости температуры насыщения от давления в интервале свыше 12 МПа - изменения температуры теплоносителя на выходе из реакторов ВВЭР не столь значительны, от 292 до 325°C. Вследствие этого КПД установок ограничен $\approx 33\%$.

Эти недостатки могут быть преодолены путем перехода к сверхкритическим параметрам теплоносителя. Повышение давления до 23,5 – 25,0 МПа и температуры теплоносителя до 380 – 540 °C позволит:

- резко повысить КПД энергоблока;
- избежать критического теплового потока, который может привести к пережогу твэлов;
- благодаря большому приросту энтальпии теплоносителя при прохождении через активную зону при сравнимой мощности иметь гораздо меньший расход;
- из-за резкого изменения плотности теплоносителя в окрестности точки «псевдофазового» перехода осуществлять регулирование реактора изменением спектра нейтронов.

В данной статье рассмотрена реакторная установка В-670 СКДИ.

ВВЭР-СКДИ является реакторной установкой с интегральной компоновкой первого контура и естественной циркуляцией теплоносителя. От других реакторов на сверхкритических параметрах отличается регулированием мощности в ходе кампании изменением спектра нейтронов и меньшими значениями температуры теплоносителя.

Таблица 1 - Характеристики РУ В-670 СКДИ

Характеристика	ВВЭР - СКДИ
Спектр нейтронов	Быстрорезонансный
Число контуров	2
Мощность, МВт: электрическая тепловая	670
	1634
Давление теплоносителя, МПа	24,0
Температура теплоносителя, °C: на входе в активную зону на выходе из активной зоны	375/365*
	395/382,5*
Параметры генерируемого пара второго контура: давление, МПа температура, °C	14,7
	380/369*
Электрический КПД, %	41,0
Размеры активной зоны, м: высота диаметр	4,20
	2,70
Коэффициент воспроизводства	0,84

* В числителе указана температура в начале кампании, в знаменателе – в конце.

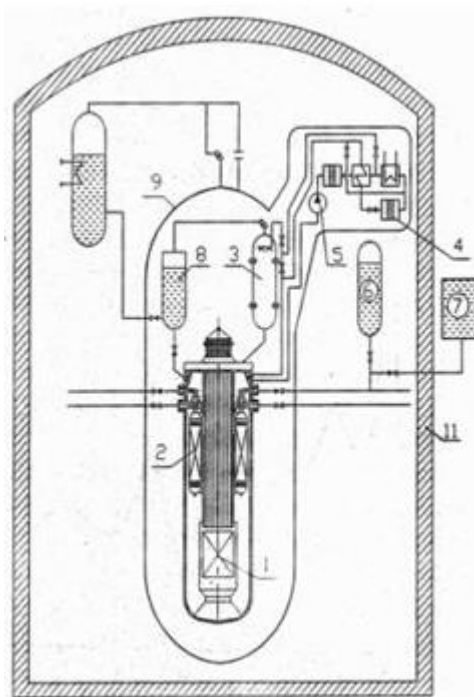


Рисунок 1. Схема интегральной реакторной установки В-670

1 – реактор, 2 – парогенератор, 3 – компенсатор давления, 4 – система химводоочистки, 5 – насос, 6 – гидроёмкость, 7 – бак запаса воды, 8 – бак с борированной водой, 9 – страховочный корпус, 10 – барботер, 11 – защитная оболочка.

Установка реакторная В-670 СКДИ включает в себя реактор, парогенератор, встроенный в корпус реактора, шахту бетонную, систему компенсации давления, систему аварийного охлаждения активной зоны, систему пассивного отвода тепла, систему аварийного газоудаления, систему локализации течи из первого контура во второй.

Реакторная установка размещена в защитной оболочке, имеющей форму цилиндра и сверху ограниченной куполом. Диаметр оболочки — около 34 м, высота — 55 м. Внутри защитной оболочки расположен страховочный корпус, предназначенный для локализации пароводяной смеси при течи из первого контура. Страховочный корпус является дополнительным барьером для выхода продуктов деления в окружающую среду. Расчетное давление в нем — 0,55 МПа.

Внутрикорпусное пространство разделено цилиндрической обечайкой. В нижней части обечайки расположена активная зона, над которой находится тяговый участок контура естественной циркуляции. В верхней части кольцевого зазора между обечайкой и корпусом реактора размещается прямотрубный прямоточный парогенератор с противоточным движением сред.

Парогенератор состоит из 15 модулей. Для сокращения числа вводов питательной воды и выводов пара через корпус реактора каждые три парогенераторных модуля объединены в секции. Таким образом парогенератор разделен на пять независимых секций, каждая из которых включает в себя три пары коллекторов — паросборные вверху и раздающие питательную воду внизу. Следовательно, при появлении в каком-либо модуле межконтурной неплотности отключается секция, и энергоблок может продолжать работать на пониженной мощности.

Естественная циркуляция обеспечивается за счет разности плотностей теплоносителя в подъемном и опускном участках. Температуры теплоносителя на входе и выходе из активной зоны выбраны таким образом, что в этом диапазоне находится псевдофазовый переход, благодаря чему плотность «горячего» теплоносителя примерно в 3 раза меньше плотности «холодного».

Температура на входе в активную зону несколько ниже псевдокритической температуры (375°C), а температура на выходе из активной зоны – несколько выше псевдокритической температуры (395°C). Температура питательной воды и перегретого пара – 253 и 380°C .

На каждом трубопроводе, выходящем из корпуса реактора, в страховочном корпусе и за его пределами предполагается иметь задвижку и быстродействующие запорно-отсечные клапаны (БЗОК), которые при разгерметизации трубопровода перекрывают течь. Так как трубопроводы имеют малые диаметры (в основном, 150 мм), то выброс теплоносителя под защитную оболочку за время срабатывания арматуры будет незначительным. При течи из корпуса реактора или разрыве трубопроводов до запорных устройств выходящий пар будет поступать в страховочный корпус и далее — в воду кольцевого пространства в страховочном корпусе, в бассейн выдержки топлива, где начнет конденсироваться. В результате давление в страховочном корпусе должно незначительно превышать атмосферное давление. Одновременно вода из гидроемкостей второго контура, поступая в парогенератор, будет конденсировать пар в корпусе.

При разработке проектов реактора СКД важным является выбор конструкционных материалов. В первую очередь это относится к материалу оболочек твэлов. Расчеты дают для РУ В-670 СКДИ максимальное значение температуры оболочек 480°C при работе на номинальной мощности. Анализ неопределенности и учет отложений продуктов коррозии могут повысить это значение до 500°C или несколько выше.

Для данного типа реактора в качестве оболочек твэлов предпочтительнее использовать сплав на основе циркония, так как остальные оболочки могут привести к отрицательному коэффициенту реактивности по плотности. При использовании для оболочек циркониевого сплава коэффициент реактивности по плотности положителен в течение всей кампании.

В РУ В-670 СКДИ используется спектральный способ поддержания критичности в процессе кампании, при котором спектр нейтронов в процессе кампании смещается из резонансно-тепловой области в тепловую. Для этого плотность теплоносителя в течение кампании постепенно повышается, что обеспечивается снижением температуры теплоносителя в ПГ при заданной тепловой мощности реактора путём увеличения расхода питательной воды. Рост расхода питательной воды снижает величину перегрева пара в ПГ и повышает теплоотдачу со стороны второго контура. В результате температура теплоносителя на входе в активную зону и средняя температура по активной зоне, снижаются.

Поддержание критичности активной зоны в процессе кампании регулированием спектра нейтронов дает возможность исключить целый класс аварий, связанных с выбросом органов регулирования, так как в этих режимах органы регулирования находятся в верхнем положении.

Интегральная компоновка по сравнению с петлевой имеет следующие преимущества:

- резкое сокращение протяженности первого контура и исключение возможности его быстрого осушения;
- исключение аварий, связанных с резким снижением расхода теплоносителя по первому контуру;
- снижение вероятности течи из первого контура во второй, благодаря тому, что трубы теплообменной поверхности находятся под давлением сжатия;
- саморегулирование расхода теплоносителя через кассеты активной зоны при естественной циркуляции теплоносителя.

По уровню безопасности ВВЭР-СКДИ может относиться к установкам так называемого предельно достижимого уровня безопасности. Можно ожидать, что удельные капитальные затраты на создание интегральной РУ СКДИ будут ниже, по сравнению с установкой ВВЭР-1200. Это связано с отсутствием такого сложного и дорогостоящего оборудования, как циркуляционные насосы первого контура, защитная оболочка, устройство локализации расплава активной зоны и др. Удорожание корпуса компенсируется отсутствием главных

циркуляционных трубопроводов и корпусов парогенераторов. Удельная площадь теплообменной поверхности парогенератора существенно меньше из-за более интенсивного теплообмена. Благодаря естественной циркуляции теплоносителя первого контура, затраты электроэнергии на собственные нужды также ниже чем у ВВЭР-1200. Удельные расход топлива по делящимся нуклидам меньше, чем в ВВЭР-1000, примерно на 30%. Предельно достижимая безопасность РУ допускает размещение АЭС вблизи крупных населенных пунктов, что дает возможность использовать ее в качестве АТЭЦ. В этом случае полный КПД турбоустановки (брутто) с учетом отпуска тепла может быть выше 65%.

Литература

1. Асмолов В.Г., Семченков Ю.М., Сидоренко В.А. Облик АЭС с легководными энергетическими реакторами следующего поколения // Безопасность, эффективность и экономика атомной энергетики: Тезисы докладов 7-й международной научно-технической конференции. – Москва, 2010.
2. Дмитриев, С.М. Применение кольцевых тепловыделяющих элементов в реакторах ВВЭР со сверхкритическими параметрами / С.М. Дмитриев, А.В. Комаров, В.А. Фарафонов // Труды Нижегородского технического университета им. Р.Е. Алексеева. - 2015. - № 2 (109). - С. 129.
3. Интегральные реакторные установки с естественной циркуляцией воды при сверхкритическом давлении – РУ СКДИ / Семченков Ю.М. [и др.] // Обеспечение безопасности АЭС с ВВЭР: Тезисы докладов 9-й международной научно-технической конференции. – Подольск: ОКБ «Гидропресс», 2013.
4. Силин В.А., Зорин В.М., Хлопов Р.А. О реакторе, охлаждаемом водой сверхкритического давления // Электрические станции. – 2014. - №4.
5. Сироткина А.Л., Лощаков И.И. Водоохлаждаемый реактор со сверхкритическим давлением теплоносителя: особенности регулирования, разогрева и расхолаживания // Глобальная ядерная безопасность. – Москва: ВИТИ НИЯУ МИФИ, 2013. - №1(6). – С. 67 – 77.

УДК 62-5

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ НА БАЗЕ СТРУКТУРЫ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА

Григоревич А.И.

Научный руководитель – Воюш Н.В.

1. Постановка задачи

Динамика объекта регулирования:

$$k_{оп} = 1,9 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{Т/Ч}}; T_{оп} = 15,2 \text{ с}; \sigma_{оп} = 1,6 \text{ с}; k_{ин} = 1 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{Т/Ч}}; T_{ин} = 95 \text{ с}$$

$$\sigma_{ин} = 19,2 \text{ с}; \tau_y = 27 \text{ с};$$

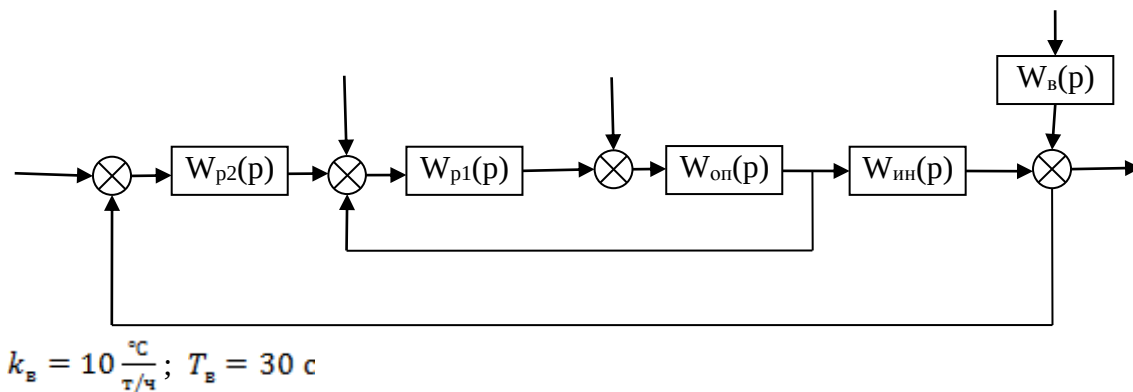


Рисунок 1. Структурная схема каскадной САР

Стабилизирующий регулятор:

$$W_{p1}(p) = \frac{K_{p1}(T_{и1}p + 1)}{T_{и1}p + 1} \quad (1.1)$$

Корректирующий регулятор:

$$W_{p2}(p) = \frac{K_{p2}(T_{и2}p + 1)}{T_{и2}p + 1} \quad (1.2)$$

Опережающий участок объекта регулирования:

$$W_{оп}(p) = \frac{k_{оп}}{(T_{оп}p + 1)(\sigma_{оп}p + 1)} = \frac{1,9}{(15,2p + 1)(1,6p + 1)} \quad (1.3)$$

Инерционный участок объекта регулирования:

$$W_{ин}(p) = \frac{k_{ин}e^{-\tau_y p}}{(T_{ин}p + 1)(\sigma_{ин}p + 1)} = \frac{1e^{-27p}}{(95p + 1)(19,2p + 1)} \quad (1.4)$$

Крайнее внешнее возмущение:

$$W_{э}(p) = \frac{k_{э}}{T_{э}p + 1} = \frac{10}{30p + 1} \quad (1.5)$$

2. Расчет параметров оптимальной динамической настройки типовой КСАР по методам БНТУ

Стабилизирующий регулятор

$$T = \frac{T_{оп}}{\sigma_{оп}} = \frac{15,2}{1,6} = 9,5 \quad (2.1)$$

$$K = (k_p \cdot k_{оп}) = 0,7395 \cdot T \left(1 + \frac{1}{T}\right)^2 - 1 = 0,7395 \cdot 9,5 \left(1 + \frac{1}{9,5}\right)^2 - 1 = 7,582 \quad (2.2)$$

$$k_p = \frac{K}{k_{оп}} = \frac{7,582}{1,9} = 3,990 \frac{\text{т/ч}}{^{\circ}\text{C}} \quad (2.3)$$

$$I = \left(\frac{T_{ин}}{\sigma_{оп}} \right) = \frac{6,36 \cdot K}{T \left(1 + \frac{1}{T} \right)^3} = \frac{6,36 \cdot 7,582}{9,5 \left(1 + \frac{1}{9,5} \right)^3} = 3,759 \quad (2.4)$$

$$T_{ин} = I \cdot \sigma_{оп} = 3,759 \cdot 1,6 = 6,014 \text{ с} \quad (2.5)$$

$$W_{p1}(p) = \frac{3,99(6,014p+1)}{6,014p+1} \quad (2.6)$$

Корректирующий регулятор

$$T_{и} = T_{к} = T_{ин} + \sigma_{ин} = 95 + 19,2 = 114,2 \text{ с} \quad (2.7)$$

$$k_{p2} = \frac{T_{к}}{4 \cdot k_{ин} \cdot \tau_y} = \frac{114,2}{4 \cdot 1 \cdot 27} = 1,057 \frac{\text{т/ч}}{^{\circ}\text{C}} \text{ при } \varepsilon = 1 \quad (2.8)$$

$$W_{p2}(p) = \frac{1,057(114,2p+1)}{114,2p+1} \quad (2.9)$$

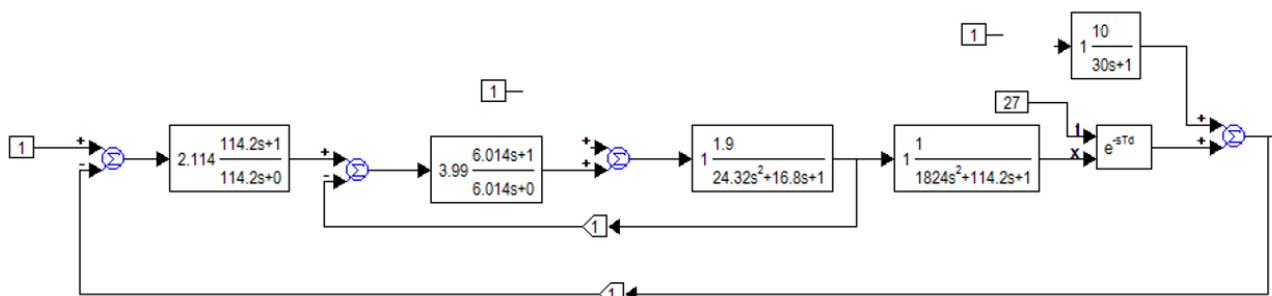


Рисунок 2. Схема типовой КСАР настроенная по методу БНТУ

3. Структурно-параметрическая оптимизация КСАР

Исходные предпосылки:

- 1) Отказываемся от типовых законов регулирования.
- 2) Используем передаточную функцию оптимального регулятора.
- 3) Учитываем динамику внутреннего контура при выборе структуры корректирующего устройства.

Алгоритм:

Оптимизацию структуры САР начинаем с внутреннего контура при следующих условиях: структура СР выбираем на основе передаточной функции опережающего участка. В формуле передаточной функции оптимального регулятора настраиваем на оптимальную обработку скачка задания 1.

$$W_p^{opt}(p) = \frac{T_{он}^* p + 1}{K_{он} T_{зод1} p} \quad (3.1)$$

Т.о. передаточную функцию СР представляет собой ИПИ регулятор, но с одним параметром настройки $T_{зод1}$, численное значение которое выбирается по правилу золотого сечения.

$$T_{зод1} = j_1 T_{он}^* \quad (3.2)$$

где, j_1 выбирается в соответствии с правилом золотого сечения.

Внутренний контур ведет при обработке скачка задания ведет себя как заданная передаточная функция при обработке скачка задания 1.

$$W_{301}(p) = \frac{1}{T_{301}p + 1} \quad (3.3)$$

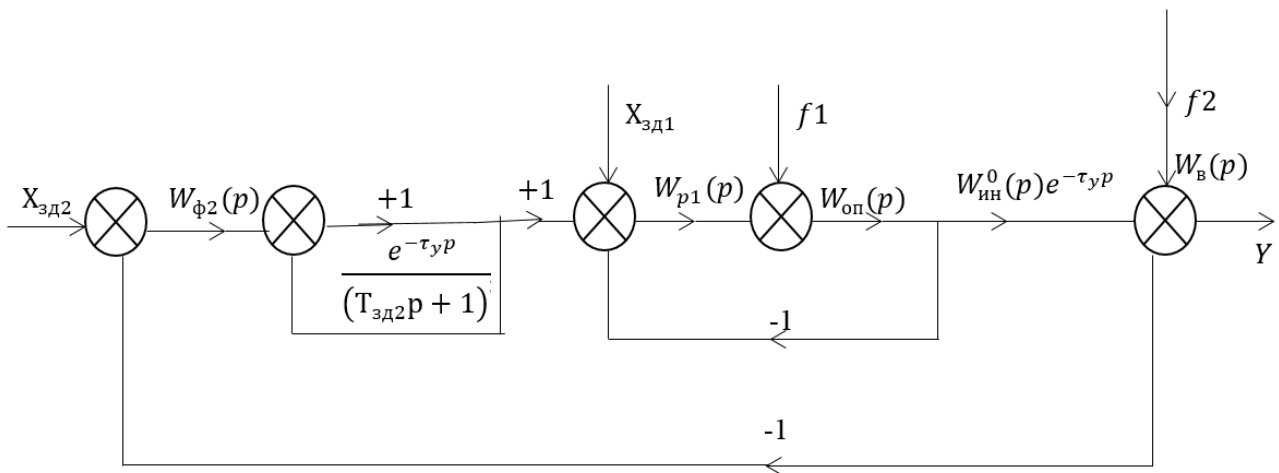


Рисунок 3. Структурная схема КСАР настроенной с помощью оптимального регулятора

$$W_{\phi 2}(p) = \frac{W_{302}(p)}{W_{\text{экв}2}(p)}; \quad (3.4 - 3.6)$$

$$W_{302}(p) = \frac{e^{-\tau_y p}}{(T_{302}p + 1)^3}, \text{ где } T_{302} = j_2 \tau_y$$

j_2 выбирается в соответствии с правилом золотого сечения

$$W_{\text{экв}2}(p) = \frac{K_{\text{ин}} e^{-\tau_y p}}{(T_{\text{ин}}p + 1)(\sigma_{\text{ин}}p + 1)(T_{301}p + 1)} \quad (3.5)$$

Расчет

$$T_{3д1} = j_1 T_{\text{оп}} = 0,09 \cdot 16,8 = 1,51 \text{ с}; \quad (3.6)$$

$$T_{3д2} = j_2 \tau_y = 0,382 \cdot 27 = 10,31 \text{ с} \quad (3.7)$$

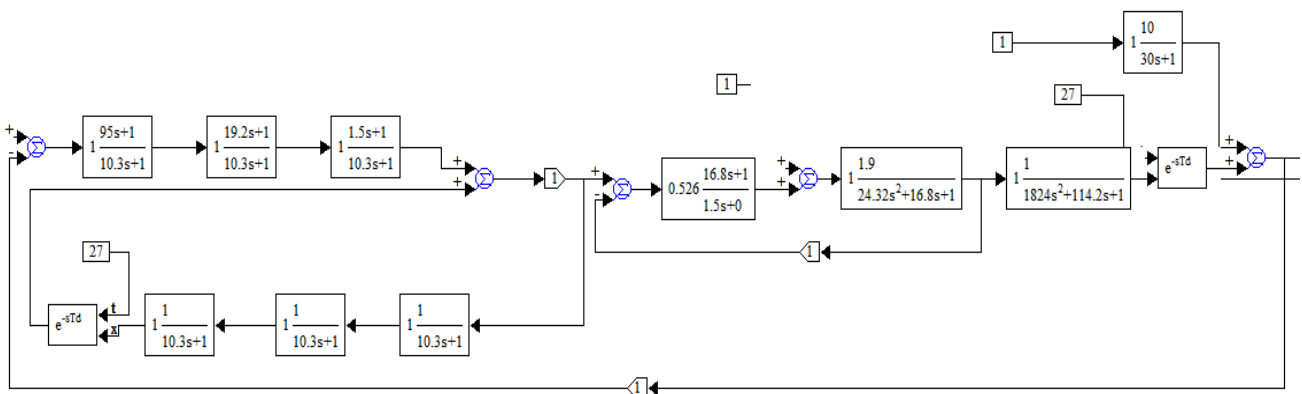


Рисунок 4. Схема структурно-параметрической оптимизации КСАР

Улучшение качества регулирования за счет использования принципа инвариантности

Принцип инвариантности: независимость основной регулируемой величины «у» от изменения крайнего внешнего возмущения «f₂». Для того чтобы существенно улучшить качество регулирования необходимо дополнительно измерить «f₂», например, с помощью датчика расхода пара, и выход датчика подать на устройство компенсации «f₂».

$$W_{yk}^{f2}(p) = \frac{1 - W_{зд2}(p)}{W_{зд2}(p)} W_{\text{в}}(p) \quad (3.8)$$

$$W_{зд2}(p) = \frac{1}{(T_{зд2}p + 1)^3} = \frac{1}{(T_{зд2}p + 1)^3 (\tau_y p + 1)} \quad (3.9)$$

$$W_{yk}^{f2}(p) = \left[1 - \frac{1}{(T_{зд2}p + 1)^3 (\tau_y p + 1)} \right] \cdot \frac{K_{\text{в}} (\tau_y p + 1)}{(T_{\text{в}} p + 1)} \cdot \frac{(T_{зд2}p + 1)^3}{(T_{\text{б}} p + 1)^3} \quad (3.10)$$

При $T_{\text{б}} = T_{зд2}$

$$W_{yk}^{f2}(p) = \left[1 - \frac{1}{(T_{зд2}p + 1)^3 (\tau_y p + 1)} \right] \cdot \frac{K_{\text{в}} (\tau_y p + 1)}{(T_{\text{в}} p + 1)} \quad (3.11)$$

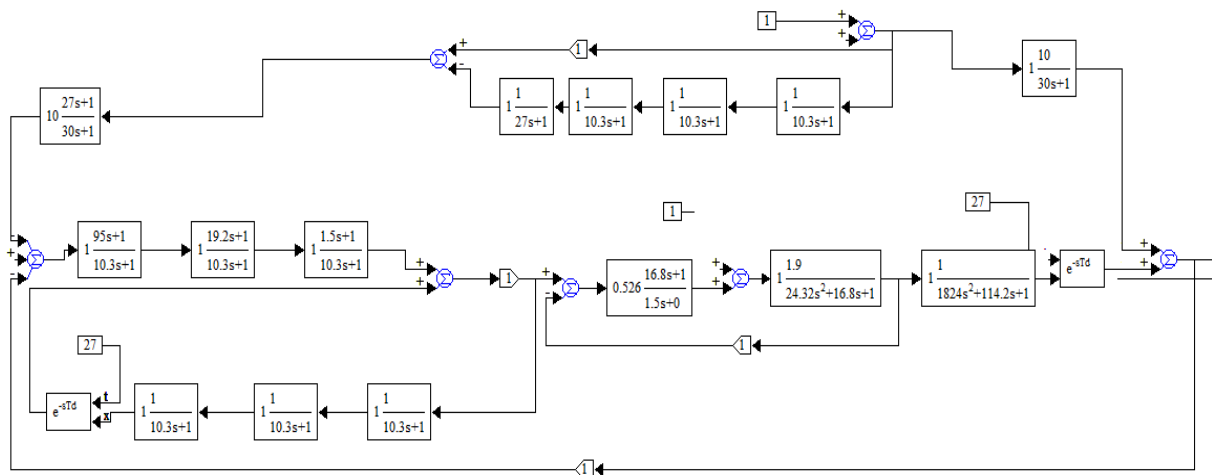


Рисунок 5. Схема инвариантной КСАР

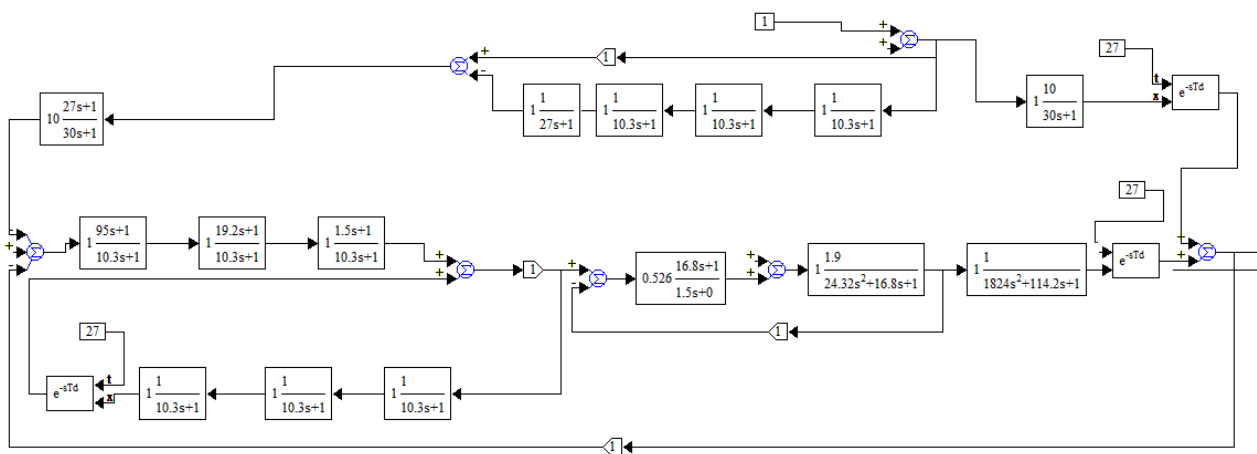


Рисунок 6. Схема инвариантной КСАР при плановом изменении нагрузки

Сравнение методов

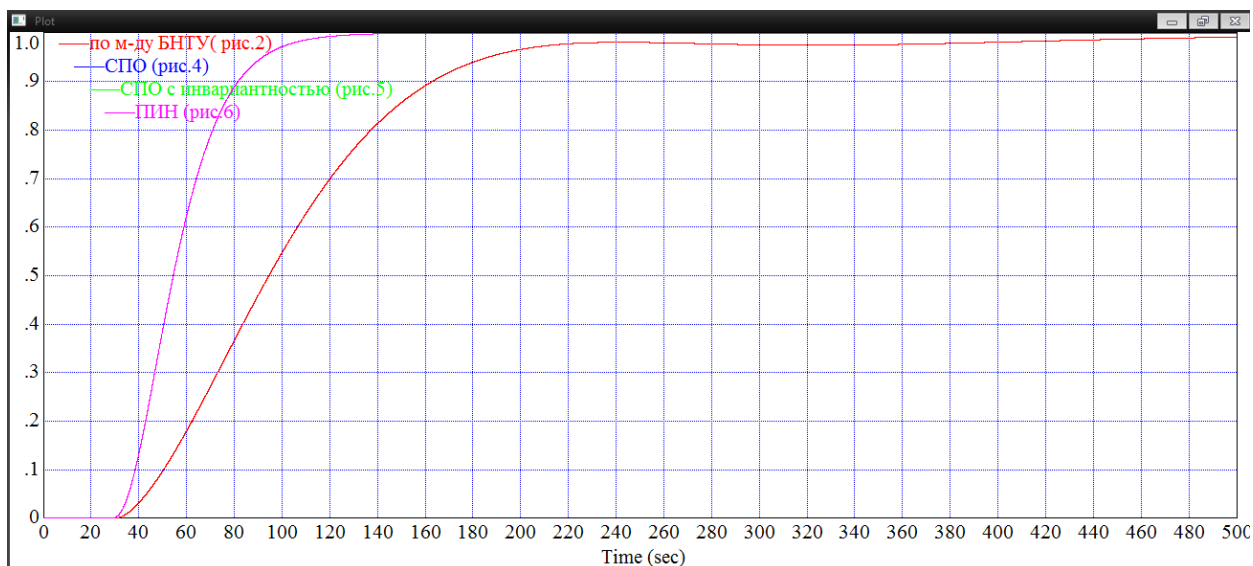


Рисунок 7. Отработка скачка задания $x_{зд}$

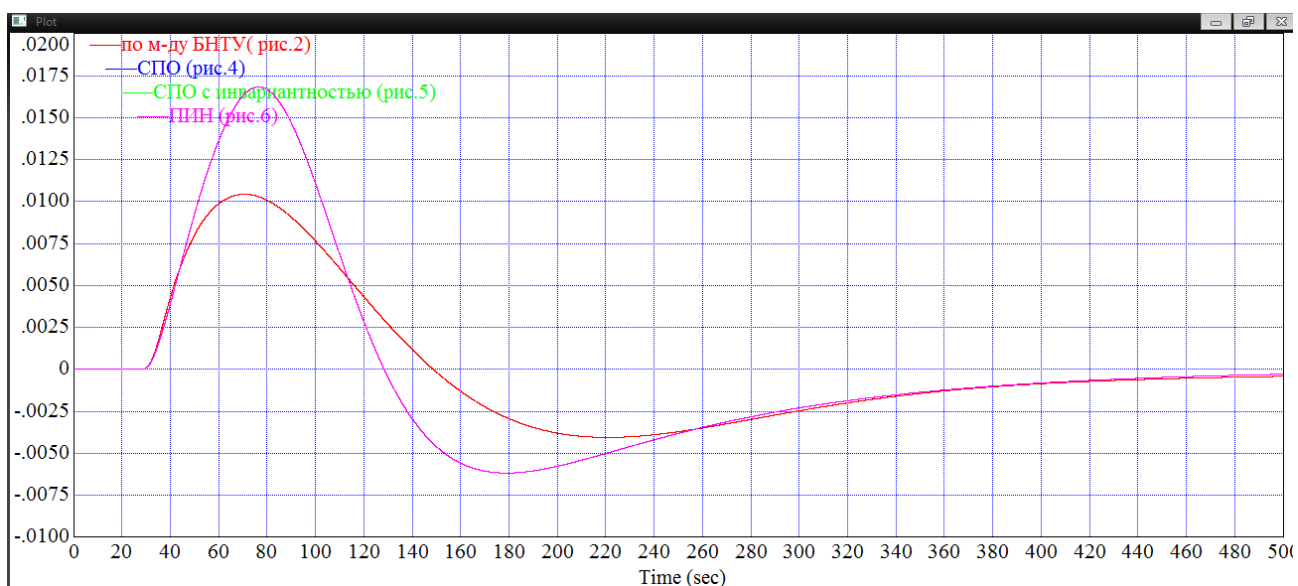


Рисунок 8. Отработка внутреннего возмущения f_1

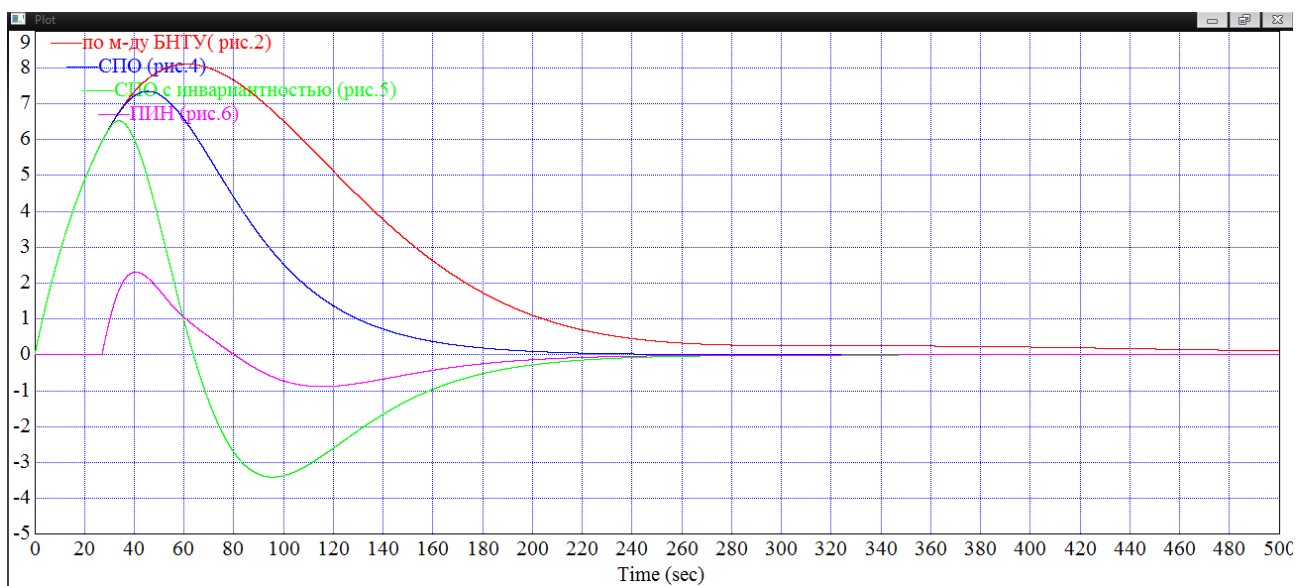


Рисунок 9. Отработка внешнего возмущения f_2

Заключение

Отказавшись от типовых законов регулирования (метод БНТУ) и использовав расчет системы автоматического регулирования на базе структуры оптимального регулятора, я добился следующих результатов:

- 1) Время отработки скачка задания уменьшилось в 4 раза;
- 2) При отработке внутреннего возмущения оба варианта расчета показали хороший результат, т.к. находятся в зоне нечувствительности;
- 3) Отработка внешнего возмущения улучшилась в 4 раза.

УДК 621.438 (075)

ПОДДЕРЖАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРОВ СОВРЕМЕННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Грицкевич А.И.

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

Компрессор потребляет 50–60% энергии, вырабатываемой газовой турбиной, и все, что оказывает влияние на эксплуатационные параметры компрессора, влияет и на работу газотурбинной установки (ГТУ) в целом.

Газовые турбины работают в условиях загрязненной атмосферы, содержащей частицы аэрозолей, солей, органических и неорганических веществ, масел и т.д. Налипая на лопатки компрессора, они снижают производительность двигателя. Налипание часто сопровождается образованием трудноочищаемых химических соединений – загрязнение лопаток компрессора становится критическим и приводит к значительному увеличению потерь мощности.

В современных ГТУ, оснащенных передовыми системами фильтрации, размер частиц, вызывающих загрязнение, составляет меньше микрона, поэтому именно фильтры тонкой очистки комплексного воздухоочистительного устройства (КБОУ) являются наиболее важными для предотвращения загрязнения компрессора, и к их выбору нужно подходить ответственно [1].

Наибольшая эффективность очистки может быть достигнута при использовании фильтров класса $H12$ или $H13$, которые не только обеспечивают оптимальный перепад давления, но и позволяют осуществлять его контроль.

Отметим, что, как и загрязнение компрессора, перепад давления в воздухозаборной системе является одной из основных причин снижения КПД и мощности ГТУ.

Требования к механическим свойствам фильтров, которые используются для очистки воздуха в ГТУ, значительно отличаются от тех, которые применяются для фильтров, используемых в составе систем кондиционирования помещений, поскольку максимальный проектный перепад давления для фильтров ГТУ должен составлять 2,5 кПа во влажных или сухих условиях

Стекловолоконный материал мокрой укладки обеспечивает наивысшую эффективность очистки воздуха в фильтре, поэтому он используется для изготовления фильтров тонкой очистки (в частности, классов F и H) для большинства ГТУ. Однако практически все виды стекловолоконных материалов отличаются низкой прочностью материала во влажном состоянии, и при высоком перепаде давления материал фильтра попросту рвется без дополнительных мер по повышению его прочности.

Это относится ко всем типам фильтров – и с глубокими складками, и с микроскладками, поэтому при замене фильтров необходимо убедиться в том, что они подходят для использования в составе ГТУ, и в их маркировке присутствует аббревиатура «GT».

В отношении оптимального перепада давления для каждого типа фильтров важными являются начальный перепад давления и динамика его повышения при загрязнении фильтра пылью. В традиционных стекловолоконных фильтрах, применяемых в КБОУ ГТУ, эти показатели зависят от характеристик материала. С увеличением площади фильтрующего материала понижается оба показателя: фильтры с большей площадью фильтрующего материала имеют более низкую скорость прохождения потока и более низкий начальный перепад давления; на фильтре с большей площадью фильтрации количество пыли, осевшей на 1 м^2 , будет меньше и процесс повышения перепада давления будет более медленным.

На рисунке 1 дано сравнение перепада давления стекловолоконных фильтров класса $H10$ с различной площадью фильтрации [1].

Как видно, разница в начальном перепаде давления у фильтров с глубокими складками (площади фильтрации 18 м^2) и микроскладками (36 м^2) составляет 150 Па . Можно показать, что использование фильтра с микроскладками обеспечит ежегодную экономию в сумме значительно большей, чем разница в стоимости данных типов фильтров [1].

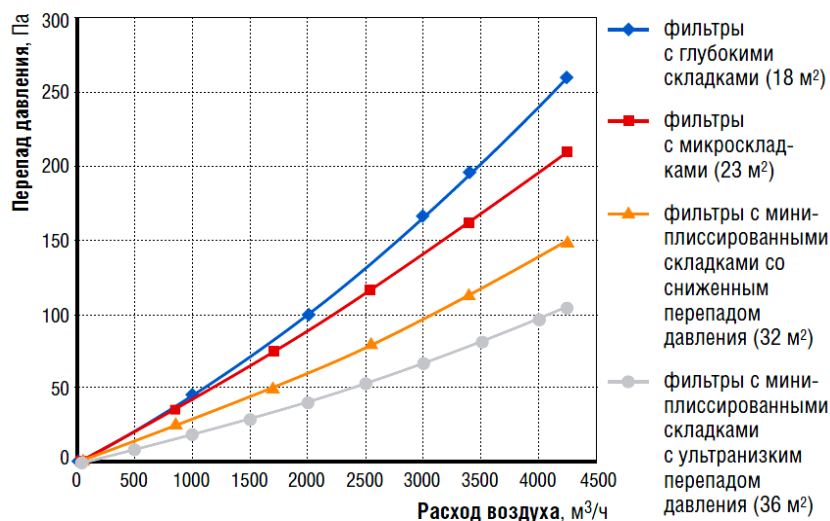


Рисунок 1. Сравнение перепада давления для фильтров H10 с различной площадью фильтрации

Даже не смотря на применение современных фильтров для КВОУ, эффективная работа ГТУ невозможна без периодической очистки лопаток компрессора.

Поскольку системы промывки низкого давления не могут обеспечить очистку в режиме «на ходу», компанией *Gas Turbine Efficiency (GTE)* разработана система высокого давления, обеспечивающая очистку лопаток компрессора как в режиме «на ходу», так и «на холодной прокрутке» [2]. Система может применяться в ГТУ различной мощности и разных производителей.

В результате исследований, проведенных компанией *GTE*, были определены условия, при которых достигается максимально эффективная промывка компрессора газовой турбины.

Прежде всего, это высокое давление моющего раствора – в диапазоне от 4 до 8 МПа. Необходимо, чтобы вода направлялась на вход компрессора так, чтобы лопатки компрессора смачивались по всей высоте. Кроме того, капли воды должны иметь адекватный механический импульс для эффективного контакта с загрязнением на лопатке.

Проведенные полевые и лабораторные испытания показали, что для большинства ГТУ размер капель воды должен быть около не менее $120\text{--}200 \text{ мкм}$, чтобы обеспечить эффективный контакт с лопатками компрессора.

Основываясь на этих двух положениях, компания разработала комплекты специфических газотурбинных форсунок, эффективность работы которых подтвердили проведенные исследования и испытания.

На рисунке 2 показаны результаты анализа гидродинамической модели, и полученная характеристика форсунки [2].

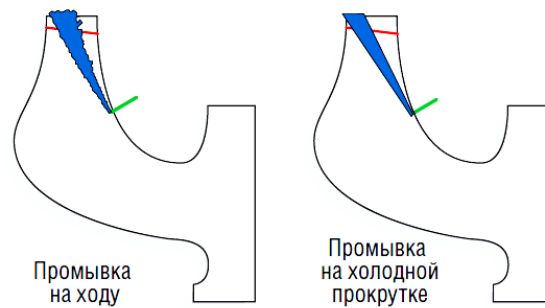


Рисунок 2. Гидродинамическое моделирование промывки на двух режимах при неизменном положении форсунки

Разработанная конструкция может быть реализована при использовании только 5 форсунок, как в режимах «на ходу», так и «на холодной прокрутке». В системах промывки, где используется до 35 форсунок, результат восстановления характеристик более низкий по сравнению с экспериментальной системой *GTE*.

Параллельно с выбором типа форсунок, их размещения, тонкости распыления капель компанией *GTE* была проделана большая экспериментальная работа и выведена зависимость, определяющая необходимый объем воды для эффективной промывки в зависимости от скорости воздушного потока компрессора. В результате создана система промывки высокого давления, которая использует всего 25% объема воды от рекомендованного для традиционных систем.

Промывка в режиме «на ходу» выполняется исключительно водой. При сильных загрязнениях промывка на холодной прокрутке может выполняться с использованием химических реагентов.

Опыт эксплуатации показал, что данная технология позволяет провести очистку загрязненного компрессора до 6-й ступени в режиме «на ходу» и полную промывку остальных ступеней компрессора – «на холодной прокрутке».

На рисунке 3 показаны результаты промывки компрессора с применением традиционной системы очистки (низкого давления) и системы *GTE* [2].

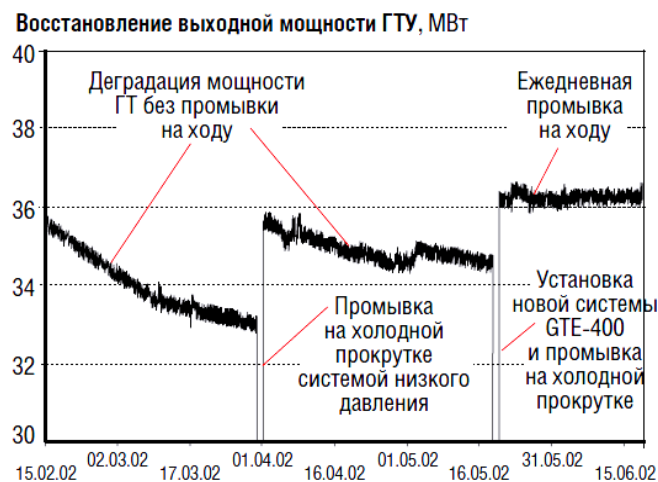


Рисунок 3. Сравнение эксплуатационных характеристик при промывке традиционной системой и системой *GTE*

В заключение отметим, что в настоящее время ужесточаются требования к энергетическому оборудованию: его надежности, долговечности, эксплуатационной готовности, стоимости всего жизненного цикла, а также к уровню вредных выбросов в атмосферу. С целью удовлетворения этих требований должно постоянно совершенствоваться

техническое обслуживание ГТУ с внедрением при этом новейших технологий и инновационных решений.

Литература

1. Маскрофт, Ф. Воздушные фильтры для ГТУ: оптимальный выбор // Турбины и дизели, сентябрь–октябрь 2008. – С. 18 – 21.
2. Тренин, В.М. Система промывки высокого давления для компрессора ГТУ / В.М. Тренин, П. Кросслинг // Турбины и дизели, январь–февраль 2008. – С. 22 – 25

УДК 621.165

РЕКОНСТРУКЦИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПТ-60-130/13 ГРОДНЕНСКОЙ ТЭЦ-2

Гульницкий В.В.

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

Паровая турбина ПТ-60-130/13 ст. № 2 Гродненской ТЭЦ-2 изготовлена ЛМЗ и введена в эксплуатацию в 1970 году. К настоящему времени процент ее износа составляет 100% при наработке более 300 тысяч часов. КПД проточной части цилиндра высокого давления (ЦВД) после капитального ремонта 2009 года составил 77,8% при нормативном 81,9% [1, 2].

При этом турбина имеет большое количество дефектов, основные из них:

- искривление ротора высокого давления (РВД) в районе регулирующей ступени 0,12 мм при норме 0,07 мм;
- имеются трещины и выборки без заварки в стопорном клапане и в паровых коробках двух регулирующих клапанов ЦВД;
- имеется ремонтная заварка в верхней половине ЦВД в районе регулирующей ступени;
- имеются промоины в паровой коробке перегрузочного клапана, в пазах под обоймы цилиндра низкого давления (ЦНД), на гребнях диафрагм ЦНД;
- повреждены выходные кромки соплового аппарата ЦВД и ЦНД;
- большой эрозионный износ основного металла корпусов бойлеров в зоне паровпуска, износ вальцовочных соединений трубной системы, выработка срока службы;
- выработка срока службы подогревателей высокого давления (ПВД), большой эрозионный износ коллекторов питательной воды, утонение стенки из-за коррозионного износа отдельных деталей трубопроводов обвязки;
- выработка срока службы внутритурбинных трубопроводов, утонение стенки из-за коррозионного износа многих деталей трубопроводов.

Рассматриваются следующие варианты реконструкции [1, 2].

«Без проекта» - при работе Гродненской ТЭЦ-2 в составе действующего в настоящее время оборудования с учетом установки котла-утилизатора и газовой турбины класса мощности 122,5 МВт.

Турбина ПТ-60-130/13 либо выводится из эксплуатации, либо остается в работе, а срок ее службы продлевается. При этом рассматриваются 2 варианта реконструкции:

«Вариант 1» - реконструкция по принципу турбоагрегата ст. №1 с работой после реконструкции с расчетным вакуумом в конденсаторе;

«Вариант 2» - реконструкция турбоагрегата по принципу турбоагрегата ст. №1 с подачей сетевой воды в основную охлаждающую поверхность конденсатора в зимнее время и подача циркуляционной воды при отсутствии нагрузок теплосети. Маркировка турбоагрегата после реконструкции – ПТ-70-12,8/1,28-0,3 или ПТ(Р)-70-12,8/1,28-0,3.

При реконструкции турбины в обоих вариантах предусматривается:

- увеличение теплофикационного отбора пара от 160 т/ч до 190 т/ч,
- организация дополнительного отбора пара 2,7 МПа в количестве 100 т/ч;
- замена генератора ТВФ-60-2 с водородным охлаждением на генератор с воздушным охлаждением;
- замена всего вспомогательного оборудования турбины и основных бойлеров,
- замена стопорного клапана и всех трубопроводов в пределах турбины;
- перевод турбоагрегата на АСУ ТП;

Реконструкция паровой турбины направлена на повышение эксплуатационных показателей и характеристик экономичности. Основные решения по реконструкции показаны на рисунке 1.

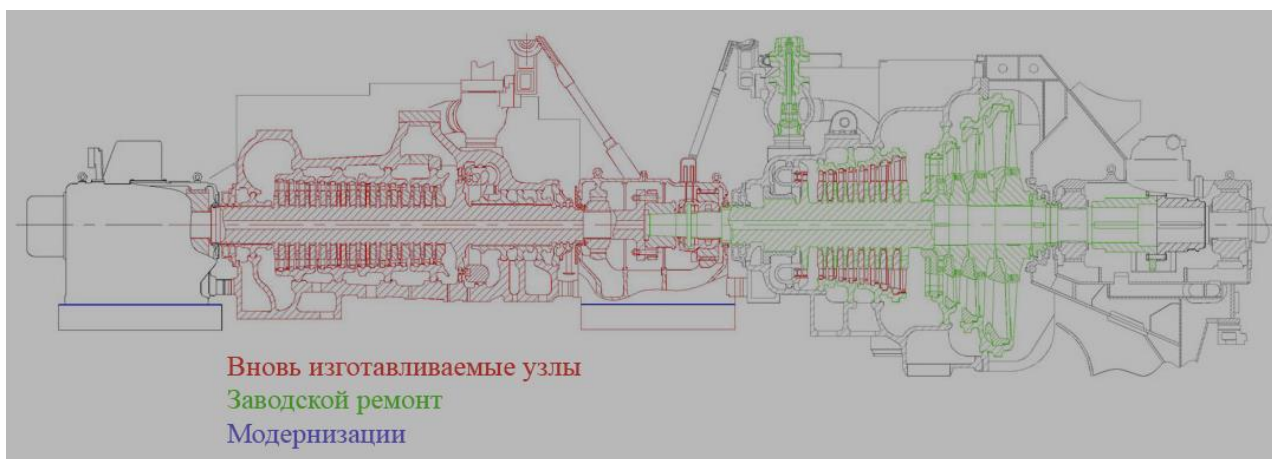


Рисунок 1. Основные решения по реконструкции турбины ПТ-60-130/13

Технико-экономические расчеты показывают предпочтительность варианта 2, который характеризуют следующие показатели:

- положительный чистый дисконтированный доход $NPV = 341\,887$ млн руб.;
- внутренняя норма рентабельности $IRR = 16,4\%$ выше ставки дисконтирования;
- динамический срок окупаемости проекта 11,6 лет меньше срока службы основного оборудования.

При реализации данной схемы, приведенной на рисунке 2, полностью исключаются потери тепла с вентиляционным пропуском в конденсатор. При этом лопатки последних ступеней турбины будут работать практически все время в расчетном режиме, что, несомненно, благотворно повлияет на надежность установки. Отпадает необходимость использования диафрагмы низкого давления, что значительно упрощает систему регулирования и конструкцию турбоагрегата.

На случай непредвиденного отключения теплосети предусмотрена возможность подачи циркуляционной воды в нижний сетевой подогреватель для предотвращения аварийного останова турбоагрегата. При использовании для этих целей, последовательно установленных двух обратных клапанов на подаче циркуляционной воды, аварийная схема может быть задействована автоматически, с минимальным участием электрических блокировок задвижек от ЭКМ.

Согласно обоснованию инвестиций показатели турбоагрегата ПТ-60-130/13 ст.№2 Гродненской ТЭЦ-2 после реконструкции составят:

- годовой отпуск электроэнергии – 1788 млн.кВт·ч;
- количество часов работы турбоагрегата – 6000 час/год;
- удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии - $171,4$ г/кВт·ч;
- удельный расход условного топлива на отпуск тепла – $167,2$ кг/Гкал.

При расчете изменения годового расхода топлива учитывался перерасход топлива на производство электроэнергии $\Delta B_{\text{э}}$ в связи с увеличением отпуска электроэнергии $\Delta \mathcal{E}$ и экономия топлива $\Delta B_{\text{тз}}$ за счет исключения потерь тепла в конденсаторе турбоагрегата $\Delta Q_{\text{пот}}$:

$$\Delta \mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{рек}} - \mathcal{E}_{\text{факт}} = (1788 - 1756,2) \cdot 10^6 = 31,8 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

$$\Delta B_{\text{э}} = \Delta \mathcal{E} \cdot b_{\text{э}} = 31,8 \cdot 10^6 \cdot 171,4 = 5,5 \cdot 10^3 \text{ т у.т.}$$

$$Q_{\text{пот}} = G_{\text{цв}} \cdot \Delta t_{\text{цв}} \cdot \tau = 5340 \cdot 2 \cdot 6000 = 64,08 \cdot 10^3 \text{ Гкал}$$

$$\Delta B_{\text{тз}} = Q_{\text{пот}} \cdot b_{\text{тз}} = 64,08 \cdot 10^3 \cdot 167,2 = 10,7 \cdot 10^3 \text{ т у.т.}$$

Здесь $\mathcal{E}_{\text{рек}}$, $\mathcal{E}_{\text{факт}}$ – ожидаемый годовой отпуск электроэнергии после реконструкции и фактический годовой отпуск электроэнергии в настоящее время;

$b_{\text{э}}$, $b_{\text{тз}}$ – удельные расходы условного топлива на отпуск электроэнергии в теплофикационном цикле и на отпуск теплоты;

τ – число часов работы турбоагрегата в году.

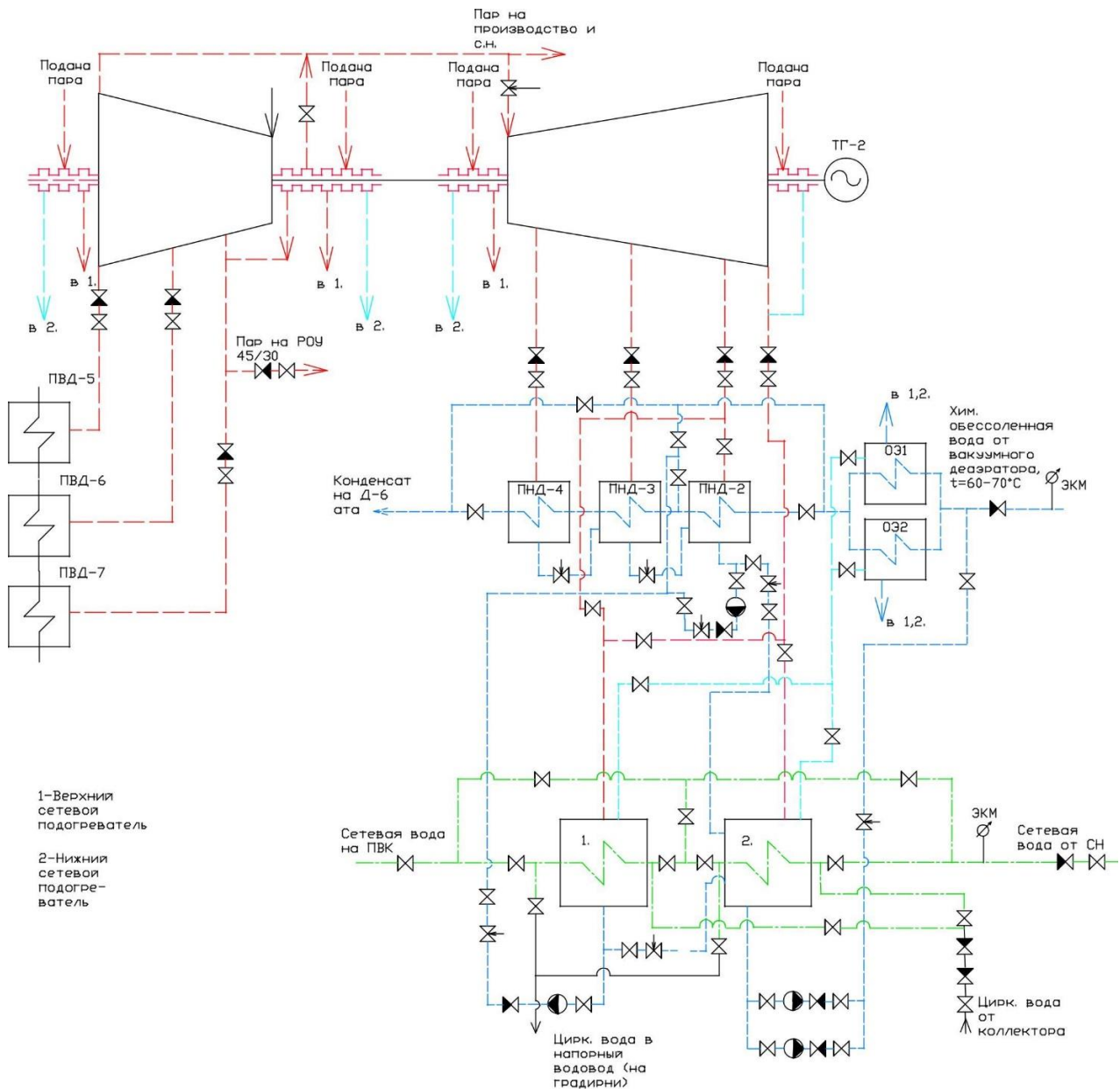


Рисунок 2. Принципиальная тепловая схема турбоагрегата после реконструкции по варианту 2

В итоге снижение годового расхода топлива при реконструкции турбоагрегата ПТ-60-130/13 составит

$$\Delta B = \Delta B_{\tau_3} - \Delta B_3 = (10,7 - 5,5) \cdot 10^3 = 5,2 \cdot 10^3 \text{ Ty.T.}$$

Литература

1. Гродненская ТЭЦ-2. Реконструкция турбоагрегата ПТ 60-130/13 ст. № 2 с заменой вспомогательного оборудования и генератора. Обоснование инвестирования 427-ПЗ-ОИЗ. Книга 1. Общая пояснительная записка. РУП "Белнипиэнергопром". Мн.: 2013.
2. Программа реконструкции и технического перевооружения Гродненской ТЭЦ-2 на 2011-2015 годы. РУП «Гродноэнерго», г. Гродно, ноябрь 2010 г.

УДК 621.039-78

АНАЛИЗ ДЕЙСТВИЙ ПЕРСОНАЛА ПРИ СРАБАТЫВАНИИ АВАРИЙНОЙ ЗАЩИТЫ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ ВВЭР-1000 ПО ЛОЖНОЙ ПРИЧИНЕ

Запасник В. А., Кожановский К.В.

Научный руководитель – ассистент Павловская А.А.

В условиях срабатывания аварийной защиты по ложной причине основными задачами обслуживающего персонала становятся: контроль и поддержание давления в главном паровом коллекторе (ГПК) и парогенераторе, контроль и поддержание подачи питательной воды в парогенератор, контроль отключения турбоустановки (ТУ) и генератора.

Конечное безопасное состояние энергоблока и турбоагрегата после срабатывания аварийной защиты реакторной установки характеризуется следующими параметрами:

- реакторная установка подкритична, в состоянии «горячее»;
- генератор отключен, схема управления КАГ разобрана;
- турбоустановка завершила выбег, вращается от валоповоротного устройства;
- питательно-деаэрационная установка в работе с номинальными параметрами, питание парогенераторов от ВПЭН;

- приём пара из парогенератора осуществляется через БРУ-К (БРУ-СН);
- вспомогательные системы турбины и генератора находятся в работе;
- коллектор собственных нужд подключен к внешнему источнику пара.

При осуществлении контроля и поддержания давления в главном паровом коллекторе и парогенераторах обслуживающий персонал должен закрыть СК ТГ ключом (контролировать закрытие СК ТГ при 52 кгс/см^2), а после закрытия БРУ-К при снижении давления в главном паровом коллекторе отключить турбопитательные насосы (ТПН).

Для осуществления контроля и поддержания подачи питательной воды в парогенераторы персонал должен включить вспомогательные питательные электронасосы и отключить КГТН и турбопитательные насосы. Также необходимо контролировать работу регуляторов питания парогенераторов, не допускать перерывов в подаче питательной воды; обеспечить температуру питательной воды не ниже 160°C ; поддерживать уровни в деаэраторе и конденсаторах турбогенератора.

Во время отключения турбины и генератора необходимо контролировать:

- закрытие главной паровой задвижки, КОС, арматуры отборов пара;
- отключение генератора от сети через 30 секунд;
- снижение скорости вращения вала турбины.

Определяющее значение в плане удержания давления второго контура имеет упреждающее снижение расхода на потребителей пара из главного парового коллектора. Неконтролируемое снижение давления в нем приводит к увеличению требуемого расхода питательной воды в парогенераторах, что усугубляет расхолаживание второго контура.

Не менее важным является своевременное приведение расхода питательной воды в парогенераторах к тепловой мощности реактора, что уменьшает расхолаживание первого контура за счет уменьшения холодных потоков, поступающих в парогенераторы.

После срабатывания аварийной защиты потребителями пара из главного парового коллектора являются:

- пропуск пара главной паровой задвижкой;
- пропуск пара БРУ-К;
- дренаж до главной паровой задвижки - RT10S01;
- основной потребитель – это БРУ-СН – КСН, поэтому необходимо сокращение расхода пара от БРУ-СН вплоть до закрытия.

Потребители пара коллектора собственных нужд после срабатывания аварийной защиты:

- турбоприводы ТПН $\approx 100 \text{ т/ч}$;

- пар на уплотнения турбины и ТПН ≈ 50 т/ч;
- основной потребитель – деаэратор $\approx$ до 400 т/ч.

Важно помнить о явлении остаточных тепловыделений реакторной установки (рисунок 1). Поэтому необходимо учитывать то, что производительность двух вспомогательных электронасосов питательной воды составляет 300 т/час и обеспечивает достаточное водопотребление парогенераторов лишь при уровне мощности менее 5%. А тепловая мощность реакторной установки достигает 5% только к третьей минуте. Ситуация осложнена фактом транспортного времени передачи тепла от первого контура ко второму (около 20 секунд); тем обстоятельством, что запасенное тепло в металле парогенератора также увеличивает его водопотребление, а также паразитный расход на КГТН может достигать 200 т/ч. Поэтому преждевременное отключение турбопитательных насосов при срабатывании аварийной защиты, приведёт к потере уровней в парогенераторах, вплоть до уставки отключения главного циркуляционного насоса.



Рисунок 1. Остаточные тепловыделения РУ после срабатывания АЗ

В этих условиях главной задачей оперативного персонала является снижение расхода основного конденсата на деаэратор до минимально-возможного в соответствии с тепловой мощностью реакторной установки, в противном случае тепловой "удар" по деаэратору вызывает повышенный расход пара на него вплоть до срабатывания блокировки на закрытие БРУ-СН при давлении в главном паровом коллекторе 56 кг/см^2 , а при несвоевременном подключении коллектора собственных нужд от первой очереди возможна потеря давления в деаэраторах.

Рекомендуемый порядок действий персонала при срабатывании аварийной защиты:

- закрыть стопорные клапаны турбогенератора при снижении давления во втором контуре менее 58 кг/см^2 ;
- снизить расход основного конденсата на деаэратор до минимального возможного;
- отключить КГТН;
- включить вспомогательные электропитательные насосы;
- отключить турбопитательные насосы;
- перевести БРУ-СН на дистанционное управление;
- открыть связь по пару с первой очередью;
- стабилизировать давление второго контура воздействием на БРУ-СН и дренаж до главной паровой задвижки.

Подключение связи по пару с внешним источником должно производиться с минимальным числом потребителей пара из коллектора собственных нужд блока.

УДК 628.164.081.312.32

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТ ВПУ ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗНЫХ ФИЛЬТРУЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

Иванова О.А., Карасёва А.В., Кацубо В.В.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Чиж В.А.

Целью научной работы является установление влияния типа ионообменного фильтрующего материала на эксплуатационные характеристики работы ВПУ.

В представленной работе проведен анализ эксплуатационных показателей двух вариантов ВПУ условной котельной. На котельной установлены три котла типа Е-75-40. Исходной водой для котельной являлась вода из артезианской скважины, основными показателями качества которой были: $Ж_o = 2,8 \text{ мг-экв/дм}^3$, $Ж_k = 1,4 \text{ мг-экв/дм}^3$, $Ж_{нк} = 1,4 \text{ мг-экв/дм}^3$.

учетом данных показателей качества исходной воды и требований к питательной воде котлов, установленных на котельной, был произведен выбор схемы умягчения, который представлен на рисунке 1.

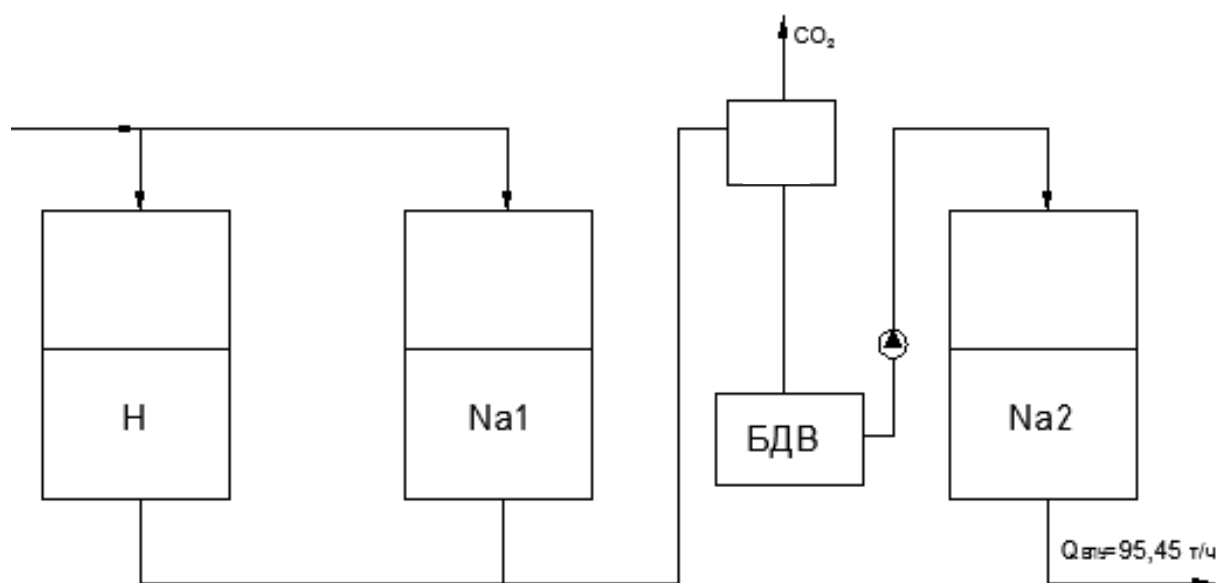


Рисунок 1. Схема умягчения воды

Первый вариант схемы ВПУ был рассчитан для фильтров, загруженных универсальным катионитом КУ-2, второй вариант схемы – для натрий – катионитных фильтров катионитом Пьюролайт-100 и для водород-катионитных фильтров катионитом Пьюролайт-104.

В расчетных вариантах производительность ВПУ и ионная нагрузка на ступени фильтров приняты одинаковыми. Расчёт ионитных фильтров схемы ВПУ проводился по следующей методике [1, с. 13-16].

Результаты проведенных расчётов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета ионитных фильтров

Физические величины	КУ-2			Пьюролайт		
	H ₁	Na ₁	Na ₂	H ₁	Na ₁	Na ₂
Площадь фильтрования, м ²	3,53	2,93	3,82	3,48	2,89	3,82
Производительность фильтра, м ² /ч	52,94	44,02	95,45	52,19	43,4	95,45
Скорость фильтрования, м/ч	15	15	20	15	15	20
Площадь фильтрования каждого фильтра, м ²	1,18	0,978	1,27	1,16	0,964	1,27
Диаметр фильтра, м	1,23	1,12	1,27	1,22	1,108	1,27
Количество фильтров	3	3	3	3	3	3
Рабочее давление, МПа	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Диаметр фильтра стандартный, м	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Высота фильтрующей загрузки, м	2	2	1,5	2	2	1,5
Стандартная площадь фильтрования фильтра, м ²	1,77	1,77	1,77	1,77	1,77	1,77
Продолжительность фильтроцикла, ч	13,85	40,21	46,36	46,13	87,4	231,8
Рабочая обменная емкость ионита, г-экв/м ²	640	700	250	2100	1500	1250
Содержание катионитов и анионитов, г-экв/м ³	6,18	2,8	0,3	6,18	2,8	0,3
Количество регенераций в сутки n	1,51	0,57	0,5	0,5	0,27	0,1
Объем материалов, загруженных во влажном состоянии в один фильтр, м ³	3,54	3,54	2,66	3,54	3,54	2,66
Объем материалов, загруженных во влажном состоянии в группу фильтров, м ³	10,62	10,62	7,97	10,62	10,62	7,97
Расход воды на собственные нужды, м ³ /ч	7,02	1,94	1,51	1,22	0,416	0,14
Удельный расход воды на собственные нужды, м ³ /м ³	10,5	7,7	9,1	5,5	3,5	4,1
Расход химреагентов на регенерацию одного фильтра, кг	371,7	117,6	225,7	631,89	451,35	365,06
Удельный расход химреагентов, г/г-экв	95	150	340	85	85	110
Расход технического продукта, кг	287	391,26	237,6	842,52	475,1	384,3
Суточный расход технического продукта, кг	1300	669,1	356,3	1263,8	382,7	118,74

Окончание таблицы 1 – Результаты расчета ионитных фильтров

Содержание вещества в техническом продукте, %	75	95	95	75	95	95
Расход воды поданный на следующую группу фильтров, м ³ /ч	59,96	45,96	96,96	53,41	43,814	95,59

Реальная производительность ВПУ для материала КУ-2 составила 105,92 м³/ч. Расход воды на собственные нужды - 10,47 м³/ч. Эффективность ВПУ - 90%. Для материала Пьюролайт реальная производительность ВПУ – 97,22 м³/ч, расход воды на собственные нужды – 1,77 м³/ч. Эффективность ВПУ – 98%.

Для обоих вариантов схемы был проведен расчёт солевых стоков с фильтров первой ступени. Расчет проводился по [2, с.30-33].

Результаты расчёта приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Стоки от регенерации натрий-катионитных фильтров первой ступени и водород-катионитных фильтров первой ступени

Искомые величины	Материал КУ-2	Материал Пьюролайт
Количество воды, сбрасываемое от Na-катионитных фильтров в сутки, м ³ /сут	46,56	9,98
Избыток соли, сбрасываемой в дренаж от одной регенерации Na фильтра, кг	226,89	141,03
Количество поваренной соли, сбрасываемое в течение суток, из Na фильтра, кг/сут	388	114
Количество воды, сбрасываемое от H-катионитных фильтров в сутки, м ³ /сут	168,48	29,21
Сброс избытка H ₂ SO ₄ от одной регенерации H-катионитного фильтра, кг	104,13	267,33
Сброс серной кислоты в сутки из H фильтра, кг/сут	471,69	401

Анализ результатов расчётов, приведённых в таблицах 1, 2, позволяет сделать следующие выводы:

1. Продолжительность работы фильтров изменилась следующим образом: для фильтров Н₁ она увеличилась в 3 раза, для фильтров Na₁ в 2,2 раза, а для фильтров Na₂ в 5 раз. Соответственно, снизилось количество регенераций.
2. Расход воды на собственные нужды ВПУ уменьшился в 7 раз, во столько же раз уменьшился объём сточных вод.
3. В 1,5 раза снизился расход реагентов на регенерацию фильтров.
4. В сточные воды ВПУ сброс H₂SO₄ снизился в 1,2 раза, NaCl – в 3,4 раза.

Проведённое расчётное исследование ВПУ с различной ионообменной загрузкой позволяет сделать вывод в пользу высокоэффективного катионита фирмы Пьюролайт.

Литература

1. Водоподготовка и водно-химические режимы ТЭС и АЭС: учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию для студентов специальностей 1-43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1-43 01 08 «Паротурбинные установки атомных электрических станций» / В.А. Чиж [и др.]. – Минск: БНТУ, 2015. – 105 с.
2. Сточные воды ТЭС: методические указания для студентов специальности Т.01.02 – «Теплоэнергетика» / В.А. Золотарева, В.А. Чиж, Н.Б. Карницкий. – Минск, 1997. – 34 с.

УДК 629.039.58

ВОССТАНОВИТЕЛЬНАЯ ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА КАК МЕТОД УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ПАРОПРОВОДОВ ТЭС

Каранкевич В.В.

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

Известно, что в настоящее время в отрасли назревает критическая ситуация в связи с лавинным нарастанием количества энергоустановок, выработавших свой ресурс. Расчетный ресурс паропроводов электростанций, заложенный при их проектировании, практически полностью исчерпан.

В виду того, что в ближайшие годы физически невозможно осуществить техническое перевооружение отрасли, было предложено решение восстановительная термическая обработка (ВТО) основных элементов теплотехнического оборудования. Наиболее полно разработаны и внедрены на электростанциях методы ВТО паропроводов.

Разработка методов ВТО базировалась на комплексных расчетно-экспериментальных работах, выполненных целым рядом специализированных организаций (ВТИ, Фирма "ОРГРЭС" и др.). Важным разделом в этой работе было изучение взаимосвязи между процессом ползучести металла паропроводных труб и накоплением в нем микрповрежденности. Эта взаимосвязь представлена на рисунке 1.

На рисунке хорошо видно, что интенсивность накопления микрповрежденности нарастает по мере приближения к третьей стадии ползучести.

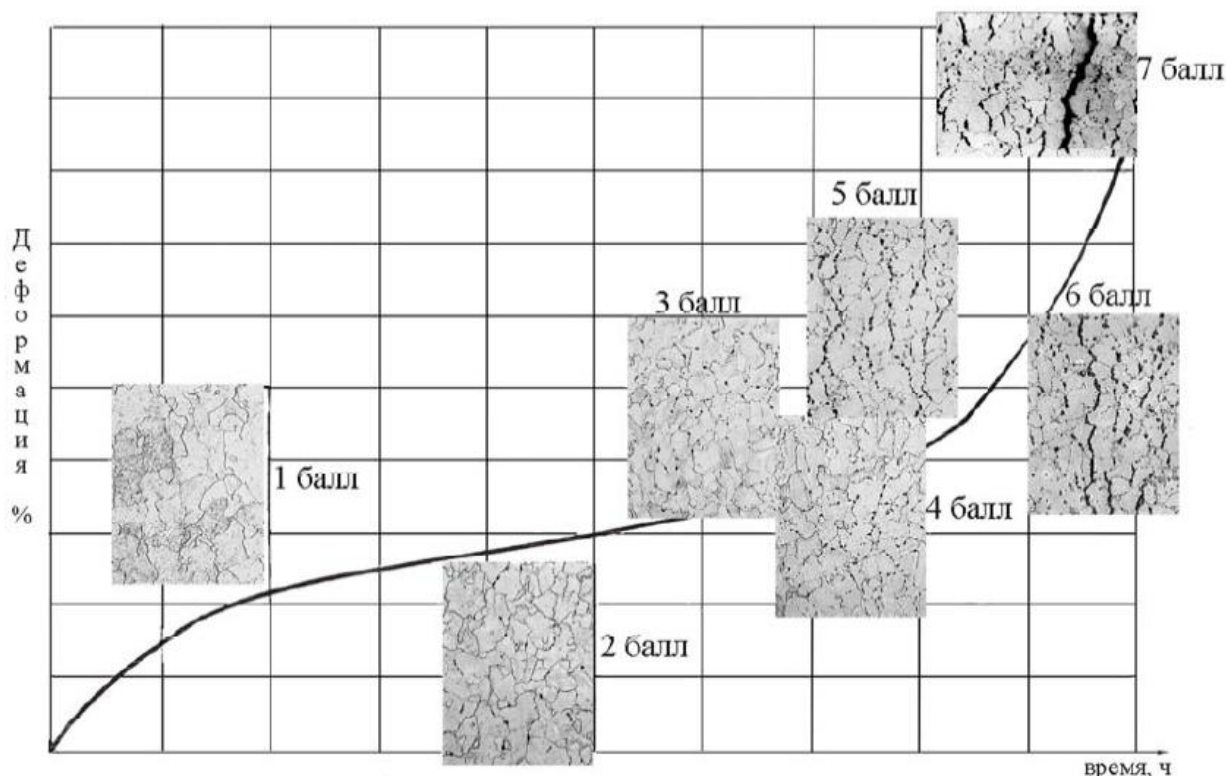


Рисунок 1. Характер накопления поврежденности по мере истощения ресурса эксплуатации

Для идентификации процесса развития микрповреждения структуры металла паропроводных труб в процессе ползучести в условиях длительной эксплуатации была разработана оценочная шкала. На рисунке 2 показана взаимосвязь между выявленной микрповрежденностью, оцененной по баллам упомянутой шкалы, и временем до разрушения металла.

В результате многочисленных исследований было установлено, что для восстановления прочностных свойств металла, отработавшего длительное время в условиях ползучести,

необходимо восстановить исходное состояние микроструктуры и снизить уровень поврежденности металла порами.

Поры в процессе восстановительной термической обработки могут залечиваться спеканием, выпадением вторичных и третичных фаз на свободной поверхности из-за уменьшения растворимости, а также при миграции границ зерен в процессе фазовой перекристаллизации. Ведущим принято считать процесс спекания.

При восстановительной термической обработке необходимо осуществить не только "залечивание" микропор, но и восстановление микроструктуры. При ВТО происходит растворение, а затем вторичное выделение дисперсных упрочняющих фаз и обогащение легирующими элементами твердого раствора. Эффект восстановительной термической обработки в значительной мере зависит от того, на какой стадии осуществлялось восстановление, т.е. насколько велик уровень микроповрежденности металла, при котором проводилась обработка.

$\varepsilon_i / \varepsilon_p$

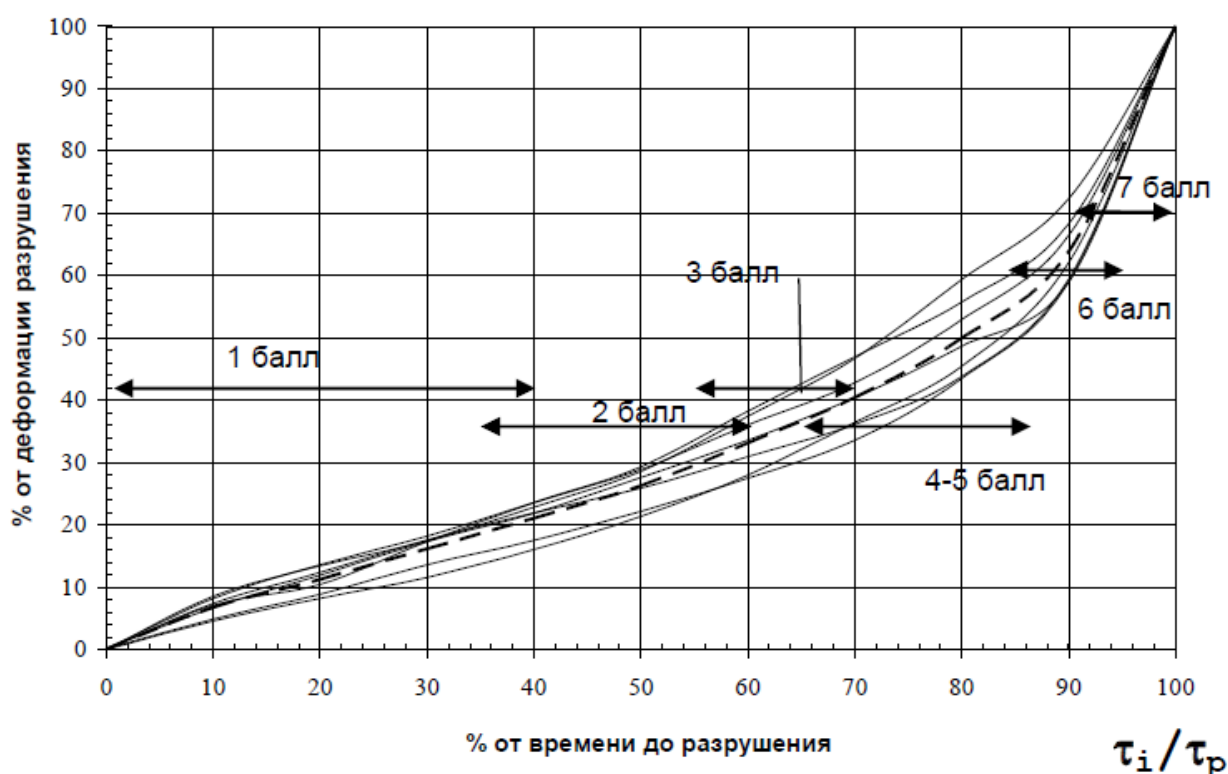


Рисунок 2. Обобщённая кривая ползучести стали 12Х1МФ после длительной эксплуатации

Исследование влияния различных режимов термической обработки на свойства перлитных марок сталей, применяемых в теплоэнергетике, показало, что режимы ВТО, идентичные режиму исходной термической обработки, позволяют восстановить структуру, механические свойства и повысить жаропрочность. Изучение кинетики уменьшения количества микропор ползучести в стали 12Х1МФ показало, что наиболее полное "залечивание" происходит при температуре 1050 °С. Дальнейшее повышение температуры нагрева при нормализации ограничивается сильным ростом зерна, что в свою очередь ведет к снижению жаропрочности. Чтобы этого избежать при высокой степени микроповрежденности было предложено проводить двойную нормализацию: одну при температуре 1050–1100 °С для заравнивания микропор и гомогенизации аустенита, вторую при 910–950 °С для уменьшения размера зерна. Это предложение и было положено в основу при разработке практической технологии проведения восстановительной термической обработки перлитных марок сталей, применяемых для изготовления паропроводов, работающих в условиях ползучести.

В таблице 1 приводятся результаты механических кратковременных испытаний двух труб из стали 12Х1МФ после эксплуатации и проведения ВТО, а также дополнительной эксплуатации после ВТО. Испытывался металл как прямых участков, так и растянутых частейгиба при комнатной и при рабочей (560°С) температурах.

Таблица 1 – Влияние термообработки на механические свойства при комнатной и рабочей температурах металла гибов и прямых участков труб из стали 12Х1МФ

Металл	Температура испытания, °С	Механические свойства				Состояние металла
		σ_B , МПа	σ_{02} , МПа	δ , %	ψ , %	
Прямого участка Ггиба	20	43,8	23,3	28,3	69,9	После эксплуатации
		55,0	47,9	21,1	64,5	После термообработки
		52,3	31,8	22,2	66,0	После ВТО и эксплуатации
	560	24,0	16,7	35,7	69,2	После эксплуатации
		40,0	35,6	19,4	71,0	После термообработки
		38,4	30,7	28,2	76,3	После ВТО и эксплуатации
	20	45,0	29,9	27,6	59,3	После эксплуатации
		59,3	46,1	22,3	65,2	После термообработки
		54,0	32,3	27,8	69,7	После ВТО и эксплуатации
	560	24,8	21,4	29,7	58,9	После эксплуатации
		39,7	33,0	18,0	52,5	После термообработки
		29,5	22,3	25,3	80,8	После ВТО и эксплуатации
Прямого участка Ггиба	20	47,0	25,7	26,8	76,0	После эксплуатации
		61,7	37,7	28,5	75,4	После термообработки
		43,9	23,8	27,0	74,4	После ВТО и эксплуатации
	560	24,7	16,7	38,2	81,6	После эксплуатации
		32,0	22,0	32,9	84,1	После термообработки
		38,7	22,8	33,9	73,8	После ВТО и эксплуатации
	20	47,5	27,1	29,8	75,3	После эксплуатации
		51,9	38,7	27,7	75,1	После термообработки
		49,6	30,9	27,2	72,7	После ВТО и эксплуатации
	560	24,3	17,3	35,8	79,6	После эксплуатации
		34,0	24,6	29,7	83,5	После термообработки
		32,3	26,6	24,1	68,1	После ВТО и эксплуатации
ТУ 14-3Р-55– 2001	20	45–65	28	19	50	Состояние поставки

Как видно из представленных данных, в результате восстановительной термообработки прочностные свойства при комнатной температуре по сравнению с таковыми в состоянии поставки повышаются. В процессе эксплуатации после ВТО происходит некоторое снижение механических свойств металла, но скорость протекания этих процессов ниже, чем у вновь поставленного металла.

Временное сопротивление разрыву σ_B при рабочей температуре после восстановительной термической обработки заметно возрастает за счет насыщения твердого раствора легирующими элементами и в ряде случаев превышает значения, характерные для металла в исходном состоянии. Предел текучести σ_{02} при рабочей температуре после восстановительной термической обработки имеет выраженную тенденцию к повышению.

Пластические свойства при рабочей температуре в результате проведения восстановительной термической обработки несколько снижаются, оставаясь на достаточно высоком уровне.

Испытания на длительную прочность металла элементов паропроводов из сталей 12Х1МФ и 15Х1М1Ф после длительной эксплуатации и после ВТО показали, что жаропрочность восстанавливается полностью, а в некоторых случаях даже превышает исходный уровень (рисунок 3).

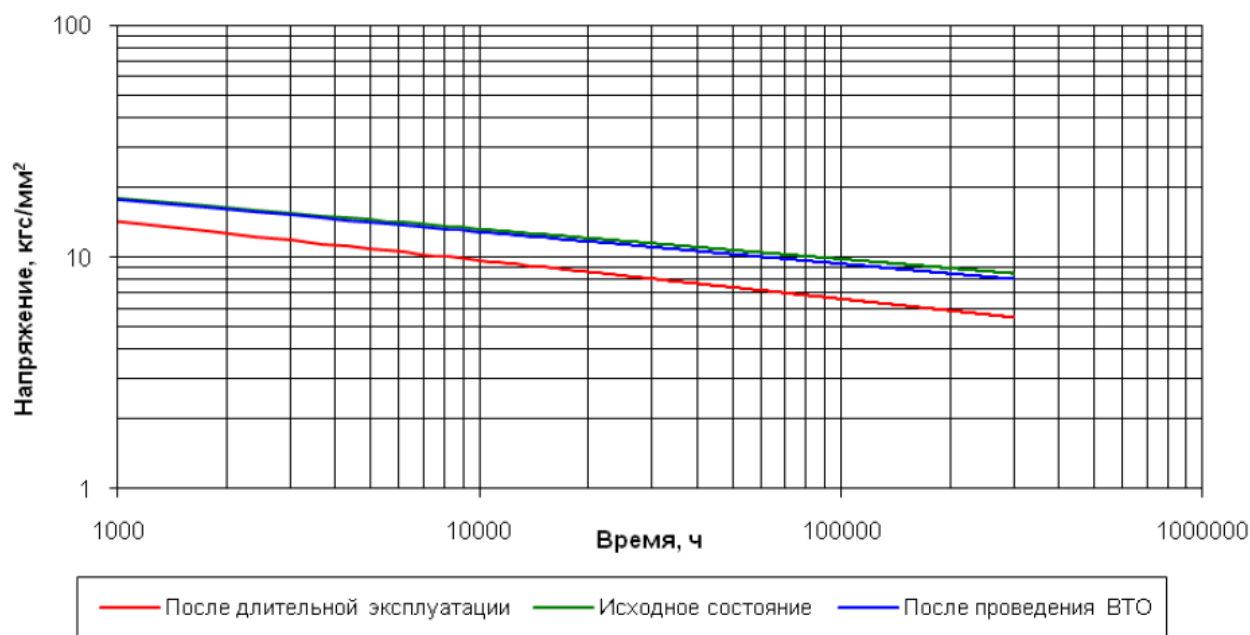


Рисунок 3. Жаропрочные свойства стали 12Х1МФ при 550°C

По результатам комплексных расчетно-экспериментальных исследований установлено, что режимы ВТО могут быть различными в зависимости от состояния металла, марки стали, типоразмера труб, степени микроповрежденности и конструкции элемента паропровода, который подвергается ВТО. Корректировка режима термической обработки позволяет получить полное восстановление микроструктуры и свойств металла до требований, которые предъявляются к нему в состоянии поставки.

Реальная практическая наработка восстановленных паропроводов на ряде электростанций без каких-либо претензий к качеству металла на сегодня превышает 15 лет.

УДК 621.3

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С УВЕЛИЧЕНИЕМ МОЩНОСТИ В УСЛОВИЯХ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Каранкевич В.В.

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

Общее состояние турбогенераторов на тепловых электростанциях

Значительное число турбогенераторов, в настоящее время эксплуатирующихся на тепловых станциях, отработали назначенный заводами-изготовителями срок службы, который составляет 25 лет, что ставит под сомнение безопасность их эксплуатации в будущем. Существует несколько путей выхода из сложившейся ситуации, для выбора одного из которых необходимо проведение комплексной диагностики с использованием современного оборудования и методов совместно с накопленными статистическими данными:

- при отсутствии серьезных дефектов, продление ресурса, что не всегда гарантирует надежную работу, из-за значительной усталости основных конструкционных и изоляционных элементов турбогенератора;
- при наличии дефектов капитальный ремонт в условиях электростанции или с транспортировкой на завод;
- при наличии серьезных дефектов замена на новый турбогенератор.

Каждое из предложенных решений имеет свои плюсы и минусы, и конечно же наименее затратным является капитальный ремонт в условиях электростанции, так как такой ремонт значительно сокращает транспортные расходы, но до недавнего времени не весь комплекс работ возможно было осуществить не в заводских условиях, а именно, перешихтовка активной стали статора, укладка верхних стержней обмотки статора в турбогенераторах большой мощности, восстановление (проточка) рабочих поверхностей шеек вала ротора.

Слабые места статора и ротора турбогенератора

Основными дефектами, являющимися причиной выхода из строя статора турбогенератора являются:

- применение уплотнительных элементов, изготовленных из резины низкого качества;
- увлажнение изоляции выводов;
- истирание изоляции и полых проводников;
- увлажнение изоляции;
- излом, трещина, забоина корпусной изоляции;
- нарушение герметичности системы водяного охлаждения обмотки статора.

Наиболее типичные последствия нарушений:

- пробой изоляции на землю;
- межфазное КЗ;
- течь дистиллята;
- утечка водорода;
- расплавление контактных соединений;

Основными причинами нарушений в работе роторов являются следующие дефекты:

- увлажнение витковой изоляции;
- загрязнение корпусной изоляции;
- усталостные трещины на витках катушек;
- нарушение паяк;
- низкое качество контакта между шиной и токоведущим болтом;
- низкое качество контакта между токоведущим болтом и токоведущим стержнем;
- коррозионное растрескивание бандажных колец.

Типичные последствия нарушений:

- расплавление токоподводов;
- снижение сопротивления изоляции и замыкание на корпус;
- повышение вибрации;
- витковое замыкание с локальным расплавлением.

Модернизация статора турбогенератора

Выполнение модернизации статора турбогенератора в условиях электростанции требует большого количества оснастки и серьезной технологической подготовки. Непосредственно перед модернизацией производится полная диагностика статора, для определения элементов, требующих замены. В ряде случаев при модернизации от старого статора остается только корпус. В условиях электростанции возможна шихтовка нового сердечника и выполнение всех остальных операций, и в итоге фактически получается новый статор. При модернизации для обмотки используются материалы с увеличенным ресурсом работы, стойкие к вибрации и влаге, что в дальнейшем обеспечит надежную работу турбогенератору. Для паяк наконечников используется современный бесконтактный метод высокочастотной майки, что обеспечивает более высокое качество паяного соединения, предохраняет изоляция вблизи паяного сопротивления от перегрева во время пайки. Модернизирована система водяного охлаждения- вместо полых медных проводников используются полые проводники из нержавеющей стали, переработаны соединения трубок охлаждения, что защищает от протечек. Для крупных машин (например, ТВВ-800-2ЕУЗ) разработана оснастка для завода и укладки верхних стержней. Также во время модернизации возможен монтаж системы мониторинга для отслеживания состояния генератора в процессе его работы, что сводит к минимуму возможность возникновения дефектов в процессе эксплуатации.

Модернизация ротора турбогенератора

Обмотка ротора является одной из наиболее нагруженных частей турбогенератора. При модернизации ротора применяются материалы класса нагревостойкости Н или 200 С, такие как Nomex, Karton и т.д., что значительно повышает стойкость к термоударам, механическую прочность, ресурс работы витковой и пазовой изоляции и позволяет увеличить ток возбуждения, мощность генератора до 15%. Узел бандажных колец заменяется на изготовленный из коррозионностойкой стали марки Р900. При модернизации полностью перерабатываются контактные соединения между токоведущим болтом и токоведущим стержнем, и между шиной и токоведущим болтом, что позволяет разгрузить данное место и увеличить качество (площадь) контактов. Взамен огневых паяк используется высокочастотная бесконтактная пайка, при использовании такого метода исключается повреждение изоляции от перегревов, так как пайки необходимо гораздо меньшее время (около 15 секунд), чем при использовании огневой пайки. Также качество соединения значительно выше, а коэффициент заполнения припоем достигает 100% (минимальным является 96%). Для контроля качества паяного соединения могут быть использованы различные методы, но предпочтительным является ультразвуковой контроль. Значительную роль влияют используемые при модернизации клеи. Для каждого материала разработаны специальные составы, обладающие наилучшей адгезией, увеличенным ресурсом работы, при необходимости эластичностью. Выполнение модернизации ротора возможно, как в заводских условиях, так и в условия электростанции. Средний срок проведения модернизации 56 дней.

Результаты модернизации

В результате модернизации, турбогенератор будет обладать повышенной надежностью, что обеспечивают улучшение свойств электроизоляционных материалов (повышение класса нагревостойкости системы изоляции обмотки ротора и статора, повышение механических и электрических свойств используемых при модернизации лаков, компаундов и замазок), улучшение качества паяных соединений, использование современных конструкционных

материалов с увеличенным ресурсом работы, использование современных средств диагностики во время проведения всех этапов работ. Также в результате проведения данных работ возможно повышение мощности, сокращение сроков плановых ремонтов, увеличение межремонтного периода.

Вывод

Выполнение модернизации турбогенераторов непосредственно на электростанциях позволяет сэкономить средства на перевозке негабаритных грузов, сократить время проведения ремонта, исключить возможность возникновения дефектов, связанных с транспортировкой. Использование современных материалов и технологий при выполнении модернизации на электростанции позволяет получить высоконадежное оборудование при минимальных затратах.

УДК 629.039.58

ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ВОСПРИЯТИЯ И КОМПЕНСАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ТРУБОПРОВОДОВ ОБЪЕКТОВ ЭНЕРГЕТИКИ

Каранкевич В.В.

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

Общие сведения

На предприятиях энергетики используются металлические, тканевые и резинокордовые компенсаторы. Выбор типа компенсатора зависит от давления и температуры: тканевые компенсаторы применяются при давлении до 0,3 бар и температуре среды до 1200 °С; резинокордовые компенсаторы используют при температуре до 200 °С и давлении до 16 бар; стальные компенсаторы применяются при температуре свыше 200 °С и высоком давлении среды.

Компенсатор – высокотехнологичный продукт. По причине того, что он должен работать под воздействием давления и иных факторов, корректный выбор конструкции является одним из важнейших аспектов. Компенсатор – это надёжный инструмент для снижения вибрационных нагрузок от компрессоров, насосов или другого встроенного в трубопроводного оборудования. Компенсатор незаменим при тепловых расширениях.

Назначение и применение тканевых компенсаторов

Тканевые компенсаторы применяются в системах с низким давлением и значительным рабочим перемещением. Они подтвердили свои исключительные свойства в энергетике. Тканевые компенсаторы поглощают тепловые расширения, механические и акустические вибрации. Их значительное преимущество в том, что они предотвращают передачу распорных усилий на связанные с ними каналы или оборудование и допускают беспрепятственные перемещения технологических элементов во всех направлениях.



Рисунок 1. Тканевый компенсатор

Наиболее часто такой тип компенсаторов применяется:

- на арматуре котлов;
- на трубах пароперегревателя;
- на воздухозаборниках, воздухонагнетателях, горелках, вентиляторах;
- на уплотнениях стволов дымовых труб;
- на отводах и газоходах дымовых труб.

Преимущества тканевых компенсаторов:

- не передают распорных усилий;
- воспринимают значительные перемещения;
- не передают вибрацию дальше по трубопроводу;
- ремонтнопригодны;
- не чувствительны к изменению присоединительных размеров, т.е. деформациям присоединяемого трубопровода (овальности, оседанию фундамента и опор);
- дают возможность применения недорогих конструкторских решений;
- монтаж и замена тканевых компенсаторов существенно проще и дешевле стальных.

Надёжная работа тканевых компенсаторов подтверждена их успешной эксплуатацией на электростанциях Словакии, Германии, Болгарии, Хорватии, Чехии и других стран.

Назначение и применение резинокордовых компенсаторов

Резинокордовый компенсатор предназначен для герметичного соединения перемещающихся элементов механизмов, устройств, трубопроводов. Они выдерживают

циклические смещения относительно первоначального положения при монтаже, кратковременные деформации осевого сжатия и удлинения, а также – кратковременные деформации в боковом направлении. Резинокордовые компенсаторы допускают внезапное прекращение циркуляции жидкости, формирование вакуума и последующее резкое восстановление потока, сохраняя свою работоспособность и устойчивость. Они часто используются для организации подвода большого объема охлаждающей воды к различным устройствам, теплообменным аппаратам и конденсаторам турбин. Среди всего прочего, такие компенсаторы находят применение в трубопроводах в непосредственной близости от установленного в них насосного и компрессорного оборудования.

Преимущества резинокордовых компенсаторов:

- допускают внезапное прекращение циркуляции жидкости, формирование вакуума и последующее резкое восстановление потока, сохраняя свою работоспособность и устойчивость;
- значительно продлевают срок эксплуатации трубопроводных линий и всевозможного оборудования путем компенсации температурных расширений и вибрации;
- имеют хорошие звукоизоляционные свойства;
- компенсируют неточности трубопроводных систем;
- не требуют ухода;
- имеют долгий срок эксплуатации;
- обеспечивают надежность и безопасность.



Рисунок 2.

Резинокордовый компенсатор

Надежная работа резинокордовых компенсаторов подтверждена их успешной эксплуатацией на объектах энергетики Индии, Франции, Германии, Италии и в скандинавских странах. Впервые в России осуществлена поставка резинокордовых компенсаторов с расчетным сроком службы 20 лет для 4го блока Белоярской АЭС станции с реакторной установкой БН-800.

Назначение и применение стальных компенсаторов

Стальные компенсаторы применяются, как правило, при температуре выше 200 °С и высоком давлении. Главной функцией стальных компенсаторов является создание герметичного соединения перемещающихся элементов трубопроводов электростанций. В зависимости от конструкций и принципа работы компенсаторы делятся на

четыре группы: П-образные, линзовые, сальниковые, сильфонные.

П-образные

Компенсаторы данного типа являются наиболее простым способом применения самокомпенсации и используются в трубопроводах для широкого диапазона давлений и температур. Изготавливаются полностью гнутыми из одной трубы или сварными с применением гнутых, крутоизогнутых или сварных отводов. Их главными недостатками являются большой расход труб, значительные габаритные размеры и необходимость сооружения специальных опорных конструкций, наличие сварных соединений. Такой тип компенсаторов особенно неэкономичен для трубопроводов больших диаметров в связи с существенным удорожанием стоимости строительства и увеличенным расходом труб. Помимо прочего, компенсаторы такого типа требуют применения дополнительных материалов и занимают большую территорию. Экономическая выгода применения сильфонных компенсаторов по отношению к П-образным – больше, чем в два с половиной раза, и это при том что не учитываются другие преимущества сильфонов. Например, экономия от сокращения сроков строительства трубопровода, экономия земельных участков.

Линзовые компенсаторы

Линзовые компенсаторы – это соединения труб, представляющих собой тарельчатые плоскости, сваренные по наибольшей окружности для образования «формы линзы». «Форма

линзы» состоит из двух тонкостенных стальных штампованных полулинз. При применении таких компенсаторов возникают значительные нагрузки на неподвижные опоры трубопровода. Слабым местом линзового компенсатора является сварной шов по наибольшей окружности.

Сальниковые компенсаторы

Компенсаторы данного типа представляют собой два коаксиально расположенных патрубка. В зазоре между патрубками установлено сальниковое уплотнение. Герметичность сальниковых компенсаторов создается в результате уплотнения набивки. Они имеют высокую компенсирующую способность, небольшие габариты, но из-за трудности герметизации сальниковых уплотнений в технологических трубопроводах в наши дни применяются редко, а для трубопроводов горючих, токсичных и сжиженных газов их применение недопустимо. Дополнительным недостатком сальниковых компенсаторов является необходимость систематического наблюдения и уход за ними в процессе эксплуатации, быстрый износ набивки.

Сильфонные компенсаторы

Применение компенсаторов данного типа является современным способом продления срока эксплуатации. Сильфонные компенсаторы имеют малые габариты, они не требуют строительства специальных камер, обслуживания в течении всего срока эксплуатации. Срок службы, как правило, соответствует сроку службы трубопроводов. Благодаря использованию при изготовлении сильфонов высококачественных нержавеющей сталей, компенсаторы данного типа способны работать в самых жестких условиях с температурными режимами от «абсолютного нуля» до 1000 °С и воспринимать рабочее давление от вакуума до 100 бар.

Именно устаревшие технологии, такие как П-образные, линзовые и сальниковые компенсаторы служили мощным толчком к развитию производства и применению сильфонных компенсаторов. Основной элемент такого компенсатора – сильфон, – как правило, изготавливается из нержавеющей стали 08Х18Н10Т.

Главными условием для проектирования являются точные исходные данные от заказчиков, сбор которых лучше всего осуществлять либо при содействии завода-изготовителя, либо уполномоченного представителя.

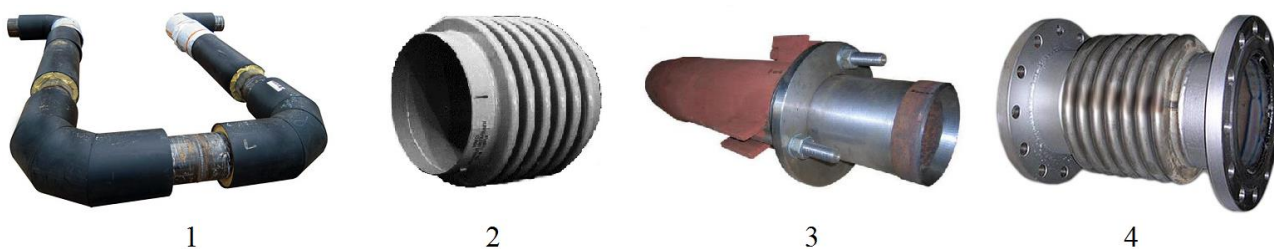


Рисунок 3. Виды стальных компенсаторов: 1 – П-образный компенсатор; 2 – линзовый компенсатор; 3 – сальниковый компенсатор; 4 – сильфонный компенсатор

Заключение

На сегодняшний день сильфонные компенсаторы нашли широчайшее применение при строительстве объектов энергетики. Они доказали свое превосходство над другими типами стальных компенсаторов.

УДК 621.438 + 621.311

ПУСКОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК *ECONOFLEX SIEMENS*

Каранкевич В.В., Таранчук А.С.

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

В современных условиях работы энергосистемы повышаются требования к маневренным возможностям энергогенерирующего оборудования, работающего на органическом топливе и используемого для обеспечения баланса частоты и мощности. Важные показатели маневренности: быстрый пуск, останов и выход на номинальную мощность, а также эксплуатационная гибкость.

Рассмотрим пусковые характеристики парогазовых установок (ПГУ) *EconoFlex* (от *Economy* – экономичность и *Flexibility* – эксплуатационная гибкость) компании *Siemens*, созданных на базе газотурбинных установок (ГТУ) *SGT-800* [1].

Из состояния холодного резерва *SGT-800* номинальной мощностью 50,5 МВт выходит на номинальную нагрузку в течение 10 минут (рисунок 1) [2].

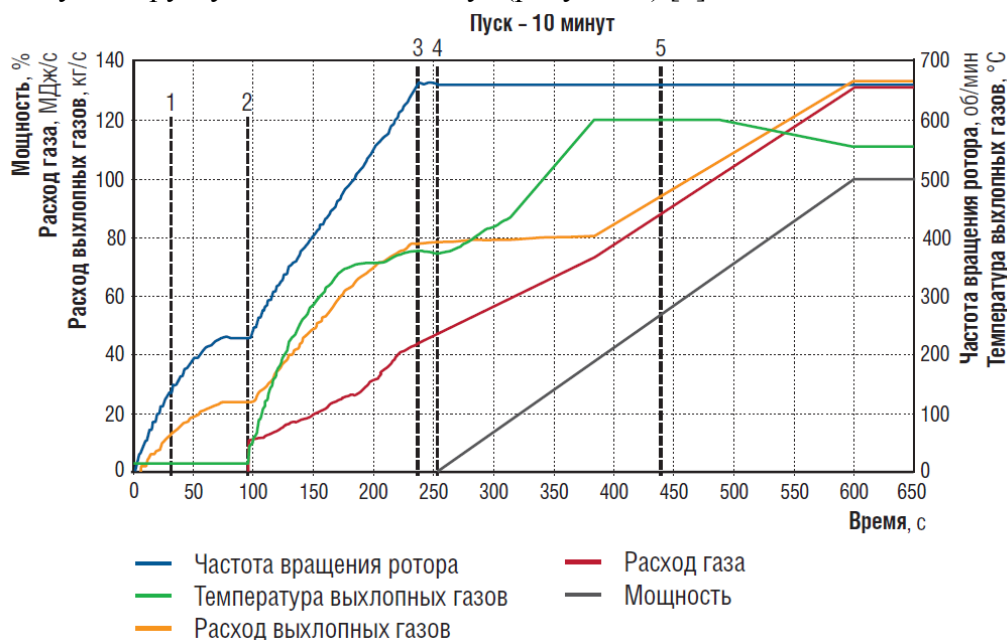


Рисунок 1. График набора мощности ГТУ *SGT-800* из состояния холодного резерва

В составе электростанций *EconoFlex2* и *EconoFlex6* применяются паровые турбины модельного ряда *SST-400* и *SST-900 Siemens* номинальной мощностью 30-75 МВт и 60-250 МВт соответственно. В состав *EconoFlex2* входят две *SGT-800* и одна *SST-400* (дубль-блок), *EconoFlex6* - шесть *SGT-800* и одна *SST-900* (гекса-блок). Возможны и другие комбинации.

Для ускорения пусковых операций диаметры и толщина стенок используемых емкостей, резервуаров и труб котлов-утилизаторов были уменьшены, благодаря чему снижены напряжения, возникающие на переходных режимах. При циклическом режиме работы ПГУ *EconoFlex*, включая остановки, за счет изолирования как газового, так и пароводяного тракта котла-утилизатора в нем сохраняются давление и температура, необходимые для последующих быстрых пусков. В составе электростанции *EconoFlex* можно использовать котлы как прямоточного, так и барабанного типа двух уровней давления, без промпрегрева [2].

Для быстрого пуска энергоблока необходимо, чтобы при остановленном основном оборудовании все вспомогательные системы находились в рабочем режиме:

- электротехнические системы запитаны;
- системы управления и системы защиты включены;

- системы подачи воды заполнены и подготовлены к работе;
- котлы-утилизаторы и общая система питательной воды подготовлены к запуску;
- внешние системы подачи газа находятся под давлением;
- системы охлаждения в рабочем режиме;
- системы продувки в рабочем состоянии.

Все топливные системы разработаны и автоматически управляются таким образом, что устраняется любой риск утечек газа.

Время пуска энергоблока рассчитывается с момента подачи команды на пуск ГТУ и до открытия главного клапана паровой турбины для входа пара.

Процесс пуска энергоблоков зависит от состояния, в котором они находятся:

1. Холодный пуск. Энергоблок долгое время находился в нерабочем состоянии при температуре окружающего воздуха.

2. Теплый пуск. Оборудование работало в циклическом режиме с продолжительными остановами, например, в выходные дни. Время таких остановов при этом не должно превышать 64 часов.

3. Горячий пуск. Оборудование работало в суточном циклическом режиме. Время остановов не должно превышать 8 часов.

Исходные условия определяют температуру и давление в котле-утилизаторе, паротурбинной установке и вспомогательном оборудовании. После останова энергоблока давление и температура в системах постепенно снижаются.

После получения команды на пуск ГТУ разворачивается до частоты вращения, необходимой для розжига горелок. После включения горелок в работу частота вращения повышается до уровня режима холостого хода и тогда осуществляется синхронизация с внешней сетью. Начинается набор нагрузки ГТУ до заданной величины.

Процесс пуска энергоблока представлен на рисунке 2 [2].

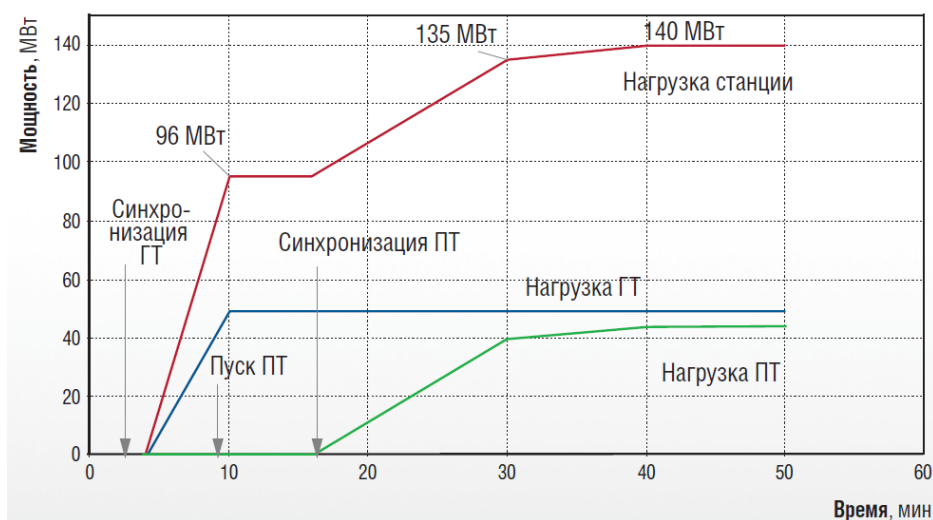


Рисунок 2. Процесс пуска *EconoFlex2* из горячего состояния

После начала работы ГТУ горячие выхлопные газы подаются в котел-утилизатор, где их тепловая энергия утилизируется в пароводяном цикле. После установления необходимого уровня температуры и давления пара, он подается на паровую турбину. Время пуска котла-утилизатора зависит от его исходного состояния: холодное, неостывшее или горячее.

Выработанный пар используется для прогрева линий подачи пара и других компонентов пароводяной системы. Избыточный пар при этом отводится в конденсатор, после обеспечения требуемых параметров он направляется на паровую турбину (ПТ). Время, необходимое для выхода энергоблока на номинальную мощность и синхронизации с сетью, определяется температурой пара и паровой турбины.

Процесс пуска считается законченным после открытия главного клапана подачи пара на ПТ. При этом мощность турбины несколько ниже номинальной, поскольку пар не является еще достаточно перегретым.

Энергоблоки в составе электростанции могут пускаться параллельно или последовательно. При одновременном пуске полная мощность газотурбинных установок достигается в течение 10 минут.

Время, необходимое для выхода станции на номинальную мощность, зависит от длительности простоя оборудования. Из холодного состояния для дубль- и гекса-блоков оно составляет 110 мин, из горячего (8 ч) – 30 мин. Из неостывшего состояния (64 ч) установка *EconoFlex2* выходит на полную мощность в течение 110 мин, *EconoFlex6* – 65 мин [2].

Концепция, применяемая для электростанций *EconoFlex*, значительно сокращает время пуска по сравнению с другими установками.

Время пуска ПТ определяется температурой и давлением в ее проточной части: чем выше исходная температура, тем короче время пуска. Подачей тепла от внешнего источника на прогрев ПТ в период простоя можно поддерживать высокую температуру в турбине, что существенно сократит время пуска ПГУ.

Сократить время пуска ПГУ после длительного простоя можно, оснастив ПТ электрическим подогревателем, установленным под теплоизолирующим кожухом, в комбинации с паровым затвором. Подогрев будет активирован при снижении температуры ниже установленного уровня. Если время простоя известно заранее, то подогрев можно не использовать.

Уплотняющий пар необходим для поддержания вакуума в конденсаторе. В процессе пуска он может быть обеспечен малым электрическим подогревателем. В этом случае время для достижения номинальной мощности ПГУ при пуске из холодного, неостывшего и горячего состояния составит для обеих электростанций, соответственно, 50; 45 и 30 мин [2].

Многоагрегатное исполнение электростанции (дубль- и полиблоки) позволяет поддерживать высокие температуры оборудования в горячем состоянии в период простоя, так как один из энергоблоков может работать с минимальной нагрузкой, вырабатывая пар для прогрева оборудования других ПГУ.

В заключение отметим, что возможен пуск электростанции без использования электроэнергии из сети при ее оснащении резервным дизель-генератором мощностью, достаточной для пуска одной ГТУ, которая, в свою очередь, обеспечит запуск остальных энергоблоков.

Литература

1. Бьеркманн, М. Обновлённая версия SGT-800: мощность 50 МВт / Матс Бьеркманн // Турбины и Дизели, март – апрель 2013. – С. 4 – 9.
2. Нильссон, Л.-И. Парогазовая установка *EconoFlex* на базе ГТУ SGT-800 компании Siemens / Ларс-Ингвар Нильссон, Маркус Йокер, Матс Бьеркман // Турбины и Дизели, январь - февраль 2015. С. 34 – 39.

УДК 629.039.58

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ НАГРУЗКИ ТУРБОАГРЕГАТА АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Калинин Д.Д.

Научный руководитель – старший преподаватель Буров А.Л.

Технические аспекты включения АЭС в энергосистемы

Поскольку атомные электрические станции (АЭС) работают в энергосистемах, их технические характеристики должны удовлетворять требованиям этих систем. Наиболее важными из этих характеристик являются единичная мощность блока и его маневренность, возможность оперативного изменения количества вырабатываемой энергии.

Мощность блока важна с точки зрения режима энергосистемы при его плановом, а особенно при аварийном отключении. Она не должна быть слишком большой, чтобы при плановом отключении блока на ремонт не возникало дефицита мощностей, приводящего к необходимости ограничения потребителей, а при аварийном - к недопустимым возмущениям, ведущим к развалу системы.

В условиях энергосистемы режим работы АЭС с переменным графиком нагрузки может оказаться не только ситуационно необходимым, но и экономически выгодным. Именно этим и определяется важность рассмотрения вопросов маневренности АЭС.

Однозначно можно сказать: по крайней мере, для некоторых типов АЭС работа в переменной части графика нагрузки возможна. Во Франции, где в 1970-х гг. было принято стратегическое решение о переходе на ядерную энергетику, сейчас на АЭС вырабатывается более 75 % электроэнергии, исследования маневренных возможностей АЭС с реакторами PWR (аналог ВВЭР) начались еще в те годы. Была успешно продемонстрирована возможность привлечения таких энергоблоков к регулированию частоты в энергосистеме. Для примера на рисунке 1 представлен график работы энергоблока № 3 АЭС «Трикастин» мощностью 900 МВт (эл.) летом 1983 г. в режиме следования за нагрузкой и регулирования частоты.

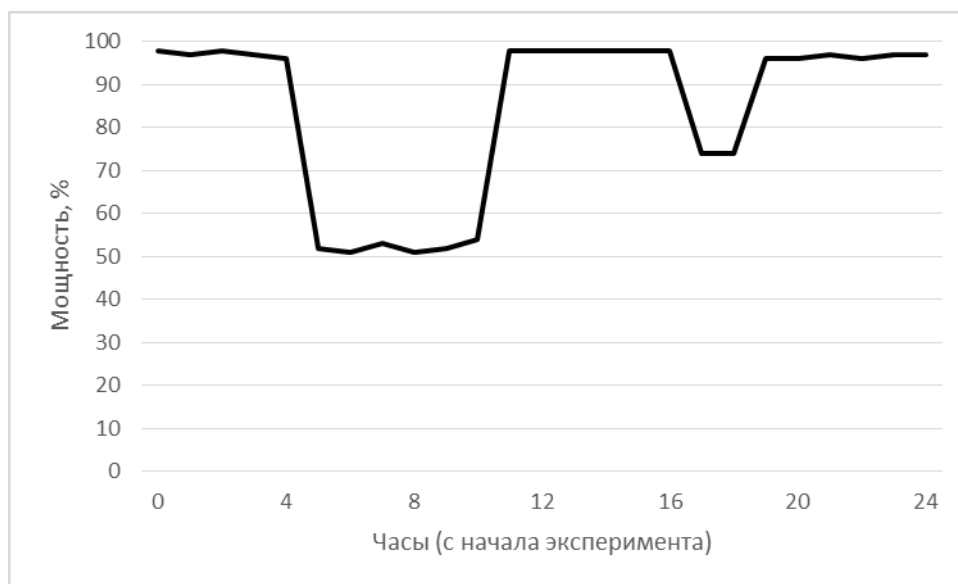


Рисунок 1. График работы АЭС в режиме следования за нагрузкой и регулирования частоты

В результате четвертое поколение французских АЭС с PWR мощностью 1400 МВт (эл.) с самого начала, а они начали строиться с 1984 г. проектируются с учетом такой работы. На рис. 4.3 показан проектный график суточной нагрузки, для работы в котором проектируются энергоблоки этих АЭС (по французской классификации - N4).

Кстати, полная тепловая мощность реактора при работе в стационарном режиме - 4270 МВт, а на рисунке 2 100 %-ная мощность соответствует 4056 МВт - на 5 % ниже

максимальной. Это понижение номинальной мощности принципиально, так как дает возможность станции изменять свою нагрузку для регулирования частоты в системе как вниз, так и вверх.



Рисунок 2. Проектный суточный график нагрузки французских АЭС с реакторами PWR

Из реакторов отечественной разработки в регулирующем режиме работает Билибинская АТЭЦ и некоторые блоки, поставленные в зарубежные страны, например, блоки ВВЭР-440 на АЭС «Ловиза» (Финляндия).

Требования к маневренности АЭС для нормального режима работы энергосистемы

Начнем рассмотрение с этой группы требований как более простых и очевидных. В [2] они сформулированы так:

«При сооружении АЭС надо стремиться к тому, чтобы энергоблоки с реакторами на тепловых нейтронах технически допускали возможность привлечения их к регулированию диспетчерских графиков нагрузки. Поэтому энергоблоки АЭС должны:

а) устойчиво работать на любой нагрузке в диапазоне 10—100 % $N_{\text{ном}}$ (здесь и ниже N - номинальная мощность энергоблока);

б) допускать ежесуточную разгрузку на 20-40 % в ночные часы рабочих суток на 3-8 ч и иметь возможность остановки или снижения нагрузки на 50-70 % в нерабочие и праздничные дни недели на 40-60 ч;

в) допускать изменение мощности АЭС в диапазоне 30-50 % $N_{\text{ном}}$ со скоростью до 1,5-2 % $N_{\text{ном}}/\text{мин}$; в диапазоне 50-70 % $N_{\text{ном}}$ со скоростью до 5 % $N/\text{мин}$ и в диапазоне 70-100 % $N_{\text{ном}}$ со скоростью до 10 % $N_{\text{ном}}/\text{мин}$.

Требования к АЭС при аварийных режимах работы энергосистемы

Главные причины аварийных ситуаций в системах - ложные срабатывания и отказы коммутационной аппаратуры, обрывы линий электропередачи под влиянием гололеда, налипания снега, сильного ветра, короткие замыкания из-за пробивания воздушного промежутка между фазами и пр. Естественно, предпринимаются меры по повышению надежности релейной защиты, коммутационной аппаратуры, чтобы свести к минимуму их отказы. Но бороться с авариями, вызванными стихийными явлениями, значительно труднее.

В аварийных ситуациях станции должны поддерживать систему, давая диспетчерам хотя бы минимальное время для принятия мер по ликвидации или локализации аварии. Исходя из этого, в [2] требования к АЭС на этот случай сформулированы так:

«В общем виде требования к АЭС в аварийных режимах сводятся к тому, чтобы энергоблоки устойчиво работали при возникающих отклонениях частоты в системе, допускали сбросы нагрузки с любого исходного уровня мощности вплоть до холостого хода

турбогенераторов и последующее восстановление нагрузки в пределах определенного регулировочного диапазона мощности блока.

В аварийных и нестационарных режимах в энергосистеме АЭС должны:

а) обеспечивать возможность сброса полной нагрузки блока или быстрой разгрузки отдельных турбогенераторов с номинального уровня до холостого хода или до уровня мощности, необходимого для питания собственных нужд энергоблока (до 10-15 % $N_{ном}$). Допустимая длительность работы турбогенераторов энергоблока на холостом ходу при этом должна быть не менее 2 ч. Продолжительность работы энергоблока на уровне мощности собственных нужд должна составлять не менее 48 ч. Скорость набора нагрузки блоком после работы на мощности собственных нужд определяется допустимой скоростью нагружения РУ и турбин;

б) обеспечивать надежную работу при проектной нагрузке (изменяя ее в пределах статизма регулирования турбин) при изменении частоты в энергосистеме

в) оставаться в работе в течение 2-3 с при аварийных ситуациях в энергосистеме или на самой АЭС, приводящих к снижению напряжения прямой последовательности на шинах собственных нужд до 0,8 номинального значения».

Итак, при возникновении аварийных ситуаций необходимо экстренное регулирование мощности энергоблоков с целью сохранения устойчивости параллельной работы отдельных электростанций или энергообъединения в целом. Выявление аварийной ситуации производится противоаварийной автоматикой энергосистемы. Она же вырабатывает команду (управляющее воздействие) на изменение мощности энергоблоков, вводимую в ЭГСР турбин через быстродействующие преобразователи.

Понятно, что сброс делается до уровня собственных нужд блока или уровня холостого хода турбины для того, чтобы по окончании аварийной ситуации станция могла максимально быстро возобновить выдачу энергии в систему.

Сброс нагрузки турбины не требует однозначно срабатывания аварийной защиты реактора. РУ АЭС должны быстро сбрасывать мощность, но оставаться в работе. В наиболее приспособленных сегодня к требованиям системы блоках ВВЭР-1000 на этот случай предусмотрен режим ускоренной разгрузки блока (УРБ), с быстрым снижением мощности реактора до ~40 % за счет сброса в активную зону заранее выбранной группы ОР СУЗ с дальнейшей подрегулировкой мощности регулятором РОМ. Для исключения недопустимого повышения давления пара в этом режиме в схему блока введены быстродействующие редуccionные установки (БРУ) и предохранительные клапаны.

Анализ режима сброса нагрузки показал [3], что кратковременная разгрузка турбин АЭС двухконтурных энергоблоков (ВВЭР) из-за большой инерции парогенераторов практически не оказывает влияния на режим работы реактора и определяется исключительно динамическими характеристиками турбины и ее регулирования. Для одноконтурных энергоблоков АЭС с кипящими канальными реакторами даже кратковременное изменение расхода пара меняет режим реактора и существенно влияет на его нейтронно-физические характеристики. Избежать этого можно [3], если одновременно с закрытием регулирующих клапанов турбин открывать паросбросные устройства, отводящие пар в обвод турбин в конденсаторы или деаэратор, поддерживая тем самым неизменным суммарный расход пара, выходящего из реактора.

Несмотря на все предусматриваемые в проектах АЭС системы безопасности и надежного электроснабжения, несмотря на максимальное использование естественных природных процессов (естественная циркуляция через реактор и т.д.), самым лучшим источником энергии, обеспечивающим работу всего оборудования АЭС, покрытие любых необходимых внутристанционных нагрузок, а поэтому наиболее оптимальное протекание переходных процессов, наиболее надежный отвод остаточных тепловыделений и гарантированное соблюдение пределов безопасности, является энергосистема [1]. Поэтому в аварийной ситуации не только система заинтересована в сохранении АЭС в работе, но и

станция в не меньшей мере заинтересована в сохранении работоспособности системы, связи с ней, возможности получения от нее энергии при любом развитии событий.

Таким образом, требования к маневренности блоков АЭС, рассмотренные в докладе, направлены на смягчение аварийных режимов в энергосистеме. Увеличение доли АЭС в энергосистемах требует привлечения их агрегатов к противоаварийному управлению энергосистемами. Для агрегатов АЭС задача предотвращения или локализации системных аварий представляется еще более важной, чем для ТЭС. Это связано с необходимостью аварийного расхолаживания реактора после полного его останова. Как показывают уроки крупных системных аварий, возможно полное прекращение внешнего энергоснабжения собственных нужд станции. Такой ситуации желательно избежать для гарантии безопасности АЭС.

Литература

1. Баклушин, Р.П. Эксплуатация АЭС: Учебное пособие / Р.П. Баклушин. – М.: НИЯУ МИФИ, 2011. – 304 с.
2. Воронин, Л.М. Особенности эксплуатации и ремонта АЭС / Л.М. Воронин. – М. : Атомиздат, 1981. – 168 с.
3. Иванов, В.А. Эксплуатация АЭС / В.А. Иванов. – СПб. : Энергоатомиздат, 1994. – 384 с.
4. Правила предотвращения развития и ликвидации нарушений нормального режима электрической части энергосистем: СТО 17330282.29.240.001-2005. – Введ.26.09.2005. – М. : ОАО РАО «ЕЭС России», 2005. – 84 с.

УДК 621.438 + 621.311

РАБОТА ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК *ECONOFLEX SIEMENS* НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

Каранкевич В.В., Таранчук А.С.

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

Требования к маневренным возможностям энергогенерирующего оборудования, работающего на органическом топливе и используемого для обеспечения баланса частоты и мощности в энергосистеме, постоянно повышаются. Важными эксплуатационными характеристиками являются высокий КПД установок даже при частичных нагрузках, регулировочный диапазон, а также экологические показатели во всем диапазоне нагрузок.

Рассмотрим эксплуатационные показатели парогазовых установок (ПГУ) *EconoFlex* (от *Economy* – экономичность и *Flexibility* – эксплуатационная гибкость) компании *Siemens*, созданных на базе газотурбинных установок (ГТУ) *SGT-800* [1] и паровых турбин модельного ряда *SST-400* и *SST-900 Siemens*.

В состав *EconoFlex2* входят две *SGT-800* и одна *SST-400*, *EconoFlex6* – шесть *SGT-800* и одна *SST-900*. В зависимости от потребностей заказчика возможны и другие комбинации [2]. Мощность *SST-400* составляет 65 МВт при начальных параметрах пара 540°C и 14 МПа; мощность *SST-900* достигает 250 МВт, при начальных параметрах 580°C и 16,5 МПа.

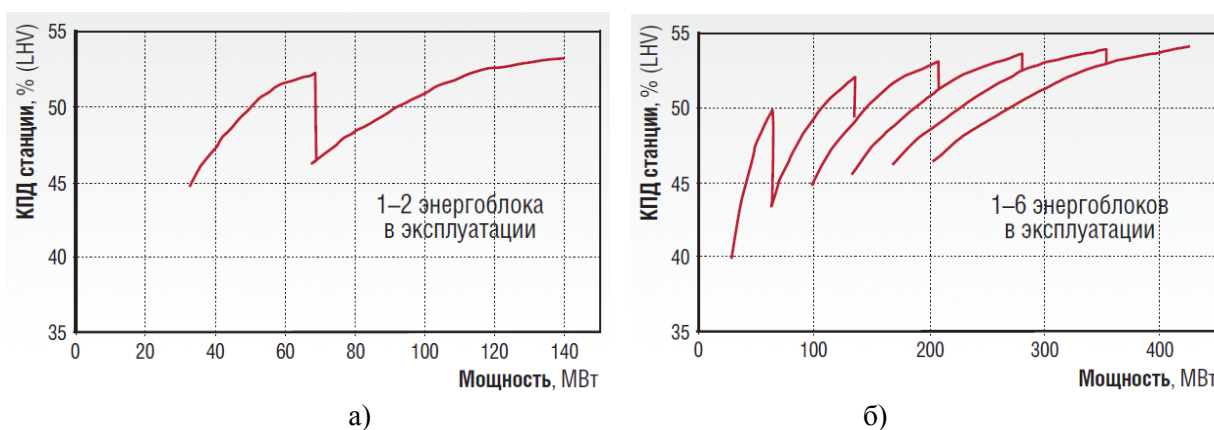
Показатели полиблоков при работе на природном газе согласно ISO (температура наружного воздуха +15 °C, его относительная влажность 60 %) даны в таблице 1 [2].

Таблица 1 – Показатели ПГУ *EconoFlex2* и *EconoFlex6* при условиях ISO

Параметр	<i>EconoFlex2</i>	<i>EconoFlex6</i>
Мощность, МВт	140	425
КПД, %	53,3	54,2
Мощность через 10 мин после пуска, МВт	96	286
Минимальная нагрузка, %	24	10
Набор нагрузки, МВт/мин	24	73

Высокий КПД *SGT-800*, котел-утилизатор с двумя контурами давления генерируемого пара, паровые турбины *SST-400* или *SST-900* в составе ПГУ обеспечивают оптимальные эксплуатационные параметры при работе с частичными нагрузками.

При снижении нагрузки до 40% за счет последовательной работы оборудования дублирующих блоков *EconoFlex2* нагрузка ПГУ может составлять до 24% от номинальной, что соответствует диапазону мощности 33...140 МВт (рисунок 1, а).

Рисунок 1. Параметры электростанции *EconoFlex2* (а) и *EconoFlex6* (б) при частичных нагрузках

Нагрузка гекса-блока *EconoFlex6* может снижаться до 10% номинальной, обеспечивая диапазон мощности 30...425 МВт. На нижнем уровне мощность паровой турбины будет минимальной, что ограничивает эксплуатацию станции в парогазовом цикле (рисунок 1, б).

При последовательной работе полиблоков высокий КПД ПГУ можно поддерживать во всем диапазоне мощности. Часто многоагрегатные станции имеют негативную тенденцию снижения мощности при работе одного из блоков с полной нагрузкой и нескольких – с минимальной. При создании электростанции *EconoFlex* это учтено, и на частичной нагрузке обеспечивается эффективная ее работа.

Высокие эксплуатационные параметры ПГУ, при очень низких потребностях в электроэнергии, например, в ночное время, позволяют эксплуатировать только один энергоблок. При этом время выхода станции на полную нагрузку не зависит от паровой турбины, поскольку она будет постоянно находиться в эксплуатации.

Изменение нагрузки определяется ГТУ, участие паровой турбины при этом незначительно и обусловлено задержкой в выработке пара. Возможности по сбросу и принятию нагрузки составляют 24 МВт/мин и 73 МВт/мин соответственно для дубль- и гекса-блоков.

Возможна параллельная работу всех блоков с одинаковой мощностью, при этом, при работе с частичной нагрузкой, все оборудование и системы станции готовы для мгновенного поднятия нагрузки. Параллельная работа позволяет достигнуть оптимальной динамики по сбросу и принятию мощности, но ценой некоторого снижения КПД.

При последовательной работе блоков главной задачей является выработка требуемой мощности с максимально возможным КПД, что достигается за счет эксплуатации возможно меньшего количества блоков при одинаковой нагрузке. Для повышения нагрузки вводятся дополнительные блоки из горячего резерва. Последовательная работа обеспечивает высокий КПД за счет некоторого снижения динамики набора и сброса нагрузки.

На рисунке 2 представлен график работы электростанции *EconoFlex6* с переменной нагрузкой при обеспечении наиболее высокого КПД во всем регулировочном диапазоне.

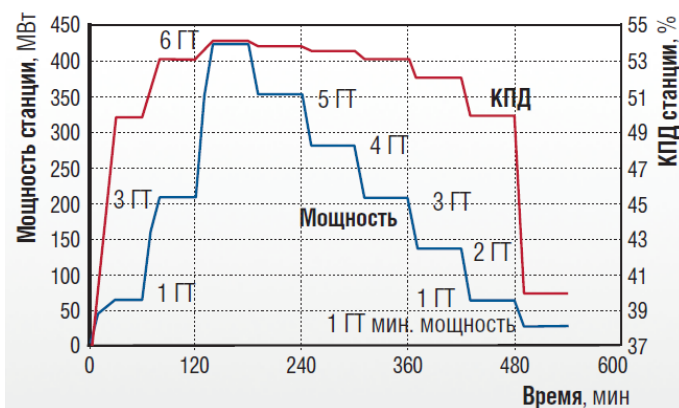


Рисунок 2. Показатели *EconoFlex6* при изменениях нагрузки

Газотурбинная установка *SGT-800* оснащена сухой низкоэмиссионной камерой сгорания, обеспечивающей низкие уровни выбросов на всех режимах работы.

Так, содержание *CO* составляет 1 *ppm* на всех режимах. Уровень эмиссии *NOx* при нагрузке более 60% составляет менее 15 *ppm* и повышается до 40 *ppm* при разгрузке до 40% номинальной. При быстром наборе нагрузки данный показатель увеличивается на 5 *ppm*.

Если необходимо достигнуть более низких показателей эмиссии, электростанция может оснащаться дополнительными системами каталитического подавления выбросов. В таких случаях эти системы должны адаптироваться под конструкцию котла-утилизатора.

Дополнительной возможностью повышения маневренности ПГУ является дожигание топлива в котле-утилизаторе. При этом будет использоваться избыточный кислород газов

ГТУ и вырабатываться дополнительный пар для паровой турбины, что увеличит общую электрическую мощность ПГУ, однако ценой некоторого снижения экономичности.

Отметим, что при использовании дожигания на входе в котел-утилизатор станет невозможным вырабатывать пар низкого давления. Если дожигание планируется использоваться в течение большей части периода эксплуатации ПГУ, предпочтительнее комплектовать ее котлом-утилизатором с одним уровнем давления.

Повышение температуры окружающего воздуха снижает мощность и КПД ГТУ. Это негативное влияние можно устранить путем охлаждения воздуха на входе в компрессор. Если влажность подаваемого воздуха достаточно низкая, то можно использовать системы испарительного охлаждения, если высокая – оптимальным решением будут чиллеры. Они потребляют достаточно много электроэнергии, но в большинстве случаев КПД установки повышается. В этом случае обеспечивается высокая мощность ГТУ при высоких температурах окружающего воздуха в летний период.

Электростанции *EconoFlex* в случае перебоев с поставкой природного газа могут использовать дизельное топливо в качестве резервного. Они могут эксплуатироваться в островном режиме, когда при отключении энергосети станция должна оставаться в рабочем режиме для поддержки и восстановления ее работы. При этом блоки будут работать с очень низкой нагрузкой, с использованием только ГТУ, для обеспечения электроэнергией собственных нужд.

В заключение отметим, что для контроля рабочих параметров и предотвращения аварийных ситуаций используется система мониторинга эксплуатационных показателей станции, которая позволяет планировать обслуживание и ремонт оборудования по техническому состоянию компонентов, а также определять наиболее эффективные режимы работы. Есть возможность дистанционного управления, и еще одним важным преимуществом электростанций *EconoFlex* является модульная конструкция, что минимизирует время доставки, монтажа и ввода в эксплуатацию оборудования на площадке заказчика.

Литература

1. Бьеркманн, М. Обновлённая версия SGT-800: мощность 50 МВт / Матс Бьеркманн // Турбины и Дизели, март – апрель 2013. – С. 4 – 9.
2. Нильссон, Л.-И. Парогазовая установка *EconoFlex* на базе ГТУ SGT-800 компании *Siemens* / Ларс-Ингвар Нильссон, Маркус Йокер, Матс Бьеркман // Турбины и Дизели, январь – февраль 2015. С. 34 – 39.

УДК 621.311.25

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖНЫХ И ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН АЭС

Князева Е.О.

Научный руководитель – старший преподаватель Нерезько А.В.

С развитием атомной энергетики и с ростом единичных мощностей турбин повышаются требования к надежности турбоагрегата в целом и его наиболее ответственных и напряженных элементов, как неподвижных (корпус, диафрагмы и др.), так и вращающихся (ротор — вал, диски, рабочие лопатки и др.).

В деталях турбины, омываемых паром, имеющим переменную в пространстве и времени температуру, возникает нестационарное температурное поле. Это приводит к ряду проблем, необходимость практического решения которых связана с обеспечением маневренных характеристик турбины и ее работоспособности.

Одна из основных проблем – проблема температурных напряжений, определяемых температурными градиентами в деталях цилиндров турбин. Кроме того, в результате преобразования энергии пара в проточных частях цилиндра возникают силы от перепада давлений рабочего пара, которые характеризуют прочность деталей цилиндров. На рисунке 1. показана принципиальная схема возникновения перепада температур и давлений в цилиндрах турбины К-1000-60/3000.

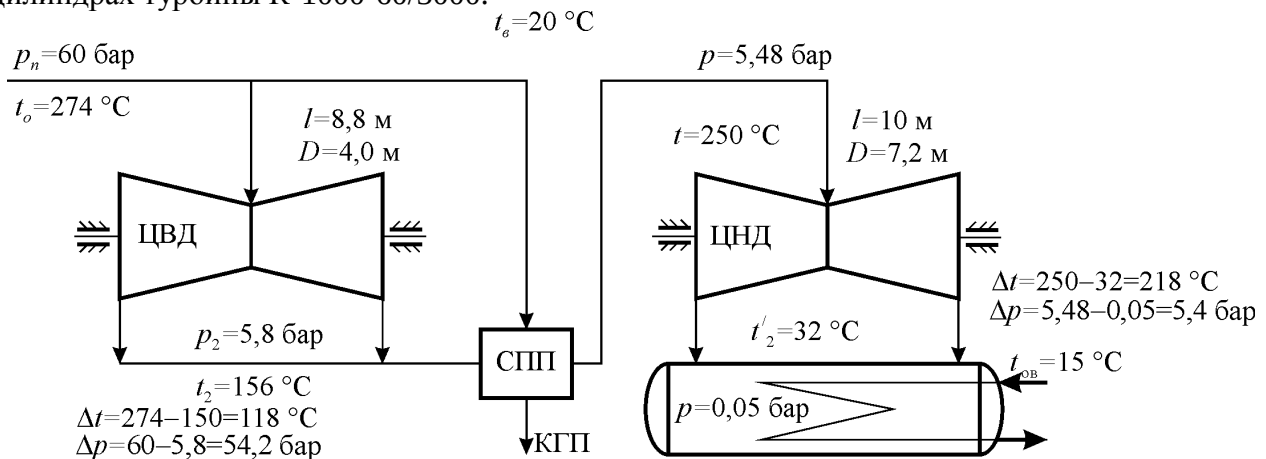


Рисунок 1. Распределение температур и давлений по цилиндрам К-1000-60/3000.

К наиболее сложным случаям переменных температурных полей и давлений относятся режимы прогрева, ввода турбоагрегата в действие, прием нагрузки па генератор и останов турбины. При этом механические напряжения, возникающие в элементах турбоагрегата от давления пара, вращения валопровода, и температурные напряжения в отдельных элементах могут суммироваться.

Подача пара в турбоагрегат в режимах пуска и приема нагрузки на генератор создает:

- возникновение напряжений в паропроводах, корпусах турбин и клапанов от внутреннего давления пара;
- возникновение напряжений изгиба в диафрагмах, дисках, направляющих и рабочих лопатках;
- появление напряжений от действия центробежных сил в рабочих лопатках, дисках роторов и роторах;
- появление касательных напряжений на валопроводе турбины вследствие передачи крутящего момента на вал генератора;

- возникновение знакопеременных напряжений от вибрации рабочих лопаток, ротора в других элементов турбоагрегата;
- появление осевых усилий на элементах проточных частей, которые воздействуют на упорный подшипник.

При преобразовании энергии парового потока рабочие лопатки испытывают изгибающие и растягивающие усилия. Изгибающие усилия вызываются динамическим давлением струи пара, разностью статических давлений пара до и после лопаток, вынужденными колебаниями рабочих лопаток. Растягивающие усилия вызываются центробежными силами, возникающими при вращении ротора.

В основу метода определения напряжений, возникающих в роторе цилиндра турбины от действия центробежных сил собственной массы и массы лопаток с бандажом, связующей проволоки, принимают простую схему, приведенную на рисунке 2, в виде вращающегося плоского диска радиусом R_1 и внутренним радиусом R_0 постоянной толщины в напряженном состоянии.

Основную нагрузку, вызывающую напряжение в диске, составляют центробежные силы собственной массы диска, кроме того, на наружной поверхности диска радиусом действуют внешние силы в виде радиальных напряжений σ_R , обусловленные центробежными силами рабочих лопаток.

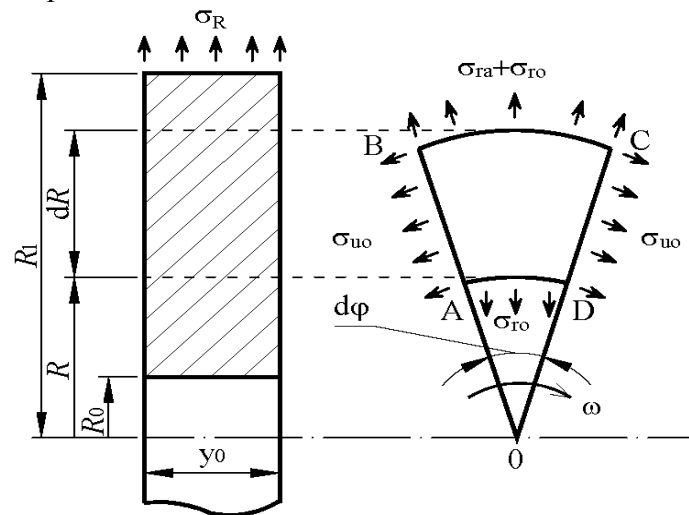


Рисунок 2 Плоский диск.

Касательными напряжениями, действующими по граням выделенного элемента, пренебрегаем ввиду их малости. Центробежные силы собственной массы, а также значительные напряжения σ_R вызовут на радиальных гранях AB и CD нормальные напряжения, совпадающие по направлению с окружной скоростью и называемые окружными напряжениями σ_{u0} на цилиндрических поверхностях BC и AD возникают нормальные радиальные напряжения σ_{r0} . Эти напряжения зависят от радиуса R и не зависят от угла ϕ .

Совместное рассмотрение условий равновесия выделенного объема диска $ABCD$ и его деформаций, позволяет определить величины окружных и радиальных напряжений на произвольном радиусе R в следующем виде:

$$\sigma_{u0} = \frac{3+\nu}{8} \kappa_{\omega} \left(R_1^2 + R_0^2 + \frac{R_1^2 \cdot R_0^2}{R^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \cdot R^2 \right) + \frac{R_1^2}{R_1^2 - R_0^2} \left(1 + \frac{R_0^2}{R_1^2} \right) \sigma_R, \text{ Н/м}^2, \quad (1)$$

$$\sigma_{r0}(R) = \frac{3+\nu}{8} \kappa_{\omega} \left(R_1^2 + R_0^2 - \frac{R_1^2 \cdot R_0^2}{R^2} \right) + \frac{R_1^2}{R_1^2 - R_0^2} \left(1 - \frac{R_0^2}{R^2} \right) \cdot \sigma_R, \text{ Н/м}^2, \quad (2)$$

где ν — коэффициент Пуассона;

κ_ω — коэффициент, зависящий от числа оборотов диска и определяемый из

соотношения $\kappa_\omega = \rho\omega^2$;

ρ — плотность материала диска, кг/м³.

Величина σ_R определяется по следующей зависимости:

$$\sigma_R = \frac{z_\pi C_\pi}{2\pi \cdot R_1 y_a} \text{ Н/м}^2, \quad (3)$$

где z_π - число рабочих лопаток, закрепленных на диске, шт;

C_π - центробежная сила, развиваемая от одной лопатки, которая определяется из

соотношения $C_\pi = r_\pi m_\pi \omega^2$, Н;

m_π - масса лопатки, кг;

r_π - радиус до центра тяжести лопатки, м;

y_a - толщина диска, м.

Для определения напряжений в сплошном диске можно использовать следующие выражения:

– для наружной поверхности радиусом R_1

$$\sigma_{u0}(R_1) = 0,175\kappa_\omega R_1^2 + \sigma_R; \quad (4)$$

$$\sigma_{r0}(R_1) = \sigma_R; \quad (5)$$

– для оси цилиндра

$$\sigma_{u0}(0) = 0,4125\kappa_\omega R_1^2 + \sigma_R; \quad (6)$$

$$\sigma_{R0}(0) = 0,4125\kappa_\omega R_1^2 + \sigma_R = \sigma_{u0}(0) \quad (7)$$

Используя формулы, можно получить графические зависимости окружных и радиальных напряжений, которые представлены на рисунке 2, где сплошными линиями показаны зависимости для диска с центральной расточкой, а пунктирными линиями – для сплошного диска.

Анализ этих зависимостей показывает, что внутренняя расточка диска существенно влияет как на величину, так и на характер распределения напряжений, в особенности в слоях металла в районе расточки.

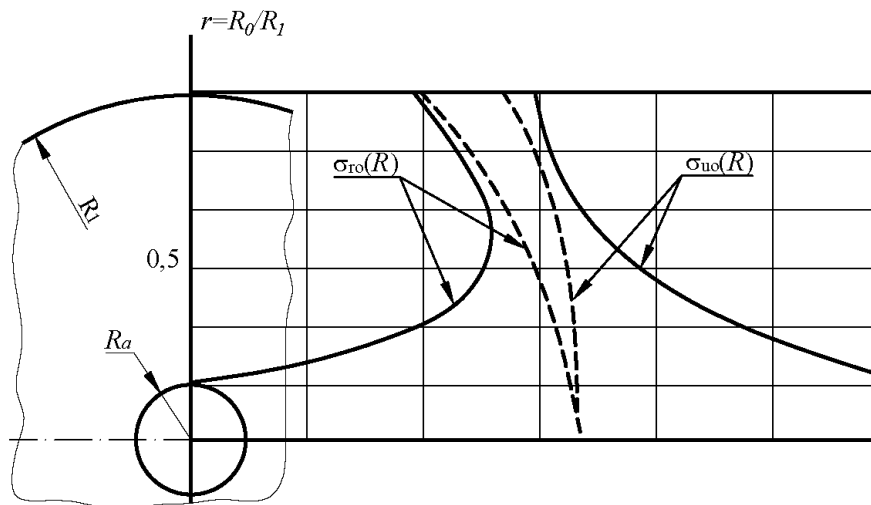


Рисунок 2 Распределение напряжений, обусловленных воздействием центробежных сил по радиусу диска.

На поверхности внутренней расточки радиальные напряжения равняются нулю независимо от величины внешней радиальной нагрузки. Наиболее напряженными по причине действия центробежных сил собственной массы диска и внешней радиальной нагрузки на его поверхности являются слои металла в районе расточки диска, испытывающие наибольшие нормальные растягивающие напряжения в окружном направлении.

Окружные нормальные напряжения пропорциональны квадрату частоты вращения диска, следовательно, максимальное значение окружных напряжений растяжения от действия центробежных сил возникает на внутреннем радиусе диска и зависит при равных прочих условиях от величины частоты вращения диска.

Появление температурных напряжений в деталях турбины связано не с абсолютной температурой детали, а с разностью, температур в различных точках детали, то есть с температурным градиентом. Возникновение температурных напряжений обусловлено физическими свойствами материалов расширяться при нагревании. Если каким-либо образом воспрепятствовать расширению материала, то в нем возникнут напряжения, пропорциональные, относительной деформации, которая должна была бы произойти при свободном расширении материала.

Вследствие омывания наружной поверхности ротора непосредственно паром, как изображено на рисунке 4, наружные слои металла прогреваются быстрее, чем внутренние. В результате этого наружные слои стремятся увеличиться в диаметре и в осевом направлении в большей степени, чем внутренние. При этом в тех и других слоях возникают радиальные нормальные напряжения растяжения. В окружном и осевом направлениях в горячих слоях возникнут напряжения сжатия, а в более, холодных слоях — напряжения растяжения.

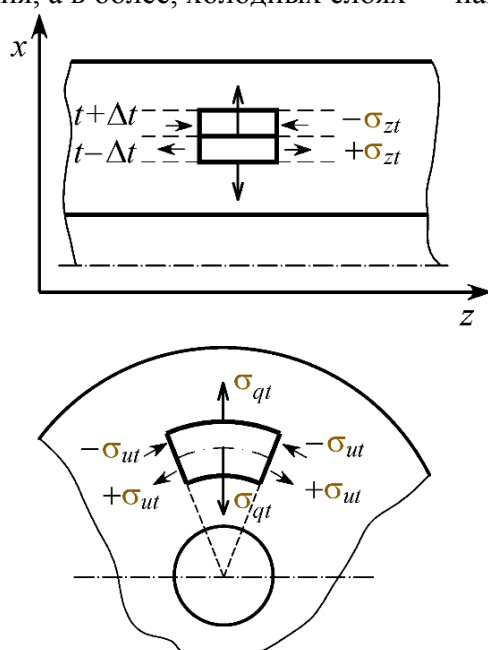


Рисунок 4 Схема возникновения температурных напряжений в роторе.

Таким образом, температурное напряженное состояние является пространственным и характеризуется наличием трех составляющих нормальных напряжений: окружных, радиальных и осевых. В итоге, в объемной детали, имеющей различную температуру в различных точках, свободное расширение более горячих слоев материала ограничивается слоями, имеющими более низкую температуру. При этом, в слоях с более низкой температурой вследствие воздействия на них горячих слоев будут возникать напряжения растяжения, а в более горячих слоях – напряжения сжатия.

Температурные напряжения по своей величине могут быть значительными и представлять опасность с точки зрения прочности материала ротора. Это зависит от величины температурных градиентов и от свойств материала ротора.

В формировании температурных напряжений в объемной детали определяющую роль играет разность между среднеинтегральной температурой и температурой рассматриваемого слоя. На рисунке 4 приведен график распределения температурных напряжений по радиусу сверленного ротора в момент подачи пара в проточную часть цилиндра высокого давления, когда окружные температурные напряжения на расточке ротора достигают своего наибольшего значения за весь период его приготвления к пуску.

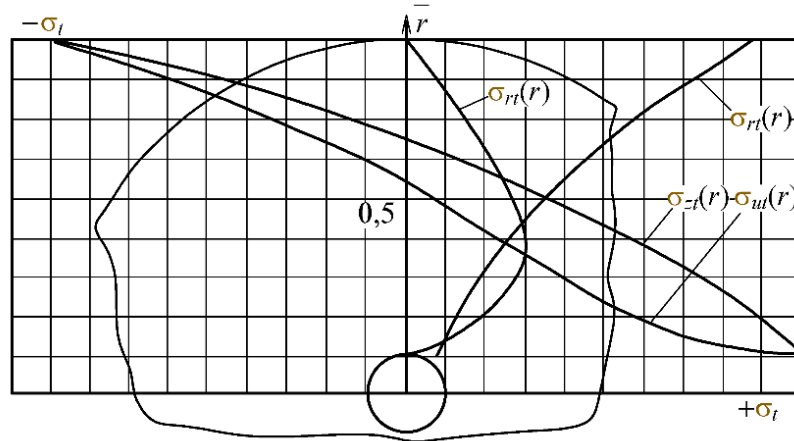


Рисунок 4. Распределение температурных напряжений по радиусу сверленного ротора.

Величина максимальных окружных температурных напряжений на поверхности расточки, как правило, в несколько раз превосходит величину максимальных окружных напряжений, возникающих от действий центробежных сил при номинальной частоте.

Осевые температурные напряжения, хотя и соизмеримы с окружными, однако не имеют аналога от действия центробежных сил, поэтому они в меньшей степени влияют на прочность ротора.

Радиальные температурные напряжения на поверхностях сверленного ротора равны нулю, а в прилегающих к этим поверхностям слоях они малы, поэтому их можно не учитывать.

Из всего следует, что вопрос безаварийного пуска турбины из холодного состояния должен решаться путем предварительного прогрева турбины, развития оборотов прием нагрузки на генератор по определенной программе.

Литература

1. Кирияченко, В.А. Конструкция и системы паротурбинных установок АЭС/ В.А. Кирияченко - Севастополь: СИЯЭиП, 1998. – 548 с.
2. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин/ А. В. Левин, К. Н. Боришанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.
3. Паровые и газовые турбины атомных элеткростанций: Учеб. пособие для вузов/ Б.М. Трояновский, Г.А. Филлипов, А.Е. Булкин – М.: Энергоатомиздат, 1985 – 256 с.

УДК 621.311

МАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ В ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ УСТАНОВКАХ

Ковалев В.М.

Научный руководитель – старший преподаватель Пантелей Н.В.

В настоящее время в энергетике все большее распространение получили турбодетандерные установки. Турбодетандерная установка представляет собой лопаточную турбинную машину с непрерывным действием. С помощью турбодетандера производится расширение газа с целью его дальнейшего охлаждения. Освобожденная энергия позволяет совершать полезную внешнюю работу. Турбодетандер осуществляет низкотемпературную обработку газа в промышленных установках, принимают непосредственное участие в сжигании газа и разделении многокомпонентных газовых смесей.

Как к любому энергетическому оборудованию, к турбодетандерам предъявляется требование надежности. Одним из способов повышения надежности ТДУ является применение магнитных подшипников.

Магнитный подшипник, как и остальные механизмы подшипниковой группы, служит опорой для вращающегося вала. Но в отличие от распространенных подшипников качения и подшипников скольжения соединение с валом в магнитных подшипниках является механически бесконтактным, то есть используется принцип левитации.

Используя принцип левитации, вращающийся вал буквально парит в мощном магнитном поле. Контролировать движение вала и координировать работу магнитной установки позволяет сложная система датчиков, которая постоянно отслеживает состояние системы и подает необходимые управляющие сигналы, меняя силу притяжения с той или иной стороны.

Магнитные подшипники делятся на две большие группы – активные и пассивные.

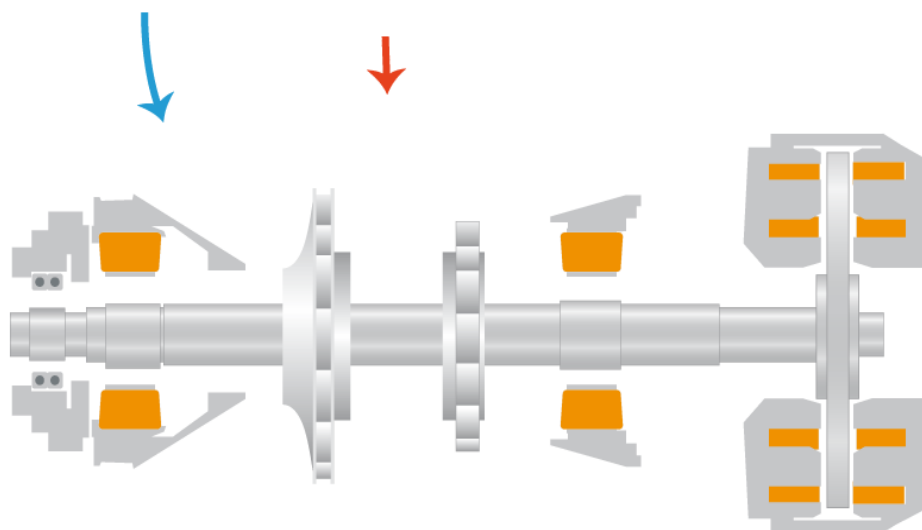


Рисунок 1. Принцип работы активного магнитного подшипника

Магнитный подшипник, где силовое поле создается при помощи электромагнитов, называется активным. Электромагниты позиционные расположены в статоре подшипника, ротор представлен металлическим валом (рисунок 1). Вся система, обеспечивающая удержание вала в агрегате, называется активным магнитным подвесом (рисунок 2). Он имеет сложное строение и состоит из двух частей: блока подшипников и системы электронного управления.

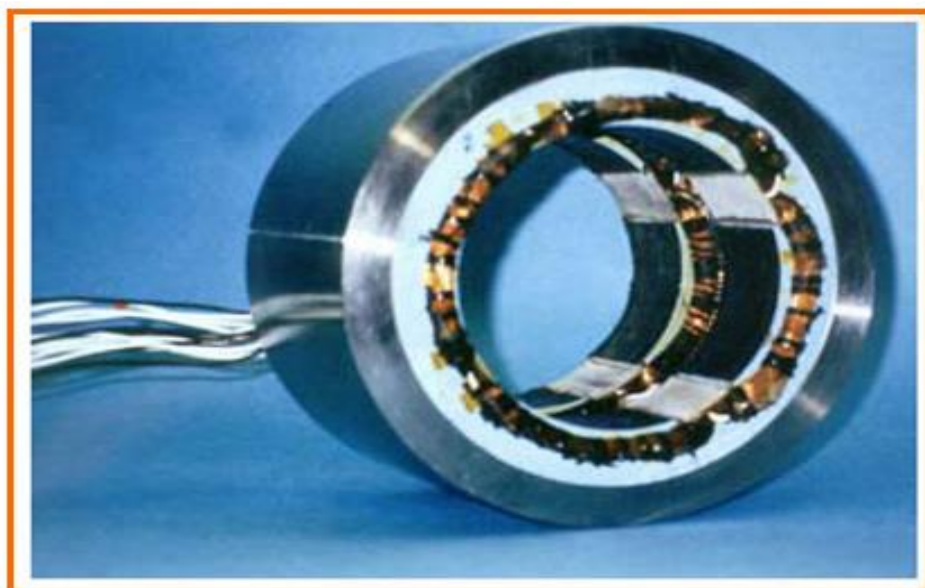


Рисунок 2. Общий вид магнитного подвеса

По типу воспринимаемой нагрузки блок подшипников может состоять из радиальных или упорных механизмов. Принцип работы у них один и тот же. Используется специальный ротор (обычный вал не подойдет), модифицированный ферромагнитными блоками. Этот ротор «висит» в магнитном поле, создаваемом электромагнитными катушками, которые находятся на статоре, то есть вокруг вала на 360 градусов, образуя кольцо.

Между ротором и статором образуется воздушный зазор, что позволяет деталям вращаться с минимальным трением. Общий вид активного магнитного подвеса представлен на рисунке 3.

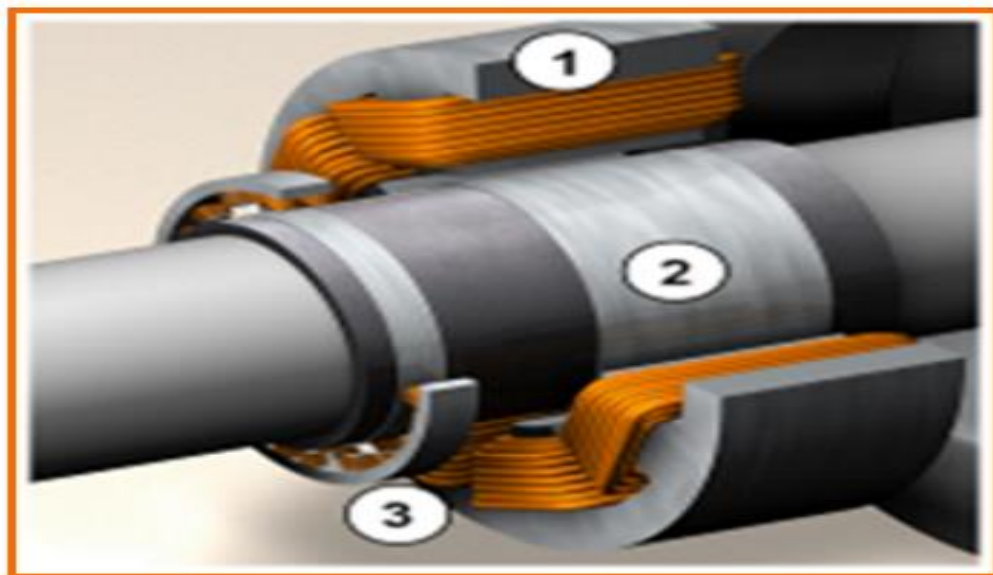


Рисунок 3. Устройство активного магнитного подвеса
1 – силовая катушка; 2 – вал; 3 – силовая катушка

Схематично активный магнитный подшипник представлен на рисунке 4.

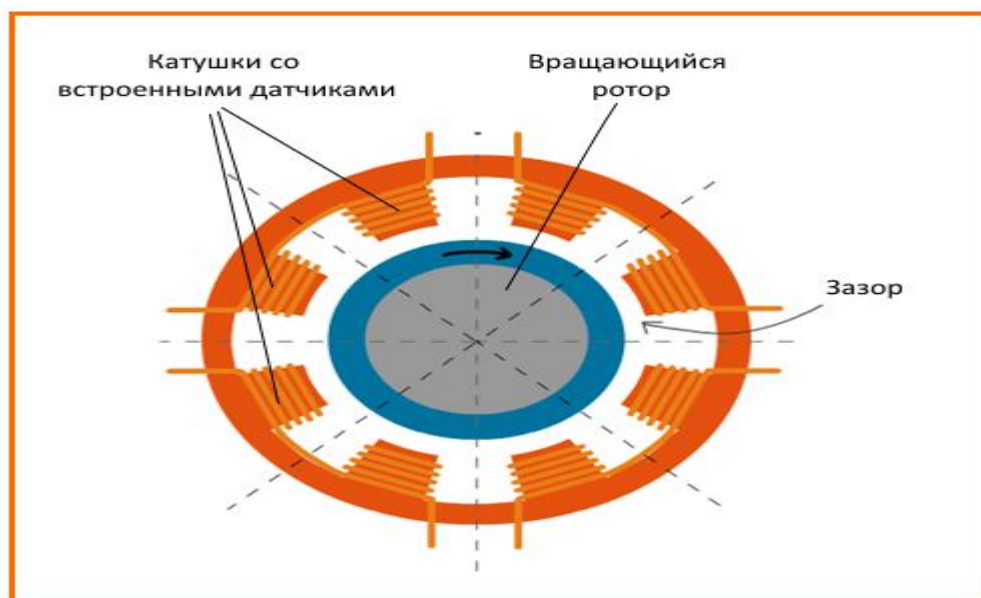


Рисунок 4. Система в разрезе

Как уже упоминалось, активным магнитным подшипником управляет специальная электронная система, которая с помощью датчиков, преобразователей и усилителей постоянно отслеживает положение ротора относительно катушек и при малейшем его смещении подает управляющий ток на соответствующую катушку. Схема электронной системы управления активного магнита представлена на рисунке 5.

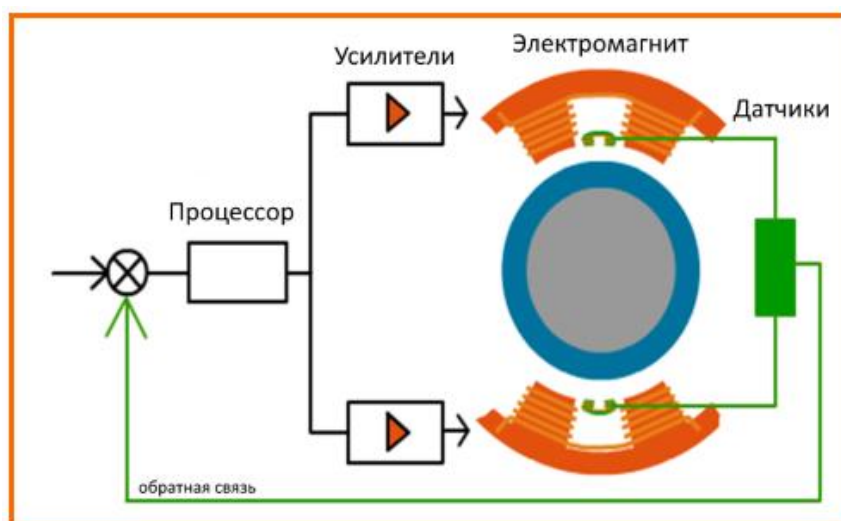


Рисунок 5. Устройство электронной системы управления

Пассивные магнитные подшипники – это подшипники на постоянных магнитах, в которых для системы удержания вала ротора не используется схема управления, включающая обратную связь. На рисунке 6 схематично представлен пассивный механический подшипник.

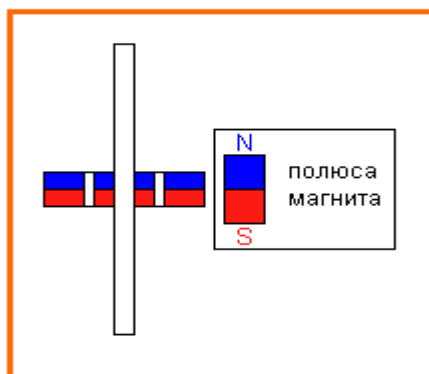


Рисунок 6 Пассивный магнитный подшипник

Ротор оснащен постоянным магнитом так же, как и статор, расположенный кольцом вокруг ротора. Одноименные полюса расположены рядом в радиальном направлении, что создает эффект левитации вала.

К сожалению, система, состоящая из магнитных подшипников, обладает рядом недостатков. К ним можно отнести:

- Сложность управления активными подвесами. Необходима сложная, дорогостоящая электронная система управления подвесом. Ее использование может быть оправдано только в «дорогих» отраслях – космической и военной.

- Необходимость использования страховочных подшипников. Резкое отключение электричества или выход из строя магнитной катушки может привести к катастрофическим последствиям для всей механической системы. Поэтому для страховки совместно с магнитными используют и механические подшипники. В случае отказа основных, они смогут взять на себя нагрузки и избежать серьезной поломки.

- Нагрев обмотки катушек. Вследствие прохождения тока, создающего магнитное поле, обмотка катушек нагревается, что зачастую является неблагоприятным фактором. Поэтому необходимо использовать специальные охлаждающие установки, что еще больше увеличивает стоимость использования подвеса.

Магнитные подшипники имеют также ряд достоинств. Основным преимуществом магнитных подшипников является отсутствие механического взаимодействия между вращающимся ротором и статором. Из этого следует, что подобные подшипники очень долговечны, то есть обладают повышенной износоустойчивостью. Также конструкция механизма позволяет использовать его в особых условиях (при низких и высоких температурах, в вакууме в агрессивных воздушных средах, при больших скоростях вращения, а также в стерильных условиях).

Возможность работы при любых температурах, в условиях вакуума и отсутствия смазки позволяет использовать подвесы в космической промышленности, в станках нефтеперерабатывающей промышленности. Также они нашли свое применение в газовых центрифугах для обогащения урана. Различные электростанции также используют магнитные подвесы в своих генерирующих установках. Один из вариантов применения магнитных подшипников в энергетике – это использование данного типа подшипников для турбодетандеров. Общий вид турбодетандера с применением магнитных подшипников представлен на рисунке 7. Разрез подшипника представлен на рисунке 8.

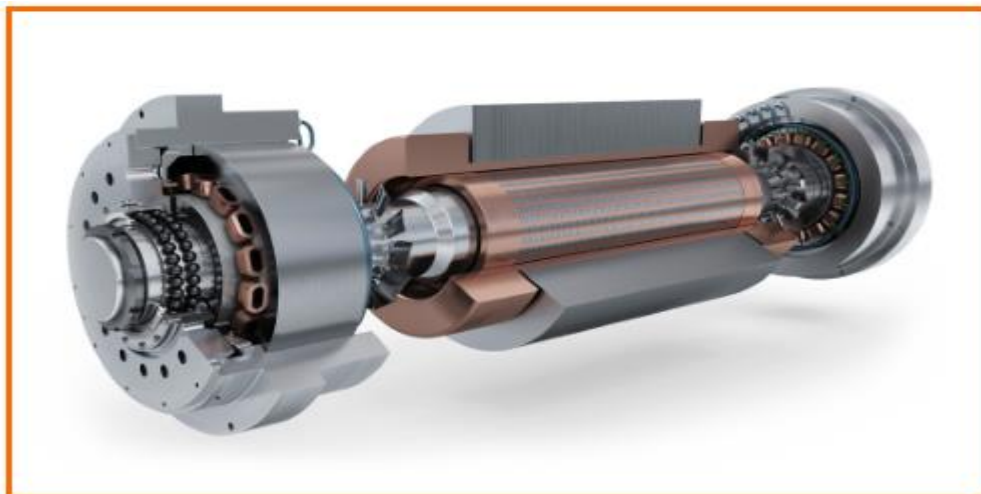


Рисунок 7. Турбодетандеры с магнитными подшипниками (общий вид)

Значительный технологический прорыв произошел в 1989 году, когда компания Maf-Trench впервые встроила магнитные подшипники S2M в турбодетандер для углеводородов. Теперь турбодетандеры с магнитными подшипниками считаются обычной практикой для определенных условий применения.

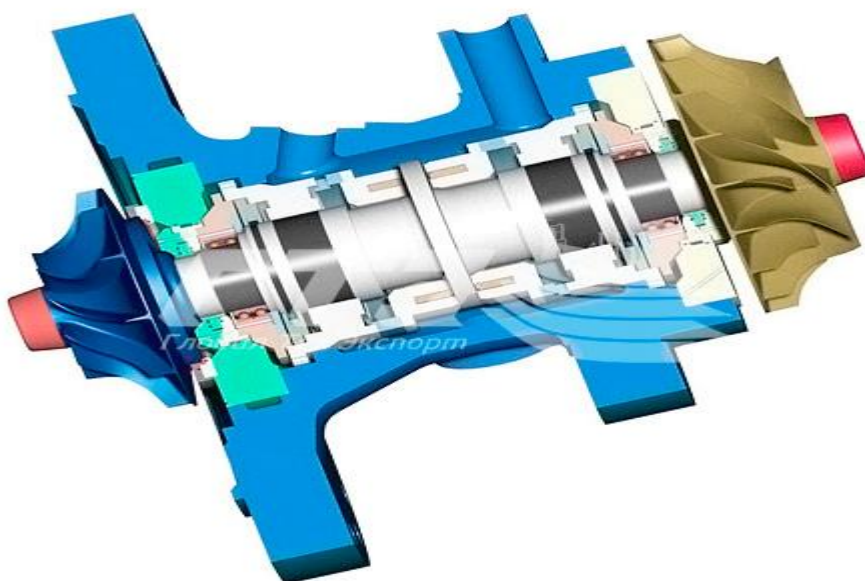


Рисунок 8. Магнитный радиальный подшипник (разрез модуля)

Применение магнитных подшипников в турбодетандерах для углеводородов имеет некоторые особенности. В турбодетандерах - турбинах, в которых газ под высоким давлением используется для отделения более тяжёлых фракций и приведения в действие компрессора - подшипники находятся в постоянном и непосредственном контакте с газом. Более того, рабочая среда агрессивная, что может привести к преждевременному износу и отказу оборудования. В ответ на эту проблему, магнитные подшипники предлагают более надёжное решение без использования масла для высокоскоростных турбодетандеров природного газа. Имеется разные производители подшипников западные и российского производства. Например:1 В комплект магнитных подшипников SKF S2M входят два радиальных подвеса (диаметра 150 мм на валу) со встроенными датчиками и вспомогательными (страховочными) шарикоподшипниками, а также один упорный подвес, рассчитанный на высокие осевые нагрузки. Электромагнитные подшипники исключают

использование смазочного масла и, таким образом, полностью исключают загрязнение газа. В электромагнитных подшипниках применено специальное коррозионностойкое покрытие, что позволяет эксплуатацию в агрессивных и кислых средах. Отсутствие механического контакта означает отсутствие износа узлов и, как следствие, электромагнитный подшипник практически не требует техобслуживания. Магнитные подшипники SKF S2M также позволяют проводить диагностику и мониторинг оборудования, регистрируя данные о виброперемещениях, температуре и частоте вращения вала с помощью встроенных датчиков.

Литература

1. Степанец, А.А. Энергосберегающие турбодетандерные установки/ А.А.Степанец; под ред. А.Д. Трухня. - Москва: Недра. 1999 г. - 258 с.
2. ПодшипникЦентр.ЕУ [http:// www. podshipnikcentr.ru/](http://www.podshipnikcentr.ru/)
3. "Группа ГМС" [Электронный ресурс] Инженерные решения для управления потоками <http://www.compressormash.ru/>

УДК 621.3

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН, ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Кокотова М. В., Станевич С.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Пантелей Н.В.

Изменение экономичности теплофикационных турбин при повышении параметров свежего пара, укрупнении единичной мощности, усовершенствовании тепловой схемы, улучшении характеристик проточной части может характеризоваться несколькими показателями. В качестве основного показателя сравнительной экономичности теплофикационных турбин принята величина относительной экономии топлива на ПТУ при равной выработке тепловой и электрической энергии

$$\varepsilon_T = \frac{B_1 - B_2}{B_1}.$$

Этот показатель широко применяется и имеет то преимущество, что он непосредственно характеризует конечную цель повышения экономичности турбоустановки. Кроме того, показатель « ε_T » аналогичен общепринятому показателю экономичности для ПТУ с конденсационными турбинами, поскольку также выражает относительную экономию топлива при равной выработке электрической энергии.

Рост начальных параметров пара, введение промперегрева и укрупнение единой мощности являются основными путями повышения экономичности паротурбинных установок и в известной мере характеризуют развитие и технический уровень турбостроения.

При постановке исследования обсуждаемого вопроса рассмотрены следующие начальные параметры пара: 8,8 МПа, 535 °С ; 12,8 МПа, 565 °С ; 12,8 МПа 565/565 °С ; 23,5 МПа, 560/565 °С . Противодавление за турбиной изменялось соответственно: 0,09; 0,55; 1,1; 2,2 МПа. Конструкция турбин и тепловые схемы приняты в соответствии с реальными конструктивными решениями, принятыми на УТЗ, в частности для турбин с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С и 12,8 МПа, 565 °С в качестве регулирующей ступени ЧВД принята двухвенечная регулирующая ступень, а для турбин с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 565/565 °С и 23,5 МПа, 560/565 °С — одновенечная регулирующая ступень. Учитывалось также влияние расхода и параметров пара на КПД проточной части турбин.

По результатам исследования построена зависимость:

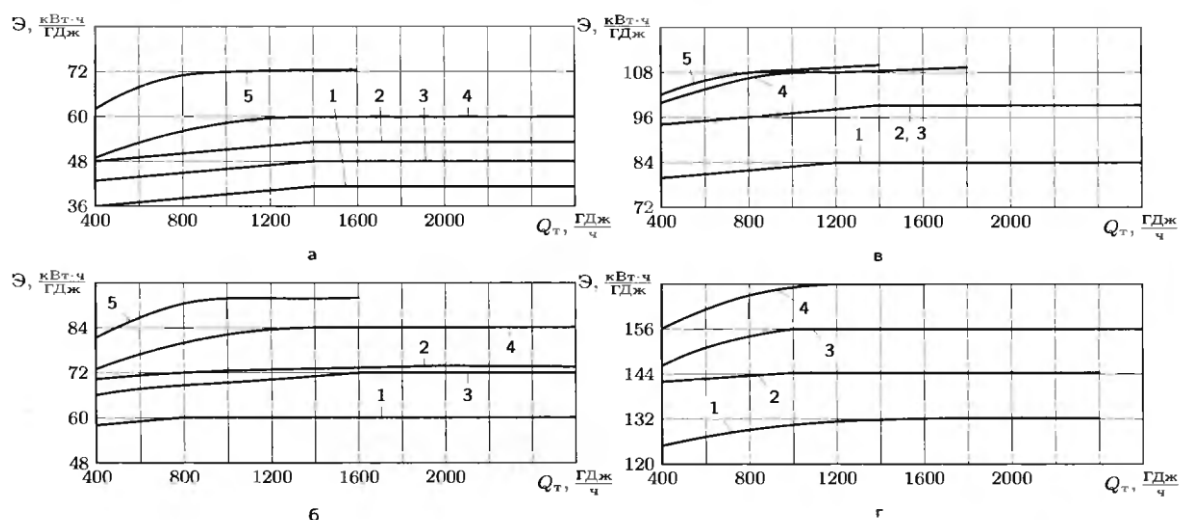


Рисунок 1. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении: а – $p_{np} = 2 \text{ МПа}$;

$$b - p_{np} = 1,1 \text{ МПа}; c - p_{np} = 0,55 \text{ МПа}; z - p_{np} = 0,09 \text{ МПа}; 1 - p_0 = 8,8 \text{ МПа}; t_0 = 535^\circ \text{C};$$

$$2 - p_0 = 12,8 \text{ МПа}; t_0 = 565^\circ \text{C}; 3 - p_0 = 12,8 \text{ МПа}; t_0 = 565^\circ \text{C}; t_m = 565^\circ \text{C};$$

$$4 - p_0 = 23,5 \text{ МПа}; t_0 = 560^\circ \text{C}; t_m = 565^\circ \text{C}; 5 - p_0 = 23,5 \text{ МПа}; t_0 = 560^\circ \text{C}$$

Как видно из рисунка 1, удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении при повышении параметров свежего пара возрастает, причем наибольшее влияние оказывает значение начального давления пара. Из режимных факторов наиболее существенным является давление отбираемого пара. некоторое дополнительное увеличение $\mathcal{E}$ имеет место из-за увеличения тепловой нагрузки (расхода свежего пара) турбины, обусловленного повышением КПД ее проточной части.

Следует отметить, что конденсационный поток пара в теплофикационной турбине также влияет на величину $\mathcal{E}$. При той же тепловой нагрузке с увеличением конденсационного потока пара возрастают давление пара в регенеративных отборах и температура подогрева питательной воды, чему будет соответствовать большая суммарная величина регенеративных отборов и большая мощность, развиваемая на тепловом потреблении и, следовательно, большая величина $\mathcal{E}$.

Зависимость относительной экономии топлива от величины тепловой нагрузки и противодействия за турбиной при повышении начальных параметров пара представлена на рисунке 2. Для турбин с регулируемым отбором пара данные рисунка 2 относятся к теплофикационному потоку пара. Относительная экономия топлива определена в сравнении с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535 °С при равных значениях противодействия за турбиной и ее тепловой нагрузки.

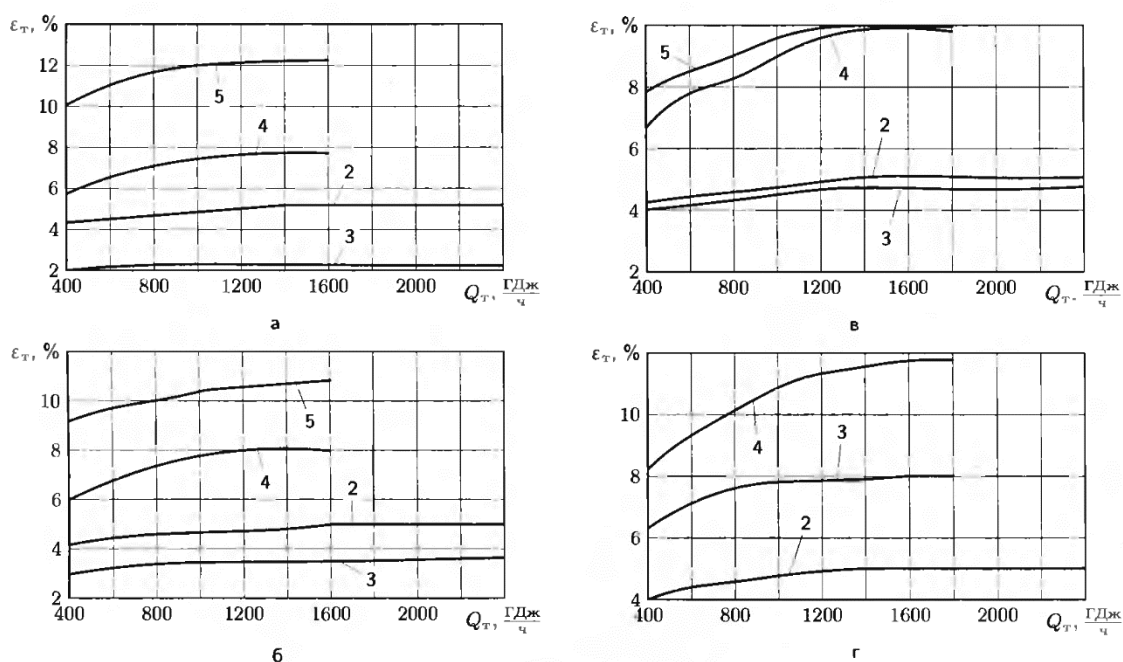


Рисунок 2. Относительная экономия топлива при изменении параметров пара по сравнению с параметрами 8,8 МПа, 535 °С (обозначения см. на рисунке 1)

Из рисунка 2 следует, что эффективность повышения начальных параметров пара от 8,8 МПа, 535 °С до 12,8 МПа, 565 °С в зависимости от тепловой нагрузки (мощности) составляет 3,8%...4,6%; до 12,8 МПа, 565/565 °С - 6,5...7,8%; до 23,5 МПа, 560/565 °С - 9,5...11,7%.

Эффективность повышения параметров от 12,8 МПа, 565 °С до 23,5 МПа, 560 °С практически такая же, как и при переходе от 12,8 МПа, 565/565 °С до 23,5 МПа, 560/565 °С и в зависимости от значений противодействия за турбиной и единичной мощности турбин составляет 2...6%.

Меньшие величины экономии топлива относятся к малым мощностям и турбинам с

отопительными отборами пара, а большие величины — к большим мощностям и турбинам с противодавлением.

Эффективность применения (использования) промперегрева пара в теплофикационных турбинах с отопительными отборами пара меньше, чем в конденсационных турбинах, и составляет (согласно рисунка 2) за отопительный период для пара начальных параметров 12,8 МПа, 565 °С 2...2,5 %, а для пара начальных параметров 23,5 МПа, 560 °С - 3,5... 4,0%. С учетом работы теплофикационных турбин в летний период на чисто конденсационном режиме эффективность промперегрева пара возрастает и за годовой период составляет 3,0... 3,5% и 4...5% соответственно для пара начальных параметров 12,8 МПа, 565 °С, и 23,5 МПа, 560 °С.

Тем не менее, промежуточный перегрев пара является одним из наиболее эффективных методов повышения экономичности теплофикационных турбин. В связи с этим актуальное значение имеют определение оптимальных параметров промперегрева и объективная оценка экономической эффективности его применения в схемах ПТУ с теплофикационными турбинами.

Исследование проведено для турбин УГЗ с производственным и отопительными отборами пара, а также для турбин с противодавлением с характерными для современного турбостроения параметрами свежего пара: 23,5 МПа, 560 °С; 16,0 МПа, 565 °С; 12,8 МПа, 565 °С. Температура промежуточного перегрева пара во всех случаях принималась равной 565 °С.

Для начального давления пара 23,5 МПа рассмотрены значения расходов пара на турбину 350, 700 и 1000 т/ч, а для начальных давлений 16,0 и 12,8 МПа — расход 1000 т/ч. Температура питательной воды принята независимой от давления промперегрева и расхода свежего пара, равной 263 °С при $p_0 = 23,5$ МПа, 238 °С при $p_0 = 16,0$ МПа и 231 °С при $p_0 = 12,8$ МПа, что соответствует температуре питательной воды в современных турбоустановках. Давления пара в отборах турбины на ПВД при изменении давления промперегрева приняты неизменными, поскольку перераспределение нагрузок между отдельными ПВД относительно слабо влияет на сравнительную экономичность сопоставляемых вариантов. Результаты расчетов по определению влияния давления промперегрева на относительное изменение удельной выработки электроэнергии $\Delta \mathcal{E} / \mathcal{E}_1$ представлены на рисунках 3а и 3б, а относительной экономии топлива — на рисунке 3, в.

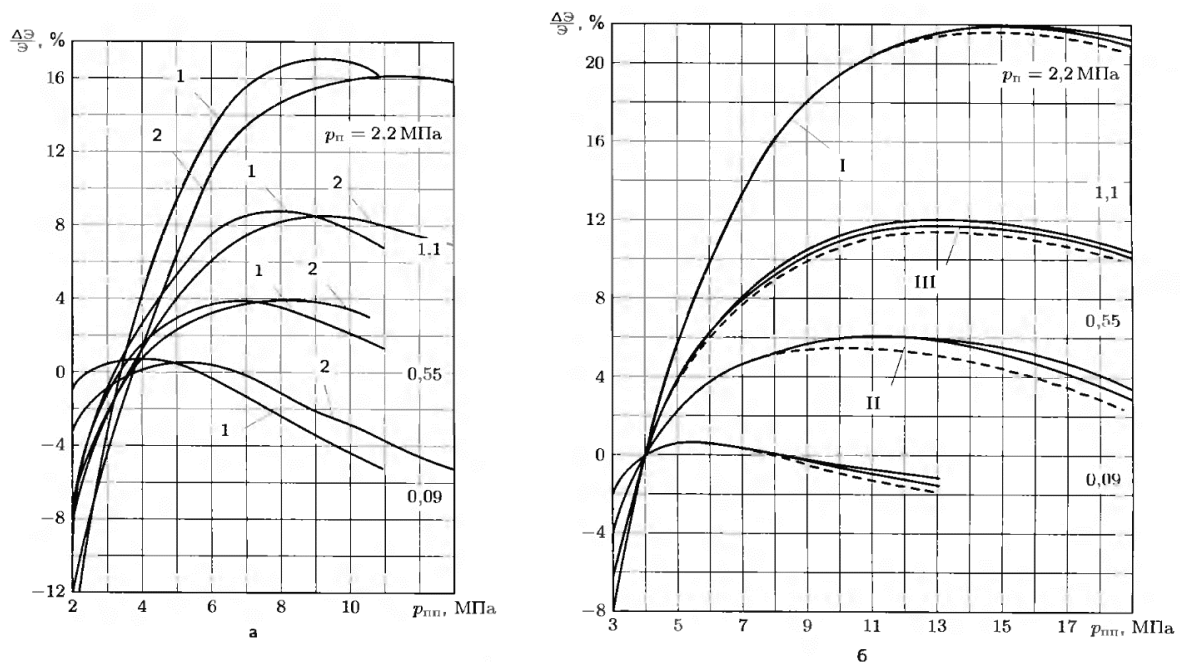


Рисунок 3. Влияние давления промперегрева на изменение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (а, б) и относительной экономии топлива (в):

$$1 - p_0 = 12,8 \text{ МПа}, t_0 = 565^\circ\text{C}; 2 - p_0 = 16 \text{ МПа}, t_0 = 565^\circ\text{C}; 3 - p_0 = 23,5 \text{ МПа}, t_0 = 560^\circ\text{C};$$

$$I - G_{\text{турб}} = 1000 \text{ м}^3 / \text{ч}; II - G_{\text{турб}} = 350 \text{ м}^3 / \text{ч};$$

$$III - G_{\text{турб}} = 700 \text{ м}^3 / \text{ч}; p_{\text{нп}}^{\text{опт}} - \text{при оптимальном давлении промперегрева пара}; p_{\text{нп}}^{\text{к}} - \text{при давлении промперегрева, принятом для конденсационных блоков}$$

Анализ этих данных показывает, что эффективность повышения давления промперегрева до оптимального значения для отопительного потока (отбора) пара невелика (возможное увеличение $\Delta \mathcal{E} / \mathcal{E}_1$ составляет $\sim 0,5\%$, относительная экономия топлива — $\sim 0,25\%$). Сравнительно малое влияние повышения давления промперегрева отопительного потока парового его оптимального значения на экономичность турбины позволяет унифицировать теплофикационные и конденсационные блоки по давлению промперегрева, что и было принято для турбины Т-250/300-240 УТЗ.

Для производственного потока пара и выполнения промперегрева с давлением, принятым для конденсационных блоков, повышение экономичности возможно при противодавлении пара не выше $0,4 \dots 0,5 \text{ МПа}$. При выполнении промперегрева пара с оптимальным давлением величина противодавления производственного потока пара, при котором промперегрев позволяет обеспечить экономию топлива, возрастает до $0,08 \dots 0,09$ от величины начального давления пара (рисунок 3 в).

В турбинах с промежуточным перегревом пара до 565°C температура пара перед ЧНД возрастает на $\sim 150^\circ\text{C}$ по сравнению с турбинами без промперегрева. Это связано с соответствующим повышением температуры пара за ЧНД, что ограничивает возможность использования вентиляционного пропуска пара. Одним из возможных путей снижения температуры пара за ЧНД является организация работы блока в отопительный период с ограничением температуры промперегрева ($t_{\text{нп}}$) до $400 \dots 450^\circ\text{C}$.

Температуру промперегрева можно снизить, во-первых, непосредственно на котле байпасированием парового теплообменника, а также частичным обводом газов помимо промперегревателя и, во-вторых, дополнительным впрыском охлаждающей воды в поток пара после промперегревателя.

Максимальный расход первичного пара на блоке в эксплуатационных условиях ограничивается пропускной способностью турбины и поэтому в обоих рассматриваемых вариантах снижения температуры промперегрева остается равным расходу пара при номинальной температуре промперегрева. Соответственно и максимальный расход пара, поступающего из турбины в промперегреватель, остается практически постоянным независимо от величины и способа снижения температуры промперегрева пара. При снижении температуры промежуточного перегрева пара непосредственно на котлоагрегате количество теплоты, подводимой во вторичном контуре котла, снижается, поэтому тепловая нагрузка и электрическая мощность блока уменьшаются. При снижении температуры промперегрева за счет впрыска охлаждающей воды количество теплоты, подводимой во вторичном контуре котла, остается неизменным. Электрическая мощность блока при этом уменьшается в связи со снижением температуры промперегрева пара, хотя и менее интенсивно, чем при уменьшении температуры промперегрева пара непосредственно на котле. Тепловая нагрузка блока увеличивается на величину, эквивалентную уменьшению мощности, поскольку количество теплоты, отводимой из котла при впрыске, остается постоянным, а количество теплоты, сбрасываемой в конденсатор, изменяется незначительно. При этом полагалось, что расчетный коэффициент теплофикации не зависит от температуры промежуточного перегрева пара и что в отопительный период блок работает по тепловому графику с номинальным расходом свежего пара.

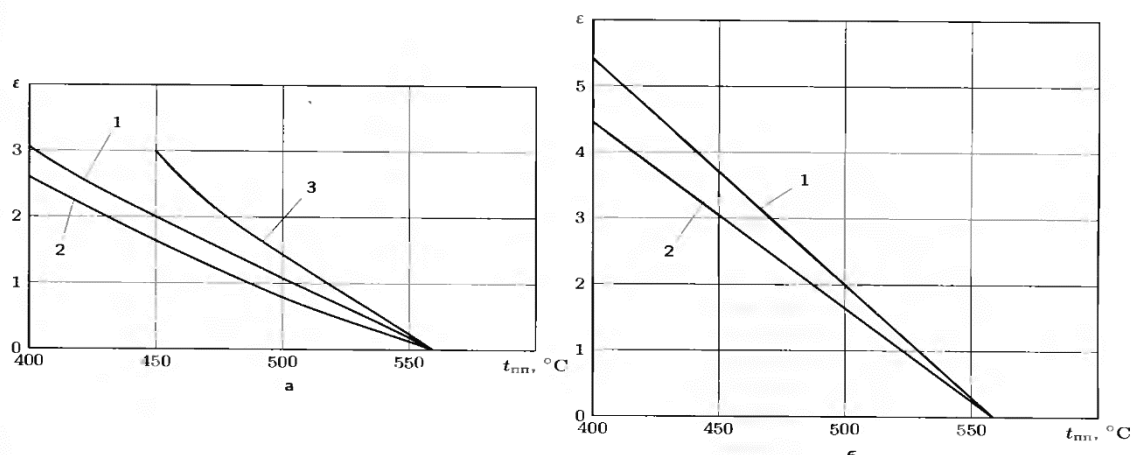


Рисунок 4. Изменение экономичности турбины Т-250/300-240 при снижении t_{in} : а-на котле за счет байпасирования паропарового теплообменника и частичного обвода газов помимо промперегревателя; б-путем впрыска воды после промперегревателя; 1-двухступенчатый подогрев воды; 2-одноступенчатый подогрев сетевой воды; 3-конденсационный режим

Как видно из рисунка 4, при снижении непосредственно за счет байпасирования паропарового теплообменника и частичного обвода газов помимо промперегревателя экономичность блока снижается в меньшей степени, нежели при снижении t_{in} впрыском воды после промперегревателя, и на 10°C составляет соответственно 0,17%, 0,27% на теплофикационных режимах при двухступенчатом подогреве сетевой воды и 0,23%, 0,3% — на конденсационных режимах.

Большее влияние изменения температуры промперегрева на экономичность конденсационного режима работы турбины по сравнению с теплофикационными объясняется тем, что из-за разности в значениях противодействия величина располагаемого перепада на турбине после промежуточного перегрева пара на конденсационном режиме больше, чем на теплофикационном. Соответственно при принятых в расчетах равных давлениях пара в регулируемых отборах на режиме с двумя отопительными отборами располагаемый перепад находящейся за промперегревом группы ступеней больше, чем на режиме с одним отопительным отбором.

Плотная регулирующая диафрагма НД позволяет свести до минимума протечки пара в часть низкого давления турбины и в конденсатор при работе турбины по тепловому графику за счет уменьшения изгибной жесткости поворотного кольца (ПК). Это обеспечивается тем, что со стороны подвода пара между каналами ПК от внутренней до наружной радиальной поверхностей выполнены сквозные пазы, боковые поверхности которых параллельны соседним боковым поверхностям каналов. При работе турбины на ПК действует усилие от перепада давления пара, под действием которого ПК деформируется в большей степени, чем жесткая диафрагма, что обеспечивает плотность прилегания ПК к телу и ободу последней. При работе с малыми пропусками пара в ЧНД вакуум в конденсаторе определяется эжектором поэтому при уплотнении диафрагмы он не изменяется и мощность на трение и вентиляцию ступеней ЧНД также не меняется.

Уменьшение вентиляционного пропуска пара в ЧНД приводит к разогреву рабочих лопаток и изменению их вибрационного состояния, поэтому применение плотных поворотных регулирующих диафрагм низкого давления может быть осуществлено только после тщательных исследований облопачивания ЧНД. Уменьшение пропуска пара в ЧНД от вентиляционного до нуля приводит к существенному росту температуры и изменению характера ее распределения по высоте направляющих и рабочих лопаток. Установлена закономерность в наличии максимума температуры для направляющих и рабочих лопаток. Для облопачивания ЧНД турбины Т-100-130 максимум температуры направляющих лопаток

зафиксирован на относительной высоте лопаток $I = 0,5 \dots 0,75$ для регулирующей ступени и $I = 0,75 \dots 0,8$ — для последней ступени

На рисунке 5 представлены обобщенные результаты опытов по работе последней ступени турбины Т-100-130 с вентиляционным пропуском пара в ЦНД (в конденсатор) и на бес паровом режиме. Максимальные значения температур направляющих лопаток приняты для $I = 0,75$. Для рабочих лопаток максимальная температура принята по температуре вершин, а при отсутствии этих данных — по температуре влагулавливающего кольца.

Как видно из рисунка 5, на бес паровом режиме работы ЦНД температура лопаток выше на $70..80^\circ\text{C}$, чем на режиме работы с вентиляционным пропуском пара. Включение охлаждающего устройства в конденсаторе позволяет снизить температуру лопаток на $10..20^\circ\text{C}$ на режимах с вентиляционным пропуском пара и на $20..25^\circ\text{C}$ — на беспаровом режиме

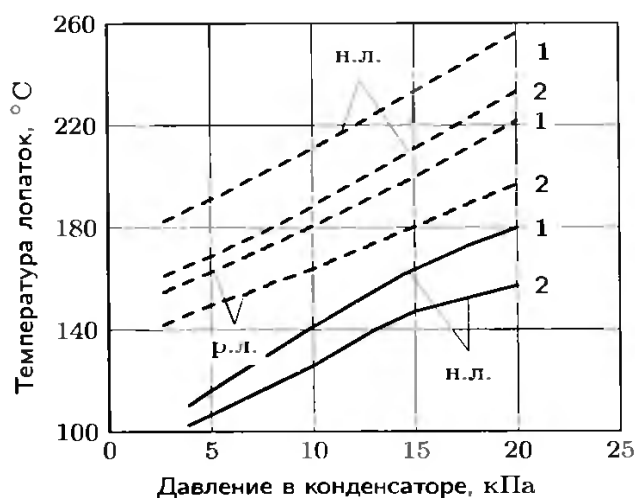


Рисунок 5. Зависимость температуры направляющих и рабочих лопаток последней ступени турбины Т-100-130 от давления в конденсаторе 1 — охлаждающее устройство в конденсаторе выключено; 2 — охлаждающее устройство включено, вентиляционный пропуск пара; беспаровой режим; н.л. — направляющие лопатки; р.л. — рабочие лопатки.

Применение плотных регулирующих диафрагм низкого давления целесообразно для турбин, в которых для охлаждения ступеней ЦНД используется специально подготовленный влажный пар, подаваемый в камеру после регулирующей ступени НД, например, в турбинах Т-250/300-240. Уменьшение горячих протечек пара через регуливающую диафрагму позволяет свести до минимума величину расхода пара на охлаждение ступеней ЦНД и повысить экономичность турбины на теплофикационных режимах работы.

Литература

1. Баринберг Г.Д. Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, В.Б. Новоселов, Ю.А. Сахнин. Екатеринбург: «Априо», 2010.

УДК 621.1

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЧАСТОТЫ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ ПОСЛЕ ВВОДА БЕЛАЭС С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭЛЕКТРОКОТЛОВ И АККУМУЛЯТОРОВ ТЕПЛОТЫ (НА ПРИМЕРЕ ГРОДНЕНСКОЙ ТЭЦ-2)

Коробец П.Н.

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

В текущей пятилетке в энергетической отрасли Республики Беларусь наиболее значимым мероприятием является строительство Белорусской атомной станции (далее - АЭС) суммарной установленной мощностью 2400 МВт. Пуск первого блока мощностью 1200 МВт запланирован в 2019 году, второго - в 2020 году.

Интеграция АЭС не только обеспечит замещение порядка 4 млрд. м³ природного газа в топливно-энергетическом балансе Беларуси, но и существенно изменит структуру баланса электрических мощностей объединенной энергетической системы страны (далее - ОЭС).

В настоящее время, когда прирост потребления электроэнергии в стране ниже запланированного, возникает проблема эффективной режимной интеграции АЭС в баланс энергосистемы в части прохождения ночных провалов нагрузок. Небаланс при этом составляет 1065 МВт.

Для выравнивания суточных графиков нагрузки энергосистемы возможно применение электродкотлов и баков-аккумуляторов теплоты на энергоисточниках. Такой вариант можно рассмотреть на примере Гродненской ТЭЦ-2, поскольку из общей генерации вытесняются традиционные регуляторы мощности (КЭС), и решение комплекса задач невозможно без участия ТЭЦ. Использование электродкотлов в прогнозируемой ситуации абсолютно необходимо, поскольку, с одной стороны, создает гибкость в части обеспечения нагрузок и допускает возможность косвенного резервирования мощности в энергосистеме в ночные часы. При необходимости передачи тепловых нагрузок от электродкотлов на традиционные теплогенерирующие установки снижается электропотребление в соответствии с требованиями устранения дефицита мощности. С другой — передача нагрузки от электродкотельной на отборы ТЭЦ даст прирост генерации электроэнергии.

Тепловые аккумуляторы должны работать в противофазе: заряжаются днём за счёт увеличения пропуска пара в отборы и генерации большего количества дешевой электроэнергии от ТЭЦ в часы дневных максимумов. Разрядка аккумуляторов происходит в часы ночного провала потребления электроэнергии, когда отключаются отборы для снижения её генерации. При этом показатели ТЭЦ не ухудшаются, поскольку пиковые мощности на базе прямого сжигания топлива для этих целей не привлекаются. [1]

Гродненская ТЭЦ-2 сегодня является самой крупной тепловой электростанцией области, обеспечивающей теплом и электроэнергией как промышленные предприятия, так и часть коммунального и жилищного сектора города над Неманом.

Эксплуатируемое оборудование:

- турбоагрегат типа ПТ-70-12,8/1,28 мощностью 70 МВт;
- турбоагрегат типа ПТ-60-130/13 мощностью 60 МВт;
- турбоагрегат типа Р-50-130/13 мощностью 50 МВт;
- турбоагрегат типа ТГ 0,75 ПА/6,3 Р13/4 мощностью 0,75 МВт;
- газовая турбина PG 9171E мощностью 121,7 МВт;
- 5 котлоагрегатов типа БКЗ-320-140 ГМ производительностью 320т/ч каждый;
- котёл-утилизатор HRSG 206-14,1-555/28-1,5-285 производительностью 206т/ч по острому пару, 28 т/ч по пару 13 ата и 27 Гкал/ч по сетевой воде;
- 2 пиковых водогрейных котла типа ПТВМ-100 производительностью 100 Гкал/ч при работе на природном газе и 75 Гкал/ч при работе на мазуте каждый;
- пиковый водогрейный котёл типа КВГМ-180-150-2 производительностью 180 Гкал/ч при работе на природном газе.

Установленная мощность:

- электрическая – 302 МВт;
- тепловая энергетических котлоагрегатов - 940 Гкал/ч;
- тепловая пиковых водогрейных котлов -380 Гкал/ч;
- тепловая котла утилизатора -160 Гкал/ч;
- тепловая мощность отборов турбин - 508 Гкал/ч.

Источник водоснабжения - река Неман. Система технического водоснабжения - обратная с градирнями.

Система горячего водоснабжения - закрытая. Максимальная температура в тепловых сетях 150 °С. Расчетный отпуск пара потребителю составляет 732 т/ч.

Расчетный режим работы бака-аккумулятора в отопительный период при нулевой температуре наружного воздуха и равномерном отпуске теплоты с сетевой водой в течение суток: тепловая нагрузка – 320 Гкал/ч, электрическая мощность паровых турбин при работе по тепловому графику – 165 МВт, пиковые котлы отключены, расход сетевой воды составляет 8000 т/ч.

При наличии в схеме бака-аккумулятора есть возможность, догружая пиковые бойлера, аккумулировать порядка 70 Гкал в час теплоты в бак. При этом станция, в дневное время на протяжении 16 часов саккумулирует 1120 Гкал теплоты из отборов турбин, тем самым увеличит мощность на 15 МВт. В ночное время в течение 8 часов станция разгружается по электрическому графику. Если предположить, что паровые турбины при этом будут работать в конденсационном режиме с нагрузками по 3-5 МВт (с отключенными регулируемые отборами), то схема теплоснабжения предлагается следующая:

- включаются электродкотлы с нагрузкой 60 МВт (52 Гкал/ч);
- параллельно из бака теплота в количестве 140 Гкал/ч и расходом теплоносителя около 4500 т/ч подается на город;
- недостаток теплоты в количестве 128 Гкал/ч будет покрываться пиковыми бойлерами, работающими от БРОУ-140/13 (108 Гкал/ч) и ГПСВ ГТУ (20 Гкал/ч).

С технической точки зрения:

- реконструкция ТЭЦ с установкой бака-аккумулятора позволит сделать довольно гибкую схему теплоснабжения потребителей и «живучий» режим работы оборудования станции в условиях глубоких ночных электрических разгрузок при вводе первого блока АЭС в эксплуатацию;
- емкость бака-аккумулятора оценивается в 36800 м³, что в случаях аварийных ситуаций, связанных с целостностью резервуара, создаст серьезные техногенные последствия.

С экономической точки зрения:

- электроэнергия, отпускаемая от Гродненской ТЭЦ-2, в условиях рынка будет выглядеть более привлекательной по цене в сравнении даже с другими ТЭЦ. Этот вопрос не рассматривается в рамках удешевления стоимости электроэнергии в условиях энергорынка, а показывает эффективность внедрения в тепловую схему электродкотлов и тепловых аккумуляторов по сравнению с теми ТЭЦ, на которых не реализована такая схема. При этом дополнительная выработка электроэнергии оценивается на уровне 7,2 млн. кВтч в месяц;
- схема будет эффективной при относительно теплой зиме с температурой наружного воздуха не ниже нуля, когда паровые турбины недогружены по электрической мощности.

Устанавливаемые электродкотлы на ТЭЦ мощностью 60 МВт следует рассматривать как наиболее действенное средство использования теплофикационных турбоагрегатов в маневренном режиме с разгрузкой их по электрической мощности в ночные часы, поскольку обеспечивают максимальное снижение выдачи электрической мощности в энергосистему при значительно меньшей разгрузке непосредственно турбоагрегата. В энергетическом отношении применение электродкотлов приведет к незначительному повышению удельных расходов топлива на производство электроэнергии, что можно рассматривать как приемлемую плату за полученную при этом дополнительную маневренную мощность при

сохранении работы теплофикационных турбоагрегатов со значительно меньшей фактической разгрузкой.

Выбор оптимальной структуры генерирующих мощностей должен включать в себя учет режима их использования. Это позволяет выбрать технически приемлемую структуру, обеспечивающую возможность их существенной разгрузки в ночное время суток для прохождения ночного минимума нагрузки, как в отопительный, так и неотопительный периоды года с последующей их разгрузкой до пиковой нагрузки энергосистемы в остальное время суток. Помимо базовых генерирующих мощностей, основную роль в которых будет играть АЭС и действующие мощности, структуру формируют парогазовые и газотурбинные установки, используемые в базовом, полупиковом и пиковом режимах, а также гидро- и ветроэнергоустановки [2].

Литература

1. В.Н. Романюк, д. т. н., профессор, А. А. Бобич, м. т. н., РУП «БЕЛТЭИ», БНТУ "К вопросу о диверсификации вариантов регулирования мощности генерации Белорусской энергосистемы" от 09.02.2016 года <http://www.broad-ctx.by/>.

2. Дмитриев, Г. М. Выбор оптимальной структуры генерирующих мощностей в Белорусской энергосистеме / Г. М. Дмитриев, Л. П. Падалко // Журнал «Энергетика и ТЭК» - 2012. - № 9/10 (114/115). - С. 13

УДК 621.745.012:725.8

ПРИМЕНЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ СПОРТИВНЫХ ОБЪЕКТОВ

Кравченко Д.В.

Научный руководитель – к.э.н., доцент Кравченко В.В.

Спорт является сегодня одним из приоритетных направлений развития белорусского общества и белорусской промышленности. В этой связи необходимость использования современных материалов и технологий при строительстве, эксплуатации и управлении спортивными сооружениями является особенно актуальным.

При этом особое внимание создателей спортивных сооружений направлено на обеспечение энергосбережения и энергоэффективности последних.

Учитывая то, что нет единого и однозначного определения терминов «энергоэффективность» и «энергосбережение», в качестве рабочей версии мы примем следующие толкования, отраженные в законе Республики Беларусь «Об энергосбережении» от 8 января 2015 г. № 239-З:

энергетическая эффективность (энергоэффективность) – характеристика, отражающая отношение полученного эффекта от использования топливно-энергетических ресурсов к затратам топливно-энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта [1];

энергосбережение – организационная, практическая, научная, информационная и другая деятельность субъектов отношений в сфере энергосбережения, направленная на более эффективное и рациональное использование топливно-энергетических ресурсов [1].

Однако при использовании энергоэффективных и энергосберегающих технологий не стоит забывать и о важности соблюдения требований по охране окружающей среды. Поэтому мы будем также ориентироваться на учет требований устойчивого развития в строительстве, под которыми подразумевается наименьшее воздействие на окружающую среду на всех этапах создания спортивного сооружения, начиная от выбора, применения и дальнейшей эксплуатации материалов, а также их утилизации по окончании жизненного цикла объекта.

Спортивный объект должен быть выгодным с экономической точки зрения, а также комфортным в эксплуатации. Интегрированность объекта в окружающую городскую среду тоже относится к параметрам устойчивого развития.

При этом чем более энергоэффективным является спортивное сооружение, тем меньшим количеством ресурсов можно обойтись при выполнении задачи, поставленной перед спортивным объектом по освещению, обогреву и выполнению технологического процесса и тем меньшие средства будут затрачены на эксплуатацию.

Подходы к вопросам энергосбережения и энергоэффективности являются разнообразными: технический связан с выбором конкретной инженерной системы и строительных и отделочных материалов, а организационный – с самим процессом строительства и эксплуатации сооружения.

Технические решения по энергосбережению и энергоэффективности на спортивном объекте должны осуществляться на начальном этапе проектирования. Это наиболее актуально при строительстве крупных спортивных арен, параметры которых регламентированы требованиями международных спортивных федераций. Строительные материалы и их экологические и теплоизоляционные характеристики являются предметом пристального внимания специалистов сегодня. В совокупности все технические решения, касающиеся конструктивных решений, теплоизоляции, площади остекления и т.п., отвечают требованиям, заявленным в международных стандартах, а также позволяют достичь высокой степени эффективности эксплуатации и оценки объекта. Основные инженерные системы,

участвующие в расходовании энергии (отопление, вентиляция, освещение, электроснабжение), а также задействованные в технологических процессах, свойственных спортивным объектам (подготовка льда, освещение арены, подогрев и очистка воды в бассейнах), должны включать современное технологичное оборудование, способное снизить потребление ресурсов.

Примером технических задач, решаемых на этапе проектирования, может служить метод рекуперации для подогрева приточного воздуха в системах вентиляции, при котором теплый воздух, удаляемый из помещения, подогревает холодный воздух, поступающий с улицы через систему теплообменников. Причем снизить нагрузку на системы отопления позволяет даже частичный подогрев. Системы рекуперации могут быть роторными или с использованием промежуточного теплоносителя. Однако все они позволяют снизить энергозатраты на нагрев.

Основными факторами, влияющими на энергоэффективность спортивных объектов, учет которых дает высокий экономический эффект и, что особенно важно, позволяет оказывать минимальное негативное воздействие на окружающую среду: автоматизация управления системами инженерного обеспечения; применение адаптивной вентиляции с переменным расходом воздуха, регулируемой по допустимой концентрации диоксида углерода (CO_2) в вытяжных воздуховодах зрительных залов, входных групп, а также по концентрации оксида углерода (CO) в помещениях подземной парковки; утилизация теплоты вытяжного воздуха для нагрева приточного в роторных утилизаторах центральных кондиционеров; утилизация теплоты конденсаторов холодильных машин для подогрева приточного воздуха в холодный период года и его осушения в теплый период года; утилизация теплоты кондиционеров холодильных машин для подогрева воды в системах горячего водоснабжения; применение насосов и вентиляторов с высоким коэффициентом полезного действия при переменных расходах рабочей среды; энергосберегающие архитектурнопланировочные решения; высокий уровень теплозащиты наружных ограждений.

Технический потенциал оснащения спортивных объектов энергоэффективным оборудованием наглядно показывают проекты, реализованные при подготовке к таким крупнейшим международным спортивным событиям, как, например, при строительстве объектов олимпийского Сочи, где было реализовано 36 проектов по энергосбережению. Среди них:

энергоэффективное остекление – фасад ледового дворца «Айсберг» оформлен с использованием низкоэмиссионного стекла. Особенностью данного остекления является его способность изменяться в зависимости от уровня освещенности. В зимний период при слабой освещенности прозрачность повышается; летом, наоборот, снижается, защищая тем самым арену от излишнего нагревания. Данные преобразования способствуют экономии тепла внутри помещений зимой и экономии кондиционирования летом. Сокращение потерь тепла составляет 15-20%;

энергоэффективное освещение – электричество на сочинских спортивных объектах экономят светодиодные светильники и энергосберегающие лампы. В олимпийской деревне используются уличные фонари, вырабатывающие электричество за счет ветра и солнца. Специальные датчики регулируют уровень освещенности в помещениях. Данные технические решения позволяют сэкономить до 17% электроэнергии. Отдельно стоит отметить стеклянные покрытия противоположной стороны купола ледовой арены для хоккея «Большой». В поверхность стадиона встроено более 30 тысяч светодиодов с энергопотреблением 1,5-4 Вт. Над зрителями поверхность превращается в «телевизор» – своеобразный энергосберегающий спецэффект;

вентилируемый фасад – благодаря этой технологии из утеплителя выводится влага, и он эффективнее выполняет свои функции;

водопотребление – сбор и использование дождевой воды, отдельные системы водоснабжения (техническая и питьевая);

реализация систем автоматического учета, контроля и использования электроэнергии – вся территория Олимпийского парка управляется из единого центра с применением интеллектуальной системы. На всех объектах работают «умные», автоматизированные системы, позволяющие контролировать основные параметры работы ледовых арен без участия человека в течение 72 часов;

рекуперация тепла – применение этой технологии позволяет достичь 90%-ой энергоэффективности. Самая энергоемкая система Большой ледовой арены – холодоцентр, который намораживает олимпийский лед. Специальные ловушки направляют тепло, которое выделяется при работе компрессоров, на подогрев полов, водопроводной воды и воздуха в помещениях.

Зрители являются причиной существенных тепло - и влагопоступлений в объеме арены. Кроме того, в моделях учтены теплопоступления от осветительных приборов и информационных экранов. Температура льда варьируется в зависимости от типа проводимого мероприятия. Так, для соревнований по фигурному катанию температура льда равна -4°C , для хоккея -5°C , а для соревнований по шорт-треку -8°C .

При сдаче ледовых объектов к значениям температуры и относительной влажности на отметке 1 м от уровня поверхности льда предъявляются жесткие требования.

Температуру в зоне трибун для зрителей необходимо поддерживать в диапазоне $18-24^{\circ}\text{C}$.

Движение хоккеистов во время матча или тренировок приводит к возникновению интенсивного перемешивания воздуха в зоне ледового поля. Все это ведет к разрушению ламинарного пограничного слоя на поверхности льда и увеличению коэффициента теплоотдачи ледовой поверхности. В совокупности с интенсивным перемешиванием масс воздуха над ледовым полем это приводит к понижению температуры воздуха по сравнению с тем, если бы игроки на поле были неподвижны. Для моделирования такого эффекта была создана математическая модель, в которой в область движения хоккеистов была внесена кинетическая энергия турбулентности и скорость ее диссипации.

Проведенные исследования показали, что наиболее проблемным местом при проектировании оказалась организация подачи воздуха в зону ледового поля. Важной задачей является выбор оборудования, например, сопел, для решения которой проектировщики в качестве исходных параметров для программ подбора закладывают, как правило, температуру на выходе из сопел, а также температуру в рабочей зоне, в данном конкретном случае вблизи ледового поля. Однако для ледовых арен со зрительскими трибунами это оказывается неверным.

Так, например, если температура приточного воздуха из сопел составляет по проекту 20°C , а температура над поверхностью льда на отметке 1 м – 14°C , то программа подбора сопел рассматривает струю приточного воздуха как «теплую», т. е. по мере распространения в направлении ледового поля всплывающую с соответствующим снижением дальнобойности этой струи. Вместе с тем при значительных поступлениях тепла от зрителей, характерных для больших объектов, температура в верхней зоне под кровлей становится более 25°C . В данном случае приточная струя от сопел с температурой 20°C сначала распространяется как «холодная» по отношению к окружающему воздуху с температурой более 25°C , при этом ускоряясь по отношению к изотермичной струе, а затем только по мере приближения к поверхности льда начинает вести себя как теплая и всплывающая. Итак, фактическая дальнобойность воздушной струи существенно превышает величину, вычисляемую программой подбора. Вследствие этого, на практике, струя будет «биться» о ледовую поверхность, неся теплый воздух и вызывая таяние льда.

Для моделирования была использована программа ProAir, в которой было подобрано распределение воздушных масс. В программе были заданы размеры, температура и расход воздуха. На основе этих данных были подобраны сопла для арены и их расположение (рисунки 1-3).

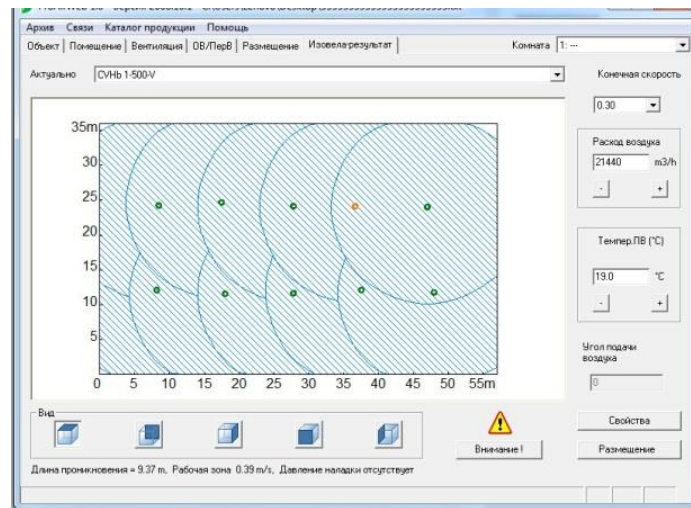


Рисунок 1. Распределение воздушных масс в помещении (вид сверху)

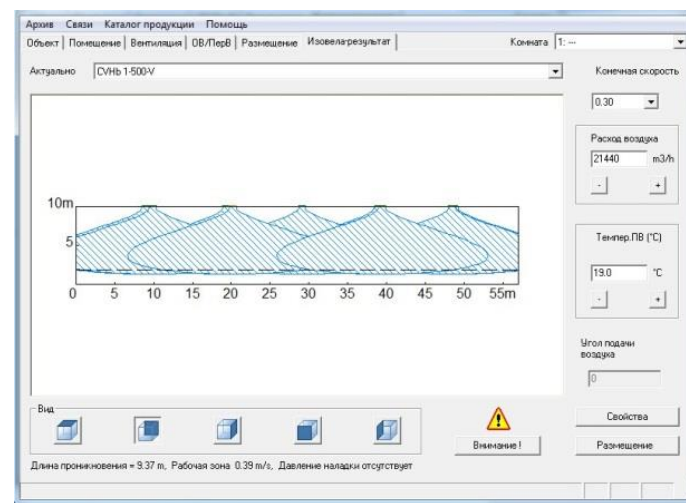


Рисунок 2. Распределение воздушных масс в помещении (вид сбоку)

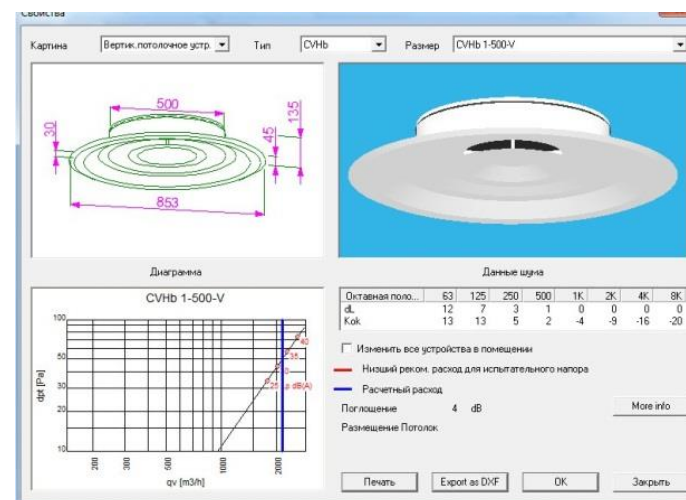


Рисунок 3. Технические параметры сопел

Для подбора установки обеспечения микроклимата была использована программа CLIMACIAT, в которой была собрана блочная схема установки. Используемые блоки: фильтр; смеситель; заслонки; вентилятор; нагреватель; охладитель.

В блоки собранной схемы вводились исходные данные, после обработки программой которых были получены типовая схема установки и спецификация оборудования, приведенные на рисунке 4 и в таблице 1 соответственно.

Sous groupe 1 Classe energetique UNDER_E Eurovent 2010, Speed class V4 EN13053, Winter fresh air reference temperature EUROVENT -7 °C

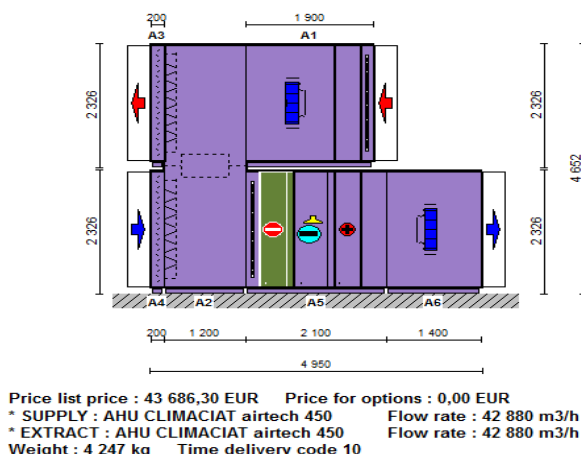


Рисунок 4. Схема установки

Таблица 1 – Фрагмент спецификации оборудования

 Описание и габариты согласно инструкции п° 3133 А Конструкция на встроенной раме Панели с двойными стенками с 50 мм стандартной изоляцией Внешняя стенка с лакокрасочным покрытием С учетом рекомендаций стандарта EN 13053 Классификация в соответствии с европейским стандартом EN 1886 Механическая прочность корпуса класс D2 Герметизация оболочки: класс L1 Перетекание воздуха вокруг фильтра: F9 Коэффициент теплового пропускания: класс T2 Фактор тепловых мостиков: класс TB2 Сертификат EUROVENT 04-04-050 Не подлежит сертификации PED как оборудование под давлением 		
Описание	Количество	Цена за агрегат Без налога
Агрегат для обработки воздуха CLIMACIAT airtech 450	1	43 686,00 у.е.

Таким образом, применение энергосберегающих и энергоэффективных технологий уверенно закрепляется на передовой спортивной индустрии, так как позволяет достичь оптимальных показателей эксплуатации спортивных объектов. Одним из направлений является рекуперация в системе микроклимата, снижающая количество расходуемых энергоресурсов и финансовые затраты.

Литература

1. Закон Республики Беларусь «Об энергосбережении» от 8 января 2015 г. № 239-З // Нац. правовой Интернет-портал Респ. Беларусь. – 11.01.2015. – 2/2237.

УДК 662.613.5:661.98

МЕТОД ПОДАВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В ГАЗОМАЗУТНЫХ КОТЛАХ

Левковец А.Н.

Научный руководитель – д.т.н., профессор Жихар Г.И.

В работах отечественных и зарубежных исследователей, посвященных разработке различных методов снижения образования оксидов азота при сжигании газообразных и жидких топлив, установлено, что ввод влаги в виде пара или воды в топочную камеру – наиболее радикальный и простой метод достижения данной цели. Анализ и обобщение проведенных работ в этой области позволили сделать два основных вывода: методы ввода влаги в камеру могут отличаться друг от друга конструктивным исполнением, агрегатным состоянием влаги, методом ее распыливания и смешения с топливом или горючей смесью; эффект снижения выхода оксидов азота для разных методов ввода влаги различен.

Опыты производились на котлах разных типов паропроизводительностью 250 – 1000 т/ч при сжигании различных газообразных и жидких топлив. Как показали эксперименты на котле ТГМ-94, наиболее эффективен в отношении снижения концентрации оксидов азота впрыск влаги в зону максимального тепловыделения в количестве до 7 – 10 % массы топлива ($g = 0,07 - 0,10$). Дальнейшее увеличение g сравнительно мало влияет на C_{NOx} . Впрыск того же количества влаги за пределами зоны максимального тепловыделения оказывается менее эффективным.

Ввод рециркулируемых газов на котле ПК-10, ТГМ-94, ТГМП-114 и ТГМП-314 не оказывает существенного влияния на эффективность впрыска влаги при сжигании газа и мазута, но требует для достижения того же эффекта либо угрубления дисперсности распыленной воды, либо увеличения относительной высоты водяных аппаратов.

На котлах с различными компоновками горелок разных конструкций получены результаты по эффективности впрыска. Установлено, что впрыск 10 % влаги, как правило, приводит к снижению концентрации оксидов азота на 25 – 30 % при полной нагрузке, а на каждый процент снижения нагрузки эффект уменьшается приблизительно на один процент. При сжигании газа и мазута получены близкие эффекты по снижению C_{NOx} .

Концентрация сажи и бенз(а)пирена уменьшаются при вводе влаги в топку во всех случаях. Наибольший эффект достигнут на котле ТГМ-94 при сжигании мазута в режиме $D/D_n = 0,65$, $\alpha_r = 1,12$, $r = 0,14$, где подача воды ($g = 0,08$) привела к снижению бенз(а)пирена с 56 до 4 мкг/100 м³. На котлах ПК-10, ТГМ-94 и БКЗ-320-140 ГМ проведены исследования влияния впрыска воды на SO_3 при сжигании мазутов с различным серосодержанием. Исследования показали, что впрыск влаги не приводит к существенному изменению SO_3 , при этом низкотемпературная коррозия практически не изменяется. Длительный опыт эксплуатации на сернистом мазуте котлов ПК-41-1, ПК-10, ПК-47, ТГМП-114, ТГМП-314, ТГМ-94 с впрыском влаги в топку показали, что при прочих условиях срок службы холодных поверхностей воздухоподогревателей этих котлов не изменился.

Очень важным является вопрос о влиянии впрыска воды на экономичность котла. В тех случаях, когда влага впрыскивается в топку с отлаженным режимом горения, влияние на КПД однозначно определяется дополнительной потерей теплоты на испарение впрыскиваемой воды (около 0,06 % на 0,1 водотопливного отношения), причем влияние влаги на температуру перегретого пара или температуру уходящих газов в диапазоне $g = 0 - 0,1$ ни на одном из испытанных котлов не замечено. Таким образом, впрыск влаги при $g = 0,1$ приводит к снижению КПД приблизительно на 0,6 %.

Другие способы сокращения выбросов оксидов азота также вызывают снижение экономичности котлов. Сопоставление влияния впрыска воды в топку и наиболее распространенного способа подавления NO_x вводом в топку рециркулирующих газов на экономичность котла ТП-47 с подовой компоновкой трех горелок при сжигании сернистого

мазута показал, что ввод 16 % рециркуляции в горелку вызывает суммарное снижение КПД «нетто» (из-за q_2 , q_3 и расхода электроэнергии на собственные нужды приблизительно на 0,9 % против 0,7 при $g=0,11 - 0,12$). При этом в обоих случаях снижение C_{NOx} составляет 35 – 40 %. В других случаях получены аналогичные результаты.

В целом можно считать, что впрыск влаги как способ снижения C_{NOx} на технико-экономические показатели не уступает рециркуляции газов. Поэтому выбор того или иного способа подавления C_{NOx} в каждом конкретном случае должен определяться не только экологическими и технико-экономическими соображениями, но и технологическими возможностями котла. Например, в тех случаях, когда необходимо повышение температуры первичного или вторичного перегрева пара, предпочтение следует отдать рециркуляции газов. В других случаях, когда повышение тепловосприятия пароперегревателя недопустимо, может быть использован впрыск воды как единственный способ сокращения выбросов C_{NOx} , не вызывающий заметного перераспределения тепловосприятия между отдельными поверхностями нагрева.

Литература

1. Окислы азота в продуктах сгорания топлив /сборник научных трудов/ Киев: «Навукова думка», 1981 – 203 с.
2. Термокаталитическая очистка и снижение токсичных выбросов в атмосферу /сборник научных трудов/ Киев: «Навукова думка», 1989 – 172 с.

УДК 621.311

КОРРОЗИЯ В ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

Миргород Ю. С.

Научный руководитель – старший преподаватель Пронкевич Е. В.

Надежная работа электростанции, работающей на газотурбинных установках, зависит от состава и чистоты рабочей среды. Необходимо учитывать возможные воздействия от химической среды газовой турбины, представленной воздухом, топливом (газом, мазутом) и водой. Излишняя концентрация определенных компонентов топлива или загрязнение в одной или нескольких эксплуатационных средах могут оказать отрицательные воздействия на разные части газовой турбины, такие как компрессор, клапаны, горелки, аэродинамические поверхности турбины, каналы охлаждения и т. д.

Зная свойства топлива, можно применить соответствующие меры, чтобы гарантировать бесперебойную работу газовой турбины. Путем контроля уровня примесей во всех рабочих средах можно значительно снизить риск коррозии, загрязнения и повреждения.

Далее будет дан обзор химического и коррозионного аспектов газотурбинных электростанций.

Топливо, процесс сжигания, выбросы

Современные высокоэффективные газовые турбины с кольцевыми или трубчатыми камерами сгорания обычно разрабатываются для использования газообразного или жидкого дистиллятного топлива, в то время как сжигание зольных топлив ограничивается турбинами с силовыми камерами сгорания. Чтобы оценить пригодность топлива для применения в газовой турбине, необходимо проверить следующие ключевые параметры в отношении спецификации соответствующего типа турбины:

Жидкое топливо**Газообразное топливо****Свойства и состав**

Кинематическая вязкость

Диапазон нижнего значения температуры нагрева (LHV)

Плотность при 15 ° С макс

Диапазон числа Воббе (WI)

Температура топлива, макс.

Колебания LHV и WI

Точка застывания

Давление газа

Точка возгорания

Колебания давления газа

Восстановление дистилляцией

Температура газа

Углеродный остаток

Сероводород (H₂S)

Теплотворная способность

Водород

Колебания значений температуры

Высшие углеводороды (C₂ +)

Элементарный состав (C, H, N, S)

Содержание ароматических углеводородов

Зольность

Примеси

Вода и осадки

Содержание пыли

Микроэлементы (Na, K, Ca, V, Pb, Ni, Zn)

Микроэлементы (Na, K, Ca, V, Pb, Ni, Zn)

Содержание смазочного масла

Относительная влажность

Размер частиц пыли

- *Жидкое топливо.* Кинематическая вязкость жидкого топлива должна быть в определенном диапазоне для оптимального распыления в сопле. Если вязкость слишком высокая, топливо необходимо нагреть для её снижения. Однако максимальная температура предварительного нагрева должна оставаться ниже предельного значения, при котором происходит образование кокса. Повышенный риск образования кокса также обусловлен повышенным содержанием углеродных остатков и ароматических углеводородов, а также высокими температурами регенерации дистиллята. Ароматические соединения дополнительно увеличивают радиационное воздействие на компоненты в камере сгорания; высокое содержание ароматических соединений может потребовать снижения температуры на входе в турбину. Отложения кокса в топливных системах крайне нежелательны, так как они не могут быть смыты любым растворителем. Это приводит к тому, что компоненты с отложениями (например, лопасти турбины) должны быть удалены из турбины для механической очистки. Образование кокса в системе распределения топлива сопровождается образованием дыма в выхлопных газах, что приводит к чрезмерным выбросам СО и твердых частиц. Большие выбросы SO₂ вызваны соответствующим высоким содержанием серы в топливе, тогда как связанный с топливом азот будет способствовать выбросам NO_x.

Загрязнение воды и наличие осадков может привести к засорению фильтров и вызвать коррозию и износ в системе хранения и транспортировки топлива. Примеси золы и микроэлементов приводят к коррозии и загрязнению компонентов турбины ниже по пути следования горячего газа в турбине.

Газообразное топливо. По сравнению с жидким топливом, контроль газообразного топлива менее требователен. Одной из основных проблем газообразного топлива является содержание конденсируемых молекул. Расширение углеводородных конденсатов может вызвать перегрев горелки. Конденсированная вода может вызвать коррозию в системе распределения топлива. Если продукты коррозии попадут в камеру сгорания, на турбине будут осаждаться твердые отложения расплавленных оксидов. Если в топливном газе содержится повышенное количество соединений серы, твердые отложения будут образовываться при взаимодействии с влагой и конденсированными углеводородами. Чтобы избежать конденсации, топливный газ должен быть предварительно нагрет, по крайней мере, на 20 К выше точки конденсации.

Выбросы. Для газообразного топлива выбросы NO_x контролируются сжиганием сухой заранее приготовленной смеси. Для жидких топлив необходима подача воды для снижения температуры пламени и, следовательно, выбросов NO_x. Обычно применяется соотношение вода к топливу $\omega = 1.2$.

Турбина и путь движения горячего газа

В камере сгорания примеси щелочных металлов в топливе реагируют с серой с образованием сульфатов натрия и калия, которые конденсируются на поверхностях турбины и пути движения горячего газа. При температурах в диапазоне от 700 до 900 °С сульфаты щелочных металлов на турбине расплавляются и вступают в реакцию с металлом, что вызывает известную коррозию (сульфидирование). Чтобы контролировать горячую коррозию, содержание щелочных металлов в воздухе, подаваемом в камеру сгорания, должно быть сведено к минимуму. Дизельное топливо действительно может содержать некоторое количество натрия, в то время как натрий в дистиллятном мазуте обычно вызывается загрязнением последнего соленой водой во время транспортировки. Водорастворимые ионы натрия и калия могут быть удалены из топлива промывкой и обезвоживанием на установке по очистке мазута. Также предпринимаются способы снизить коррозионную активность расплавов сульфатов щелочных металлов за счет добавления добавок на основе Cr, Mo и W. При добавлении данных металлов, расплавы трансформируются в сухие отложения, которые можно смыть. Однако накопление осадка между циклами удаления сухих отложений снижает эффективность турбины. Наличие щелочных металлов в камере сгорания обусловлено не только их наличием в топливе, они также могут попадать из воздуха и воды, поступающих из окружающей среды для

уменьшения выбросов NO_x и увеличения мощности. Поэтому необходимо учитывать все концентрации загрязнителей в отдельных потоках, а их общая концентрация в горячем газе не должна достигать уровней, которые пагубны для компонентов газовой турбины.

Для газовых турбин Alstom предел щелочных металлов в горячем газе соответствует 0.2×10^{-6} и 0.5 эквивалентной концентрации топлива, соответственно, в зависимости от материала турбины.

Следующая формула показывает, как складывается концентрация любого отдельного загрязняющего вещества в горячем газе (связанная с массовым расходом топлива):

$$f_{\text{экв}} \geq f + a \times \frac{m_a}{m_f} + w \times \frac{m_w}{m_f} + i \times \frac{m_i}{m_f}, \quad (1)$$

где

$f_{\text{экв}}$ – макс. указанная суммарная концентрация загрязняющих веществ во всех потоках как эквивалент загрязнённости топлива [долей];

f – концентрация примесей в топливе [долей];

a – концентрация примесей в воздухе [долей];

w – концентрация загрязняющих веществ в воде/паре, впрыскиваемом в камеру сгорания, и воздушном потоке [мг/кг];

i – концентрация примесей в любых других средах (добавки и т.д.) [мг/кг];

m_a – массовый расход воздуха [кг/с];

m_f – массовый расход топлива [кг/с];

m_w – сумма массовых расходов воды/пара (вода для уменьшения концентрации NO_x , испарительного охлаждения, охлаждения запотеванием, др.) [кг/с];

m_i – массовый расход любого дополнительного потока среды в газовую турбину [кг/с].

В зольных нефтяных топливах также можно обнаружить тяжелые металлы. Эти металлы, главным образом ванадий и никель, химически связаны в маслорастворимых металлоорганических комплексах и поэтому не могут быть удалены на установке по очистке топлива. При сгорании они образуют коррозионные расплавы оксидов металлов, которые вызывают коррозию при высоких температурах. При добавлении магниевой добавки расплавы преобразуются в не коррозионные отложения, которые можно смыть. Однако если температура газа слишком высока или содержание серы в топливе слишком низкое, осадки необратимо теряют свою растворимость, вызывая загрязнение турбины. Засорение турбины также вызвано примесями кальция и кремнезема в топливе, воде и воздухе.

Компрессор газовой турбины

Пыль и соли окружающего воздуха обычно удерживаются на 80% - 90% за счет воздушного фильтра. Но если фильтр перегружен или влажный из-за конденсации окружающей влаги, производительность процесса очистки снижается. Летучие примеси воздуха, такие как SO_2 , NO_x и органические вещества, беспрепятственно проходят через фильтр, небольшие частицы сажи едва удерживаются. Соли, пыль, а также органические примеси воздуха осаждаются на компрессоре и в путях движения воздуха в соответствии с местными условиями потока. Во входных ступенях отложения составляют около 70% органического вещества и 30% пыли и растворимых солей. Липкие органические молекулы действуют как связующее вещество для пыли и солей. Загрязнение компрессора не только вызывает значительные потери мощности, но также создает серьезную коррозионную опасность из-за высокого содержания коррозионных солей. Во время эксплуатации коррозия ограничивается первыми входными ступенями, так как последние ступени работают в сухом состоянии. Но во время простоя гигроскопические соли в отложениях также гидратируются,

образуя концентраты рассолов. Если соли содержат хлориды, будет иметь место коррозия, вызванная влажными отложениями. Чтобы избежать коррозии следует в остановленном состоянии турбины промыть компрессор и высушить. Регулярная мойка компрессора также необходима для восстановления производительности турбины. Для удаления адгезивных органических примесей необходима промывка водой / моющим средством под высоким давлением. Коррозионные свойства и наличие примесей в очистителе должны быть учтены перед началом очистки, чтобы избежать дополнительной коррозии и загрязнения, вызванного чистящим средством. Компрессоры могут быть очищены как в рабочем, так и в автономном режиме. Очистка в режиме «офлайн» более тщательна, но требует остановки двигателя. Очистка в режиме работающей турбины используется для перехода между циклами очистки в автономном режиме. Однако следует заметить, что после длительных периодов без очистки компрессора, он должен быть очищен сначала в автономном режиме, иначе накопленные соли будут смыты внутрь турбины.

Для увеличения массового расхода потока компрессора газовой турбины и, таким образом, выходной мощности турбины, впускной воздух может быть охлажден. Существуют две системы охлаждения, основанные на испарении воды: система испарительного охлаждения и система затуманивания (запотевания) воздуха.

В системе испарительного охлаждения воздух проходит через ячейки с большой площадью поверхности, в которых циркулирует вода. Воздух охлаждается путем испарения воды на поверхностях ячеек. Попадание водяных капель в охлажденный воздух увеличивает поток примесей в компрессор. Для контроля переноса солей, дрейфующие отделители устанавливаются ниже по потоку от испарительного охладителя, а коэффициент концентрации циркулирующей воды регулируется потоком непрерывной продувки.

В системе затуманивания (запотевания) вода распыляется через мелкие сопла во впускную воздушную камеру перед компрессором, чтобы создать туман, состоящий из мелких капелек. При испарении воды воздух охлаждается. В нормальных условиях запотевания, положение сопел и количество впрыскиваемой воды регулируются, чтобы капельки тумана испарились до достижения компрессора. В агрегатах с высоким запотеванием туман входит в компрессор и испаряется в теплых секциях компрессора. Все примеси в воде, используемой для формирования тумана попадают в воздух компрессора. Поэтому для воды данной системы охлаждения применяются те же требования к чистоте, что и для воды для восстановления NOx (то есть деминерализованная вода).

Загрязнение каналов охлаждения

Горячие части газовых турбин охлаждаются, чтобы обеспечить их рабочие характеристики и срок службы. Для охлаждения воздух отбирается из компрессора газовой турбины. Узкий канал и тонкое сопло системы охлаждения очень чувствительны к загрязнению. Соли и минералы, содержащиеся в воздухе компрессора, а также продукты коррозии и окисления компонентов на входе могут привести к блокировке каналов охлаждения.

Для более эффективного охлаждения в высокопроизводительных турбинах горячий компрессорный воздух охлаждается перед использованием для охлаждения горячей детали. Большая поверхность воздухоохладителей увеличивает риск выброса окислов в охлаждающий воздух.

Охлаждение паром несет дополнительные риски, связанные с охлаждением каналов. В паре ускоряется окисление материалов, увеличивается риск попадания оксидных частиц в хладагент. В паре высокого давления повышается растворимость диоксида кремния и солей. Чтобы ограничить риск коррозии и загрязнения в охлаждаемых деталях, необходим мониторинг и контроль чистоты пара.

Заключение

Производительность и ресурс газотурбинных электростанций сильно зависят от химических свойств рабочей среды. Контролируя уровни примесей в воздухе среды, топливах и воде, риск коррозии может быть сильно уменьшен.

Литература

1. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний; Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. –М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с. ил.
2. Неверов А. С. Коррозия и защита материалов: учеб. пособие / А.С. Неверов, Д.А. Родченко, М.И. Цырлин. – Минск: Выш. шк., 2007. – 222 с.: ил.

УДК 621.165

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕПАРАЦИИ И ПЕРЕГРЕВА ПАРА ДЛЯ ТУРБОУСТАНОВКИ К- 1000-60/3000

Огиевич Д.Ю.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Чиж В.А.

Одним из основных условий устойчивой работы системы промежуточной сепарации и перегрева пара является обеспечение равномерной тепловой нагрузки на пароперегреватели четырех (двух) СПП как по греющему, так и по нагреваемому пару и связанный с этим отвод конденсата греющего пара.

Опыт эксплуатации и специальные исследования системы промежуточной сепарации и перегрева пара первого поколения турбоустановки К-1000-60/3000 выявили ряд факторов, снижающих эффективность и надежность системы и ее оборудования:

- сверхнормативная разверка по расходу и давлению греющего пара между СПП, что привело к разверке по температуре греющего пара;
- наличие уровня конденсата греющего пара, его переохлаждение и автоколебания уровня в трубках отвода КГП и в нижней водяной камере;
- эрозионный износ некоторых элементов конструкции ПНД-5;
- наличие уровней конденсата в тракте обуславливает неравномерный обогрев трубок кассет, противоток пара в трубках кассеты, неравномерность условий слива конденсата греющего пара из кассет в наружную камеру: из одних кассет происходит свободный слив, из других — слив под уровень. Это приводит к различным уровням конденсата в отводящих трубках. Кроме того, наличие четырех уровней конденсата и его переохлаждение способствуют возникновению автоколебаний;
- наличие уровня воды в кассете и малое расстояние между трубной доской и уровнем воды в нижней камере (сборной) при сбросе нагрузки приводят к набуханию уровня и попаданию холодной воды на трубную доску, что вызывает нарушение плотности соединения трубки с доской;
- кавитационный срыв насосов слива сепарата при колебаниях нагрузки $(8-10)\% N_{\text{ном}}$.

Расчетный анализ системы промежуточной сепарации и перегрева пара для второго поколения АЭС показал, что принятые компоновочные решения могут привести к существенным отклонениям от нормативных значений по разверке давлений и расхода греющего и нагреваемого пара отдельных узлов СПП и трассировок трубопроводов.

Так, согласно предварительным расчетам по проекту АЭС второго поколения для турбоустановки К-1000-60/3000 максимальная и минимальная разверки давления греющего пара СПП одной АЭС составляют 0.143 и 0.014 МПа, другой АЭС — до 0.013 МПа. Допускаемое значение разверки — 0.005 МПа. Это ведет к неравномерной подаче греющего пара к пароперегревателю и тепловой нагрузке, вибрации трубок теплообмена, переохлаждению конденсата греющего пара в отводящих трубках. В результате вся система промежуточной сепарации и перегрева пара работает неустойчиво (с автоколебаниями), не обеспечивает стабильный перегрев нагреваемого пара, возникают термопульсации в трубках отвода КГП. Это снижает надежность пароперегревателя и экономичность турбоустановки. Для исключения разверки между СПП и снижения гидравлического сопротивления трубопроводов греющего пара для турбоустановки К-1000-60/3000 была разработана усовершенствованная симметричная трассировка трубопроводов обвязки СПП, установлен их диаметр. Для выравнивания давления пара при его подаче в СПП определены проходные сечения уравнивающих трубопроводов, обеспечивающие разверку по давлению греющего пара между СПП не более 0.003 МПа, что меньше нормативного значения. Опыт эксплуатации первой АЭС подтвердил правильность принятых решений.

Для другой АЭС выравнивание давления, греющего пара при его подаче в СПП осуществляли подбором диаметра и длины трубопроводов, что позволило иметь разверку между аппаратами также меньше нормативного значения (0.0035 МПа).

Одним из способов исключения уровня в трубках кассеты является равномерная раздача пара по кассетам из камеры подвода пара путем его дросселирования (с помощью шайб, перфорированного листа и др.).

Исключение уровня конденсата греющего пара в нижней сборной камере кассеты может быть обеспечено уменьшением гидравлического сопротивления входа в отводящую трубку (например, установкой усеченного конуса, изменением формы чашки в зоне отводящего патрубка и др.). При наличии уровня конденсата для исключения попадания влаги на трубную доску при сбросах нагрузки расстояние между уровнем конденсата и трубной доской должно быть $H \geq 6H_0$, где H_0 — номинальный уровень конденсата (рисунок 1, а).

Существенное влияние на устойчивый отвод конденсата из нижней сборной камеры кассеты в отводящую камеру оказывает трассировка трубопровода.

В первых проектах СПП трубопровод от чашки кассеты выполнен вертикально вниз и далее под углом 90° подведен к трубной доске наружной водяной камеры (ВК), что затрудняет отвод пара при колебаниях нагрузки.

В качестве промежуточного и несложного для реализации решения при стесненной компоновке СПП предложено выполнить трубопровод от чашки кассеты вертикально вниз и далее под углом 95° — 100° подвести к трубной доске наружной водяной камеры. Это частично снижает колебания и обеспечивает отвод пара, образовавшегося при вскипании, при работе в регулировочном диапазоне и резких изменениях нагрузки.

Наличие уровня в наружной водяной камере приводит к различным условиям работы кассет: одни кассеты (с короткими трубками подачи пара и слива конденсата) имеют свободный слив, а другие (с более длинными трубками подачи пара и слива конденсата) отводят конденсат под уровень. Некоторая часть кассет работает в пульсирующем режиме: слив то свободный, то под уровень.

Для исключения уровня конденсата в наружной водяной камере предложено увеличить площадь проходного сечения отводящего отверстия, скруглить кромки, выполнить отводящий патрубок в виде конуса или цилиндра с переходником (рисунок 1, б). Это позволит снизить или исключить уровень конденсата в камере, обеспечить равные условия по сливу конденсата из кассет, уменьшить захват пара за счет эжекторного эффекта.

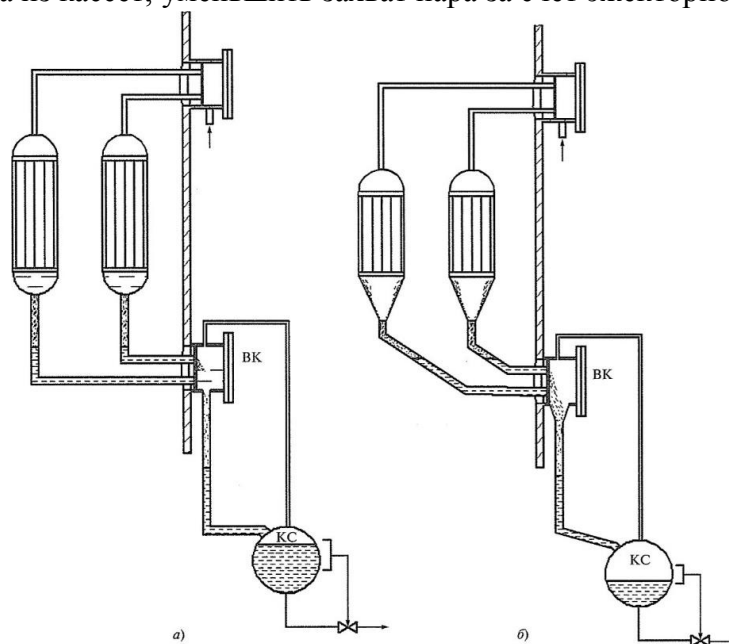


Рисунок 1. Схема отвода конденсата греющего пара СПП

Как указывалось, ранее, отвод пара на ПНД-4 совмещен с отводом влаги в пленочном сепараторе, что существенно увеличивает его влажность. Это может повысить эрозионный износ элементов оборудования. Для снижения влажности пара, отбираемого на ПНД-4, предложена такая конструкция узла отвода, при которой отборы влаги и пара разделяются (рисунок 2).

Известно, что часть влаги движется по нижней образующей ресивера, причем высота слоя влаги составляет 50—100 мм. Поэтому патрубок отбора пара на ПНД-4 выдвинут в паровое пространство, а влага отводится в сепаратосборник из стакана (см. рисунок 2, б). Перед патрубком отвода влаги в стакане установлен гидрозатвор, что исключит захват пара и гидроудары в трубке при малых нагрузках. Другим решением может быть эксцентриситетное расположение патрубка отвода пара и стакана с размещением патрубка отвода влаги в днище стакана, который снабжен антиворонковым устройством (например, крестовиной) (рисунок 2, а, б).

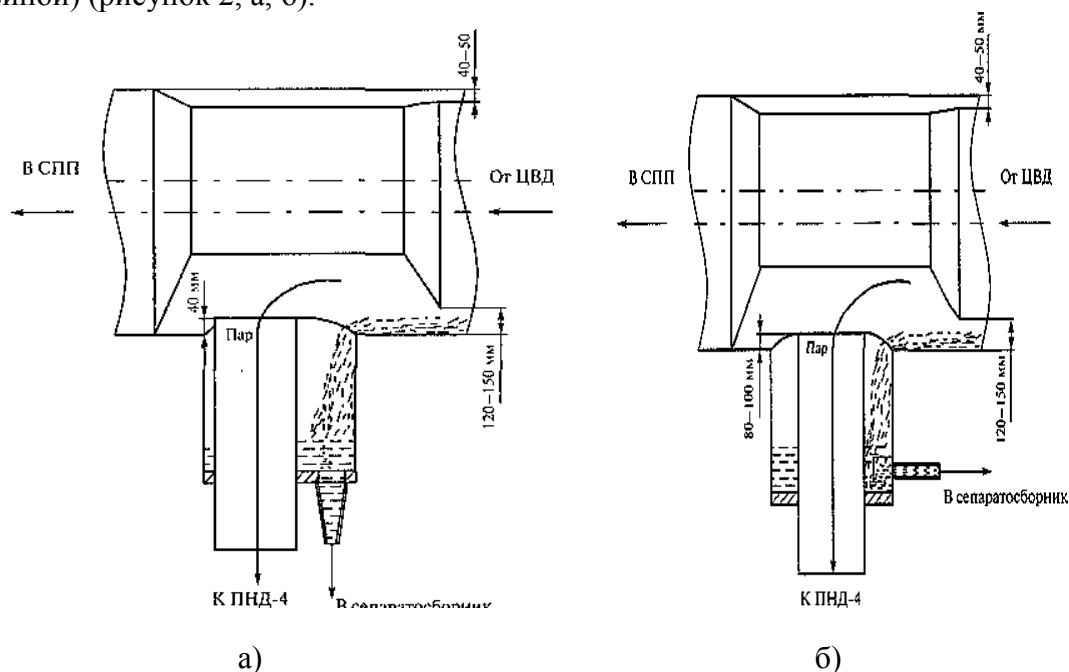


Рисунок 2. Узел установки плёночного сепаратора отвода пара к ПНД-4 и влаги в сепаратосборник

Предложено также патрубок подвода влажного пара к ПНД-4 и СПП снабдить внутренним патрубком с коробом отвода уловленной пристенной влаги к патрубку отвода конденсата греющего пара из ПНД-4 и СПП в сепаратосборник. Это позволит исключить захват влаги паром, движущимся с высокой скоростью на поверхность теплообмена и сепарационные устройства. Данное решение проверено в НПО ЦКТИ на ПНД-5 турбоустановки К- 1000/3000-60-1.

Наличие сепаратосборника, разделенного на паровое и водяное пространства, обеспечивает свободный слив сепарата из СПП в сепаратосборник при статических и динамических режимах, исключает вынос среды в СПП при сбросах нагрузки.

Кроме того, наличие перегородки в сепаратосборнике позволяет:

- снизить скорость изменения давления в водяной части сепаратосборника в динамических режимах и тем самым исключить вскипание воды в трубопроводе отвода воды из сепаратосборника к насосу слива сепарата и их кавитационный срыв; исключить набухание уровня воды в сепаратосборнике и ее вынос обратным током в СПП и ПНД-4, что исключит срабатывание защит ПНД-4 и сепаратосборника по повышению уровня пароводяной смеси в них.

Опыт проектирования и испытаний показал, что при рациональной трассировке и диаметре трубопровода отвода сепарата от сепаратосборника к насосу слива сепарата

обеспечивается устойчивая работа насосов откачки сепарата в статических и динамических режимах.

При нарушении условий оптимального проектирования отводящего трубопровода предложены мероприятия, расширяющие диапазон устойчивой работы насосов (так, например, отвод пара вскипания из трубопровода в точке наиболее вероятного кипения, захолаживание, открытие рециркуляции при сбросе нагрузки и др.).

Для устойчивого отвода конденсата греющего пара из КС в КГТН предусмотрено захолаживание. Это несколько снижает тепловую экономичность энергоблока, но обеспечивает устойчивую откачку конденсата.

Таким образом, предложено и внедрено оптимальное схемно-компоновочное решение по установке сепараторов-пароперегревателей, позволяющее минимизировать гидравлическую разверку между ними при подаче в них греющего пара и обеспечить устойчивую работу аппаратов. Предложена методика определения уровня в отдельных узлах системы промежуточной сепарации и перегрева пара при расчете гидравлических сопротивлений трубопроводов отвода конденсата, греющего пара от СПП. Разработана усовершенствованная конструкция сепаратосборника и предложены оптимальные компоновочные решения системы трубопроводов, обеспечивающих устойчивую работу насосов откачки сепарата.

Литература

1. Беляков И.И., Бреус В.И., Постников А.Ю. Гидравлическая устойчивость конденсирующихся потоков параллельных змеевиковых элементов модели паропреобразователя // Теплоэнергетика. 2005. №3. С. 34-39.
2. Перспективные разработки по совершенствованию и реконструкции оборудования и систем турбоустановок АЭС / Е.В. Федер, Н.А. Шубин, Г.В. Григорьев и др. // Тр. ЦКТИ. 1997. Т.2. №235. С. 29-40.
3. Сухоруков Ю.Г., Ермолов В.Ф., Трифанов Н.Н. Методика расчёта набухания уровня воды и защитных средств, исключаяющих её попадание в проточную часть турбины с обратным потоком пара из смешивающих подогревателей // Теплоэнергетика. 2005. №3. С.34-39.
4. Трифанов Н.Н. Разработка технических решений по обеспечению устойчивой работы системы промежуточной сепарации и перегрева пара для турбоустановки К-1000-60/3000 / Коваленко Е.В., Николаенкова Е.К., Тренькин В.Б. // Теплоэнергетика. 2012. №9. С.17-21.

УДК 621.187.12

СУХИЕ ГРАДИРНИ И ВОЗДУШНО-КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

Подольнич В.П.

Научный руководитель - к.т.н., доцент Чиж В.А.

В связи с интенсивным развитием мировой энергетики возникает рост потребности на пресную воду для тепловых и атомных электростанций. При этом электроэнергетическим компаниям конкуренцию составляют общественное водопотребление, бытовые нужды, торговля, сельское хозяйство, промышленность. Кроме того, существует необходимость прекратить или уменьшить использование воды водоемов и рек для достижения природоохранных, экологических и рекреационных целей, что еще более осложнит будущее распределение национальных пресноводных ресурсов. Таким образом, все больше внимания уделяется возможности адекватного использования пресной воды для производства электроэнергии и потенциальному влиянию работы электростанции на ее ресурсы и качество.

В настоящее время помимо нехватки воды существуют и другие причины, способствующие выбору систем сухого охлаждения:

- экологические требования в отношении экономии воды и повышения ее температуры в реках и морях;
- местные законодательства по ограничению вредных водосбросов;
- рост цен за водопотребление;
- большая свобода в выборе места расположения станции, упрощение экспертизы и получения разрешения на строительство.

Специалисты фирмы SPX Cooling Technologies, Inc (SPX СТ, США), одного из крупнейших производителей сухих градирен, отмечают огромный рост рынка систем сухого охлаждения. Масштабы внедрения этих аппаратов во всем мире стремительно растут.

Особенности воздушно-конденсационных установок (ВКУ) по сравнению с поверхностными водоохлаждаемыми конденсаторами (КП) обуславливаются следующими факторами:

- общая оребренная поверхность теплообмена ВКУ на три порядка больше, чем у КП;
- объем вакуумной системы ВКУ в 6-10 раз больше, чем у КП;
- коэффициент теплопередачи ВКУ на два порядка меньше, а приведенный к поверхности конденсации – в 5-10 раз меньше, чем у КП.

В связи с этим можно ожидать, что режимы работы ВКУ будут в большой степени определяться процессом теплоотвода со стороны охлаждающего воздуха, а не со стороны конденсирующегося пара, как это имеет место в поверхностных конденсаторах.

Для получения количественных характеристик работы натурной секции ВКУ, проведены ее тепловые испытания на номинальном и переменных режимах.

Проведены три цикла испытаний:

- при переменных расходах воздуха $G_{вз}$ и начальной тепловой нагрузке $Q = const$;
- при переменных тепловых нагрузках Q и постоянном расходе воздуха $G_{вз}$;
- при подаче дополнительного воздуха $G_{д}$ в пар и $G_{вз} = const$, $Q = const$.

В результате испытаний был сделан вывод, что при нагрузке 0.6-1.0 номинальной значение коэффициента теплопередачи (k) измениться несущественно, тогда как в поверхностных конденсаторах с водяным охлаждением, согласно, изменение k составило бы примерно 10-15%.

Зависимость коэффициента теплопередачи от расхода воздуха при $Q = const$ достаточно сильная, при уменьшении $G_{вз}$ в 2 раза k снижается примерно в 1.5 раза, что близко к зависимости коэффициента теплоотдачи k от воздуха. Для поверхностных конденсаторов зависимость k от расхода охлаждающей воды заметно слабее.

Важное значение для надежной работы ВКУ имеет плотность разветвленной вакуумной системы большого объема.

Работе в режимах с дополнительным воздухом предшествовало экспериментальное определение присосов; их значение составило 0.053-0.10 кг/ч, что несопоставимо меньше (в эксперименте дополнительный расход воздуха ΔG равнялся 1.3-7.7 кг/ч). Следует заметить, что объемная производительность воздухоудаляющих устройств на стенде натурной секции составляла 110-125 м³/ч, что в интервале давлений 6-10 кПа эквивалентно расходу воздуха 8-15 кг/ч. Поэтому дополнительный расход воздуха существенно влияет на коэффициент теплопередачи и давление конденсации. Очевидно, что с учетом большего объема вакуумной системы и скорости набора вакуума при пуске воздухоудаляющие устройства ВКУ должны быть существенно более производительными, чем таковые в водоохлаждаемых конденсаторах.

Важный показатель надежной работы ВКУ – наличие или отсутствие зон с пониженной эффективностью процесса конденсации. Такие зоны в соответствии с формируются в первых по ходу воздуха рядах теплообменных труб.

В зонах неэффективной работы находится остаточный воздух, который сохранился в объеме ВКУ при наборе вакуума. Далее при низких температурах охлаждающего воздуха устанавливается динамическое равновесие между поступлением незначительного количества воздуха с паром и диффузией его из зоны неэффективной работы. Такая ситуация возможна только при очень малых перепадах давления на трубах первого ряда.

Эти зоны – потенциальная угроза работе ВКУ при низких наружных температурах.

Литература

1. Milman O.O. Steam condensation in parallel channels with nonuniform heat removal in different zones of heat-exchange surface / Milman O.O., D.B.Spalding, V.A. Fedorov. – Intern. J. Heat and Mass Transfer. – 2012. №55.
2. Петухова Б.С. справочник по теплопередаче / Б.С. Петухова; под ред. Б.С. Петуховой – М.: Энергоатомиздат, 1987 – 1 т.
3. Шкловер Г.Г. Исследования и расчет конденсационных установок паровых турбин / Г.Г. Шкловер, О.О. Мильман. – М.: Энергоатомиздат, 1985.

УДК 629.039.58

АНАЛИЗ АВАРИИ ТИПА ТЕЧЬ ИЗ ПЕРВОГО КОНТУРА ВО ВТОРОЙ

Похолкин А.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Романко В.А.

Оценка безопасности атомной станции включает в себя анализы поведения станции при постулируемых возмущениях режимных параметров и при постулируемых отказах оборудования АЭС. Принято рассматривать следующие категории исходных событий [1]:

1) *Условия отказов (проектные режимы категории 2, нарушения нормальной эксплуатации, исключая аварии);*

Такие события могут возникать с частотой более 10^{-2} реактор*год. В худшем случае они могут приводить к останову реактора, после которого работа станции может быть возобновлена. Такого рода состояния не имеют тенденции к распространению, создающему угрозу возникновения более тяжелых отказов.

2) *Проектные аварии (проектные режимы категории 3 и 4);*

Проектные режимы категории 3 могут возникать с частотой от 10^{-2} до 10^{-4} реактор*год. В таком состоянии возможно повреждение только ограниченной части топливных стержней (не более 1% от общего количества ТВЭлов).

Проектные режимы категории 4 являются наиболее опасными из вышеописанных, поскольку влекут за собой выброс большого количества радиоактивных материалов. Могут возникать с частотой от 10^{-4} до 10^{-6} реактор*год. В таком режиме возможно повреждение до 10% топливных стержней.

3) *Запроектные аварии (режимы условий расширенного проектирования).*

Нарушения нормальной эксплуатации, включая проектные аварии, в соответствии с их функциональным воздействием на реакторную установку и АЭС подразделяются на следующие виды:

- увеличение отвода тепла вторым контуром;
- уменьшение отвода тепла вторым контуром;
- уменьшение расхода теплоносителя первого контура;
- аномалии реактивности и распределения мощности;
- увеличение количества теплоносителя первого контура;
- уменьшение количества теплоносителя первого контура;
- нарушения при хранении и транспортировании ядерного топлива;
- отказы внутри защитной оболочки;
- ложная работа систем.

Одной из опаснейших групп нарушений нормальной эксплуатации является «уменьшение количества теплоносителя первого контура», так как в первом контуре присутствует значительное количество радиоактивных элементов. Следовательно, при уменьшении количества теплоносителя первого контура возможно облучение не только оборудования первого контура, но и второго, что будет представлять особую опасность для работающего персонала АЭС.

В этой группе аварий выделяют следующие:

- непредусмотренное открытие предохранительного клапана компенсатора давления с последующей неподачей;
- малые течи теплоносителя в результате разрыва трубопровода первого контура эквивалентным диаметром менее 100 мм;
- большие течи теплоносителя в результате разрыва трубопроводов первого контура эквивалентным диаметром более 100 мм, включая разрыв главного циркуляционного трубопровода;
- разрывы линий КИП или других линий, содержащих теплоноситель первого контура за пределами защитной оболочки;

-разрыв теплообменной трубки парогенератора с последующим расхолаживанием со скоростью $60\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{ч}$.

-компенсируемая течь внутри контайнмента;

-аварии с потерей теплоносителя из реактора во время остановки на разуплотненном реакторе и в условиях перегрузки топлива;

-течь из первого контура во второй при отрыве крышки коллектора парогенератора.

Рассмотрим аварии типа «течь из 1-го контура во 2-ой». Выделяется два вышеупомянутых вида: разрыв теплообменной трубки парогенератора и отрыв крышки коллектора парогенератора.

Аварии с течью теплоносителя из первого контура РУ во второй являются одними из наиболее сложных и специфических аварий для реакторных установок типа ВВЭР. Для данного исходного события (ИС) проектная работа автоматики и систем энергоблока не позволяет предотвратить развития течи теплоносителя из реакторной установки за пределы герметичных ограждений (ГО) с выносом радиоактивности в окружающую среду, а также не позволяет достигнуть безопасного стабильного состояния без действий оперативного персонала по управлению аварийным процессом. Такая авария сопровождается безвозвратной потерей запаса теплоносителя баков САОЗ, после исчерпания которого теряется возможность охлаждения активной зоны реактора. Для преодоления этой аварии требуются комплексные действия персонала, которые осложняются высокой динамикой развития начальной фазы аварийного процесса, необходимостью вмешиваться в проектную работу систем безопасности и ограничениями по времени, связанными с исчерпанием запасов теплоносителя САОЗ. Из-за недостатков систем оперативной диагностики течей из первого контура во второй увеличивается время от момента возникновения течи до ее подтверждения, принятия решений и выполнения противоаварийных действий [2].

Проведем анализ разрыва теплообменной трубки парогенератора с последующим расхолаживанием со скоростью $60\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{ч}$. Исходное событие относится к проектной аварии категории 3 функциональной группы «уменьшение количества теплоносителя первого контура». Разрыв теплообменной трубки характеризуется потерей теплоносителя первого контура и повышением активности пара (в паропроводах), продувочной воде и на эжекторах турбины.

Исключение или существенное снижение выброса теплоносителя через паросбросные устройства аварийного ПГ достигается путем введение на начальной стадии аварии специального автоматического алгоритма управления аварией, который представляет определенную последовательность срабатывания различных систем. Алгоритм запускается специальным сигналом после идентификации аварии как течи из первого контура во второй.

Для запуска алгоритма нужна надежная идентификации аварии во избежание ложного срабатывания систем. Проверяются следующие сигналы: сработка по *дозиметрическому сигналу* 1) и хотя бы одному из параметров, а), б), в); сработка по технологическому сигналу 2) и хотя бы одному из параметров, а), б), в).

1) увеличение уровня гамма-фона в паропроводе аварийного парогенератора до значения 10^{-3} мЗв/ч (дозиметрический сигнал);

2) превышение уровня котловой воды в аварийном парогенераторе на 250 мм от номинального (технологический сигнал);

а) уменьшение давления над активной зоной до 15,2 МПа при мощности реактора более $75\% N_{\text{ном}}\%$;

б) уменьшение давление над активной зоной до 14,2 МПа при температуре теплоносителя в горячих нитках петель более $260\text{ }^{\circ}\text{C}$;

в) уменьшение уровня теплоносителя в КД менее 4м;

Хронологическая последовательность событий и режима расхолаживания при разрыве теплообменной трубки парогенератора приведена в таблице 1.

Таблица 1 – Хронологическая последовательность событий и режима расхолаживания при разрыве теплообменной трубки парогенератора

Момент времени	Событие	Блокировка, уставка на срабатывание или иная причина
0,0	Разрыв одной теплообменной трубки парогенератора	Исходное событие
8,6	Отключение всех ГЦНА	Потеря электропитания собственных нужд (принятое в расчете допущение)
9,2	Закрытие стопорных клапанов турбогенератора	В результате потери электропитания собственных нужд
10,0	Формирование сигнала на срабатывание АЗ	По факту повышения гамма-фона в паропроводе аварийного ПГ2
10,5	Начало движение органов регулирования. Запуск дизель-генераторов и их нагружение по программе ступенчатого пуска	Действие аварийной защиты – по сигналу повышения гамма-фона в паропроводе аварийного ПГ2. В результате потери электропитания собственных нужд
12,0	Открытие четырех БРУ-А и их работа в режиме поддержания давления 7,4 МПа	Давление во втором контуре достигает уставки на открытие БРУ-А 7,8 МПа
570,0	Формирование сигнала «Течь из первого контура во второй» и запуск автоматического алгоритма: - включение двух насосов системы аварийного ввода бора на впрыск в КД (в режиме ограничения давления 8,3 МПа); - изоляция аварийного ПГ2 по питательной воде и продувке; - включение в работу БРУ-А неаварийных парогенераторов в режим аварийного расхолаживания со скоростью 60 °С \час; - отключение с запретом на включение всех групп ТЭН в КД; - закрытие БРУ-А на паропроводе аварийного ПГ2;	По факту совпадения следующих параметров: - повышение гамма-фона в паропроводе аварийного ПГ2 до 10^{-3} мЗв\ч; - уменьшение давления над активной зоной менее 14,2 МПа при температуре теплоносителя горячих нитках петель более 260 °С.
600,0-2800,0	Период работы двух каналов системы аварийного ввода бора на впрыск КД (в режиме ограничения давления 8,3 МПа)	Действие автоматического алгоритма
820,0	Формирование сигнала на запуск систем безопасности (с открытием арматуры на напоре насосов САОЗ). Закрывается локализирующая арматура защитной оболочки.	Уменьшение запаса до кипения в любой из горячих ниток петель до 8 °С
980,0	Вскипание теплоносителя в СКР	
1005,0	Закрытие БЗОК на паропроводе ПГ1. Формирование сигнала на подключение канала системы аварийной питательной воды к ПГ1	По уменьшению уровня воды в ПГ на минус 900 мм от номинального (время закрытия 10 с)

1060,0	Закрытие БЗОК на паропроводе ПГ3. Формирование сигнала на подключение канала системы аварийной питательной воды к ПГ3. Закрытие БЗОК на паропроводе ПГ4. Формирование сигнала на подключение канала системы аварийной питательной воды к ПГ4	По уменьшению уровня воды в ПГ на минус 900 мм от номинального (время закрытия 10 с)
1180,0	Подача аварийной питательной воды работоспособного канала к ПГ4 максимальным расходом	Задержка в подаче воды в ПГ от АПЭН после формирования сигнала – 120 с
2003,0	Закрытие БЗОК на паропроводе аварийной парогенератора по фактору снижения давления над активной зоной до 8,3 МПа	Действие автоматического алгоритма (время закрытия 10 с)
7000,0	Завершение аварийного расхолаживания РУ со скоростью 60 °С/час.	Температура теплоносителя на входе в реактор не выше 220 °С

Таким образом, работа автоматических защитных действий систем безопасности и автоматического алгоритма управления аварией течи из первого контура во второй (разрыв теплообменной трубки парогенератора) переводят реакторную установку в безопасное состояние – в первом контуре устанавливается стабильный расход теплоносителя за счет естественной циркуляции, температуры теплоносителя в активной зоне, топлива и оболочек ТВЭЛов снижаются.

Литература

1. Установка реакторная В-491. Расчет теплогидравлический Часть 21. Разрыв теплообменной трубки парогенератора с последующим расхолаживанием со скоростью 60 °С/ч, ОКБ «ГИДРОПРЕСС», 2008.
2. Автоматизированный алгоритм управления аварией с течью из первого контура во второй для энергоблоков Южно-Украинской АЭС г. г. Балакан ОП «Южно-Украинская АЭС» г. Южноукраинск, Украина а. г. Крушинский ГНТЦ ЯРБ», г. Киев, Украина и. А. Лола ООО «Энергориск», г. Киев, Украина.

УДК 629.039.58

ОЦЕНКА ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА АЭС

Пташиц К.П.

Научный руководитель – старший преподаватель Буров А.Л.

Для адекватной оценки рисков от всех возможных внешних исходных событий (ИС) и минимизации затрат на исследование не значимых с точки зрения риска внешних ИС необходимо разработать реалистичные критерии отбора.

Внешнее ИС может быть исключено, если выполняется хотя бы один из следующих качественных критериев:

1. ИС, не может возникнуть достаточно близко к площадке АЭС;
2. ИС входит в определение другого рассмотренного события;
3. ИС отличается медленным характером развития, и персонал АЭС имеет в своем распоряжении большой запас времени для предотвращения его развития до критической величины воздействия или принятия адекватных мер по ограничению его воздействия.
4. ИС имеет или очень низкую среднюю частоту возникновения ($< 1 \cdot 10^{(-6)}$ 1/год) или значительно более низкую среднюю частоту возникновения, чем другие рассмотренные события, характеризующиеся аналогичной неопределенностью и не менее тяжелыми последствиями с точки зрения риска тяжелого повреждения активной зоны.

К природным явлениям относятся гидрометеорологические процессы и явления: наводнения, цунами, сейши; приливы и отливы, штормовое волнение, сгон и нагоны воды в прибрежной зоне морей; изменение водных ресурсов (экстремально низкий сток, аномальное снижение уровня воды); ледовые явления на водотоках (зажоры, заторы); смерч (торнадо); ураган, тропический циклон; экстремальные осадки и снегопады; гололед; снежная лавина; удары молнии.



Рисунок 1. Основные внешние воздействия

Кроме того, рассматриваются геологические и инженерно-геологические процессы и явления: сейсмотектонические разрывные смещения, поднятия и опускания блоков земной коры; тектонический крип; остаточные сейсмодетформации земной коры; землетрясения; извержения вулканов; грязевой вулканизм; оползни, обвалы, сели, лавины; размывы берегов, склонов, русел; оседания и провалы территории, подземные размывы, карст; деформации специфических грунтов (вечная мерзлота, термокарст, разжижение и пр.).

Внешними факторами техногенного происхождения являются: удар летательного аппарата и других летящих тел; пожары по внешним причинам; взрывы, в том числе дрейфующих облаков; выбросы в атмосферу взрывоопасных и воспламеняющихся газов, токсичных паров, газов и аэрозолей; коррозионные жидкие сбросы в поверхностные и грунтовые воды; электромагнитные импульсы и излучения; разлив масел и нефтепродуктов на прибрежных поверхностях рек, морей и океанов; прорыв естественных и искусственных водохранилищ.

Экстремальные погодные условия (ураганы и торнадо): для АЭС должен быть учтен гораздо более сильный ветер, чем для обычных сооружений, возможный 1 раз в 10 000 лет. Нормы разрешают принимать его скорость по карте с повышающим коэффициентом 2,5. В результате этого АЭС на побережье Балтийского моря должна проектироваться на такой же ветер, как обычное сооружение на Курильских островах.

Торнадо

Торнадо (другие наименования – «смерч», «tromb») представляет собой стремительно вращающийся и поступательно перемещающийся вертикальный воронкообразный вихрь, спускающийся от нижней границы облаков. Чаще всего торнадо образуется во время сильной грозы. Иногда при своем движении оно не соприкасается с землей постоянно, а периодически отрывается от нее, а затем через несколько километров пути вновь спускается («скачущее торнадо»).

При прохождении торнадо на сооружение действует, во-первых, ветровое давление. Если размер сооружения в плане соизмерим с диаметром вихря, то при определении этой нагрузки надо учесть, что скорость ветра в разных частях наветренной поверхности неодинакова (в этом отличие торнадо от обычного «плоского» ветра). Расчет небольших элементов сооружения (например, стеновых панелей) производится на максимальную скорость ветра, а для проверки устойчивости всего сооружения (каркаса здания) ветровая нагрузка усредняется по его длине.

Благодаря силам инерции частицы воздуха отбрасываются от оси вихря, в результате чего давление воздуха в его середине меньше атмосферного. Поэтому вторая нагрузка, создаваемая торнадо, – падение атмосферного давления. Из-за этого наружные поверхности сооружения оказываются под действием избыточного давления.

Наконец, при торнадо поднимаются в воздух различные предметы, и должен учитываться их удар о строительные конструкции. Обычно рассматривают летящие тела трех видов:

- а) массивные тела, обладающие большой кинетической энергией, которые при соударении с конструкцией вызывают ее общую деформацию;
- б) тяжелые жесткие тела, приводящие к локальному пробиванию защитных конструкций;
- в) небольшие жесткие тела, которые могут залететь через вентиляционные и иные отверстия внутрь здания АЭС и вывести из строя оборудование.

В нормах в качестве таких тел предлагается принимать:

- а) автомобиль массой 1800 кг;
- б) монолитную болванку диаметром 200 мм и массой 125 кг;
- в) стальную сферу.

Общее число смерчей N , прошедших через рассматриваемый район, и суммарную площадь разрушений S следует определять по формуле (1) и (2):

$$N = \sum_{k=0}^m n_k a(k); \quad (1)$$

$$S = \sum_{k=0}^m n_k a(k) L_k W_k, \quad (2)$$

где n_k – число зарегистрированных смерчей класса k ;

L_k – длина пути смерча;

W_k – ширина пути смерча;

$a(k)$ – отношение фактического числа смерчей к числу зарегистрированных смерчей, принимаемое в зависимости от класса интенсивности равным:

$$a(k) = a_0 \text{ при } k < 1,$$

$$a(k) = 1 \text{ при } k > 1.$$

$$N = \sum_{k=0}^m n_k a(k) = 1 \cdot 1,5 = 1,5;$$

$$S = \sum_{k=0}^m n_k a(k) L_k W_k = 1 \cdot 1,5 \cdot 12000 \cdot 45 = 810000 \text{ м}^2 = 0,81 \text{ км}^2.$$

Годовая вероятность P_s возникновения смерчеопасного события в районе размещения и сооружения ОИАЭ в пределах окружающей площадку объекта территории площадью 1000 км², расположенной в районе площадью A с однородными физико-географическими условиями образования смерчей, определяется по формуле (3):

$$P_s = \frac{S \cdot 10^3}{AT}, \quad (3)$$

где S – суммарная площадь зоны разрушений от смерчей в районе площадью A ;

T – эффективный период наблюдений.

Для оценки эффективного периода наблюдений T в рассматриваемом районе (зоне) путем анализа хронологического графика зарегистрированных смерчей необходимо выбрать максимальный однородный по частоте прохождения смерчей период T_0 , в течение которого зарегистрировано m_0 смерчей. Величину T следует определять из условия постоянной частоты прохождения смерчей по формуле (4):

$$T = T_0 \frac{m}{m_0}, \quad (4)$$

где m – полное число смерчей, зарегистрированных в районе.

$$T = T_0 \frac{m}{m_0} = 2 \cdot \frac{59}{5} = 23,6;$$

$$P_s = \frac{S \cdot 10^3}{AT} = \frac{0,81 \cdot 1000}{700000 \cdot 23,6} = 4,9 \cdot 10^{-5}.$$

Пороговый уровень вероятности возникновения смерчеопасного события P_0 определяет принятие решений об учете смерчей.

Статистические данные о прохождении смерчей над территорией выбранной площадки размещения ОИАЭ определяют решение о принятии допустимого предела вероятности возникновения смерчеопасного события P_0 . С учетом рекомендаций [5] P_0 следует принимать равным 10^{-4} .

Если $P_s > P_0$, то территория площадью A , на которой размещена площадка ОИАЭ, является смерчеопасной.

$$0,49 \cdot 10^{-4} < 1 \cdot 10^{-4}.$$

Таким образом, при защите АЭС от экстремальных внешних воздействий, отличающихся большой интенсивностью, но малой вероятностью реализации, производят классификацию элементов АЭС по их роли в обеспечении радиационной и ядерной безопасности, и экстремальные воздействия рассматривают только для наиболее ответственных из них. Это позволяет гарантировать безопасность АЭС, но избежать ее

неоправданного удорожания. В докладе описаны методы обеспечения безопасности при наиболее тяжелых экстремальных воздействиях: землетрясениях, ураганах и торнадо, взрывах, падении на АЭС самолета.

Расчет показывают, что Гродненская область не является смерчопасным районом.

Литература

1. Оценка частоты тяжелого повреждения активной зоны реактора (для внешних исходных событий природного и техногенного характера). ТКП 566-2015 (33130). – Введ. 28.04.2015 «Оценка частоты тяжелого повреждения активной зоны реактора (для внешних исходных событий природного и техногенного характера)». – Минск: 2015 г. – 48 с.
2. Руководства по безопасности. РБ-022-01. – Введ. 01.03.2002 «Рекомендации по оценке характеристик смерча для объектов использования атомной энергии». – Москва: 2001 г. – 63 с.
3. Учет внешних событий, исключая землетрясения, при проектировании атомных электростанций: руководство по безопасности. Серия норм по безопасности, № NS-G-1.5. МАГАТЭ – Вена.: 2008. – 127 с.

УДК 62-5

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЛОТКОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Пупкевич М.Ю.

Научный руководитель – к.э.н., доцент Кравченко В.В.

Процесс горения тесно связан с процессом парообразования. Количество сжигаемого топлива (а соответственно и тепловыделение в топке) в установившемся режиме должно соответствовать количеству вырабатываемого пара D_6 . Косвенным показателем тепловыделения Q'_t служит тепловая нагрузка D_q . Количество пара, вырабатываемого котлом, в свою очередь должно соответствовать расходу пара на турбину $D_{п.п.}$. Косвенным показателем этого соответствия служит давление пара перед турбиной. Оно должно поддерживаться вблизи заданного значения с высокой точностью по условиям экономичности и безопасности работы теплоэнергетической установки в целом. Система регулирования загрузки молотковой быстроходной мельницы (МБМ) должна выполнять функции АСР подачи топлива и в то же время поддерживать требуемую тонину помола пыли. Автоматическая система регулирования расхода топлива предназначена для поддержания материального соответствия между этими параметрами.

Регулятор расхода топлива является одним из важнейших регуляторов барабанного котла, обеспечивает его надежную работу. От точности и стабильности поддержания количества топлива, подаваемого в топку зависит точность и стабильность поддержания параметров пара генерируемого котлом, а также его экономичность. Превышение расхода топлива по отношению к необходимому приведёт к неполноте сгорания топлива и увеличению потерь с химическим и механическим недожогом. В свою очередь, недостаток топлива не позволит поддержать на заданном уровне параметры пара и нагрузку турбоагрегата, вызывая негативные явления в самой турбине из-за повышения влажности пара в ЦНД.

На регулятор подачи топлива поступают сигнал по расходу пара на турбину и сигнал по давлению в барабане котла (через дифференциатор), в сумме формирующие сигнал по теплоте, и сигнал от задатчика ручного управления (ЗРУ). Этот контур устраняет топочные возмущения, приводящие к изменению тепловыделения в топке. Колебания паровой нагрузки со стороны турбины возмещаются соответствующим изменением задания основному регулятору за счёт сигнала от регулятора (корректирующего) давления пара.

Окончательное приготовление угля к сжиганию осуществляется в системе пылеприготовления. Здесь он измельчается до пыли, уменьшается его влажность (для его просушки используется подогретый воздух либо дымовые газы) и вместе со вторичным воздухом он подаётся в топку. При камерном способе сжигания легко воспламеняющихся сортов топлива применяют пылесистемы с непосредственным вдуванием пыли в топку.

В системе пылеприготовления автоматизируются следующие процессы:

- 1) транспорт угля из БСУ;
- 2) размол угля, осуществляемый молотковой мельницей.

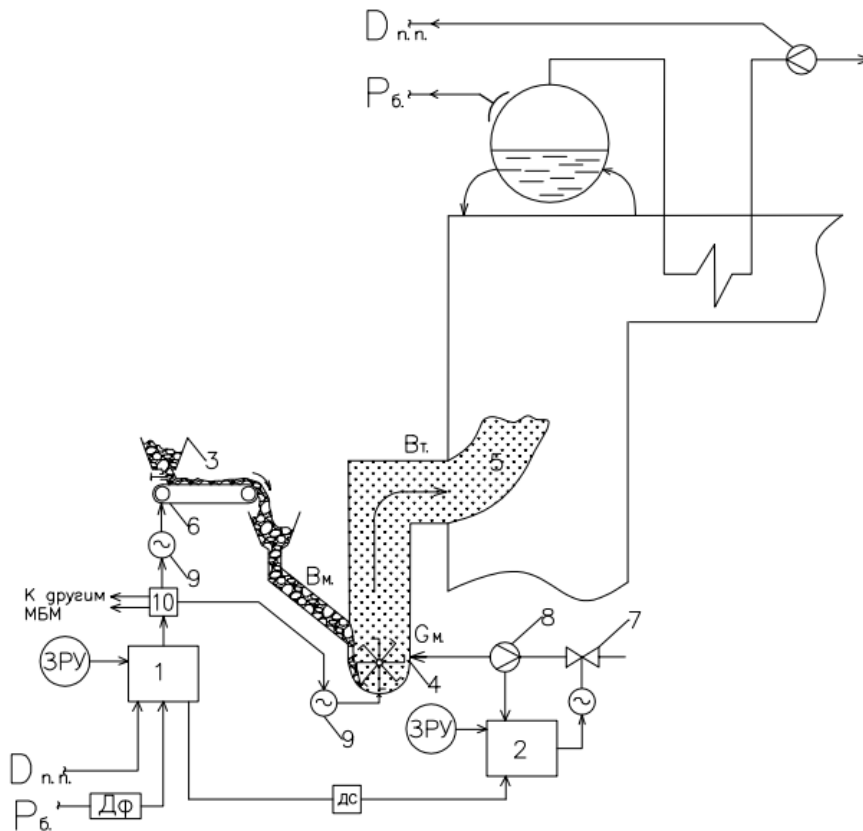


Рисунок 1 - Структурная схема САР подачи твёрдого топлива

1-регулятор расхода топлива; 2-регулятор расхода воздуха; 3-бункер; 4- молотковая быстроходная мельница; 5-топка; 6-ленточный питатель; 7-регулирующая заслонка; 8-сужающее устройство; 9-электроприводы; 10-устройство регулирования частоты вращения; ЗРУ-задатчик ручного управления; V_t -расход пыли в топку; V_m -расход сырого угля в мельницу топку; $D_{п.п.}$ -расход перегретого пара на турбину; P_b -давление в барабане котла.

Исходя из требований к регулированию подачи топлива, автоматический регулятор должен обеспечить постоянство его расхода, который соответствует тепловой нагрузке котла. В переходных режимах или при возникновении возмущающих воздействий регулятор должен обеспечить изменение расхода топлива, которое изменит тепловыделение в топке на заданную величину либо поддержит его на необходимом уровне соответственно. Эту задачу выполняет регулятор загрузки 1. Он влияет на частоту вращения двигателя ленточного питателя, а также частоту вращения электродвигателя МБМ, изменяя тем самым расход топлива, при появлении сигнала небаланса между сигналом от ЗРУ и сигналом по тепловыделению в топке (сумма сигнала по расходу перегретого пара и сигнала по давлению в барабане, поданного через дифференциатор Дф). Также в переходных режимах на расход топлива оказывается влияние расходом воздуха, который контролируется регулятором 2.

Размол топлива V_m , поступающего из бункера 3, осуществляют в молотковой быстроходной мельнице 4 (МБМ). В ней же происходит подогрев аэросмеси, который завершается на выходе шахты, соединяющей ее с топкой 5. Производительность МБМ влияет на расход топлива, поступающего в топку котла.

Обычно на одном корпусе котла устанавливают группу мельниц. Их загрузку регулируют с помощью питателей сырого топлива 6 (ленточный питатель). Стабилизация требуемой дисперсности помола в заданных пределах осуществляют с помощью АСР подачи воздуха 2, воздействующей на регулируемую заслонку 7. Заданием по нагрузке этой АСР служит выходной сигнал котельного регулятора мощности (КРМ) или ток электродвигателя привода мельницы, перепад на сужающем устройстве 8, установленном на подводе греющего воздуха G_m , - вторым входным сигналом.

Изменение производительности МБМ воздействием на питатели сырого топлива происходит со значительной инерцией. Для ее уменьшения выход регулятора загрузки 1 соединяют через устройство динамической связи ДС со входом регулятора воздуха 2.

Таким образом обеспечивают дополнительный прирост расхода аэросмеси в топку в переходных режимах. Уменьшению инерционности выноса пыли в топку в переходных режимах способствует также применение электроприводов МБМ 9, снабженных устройством регулирования частоты вращения 10.

Моделирование выполняем по схеме, изображенной на рисунке 2:

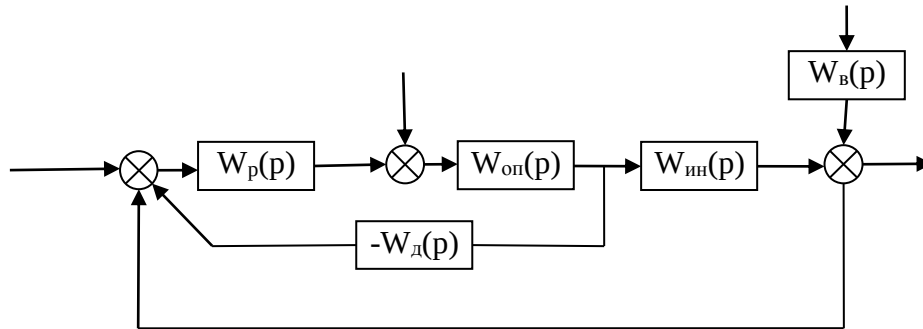


Рисунок 2. Структурная схема САР с дифференциатором

Передаточные функции имеют следующий вид:

$$\text{Основной регулятор: } W_p(p) = \frac{K_p(T_u p + 1)}{T_u p}.$$

$$\text{Дифференциатор: } W_d(p) = \frac{K_d T_d p}{T_d p + 1}.$$

$$\text{Опережающий участок: } W_{on}(p) = \frac{K_{on}}{(T_{on} p + 1)(\sigma_{on} p + 1)} = \frac{1,4}{(12,5 p + 1)(1,3 p + 1)}.$$

$$\text{Инерционный участок: } W_{ин}(p) = \frac{K_{ин} e^{-\tau_y p}}{(T_{ин} p + 1)(\sigma_{ин} p + 1)} = \frac{e^{-22 p}}{(90 p + 1)(18 p + 1)}.$$

$$\text{Крайнее внешнее возмущение: } W_{\epsilon}(p) = \frac{10}{30 p + 1}.$$

Дифференциатор настраивался на оптимальную обработку крайнего внешнего возмущения f_2 по МПК в ЧВ по передаточной функции инерционного участка объекта регулирования $W_{ин}(p)$.

Основной регулятор настраивался на оптимальную обработку внутреннего возмущения f_1 по МЧК по передаточной функции опережающего участка объекта регулирования.

Расчеты данных для моделирования процессов производились по методикам БНТУ с изменением коэффициентов Вышнеградского для улучшения качества регулирования и сравнивались с методом Александровой Н.Д. (ВТИ-2).

После моделирования переходных процессов в программе VisSim получили следующие результаты:

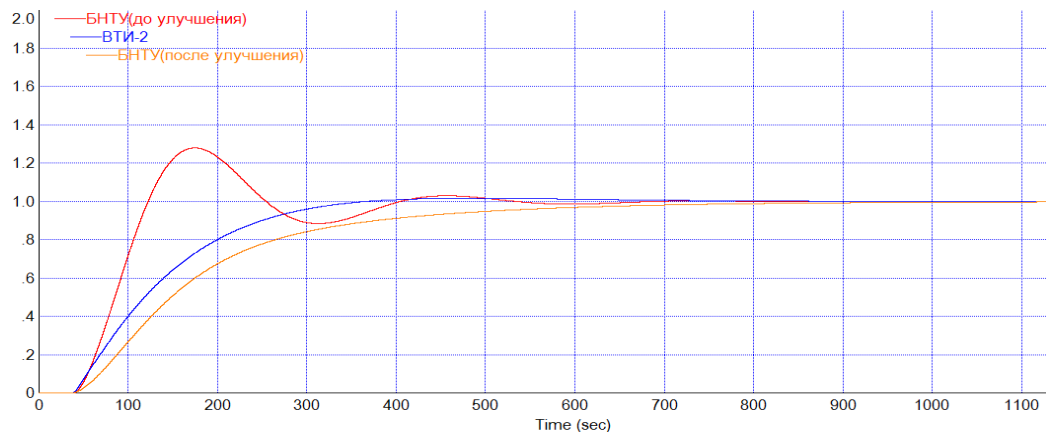


Рисунок 3. Отработка скачка задания ($x_{зд}$)

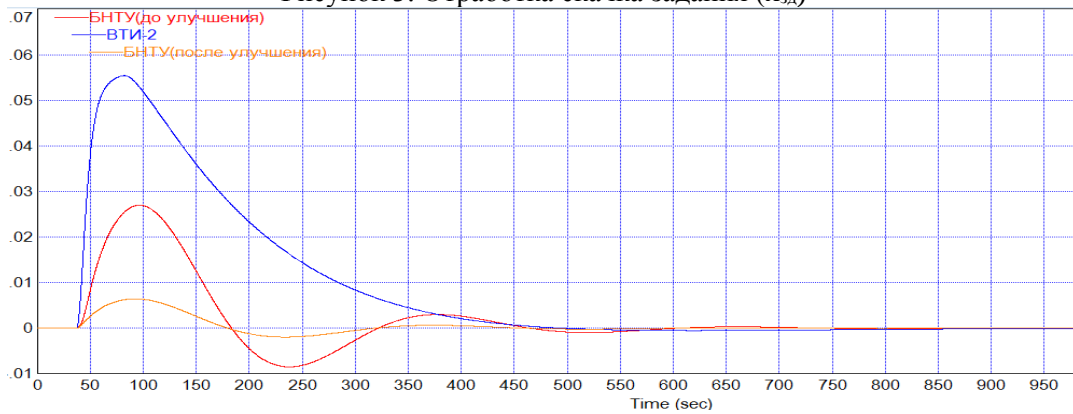


Рисунок 4. Отработка внутреннего возмущения f_1

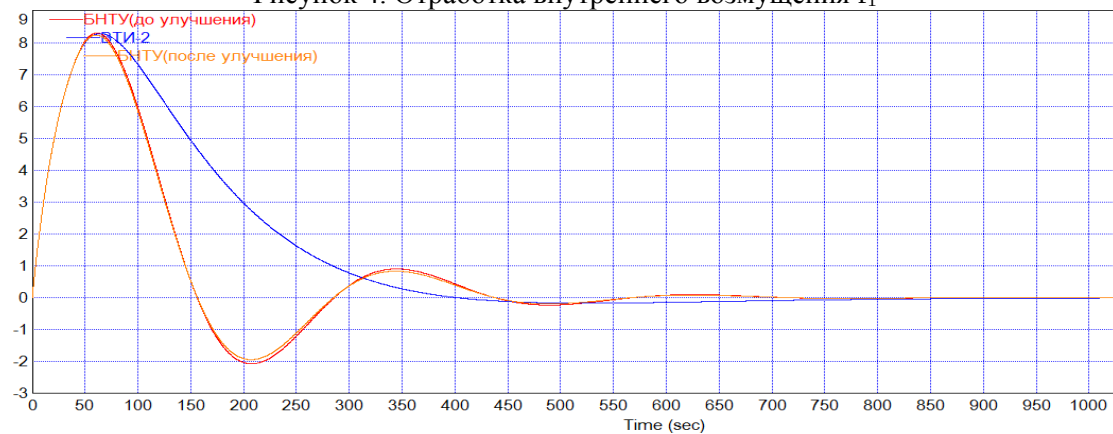


Рисунок 5. Отработка крайнего внешнего возмущения f_2

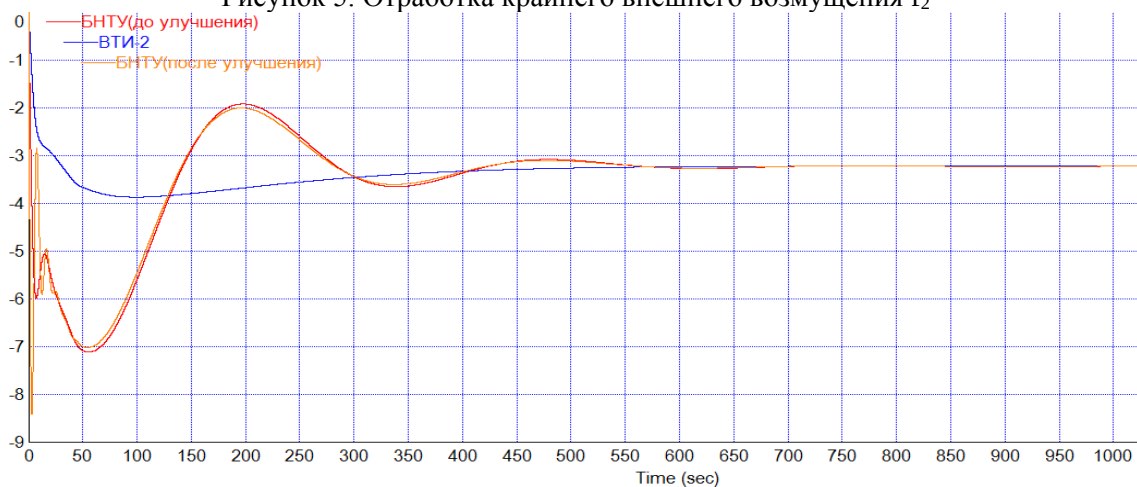


Рисунок 6. Регулирующее воздействие x_p при отработке крайнего внешнего возмущения f_2

Таблица 1 – Полученные показатели качества переходного процесса

Метод	$x_{зд}$		f_1		f_2		x_p
	tp, с	σ , %	tp, с	A_1^+	tp, с	A_1^+	
БНТУ (до улучшения)	702,6	21,01	770,6	0,027	867,5	8,75	7,38
ВТИ-2	679	0	465	0,056	779	8,65	4,27
БНТУ (после улучшения)	367,8	0	450	0,006	580	8,31	7

Из полученных результатов, можно сделать вывод, что наилучшими показателями обладает система, рассчитанная по методу БНТУ после улучшения (с использованием коэффициентов Вышнеградского $A_1=2,382$ и $A_2=1,146$). Однако величина регулирующей воздействия высока. И если нас это не будет устраивать, то в дальнейшем ее можно уменьшить добавив в нашу схему ограничитель.

УДК 65-2

ОПТИМИЗАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ВОЗДУХА С КОРРЕКЦИЕЙ ПО КИСЛОРОДУ

Ракевич С.И.

Научные руководители - к.э.н., доцент Кравченко В.В., д.т.н., профессор Кулаков Г.Т.

АСР расхода общего воздуха является составной частью АСР процесса горения в котле. Ее структура зависит от АСР расхода топлива, его вида и сорта, от характера работы электростанции в графике нагрузки энергосистемы.

Обычно в топку подается несколько больше воздуха, чем его требуется для полного сгорания топлива. Отношение количества воздуха, подаваемого в топку, к количеству воздуха, теоретически необходимого для полного сжигания топлива, называется коэффициентом избытка воздуха α . Оптимальные $\alpha_{\text{опт}}$, которые обычно кроме всего прочего зависят от нагрузки котла, либо устанавливаются заводом-изготовителем котельного оборудования, либо определяются наладочной организацией в процессе режимных испытаний котла.

Исходя из назначений АСР – поддержание расхода воздуха, обеспечивающего наиболее экономичное сжигание топлива, самым простым и правильным было бы строить схему АСР на измерении расходов топлива и воздуха с последующим их поддержанием на заданном соотношении. Но это не всегда приемлемо.

Дело в том, что характеристики топлива не постоянны, а расход топлива не всегда можно измерить достаточно точно, особенно твердого. Эти причины привели к созданию нескольких вариантов АСР расхода общего воздуха, в которых используются различные косвенные показатели расхода топлива или тепловыделения в топке и различные косвенные показатели экономичности процесса горения: содержание свободного кислорода в дымовых газах или оптическую плотность дымовых газов. Такие системы регулирования получили название каскадных с корректирующим и стабилизирующим регуляторами. В них стабилизирующий регулятор поддерживает заданное соотношение топливо-воздух, а корректирующий регулятор меняет соотношение в зависимости от экономичности процесса горения.

Выбор структуры управления объектом автоматизации оказывает существенное влияние на эффективность его работы, снижение относительной стоимости системы управления, ее надежности, ремонтоспособности и т.д. Структурная схема АСР расхода общего воздуха с коррекцией по O_2 представлена на рисунке 1:

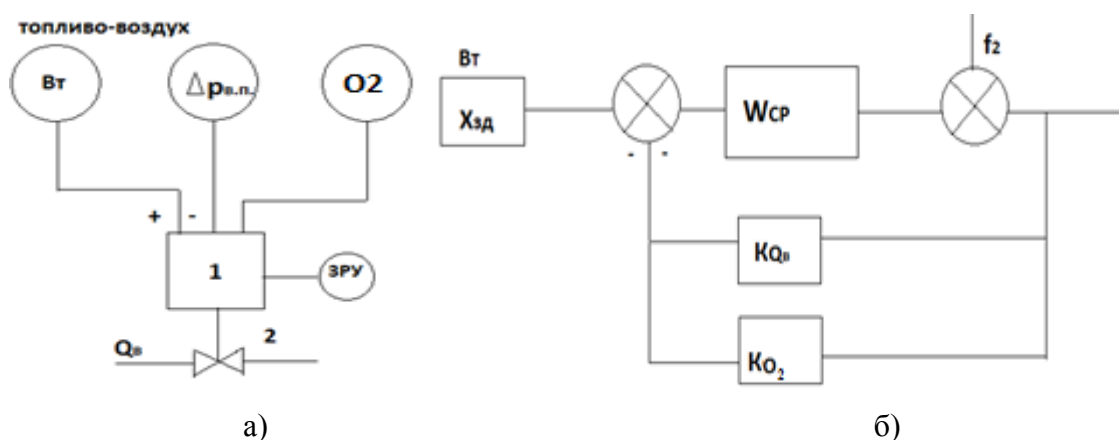


Рисунок 1. а), б) Структурные схемы АСР расхода общего воздуха с коррекцией по O_2

Регулирование экономичности по соотношению топливо-воздух. При постоянном качестве топлива его расход и количество воздуха, необходимое для обеспечения требуемой

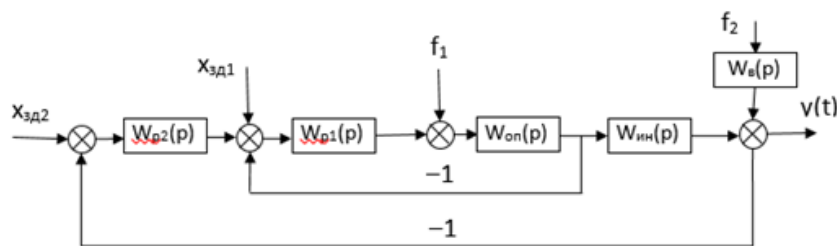
полноты сгорания, связаны прямой пропорциональной зависимостью, устанавливаемой в результате режимных испытаний. Если измерение расхода топлива выполняют достаточно точно, то поддержание оптимального избытка воздуха можно реализовать, используя схему регулирования топливо-воздух. При газообразном топливе требуемое соотношение между количествами газа и воздуха осуществляют сравнением перепада давлений на сужающих устройствах, устанавливаемых на газопроводе и на воздухоподогревателе $p_{пв}$ или же на специальном измерительном устройстве расхода воздуха. Разность этих сигналов подается на вход автоматического регулятора экономичности, управляющего подачей дутьевых вентиляторов.

Таким образом мы получаем обычную КСАР. Далее проведем настройку и оптимизацию данной системы с целью выбрать лучший метод.

1. Динамика объектов регулирования:

$K_{оп} = 1 \frac{^{\circ}C}{T/ч}$	$K_{ин} = 1$
$T_{оп} = 9 \text{ с}$	$T_{ин} = 10 \text{ с}$
$\sigma_{оп} = 1 \text{ с}$	$\sigma_{ин} = 1 \text{ с}$
	$\tau_y = 2 \text{ с}$

2. Структурная схема каскадной САР:



3. Опережающий участок объекта регулирования:

$$W_{он}(p) = \frac{K_{он}}{(T_{он}p + 1)(\sigma_{он}p + 1)}$$

4. Инерционный участок объекта регулирования:

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

5. Крайнее внешнее возмущение:

$$W_{\epsilon}(p) = \frac{10}{30p + 1}$$

Базовая схема

Расчет стабилизирующего регулятора выполняется по МЧК по передаточной функции опережающего участка объекта регулирования, направленный на оптимальную отработку внутреннего возмущения.

Расчет корректирующего регулятора выполняется по МПК в ЧВ по передаточной функции инерционного участка объекта регулирования, направленный на оптимальную отработку крайнего внешнего возмущения.

Структурно параметрическая оптимизация КСАР

Структурно параметрическая оптимизация представляет собой изменение настроек и структуры системы регулирования с целью улучшения прямых показателей качества.

Структурно-параметрическая оптимизация Стабилизирующего регулятора

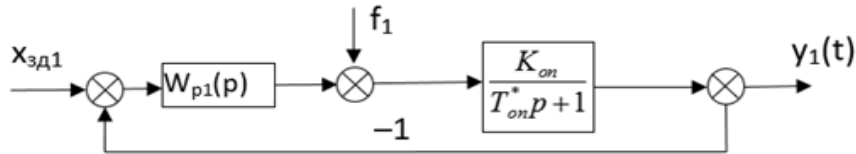


Рисунок. 2. Структура внутреннего контура КСАР

$$W_{p1}(p) = \frac{W_{zd}^0(p)}{W_{on}^0(p)} \cdot \frac{1}{1 - W_{zd}^0(p)},$$

где $W_{zd1}(p) = \frac{1}{T_{zd1}p + 1}$

Таким образом $W_{p1}(p) = \frac{T_{on}^*p + 1}{K_{on}(T_{zd1}p + 1)} \cdot \frac{1}{1 - \frac{1}{T_{zd1}p + 1}} = \frac{T_{on}^*p + 1}{K_{on}T_{zd1}p}$

Выбор оптимального T_{zd1} производится по правилу “Золотого сечения”, принимая за целое T_{on}^* , с учетом максимальной величины регулирующего воздействия.

Структурно-параметрическая оптимизация Корректирующего регулятора

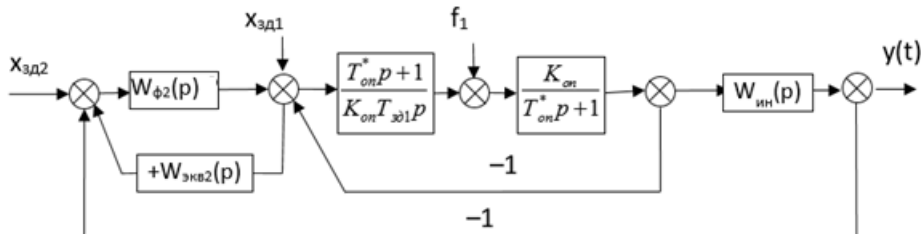


Рисунок. 3. Структура внешнего контура КСАР

Запишем функцию эквивалентного объекта учитывающую внутренний контур КСАР

$$W_{экв2}(p) = \frac{k_{ин} e^{-\tau_y p}}{(T_{ин}p + 1)(\sigma_{ин}p + 1)(T_{zd1}p + 1)}$$

По передаточной функции эквивалентного участка выбираем структуру $W_{zd2}(p)$:

$$W_{zd2}(p) = \frac{e^{-\tau_y p}}{(T_{zd2}p + 1)^3}$$

Передаточная функция фильтра в данном случае:

$$W_{\phi2}(p) = \frac{W_{zd}(p)}{W_{экв2}(p)} = \frac{W_{zd}^o(p)}{W_{экв2}^o(p)}$$

Подставляем формулы и получаем:

$$W_{\phi2}(p) = \frac{(T_{ин}p + 1)(\sigma_{ин}p + 1)(T_{zd1}p + 1)}{k_{ин}(T_{zd2}p + 1)^3}$$

Выбор оптимального $T_{зд1}$ и $T_{зд2}$ осуществляется по правилу “Золотого сечения”, принимая за целое $T_{оп}^*$ и τ_y соответственно, с учетом максимальной величины регулирующего воздействия. Выбор оптимального значения $T_{зд1}$ будем производить только по внутреннему контуру системы, т.к. он не зависит от внешнего. Выбор оптимального значения $T_{зд2}$ будем производить по внешнему контуру системы с выбранным оптимальным значением $T_{зд1}$.

Инвариантная САР при плановом изменении нагрузки с дополнительно измеряемым внешним возмущением

Структурная схема моделирования представлена на рисунке 4:

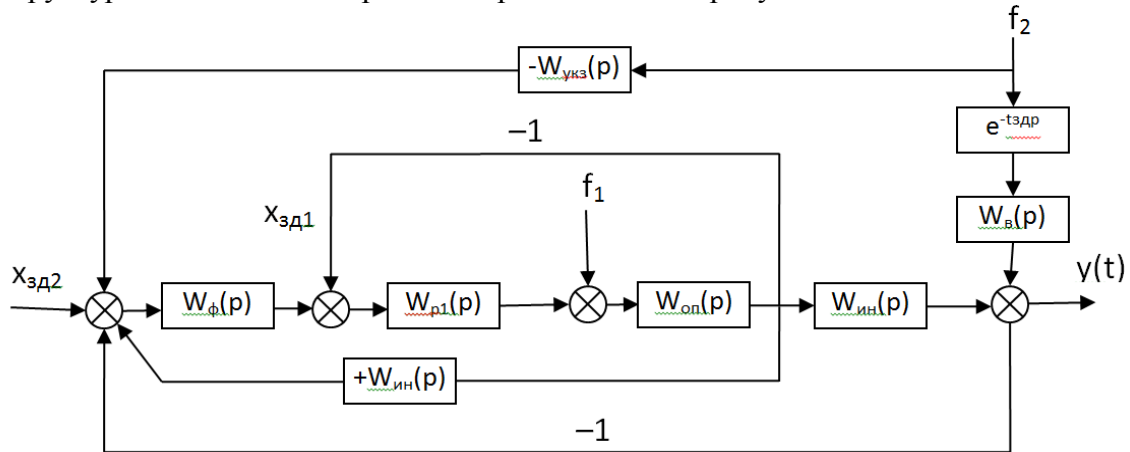


Рисунок 4. Структурная схема моделирования инвариантной САР при плановом изменении нагрузки с дополнительно измеряемым внешним возмущением

Передаточная функция устройства компенсации имеет следующий вид:

$$W_{укз}(p) = \frac{K_{\epsilon}}{(T_{\epsilon}p + 1)} \cdot \frac{(2T_{зд2} + \tau_y)p}{(\tau_y p + 1)}$$

Инвариантная САР при плановом изменении нагрузки с косвенным выделением эквивалентного внешнего возмущения

Структурная схема моделирования представлена на рисунке 5:

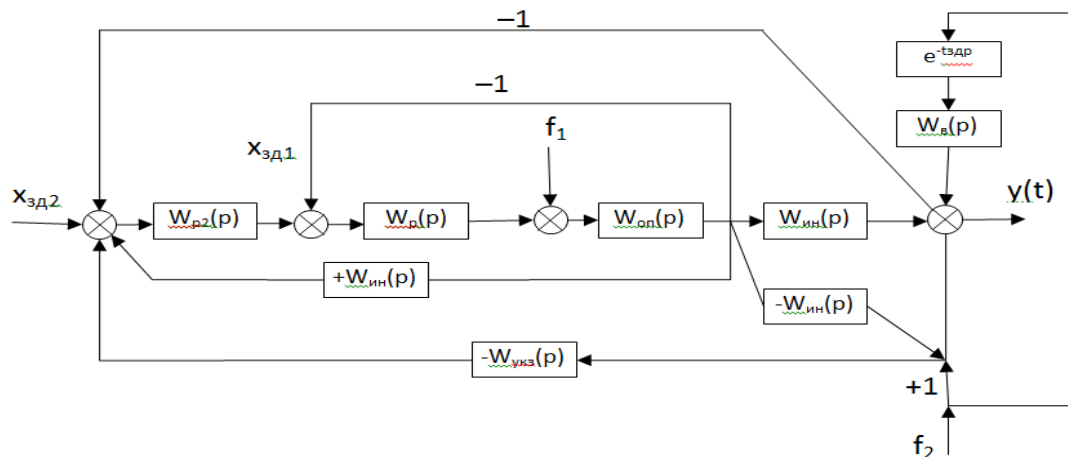


Рисунок 5. Структурная схема моделирования инвариантной САР при плановом изменении нагрузки с косвенным выделением эквивалентного внешнего возмущения

Передаточная функция устройства компенсации имеет следующий вид:

$$W_{укз}(p) = \frac{(T_{з02} + \tau_y)p}{(T_{\sigma}p + 1)}$$

Анализ методов оптимизации

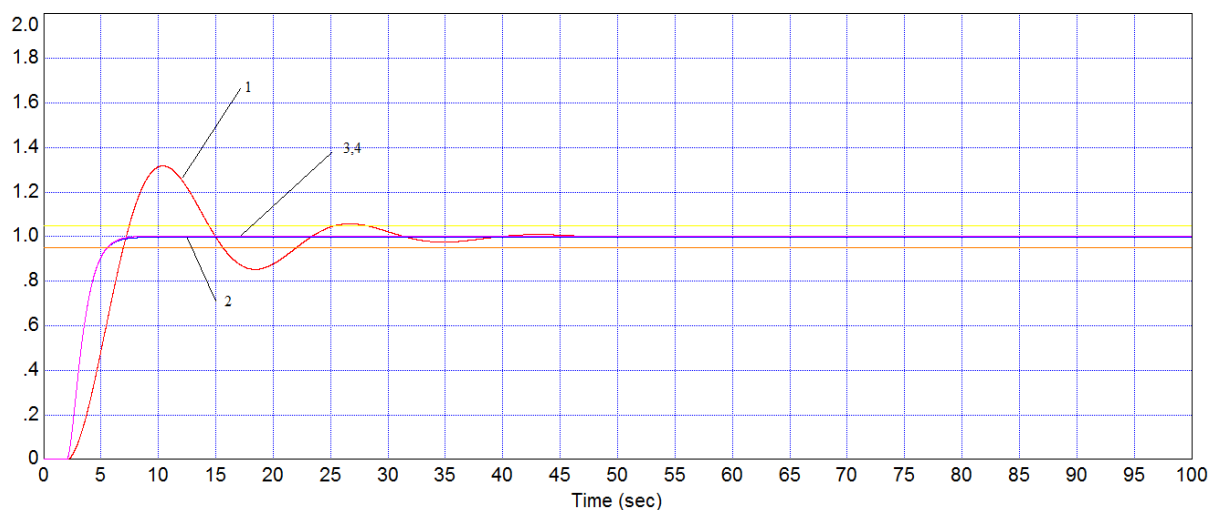


Рисунок 6. График переходного процесса при отработке скачка задания

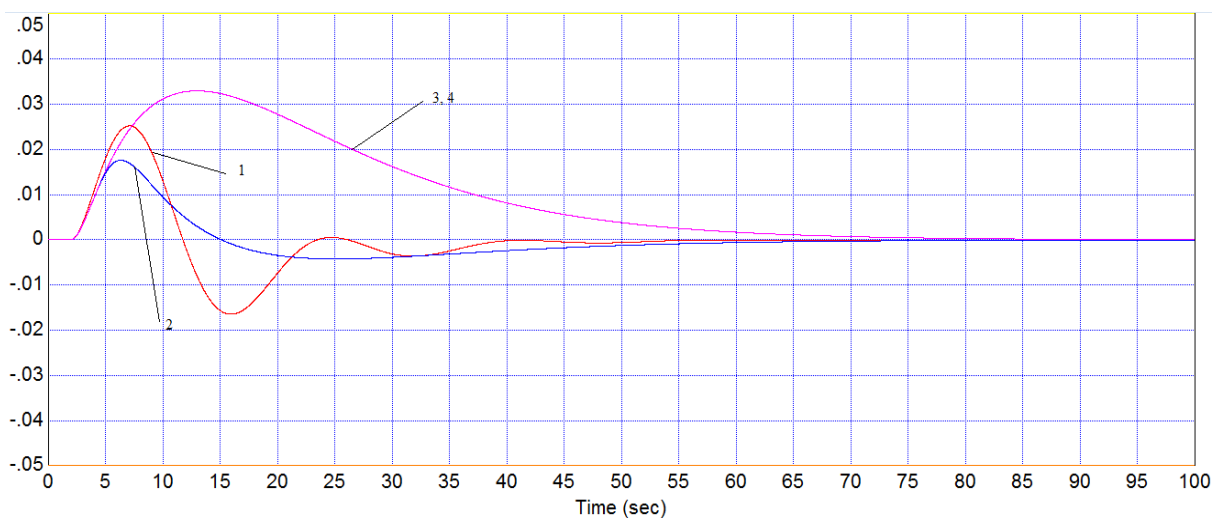


Рисунок 7. График переходного процесса при отработке внутреннего возмущения

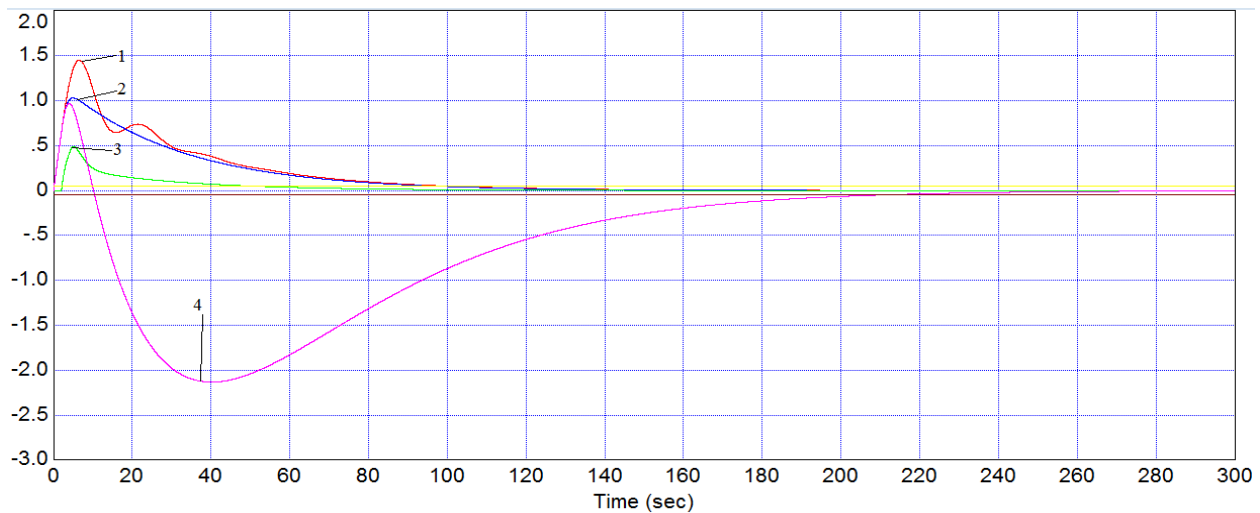
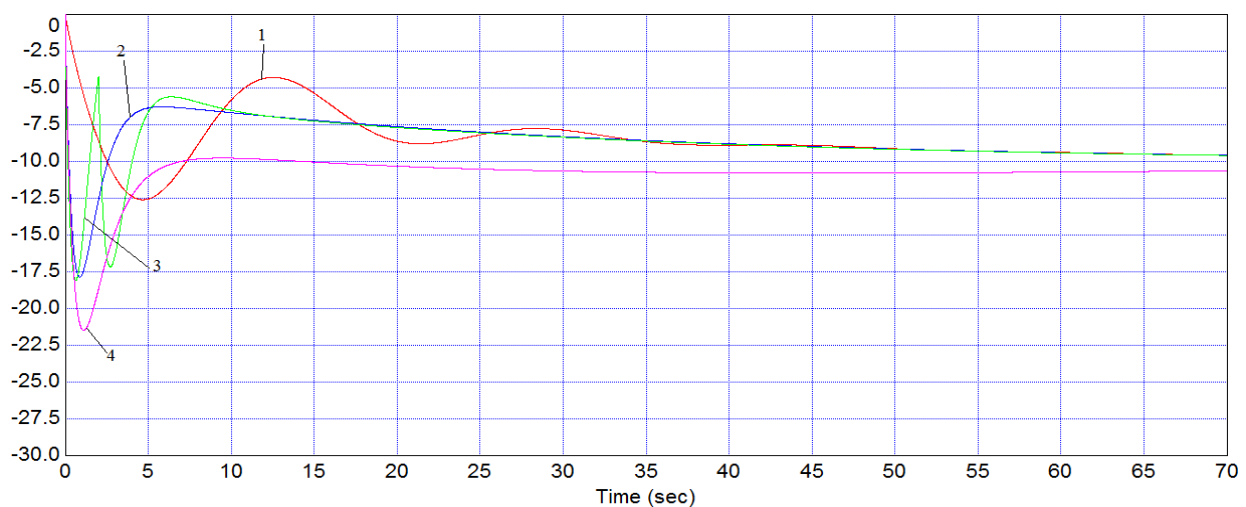


Рисунок 8 График переходного процесса при отработке внешнего возмущения

Рисунок 9. График регулирующего воздействия при отработке f_2

На графиках представлены следующие методы:

- 1- Базовая схема;
- 2- Метод СПО;
- 3- Инвариантная САР при плановом изменении нагрузки с дополнительно измеряемым внешним возмущением;
- 4- Инвариантная САР при плановом изменении нагрузки с косвенным выделением эквивалентного внешнего возмущения.

Как видим из графиков лучшим методом улучшения качества регулирования стало применение метода Инвариантная САР при плановом изменении нагрузки с дополнительно измеряемым внешним возмущением (схема 3). Время регулирования при отработке крайнего внешнего возмущения самое лучшее и на 48,3% больше, чем в схеме СПО.

Отработка внутреннего возмущения во всех схемах не выходит за пределы зоны нечувствительности.

При отработке скачка задания время регулирования в 5,18 раза меньше чем у базовой. Величина перерегулирования во всех схемах равна 0, кроме базовой.

Литература

1. Плетнев, Г. П. Автоматизация технологических процессов и производств в теплоэнергетике: учебник для студентов и вузов / Г.П. Плетнев. – 4-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 352с., ил.
2. Кулаков, Г. Т. Инженерные экспресс-методы расчета промышленных систем регулирования / Г.Т. Кулаков. - Минск: Вышэйш. шк., 1984. - 192 с.

УДК 621.311.22

ДЕАЭРАТОРЫ ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ТЭЦ И АЭС

Салькевич Я. А.

Научный руководитель – старший преподаватель Пронкевич Е. В.

Назначение большинства элементов, тепловой схемы установки в общих чертах становится понятным после знакомства с паросиловыми циклами. Деаэратор по своему назначению несколько отличается от остальных элементов схемы. С одной стороны, его можно рассматривать, как промежуточный подогреватель смешивающегося типа, поскольку в него поступает горячий пар из второго отбора турбины и дренаж промежуточного пароперегревателя, а температура основного конденсата после прохождения через деаэратор увеличивается. Однако основное назначение деаэратора – удаление газообразных примесей из теплоносителя.

В воде конденсатно-питательного тракта могут присутствовать различные примеси: газообразные (кислород, углекислота, азот, аммиак, после прохождения через активную зону реактор к ним добавляются радиолитические и благородные газы), твердые (продукты коррозии конструкционных материалов), естественные (хлориды, кремнекислоты и другие).

Газообразные примеси поступают в основном за счет присосов воздуха в конденсаторе и в первых подогревателях низкого давления, работающих при давлениях ниже атмосферного. На одноконтурных АЭС радиолитические газы (продукты радиолиза воды) и благородные газы (газовые осколки деления ядерного топлива) поступают вместе с паром в регенеративные подогреватели и в конденсатор. Продукты коррозии поступают в воду в результате взаимодействия конструкционных материалов с водной средой, образования окислов металлов и перехода их в воду. Поступление естественных примесей происходит в основном в конденсаторе за счет присосов охлаждающей воды в неплотностях теплообменной поверхности. Давление охлаждающей воды всегда выше давления конденсирующего пара в конденсаторе, и при наличии неплотностей происходит переток охлаждающей воды в конденсат. Практически присосы охлаждающей воды всегда имеют место, если даже с завода конденсатор поставлен достаточно плотным. В процессе эксплуатации в результате протекания коррозионных, эрозийных и других процессов происходит нарушение плотности, и присосы охлаждающей воды увеличиваются. Охлаждающая вода расходуется в больших количествах и никакой предварительной обработке не подвергается. Поэтому даже незначительные присосы охлаждающей воды привносят значительные количества примесей.

Продукты коррозии, а также некоторые естественные примеси (например, кальций и магний) выпадают в отложения на теплопередающих поверхностях, что приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи и возникновению под отложениями местных, наиболее опасных видов коррозионных повреждений. Это снижает экономичность, надежность и безопасность работы АЭС. Из газовых примесей наибольшую опасность представляют кислород и углекислота.

Для удаления газов из воды могут быть использованы химические и термические методы. Химические методы основаны на избирательном взаимодействии удаляемых газов с дозируемыми реагентами. Практически химический метод применим только для удаления кислорода. Для этого используют гидразин, и то не как самостоятельный метод, а для удаления микро количеств кислорода. Вместе с гидразином в воду могут поступать другие примеси. Кроме того, гидразин является токсичным веществом. На АЭС применяют в основном термическую деаэрацию. Термические деаэраторы позволяют удалять из воды любые растворенные в воде газы и не вносят никаких дополнительных примесей в воду.

Деаэрационная колонка ДСП-1000 (смешивающая, повышенного давления, струйного типа) предназначена для сбора всех потоков конденсата, нагрева их до температуры

насыщения (температура $T = 167,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, при давлении $P = 7,6\text{ атм}$) и удаления из них растворенных газов.

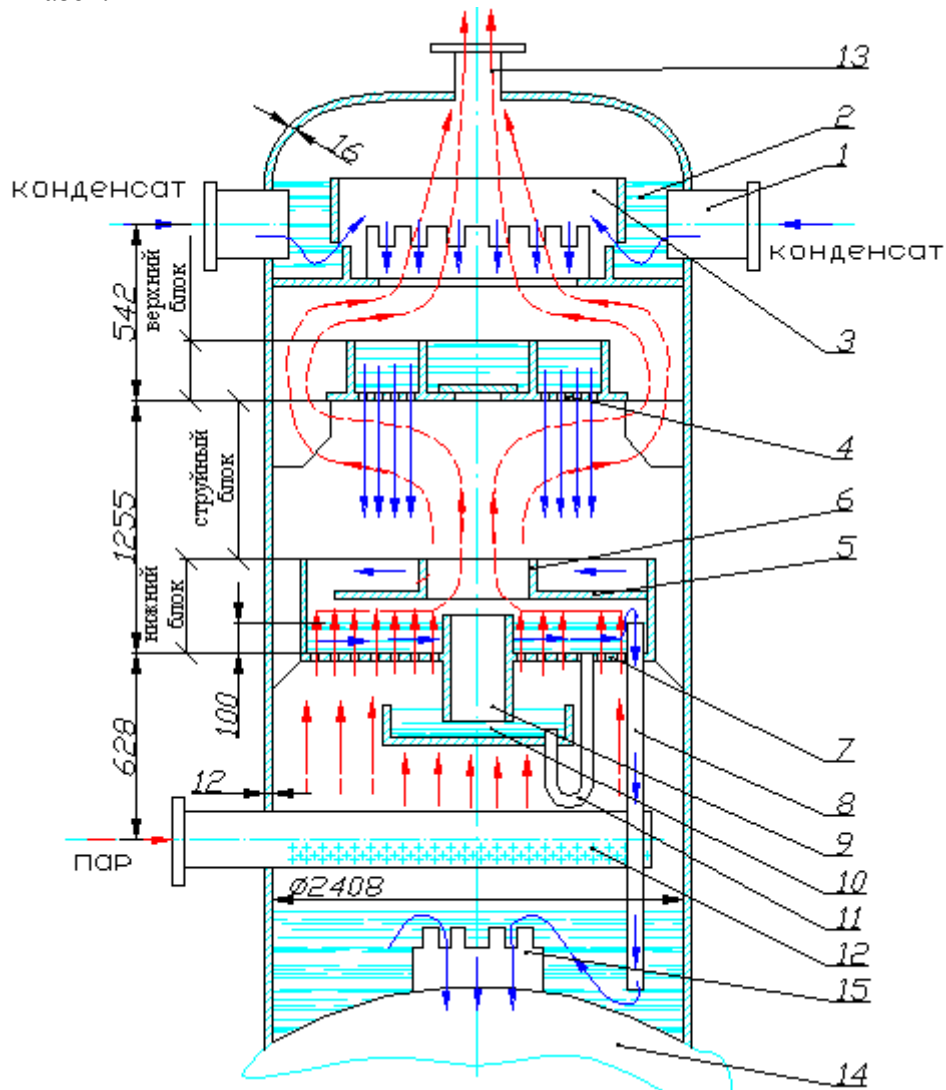


Рисунок 1. Схема деаэрационной колонны.

Деаэрационная колонна состоит из корпуса, кольцевого приемного короба, смесительного устройства, верхнего и нижнего блоков, коллекторов подвода греющего пара и горячих потоков дренажей.

Корпус представляет собой стальной цилиндр сварной конструкции с внутренним диаметром 2408 мм, изготовленный из листовой стали толщиной 12 мм, к которому приварена сферическая крышка. Корпус колонки приварен к деаэрационному баку (14). В верхней части корпуса расположен кольцевой приемный короб (2) для приема холодных потоков конденсата. Внутренняя обечайка короба в нижней части имеет прямоугольные окна, через которые конденсат поступает в смесительное устройство. Смесительное устройство (3) предназначено для смешения холодных потоков конденсата, равномерного распределения их по периметру колонки и представляет собой короб, образованный внутренней обечайкой приемного короба и обечайкой смесительного устройства в верхней части, которой имеются прямоугольные вырезы, расположенные по всему периметру.

Верхний блок состоит из внутренней и наружных обечайек и перфорированного днища (4) (дырчатый щит), приваренного с низу. Для обеспечения жесткости конструкции, равномерного распределения конденсата по всей поверхности дырчатого щита между обечайками приварены шесть перегородок с тремя полу отверстиями в нижней части каждой перегородки. В центральной части верхнего блока имеется съемный люк, который крепится болтами к кольцевому выступу дырчатого щита. Верхний блок прикреплен к корпусу колонны

шестью косынками, расположенными таким образом, что имеется возможность для свободного прохода пара по периферии.

Нижний блок состоит из переливного листа (5) и барботажного устройства. С одной стороны, переливной лист имеет вырез для слива воды в барботажное устройство, а в центре горловину (6) для прохода пара. В колонне переливной лист закреплен с помощью удерживающего каркаса. Барботажное устройство состоит из перфорированного листа (7), четырех сливных труб (8) приваренных со стороны противоположной сегментному вырезу переливного листа, выступающего над ним на 100 мм паро-перепускного патрубка (9), поддона (10) и двух водо-перепускных труб (11) соединяющих барботажный лист и поддон. Нижний конец паро-перепускного патрубка опущен в поддон и при заполнении водой последнего образуется гидрозатвор. Заполнение гидрозатвора обеспечивается автоматически, при изменении расхода, подачей воды через водо-перепускные трубы с барботажного листа в поддон.

Под нижним блоком расположены коллектор подвода греющего пара (13) и коллекторы горячих потоков дренажей. Коллектор греющего пара представляет собой перфорированную трубу $\varnothing 325 \times 10$ мм. Отверстия расположены семью рядами на нижней части коллектора, что обеспечивает равномерное распределение пара по всему пространству колонки. Коллекторы подвода дренажей представляют собой перфорированные трубы $\varnothing 108 \times 6$ мм, вводы которых в колонку выполнены на одном уровне с коллектором греющего пара.

Описание процесса деаэрации.

Холодные потоки конденсата через штуцера ввода (1) поступают в кольцевой приемный короб (2) и далее через прямоугольные окна на внутренней обечайке в смесительное устройство (3). Из смесительного устройства при достижении определенного уровня, конденсат равномерным потоком по всему периметру поступает на перфорированное днище (4) верхнего блока. Из верхнего блока конденсат, пройдя через отверстия перфорированного днища, дробится на тонкие струи. Проходит через струйный отсек конденсат нагревается до температуры близкой к температуре насыщения и попадает на нижний блок. Сначала на переливной лист (5), затем через сегментный вырез переливного листа поступает на перфорированный лист (7) барботажного устройства. По барботажному листу вода движется слева направо и обрабатывается паром, проходящим через отверстия щита. Происходит нагрев до температуры насыщения и окончательное удаление растворенных газов. В конце барботажного листа вода через четыре сливные трубы (8), верхние концы которых, для обеспечения постоянного слоя воды, выступают на 100 мм над листом, поступает в нижнюю часть колонны и далее через сливную горловину (15) сливаются в деаэрационный бак (14). Сливная горловина обеспечивает постоянный уровень воды в нижней части колонны перед поступлением ее в деаэрационный бак. Слив воды из сливных трубок происходит под этот уровень, что препятствует прохождению пара через сливные трубы в обход барботажного устройства. Греющий пар из перфорированного коллектора (12) подается под барботажный лист. Степень перфорации листа выбрана такой, что при минимальной нагрузке под листом создается устойчивая паровая подушка, исключаящая провал воды через отверстия листа. На барботажном листе происходит интенсивная паровая обработка слоя воды, движущейся в сторону сливных труб и глубокая и стабильная дегазация. Не сконденсировавшийся пар и выделившиеся из воды газы поднимаются вверх и через горловину (6) переливного листа поступают в струйный отсек. С увеличением производительности и расхода пара давление в паровой подушке возрастает, и пар в обход барботажного листа через паро-перепускной патрубок (9) гидрозатвора поступает в струйный отсек. В струйном отсеке пар, двигаясь вверх, пересекает и омывает падающие вниз, с перфорированного днища струи воды. При этом происходит перемешивание воды с паром, подогрев ее до температуры, близкой к температуре насыщения при данном давлении в колонки и предварительная дегазация воды. Конденсат греющего пара присоединяется к струям воды, а несконденсированный греющий пар и выделившийся из воды газ по периферии, через кольцевой зазор между корпусом и верхним блоком, проходят в верхнюю

часть колонки, обеспечивая ее вентиляцию и подогрев встречных потоков воды, поступающих из смесительного устройства (3), и далее через штуцер выпара отводятся из колонки.

Таблица 1 – Сравнение характеристик деаэраторов для ТЭЦ и АЭС с одинаковой номинальной производительностью 2000 т/ч

Наименование	Давление рабочее абсолютное, МПа (кгс/см ²)	Колонка	Диаметр колонки, мм	Емкость бака, м ³	Емкость бака полезная, мм ³	Диаметр бака, мм	Длина деаэратора, мм	Высота деаэратора, мм	Масса, кг	Масса деаэратора с водой, мм
дп-2000/150	0.69 (0.7)	кдп-2000 вертикаль-ная	3400	176.4	150	3400	20120	8370	46854	255254
дп-2000-2х1000/120-А	0.7(7.0) 0.76 (7.6)	кдп-10А вертикаль-ная	2400	150	120	3400	17000	8300	43200	227200

Литература

1. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 216 с.
2. Шарапов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. — М.: Энергоатомиздат, 1996.

УДК 621.18-5

ОПТИМИЗАЦИЯ ДВУХ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫХ ВПРЫСКОВ

Селюк И.Г.

Научный руководитель – д.т.н. профессор Кулаков Г.Т., к.э.н. доцент Кравченко В.В.

Регулирование температуры пара последовательно включенных перегревательных участков первичного тракта осуществляют с помощью АСР впрысков, работающих по двухимпульсной схеме.

Поверхности нагрева отдельных участков, соединительные трубопроводы и паросборные коллекторы, а также устройства впрыска охлаждающей воды образуют объект регулирования.

Температуру на выходе каждого участка стабилизируют с помощью автономных автоматических регуляторов, воздействующих на впрыскивающие устройства, устанавливаемые между отдельными поверхностями нагрева.

На систему действуют: внутреннее возмущение первого и второго впрыска, внешнее возмущение первого и второго впрыска, скачок задания первого и второго впрыска. Внутренние возмущения не опасны, так как отрабатываются вторым регулятором очень хорошо. Внешнее возмущение первого впрыска воспринимается вторым впрыском как внутреннее и тоже отрабатывается достаточно хорошо. В качестве наиболее опасного возмущения принято внешнее возмущение второго впрыска, так как оно сразу проходит на выход системы и может привести к появлению статической ошибки регулирования, обусловленной выходом из расчётного диапазона регулирующего органа. Также следует учитывать в рассматриваемой схеме регулирующее воздействие первого впрыска как дополнительное внутреннее возмущение для второго впрыска, так как оно изменяет расход пара, проходящего через пароперегреватель, а значит и влияет на конечный результат качества регулирования.

Исходные данные для моделирования:

$K_{оп} = 11,6 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{т}/\text{ч}$; $K_{ин} = 2,6 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{т}/\text{ч}$; $T_{ин} = 111,3\text{с}$; $\sigma_{ин} = 35,8\text{с}$; $T_{оп} = 27,6\text{с}$; $\sigma_{оп} = 6,4\text{с}$; $\tau_y = 154\text{с}$.

Схема представляет собой последовательное соединение двух САР с дифференциатором – (САР с Д). Выходная регулируемая величина 1-ой САР с Д воспринимается второй как внутреннее возмущение. Недостатком данной схемы является отсутствие увязки задания первого и второго впрысков, то есть при выходе регулируемой величины второго впрыска из диапазона регулирования отсутствует возможность скорректировать задание первому впрыску и тем самым ликвидировать отклонение регулируемой величины от допустимого значения.

Для улучшения качества регулирования при внешнем возмущении использовались различные методы.

1. Плановое изменение нагрузки

При плановом изменении нагрузки за основу берется САР с инвариантностью по f_2 . Но она несколько видоизменяется: в цепочку f_2 - $W_b(p)$ добавляют звено чистого запаздывания.

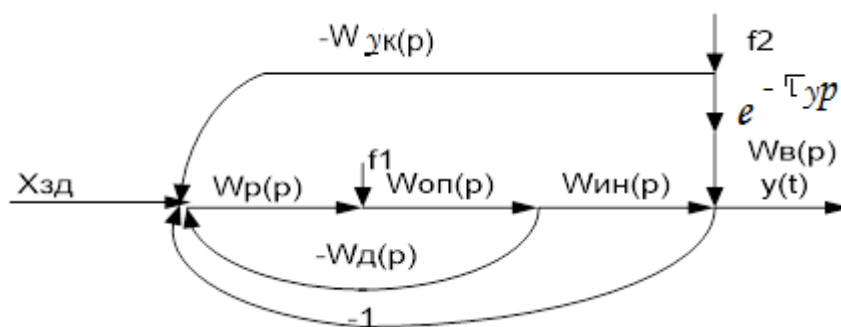


Рисунок 1. Структурная схема САР с Д при плановом изменении нагрузки

Передаточную функцию устройства компенсации находим из следующего равенства.

$$W_{\text{ук}}(p) \cdot W_{y, X_{3\partial}}^{\text{opt}}(p) = (1 - W_{y, X_{3\partial}}^{\text{opt}}(p)) \cdot W_{\text{е}}(p) \cdot e^{-t_{3\partial}}, \quad (1)$$

$$W_{\text{ук}}(p) = \left(\frac{1}{W_{y, X_{3\partial}}^{\text{opt}}(p)} - 1 \right) \cdot W_{\text{е}}(p) \cdot e^{-t_{3\partial}}, \quad (2)$$

$$W_{\text{ук}}(p) = \left(\frac{1}{\frac{e^{\tau_y \cdot p}}{T_{3\partial} p + 1}} - 1 \right) \cdot W_{\text{е}}(p) \cdot e^{-t_{3\partial}}, \quad (3)$$

$$W_{\text{ук}}(p) = \left(\frac{1}{\frac{1}{(T_{3\partial} p + 1) \cdot (\tau_y p + 1)}} - 1 \right) \cdot W_{\text{е}}(p) \cdot e^{-t_{3\partial}}, \quad (4)$$

$$W_{\text{ук}}(p) = ((T_{3\partial} p + 1) \cdot (\tau_y p + 1) - 1) \cdot W_{\text{е}}(p) \cdot e^{-t_{3\partial}}, \quad (5)$$

$$W_{\text{ук}}(p) = (T_{3\partial} \cdot \tau_y p^2 + (T_{3\partial} + \tau_y) p + 1 - 1) \cdot W_{\text{е}}(p) \cdot e^{-t_{3\partial}}, \quad (6)$$

$$W_{\text{ук}}(p) = ((T_{3\partial} + \tau_y) p) \cdot \frac{K_{\text{е}}}{T_{\text{е}} p + 1} \cdot \frac{1}{t_{3\partial} p + 1}, \quad (7)$$

$$W_{\text{ук}}(p) = \frac{(T_{3\partial} + \tau_y) p \cdot K_{\text{е}}}{(T_{\text{е}} p + 1)(t_{3\partial} p + 1)}.$$

Для планового изменения нагрузки наиболее оптимальным является отработка внешнего возмущения при $T_{3\partial} = t_{3\partial} = \tau_y$.

2. Структурно-параметрическая оптимизация САР на базе моделей объекта и заданной оптимальной передаточной функции замкнутой САР по задающему воздействию

Метод заключается в модернизации типовой САР с Д с целью улучшения качества регулирования по сравнению с типовой САР, а также уменьшения числа настраиваемых параметров с учетом выбора оптимального регулятора.

Записываем передаточную функцию оптимального регулятора на основе общей формулы МПК.

$$W_p(p) = \frac{W_{3\partial 1}^0(p)}{W_{\text{ин}}^0(p)} \cdot \frac{1}{1 - W_{3\partial 1}^{\text{opt}}(p)}, \quad (9)$$

$$W_{3\partial 1}^0(p) = \frac{1}{T_{3\partial 1} p + 1}, \quad (10)$$

$$W_{\text{ин}}^0(p) = \frac{k_{\text{ин}}}{T_{\kappa} p + 1}, \quad (11)$$

$$W_p(p) = \frac{T_{\kappa} p + 1}{k_{\text{ин}} \cdot (T_{3\partial 1} p + 1)} \cdot \frac{1}{1 - W_{3\partial 1}^{\text{opt}}(p)}. \quad (12)$$

В САР с Д при достаточно большом значении $K_p \cdot K_{06} \rightarrow \infty$, Д превращается в виртуальный регулятор:

$$W_D(p) = \frac{1}{W_p^e(p)} = \frac{k_{ин} \cdot (T_{з\partial 1} p + 1)}{T_{\kappa} p + 1} \cdot (1 - W_{з\partial 1}^{opt}(p)), \quad (13)$$

$$W_{з\partial 1}^{opt}(p) = \frac{e^{-\tau_y p}}{T_{з\partial 1} p + 1}, \quad (14)$$

$$W_D(p) = \frac{1}{W_p^e(p)} = \frac{k_{ин} \cdot (T_{з\partial 1} p + 1)}{T_{\kappa} p + 1} - \frac{k_{ин} \cdot (T_{з\partial 1} p + 1) \cdot e^{-\tau_y p}}{(T_{\kappa} p + 1)(T_{з\partial 1} p + 1)} =$$

$$= W_{н.м.}(p) - W_{п.м.}(p) \quad (15)$$

Для этого метода наиболее оптимальным является отработка внешнего возмущения при $T_{з\partial 1} = 0,146 \cdot \tau_y$.

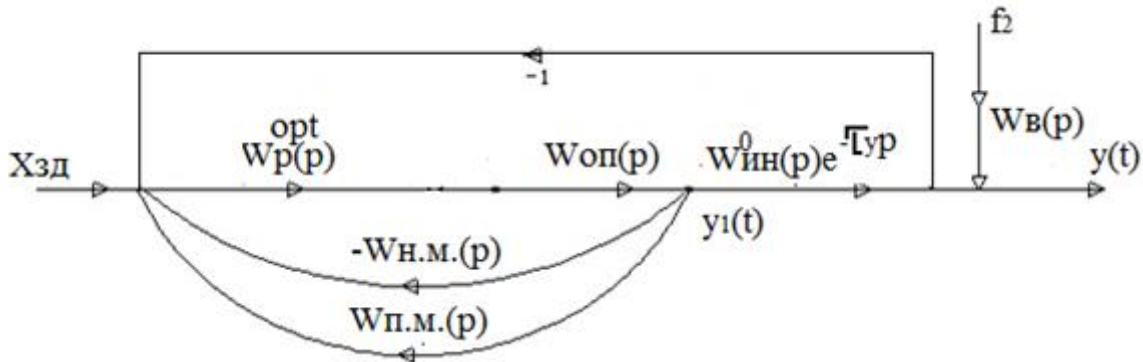


Рисунок 2. Структурная схема САР с Д на базе моделей объекта и заданной оптимальной передаточной функции замкнутой САР по задающему воздействию

$$W_{об}^{экв}(p) = \frac{k_{он} \cdot k_{ин} \cdot (T_{з\partial 1} p + 1)}{(T_{он} p + 1)(\sigma_{он} p + 1)(T_{\kappa} p + 1)}, \quad (16)$$

$$W_p^0(p) = \frac{k_p (T_u p + 1)(T_o p + 1)}{T_u p (T_{з\partial 1} p + 1)}. \quad (17)$$

В качестве критерия оптимальности примем $\min$ время отработки скачка задания с полной компенсацией постоянной времени объекта.

$$T_u = T_{\kappa}, \quad (18)$$

$$T_o = T_{он}, \quad (19)$$

$$k_p = \frac{T_{\kappa}}{k_{он} \cdot k_{ин} \cdot T_{см}}, \quad (20)$$

$$W_p^{opt}(p) = \frac{(T_{\kappa} p + 1)(T_{он} p + 1) \cdot T_{\kappa}}{k_{он} \cdot k_{ин} (T_{з\partial 1} p + 1) \cdot T_{\kappa} \cdot T_{см} p} = \frac{(T_{\kappa} p + 1)(T_{он} p + 1)}{k_{он} \cdot k_{ин} (T_{з\partial 1} p + 1) \cdot T_{см} p}. \quad (21)$$

При взаимной работе двух последовательных впрысков первую САР настраиваем по методу оптимизация САР на базе моделей объекта и заданной оптимальной передаточной функции, замкнутой САР по задающему воздействию, где $T_{з\partial 1} = 0,146 \tau_y$. Один контур второй САР настроен по МПК в ЧВ на отработку крайнего внешнего возмущения и скачка задания, а другой на отработку внутреннего возмущения по МЧК. Выход первой САР подключен ко второй после основного регулятора. Во второй САР используем плановое изменение нагрузки, при $T_{зд} = t_{зд} = \tau_y$.

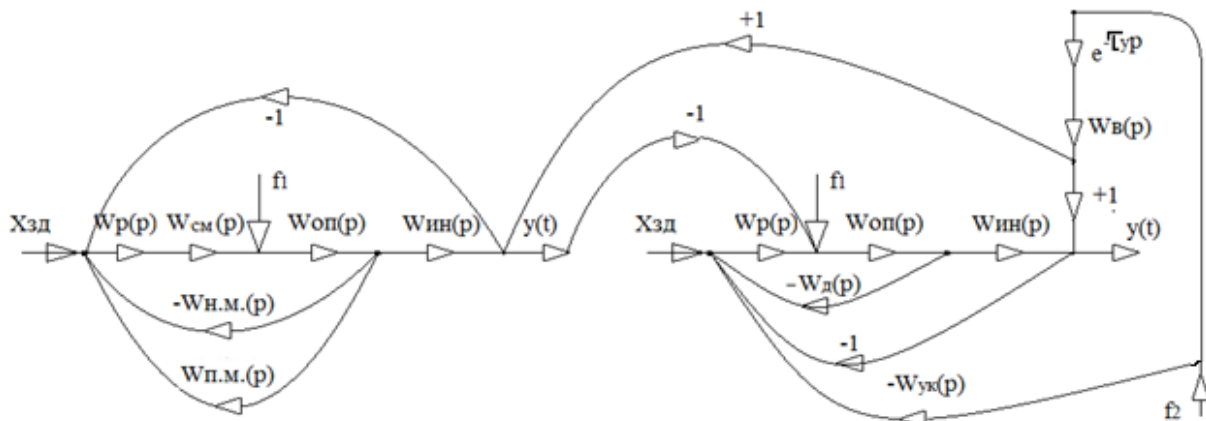


Рисунок 3. Структурная схема САР двух последовательных впрысков

При моделировании переходных процессов использовался программный пакет VisSim. Зная передаточную функцию объекта регулирования, можно экспериментировать с настройками САР на компьютерной модели объекта, что намного дешевле и безопасней, нежели эксперименты с реальным котлоагрегатом.

В VisSim'е используются системы, аналогичные структурным схемам САР

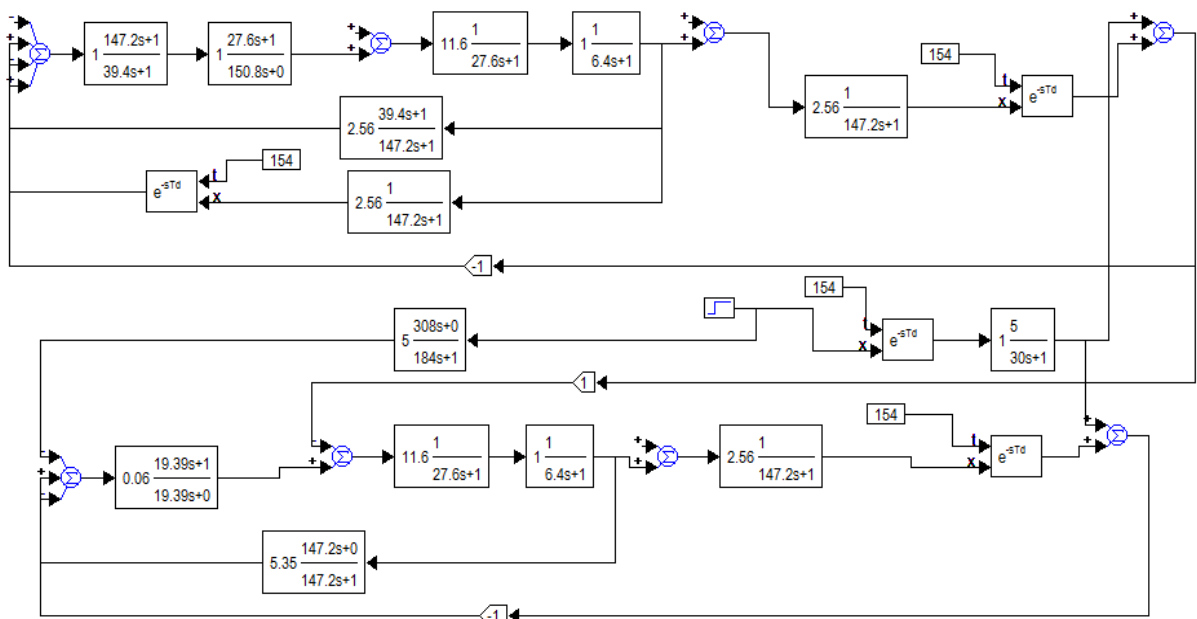


Рисунок 4. Моделирование переходных процессов в VisSim'е. САР двух последовательных впрысков

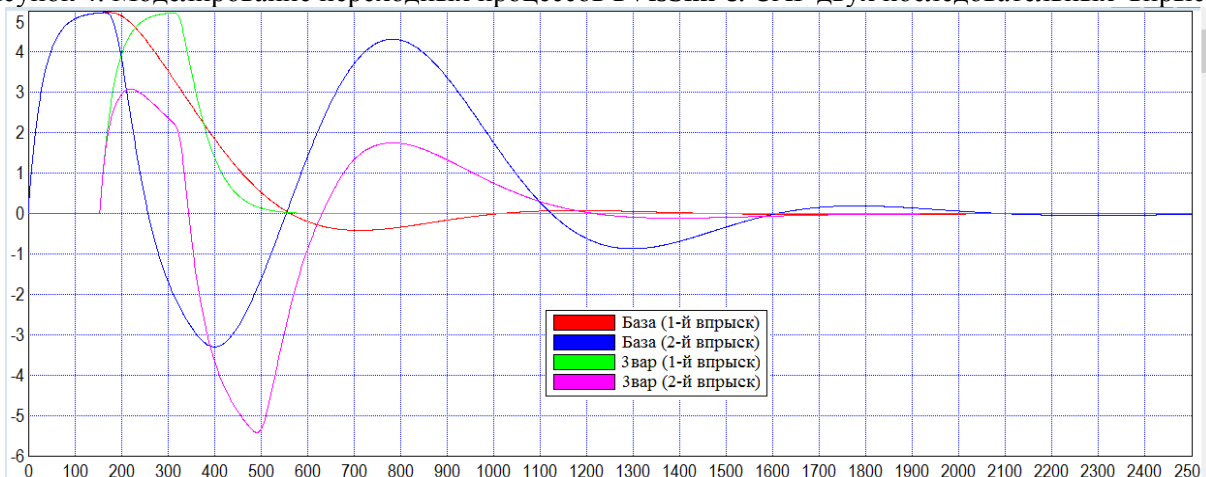


Рисунок 5. Графики отработки САР двух последовательных впрысков внешнего возмущения

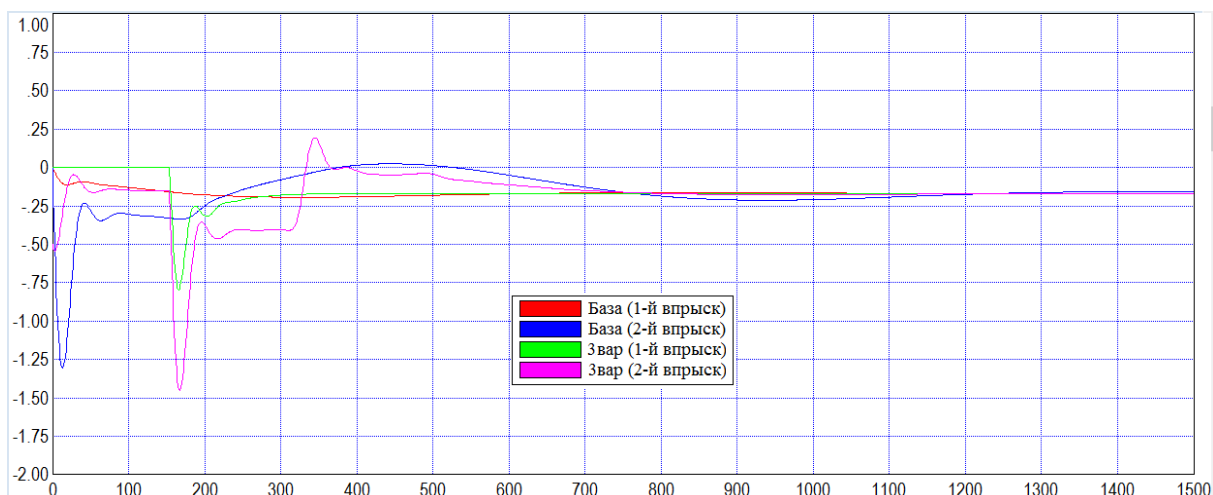


Рисунок 6. Графики отработки САР двух последовательных впрысков регулирующего воздействия

Прямые показатели качества регулирования базовой САР с Д и САР двух последовательных впрысков представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Прямые показатели качества регулирования при отработке внешнего возмущения

Тип настройки	Полное время регулирования t_p , с	Первое время регулирования t_{max} , с	Число колебаний, n	Степень затухания, ψ	Максимальная динамическая ошибка регулирования	Максимальное регулирующее воздействие
База (1-й впрыск)	1430	560	2	0,99	4,96	-0,20
База (2-й впрыск)	2217	258	3	0,94	4,96	-1,3
Предлагаемая САР (1-й впрыск)	502	502	1	1	4,95	-0,8
Предлагаемая САР (2-й впрыск)	1373	395	2	0,97	3,08	-1,45

Вывод: Предлагаемый вариант настройки позволяет существенно улучшить качество регулирования: полное время регулирования первого впрыска уменьшилось в 2,8 раза, второго впрыска – в 1,6 раза; количество колебаний каждой САР при внешнем возмущении сократилось; максимальная динамическая ошибка регулирования при этом уменьшилась в 1,6 раза, а максимальное регулирующее воздействие почти не изменилось. В совокупности существенно удалось улучшить качество регулирования по всем показателям. Такой результат позволяет более точно регулировать температуру пара на выходе из котла и одновременно защитить металл предвключенных ступеней пароперегревателя. Данная АСР позволяет снизить расход собственного конденсата на впрыск. Тем самым уменьшается загрязнение пара охлаждающей водой, что увеличивает срок службы трубок парового коллектора и лопаточного аппарата турбины. Это увеличивает временной интервал между ремонтами, что позволяет экономить значительные денежные средства.

Литература

1. Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами: учебное пособие под общей редакцией д.т.н., проф. Кулаков Г.Т. / Г.Т. Кулаков, А.Т. Кулаков, В.В. Кравченко, А.Н. Кухоренко, К.И. Артёменко, Ю.М. Ковриго, И.М. Голинко, Т.Г. Баган, А.С. Бунке. – Минск: Выш. шк., 2017. – 240 с.: ил.
2. Плетнев, Г.П. Автоматизация технологических процессов и производств в теплоэнергетике: Учебник для вузов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 352 с.

УДК 621.311

ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ КОРРОЗИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ДИСКОВ И ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Семук В.Е.

Научный руководитель – старший преподаватель Пантелей Н.В.

В настоящее время надежность работы тепломеханического оборудования ТЭС является актуальной проблемой, которая в значительной степени обусловлена, наряду с другими факторами, повреждаемостью рабочих поверхностей конструкционных материалов. Повреждаются поверхности элементов проточных частей турбин (рабочие и сопловые лопатки, диски и роторы, корпуса, обоймы, диафрагмы и др.), стопорные и регулирующие клапаны, насосы, регенеративные и сетевые подогреватели турбоустановок. Повреждения обуславливаются целым рядом причин: различные виды износа поверхностей, присутствие органических и неорганических примесей в рабочем теле, высокий уровень тепловых и механических напряжений, наличие отложений и продуктов коррозии на теплообменных поверхностях, переменные режимы работы, конструктивные особенности, а также нарушения инструкций по эксплуатации оборудования. Износ элементов оборудования по современным представлениям понимается как разрушение поверхностных слоев конструкционных материалов, являющееся следствием протекания коррозионных и эрозионных процессов, обусловленных наличием целого ряда усугубляющих факторов.

Элементы проточных частей турбин подвержены не только эрозионному, абразивному и эрозионно-коррозионному износу, но и также различным видам коррозии. Воздействию коррозии подвергаются поверхности всего лопаточного аппарата (рабочие лопатки, сопла и направляющие лопатки, ленточные и проволоочные бандажы и др.) роторов, дисков, корпусов и других элементов турбины. Наиболее значительным коррозионным повреждениям подвергается лопаточный аппарат и диски в зоне фазового перехода.

Коррозия металлов – процесс самопроизвольного разрушения металлов или их сплавов при их физико-химическом взаимодействии с окружающей средой. Первопричиной коррозии металлов является их термодинамическая неустойчивость в различных, в том числе водных средах. В процессе коррозии металлы переходят в оксиды, являющиеся термодинамически более устойчивыми по сравнению с чистыми металлами.

Коррозия приводит к частичному или полному разрушению кристаллической решетки и изменению свойств металла, вплоть до его разрушения. Коррозия может вызываться химическими, электрохимическими, механическими причинами, влиянием нейтронного поля и другими факторами.

Химическая коррозия подчиняется законам химических гетерогенных реакций и не сопровождается возникновением электрического тока. Она является результатом протекания химических реакций между металлом и рабочим телом (теплоносителем), когда теплоноситель не является электролитом (сухие газы, перегретый пар).

Электрохимическая коррозия — это химическая коррозия, которая сопровождается протеканием электрического тока. Она возникает в случае, когда теплоноситель является электролитом, при этом на границе металл-рабочее тело возникают микрогальванические (коррозионные) элементы. Электрохимической коррозии подвержены все поверхности энергетических блоков, омываемые водой и пароводяной смесью.

Деление на химическую и электрохимическую коррозии условно. Во многих случаях они протекают одновременно, влияя друг на друга.

Коррозия-эрозия — процесс разрушения металлов вследствие эрозионного воздействия коррозионной среды (разрушение лопаток турбин под воздействием влажного пара, разрушения (износ) перепускных труб у турбин и других агрегатов, по которым с большой скоростью движется пароводяная смесь).

По внешним признакам различают общую и местную коррозию.

Общая коррозия — охватывает всю поверхность металла, смачиваемую теплоносителем; *местная коррозия* проявляется на отдельных участках поверхности и разделяется на питтинг-коррозию, крекинг-коррозию и избирательную.

Питтинг-коррозия протекает на отдельных небольших участках и проявляется в виде язв, коррозионных точек или пятен.

Крекинг-коррозия (коррозионное растрескивание) возникает на участках металла, находящихся под большим механическим напряжением, поэтому его называют также *коррозионным растрескиванием под напряжением*. Проявляется крекинг-коррозия в виде трещин, проходящих по границам зерен металла или через сами зерна.

Избирательная коррозия представляет собой растворение какого-либо элемента, входящего в сплав.

Коррозией лопаток называется химическое разъедание их поверхности под влиянием кислорода (ржавления), щелочи, накипи и других воздействий. Действию коррозии подвергаются лопатки первых и средних ступеней, а главным образом — лопатки в месте перехода пара из сухого во влажное состояние. В ряде случаев наблюдается одновременное действие на лопатки процессов коррозии и эрозии.

Коррозия в большей части поражает бандажи, выходные кромки и стенки лопаток, покрывая последние бугорчатыми наростами, под наростами обычно обнаруживаются язвины, нередко достигающие до 2–3 мм по сечению металла лопаток, а у кромок — язвины, проходящие насквозь и образующие узорчатые, легко ломающиеся края. Наиболее сильно действие коррозии сказывается во время стоянки турбины в случае неплотности вентиля и задвижек, дающих возможность просачиваться пару в турбину, где он совместно с имеющимся в ней воздухом вызывает сильное ржавление лопаток. Корродирующее действие оказывают также воздух, подсасываемый через уплотнения вала на холостом ходу, и накипь, отлагающаяся на лопатках, составные части которой могут активно окислять поверхность лопаток.

Для предотвращения коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата турбины проводят следующие действия:

1. Контроль металла насадных дисков.
2. Контроль металла рабочих лопаток.
3. Нормирование качества свежего пара перед турбинами.
4. Автоматизированный химический контроль качества свежего пара.
5. Применение ингибирующих присадок в пар перед зоной фазового перехода турбины.
6. Материал дисков и рабочих лопаток ступеней турбин в зоне фазового перехода при высокой минерализации исходной воды.
7. Консервация оборудования турбинных установок при их останове.

Контроль металла насадных дисков

В качестве методов контроля применяются визуальный осмотр, магнитопорошковая или цветная дефектоскопия, ультразвуковой контроль.

Контролю в объеме 100% подвергаются обод, гребень, полотно с разгрузочными отверстиями, ступичная часть, шпоночный паз. Если с диска снимаются рабочие лопатки, дефектоскопии подвергаются внутренние поверхности гребня диска и хвостовики рабочих лопаток.

При использовании отремонтированных дисков они проходят повторную дефектоскопию после ремонта и при удовлетворительных результатах допускаются к дальнейшей эксплуатации по согласованию с заводом-изготовителем. Дефектоскопический контроль отремонтированных дисков необходимо проводить не реже, чем через 2–3 года эксплуатации. Если на отремонтированных дисках при эксплуатации вновь образовались трещины, диски к дальнейшей работе не допускаются.

Контроль металла рабочих лопаток

В качестве методов контроля применяют визуальный осмотр, магнитопорошковую или цветную дефектоскопию, вихретоковый и ультразвуковой контроль (рисунок 1). Контролю

подвергаются перо, входные и выходные кромки в доступных местах, хвостовики лопаток, проволоочные и покрывные бандажи, бандажные отверстия и шипы лопаток.

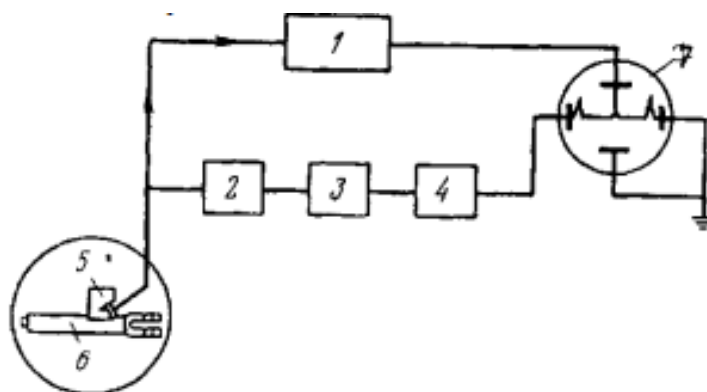


Рисунок 1. Блок схема для ультразвукового контроля лопаток. 1- усилитель импульсов, 2 – генератор импульсов, 3 – задающий генератор, 4 – генератор развертки, 5 - призматический щуп, 6 – лопатка, 7 – ультразвуковой дефектоскоп

Нормирование качества свежего пара перед турбинами

Качество свежего пара перед турбинами определяет качество первичного конденсата в зоне фазового перехода, являющееся одним из факторов, влияющих на интенсивность коррозионных процессов в проточной части турбины. Это обуславливает необходимость строгого соблюдения норм качества свежего пара, регламентированных ПТЭ, и выполнение мероприятий по предотвращению их нарушения.

Качество свежего пара прямоточных котлов (таблица 1) должно удовлетворять нормам.

Таблица 1 – Нормы качества свежего пара и питательной воды для прямоточных котлов на давление пара 14 и 25 МПа (ПТЭ, изд. 1989 г.)

Показатели качества	Пар	Питательная вода
Соединения натрия (в пересчете на Na), мкг/кг, не более	5*	5*
Удельная электрическая проводимость, мкСм/см, не более	0,3	0,3
pH , не менее	7,5***	9,1±0,1***; ГАР 7,7±0,2; ГР 8,0±0,5; КАР 7,0±0,5; НКР
Кремниевая кислота (в пересчете на $SiCb$), мкг/кг, не более		15

* Для котлов на давление 14 МПа при отсутствии конденсатоочистки на 100% допускается до 10 мкг/кг.

** Н-катионированной или дегазированной пробы при 25 °С.

*** При нейтрально-кислородном водно-химическом режиме допускается не менее 6,5.

**** В зависимости от принятого водно-химического режима (ГАР - гидразинно-аммиачный режим, ГР - гидразинный режим, КАР - кислородно-аммиачный режим, НКР - нейтрально-кислородный режим).

Качество свежего пара барабанных котлов (таблица 2) на давление 14 МПа после всех устройств для регулирования его температуры должно удовлетворять нормам.

Для ограничения работы турбин при существенном отклонении от норм качества свежего пара в ПТЭ регламентирована продолжительность допускаемых нарушений норм качества свежего пара перед турбинами, при которых должны приниматься соответствующие меры по нормализации водного режима или останову турбины.

Таблица 2 – Нормы качества свежего пара и питательной воды для барабанных котлов (ПТЭ, изд.1989 г.)

Давление пара, МПа	Качественные показатели	Пар		Питательная вода
		ГРЭС	ЭЦ	
4	Соединения натрия (в пересчете на Na), мкг/кг, не более	60	100	-
10		15	25	-
14		5	5	50
10	Удельная электрическая проводимость, мкСм/см, не более	Устанавливается энергообъединением		
14				
4-14	рН, не менее	7,5	7,5	9,1±0,1
4-14	Кремниевая кислота (в пересчете на SiO ₂), мкг/кг, не более		25	80* 40** 120***

Автоматизированный химический контроль за качеством свежего пара

Целью автоматизированного химического контроля является быстрое выявление отклонений качества теплоносителя от установленного уровня для принятия соответствующих мер по их устранению.

Автоматизированная система химического контроля (АСХК) - это информационно-измерительная система, выполняющая оперативный контроль за показателями качества теплоносителя, отражающими текущее состояние водно-химического режима (ВХР) по тракту энергоблока.

Выдаваемая АСХК оперативная информация используется оператором для управления ВХР при установившемся режиме работы энергоблока. Применение средств вычислительной техники в АСХК дает возможность выполнять логические и вычислительные операции информационно-диагностического характера и выдавать оператору совет о месте и возможной причине нарушения ВХР энергоблока, а также о состоянии технических средств, входящих в систему.

Применение ингибирующих присадок в пар перед зоной фазового перехода турбины

Снижение интенсивности коррозионных процессов на конструкционных материалах дисков и лопаток в проточной части турбины может быть осуществлено защитой поверхности металла от воздействия агрессивных соединений с помощью ингибитора, который подается в пар непосредственно перед зоной фазового перехода и регулирует качество первичного конденсата ЗФП.

В качестве ингибиторов в проточной части турбины применяют летучие щелочные и пленкообразующие реагенты - гидразин, пиперидин, морфолин и др. Ингибитор должен обладать благоприятным коэффициентом межфазового распределения, определяющим способность его концентрирования в первичном конденсате. Также ингибитор должен иметь свойство регулировать значение рН первичного конденсата, обладать термостойкостью, определяемой коэффициентом термического разложения, и ингибирующим эффектом, обуславливающим защиту поверхности металла от коррозионных процессов.

При выборе ингибитора учитывают его стоимость, наличие в промышленности, допустимые концентрации в сбросных водах.

Материал дисков и рабочих лопаток ступеней турбин в зоне фазового перехода при высокой минерализации исходной воды.

Для электростанций с повышенной минерализацией воды с целью повышения коррозионной стойкости металла в зоне фазового перехода, по согласованию с заводом-изготовителем турбины возможна при технико-экономическом обосновании установка рабочих лопаток турбины из титановых сплавов или более коррозионностойких сталей, а для дисков турбин без промперегрева - использование стали 26ХНЗМ2ФАА.

Консервация оборудования турбинных установок при их останове.

Для предотвращения повреждений, вызываемых стояночной коррозией, наиболее эффективной мерой является консервация оборудования. Способы консервации различны и должны выбираться в зависимости от продолжительности и вида простоя консервируемого оборудования, наличия схем консервации, типа консерванта и затрат на проведение консервации.

В настоящее время на тепловых электростанциях следует применять следующие способы консервации турбоустановок: осушенным или подогретым воздухом и летучими ингибиторами ИФХАН (ингибированным воздухом). Способы консервации с использованием атмосферного воздуха основаны на снижении и поддержании в процессе простоя турбоустановки внутри ее объема воздушной среды с относительной влажностью не более 40%, что практически исключает возможность возникновения стояночной коррозии.

Консервация подогретым воздухом.

Используется динамический способ осушки воздуха, при котором в полость консервируемого оборудования постоянно нагнетается воздух пониженной относительной влажности. Для нагнетания воздуха используют вентиляторы, а понижают его влажность подогревом в калориферах. В качестве мест подвода воздуха используют трубопроводы регенеративных и отопительных отборов или перепускные трубы. Для постоянной вентиляции консервируемого объема выпуск воздуха организуют таким образом, чтобы исключить застойные зоны и неингибируемые полости. Для этой цели используют штатные дренажи, воздушные линии опорожнения или специально устанавливаемые вентиляционные штуцера с запорной арматурой, а также систему концевых уплотнений.

Консервация осушенным воздухом.

Воздух до поступления в турбину проходит адсорбционный осушитель, поглощающий значительную часть влаги. Благодаря этому и после поглощения влаги и охлаждения в турбине относительная влажность воздуха остается в допустимых пределах, исключающих возникновение атмосферной коррозии. При этом исключается конденсация водяных паров в местах с низкой температурой.

Осушители устанавливают стационарно. Они могут быть переносными и использоваться на нескольких турбинах. Воздух выпускается через концевые уплотнения и другие специальные отверстия, выбранные так, чтобы он проходил все поверхности консервируемого объема турбоустановки. Чтобы исключить тупиковые зоны, иногда устанавливают несколько воздуходувок, разделив турбоустановку на части. Производительность осушителей и воздуходувок должна обеспечить полную замену воздуха в консервируемом объеме 1-2 раза в час. Осушенный воздух используется для консервации регенеративных и сетевых подогревателей, резервуаров, питательных насосов, конденсаторов и электрических генераторов.

Консервация летучими ингибиторами ИФХАН.

Летучие ингибиторы ИФХАН имеют большую скорость испарения, защищают от коррозии ряд черных и цветных металлов. Способ консервации апробирован на тепловых и атомных электростанциях и заключается в следующем: турбина герметизируется по валу и всем подключенным к ней трубопроводам и сообщается с источником воздуха, содержащим летучие ингибиторы коррозии (рисунок 2). Ингибированный воздух просасывается с помощью насоса или эжектора через цилиндры турбины. На выходе из турбины (из конденсатора турбины) определяется защитная концентрация и улавливается (поглощается) ингибитор, оставшийся в воздухе. При достижении внутри консервируемого объема защитной концентрации турбина герметизируется по подводу и отводу воздуха и оставляется в таком виде на все время простоя (до 2,5-3,0 лет). Контроль за состоянием металла при простое проводится по скорости коррозии индикаторов, изготовленных из стали 3.

Расконсервация проводится пропуском воздуха через турбину, на выходе из которой ингибитор поглощается, что обеспечивает полную экологическую чистоту процесса как расконсервации, так и предыдущей консервации.

В качестве места подачи ингибированного воздуха могут быть использованы трубопроводы подачи уплотняющего пара или отсоса паровоздушной смеси и пара из переднего концевой уплотнения турбины (или другого концевой уплотнения в зависимости от конструктивной схемы турбины). Воздух отводится из трубопроводов заднего концевой уплотнения (противодавленческая турбина) или из трубопровода отсоса паровоздушной смеси конденсатора. Для пропуска ингибированного воздуха через турбины может быть использован основной или пусковой эжектор.

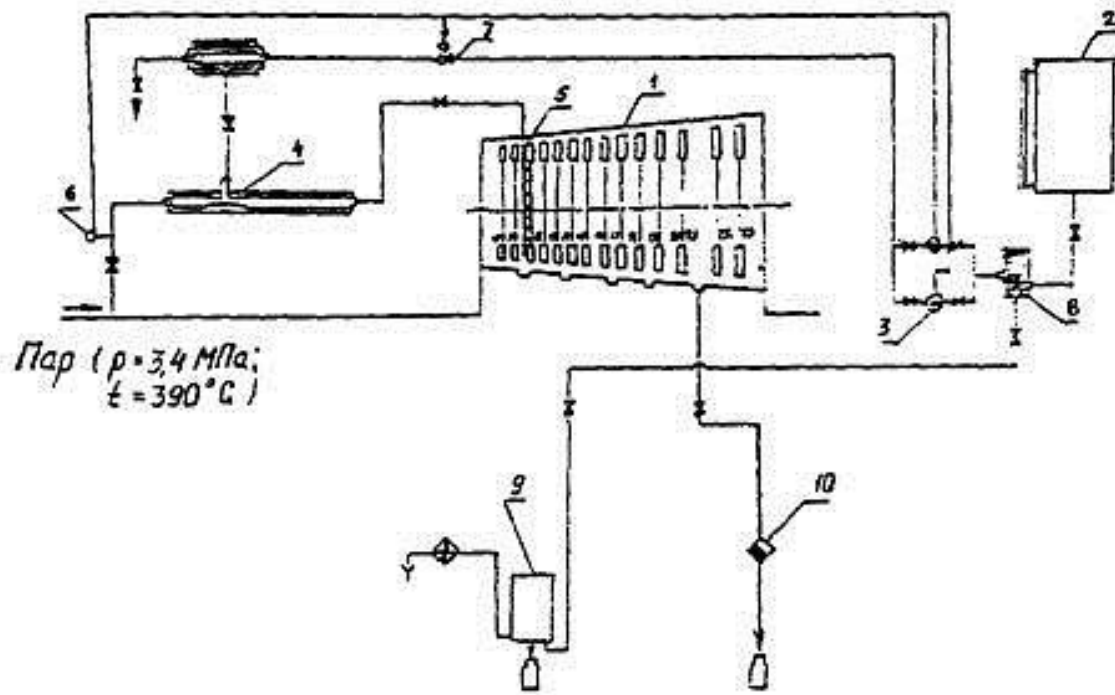


Рисунок 2. Схема ингибирования элементов проточной части турбин
1 – турбина, 2 – бак водного раствора гидразина, 3 – насосы-дозаторы, 4 – инжектор-испаритель, 5 – кольцевой коллектор, 6 – манометр, 7 – электропривод, 9, 10 – отборы проб пара.

Литература

1. Глазырин, А.И. Консервация энергетического оборудования / А.И. Глазырин, Б.Ю. Кострикина. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 258 с.
2. Липов, Ю.М. Котельные установки и парогенераторы / Ю.М. Липов, Ю.М. Третьяков. – Москва, 2005. – 592 с.
3. Маргулова, Т.Х. Водные режимы тепловых и атомных электростанций / Т.Х. Маргулова, О.И. Мартынова. – Москва: Высш.школа, 1987. – 319 с.
4. Молочек В.А. Ремонт паровых турбин / В.А. Молочек. – Москва, 1968. – 323 с.
5. РД 34.30.507-912, М. изд-во ВТИ, 1993.
6. РД 34.37.303-88, М. изд-во ВТИ, 1993.
7. РД 34-20.591-87, М. ВТИ, 1987.

УДК 621.182

СИСТЕМА АВТОМАТИЗАЦИИ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА КОТЛА

Синкевич И.М.

Научный руководитель – старший преподаватель Буров А.Л.

АСР расхода общего воздуха

АСР расхода общего воздуха предназначена для поддержания оптимального соотношения «топливо – воздух», т.е. коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем (O_2), косвенно отражающем экономичность процесса сжигания топлива. На барабанных котлах, использующих в качестве топлива газ и мазут, используется схема регулирования расхода общего воздуха «топливо-воздух». Объясняется это тем, что при сжигании газа и мазута можно с достаточной точностью измерить расход топлива.

Возможность применения такой схемы основана на том, что при постоянном качестве топлива его расход и количество воздуха, необходимое для обеспечения требуемой полноты сгорания топлива, связаны прямо пропорциональной зависимостью. Сигнал по расходу топлива V_T (в данной схеме это сигнал по перепаду давления на сужающем устройстве до горелки p_T) формируется датчиком расхода газа или мазута. Сигнал по расходу воздуха D_{B3} (перепад давления на специальном устройстве измерения расхода воздуха p_{B3}) формируется измерением давления воздуха на выходе дутьевых вентиляторов (ДВ).

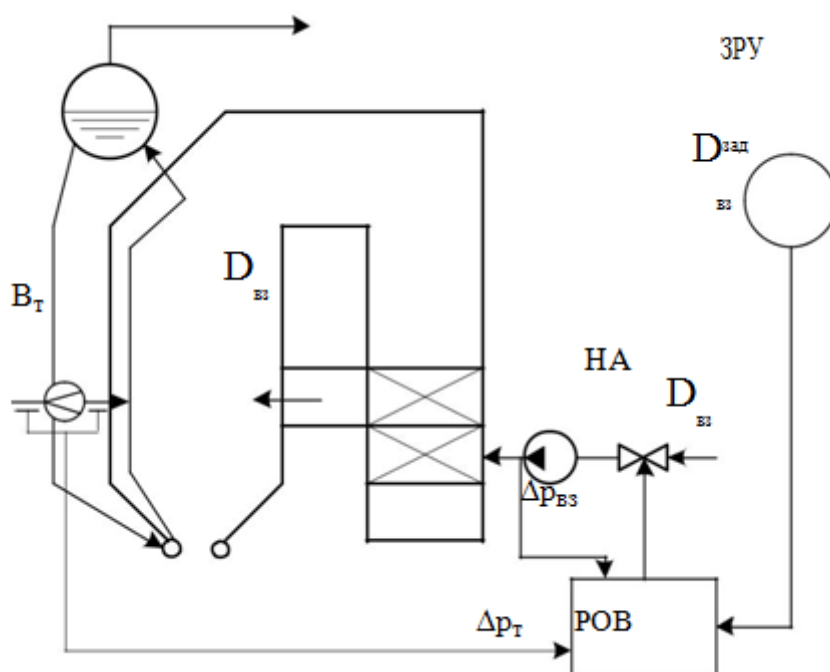


Рисунок 1. Структурная схема АСР экономичности процесса горения по соотношению топливо-воздух: РОВ – регулятор общего воздуха; ДВ – дутьевой вентилятор; НА – направляющий аппарат

Сигналы по расходу топлива и общего воздуха подаются на вход регулятора общего воздуха (РОВ), который управляет производительностью ДВ. РОВ изменяет положение направляющих аппаратов (НА) ДВ перемещением заслонки, изменяющей угол подачи воздуха на рабочие лопасти ДВ (3).

АСР разрежения в топке

Система предназначена для поддержания, согласованного газозвушного режима работы котла. Показателем материального баланса, который характеризует совместную работу дутьевых вентиляторов, нагнетающих воздух в котёл, и дымососов (ДС),

отсасывающих из топки дымовые газы, является величина разрежения в топке котла. Требуемое разрежение поддерживается за счёт изменения расхода уходящих газов.

Объектом регулирования АСР разрежения в топке является топка котла с газоходами от поворотной камеры до всасывающих патрубков ДС. Входное регулирующее воздействие – расход уходящих дымовых газов D_r , определяемый производительностью ДС.

Основная регулируемая величина – разрежение в верхней части топки S . Ко внутренним возмущающим воздействиям относятся нарушения газозвдушного режима, связанные с работой систем пылеприготовления, операциями по удалению шлака и т.д., к внешним – изменение расхода воздуха в зависимости от тепловой нагрузки котла.

Рост S_t , вызванный увеличением отсоса дымовых газов, может привести к срыву факела и останову котла (срабатывает защита по погасанию факела).

Уменьшение S_t может привести к выбиванию продуктов сгорания из топки котла в производственные помещения (например, за счёт увеличения расхода воздуха выше допустимого значения при неизменном отводе газов и котла).

Благодаря своей простоте и надёжности, наибольшее распространение получила схема регулирования разрежения с одноимпульсным ПИ-регулятором, реализующим принцип регулирования по отклонению. Требуемое значение разрежения устанавливается с помощью задатчика ручного управления (ЗРУ). Регулятор разрежения (РР) воздействует на производительность дымососов, изменяя положение НА и, соответственно, количество отсасываемых дымовых газов.

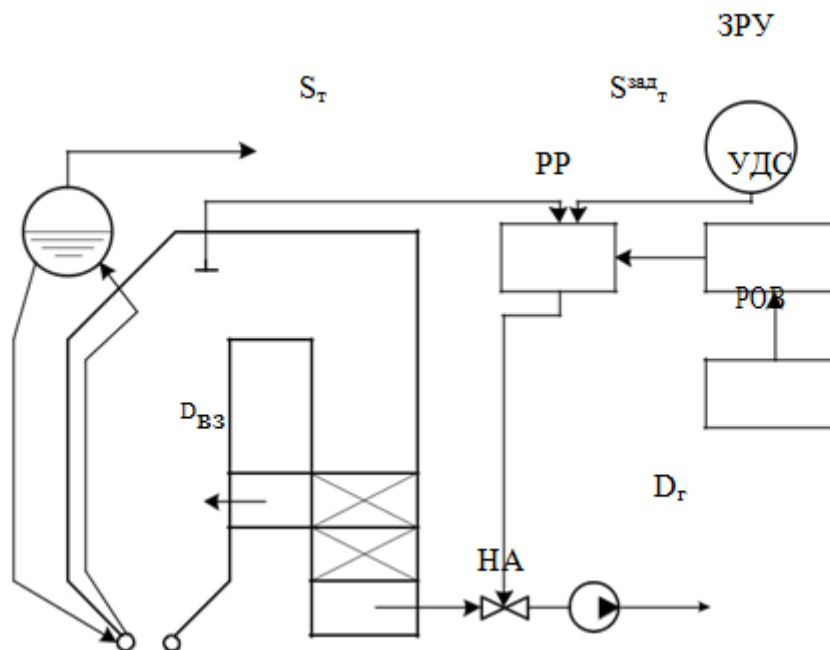
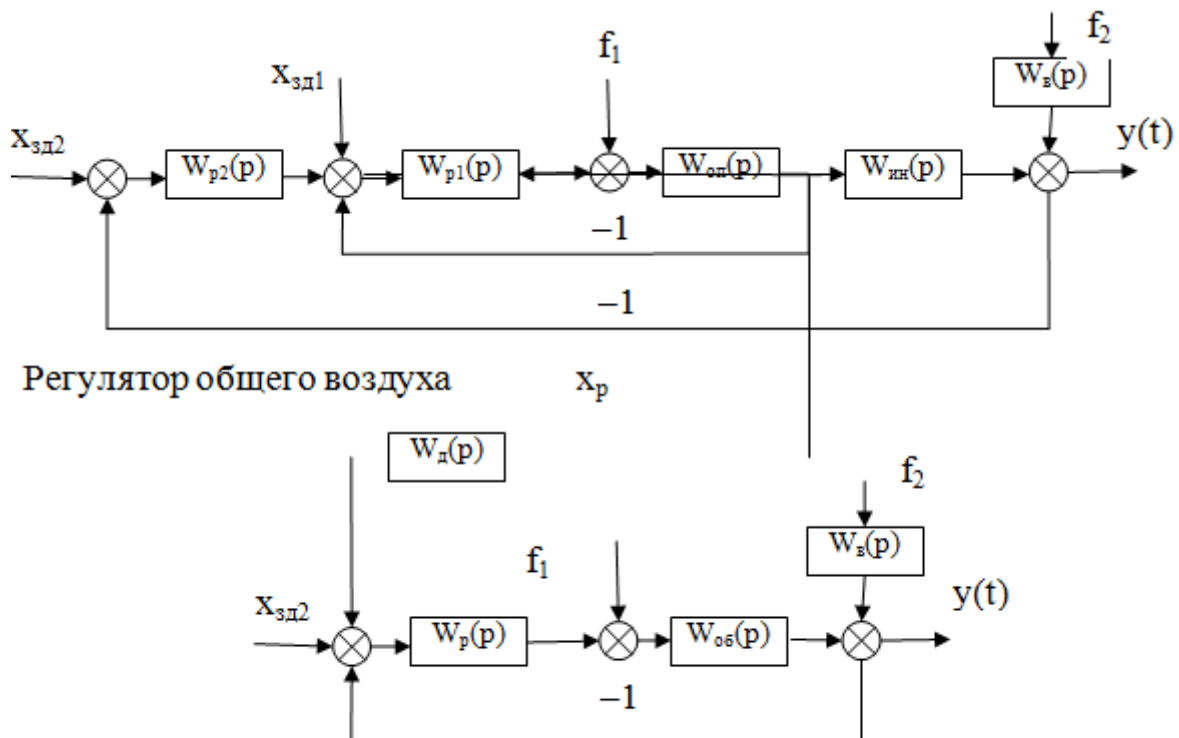


Рисунок 2. Структурная схема АСР разрежения в топке

При работе котла в регулирующем режиме происходят частые изменения тепловой нагрузки и связанные с ними изменения расхода воздуха. Изменение расхода воздуха, нагнетаемого в топку, приводит к нарушению газозвдушного режима и изменению величины S_t . Для предупреждения этого изменения и улучшения качества переходного процесса через устройство динамической связи (УДС) на РР подают дополнительный сигнал от РОВ.

Структурная схема каскадной САР:



Регулятор разрежения в топке

Регулятор общего воздуха

Стабилизирующий регулятор:

$$W_{p1}(p) = \frac{K_{p1}(T_{u1}p + 1)}{T_{u1}p}$$

Корректирующий регулятор:

$$W_{p2}(p) = \frac{K_{p2}(T_{u2}p + 1)}{T_{u2}p}$$

Опережающий участок объекта регулирования:

$$W_{он}(p) = \frac{K_{он}}{(T_{он}p + 1)}$$

Инерционный участок объекта регулирования:

$$W_{ин}(p) = \frac{K_{ин}}{(T_{ин}p + 1)(\sigma_{ин}p + 1)}$$

Регулятор разрежения в топке:

Динамика объекта регулирования:

$$W_{об}(p) = \frac{K_{об}}{(T_{об}p + 1)}$$

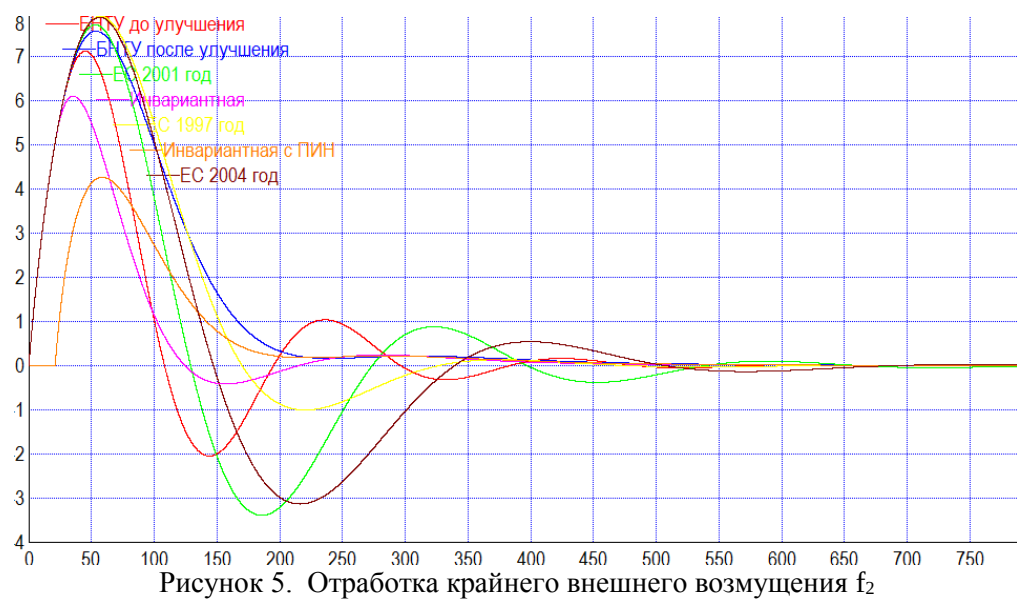
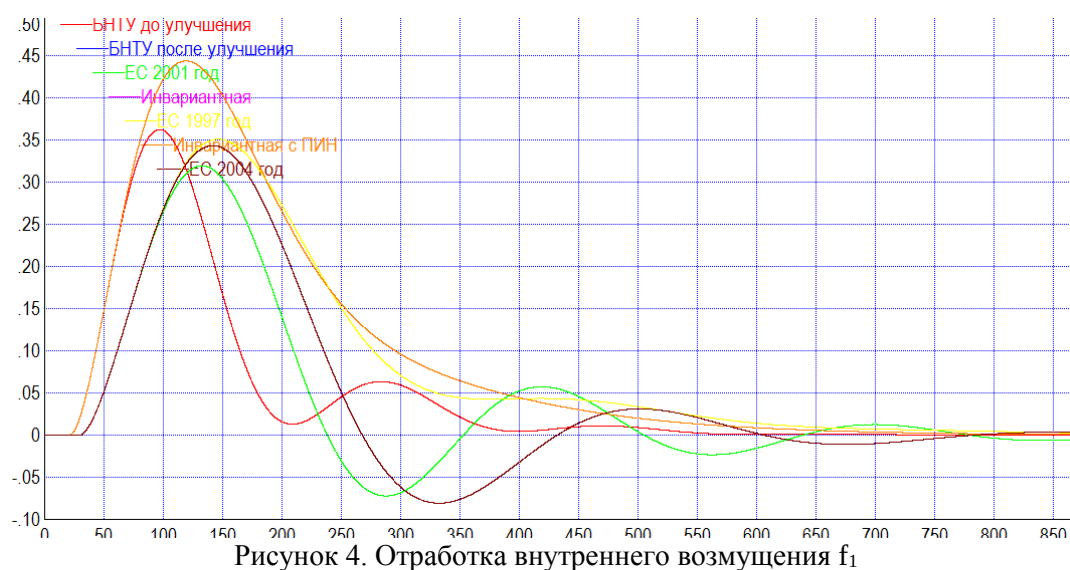
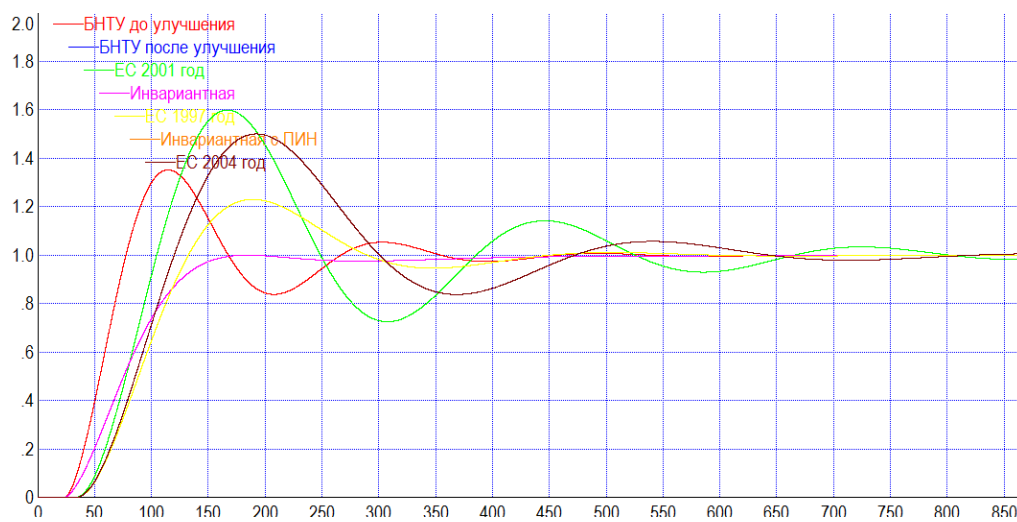
Регулятор:

$$W_p(p) = \frac{K_p(T_u p + 1)}{T_u p}$$

Крайнее внешнее возмущение:

$$W_{\epsilon} = \frac{10}{30p + 1}$$

Моделирование переходных процессов



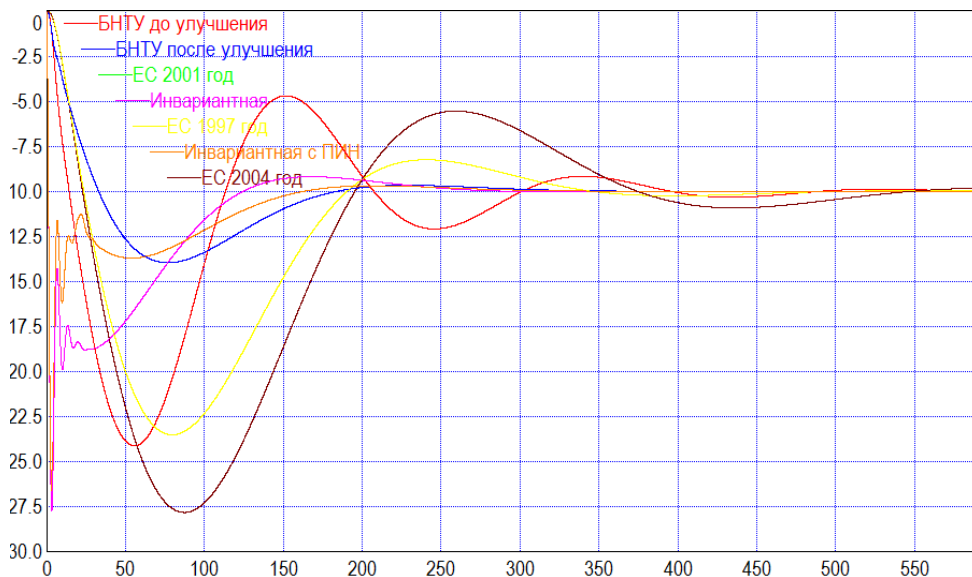
Рисунок 6. Регулирующее воздействие x_p при отработке крайнего внешнего возмущения f_2

Таблица 1 – Полученные показатели качества переходного процесса

Метод	$x_{зд}$		f_1		f_2		x_p
	tp, с	σ , %	tp, с	A_1^+	tp, с	A_1^+	
БНТУ базовая	585	17.3	570	0.078	540	7	18.2
БНТУ улучшенная	455	0	310	0.18	540	7.6	10
Европейский метод 2001 год	880	33	920	0.175	965	8	27
Европейский метод 1997 год	510	1	830	0.202	570	8.2	18.5
Европейский метод 2004 год	805	26	850	0.2	920	8.2	22.5
Инвариантная после улучшения	440	0	330	0.18	260	6.07	25.5
Плановое изменение нагрузки	440	0	330	0.18	226	4.25	24.1

Расчет производился по формулам европейский методов различных лет, а также по методам БНТУ с применением принципа инвариантности и изменением коэффициентов Вышнеградского для улучшения качества регулирования.

Из полученных результатов, можно сделать вывод, что наилучшими показателями обладает система, рассчитанная по методу БНТУ после улучшения (с использованием коэффициентов Вышнеградского $A_1=2.618$ и $A_2=1.146$) с применением принципа инвариантности при плановом изменении нагрузки. Величину регулирующего воздействия можно уменьшить, добавив в схему ограничитель.

Литература

1. Кулаков Г.Т. «Анализ и синтез систем автоматического регулирования», Минск, 2003, «Технопринт»
2. Кулаков Г.Т. «Инженерные экспресс-методы расчета промышленных систем регулирования», Минск, 1984, «Вышэйшая школа»
3. Кузмицкий И.Ф., Кулаков Г.Т. «Теория автоматического управления», Минск, 2010, «Издательство БГТУ»

УДК 621.1

ОПТИМИЗАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОБЩЕГО ВОЗДУХА

Слущкий А.Н.

Научный руководитель – к.э.н, доцент Кравченко В.В.

АСР расхода общего воздуха является составной частью АСР процесса горения в котле. Ее структура зависит от АСР расхода топлива, его вида и сорта, от характера работы электростанции в графике нагрузки энергосистемы.

Обычно в топку подается несколько больше воздуха, чем его требуется для полного сгорания топлива. Отношение количества воздуха, подаваемого в топку, к количеству воздуха, теоретически необходимого для полного сжигания топлива, называется коэффициентом избытка воздуха α . Оптимальные $\alpha_{\text{опт}}$, которые обычно кроме всего прочего зависят от нагрузки котла, либо устанавливаются заводом-изготовителем котельного оборудования, либо определяются наладочной организацией в процессе режимных испытаний котла.

Исходя из назначений АСР – поддержание расхода воздуха, обеспечивающего наиболее экономичное сжигание топлива, самым простым и правильным было бы строить схему АСР на измерении расходов топлива и воздуха с последующим их поддержанием на заданном соотношении.

Регулирование экономичности по соотношению топливо-воздух. При постоянном качестве топлива его расход и количество воздуха, необходимое для обеспечения требуемой полноты сгорания, связаны прямой пропорциональной зависимостью, устанавливаемой в результате режимных испытаний. Если измерение расхода топлива выполняют достаточно точно, то поддержание оптимального избытка воздуха можно реализовать, используя схему регулирования, известную под названием топлив-воздух. При газообразном топливе требуемое соотношение между количествами газа и воздуха осуществляют сравнением перепадов давлений на сужающих устройствах, устанавливаемых на газопроводе и на воздухоподогревателе, или же на специальном измерительном устройстве расхода воздуха. Разность этих сигналов подается на вход автоматического регулятора экономичности, управляющего подачей дутьевых вентиляторов. Непрерывное измерение расхода твердого топлива, как уже отмечалось, является нерешенной проблемой. Иногда расход пылевидного топлива оценивают, например, по положению регулирующего органа (траверсы плоского контроллера), которое определяет лишь частоту вращения питателей, но не расход пыли. Такой способ регулирования не учитывает качественного изменения состава и расхода топлива, связанного с увеличением или уменьшением скорости транспортирующего воздуха или с нарушением нормальной работы питателей пыли. Поэтому применение схемы топливо — воздух оправдано лишь при наличии жидкого или газообразного топлива постоянного состава.

В данном случае мы будем использовать метод с коррекцией по разности O_2 и CO на базе системы топливо воздух. Таким образом мы добьемся более полного сжигания топлива, что положительно повлияет на экологию и экономичность.

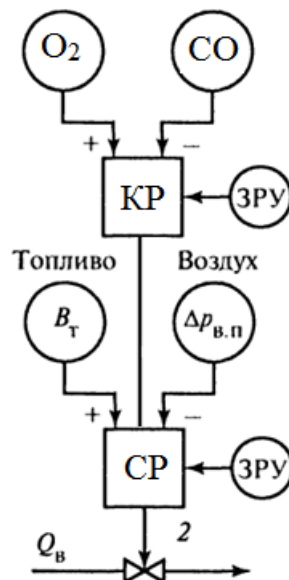


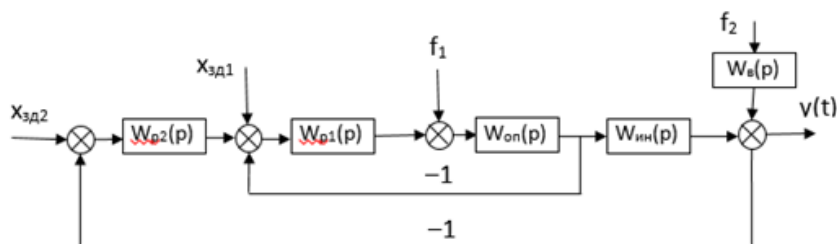
Рисунок 1. Структурная схема автоматической системы регулирования расхода общего воздуха с коррекцией по разности O₂ и CO: B_т – сигнал по расходу топлива; O₂ – концентрация кислорода в уходящих газах; CO – концентрация оксида углерода в уходящих газах; ЗРУ – задатчик ручного управления; Δp_{в.п.} – перепад давления на сужающем устройстве на входе в котел

Таким образом мы получаем обычную КСАР. Далее проведем настройку и структурно-параметрическую оптимизацию данной системы с целью выбрать лучший метод.

Динамика объектов регулирования:

$K_{оп}=3,7 \frac{^{\circ}C}{T/ч}$	$K_{ин} = 1$
$T_{оп}=23,5 \text{ с}$	$T_{ин}=104 \text{ с}$
$\sigma_{оп}=2,45 \text{ с}$	$\sigma_{ин}=21,3 \text{ с}$
	$\tau_y=41 \text{ с}$

2. Структурная схема каскадной САР:



3. Стабилизирующий регулятор:

$$W_{p1}(p) = \frac{K_{p1}(T_{u1}p + 1)}{T_{u1}p} \quad (1)$$

4. Корректирующий регулятор:

$$W_{p2}(p) = \frac{K_{p2}(T_{u2}p + 1)}{T_{u2}p} \quad (2)$$

5. Опережающий участок объекта регулирования:

$$W_{он}(p) = \frac{K_{он}}{(T_{он} * p + 1)} = \frac{3,7}{(25,9p + 1)} \quad (3)$$

6. Инерционный участок объекта регулирования:

$$W_{ин}(p) = \frac{K_{ин} e^{-\tau_y p}}{(T_{ин} p + 1)(\sigma_{ин} p + 1)} = \frac{e^{-41p}}{(104p + 1)(21,3p + 1)} \quad (4)$$

7. Крайнее внешнее возмущение:

$$W_{\epsilon}(p) = \frac{10}{30p + 1} \quad (5)$$

Расчет параметров оптимальной динамической настройки типовой КСАР

Стабилизирующий регулятор

Стабилизирующий регулятор направлен на оптимальную отработку внутреннего возмущения f_1 , поэтому расчет выполняется по МЧК с различными коэффициентами Вышнеградского по передаточной функции опережающего участка объекта регулирования

Корректирующий регулятор

Корректирующий регулятор направлен на оптимальную отработку крайнего внешнего возмущения f_2 , поэтому расчет выполняется по МПК в ЧВ с различным коэффициентом демпфирования по передаточной функции инерционного участка объекта регулирования $W_{ин}(p)$.

Модифицированный линейный упредитель Смита

Сущность МЛУС заключается в том, что на вход корректирующего регулятора со знаком плюс мы подаем полную инерционную модель объекта с запаздыванием, а со знаком минус неполную инерционную модель объекта без запаздывания.

Систему с МЛУС будем создавать на базе ТКСАР, рассмотренной выше.

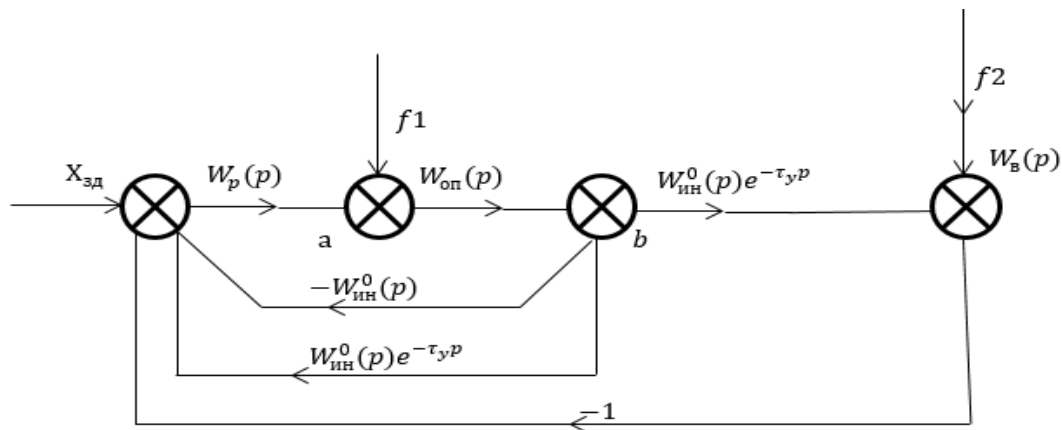


Рисунок 2. Структурная схема системы с МЛУС на базе типовой КСАР

Структурно параметрическая оптимизация КСАР

Структурно параметрическая оптимизация представляет собой изменение настроек и структуры системы регулирования с целью улучшения прямых показателей качества.

Структурно-параметрическая оптимизация Стабилизирующего регулятора

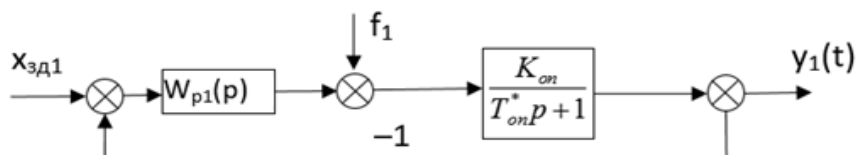


Рисунок 3. Структура внутреннего контура КСАР

$$W_{p1}(p) = \frac{W_{зд}^0(p)}{W_{он}^0(p)} \cdot \frac{1}{1 - W_{зд}^0(p)}, \quad (6)$$

$$\text{где } W_{\text{зод1}}(p) = \frac{1}{T_{\text{зод1}}p + 1} \quad (7)$$

$$\text{Таким образом } W_{p1}(p) = \frac{T_{\text{он}}^*p + 1}{K_{\text{он}}(T_{\text{зод1}}p + 1)} \cdot \frac{1}{1 - \frac{1}{T_{\text{зод1}}p + 1}} = \frac{T_{\text{он}}^*p + 1}{K_{\text{он}}T_{\text{зод1}}p} \quad (8)$$

Выбор оптимального $T_{\text{зод1}}$ производится по правилу “Золотого сечения”, принимая за целое $T_{\text{он}}^*$, с учетом максимальной величины регулирующего воздействия.

Структурно-параметрическая оптимизация Корректирующего регулятора

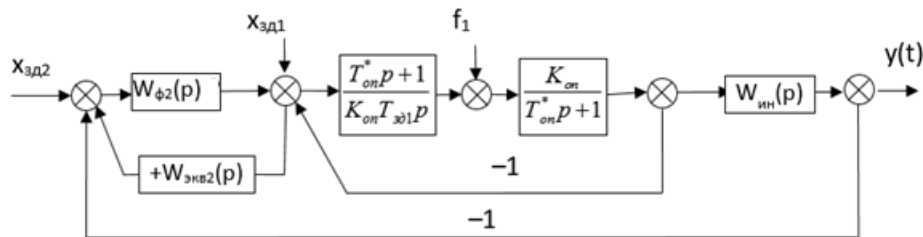


Рисунок 4. Структура внешнего контура КСАР

Запишем функцию эквивалентного объекта учитывающую внутренний контур КСАР

$$W_{\text{экв2}}(p) = \frac{k_{\text{ин}} e^{-\tau_y p}}{(T_{\text{ин}}p + 1)(\sigma_{\text{ин}}p + 1)(T_{\text{зод1}}p + 1)} \quad (9)$$

По передаточной функции эквивалентного участка выбираем структуру $W_{\text{зод2}}(p)$:

$$W_{\text{зод2}}(p) = \frac{e^{-\tau_y p}}{(T_{\text{зод2}}p + 1)^s} \quad (10)$$

Передаточная функция фильтра в данном случае:

$$W_{\phi2}(p) = \frac{W_{\text{зод}}(p)}{W_{\text{экв2}}(p)} = \frac{W_{\text{зод}}^o(p)}{W_{\text{экв2}}^o(p)} \quad (11)$$

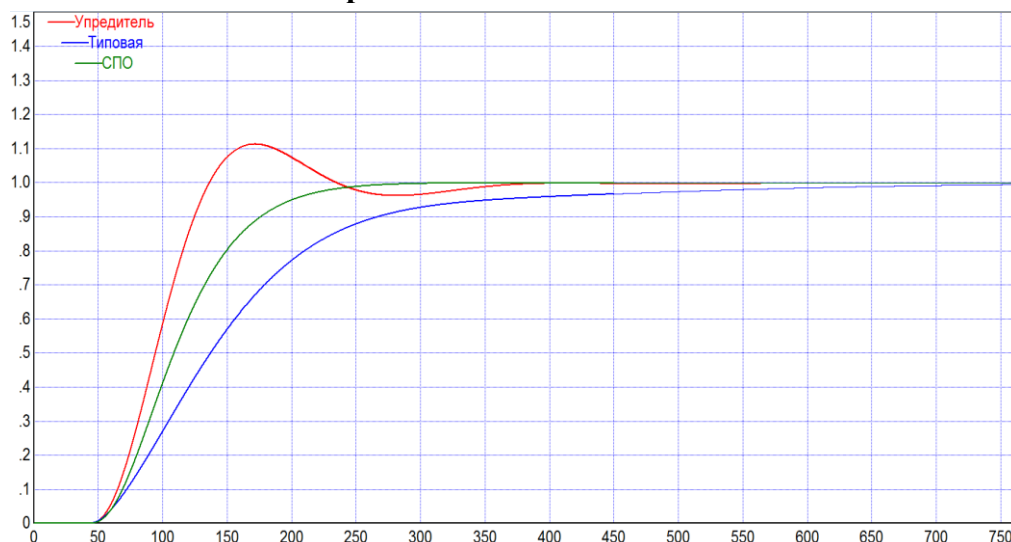
Подставляем формулы и получаем:

$$W_{\phi2}(p) = \frac{(T_{\text{ин}}p + 1)(\sigma_{\text{ин}}p + 1)(T_{\text{зод1}}p + 1)}{k_{\text{ин}}(T_{\text{зод2}}p + 1)^s} \quad (12)$$

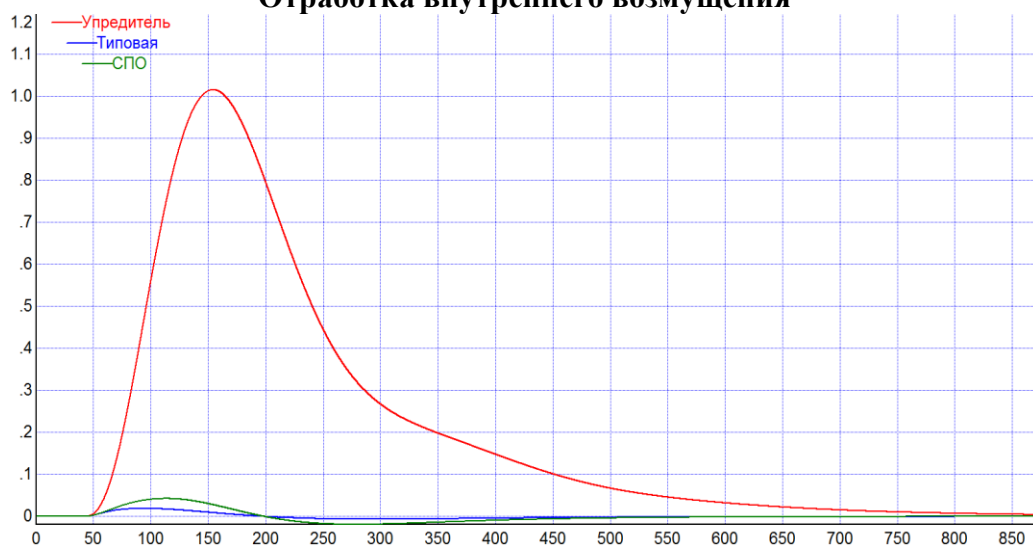
Выбор оптимального $T_{\text{зод2}}$ производится по правилу “Золотого сечения”, принимая за целое τ_y , с учетом максимальной величины регулирующего воздействия.

Проведем математическое моделирование данных систем:

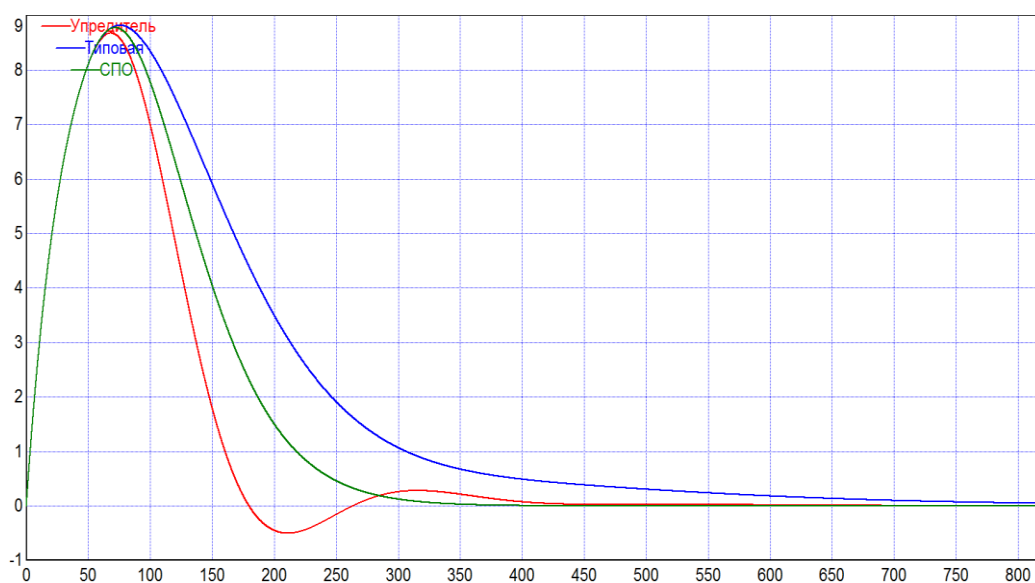
Отработка скачка задания



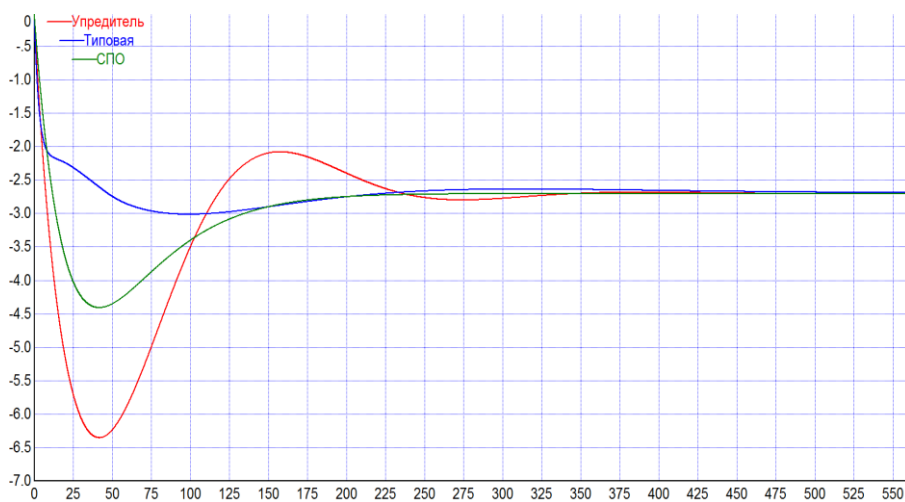
Отработка внутреннего возмущения



Отработка крайнего внешнего возмущения



Регулирующее воздействие x_p при отработке крайнего внешнего возмущения



ВЫВОД: Как видно из графиков применение МЛУС на базе типовой КСАР позволяет незначительно улучшить качество регулирования, при наименьшем регулирующем воздействии, но значительно ухудшает отработку внутреннего возмущения. Лучшие результаты оказались при применении методов структурно-параметрической оптимизации, улучшить качество регулирования по некоторым параметрам удалось увеличить в 2-2.5 раза, при этом регулирующее воздействие выросло незначительно.

Литература

1. Назаров, В. И. Обоснование выбора параметра контроля качества процесса горения газомазутного топлива / В. И. Назаров // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). - 1999. - № 5. - С. 64-70.
2. Плетнев, Г. П. Автоматизация технологических процессов и производств в теплоэнергетике: учебник для студентов и вузов / Г.П. Плетнев. – 4-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 352с., ил.
3. Кулаков, Г.Т. Инженерные экспресс-методы расчета промышленных систем регулирования / Г.Т. Кулаков. - Минск: Вышэйш. шк., 1984. - 192 с.

УДК 629.039.58

ОТЖИГ КОРПУСА РЕАКТОРА ВВЭР-440

Сосновский А.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Романко В.А.

Одним из наиболее ответственных элементов конструкции реакторов ВВЭР 440 является корпус реактора. Надежность и работоспособность корпуса во многом определяет безопасность эксплуатации АЭС в целом. Под действием облучения в металле корпуса реактора развиваются радиационные дефекты, приводящие к охрупчиванию металла, то есть к возрастанию и сближению пределов текучести и прочности, сдвигу критической температуры хрупкости в сторону высоких температур, снижению ударной вязкости. Радиационное охрупчивание ограничивает срок безопасной эксплуатации корпуса, так как со временем возрастает вероятность хрупкого разрушения корпуса, особенно в ситуациях, связанных с аварийным расхолаживанием. Радикальным средством, позволяющим решить вопрос о продлении ресурса корпуса, является отжиг металла сварного шва, расположенного на уровне активной зоны. Размер зоны отжига ограничен только областью сварного шва. [1]

Процедура отжига разработана в НИЦ «Курчатовский институт». Процесс проходит в реакторном зале, реактор остается на своем штатном месте. Специальная печь для отжига монтируется на реактор и опускается внутрь корпуса. Металл медленно нагревают до температуры отжига (обычно около 475 градусов Цельсия) и затем выдерживают при этой температуре в течение 150 часов и более, после чего постепенно охлаждают.

Конструкционные материалы под действием облучения испытывают структурные превращения, оказывающие отрицательное влияние в первую очередь на механические свойства и коррозионную стойкость. Из всех видов облучения (нейтроны, α - и β - частицы, γ -излучение) наиболее сильное влияние оказывает нейтронное облучение.

На рисунке 1 представлена модель радиационных повреждений, возникающих при соударении высокоэнергетических нейтронов с атомами кристаллической решетки.

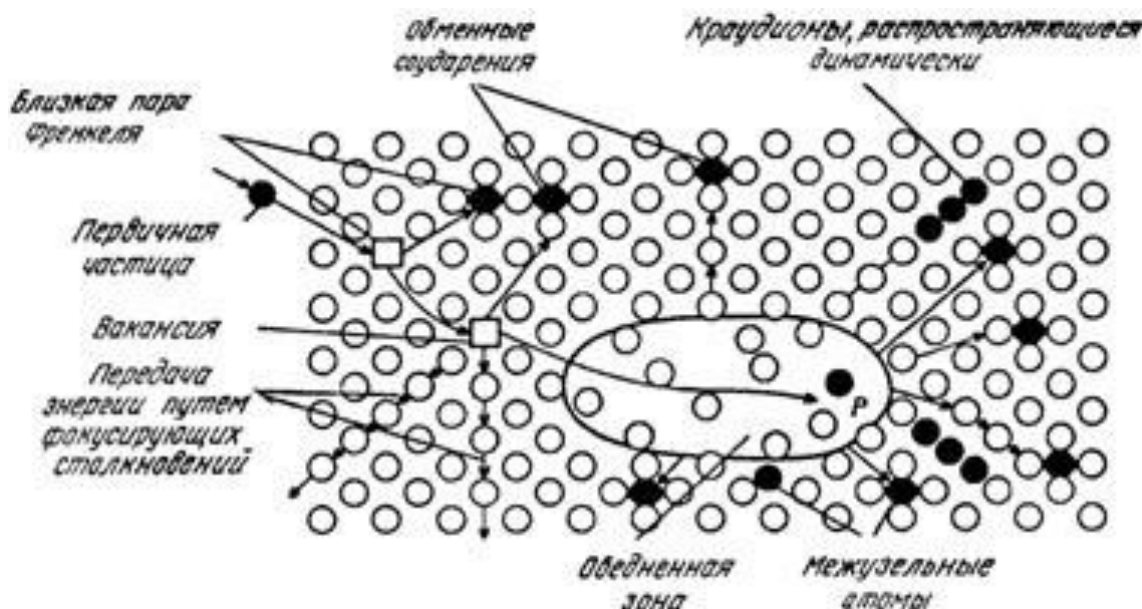


Рисунок 1. Модель радиационных повреждений, возникающих при соударении нейтронов с атомами кристаллической решетки (модель Зеегера)

Соударения вызывают смещения атомов или каскад смещений в решетке в зависимости от количества энергии, передаваемой нейтроном атому металла. Подвергшийся удару нейтроном первый атом, подобно бильiardному шару, ударяя по другим атомам, вызывает в решетке дополнительные смещения. В результате развития каскада образуются объемы с

высокой концентрацией вакансий, по периферии, окруженные зонами с повышенной плотностью межузельных атомов. [2]

Исторически сложилось, что прочность RPV (от англ. Reactor pressure vessel – реакторный сосуд высокого давления) оценивается посредством испытания образцов-свидетелей, помещаемых в ядерный реактор. Оценку производят такими показателями, как деградация вязкости разрушения (определяется по радиационному сдвигу температуры перехода TT_{41} на энергетическом уровне 41 Дж), а также по изменению уровня энергии верхнего слоя материала USE (от англ. upper-shelfenergy).

Экспериментально эффективность проведения отжига проверяется на образцах Шарпи с V-надрезом. Результаты испытаний на ударный изгиб представлены в виде графика для двух образцов, один из которых был подвергнут облучению. В качестве примера рассмотрен отжиг образца при температуре 454°C в течении 168 часов, хотя возможны процедуры при температуре 343°C/168 ч, 454°C/24 ч, 454°C/96 ч и др. График представлен на рисунке 2. На нем также отображены проценты восстановления образцов. [3]

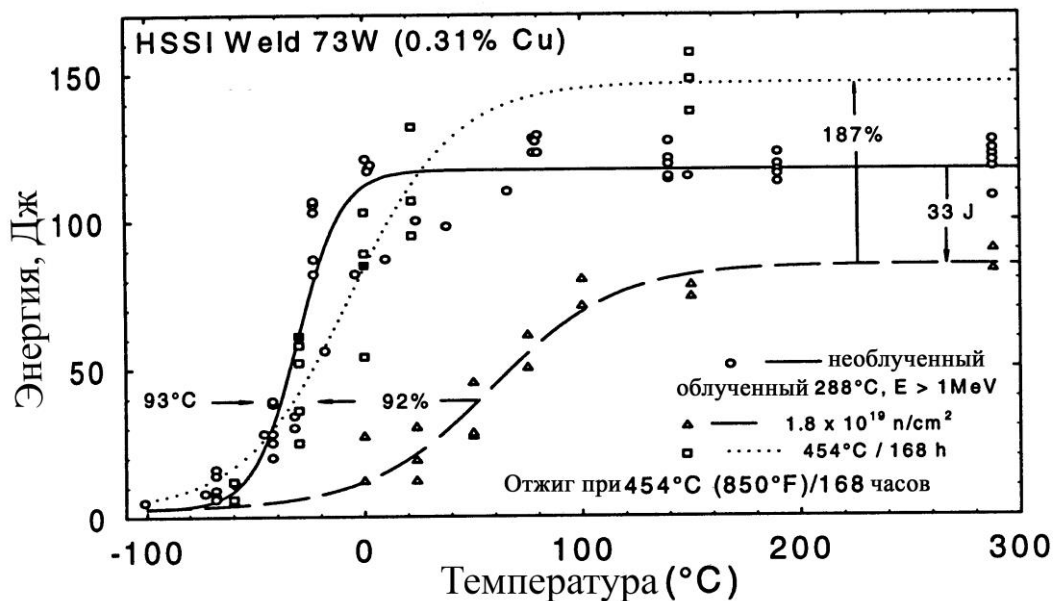


Рисунок 2. Результаты испытаний на ударный изгиб облученных и необлученных образцов Шарпи с V-надрезом, подвергнутых отжигу при температуре 454°C в течении 168 часов

Результаты отжига на материалах реакторов в США показали, что отжиг при 454 ° C привел к полному восстановлению USE, и 75% или более восстановлению температуры перехода ТТ Шарпи на энергетическом уровне 41 J. Отжиг при 343 ° C обеспечил значительно меньшую выгоду.

В отчете EPI TR-106001, декабрь 1995 года, опубликованы результаты некоторых исследований радиационного охрупчивания и повторного отжига. Отжиг при 454 ° C привел к восстановлению 80-100% температуры перехода и 100% восстановление USE. Отжиг при 343 ° C привел к примерно 40% восстановлению температуры перехода.

Поэтому температуру 454°C считают оптимальной «сухой» температурой отжига.

Восстановление механических характеристик зависит от:

- Разности температур облучения и термического отжига;
- Времени отжига;
- Химического состава материалов;
- Степени радиационных повреждений материала.

Выбор температуры отжига требует некоторых компромиссов: более высокие температуры (и более длительные периоды отжига) обеспечивают лучшее восстановление вязкости разрушения и прочностных свойств при растяжении, но могут стимулировать термическое старение. Однако высокие температуры также создают большие инженерные

проблемы, чтобы гарантировать, что операция отжига не повреждает сосуд, опоры, трубопроводы охлаждающей жидкости, опоры для труб, соседние бетон, изоляцию и т. д.

В настоящее время выделяют два основных типа отжига: влажный и сухой.

Влажный отжиг проводят при температурах $<650^{\circ}\text{F}$ (343°C). Охлаждающая вода реактора обычно нагревается насосами. Данный метод не столь сложный с инженерной точки зрения, поскольку температура первичной воды контролируется нагревом насоса до расчетной температуры емкости 343°C . Поскольку нормальная рабочая температура многих коммерческих PWR в США составляет приблизительно 288°C , то влажный отжиг является лишь частично эффективным, так как температурный перепад между нормальной рабочей температурой и температурой отжига 343°C недостаточно высок для получения значительных механических регенерационных свойств. Влажный отжиг не является практическим решением для текущих действующих реакторов PWR.

Сухие отжики проводят при более высоких температурах, чем влажные. В данном случае нагревается не вода, как при влажном отжиге, а воздух внутри реактора. Для нагрева используют электрический нагревательный источник. Сухой отжиг требует удаления основных внутренних структур и первичной воды, так что источник радиационного нагрева может быть вставлен вблизи стенки сосуда, чтобы локально нагревать зону охрупченной зоны реактора. Однако, при проведении данной процедуры важно провести соответствующие расчеты, чтобы гарантировать, что другие участки реакторной установки (например, бетон, или трубопроводы) не были повреждены высокими температурами. [4]

Как и механизмы разрушения облучением, которые вызывают охрупчивание материалов реактора, механизмы термического отжига, которые приводят к восстановлению прочности материала, являются довольно сложными. При облучении материала с медными примесями образуются богатые медью осадки диаметром около 1-2 нм и различные формы разрушения матрицы (например, дислокационные петли). Обработка термическим отжигом растворяет большинство малых кластеров и комплексов дефектов, вызванных облучением, но растворение медных образований фактически приводит к увеличению их размера до 3 - 5 нм.

По имеющимся данным рассеяния нейтронов с малым углом (SANS) и атомно-зондовой томографии (APT) по облучению / отжигу / переоблучению медносодержащих материалов можно сделать заключение:

- В облученном состоянии наблюдалась высокая плотность сверхтонких осадков, обогащенных Cu, Mn, Ni и Si (рисунок 3).

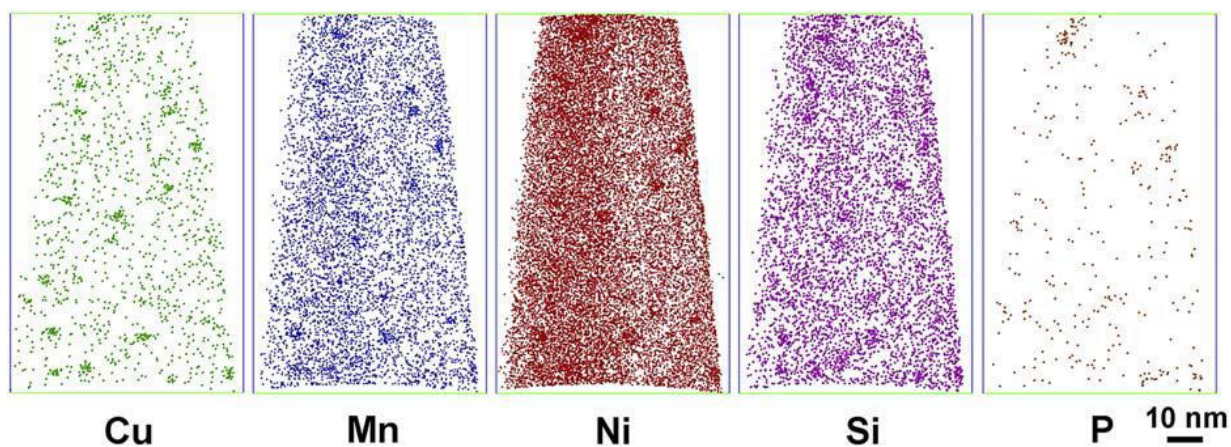


Рисунок 3. Атомно-зондовая томография облученного материала

- В условиях облучения с последующим отжигом плотность и число обогащенных Cu осадков уменьшилась более чем на порядок, и их размер (радиус) значительно увеличился.

- В условиях облучения, последующего отжига и повторного облучения наблюдалась высокая плотность сверхтонких осадков, обогащенных Cu, Mn, Ni и Si, что очень похоже

на облученное состояние. Кроме того, было обнаружено растворенное растворение Cu, Ni, Mn, Si и P в дислокациях. [5]

Литература

1. Шрахта, П. Отжиг корпуса реактора ВВЭР-440 / П. Шрахта // IAEA publications [Электронный ресурс]. – 2004. – Режим доступа: http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/29/018/29018579.pdf. – Дата доступа: 05.04.2017.
2. Зборщик, А.М. Новые материалы в металлургии / А.М. Зборщик. - Донецк: ГБУЗ «ДонНТУ», 2008. – 253 с.
3. Gelles, D.S. Effects of Radiation on Materials: 17th International Symposium / D.S. Gelles // Google Books [Electronic resource]. – West Conshohocken, 1996. – Mode of access: <https://books.google.by/books?id=LyahDj2GyW0C&pg=PA287&lpg=PA287&dq=HSSI+weld+73W&source=bl&ots=8uMCbZBSeI&sig=kWDpcdV7bRd34GHXkee9DPSibYI&hl=ru&sa=X&ved=0ahUKEwjTuNXzoJrTAhUJS5oKHZ9wDyYQ6AEIGDAA#v=onepage&q=HSSI%20weld%2073W&f=false>. – Date of access: 05.04.2017.
4. Server, W. Thermal annealing of reactor pressure vessels is a needed mitigation option / W. Server // IAEA publications [Electronic resource]. – Vienna, 2013. – Mode of access: https://www.iaea.org/NuclearPower/Downloadable/Meetings/2013/2013-11-05-11-08-TM-NPE/38.Server_USA.pdf. – Date of access: 05.04.2017.
5. Патент РФ № 99115486/02, 13.07.1999. Сталь для корпусов атомных реакторов повышенной надежности и ресурса // Патент России № 2166559. 2001. Бюл. № 33. / Горынин И.В., Карзов Г.П., Филимонов Г.Н. [и др.].

УДК 621.039

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРИМЕСИ ГАФНИЯ В ЦИРКОНИИ ОБОЛОЧЕК ТВЭЛОВ ВВЭР НА КОЭФФИЦИЕНТ РАЗМНОЖЕНИЯ НЕЙТРОНОВ

Стрижёва Е.М.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Сорокин В.В.

Потребление энергии в мире растет намного быстрее, чем ее производство, а промышленное использование новых перспективных технологий в энергетике по объективным причинам начнется не ранее 2030 года. Все острее встает проблема нехватки ископаемых энергоресурсов. Возможности строительства новых гидроэлектростанций тоже весьма ограничены. Не стоит забывать и о борьбе с парниковым эффектом, накладывающей ограничения на сжигание нефти, газа и угля на тепловых электростанциях.

Обеспокоенность по поводу доступа к энергетическим ресурсам, изменения климата, качества воздуха и энергетической безопасности обуславливает важную роль ядерной энергетики в обеспечении энергоснабжения в XXI веке. В настоящее время в 31 стране мира находится в эксплуатации 449 ядерных энергетических реакторов. На них приходится приблизительно 11% мирового производства электроэнергии (по состоянию на 12 октября 2016 года). Ядерная энергетика отличается низкими уровнями выбросов углерода и обеспечивает надёжное, экологически безопасное и недорогое производство электроэнергии.

Реакторы ВВЭР являются самым распространенным типом реакторов в мире. Самое главное преимущество ВВЭР перед другими типами — большая безопасность, значение которого полностью осознали, к сожалению, лишь после Чернобыльской катастрофы, хотя это было известно давно.

Одной из многих мер по обеспечению безопасности АЭС с реакторами ВВЭР является глубоко эшелонированная защита. Стратегия глубоко эшелонированной защиты опирается на последовательные уровни защиты и включает ряд физических барьеров на пути выхода радиоактивных веществ или излучений во внешнюю среду.

Радиоактивные вещества образуются, как известно, в топливе в результате реакции деления и в первом контуре в результате активации теплоносителя и продуктов коррозии. На пути распространения осколков деления при их потенциально возможном выходе из топливной композиции в окружающую среду в современных реакторах имеется, как правило, четыре барьера:

- 1) топливная матрица,
- 2) оболочка ТВЭЛа,
- 3) герметичная граница контура теплоносителя,
- 4) защитная оболочка (контейнмент).

Хорошая герметичность оболочки ТВЭЛОВ необходима для исключения попадания продуктов деления топлива в теплоноситель, что может повлечь распространение радиоактивных элементов в первый контур охлаждения реактора. Контроль герметичности оболочек на работающем реакторе производится по уровню этих элементов в первом контуре реактора. Также химическая реакция урана, плутония и их соединений с теплоносителем может повлечь деформацию ТВЭЛа и другие нежелательные последствия. Также для эффективной работы необходимо минимизировать взаимодействие оболочки с нейтронным потоком (во избежание потери нейтронов). При выборе материала оболочек ТВЭЛОВ очень важно, чтобы он обладал малым сечением захвата нейтронов, хорошей теплопроводностью, прочностью в нормальных условиях эксплуатации.

По совокупности своих ядерных, физических и технологических свойств цирконий является одним из лучших материалов оболочек ТВЭЛОВ, охлаждаемых водой, паром и пароводяной смесью до 300—350 °С.

У чистого металлического циркония сечение захвата тепловых нейтронов равно 0,18 барнам. В земной коре цирконию всегда сопутствует гафний. В циркониевых рудах, например, его содержание обычно составляет от 0,5 до 2,0%. Химический аналог циркония (в менделеевской таблице гафний стоит непосредственно под цирконием) захватывает тепловые нейтроны в 500 раз интенсивнее циркония. Даже незначительные примеси гафния сильно сказываются на ходе реакции. Например, 1,5%-ная примесь гафния в 20 раз повышает сечение захвата циркония, что сказывается на коэффициенте размножения нейтронов, а, следовательно, и на длительности работы загрузки топлива.

Перед техникой встала проблема — полностью разделить цирконий и гафний. Если индивидуальные свойства обоих металлов весьма привлекательны, то их совместное присутствие делает материал абсолютно непригодным для атомной техники.

Проблема разделения гафния и циркония оказалась очень сложной — химические свойства их почти одинаковы из-за чрезвычайного сходства в строении атомов. Для их разделения применяют сложную многоступенчатую очистку: ионный обмен, многократное осаждение, экстракцию. Все эти операции значительно удорожают цирконий, а он и без того дорог. Проблема экономичного разделения циркония и гафния еще ждет своего решения.

Однако при продлении кампании реактора хотя бы на один день речь может пойти об экономии суммы более одного миллиона долларов. Чтобы найти какое-то экономическое равновесие между затратами на очистку циркония от гафния и прибылью от продления работы загрузки топлива, необходимо оценить влияние примеси гафния в цирконии на долговечность кампании ВВЭР.

В реакторах ВВЭР-1000 и ВВЭР-1200 оболочки ТВЭЛов выполнены из сплава Э-110. Современные требования допускают содержание гафния в данном сплаве не более 100 ppm (0,01%). Содержание ниобия — в среднем 1%.

Оценим зависимость коэффициента размножения нейтронов в бесконечной среде от процентного содержания гафния в сплаве циркония.

Коэффициент размножения нейтронов — это отношение числа нейтронов последующего поколения к их числу в предыдущем поколении во всём объёме активной зоны. Основными причинами потери нейтронов являются их поглощение в активной зоне и уход нейтронов за пределы АЗ. Отсутствие утечки означает бесконечно большой объём вещества, а соответствующий ему коэффициент размножения называется коэффициентом размножения в бесконечной среде.

Для определения k_{∞} используем программу ТВС-М. Программа ТВС-М является основной ячеечной программой, используемой для проектных и эксплуатационных расчётов реакторов ВВЭР. Программа создана в РНЦ им. Курчатова. Для двумерного расчёта ТВС в ней применяется комбинация метода ВПС (вероятности первых столкновений) и диффузионного метода. Расчёт сечений основан на использовании банка данных программы MCURFFI/A и программ семейства MCU: CROSS и ТЕРМАК. Учёт резонансного поглощения ведётся с помощью ультратонкого группового приближения.

В программе ТВС-М используется максимально точная (и соответственно максимально сложная) модель расчета пространственно-энергетического распределения нейтронов в отдельной ячейке. Результаты такого расчета применяются затем в расчете кассеты. Программа ТВС-М позволяет проводить расчет однородных топливных решеток с минимальными приближениями. Это обеспечивается благодаря современному уровню библиотеки ядерных данных программы и использованию расчетных методик высокой точности.

Пространственный расчет распределения нейтронов выполняется посредством разбиения ячейки по радиусу на произвольное число геометрических зон и использования метода вероятностей прохождения. Этот метод основан на расчете вероятностей вылета из зоны, пролета через зону и первого столкновения в зоне для падающего на границу зоны нейтрона. Угловое распределение падающих нейтронов описывается в РЗ-приближении. Рассчитываются также вероятности нейтрону, рожденному в зоне с однородным и

изотропным распределением, испытать в ней первое столкновение или выйти из зоны. Таким образом, все вероятности зависят только от параметров данной кольцевой зоны ячейки. В расчете для прилегающей к границе ячейки зоны учитывается реальная форма границы. Эти вероятности позволяют определить обычные вероятности первых столкновений, т.е. вероятности пространственных переходов между зонами ячейки, и с их помощью рассчитать пространственное распределение нейтронов. Поскольку все вероятности зависят только от двух параметров: оптической толщины зоны и соотношения её радиусов, они определяются посредством интерполяции заранее насчитанных по отдельной программе значений. Методика определения вероятностей отдельных зон пригодна для любой конкретной геометрии и является достаточно быстродействующей.

Разбиение на зоны позволяет, в частности, учитывать влияние распределения температуры топлива по радиусу топливной таблетки на сечения резонансных нуклидов и спектр нейтронов в резонансной области энергий.

В области энергий замедляющихся нейтронов $10,5 \text{ МэВ} > E > 4,65 \text{ кэВ}$ (группы 1-12) в каждой группе производится детальный внутригрупповой расчет спектра нейтронов. При этом группа разбивается на произвольное число одинаковых по логарифму интервалов, и затем расчет выполняется в каждой точке разбиения группы.

Таблица 1 – Результаты вычислений программы ТВС-М

Примесь гафния в цирконии, %	k_{∞}
0,0100	1,42527
0,0080	1,425497
0,0060	1,425726
0,0040	1,425957
0,0020	1,426189
0,0010	1,426303
0,0008	1,426325
0,0006	1,426347
0,0004	1,426371
0,0002	1,426395
0,0001	1,426407

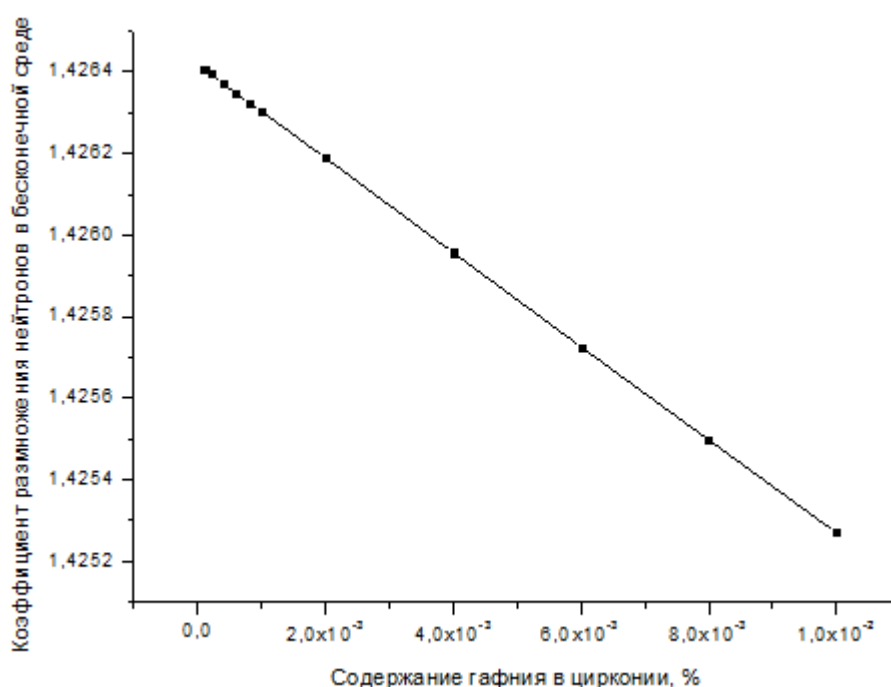


Рисунок 1. Зависимость коэффициента размножения нейтронов в бесконечной среде от процента примеси гафния в цирконии

Зависимость коэффициента размножения от содержания гафния носит линейный характер и может быть описана формулой:

$$k_{\infty} = -0,114925x + 1,426417,$$

где x – содержание гафния, %.

Из результатов вычисления программы видно, что при содержании 0,01% гафния в цирконии $k_{\infty} = 1,42527$, а для 0,001% $k_{\infty} = 1,426303$. То есть, при уменьшении содержания гафния в 10 раз, k_{∞} увеличилась на 0,001003. В ядерном реакторе ВВЭР такая прибавка может привести к увеличению продолжительности кампании на срок не менее одних суток.

В дальнейшем планируется рассчитать длительность кампаний реактора при разных k_{∞} и узнать, повлияет ли изменение содержания гафния в цирконии на их долговечность.

Литература

1. Марков Ю.В., Сидоренко В.А. Введение в разработки и обоснования технических характеристик и безопасности эксплуатации реакторных установок типа ВВЭР. – М.: НИЦ «Курчатовский институт», 2013. – 176с.: 45 илл.
2. А. О. Бородин, Б. Н. Оныкий, А. Г. Ананьева: Роль ядерной энергетики в современном мире. Безопасность и стоимость. // Вестник «ЮНИДО в России» [Электронный ресурс]. – 2004. - №4. – Режим доступа: http://www.unido-russia.ru/archive/num4/art4_18/. – Дата доступа: 16.04.2017.
3. Цирконий и его сплавы - Тепловыделяющие элементы ядерных реакторов. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://leg.co.ua/arhiv/generaciya/teplovydelyayuschie-elementy-yadernyh-reaktorov-28.html>. – Дата доступа: 16.04.2017.

УДК 62-503.57

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РОБАСТНОГО УПРАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Струй Е.В.

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

Достижение высокого качества функционирования многих важнейших контуров регулирования объектов теплоэнергетики является актуальной задачей. Исследования настройки систем автоматического регулирования (САР), вызванные, с одной стороны, новыми возможностями современной контроллерной техники, а с другой - повышенными требованиями к надежности и эффективности, дали поразительные результаты.

Рассмотрены два подхода к достижению необходимого запаса устойчивости систем регулирования инерционных объектов в условиях изменения режима работы технологического оборудования. Предложены их структурные решения, приведены методики настройки.

Путем объединения нескольких подходов к синтезу систем регулирования можно получить метод проектирования, который эффективен в довольно широком диапазоне неопределенностей типичных для инерционных ОУ теплоэнергетики и обеспечивает достаточную робастность за счет небольшого, легко оцениваемого снижения качества функционирования. Также важны простота применения и оценка качества функционирования с помощью прямого, а лучше нескольких прямых показателей качества функционирования.

Для решения поставленной задачи рассматривается возможность применения ИМС(Integral Model Control)-Н_∞-регулятора, но с использованием прямых показателей качества функционирования. Далее для нахождения компромисса между требуемым качеством функционирования и робастностью предложена методика использования динамической коррекции и выполнено сравнение предлагаемых подходов. [1]

$$W_{об}(p) = \frac{K_o e^{-\tau p}}{(T_1 p + 1)(\sigma p + 1)}, \quad (1)$$

где K_o – коэффициент передачи объекта,

T_1 и σ – постоянные времени,

τ – запаздывание.

Передаточная функция ПИД-регулятора:

$$W_p(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_{ин} p} + \frac{T_d p}{T_{ф} p + 1} \right), \quad (2)$$

где K_p – коэффициент передачи регулятора,

$T_{ин}$ – время интегрирования регулятора,

T_d – время дифференцирования регулятора,

$T_{ф}$ – временная постоянная фильтра.

Для сравнительного анализа изложенных методов выбран инерционный контур регулирования соотношения вода-топливо пылеугольного энергоблока 300 МВт. Идентификация объекта управления проведена с помощью активных экспериментов. За основу взят объект регулирования второго порядка с запаздыванием [1]:

$$W_{об}(p) = \frac{2,3 \cdot e^{-10p}}{(98p + 1)(49p + 1)}. \quad (3)$$

Используя параметры динамической настройки ПИД-регулятора [таблица 1, 1] запишем передаточную функцию регулятора, оптимизированные по методам Киевского политехнического института (КПИ)[1]:

$$W_p(p) = 1,4 \left(1 + \frac{1}{110p} + \frac{27,5p}{3,44p + 1} \right). \quad (4)$$

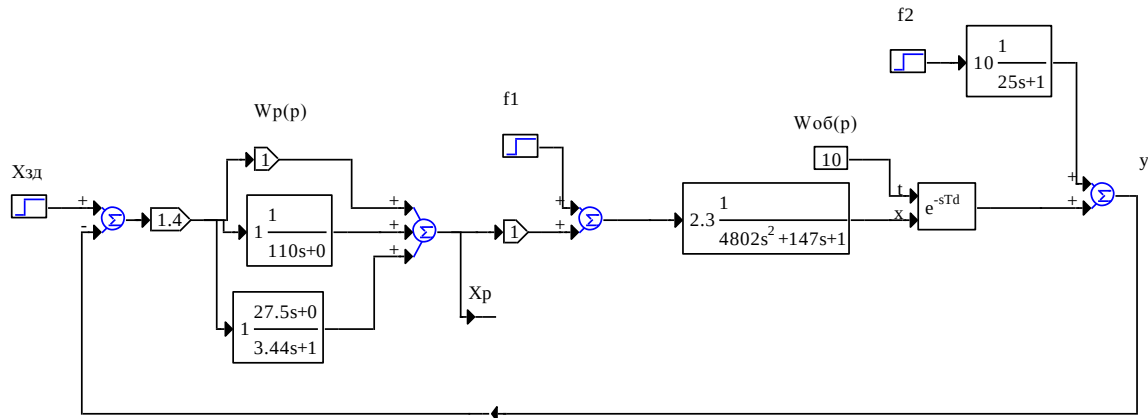


Рисунок 1. Структурная схема САР №1 КПИ, где $x_{зд}$ – заданное воздействие, x_p – регулирующее воздействие, f_1 – внутреннего возмущения, f_2 – крайнего внешнего возмущения, y – основная регулируемая величина

Структурная схема САР, сформированная на базе экспресс-методов структурно-параметрической оптимизации БНТУ[2], приведена на рисунке 2.

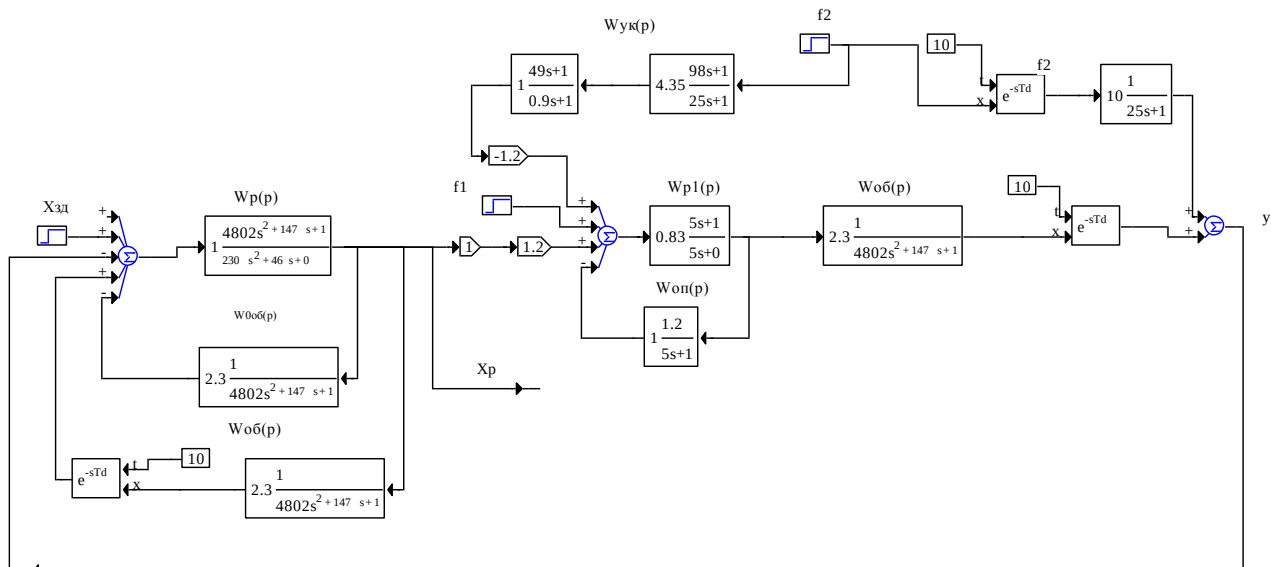


Рисунок 2. Структурная схема САР №2 БНТУ их базе передаточной функции оптимального регулятора[2] и линейного упредителя Смита, где $x_{зд}$ – заданное воздействие, x_p – регулирующее оздействие, f_1 – внутреннего возмущения, f_2 – крайнего внешнего возмущения, y – основная регулируемая величина

Передаточная функция объекта регулирования без запаздывания:

$$W_{об}^o(p) = \frac{K_0}{(Tp + 1)(\sigma p + 1)} = \frac{2,3}{(98p + 1)(49p + 1)}. \quad (5)$$

Передаточная функция оптимального регулятора Кулакова:

$$W_p^{opt}(p) = [W_{об}^o(p)]^{-1} \cdot W_{зд}^{PC(n=2)}(p) = \frac{(98p + 1)(49p + 1)}{2,3 \cdot 2T_{зд1} \left(\frac{T_{зд1}}{2} p + 1 \right)}, \quad (6)$$

где $T_{зд} = \gamma \cdot \tau$,

$\gamma = (0,618; 0,382; 0,09)$,

$T_{зд1}^{opt} = 6,18$.

Устройство компенсации крайнего внешнего возмущения:

$$W_{ук}^{f2 экв}(p) = \frac{(98p + 1)(49p + 1)}{k_0(25p + 1)(T_{зд2}p + 1)}$$

где $T_{зд2} = \gamma\tau$,
 $T_{зд2}^{opt} = 0,9$.

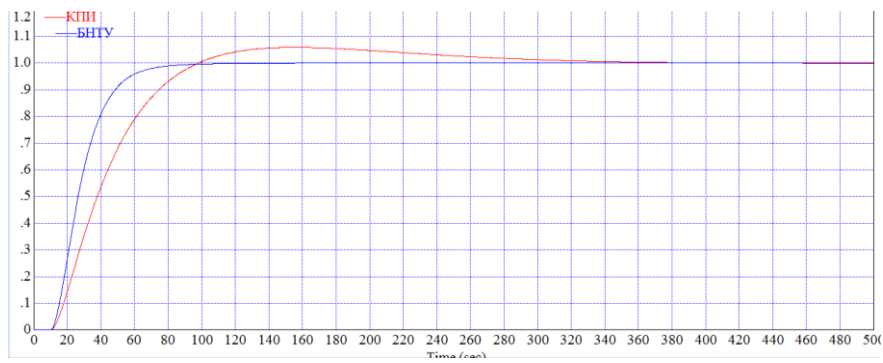


Рисунок 3. Регулируемая величина при отработке скачка задания $x_{зд}$

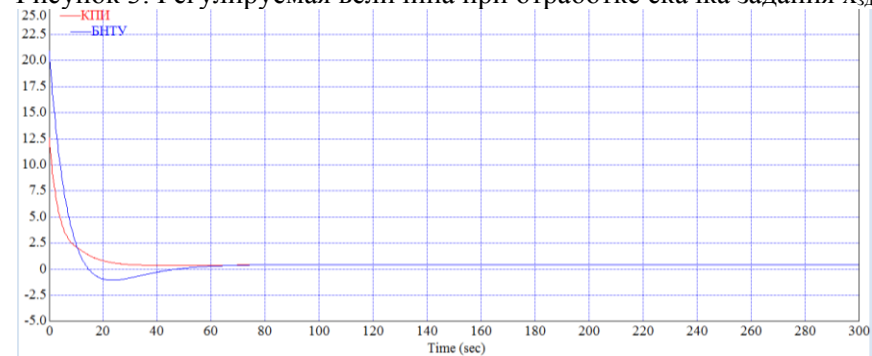


Рисунок 4. Регулирующее воздействие при отработке скачка задания $x_{зд}$

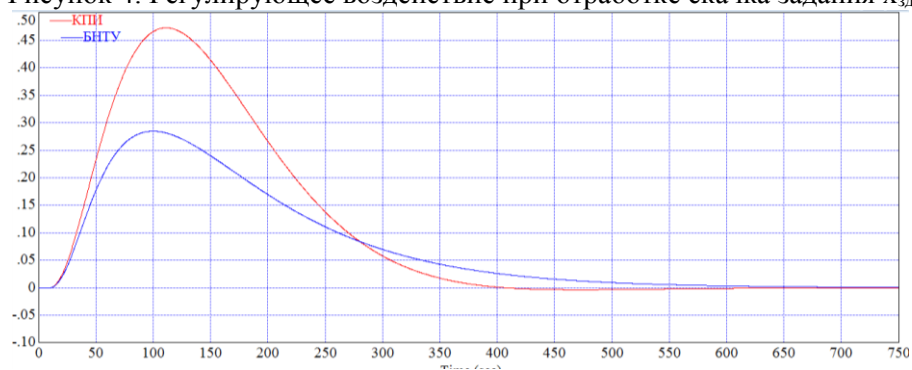


Рисунок 5. Регулируемая величина при отработке внутреннего возмущения $f1$

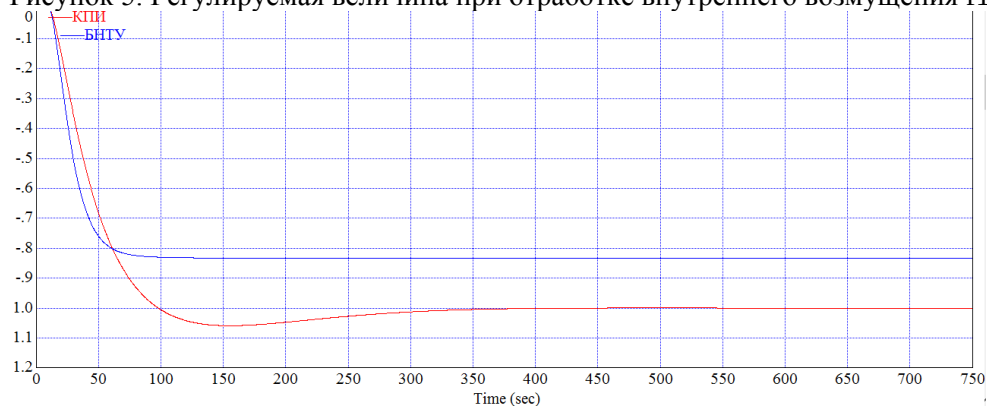
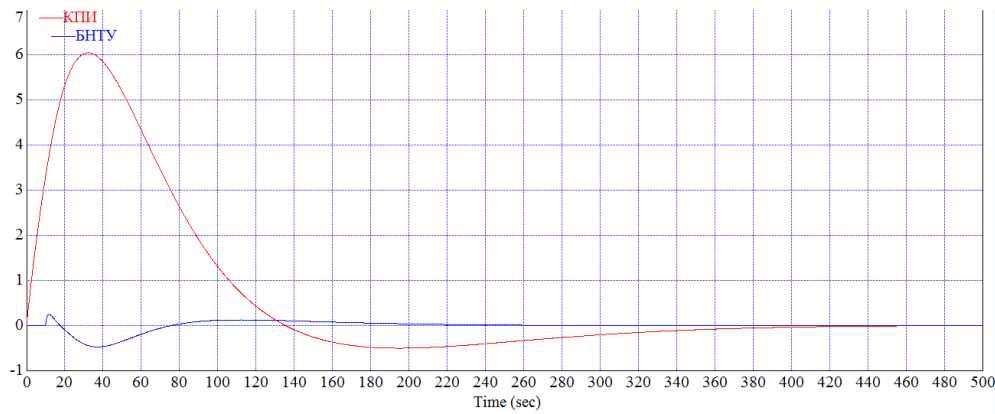
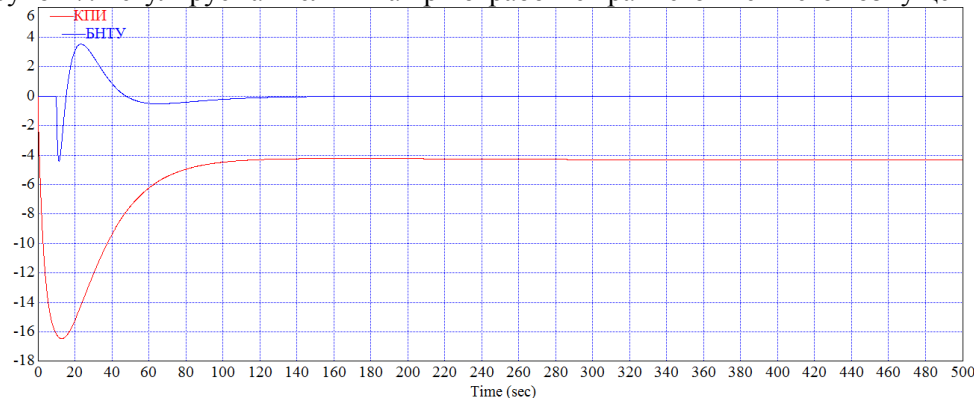


Рисунок 6. Регулирующее воздействие при отработке внутреннего возмущения $f1$

Рисунок 7. Регулируемая величина при отработке крайнего внешнего возмущения f_2 Рисунок 8. Регулирующее воздействие при отработке крайнего внешнего возмущения f_2

В результате анализа методов КПИ и БНТУ видно:

- при отработке задания время регулирования в методе БНТУ в 3 раза меньше, чем в КПИ;
- при отработке внутреннего воздействия динамическая ошибка регулирования БНТУ уменьшается на 74%;
- при отработке внешнего возмущения время регулирования БНТУ уменьшается в 2,5 раза, динамическая ошибка регулирования в 11 раз по сравнению с методом КПИ.

Литература

1. Ковриго, Ю. М. Обеспечение робастного управления в системах регулирования инерционных теплоэнергетических объектов [Текст] / Ю. М. Ковриго, Т. Г. Баган, А. С. Бунке // Теплоэнергетика. 2014. № 3. с. 9-14.
2. Кулаков Г.Т. Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами/ под редакцией Г.Т. Кулакова – Минск: Высшая школа, 2017, 240 с.

УДК 621.3

АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ЗДАНИЙ ПРИ ЭЛЕВАТОРНОМ ПРИСОЕДИНЕНИИ

Таранчук А.С.

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

На современном этапе в системах централизованного теплоснабжения наблюдается быстропротекающее повышение гидравлического сопротивления отопительных систем зданий, что в итоге приводит к невозможности нормального обеспечения теплом и созданию расчётного гидравлического режима.

Выполнении наладочных работ показывает, что гидравлическое сопротивление отопительных систем зданий, построенных 20-30 лет назад оказывается меньше, чем у зданий, построенных 5-10 лет назад. Одной из причин, объясняющих эту ситуацию, является то, что ранее минимальными в системах отопления принимались трубы с условным диаметром 25 мм, а в последние годы стали использовать трубы с условным диаметром 15 мм.

Применение стальных труб в системах отопления как правило вызывает интенсивную кислородную коррозию (в летний период как правило системы опорожнены, а в отопительный период при напоре в обратной линии теплосети ниже высоты здания происходит проникновение воздуха в отопительную систему через неплотности арматуры, так называемое «завоздушивание»).

Кислородная коррозия приводит к отложениям на внутренней поверхности стояков систем отопления окислов двух и трёхвалентного железа. Интересно отметить, что если разрезать по образующей часть стояка системы отопления условным диаметром 15 мм или условным диаметром 20 мм, то можно увидеть, что отложения имеют волнообразный характер, с шагом 80-120 мм. Чем больше диаметр трубы, тем больше шаг.

Анализ вырезок стояков зданий, отработавших более 30 лет, показывает, что проходное сечение почти отсутствует. Измерения потерь напора в таких отопительных системах показывают, как правило, более 5-10 метров водяного столба.

С точки зрения надёжности и обеспеченности теплоснабжения необходимо определить величину гидравлического сопротивления отопительной системы здания. В случае элеваторного присоединения максимальная величина потери напора в отопительной системе 3 метра водяного столба. Это напор, который может создать элеватор.

То есть, если сопротивление системы велико, то элеватор сможет создать лишь меньший необходимого напор, а это приводит к уменьшению расхода воды через отопительную систему и к ухудшению теплоснабжения.

При разработке гидравлического режима необходимо знание действительных гидравлических сопротивлений отопительных систем, так как для зданий с завышенным сопротивлением с помощью элеваторов невозможно обеспечить расчётный коэффициент смещения и на практике приходится либо применять дополнительные мероприятия, либо идти на уменьшение коэффициента смещения, рассчитывая сопла на большие диаметры. Иначе на практике любыми способами сопла будут рассверлены, что приводит к отклонениям фактических располагаемых напоров от расчётных или «разрегуливке» остальных потребителей.

Для зданий с повышенным гидравлическим сопротивлением наилучший вариант – замена системы отопления. В качестве временной меры хорошие результаты даёт установка на обратной линии отопительной системы насоса. В этом случае насос как бы компенсирует завышенное сопротивление отопительной системы и элеватор начинает работать нормально, как показывает опыт даже при располагаемом напоре на вводе менее 10 метров водяного столба.

Имеющиеся измерительные приборы: три термометра и три манометра позволяют при использовании расчётных формул выполнить анализ величины сопротивления отопительной системы и фактического теплопотребления.

Коэффициент смешения элеватора:

$$u = \frac{t_1^p - t_3^p}{t_3^p - t_2^p} \quad (1)$$

где t_1^p – расчетная температура сетевой воды в подающей линии, °C;

t_2^p – расчетная температура сетевой воды в обратной линии, °C;

t_3^p – расчетная температура в местной системе отопления, °C.

Расход сетевой воды через сопло элеватора:

$$G_p = \varphi_1 \cdot f_1 \cdot \rho_p \cdot \sqrt{2\Delta H \cdot g} \quad (2)$$

где φ_1 – коэффициент скорости сопла;

f_1 – выходное сечение сопла, м²;

ρ_p – плотность рабочей воды, кг/м³;

ΔH – потеря напора в рабочем сопле элеватора, м;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Сопротивление отопительной системы:

$$S = \frac{4,88997555 \cdot 10^{-11} \cdot \left[d_1^2 \cdot (88 \cdot n \cdot u^2 - 285 \cdot C \cdot u^2 - 570 \cdot C \cdot u - 285 \cdot C) + 250 \cdot d_3^2 \right]}{d_3^4 \cdot d_1^2 \cdot (1 + 2 \cdot u + u^2)} \quad (3)$$

где S – сопротивление отопительной системы, м·ч²/м⁶;

d_1 – диаметр сопла, м;

$$n = \frac{f_3}{f_3 - f_1};$$

f_3 – сечение цилиндрической камеры смешения, м²;

$$C = \frac{\varphi_1}{\varphi_3} - 0,5;$$

φ_3 – коэффициент скорости диффузора;

d_3 – диаметр цилиндрической камеры смешения, м².

Плотность воды:

$$\begin{aligned} \frac{10^3}{\rho} = & 114,332 \cdot \tau - 431,6382 + \frac{706,5474}{\tau} - \frac{641,9127}{\tau^2} + \frac{349,4417}{\tau^3} - \frac{113,8191}{\tau^4} + \frac{20,5199}{\tau^5} - \\ & - \frac{1,578507}{\tau^6} + \pi \cdot \left(-3,117072 + \frac{6,589303}{\tau} - \frac{5,210142}{\tau^2} + \frac{1,819096}{\tau^3} - \frac{0,2365448}{\tau^4} \right) + \\ & + \pi^2 \cdot \left(-6,417443 \cdot \tau + 19,84842 - \frac{24,00174}{\tau} + \frac{14,21655}{\tau^2} - \frac{4,13194}{\tau^3} + \frac{0,4721637}{\tau^4} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

где ρ – плотность воды, кг/м³;

$$\tau = (t + 273,15) / 647,14,$$

τ – приведённая температура воды;

t – температура воды, °C;

$$\pi = P / 22,064,$$

π – приведённое абсолютное давление;

P – абсолютное давление, Мпа.

Расход тепла:

$$Q = G \cdot c \cdot (t_1 - t_2) \quad (5)$$

где Q – расход тепла, ккал/ч;

G – расход сетевой воды, кг/ч;

$c=1$ – теплоёмкость воды, ккал/кг/°C;

t_1 – температура сетевой воды перед элеватором, °С;

t_2 – температура сетевой воды на выходе из системы отопления, °С.

Литература

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. Москва. Издательство МЭИ. 2001.
2. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. Москва. «Энергия». 1968.
3. Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Водяные системы теплоснабжения. Уравнения измерений тепловой энергии и количества теплоносителя. МИ 2412-97. Уравнения определения плотности и энтальпии воды.

УДК 662.613.5:661.98

СОВРЕМЕННЫЕ МАЛОТОКСИЧНЫЕ ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СЖИГАНИЯ ЖИДКИХ И ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ

Таранчук А.С.

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

Один из перспективных путей снижения выбросов оксидов азота (NO_x) при сжигании газа и мазута – создание горелок, конструкция которых позволяет подавлять образование NO_x непосредственно в процессе горения.

Горелки для сжигания природного газа и мазута

Для установки на паровых и водогрейных котлах малой и средней мощности разработана газомазутная горелка, обеспечивающая надёжную и экономичную работу котлов в диапазоне изменения нагрузок от 30 до 100 % номинальной (рисунок 1).

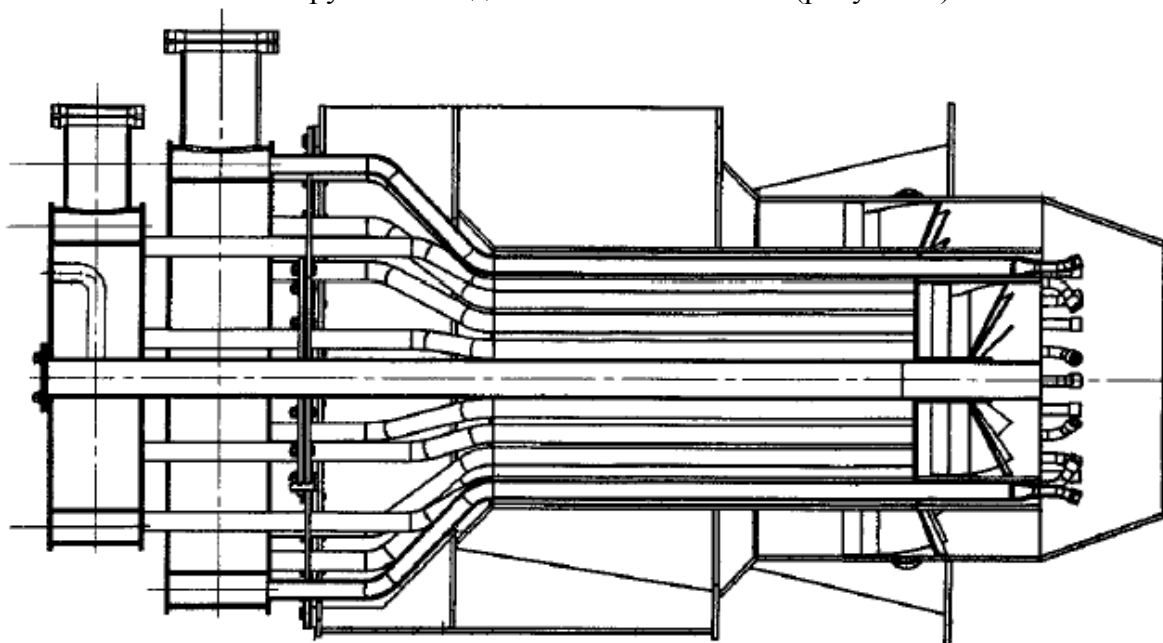


Рисунок 1. Газомазутная горелка ВТИ-ЗИО

Горелка выполнена двухканальной по воздуху. В центральном и периферийном каналах размещены аксиальные завихрители, с углом установки лопаток относительно оси потока 45 и 40° соответственно. По центральному каналу горелки подаётся треть общего расхода воздуха на горелку. В промежутке между каналами равномерно размещены газораздающие трубки. В горелке применена двухколлекторная раздача природного газа (малая газовая камера – центральный коллектор, большая газовая камера – периферийный коллектор). Предусмотрена возможность управления каждым потоком задвижками, установленными на подводящих газопроводах.

Из центрального коллектора в зону горения газ поступает по трубкам, концы которых загнуты к оси горелки в сторону центра, а из периферийного коллектора часть газа подаётся параллельно оси, а другая часть – под углом к оси горелки в поток воздуха периферийного канала. Горелка рассчитана на пропуск воздуха в смеси с дымовыми газами рециркуляции.

Испытания горелок номинальной производительностью 25 Гкал/ч на котле КВГМ-50, где они установлены в один ярус показали, что концентрация NO_x при сжигании газа не превышает 90 мг/м³ в пересчете на $\alpha = 1,4$ (при норме 125 мг/м³). Подача дымовых газов рециркуляции в горелки в смеси с общим воздухом ($10\div 11$ %) дополнительно снижает концентрацию NO_x ещё в 2 раза (до 40 мг/м³).

Наблюдается существенное снижение концентрации NO_x и при сжигании мазута: без ввода газов рециркуляции она составляет 230–240 мг/м³, с подачей газов рециркуляции – 180–190 мг/м³ (при нормативном значении 250 мг/м³ ($\alpha = 1,4$)).

Горелки аналогичной конструкции были установлены на котлах Е-160-3,9-440 ГМ. Топочная камера этого котла оборудована четырьмя газомазутными горелками, расположенными в два яруса на фронтальной стене и направленными вверх под углом 12° к горизонтальной оси, а также соплами вторичного дутья, расположенными соответственно на фронтальной и боковых стенах и предназначенными для организации ступенчатого сжигания.

Результаты испытаний показали, что при работе котла с номинальной нагрузкой приведённая концентрация оксидов азота в уходящих газах при ступенчатом сжигании и доле рециркуляции дымовых газов, равной примерно 16 %, составила на природном газе 64 мг/м³, при сжигании мазута марки М-100 – 240 мг/м³.

Применённые на котле технологические методы подавления выбросов оксидов азота (рециркуляция дымовых газов, ступенчатое сжигание) не привели к заметному повышению содержания бенз(а)пирена, концентрация которого в уходящих газах котла Е-160-3,9-440 ГМ при сжигании природного газа находилась в пределах 28–39 нг/м³, при сжигании мазута — 75–105 нг/м³ (при $\alpha = 1,4$). Сажистые частицы не превышали 2 по шкале Бахараха. Все показатели ниже требований ГОСТ.

Для котлов большой мощности были созданы так называемые комбинированные горелки (рисунок 2). В них одновременно используются эффект, создаваемый газами рециркуляции, и эффект ступенчатости горения, так как кольцевой поток инертных газов отделяет на начальном участке факела наружный поток воздуха от внутреннего, который интенсивно смешивается с топливом и газами рециркуляции.

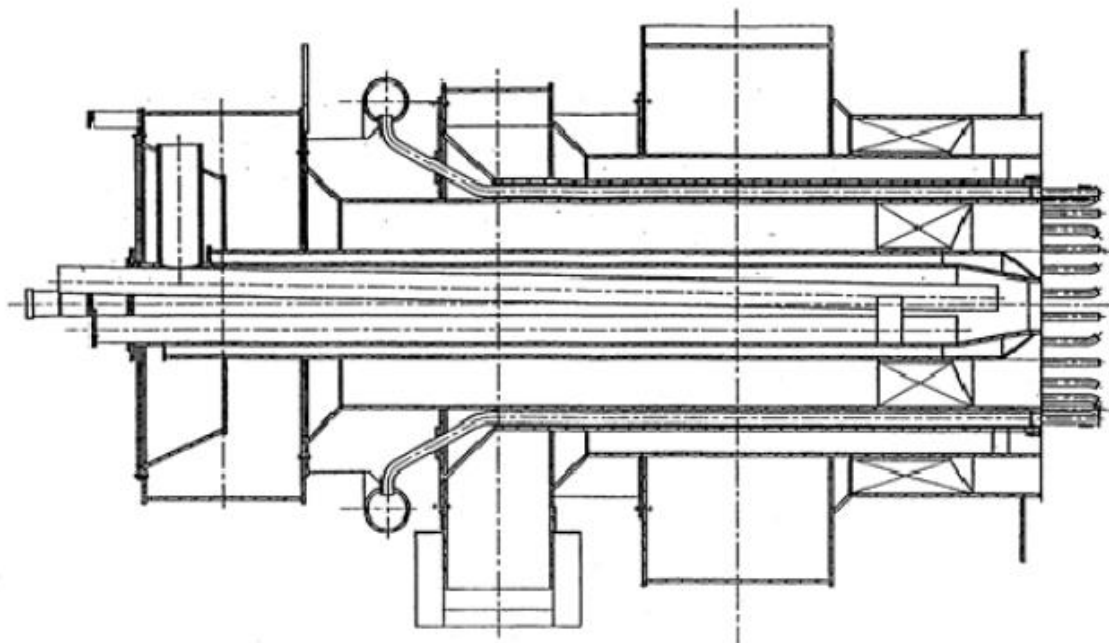


Рисунок 2. Комбинированная газомазутная горелка ВТИ-ТКЗ

Горелка выполнена с индивидуальными подводами воздуха и газов рециркуляции. Природный газ в горелку подводится по двойной схеме: в центральную часть – по кольцевому каналу через конический насадок с отверстиями и в среднюю часть – через входной коллектор в газораздающие трубки, концы которых загнуты под разным углом к оси горелки. Газовые трубки находятся в канале, расположенном между внутренним воздушным каналом и каналом газов рециркуляции. В центральную часть поступает 30% газа, в среднюю часть – 70%. В горелке предусмотрена возможность управления каждым потоком с помощью задвижек, установленных на подводящих газопроводах.

Газы рециркуляции поступают прямококом через канал, расположенный между каналами газораздающих трубок и периферийного воздуха. Воздух в горелку подаётся по трём каналам: центральному, среднему и периферийному. По центральному каналу воздух поступает прямококом. Во внутреннем и периферийном каналах потоки закручиваются аксиальными лопаточными аппаратами, лопатки в которых установлены под углом к оси потока соответственно 45 и 40°.

Комбинированные горелки испытаны на котлах ТГМП-314 ТЭЦ-23, номинальной паропроизводительностью 980 т/ч. В топке котла на фронтальной и задней стенах встречно, в два яруса установлены 16 горелок. Дополнительно на котле для снижения выбросов NO_x организовано ступенчатое сжигание топлива за счёт подачи 30–35% воздуха через 16 сопел вторичного дутья, расположенных встречно на фронтальной и задней стенах топки.

За счёт использования разработанных горелок, а также дополнительных средств подавления образования оксидов азота (рециркуляция дымовых газов в количестве 6–8% и двухступенчатое сжигание с долей воздуха 32%,) удалось добиться приведённой концентрации оксидов азота в уходящих газах котла менее 100 мг/м³ в пересчёте на $\alpha = 1,4$.

Также проведены испытания по проверке работы горелки на мазуте, которые показали, что, как и при сжигании природного газа, горелочные устройства при сжигании мазута без применения средств подавления генерируют в 2,5–3 раза меньше оксидов азота, чем горелки других конструкций, установленные на аналогичных котлах.

При подаче в сопла вторичного дутья 7–8 % воздуха, необходимого для горения, приведённая концентрация оксидов азота на нагрузке, близкой к номинальной, составляет примерно 410 мг/м³. При вводе газов рециркуляции (порядка 14%) приведённая концентрация NO_x снижается до 216 мг/м³.

В эксплуатационных режимах содержание бенз(а)пирена в уходящих газах котла не превышало при сжигании газа - 63 нг/м³, при сжигании мазута и смеси топлив - 80 нг/м³. Сажевое число Бахараха было также ниже нормативных требований.

Горелки для нестандартных газообразных топлив

Для котлов ГМ-50-1 были разработаны специальные горелки для сжигания газообразных отходов нефтепереработки.

Существующие горелки этих котлов были ориентированы на сжигание в основном мазута, и к тому же, не отвечали современным экологическим требованиям по снижению образования вредных выбросов, в первую очередь, оксидов азота. Замена на стандартные горелки, используемые на энергетических газомазутных котлах, невозможна, поскольку эти горелки не рассчитаны на сжигание легких водородосодержащих газов нефтепереработки (до 70% водорода в газе). Основные трудности применения такого топлива как газообразные отходы нефтепереработки связаны с проблемами раздачи и распределения топлива и окислителя в начальном сечении факела.

Принцип разработанной в ВТИ горелки заключается в формировании вихревой центральной зоны начального участка факела, с некоторым переобогащением по топливу (с избытком воздуха $\alpha < 1,0$), обеспечивающей надежное и устойчивое воспламенение и горение газообразных отходов нефтепереработки и мазута (рисунок 3).

Сжигание основной части топлива осуществляется за счет последовательного смешения продуктов горения топлива с периферийным прямоточным потоком воздуха. Раздача топливного газа от коллекторов до места ввода в воздушный поток, учитывая высокую скорость распределения пламени водородосодержащего газа, выполнена по отдельным трубкам со специальными выходными наконечниками из жаропрочной стали. Выходные участки газовых труб имеют различную ориентацию по отношению к воздушному потоку для достижения, заданного распределения полей концентраций газообразного топлива по сечению факела. Низкая токсичность горелки, связанная, прежде всего, с уменьшенным образованием оксидов азота, достигается за счет создания условий на начальном участке факела, замедляющих процесс генерации NO_x .

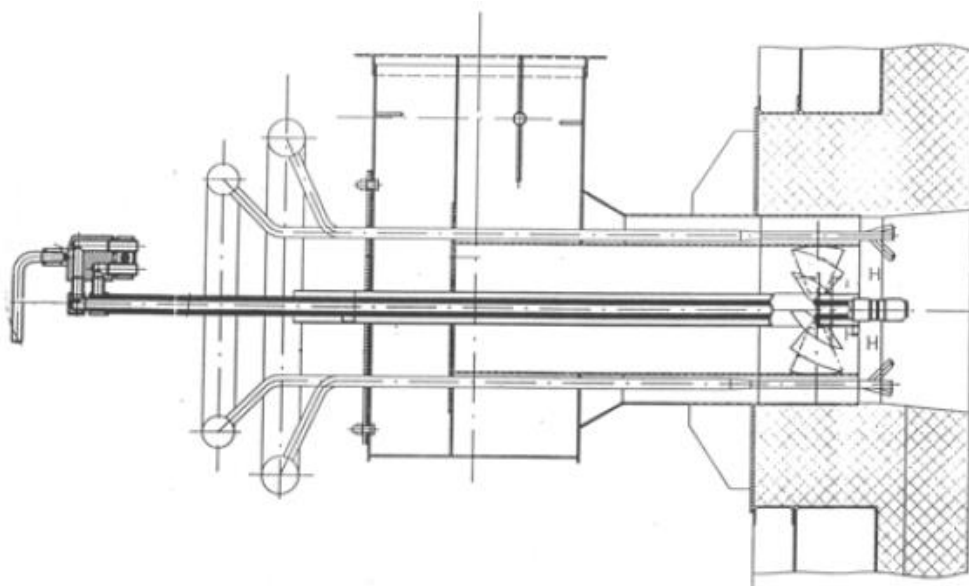


Рисунок 3. Горелка для сжигания побочных продуктов нефтепереработки

Опыты на котле ГМ-50-1 показали, что газообразные отходы нефтепереработки и газойль могут надежно сжигаться в одной горелке практически в любых соотношениях, а при организации двухступенчатого сжигания топлива путем подачи около 20-25 % воздуха, необходимого для горения, через специальные сопла, установленные на 2-2,5 м выше осей горелок, удалось обеспечить снижение выбросов токсичных оксидов азота в 1,5 – 2 раза.

Замещение мазута газообразными отходами нефтепереработки на котлах ГМ-50-1 позволило не только решить проблему с их утилизацией, но и в целом по ТЭЦ сократить выбросы оксидов серы, диоксида углерода («парниковых» газов) и канцерогенных веществ (прежде всего бенз(а)пирена).

Для термической утилизации газообразных продуктов сланцепереработки фирмой ENTEH Engineering AS разработано несколько типов горелок, позволяющих сжигать газ с теплотой сгорания от 2720 до 54470 кДж/м³.

Следует сказать, что в настоящее время освоены и успешно эксплуатируются две основные технологии переработки сланца – пиролиз крупнокускового сланца в газогенераторах, где теплоносителем является пиролизный газ (процесс KIVITER) и пиролиз мелкого сланца во вращающихся ретортах, где теплоносителем является горячая зола остатков пиролиза (процесс GALOTER). И в том, и в другом случае кроме основных продуктов пиролиза (сланцевое масло различных фракций) получают побочные газообразные продукты. Для процесса KIVITER - это низкокалорийный генераторный газ с теплотой сгорания 650 – 800 ккал/м³ (2720 – 3350 кДж/м³) и с содержанием основных компонентов – $H_2 = 5 - 7\%$, $CO = 5 - 7\%$, $CH_4 = 1 - 2\%$, $N_2 = 65 - 68\%$, $CO_2 = 16 - 18\%$, $H_2S = 0,3 - 0,5\%$, остальное составляют предельные и непредельные углеводороды. Важная особенность генераторного газа – наличие большого количества балласта в виде газообразного азота N_2 . Для процесса GALOTER – это высококалорийный газ, который называют ретортным или иногда полукоксовым. Низшая теплота сгорания ретортного газа, включая газовую и частично сконденсировавшуюся фазу высокомолекулярных углеводородных компонентов, достаточно высока и составляет 10500 – 13000 ккал/м³ (43900 – 54470 кДж/м³). Содержание основных компонентов газовой фазы меняется в пределах: $H_2 = 10 - 16\%$, $CO = 9 - 11\%$, $CH_4 = 14 - 16\%$, $N_2 = 2 - 16\%$, $CO_2 = 8 - 12\%$, $H_2S = 1,0 - 3,0\%$, остальное составляют предельные и непредельные углеводороды. Концентрация частично сконденсировавшихся паров высокомолекулярных углеводородов составляет в газе до 200 г/м³.

На четырех котлах БКЗ-75-39ФСл ЭС сланцеперерабатывающего комбината в г. Кохтла-Ярве установлены разработанные горелки для сжигания генераторного газа,

тепловой мощностью – до 20 МВт (расход генераторного газа на каждую горелку составляет 20 000 м³/ч). Всего было установлено восемь горелок (по две на каждом котле). Горелки в работе с 2005 года. На низкокалорийном газе проблем с выбросами NO_x нет. Концентрации NO_x составляют 50 – 80 мг/нм³. На этих же котлах с 2010 года (после пуска в работу установок, работающих по технологии GALOTER) начали устанавливать специально разработанные горелки для высококалорийного газа. Мощность горелок – 14 МВт. Конструкция достаточно проста – центральная газораздаточная труба с несколькими рядами разнокалиберных газораздаточных отверстий на конце, небольшим завихрителем первичного воздуха и прямоточным основным потоком вторичного воздуха. К настоящему времени в работе 12 горелок на четырех котлах (по четыре горелки на двух котлах и по две на двух). Эти простые горелки нельзя отнести к малотоксичным, при их работе нормы по выбросам NO_x обеспечиваются за счет режимных мероприятий (комбинирование с работой горелок нанизкокалорийном газе и двухступенчатое сжигание).

Малотоксичные горелки для высококалорийного газа сланцепереработки (тот же процесс GALOTER) были разработаны специально для котла ТП-101 Эстонской ЭС для совместного сжигания газа и сланца. В этой горелке применена рециркуляция дымовых газов в поток вторичного воздуха. Конструкция горелки выполнена двухпоточной по воздуху, и газу. В центральную часть (пилотная горелка) подается чистый воздух, который закручивается аксиальным завихрителем и полукоксовый газ в количестве до 10% для обеспечения стабильности горения. Оставшийся воздух в смеси с газами рециркуляции поступает в топку через периферийный канал горелки. Там же через отдельные трубки с газораздаточными наконечниками на концах подается полукоксовый газ. Всего изготовлено 6 горелок мощностью по 19 МВт, которые в работе с лета 2014 года.

Проведённые испытания разработанных горелок показали, что технико-экономические показатели котлов при замещении сланца горючими газами практически не изменились. Концентрация оксидов азота в продуктах сгорания в самих горелках ниже предельно допустимых для сланцевых котлов (менее 200 мг/нм³).

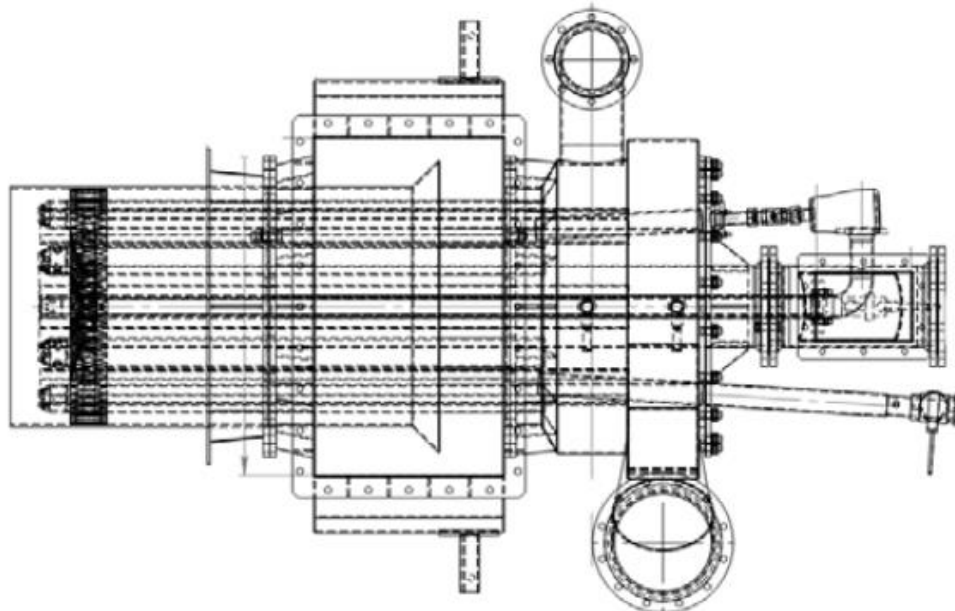


Рисунок 4. Горелка для сжигания генераторного и полукоксового газов

На основании обобщения опыта длительной эксплуатации горелок для сжигания газообразных продуктов сланцепереработки были разработаны рекомендации, позволившие разработать комбинированную горелку для энергетически эффективного и экологически безопасного сжигания полукоксового и генераторного газа в одной горелке (рисунок 4).

Выполненные расчеты показали, что концентрация оксидов азота при использовании этих горелок для котла Е-135-3,2-420ДГ составит 80...103 мг/нм³ (при 3% O₂) в диапазоне его нагрузок от 60 до 100 %.

Таким образом, показано, что за счет применения малотоксичных горелок в сочетании с другими методами подавления имеется возможность обеспечить нормативные показатели по концентрации NO_x в уходящих газах, как при сжигании природного газа и мазута, так и нестандартных газообразных топлив, без ухудшения других экологических показателей и без существенного снижения экономичности и надёжности работы котла в целом.

УДК 62-5

МОДИФИКАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ ЭНЕРГООБЛОКА 300 МВт ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ ПАРА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ

Тимофеев В.В.

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

В соответствии с СТО СО-ЦДУ ЕЭС 001-2005 ужесточились требования к регулированию частоты и перетоков активной мощности в ЕЭС (Единой Энергетической Системе) России.

Согласно пункту 4.2.10 СТО СО-ЦДУ ЕЭС 001-2005: «В случае скачкообразного изменения частоты соответствующее изменение мощности энергоблока под действием системы первичного регулирования должно происходить таким образом, чтобы полная требуемая величина изменения мощности в пределах заданного нормального резерва первичного регулирования была достигнута за 30 секунд. При этом достижение 50% требуемой величины изменения мощности должно осуществляться в течение не более 10 секунд.

При аварийном скачкообразном изменении частоты соответствующее изменение мощности энергоблока под воздействием системы первичного регулирования должно происходить таким образом, чтобы полная требуемая величина изменения мощности в пределах заданного аварийного резерва первичного регулирования была достигнута за 2 минуты. При этом достижение 50% требуемой величины изменения мощности должно осуществляться в течение не более 10 секунд.

Система автоматического регулирования частоты и мощности энергоблока должна обеспечивать выполнение требований нормированного первичного регулирования в диапазоне первичного регулирования не менее $\Delta N(\Delta f) = \pm 5\% N_{ном}$ для нормальных режимов работы энергосистемы (нормальный резерв первичного регулирования) и не менее $\Delta N(\Delta f) = \pm 12,5\% N_{ном}$ для возможных аварийных режимов работы энергосистемы (аварийный резерв первичного регулирования), где $N_{ном}$ - номинальная мощность энергоблока.»

Типовая САУМБ с котельным регулятором мощности (далее – КРМ), турбинным регулятором мощности (далее – ТРМ) и без дифференциатора инвариантности [1], представленная на рисунке 1, не удовлетворяет требованиям СТО СО-ЦДУ ЕЭС 001-2005, а именно: время регулирования равно 300 секунд при заданной зоне нечувствительности регулятора, равной 1% от номинальной мощности блока 300 МВт.

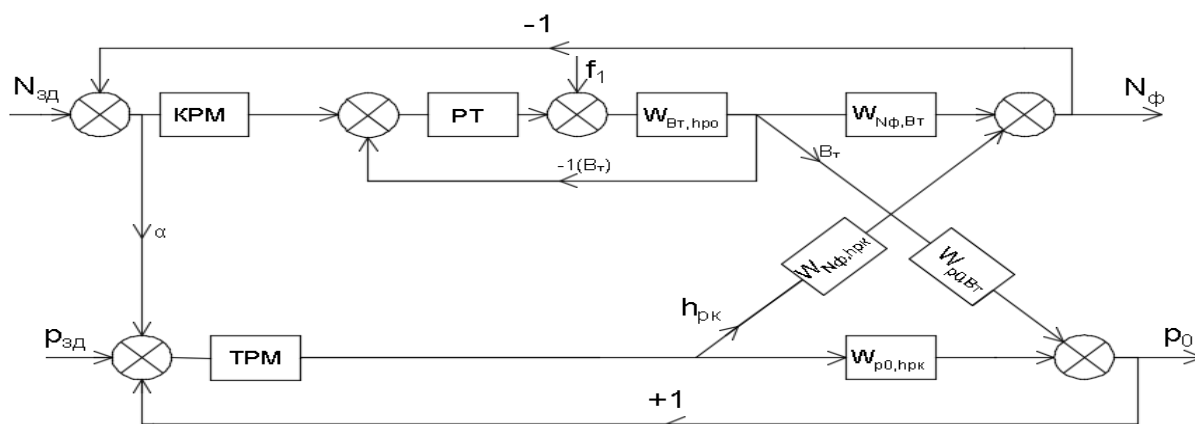


Рисунок 1. Структурная схема типовой САУМБ

Здесь: $N_{зд}$ – задание изменения мощности, $N_{ф}$ – фактическая мощность блока, B_T – расход топлива, h_{po} – положение регулирующего органа, влияющего на расход топлива, p_0 –

давление свежего пара перед турбиной, h_{pk} - положение регулирующих клапанов турбины, КРМ – котельный регулятор мощности, РТ – регулятор топлива, ТРМ – турбинный регулятор мощности, f_1 – внутреннее возмущение, α – коэффициент усиления ошибки регулирования КРМ на входе ТРМ.

Для существенного улучшения качества регулирования предлагается использовать модифицированную САУМБ, представленную на рисунке 2. Параметры динамической настройки (ПДН) основных регуляторов типовой САУМБ адекватны ПДН модифицированной САУМБ.

Отличительными особенностями модифицированной САУМБ являются:

1. Наличие сигнала по давлению свежего пара перед турбиной, который поступает со знаком «минус» на КРМ [2].

2. Наличие форсирующего устройства коррекции задания КРМ, представленного звеном быстрого реагирования.

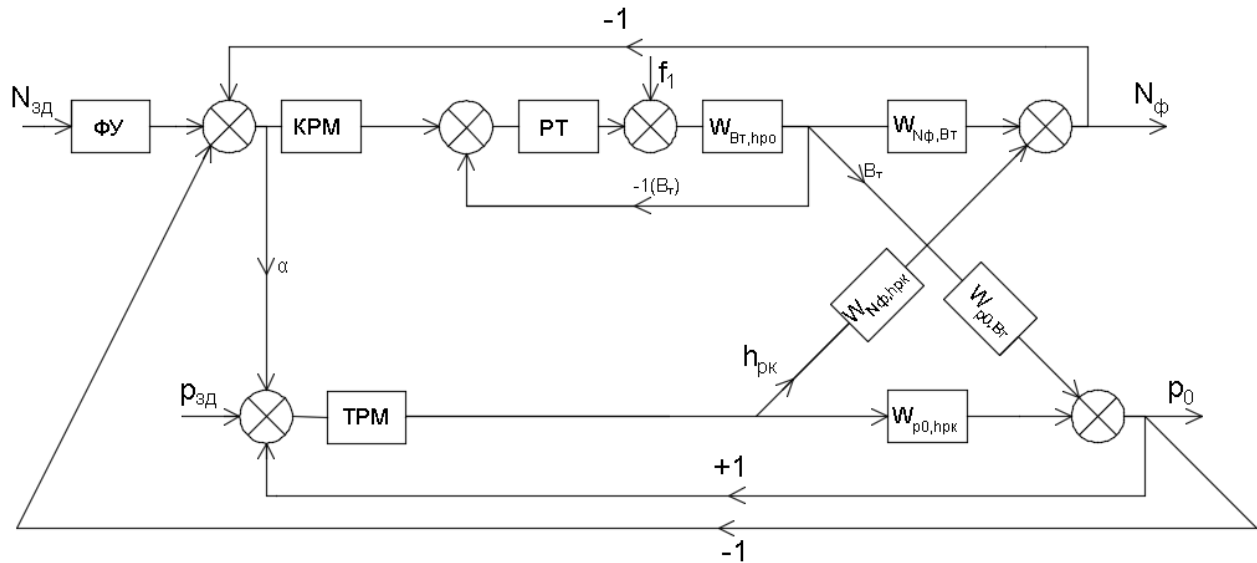


Рисунок 2. Модифицированная САУМБ с форсирующим устройством (ФУ)

Порядок настройки основных регуляторов типовой САУМБ:

Исходные данные :

$$W_{N_{\phi 1}, \mu_k}(p) = \frac{K_1 e^{-T_1 p}}{(T_1 p + 1)(\sigma_1 p + 1)} = \frac{1.617 e^{-11.4 p}}{(100 p + 1)(18.7 p + 1)}; \quad (1)$$

$$W_{p_0, \mu_k}(p) = \frac{K_2 e^{-T_2 p}}{(T_2 p + 1)(\sigma_2 p + 1)} = \frac{1.65 e^{-6.4 p}}{(56.1 p + 1)(14 p + 1)}; \quad (2)$$

$$W_{N_{\phi 1}, h_{pk}}(p) = \frac{T_0 p (T_3 p + 1)}{(T_4 p + 1)(T_5 p + 1)} = \frac{170 p (2.35 p + 1)}{(170 p + 1)(48 p + 1)}; \quad (3)$$

$$W_{p_0, h_{pk}}(p) = \frac{-K_3 (T_6 p + 1)}{T_7 p + 1} = \frac{-0.256 (4.68 p + 1)}{90 p + 1}; \quad (4)$$

$$W_{B_T, h_{po}}(p) = \frac{1}{T_8 p + 1} = \frac{1}{5 p + 1}. \quad (5)$$

РТ настраивают как оптимальный регулятор [3] по передаточной функции (5) с учетом максимальной относительной величины регулирующего воздействия $x_p^{max} = 1$.

В результате получают типовой ПИ регулятор вида:

$$W_{РТ} = K_p * \frac{T_n p + 1}{T_n p}, \quad (6)$$

параметры динамической настройки которого будут равны: $K_p = 1$ и $T_n = 5$ с.

Аналогично находят параметры динамической настройки КРМ при $x_p^{max} = 1.2$ по передаточной функции (1).

В результате получают типовой ПИД регулятор вида

$$W_{\text{КРМ}} = K_p * \frac{(T_{\text{и}}p+1)(T_{\text{д}}p+1)}{T_{\text{и}}p(T_{\text{б}}p+1)}, \quad (7)$$

параметры динамической настройки которого равны:
 $K_p = \frac{1}{1.617} = 0.618, T_{\text{и}} = 100\text{с}, T_{\text{д}} = 30\text{с}, T_{\text{б}} = 25\text{с}.$

ТРМ настраивают как оптимальный регулятор по передаточной функции (4).

В результате получают реальный ПИ регулятор вида:

$$W_{\text{ТРМ}} = K_p * \frac{T_{\text{и}}p+1}{T_{\text{и}}p(T_{\text{б}}p+1)}, \quad (8)$$

параметры динамической настройки которого будут равны:

$$K_p = \frac{90}{0.256 * 52} = 6.676, T_{\text{и}} = 90\text{с}, T_{\text{б}} = 4.68\text{с}.$$

Коэффициент усиления ошибки регулирования КРМ на входе ТРМ α в данном случае равен единице.

Порядок настройки форсирующего устройства:

Форсирующее устройство представляет собой звено быстрого реагирования:

$$W_{\text{ФУ}} = \frac{T_1p+1}{T_2p+1}. \quad (9)$$

Форсирующее устройство имеет два параметра динамической настройки T_1 и T_2 . Для нахождения численных значений этих параметров, следует снять переходную характеристику $N_{\text{зд}} \rightarrow N_{\text{ф}}$ САУМБ при подключенном сигнале давления свежего пара, подаваемого на КРМ и при отключенном ФУ, либо при подключенном ФУ с параметрами $T_1 = T_2$.

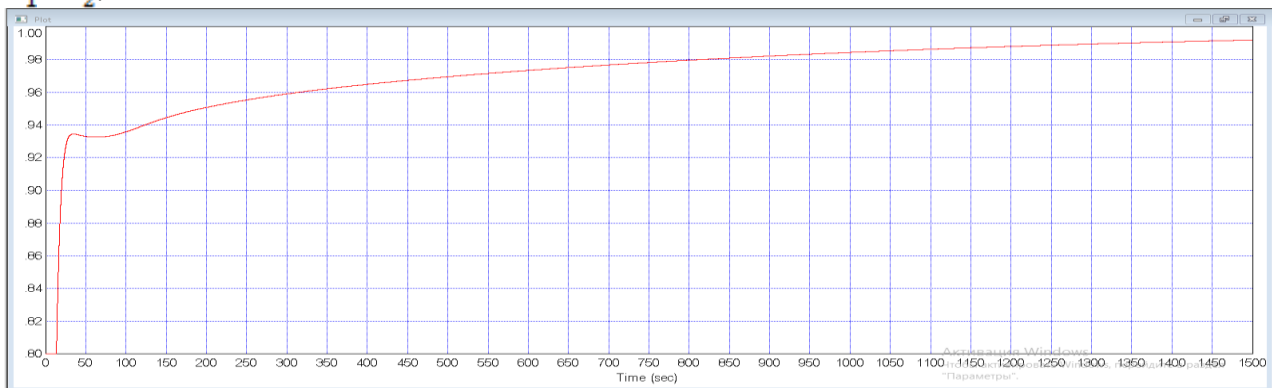


Рисунок 3. Кривая переходного процесса $N_{\text{ф}}$ при скачкообразном изменении $N_{\text{зд}}$.

Затем, задавшись двумя точками на кривой и воспользовавшись переходной функцией звена быстрого реагирования, составить систему уравнений следующего вида:

$$\begin{cases} 1 + \left(e^{\frac{t_1}{T_2}} * \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right) \right) = 1 + (1 - N_{\text{ф}}^{t_1}); \\ 1 + \left(e^{\frac{t_2}{T_2}} * \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right) \right) = 1 + (1 - N_{\text{ф}}^{t_2}), \end{cases} \quad (10)$$

где t_1 и t_2 – моменты времени, требуемые для расчета параметров динамической настройки ФУ КРМ.

$N_{\text{ф}}^{t_1}$ и $N_{\text{ф}}^{t_2}$ – значения фактической мощности энергоблока в относительных единицах

$\left(N_{\text{ф}} = \frac{N_{\text{ф}}^{\text{абс}}}{N_{\text{зд}}} \right)$ в моменты времени t_1 и t_2 соответственно.

Момент времени t_1 выбирается таким образом, что бы $\frac{dN_{\text{ф}}}{dt} = 0$ и $N_{\text{ф}} = \min$, то есть в точке локального минимума переходного процесса. В случае отсутствия локального

минимума, рекомендуется брать t_1 в точке резкого уменьшения значения производной кривой переходного процесса (в момент резкого замедления переходного процесса).

Момент времени t_2 выбирается таким образом, что бы мощность $N_{\Phi}^{t_2}$ была равна 0.99.

Для данного случая $t_1 = 65\text{с}$, $t_2 = 1350\text{с}$. Соответственно $N_{\Phi}^{t_1} = 0.9325$ и $N_{\Phi}^{t_2} = 0.99$.

Подставив $t_1, t_2, N_{\Phi}^{t_1}, N_{\Phi}^{t_2}$ в (10) получим : $T_1 = 723\text{с}$, $T_2 = 673\text{с}$.

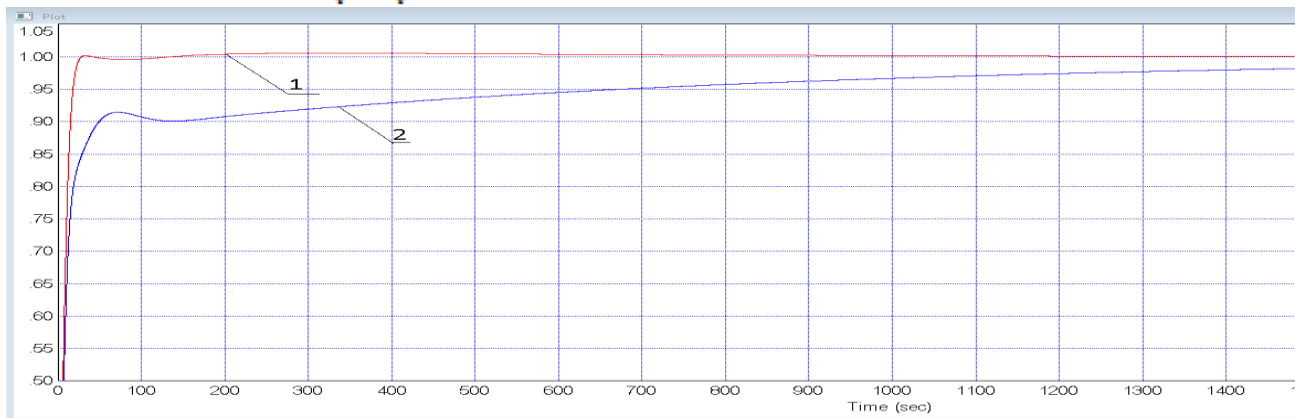


Рисунок 4. График переходного процесса по N_{Φ} при отработке скачка задания модифицированной (1) и типовой (2) САУМБ

Как видно из рисунка 4, добавление в типовую САУМБ сигнала по давлению свежего пара перед турбиной, который поступает со знаком «минус» на КРМ и форсирующего устройства в виде звена быстрого реагирования позволяет существенно улучшить качество регулирования мощности энергоблока при ступенчатом изменении задания мощности, равном 12,5% от номинальной мощности блока 300 МВт.

В результате модифицированная САУМБ полностью удовлетворяет требованиям СТО СО-ЦДУ ЕЭС 001-2005. При скачкообразном изменении задания величина изменения мощности, равная 50% от скачка задания, достигается за 6 секунд, полная мощность достигается за 16 секунд при заданной зоне нечувствительности регулятора, равной 1% номинальной мощности блока 300 МВт.

При этом максимальная относительная величина регулирующего воздействия РТ составляет 0.73, то есть отсутствует перерегулирование по топливу. Максимальная относительная величина регулирующего воздействия ТРМ составляет 1.01.

Литература

1. Кулаков, Г.Т. Инженерные экспресс-методы расчета промышленных систем регулирования / Г.Т. Кулаков. – Мн.: Выш. шк., 1984. – 192 с.
2. Зорченко Н.В., Давыдов Н.И., Григоренко А.А. Исследование влияния форсирующих сигналов в системе автоматического управления мощностью энергоблока на его приемистость // Теплоэнергетика. - 2006. №10.
3. Кулаков, Г.Т. Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами/ Под ред. Г.Т. Кулакова. – Мн.: Изд-во Выш. Шк., 2017. – 240с.

УДК 639.039

УПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСОМ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ АЭС В УСЛОВИЯХ ЭРОЗИОННО-КОРРОЗИОННОГО ИЗНОСА ПО ДАННЫМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Тытарев Ю.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Герасимова А.Г.

Безопасность, надежность и экономичность эксплуатации АЭС в значительной степени зависят от надежного функционирования оборудования 2-ого контура, в том числе теплообменного оборудования и трубопроводов конденсатно-питательного тракта (КПТ). Технологические системы конденсатно-питательного тракта АЭС имеют значительную протяженность, сложную конфигурацию и работают в условиях, при которых основным видом дефектов металла трубопроводов и теплообменного оборудования, изготовленных из углеродистой стали, является эрозионно-коррозионный износ (ЭКИ). ЭКИ происходит при определенных условиях, зависящих от большого количества факторов, и имеет место на энергоблоках как тепловой, так и атомной энергетики. Проблема ЭКИ сформирована как проблема в декабре 1986 г. после серьезной аварии по причине ЭКИ на АЭС США Сарри-2. До этого события фиксировались многочисленные случаи повреждений трубопроводов АЭС, но эксплуатационный контроль толщин стенок труб не регламентировался, и нормативная документация по ЭКИ не разрабатывалась.

ЭКИ можно рассматривать как процесс локального утонения стенки элемента оборудования или трубопровода в зонах с повышенной турбулентностью однофазного или двухфазного потока коррозионно-активной среды.

ЭКИ является общей причиной повреждений элементов оборудования и трубопроводов наряду с коррозионным растрескиванием циркуляционных трубопроводов кипящих реакторов и ПГ двухконтурных АЭС. В последние годы темпы повреждений по причине ЭКИ снижаются, но остаются высокими.

Проведенный системный анализ выявил особенности развития процесса ЭКИ на различных типах реакторных установок и на различных энергоблоках, а также особенности контроля, представления и хранения результатов. Это позволяет корректно анализировать данные замеров, адекватно прогнозировать развитие процесса ЭКИ и, следовательно, снизить вероятность повреждений по этой причине на энергоблоках атомной и тепловой энергетики при эксплуатации оборудования и трубопроводов, изготовленных из углеродистых сталей.

По мере увеличения срока эксплуатации энергоблоков перечень элементов оборудования и трубопроводов, на которых необходимо контролировать степень износа металла, увеличивается. Поэтому актуальной становится проблема оптимизации объемов и периодичности контроля.

Для решения широкого комплекса вопросов, связанных с эрозионно-коррозионным износом элементов оборудования и трубопроводов, в отрасли разработаны специальные программы. Для установления допустимых значений повреждений металла разрабатывается регулирующая документация, которая предполагает широкое использование компьютерных расчетов, разработку норм допустимых толщин стенок трубопроводов и оборудования, подверженных ЭКИ, разработку методик определения химического состава металла и другой документации. Основной подход при разработке регулирующей документации не противоречит принятой в мировой практике методологии, в том числе тому, что любые прогнозные результаты не должны противоречить данным эксплуатационного контроля. В связи с этим возникает ряд задач:

- 1) оценка скорости ЭКИ по данным замеров толщины стенки;
- 2) оценка остаточного ресурса;

- 3) получение информации для прогнозных расчетов с учетом качества материалов, используемых для изготовления элементов трубопроводов.

Управление ресурсом оборудования АЭС в условиях ЭКИ – система мероприятий, включающая разработку соответствующих методик оценки и прогнозирования ресурса, направленная на увеличение срока службы установленного оборудования, обеспечение своевременного и качественного контроля и недопущение инцидентов по причине ЭКИ.

Описание методики. Работы по изучению закономерностей эрозионно-коррозионного износа на АЭС советского (после распада СССР – российского) производства проводятся в течение длительного периода. В итоге разработаны типовые программы контроля состояния основного металла и сварных соединений оборудования и трубопроводов атомных электростанций с реакторными установками типа ВВЭР-1000, ВВЭР-440, РБМК-1000, БН-600 в соответствии с правилами устройства и безопасной эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок ПНАЭ Г-7-008-89. Типовые программы определяют общие требования и не охватывают полностью перечень элементов оборудования и трубопроводов, подверженных эрозионно-коррозионному износу.

В 2002 г. был подготовлен верификационный отчет и аттестовано программное средство ЭКИ-02, предназначенное для расчета скорости ЭКИ и величины утонения стенок трубопроводов с однофазной средой на АЭС с ВВЭР-440, в 2005 г. - ЭКИ-03, предназначенное для расчета скорости ЭКИ и величины утонения стенок трубопроводов с двухфазной средой. Эти программы позволяют рассчитывать значения следующих величин [1]:

- скорости ЭКИ в начальный и конечный моменты эксплуатации трубопровода;
- средней скорости ЭКИ за расчетный временной интервал;
- утонение стенки трубопровода за расчетный временной интервал.

В настоящее время эти программные средства позволяют проводить вариационные расчеты для оценки подверженности тех или иных элементов трубопроводов, входящих в определенные подсистемы, эрозионно-коррозионному износу. На рис. 1 приведен интерфейс программы ЭКИ-02.02.

Для установления допустимых значений повреждений металла разрабатывается регулирующая документация, которая предполагает широкое использование компьютерных расчетов, разработку норм допустимых толщин стенок трубопроводов и оборудования, подверженных ЭКИ, разработку методик определения химического состава металла, оценки скорости ЭКИ по данным контроля и другой документации [1].

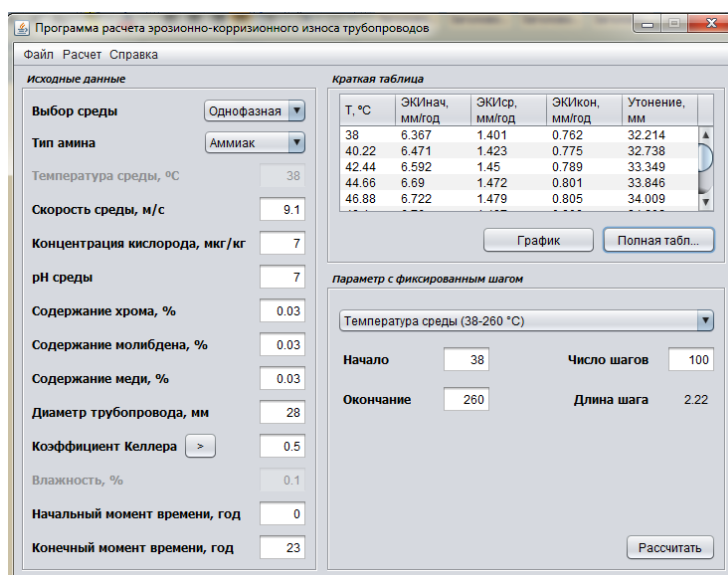


Рисунок 1. Интерфейс программного средства ЭКИ-02.02

В мировой практике существует два основных направления прогнозирования ЭКИ: на основе модели Чексала-Гурвица и на основе теоретической гидродинамической модели - BRT-CICERO™ Боучакорта. В России разработано ПС на основе модели Чексала-Гурвица. Цель ПС ЭКИ-02.01 – расчет скорости ЭКИ трубопроводов АЭС, выполненных из перлитных сталей. Скорость ЭКИ определяется с помощью эмпирических корреляций, полученных на основе обработки результатов лабораторных исследований эрозионно-коррозионного износа металла трубопроводов в однофазных средах, анализа данных эксплуатационного контроля и в соответствии с имеющимися в литературных источниках рекомендациями. Диапазоны изменения параметров выбраны из соображений, определяемых условиями эксплуатации АЭС с ВВЭР и РБМК и АЭС других типов. Вывод эмпирических зависимостей для определения значений параметров в ПС проведен таким образом, чтобы расчетное значение скорости ЭКИ распределялись равномерно как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения [1].

Расчет скорости ЭКИ с помощью программных средств проводится по уравнению, предложенному Чексалом [1]:

$$W_{эки} = C_0 \times F_1(T) \times F_2(XC) \times F_3(W_{воды}) \times F_4(O_2) \times F_5(pH) \times F_6(K) \times F_7(\alpha) \times F_8(A) \times F_9(\tau) \quad (1)$$

где $W_{эки}$ – скорость коррозии, мм/год; C_0 – коэффициент, равный 1 мм/год;

$F_1(T)$ – коэффициент, учитывающий температуру;

$F_2(XC)$ – коэффициент, учитывающий состав металла;

$F_3(W_{воды})$ – коэффициент, определяемый скоростью среды;

$F_4(O_2)$ – коэффициент, учитывающий концентрацию кислорода;

$F_5(pH)$ – коэффициент, учитывающий значение pH;

$F_6(K)$ – коэффициент, учитывающий геометрию трубопровода (учитывается значением коэффициента Келлера);

$F_7(\alpha)$ – коэффициент, учитывающий влажность пара (для однофазной среды $F_7(\alpha)=1$);

$F_8(A)$ – коэффициент, учитывающий используемый амин (аммиак, морфолин, этаноламин);

$F_9(\tau)$ – коэффициент, учитывающий длительность эксплуатации элемента.

Взаимосвязь между коэффициентами F_1 - F_9 устанавливается эмпирически. При этом предполагается соблюдение следующих принципов:

- все параметры, входящие в зависимость (1), объединяются в общую модель;
- для обоснования модели используются все имеющиеся в наличии данные;
- модель является эмпирической, однако формируется на основе физического обоснования.

В таблице 1 представлены пределы значений параметров в ПС ЭКИ-02 [1].

Таблица 1 – Допустимые значения параметров модели Чексала

Наименование параметра	Размерность	Диапазон	
		от	до
Температура среды	°С	38	260
Концентрация кислорода	мкг/дм ³	0	500
Значение pH	ед. pH	7	10,2
Концентрация в металле хрома	%	0,03	2
Концентрация в металле меди	%	0,03	0,5
Концентрация в металле молибдена	%	0,03	0,57
Скорость среды	м/с	0,002	38
Значение коэффициента Келлера		0,04	1
Влажность пара	%	0,1	15
Время эксплуатации блока	Лет	0	50

Для вновь вводимых блоков значения калибровочных коэффициентов, используемых в расчетах с использованием программных средств, могут иметь несколько иные значения, чем для ранее введенных в эксплуатацию блоков. Это объясняется различными водно-

химическими режимами на этих блоках, особенно в первые годы их эксплуатации. На результат расчета могут влиять и другие факторы, которые необходимо учитывать при использовании разработанных ПС для вновь строящихся блоков.

Расчет скорости ЭКИ и остаточного ресурса для трубопроводов Кольской АЭС. Станция состоит из четырёх энергоблоков, с реакторами типа ВВЭР-440 и турбинами К-220-44-3 Харьковского Турбинного Завода. Данные об энергоблоках Кольской АЭС приведены в таблице 2. [2]

Таблица 2 – Действующие энергоблоки Кольской АЭС

Номер энергоблока	Тип реактора	Установленная мощность, МВт	Дата пуска
1	ВВЭР-440 (РУ В-230)	440	29.06.1973 г.
2	ВВЭР-440 (РУ В-230)	440	08.12.1974 г.
3	ВВЭР-440 (РУ В-213)	440	24.03.1983 г.
4	ВВЭР-440 (РУ В-213)	440	11.10.1984 г.
Суммарная установленная мощность 1760 МВт			

В таблице 3 приведены результаты расчетов скорости ЭКИ и остаточного ресурса трубопроводов Кольской АЭС блока №2. Проанализированы данные по трубопроводу основного конденсата ТГ-3, а также паропроводы первой ступени ТГ-3. Рассчитано 19 элементов трубопроводов: из них 9 гибов и 10 прямых участков. Расчеты выполнены при следующих исходных данных: при содержании кислорода 10 мкг/кг и рН, равном 9; содержание каждого из легирующих элементов (Cr, Mo и Cu) в материале трубопровода равно 0,03 %, τ равно 34 года; коэффициент Келлера для прямого участка равен 0,04, для гибо – 0,3; амин – этаноламин.

Таблица 3 – Расчет скорости и остаточного ресурса трубопроводов Кольской АЭС с помощью ПС ЭКИ-02.02

Код узла	Типоразмер	$S_{\min}$, мм	$W_{\text{ЭКИ нач.}}$, мм/год	$W_{\text{ЭКИ ср.}}$, мм/год	$W_{\text{ЭКИ кон.}}$, мм/год	Утонение, мм
Гибы						
328Г-328Б	273x10,0	8,8	0,565	0,076	0,043	1,973
304-306	219x9	7,0	0,356	0,074	0,042	1,927
343-344	273x10,0	9,4	0,558	0,073	0,041	1,969
40Г-40Е	426x14,0	14,0	0,387	0,081	0,045	2,096
341Б-342	273x10,0	8,1	0,381	0,079	0,045	2,064
40Д-332	426x14,0	11,7	0,405	0,084	0,047	2,19
300-301	108x4,0	3,8	0,345	0,072	0,04	1,868
55-55А	219x9,0	6,8	0,372	0,077	0,043	2,014
66А-66	325x9,0	10,0	0,39	0,081	0,045	2,109
Прямые участки за гибо						
328Г-328Б	0273x10,0	11,0	0,051	0,011	0,006	0,275
304-306	0219x9,0	7,3	0,05	0,01	0,006	0,259
40Г-40Д	426x14,0	15,0	0,054	0,011	0,006	0,292
53В-53А	273x10,0	10,4	0,051	0,011	0,006	0,275
54В-52	219x9,0	9,2	0,05	0,01	0,006	0,259
300-301	108x4,0	4,5	0,046	0,01	0,005	0,249
55-55А	219x9,0	8,8	0,05	0,01	0,006	0,259
19-20	426x14,0	14,7	0,053	0,011	0,006	0,291
65А-65Е	426x14,0	14,4	0,054	0,011	0,006	0,292
66Б-67	325x9,0	11,4	0,052	0,011	0,006	0,281

По результатам расчета скорости ЭКИ, представленной в таблице 3 видно, что наибольшую скорость ЭКИ имеет в первоначальный период эксплуатации трубопроводов. При последующей эксплуатации скорость ЭКИ снижается.

Наибольшее влияние на скорость ЭКИ оказывает температура среды. В таблице 4 и на рисунке 2 приведена зависимость ЭКИ от температуры при этаноламиновом ВХР по данным расчета с помощью ПС ЭКИ-02. Расчеты выполнены для прямого участка конденсатопровода системы основного конденсата типоразмера 325×9 мм при следующих исходных данных: скорость среды – 3,2 м/с, концентрация кислорода – 7 мкг/кг, рН среды = 9.

Таблица 4 – Зависимость скорости ЭКИ и величины утонения от температуры при этаноламиновом ВХР

№	T, °C	W _{ЭКИ нач.} мм/год	W _{ЭКИ ср} мм/год	W _{ЭКИ кон.} мм/год	Утонение, мм
1	38	0,263	0,055	0,031	1,423
2	48,8	0,278	0,058	0,033	1,507
3	59,6	0,298	0,062	0,035	1,614
4	70,4	0,343	0,071	0,04	1,856
5	81,2	0,406	0,085	0,047	2,2
6	92	0,485	0,101	0,057	2,623
7	102,8	0,578	0,12	0,067	3,127
8	113,6	0,677	0,141	0,079	3,663
9	124,4	0,774	0,161	0,09	4,19
10	135,2	0,865	0,18	0,101	4,682
11	156,8	0,864	0,18	0,101	4,677
12	167,6	0,742	0,154	0,087	4,016
13	189,2	0,418	0,087	0,049	2,261
14	200	0,285	0,059	0,033	1,542

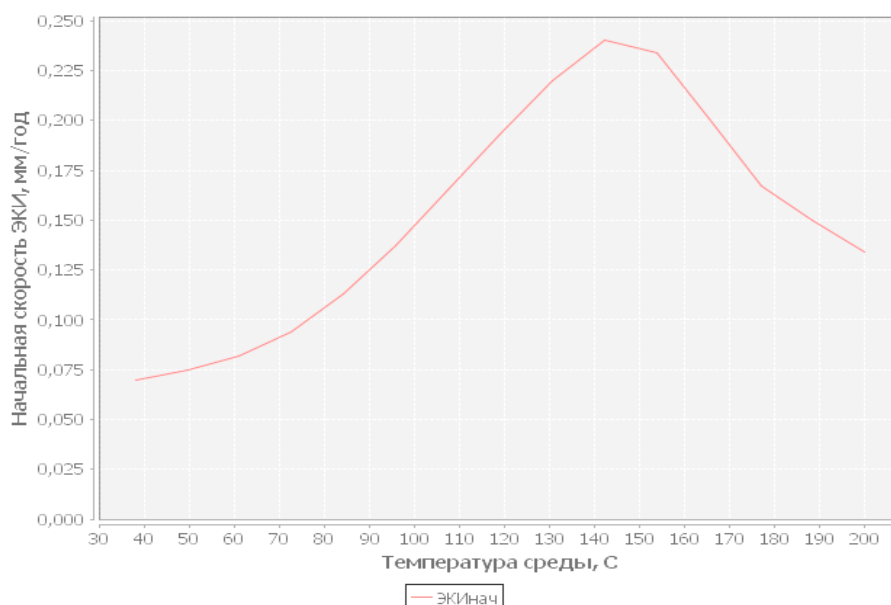


Рисунок 2. Зависимость скорости ЭКИ от температуры

Проанализировав данные таблицы 4 и рисунок 2 можно сделать вывод, что наиболее интенсивный эрозионно-коррозионный износ идет при температурах от 110°C до 170°C. Работа теплоэнергетического оборудования в этих температурных диапазонах не благоприятна и сопровождается уменьшением срока службы конструкционных материалов.

На элементы, работающие в данном температурном интервале, следует обращать повышенное внимание.

При температурах до 110°C и свыше 170°C скорость ЭКИ замедляется. Так как большая часть оборудования АЭС работает при температурах выше 170°C, то их долговечность в этом плане обеспечивается.

Анализ результатов. По результатам расчетов скорости ЭКИ и остаточного ресурса трубопроводов на Кольской АЭС с помощью ПС ЭКИ-02 были обнаружены элементы с высокой скоростью ЭКИ, а также элементы с допустимой скоростью ЭКИ. Среди 19 элементов 9 элементов имеют скорость ЭКИ более 0,040 мм/год. Наиболее подверженными эрозионно-коррозионному износу следует считать гибы типоразмера 426x14 мм: максимальная скорость ЭКИ равна 0,084 мм/год - более чем в два раза превышает нормируемое значение 0,04 мм/год. Максимальная величина утонения составляет 16% от номинальной толщины.

Введем категории трубопроводов с точки зрения необходимости регулярного контроля. *Первая категория* включает в себя элементы с максимальным износом, требующие контроля в течение эксплуатации (т.е. с износом выше 20% от номинальной толщины стенки), *вторая категория* включает элементы с износом средней степени, период контроля для которых существенно больше (т.е. износ порядка 10-20%), к *третьей категории* следует отнести элементы, для которых либо совсем не наблюдается износ, либо максимальная скорость износа не превышает нормируемую - 0,04 мм/год.

На рисунке 3 приведена диаграмма, показывающая относительное количество элементов с различной степенью износа.

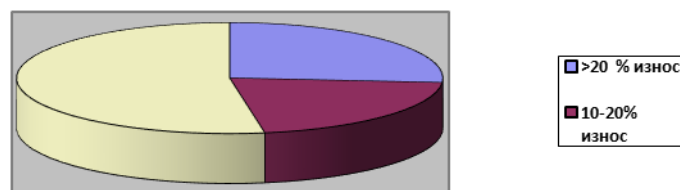


Рисунок 3. Относительное число элементов трубопроводов с различной степенью износа

Из рисунка видно, что к первой категории трубопроводов (имеют утонение более 20%) относятся 26% проконтролированных отводов, ко второй – 21%, остальные элементы не требуют регулярного контроля.

Литература

1. Гулина О.М., Бараненко В.И. Методология оценки ресурсных характеристик трубопроводов и оборудования АЭС в условиях ЭКИ. Учебное пособие. – Обнинск: ИАТЭ, 2012. – 45с.
2. Данные по Кольской АЭС с сайта ОАО «Концерн Росэнергоатом». <http://www.kolanpp.rosenergoatom.ru>

УДК 621.3

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА БАРАБАННОГО КОТЛА

Цветков А.А.

Научный руководитель - к.э.н., доцент Кравченко В.В.

Объект управления. Рассматривается пароперегреватель котла в виде двух теплообменников типа «газ-пар» конвективного типа (рис. 1). В необогреваемую рассечку подведен трубопровод для впрыска собственного конденсата котла, представляющий собой пароохладитель. В пароохладителе происходит смешивание пара и собственного конденсата и охлаждение пара. Для контроля температуры пара установлено две термопары: после пароохладителя и после пароперегревателя. Схематично, пароперегреватель выполнен следующим образом. В верхнюю секцию пароперегревателя поступает пар из котла. После этой секции идет необогреваемый участок, где происходит смешивание собственного конденсата котла и пара и нагрев пара газами, которые уже нагрели вторую по ходу пара секцию. Далее пар поступает во вторую секцию, связанную с общим паропроводом, расположенную ниже первой секции, где происходит начальный нагрев пара. Эта секция обогревается дымовыми газами в первую очередь. За этой секцией установлена термопара, измеряющая температуру перегретого пара (см. рис. 1).

Поэтому, когда изменяется температура, расход дымовых газов, расход пара через пароперегреватель, происходит изменение как температуры в рассечке, так и температуры на выходе ПП. Причем, коэффициенты усиления по каналам возмущения температуры в рассечке и температуры после ПП различны, что объясняется тем, что на температуру в рассечке действует поток пара, охлажденный в первой по ходу дымовых газов секции ПП. Секция 2 пароперегревателя является регулируемой. Измеряют температуры пара на входе и выходе из секции, (иногда, расход пара), и по этим параметрам ведут процесс. Из этого рисунка видно, что при изменении расхода пара, температуры и расхода дымовых газов изменяются синхронно как температура пара в месте впрыска конденсата, так и температура пара после пароперегревателя (ПП).

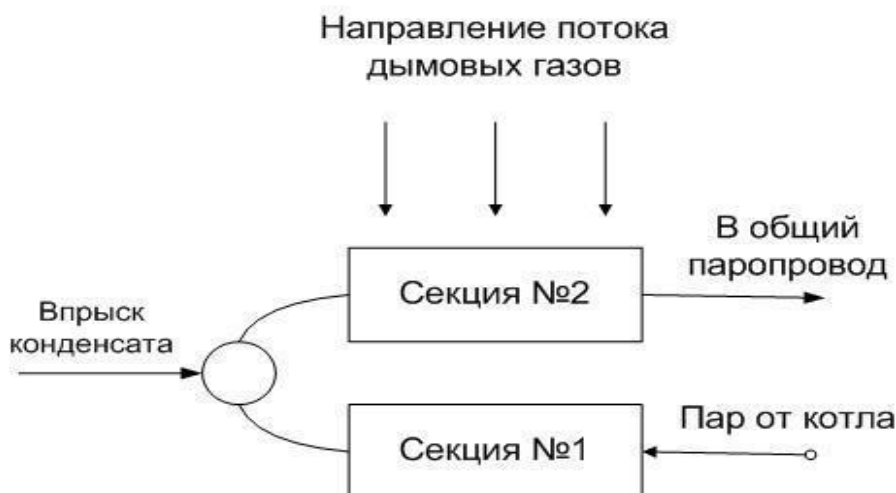


Рисунок 1. Схема пароперегревателя

Математическая модель пароперегревателя как объекта управления температурой пара

Объектом регулирования является участок котла между точкой ввода регулирующего воздействия и точкой контроля регулируемой температуры, включающей в себя радиационные, полурадиационные и конвективные поверхности нагрева. На температуру пара оказывают влияние большое количество факторов: из них наиболее существенными

оказываются: нагрузка котла, загрязнение поверхностей нагрева, ошлаковывание топки, температура питательной воды, избытки воздуха. При снижении нагрузки удельное тепловосприятие радиационных поверхностей нагрева повышается, а конвективных – уменьшается. Кроме того, на температуру перегрева оказывают большое влияние такие возмущения, как случайные возмущения подачи топлива при заданной нагрузке, изменение тягодутьевого режима и т.п. В последнее время САР ТПП проектируются с вводом дополнительного воздействия по расходу пара. Встречаются САР с различного рода связями типа «люфт» между отдельными схемами регулирования расхода пара на участках парового тракта котла, ПИ и ПИД – регуляторы, САР ТПП с корректирующим и стабилизирующим регуляторами, которые, в некоторых случаях, могут иметь значительные преимущества перед типовыми с исчезающим импульсом из промежуточной точки. Для регулирования впрыска широко применяются шибберные клапаны.

Для исследуемой системы характерно большое транспортное запаздывание в объекте управления, нестационарность и априорная неопределенность математической модели ПП, что приводит, в конечном счете, к ручной перенастройке коэффициентов регулятора и необходимости проектировать систему из условий робастности.

Передаточная функция объекта регулирования включает в себя:

W_{TH} - передаточную функцию участка трубопровода от места впрыска до места установки термопары (передаточная функция опережающего участка);

W_T - передаточную функцию ПП между местами установки термопар 1 и 2, ее называют передаточной функцией инерционного участка;

$W_{TH} W_T$ передаточную функцию главного участка;

W_D - передаточную функцию ПП при возмущении расходом пара;

W_F передаточную функцию ПП при топочных возмущениях по теплоте дымовых газов.

$$W_{TH}(p) = k_{vpr} \frac{T_3 p + 1}{T_4 p + 1}$$

$$W_T(p) = k_T e^{-\left(\frac{Tkp}{Tp+1} + \tau_0 p\right)}$$

$$W_p(p) = -k_p \frac{0.2Tp + 1[1 - \exp - (\tau_0 p + \frac{Tkp}{Tp+1})]}{Tp + 1(\tau_0 p + \frac{Tkp}{Tp+1})} [1 - e^{-(\tau_0 p + \frac{Tkp}{Tp+1})}]$$

Передаточная функция W_F - по теплоте газов, уходящих из топки, имеет вид

$$W_F(p) = k_F \frac{[1 - \exp - (\tau_0 p + \frac{Tkp}{Tp+1})]}{Tp + 1(\tau_0 p + \frac{Tkp}{Tp+1})} [1 - e^{-(\tau_0 p + \frac{Tkp}{Tp+1})}]$$

Характерные параметры участка пароперегревателя, состоящего из одного пакета, определяют по формулам:

$$T = 3600 \frac{G_M C_M}{a_{IC} F_{INC}}$$

$$\tau_0 = \frac{l}{w}$$

где a_{IC} - условный коэффициент теплоотдачи от стенки змеевика к пару на внутренней поверхности змеевиков, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$;

C_{ST} - средняя изобарная теплоёмкость пара, проходящего через пакет, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

F_{IN} , F_{OUT} соответственно внутренняя и наружная поверхности змеевиков пакета, омываемые паром и дымовыми газами, м^2 ;

G_M - масса металла змеевиков пакета, кг ;

l - длина пути от входа до выхода из обогреваемой поверхности нагрева, м ;

w - средняя скорость пара, м/с .

Синтез системы управления пароперегревателем

На рисунке 2 приведена функциональная схема управления пароперегревателем. На этой схеме приняты следующие условные обозначения: *TE* термодпары (установлены после пароперегревателя по ходу пара; *DSH* пароохладитель; *COL* коллектор.

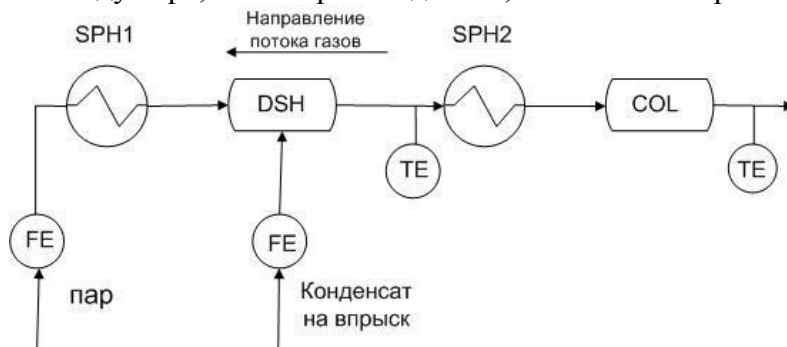


Рисунок 2. Функциональная схема пароперегревателя как объекта управления

На рисунке 3 приведена структурная схема пароперегревателя как объекта управления в системе регулирования температуры.

На этом рисунке приняты следующие обозначения:

$W_C(p)$ - передаточная функция основного регулятора САР,

p - оператор дифференцирования,

W_2 - передаточная функция компенсирующего звена расхода пара,

W_3 - передаточная функция компенсирующего звена температуры дымовых газов,

W_{T1} , W_{T2} - передаточные функции термодпар,

W_{K1} , W_{K2} - передаточные функции звеньев, компенсирующих инерционность термодпар,

W_{FS2} - передаточная функция, связывающая расход газа и расход пара в канале возмущения на температуры пара после пароохладителя,

W_{FS1} - передаточная функция, связывающая расход газа и расход пара в канале возмущения на температуры пара после пароперегревателя,

W_{T-Tim} - передаточная функция, связывающая температуру дымовых газов и температуру пара после пароохладителя,

W_{T-Te} - передаточная функция, связывающая температуру дымовых газов и температуру пара после пароперегревателя,

W_{ST-PV} - задание температуры пара после пароперегревателя, пароохладителя.

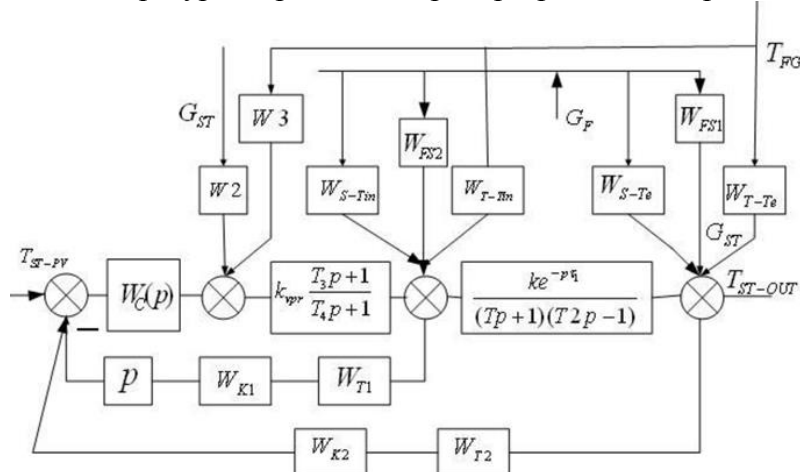


Рисунок 3. Структурная схема системы управления температурой перегретого пара

G_F приращение расхода топлива, G_S приращение расхода пара, T_S температура дымовых газов. Как видно из рассмотрения структурной схемы системы управления пароперегревателем, инерционные звенья, включенные в цепи сигналов главной обратной связи и сигнала опережения по производной сигнала из промежуточной точки, существенно замедляют реакцию системы. Поэтому включим последовательно с этими звеньями, звенья, компенсирующие инерционность термодпар.

Передаточная функция компенсирующего звена имеет вид:

$$W_{K2(K3)} = k_T (T_{T2(T3)} p + 1)$$

В этом уравнении постоянные времени зависят от ряда факторов, определяемых как конструкцией узлов измерения температур, так и скоростью, и температурой и давлением перегретого пара. Определение этих постоянных времени представляет собой решение классической задачи параметрической идентификации и не входит в задачу данного исследования.

На рисунке 4 приведен результат моделирования системы при задании по температуре пара относительно базового значения -30°C и возмущении по расходу топлива равному 10% от базового значения и возмущении коэффициентом избытка воздуха.

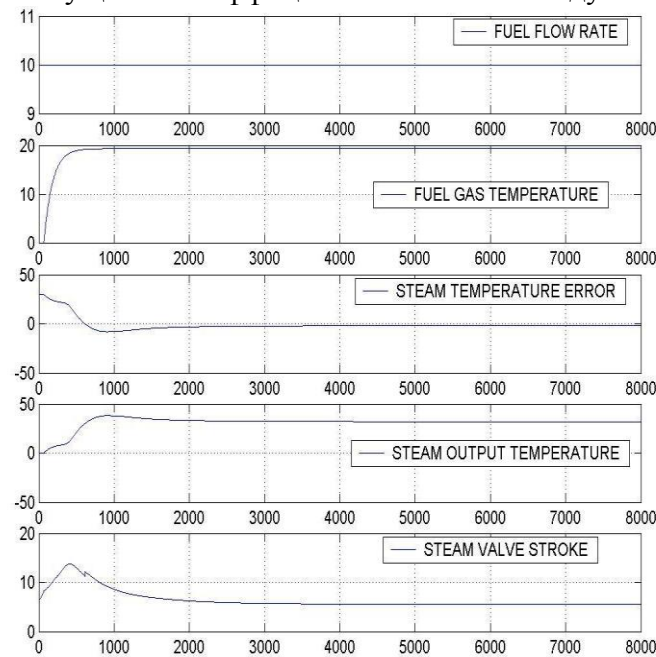


Рисунок 4. Графики работы модернизированной системы при положительном знаке изменения расхода пара и температуры дымовых газов

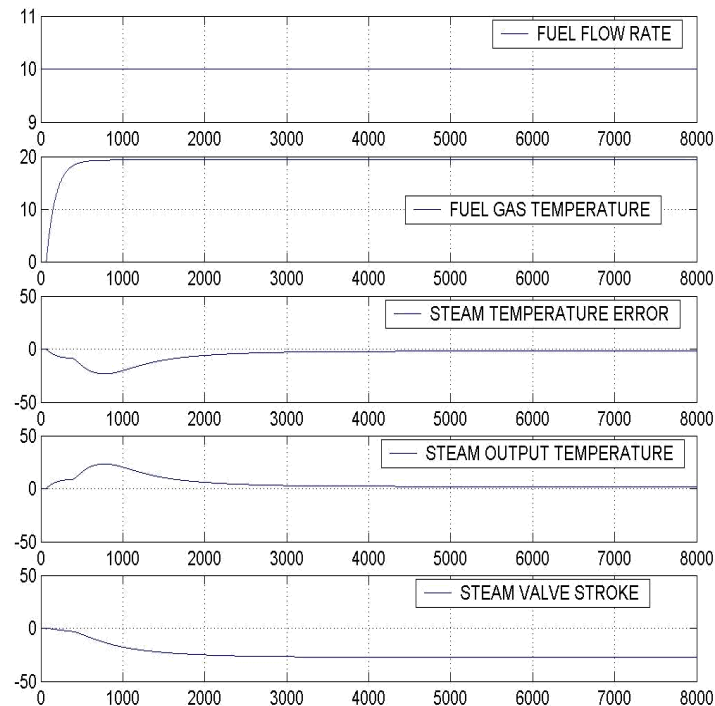


Рисунок 5. Графики работы модернизированной системы при положительном знаке изменения расхода пара и температуры дымовых газов и нулевых начальных условиях по температуре пара

Время переходного процесса (время достижения отклонением пара от заданного (базового) значения температуры равного 2°C) составляет для этого случая 568 с., а значение квадратичного критерия качества (интеграла квадрата рассогласования) равно $1.5158\text{e}+004$. Рассмотрим тот же вариант расчета, но для типовой системы (рис.9).

Время переходного процесса (время достижения отклонением пара от заданного (базового) значения температуры равного 2°C) составляет для этого случая 983,4 с., а значение квадратичного критерия качества (интеграла квадрата рассогласования) $2.9140\text{e}+004$.

Как следует из изложенного, время переходного процесса для модернизированной системы сократилось на 73%, а значение квадратичного критерия качества сократилось на 92%. Как известно [2], снижение температуры пара на 10°C эквивалентно перерасходу топлива на 0,2%. Так как происходит уменьшение величины критерия качества в модернизированной системе, по сравнению с типовой, следовательно, при сбросах нагрузки происходит экономия тепловой энергии (за счет снижения отрезка времени, в течение которого снижается температура пара). При набросах нагрузки за счет снижения времени превышения температурой пара заданного значения повышается долговечность пароперегревателя.

Литература

1. Плетнев Г.П. Автоматическое управление и защита теплоэнергетических установок электростанций: Учебник для техникумов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 344 с.
2. Кулаков Г.Т. Инженерные экспресс-методы расчета промышленных систем регулирования: Спр. Пособие. - Мн.: Выш. Шк., 1984. – 192 с.

УДК 62-503.57

ОПТИМАЛЬНАЯ НАСТРОЙКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ ОБЪЕКТА ВТОРОГО ПОРЯДКА С ЗАПАЗДЫВАНИЕМ

Шах А.С.

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

Рассматривается инженерный метод оптимизации параметров ПИД-регулятора для объекта управления второго порядка с запаздыванием. Для оптимизации системы управления предложен интегральный критерий качества с минимизацией управляющего воздействия, который отличается от существующих корректным учетом управляющего воздействия на технологический процесс. Это позволяет минимизировать расход материальных и/или энергетических ресурсов, при этом ограничивается износ и увеличивается срок службы регулирующих устройств. С использованием теории оптимизации численно подтверждена унимодальность предложенного критерия качества для задач оптимальной настройки регулятора. Для одноконтурной системы управления с помощью расчетных методов определена функциональная взаимосвязь оптимальных параметров регулятора от динамических свойств объекта управления.

Ввод в эксплуатацию систем автоматического управления сложными технологическими процессами, как правило, занимает много времени и для его выполнения требуются квалифицированные специалисты. Несмотря на это, как свидетельствует опыт, в большинстве случаев принятые в эксплуатацию системы управления оказываются настроенными далеко не оптимальным образом, что влечет за собой соответствующие (обычно скрытые, поскольку они специально не регистрируются) экономические потери. Автоматизация процесса настройки позволяет существенно уменьшить эти потери, а также сроки ввода САУ в действие.

Математическая модель объекта управления представлена апериодическим звеном второго порядка с запаздыванием:

$$W_{об}(p) = \frac{K_o e^{-\tau p}}{(T_1 p + 1)(\sigma p + 1)}, \quad (1)$$

где K_o – коэффициент передачи объекта;

T_1 и σ – постоянные времени,

τ – запаздывание.

Передаточная функция ПИД-регулятора:

$$W_p(p) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_{и} p} + \frac{T_{д} p}{T_{ф} p + 1} \right), \quad (2)$$

где K_p – коэффициент передачи быстродействующего канала,

$T_{и}$ – время интегрирования быстродействующего канала,

$T_{д}$ – время дифференцирования быстродействующего канала,

$T_{ф}$ – временная постоянная фильтра.

В данном разделе приводится расчет оптимальной системы регулирования температуры пара за потолочным экраном прямоточного котла ТПП-210А. За основу взят объект регулирования второго порядка с запаздыванием [1]:

$$W_{об}(p) = \frac{2,3 \cdot e^{-10p}}{(98p + 1)(49p + 1)}. \quad (3)$$

Рассмотрим

САР №1: КПИ

Используя настройки динамической настройки ПИД-регулятора [таблица 1, 1] запишем передаточную функцию регулятора:

$$W_p(p) = 1,64 \left(1 + \frac{1}{99p} + \frac{27,8p}{2,78p + 1} \right)$$

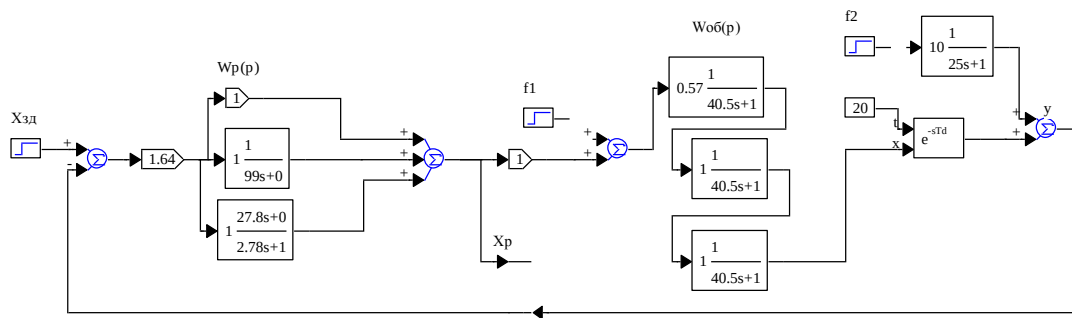


Рисунок 1. Структурная схема САР №1 КПИ

САР №2: БНТУ на базе регулятора Кулакова

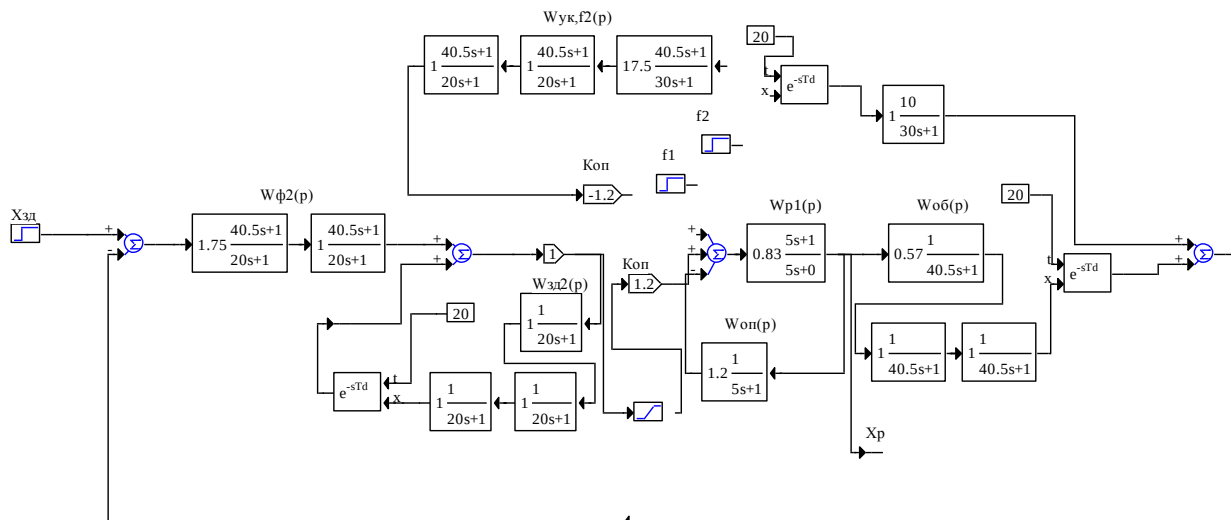


Рисунок 2. Структурная схема САР №2 БНТУ на базе регулятора Кулакова

Передаточная функция объекта регулирования без запаздывания:

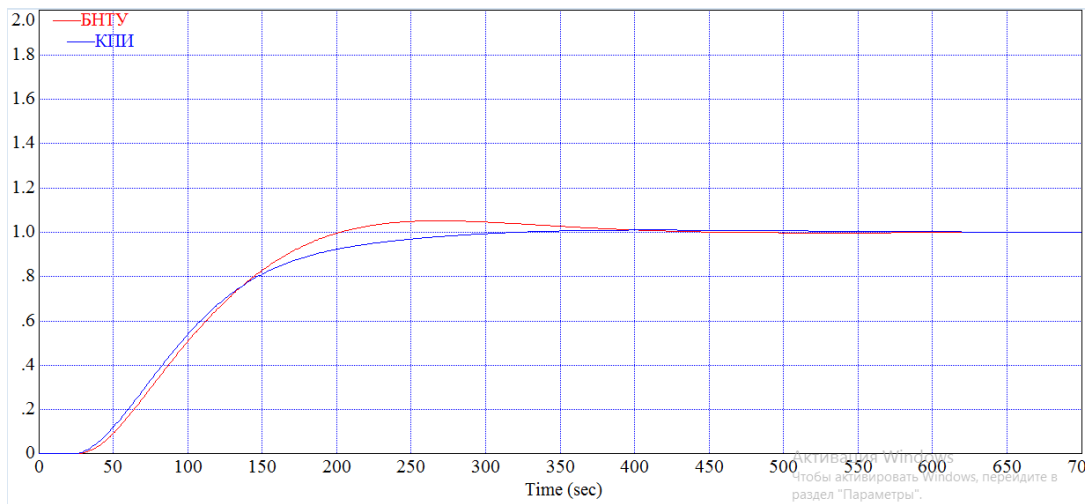
$$W_{\text{ог}}^{\text{о}}(p) = \frac{\kappa_0}{(Tp + 1)^3} = \frac{0,57}{(40,5p + 1)^3}, \quad (4)$$

Передаточная функция оптимального регулятора Кулакова:

$$W_p^{opt}(p) = [W_{o6}^o(p)]^{-1} \cdot W_{3\Delta 2}(p) = \frac{(40,5p + 1)^3}{0,57} \cdot \frac{1}{1 - \frac{e^{-\tau p}}{(T_{3\Delta 2}p + 1)^3}}, \quad (5)$$

где $T_{зд} = \gamma \cdot \tau$,

$$\gamma = (0,618; 0,382; 0,09),$$
$$T_{эд1}^{opt} = 20.$$



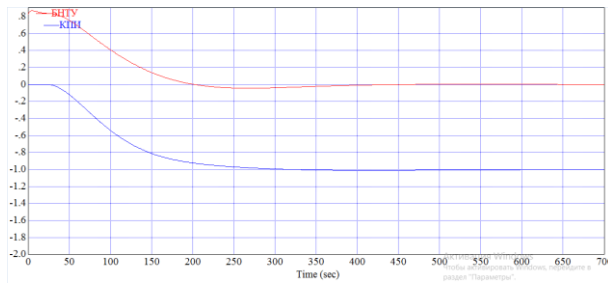


Рисунок 6. Регулирующее воздействие при отработке внутреннего возмущения f1

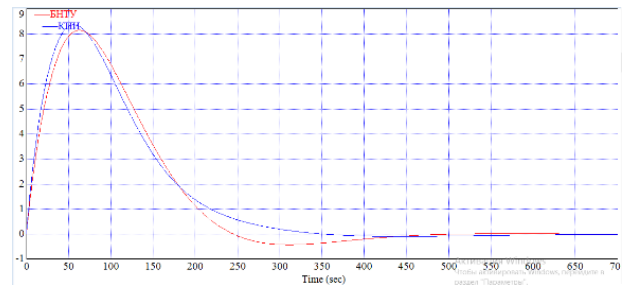


Рисунок 7. Регулируемая величина при отработке крайнего внешнего возмущения f2

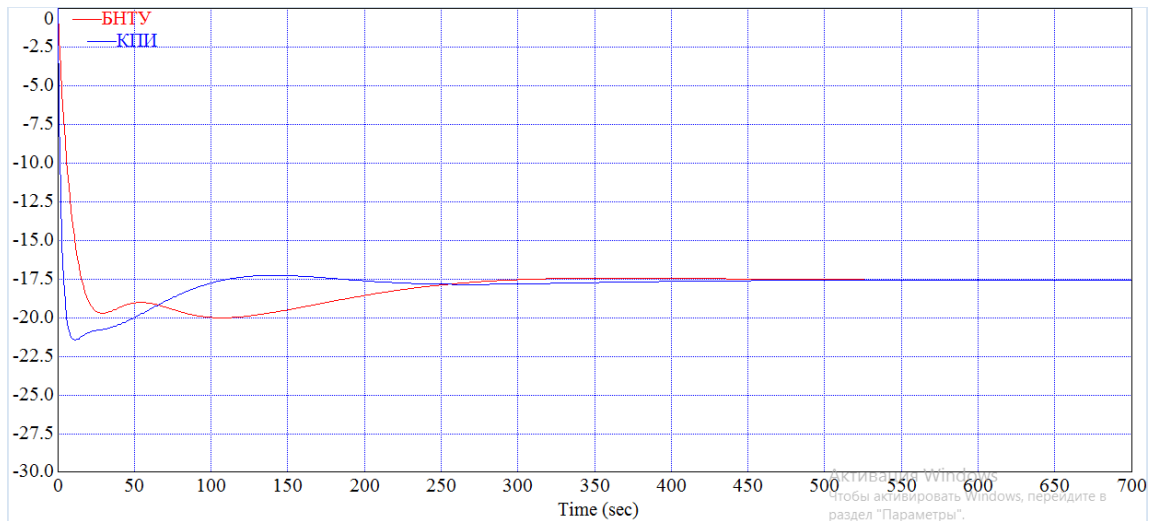


Рисунок 8. Регулирующее воздействие при отработке крайнего внешнего возмущения f2

САР №3: КПИ

Используя настройки динамической настройки ПИД-регулятора [таблица 1, 1] запишем передаточную функцию регулятора:

$$W_p(p) = 1,64 \left(1 + \frac{1}{99p} + \frac{27,8p}{2,78p + 1} \right)$$

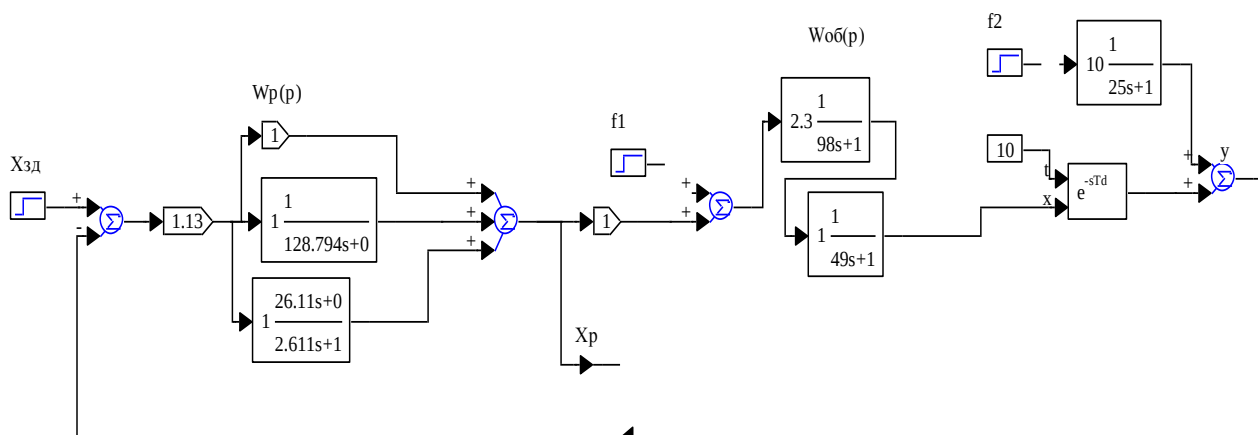


Рисунок 9. Структурная схема САР №3 КПИ

САР №4: БНТУ на базе регулятора Кулакова

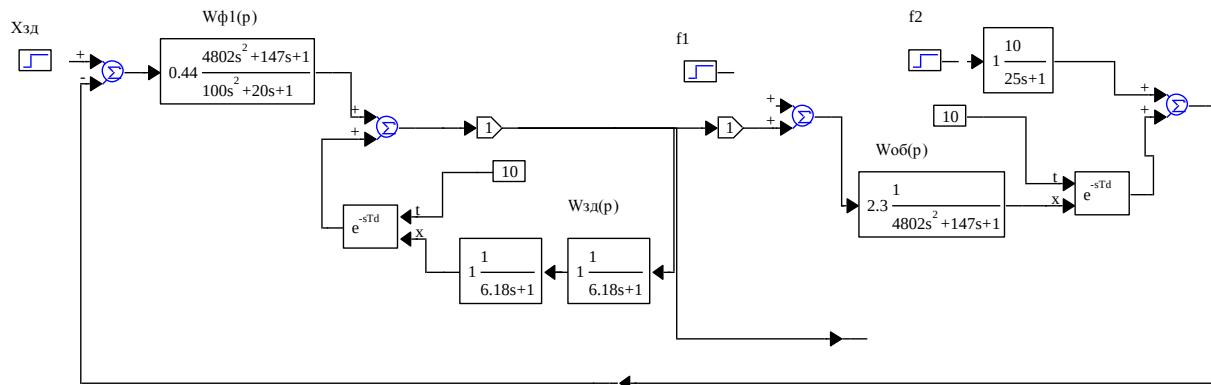


Рисунок 10. Структурная схема САР №4 БНТУ на базе регулятора Кулакова

Передаточная функция объекта регулирования без запаздывания:

$$W_{об}^o(p) = \frac{\kappa_0}{(Tp + 1)(\sigma p + 1)} = \frac{2,3}{(98p + 1)(49p + 1)}. \quad (6)$$

Передаточная функция оптимального регулятора Кулакова:

$$W_p^{opt}(p) = [W_{об}^o(p)]^{-1} \cdot W_{зд}(p) = \frac{(98p + 1)(49p + 1)}{2,3(T_{зд1}p + 1)^2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{e^{-\tau p}}{(T_{зд1}p + 1)^3}}, \quad (7)$$

где $T_{зд} = \gamma \cdot \tau$,

$\gamma = (0,618; 0,382; 0,09)$,

$T_{зд1} = 6,18$.

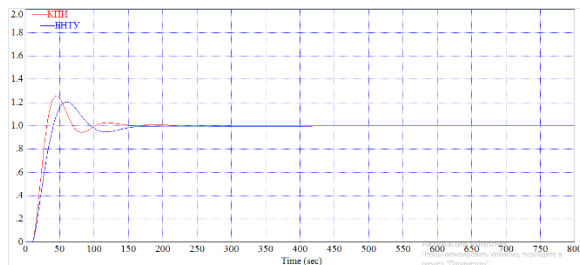


Рисунок 11. Регулируемая величина при отработке скачка задания $X_{зд}$

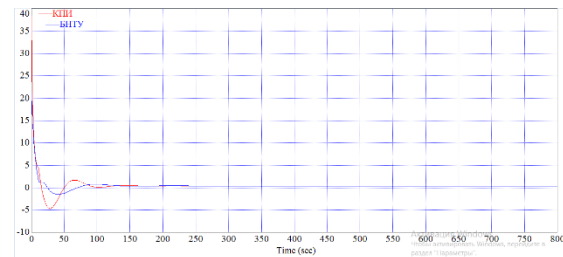


Рисунок 12. Регулирующее воздействие при отработке скачка задания $X_{зд}$

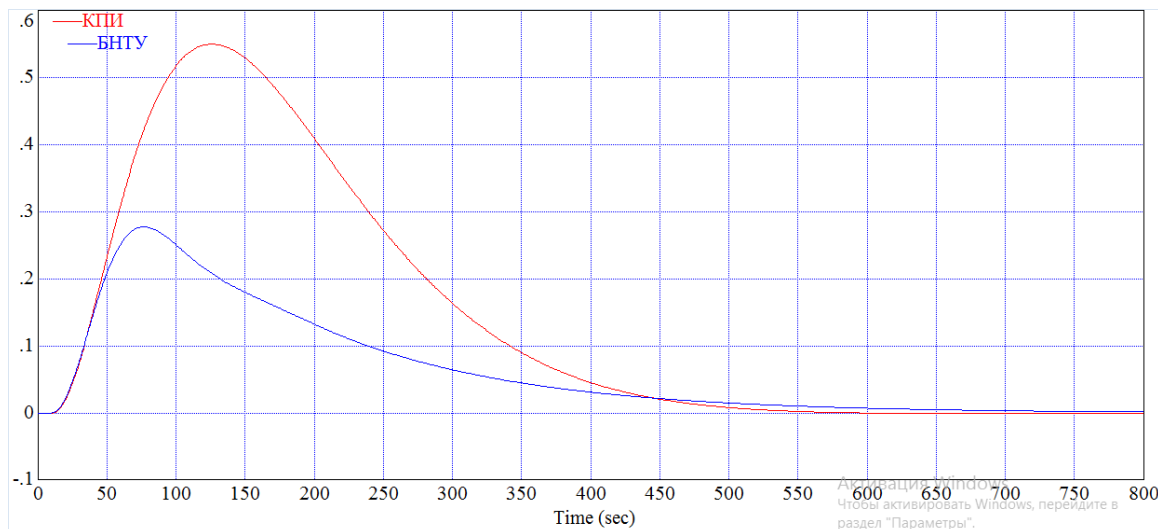


Рисунок 13. Регулируемая величина при отработке внутреннего возмущения $f1$

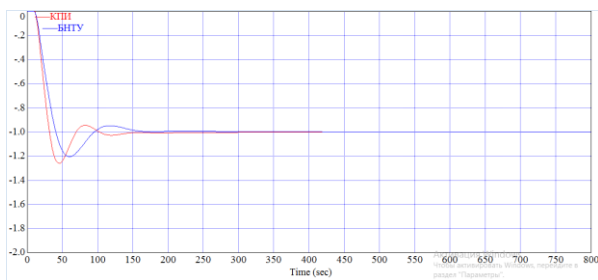


Рисунок 14. Регулирующее воздействие при отработке внутреннего возмущения f1

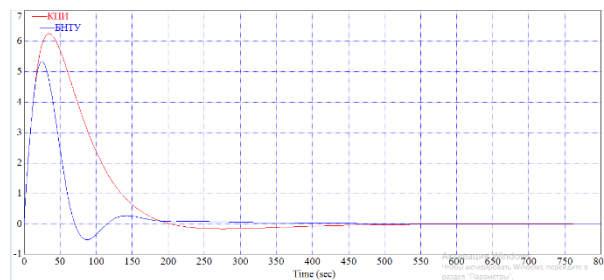


Рисунок 15. Регулируемая величина при отработке крайнего внешнего возмущения f2

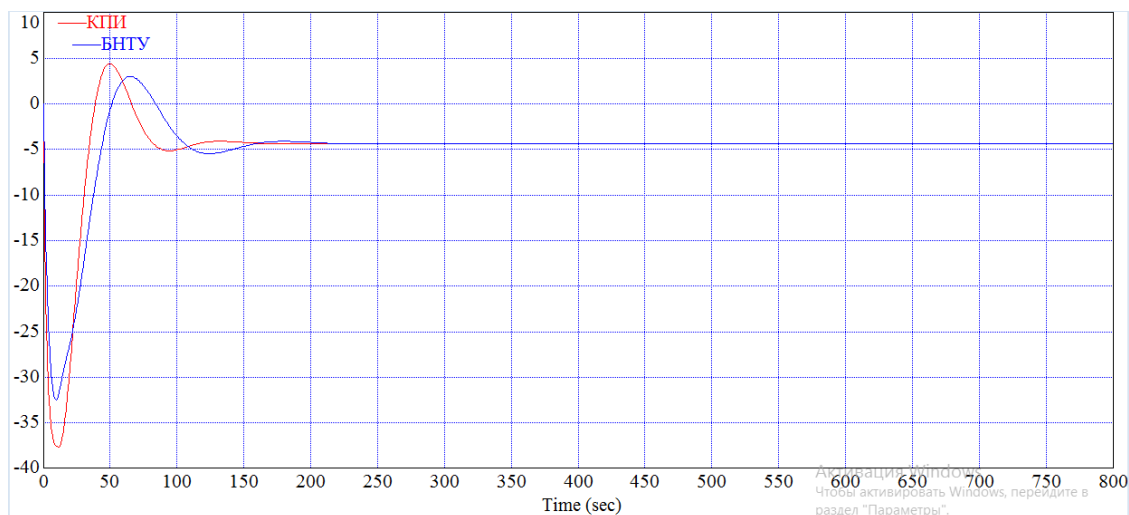


Рисунок 16. Регулирующее воздействие при отработке крайнего внешнего возмущения f2

Для метода расчета БНТУ структуру и оптимальную динамическую настройку стабилизирующего регулятора выбирают на базе передаточной функции оптимального регулятора, при этом заданную постоянную времени выбирают по правилу золотого сечения, приняв за целое время регулирования.

В результате анализа метода КПИ и БНТУ видно, что в методе БНТУ на основе регулятора Кулакова показатели прямого качества немного лучше метода КПИ.

Регулятор Кулакова имеет один показатель динамической настройки, по сравнению с регулятором КПИ (три показателя динамической настройки), что намного проще и дешевле.

Литература

1. Голинко, И.М. Оптимальная настройка системы управления для объекта второго порядка с запаздыванием [Текст] / И.М. Голинко// Теплоэнергетика. 2014. № 7. с. 63-71.
2. Голинко, И.М. Экспресс-метод оптимальной настройки аналогового регулятора по интегральным критериям качества[Текст] / И.М. Голинко, Ю.М. Ковриго, А.И. Кубрак// Теплоэнергетика. 2014. № 3. с. 15-22.
3. Кулаков Г.Т. Анализ и синтез систем автоматического регулирования. – Минск: Технопринт, 2003 г.
4. Кузмицкий И.Ф., Кулаков Г.Т. Теория автоматического управления. - Минск: БГТУ, 2010.
5. Кулаков Г.Т. Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами/ под редакцией Г.Т. Кулакова –Минск: Высшая школа, 2017, 240 с.

УДК 621.182.4

ОЧИСТКА РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ОТ ОТЛОЖЕНИЙ

Шкредов А.В.

Научный руководитель – д.т.н., профессор Жихар Г.И.

Устройства для обдувки регенеративных воздухоподогревателей

Для очистки регенеративных воздухоподогревателей применяется обдувка паром и воздухом при различном конструктивном исполнении аппаратов. Заводом «Ильмарине» для обдувки РВП паром в разное время поставлялись качающиеся аппараты типов ОАРВ, ОК, сейчас выпускаются только аппараты типа ОП.

В аппарате ОП обдувочная труба, конец которой снабжен соплом, совершает качательное движение с постоянной скоростью от периферии ротора к его центру и обратно.

Основным недостатком любого односоплового аппарата, сопло которого перемещается с постоянной скоростью от центра вращения к периферии по траектории, близкой к радиусу ротора РВП, является неравномерное количество очищаемого агента, приходящееся на единицу поверхности нагрева.

Таким образом, удельный расход агента очистки при постоянном диаметре сопла и параметрах агента очистки изменяется обратно пропорционально расстоянию сопла от центра вращения ротора.

Учитывая отмеченные недостатки односопловых аппаратов для обдувки регенеративных воздухоподогревателей, применяют многосопловые стационарные аппараты, преимущества которых заключается в простоте обслуживания (только закрыть и открыть пар), в отсутствии вращающихся и движущихся элементов, сокращение длительности обдувки. Кроме того, в них просто организовать более равномерное распределение обдувочного агента по радиусу ротора.

Многосопловой аппарат представляет собой стационарный коллектор, секционированный на несколько участков (в данном случае на три участка), к каждому из которых выполнен индивидуальный подвод пара. Сопла в пределах одного участка – одинаковые, расширяющиеся. Сечения сопел с удалением участка от вала вращения увеличиваются.

Расширяющиеся сопла обеспечивают сверхзвуковое истечение пара со скоростью до 900 – 1000 м/с. Недостатком подобных многосопловых аппаратов является повышенный единовременный расход пара, что требует больших диаметров подводящих трубопроводов.

Обмывка регенеративных воздухоподогревателей

В качестве промывочных устройств водой высокого давления применяются передвижные и стационарные аппараты.

Передвижной аппарат позволяет последовательно обрабатывать кольцевые участки ротора и представляет собой поворотную трубу с многополосной головкой на конце. Обмывочная труба для жесткости усилена рамой в плоскости действия сил реакции при истечении воды.

Перемещенные аппарата при обмывке с одной позиции на другую производится вручную. С трассой высокого давления аппарат сочленяется с помощью шарнирного соединения. Недостаток подобной конструкции – значительное время очистки.

Промывку следует применять 2 – 4 раза в год, сочетая ее с паровой обдувкой и применяя все указанные ранее мероприятия, приводящие к увеличению межпромывочной кампании. Такую очистку целесообразно использовать и во время ремонтных работ для удаления отложений из вынутых пакетов РВП.

Очистка регенеративных воздухоподогревателей нагревом продуктами сгорания

Этот метод используется на мазутных котлах, оснащенных несколькими параллельно работающими РВП. Сущность его заключается в следующем.

На работающем котле в один из нескольких РВП на некоторое время (20 – 50 мин.) прекращается частично или полностью подача воздуха, который отводится в остальные воздухоподогреватели. За счет дымовых газов температурой 280 – 320 °С теплообменная поверхность прогревается и деформируется, отложения золы на ней высушиваются и теряют свою прочность. Деформация теплообменных листов и термическое воздействие на отложения обеспечивают разрушение и отделение золовых отложений, которые и выносятся газами, что приводит к снижению коррозии поверхности и существенно уменьшает ее загрязнение.

В период нагрева поверхности РВП дымовыми газами происходит деформация элементов РВП и повышенный износ уплотнений, что приводит к увеличению зазоров и повышению перетоков воздуха в последующей эксплуатации.

Другой недостаток этого метода – снижение экономичности котла за счет повышения температуры уходящих газов на 20 – 25 °С. Эти недостатки и являются причиной, ограничивающей применение такого способа.

Импульсная очистка регенеративных воздухоподогревателей

В последние годы на ряде энергетических котлов сделана попытка использовать импульсную очистку для удаления золовых отложений из регенеративных воздухоподогревателей.

Сущность метода заключается в периодическом (взрывном) сжигании горючей смеси, состоящей из природного газа и воздуха в специальном объеме (камере), имеющем свободный выход на очищаемые поверхности нагрева. В результате такого сгорания периодически резко увеличивается объем газов, что сопровождается повышенным выбросом продуктов сгорания с образованием периодических волн давления. Энергия взрывного горения и является тем импульсом, который воздействует на золовые отложения.

В ударных трубах развивается при сгорании смеси газ+воздух избыточное давление до 0,196 – 0,392 МПа (2 – 4 кгс/см²), периодичность импульсов 2 – 8 с. Расход газа на установку составляет 20 – 50 м³/ч. Рекомендуемая продолжительность импульсной очистки 0,5 – 1 ч при включении ее 1 – 3 раза в смену.

Литература

1. Гаврилов А.В., Малкин Б.М. Загрязнение и очистка поверхностей нагрева котельных установок, М.: «Энергия», 1980 – 328 с.

УДК 621.18-5

САР НА БАЗЕ МЛУС

Якимович А.А.

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

Двухконтурные системы автоматического регулирования (САР) с дифференцированием промежуточного сигнала получили максимальное распространение в области автоматизации технологических процессов и производств в теплоэнергетике. Так, регулирование температуры перегретого пара в барабанных и прямоточных котлов осуществляется двухимпульсной схемой: с основным сигналом по отклонению температуры перегретого пара на выходе котла и дополнительным исчезающим сигналом по температуре пара после охладителя.

Качество регулирования технологических параметров САР определяет экономичность, надежность и долговечность работы теплоэнергетического оборудования. Вместе с тем планируемый ввод в Белорусскую энергосистему двух блоков АЭС ужесточает требования к качеству регулирования энергоблоков, которые будут работать в полупиковой и пиковой частях графика электрической нагрузки энергосистемы.

Структурная схема моделирования типовой САР с дифференциатором приведена на рисунке 1.

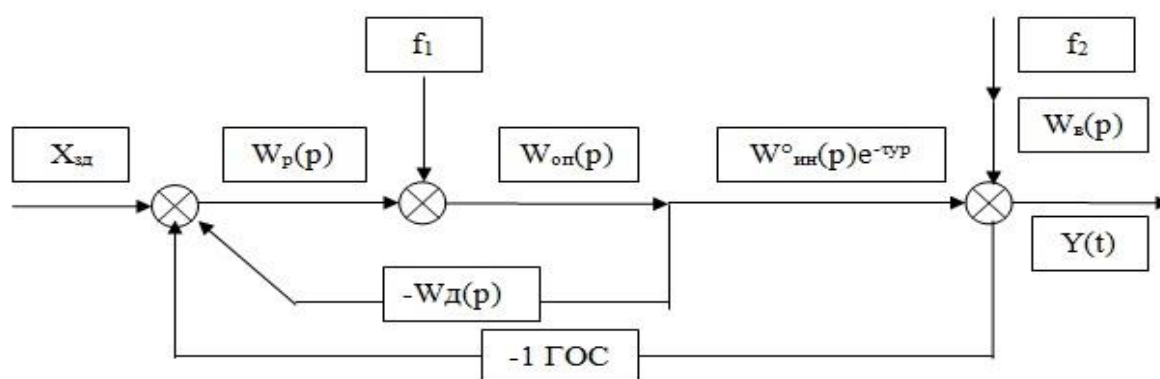


Рисунок 1. Структурная схема САР с Д

$y(t)$ – основная регулируемая величина; $X_{зд}$ – заданное значение регулируемого параметра; $W_p(p)$ – передаточная функция регулятора; $W_d(p)$ – передаточная функция дифференциатора; $W_{оп}(p)$ – передаточная функция опережающего участка; $W_{ин}(p)$ – передаточная функция инерционного участка; f_1 – внутреннее возмущение; f_2 – крайнее внешнее возмущение.

Методика оптимизации типовой САР с дифференциатором.

Дифференциатор настраиваем по передаточной функции инерционного участка на оптимальную обработку внешнего возмущения f_2 по МПК в Ч.В. с критериями оптимальности через коэффициент демпфирования: $\xi = 1$ и $\xi = \frac{1}{\sqrt{2}}$.

Регулятор настраиваем по передаточной функции опережающего участка на оптимальную обработку внутреннего возмущения f_1 по МЧК с критериями оптимальности: минимум интеграла квадрата ошибки регулирования за время регулирования t_p при заданной степени затухания переходного процесса $\Psi \leq 0,95$.

Расчёт настройки типовой САР с Дф.

Расчёт динамической настройки Дифференциатора по МПК в ЧВ:

$$T_d = T_k = T_{ин} + \sigma_{ин} = 111,36 + 35,8 = 147,2 \text{ с}$$

$$k_d = \frac{1}{k_p}$$

$$k_d = \frac{2 \cdot k_{ин} \cdot \tau_y}{T_k} = \frac{2 \cdot 2,6 \cdot 154}{147,2} = 5,35 \frac{^\circ\text{C}}{\text{т/ч}}$$

Расчёт динамической настройки ПИ-регулятора по МЧК с коэффициентами A_1 и A_2 , выбранными по методу «Золотого Сечения»:

$$A_1 = 2.539$$

$$A_2 = 1.853$$

$$K = \frac{A_1}{A_2^2} \cdot T \left(1 + \frac{1}{T}\right)^2 - 1$$

$$\frac{A_1}{A_2^2} = 0.7395$$

$$T = \frac{T_{оп}}{\sigma_{оп}} = \frac{27,6}{6,4} = 4,31$$

$$K = (k_p \cdot k_{оп}) = 0.7395 \cdot T \left(1 + \frac{1}{T}\right)^2 - 1 = 0.7395 \cdot 4,31 \left(1 + \frac{1}{4,31}\right)^2 - 1 = 3,84 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow k_p = \frac{K}{k_{оп} \cdot k_d} = \frac{3,84}{11,6 \cdot 5,35} = 0,06 \frac{\tau/\text{ч}}{^\circ\text{C}}$$

$$I = \left(\frac{T_{и}}{\sigma_{оп}}\right) = \frac{6,36 \cdot K}{T \left(1 + \frac{1}{T}\right)^3} = \frac{6,36 \cdot 3,84}{4,31 \left(1 + \frac{1}{4,31}\right)^3} = 3,03 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_{и} = I \cdot \sigma_{оп} = 3,03 \cdot 6,4 = 19,39 \text{ с}$$

Таблица 1 – Исходные данные базовой САР с Д

Опережающий участок				Инерционный участок		
$K_{оп}, \frac{^\circ\text{C}}{\tau/\text{ч}}$	$T_{оп}, \text{с}$	$\sigma, \text{с}$	$T, \text{с}$	$K_{ин}, \frac{^\circ\text{C}}{\tau/\text{ч}}$	$T_k, \text{с}$	$\tau_y, \text{с}$
11,6	27,6	6,4	4,3	2,6	147,2	154
Основной регулятор				Дифференциатор		
K	$K_p, \frac{\tau/\text{ч}}{^\circ\text{C}}$	I	$T_{и}, \text{с}$	K_d	$T_d, \text{с}$	$T_\phi, \text{с}$
-	0,06	-	19,39	5,35	147,2	-
$W_p(p) = \frac{0,06(19,39p + 1)}{19,39p}$ $W_{оп}(p) = \frac{11,6}{(27,55p + 1)(6,4p + 1)}$				$W_d(p) = \frac{5,35 * 147,2p}{147,2p + 1}$ $W_{ин}(p) = \frac{2,56 * e^{-154p}}{147,2p + 1}$		

В качестве наиболее опасного возмущения принято внешнее возмущение, так как оно сразу проходит на выход системы и может привести к появлению статической ошибки регулирования, обусловленной выходом из расчётного диапазона регулирующего органа. Поэтому в данной работе будем улучшать обработку САР внешнего возмущения. Добьемся улучшения качества регулирования за счет модифицированного линейного упредителя Смита.

Модифицированный линейный упредитель Смита

Для существенного улучшения качества обработки скачка задания для объектов с большим запаздыванием целесообразно использовать линейный упредитель Смита, который охватывает основной регулятор полной моделью объекта регулирования с запаздыванием с

помощью положительной обратной связи, а также не полной моделью (та часть передаточной функции объекта, которая содержит запаздывания) с использованием отрицательной обратной связи на входе в регулятор. Основным недостатком такого упредителя является плохая отработка внутреннего возмущения, т.к. регулятор узнаёт о его появлении после времени запаздывания по каналу регулирующего воздействия. Для устранения этого недостатка точку отбора входа неполной и полной моделей необходимо перенести с выхода регулятора в точку промежуточной регулируемой величины, т.е. использовать модифицированный линейный упредитель Смита. (МЛУС).

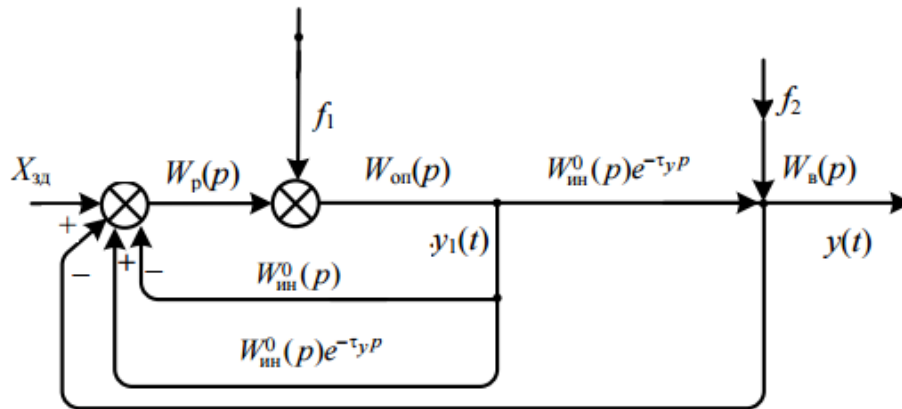
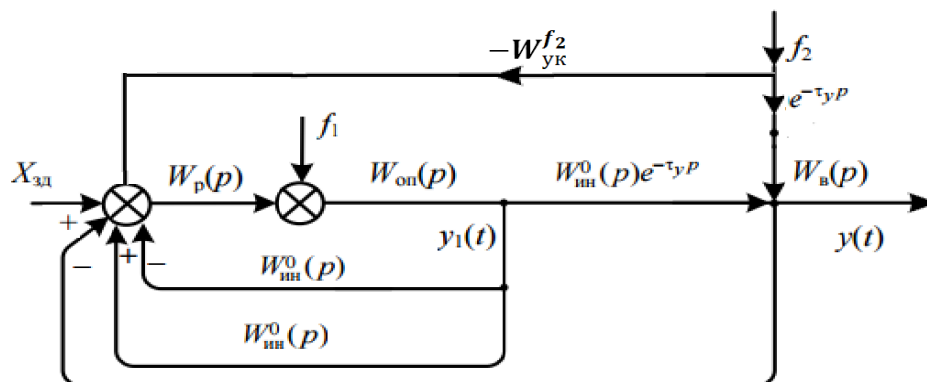


Рисунок 2. Схема МЛУС

Для улучшения отработки скачка при крайнем внешнем возмущении используем схему МЛУС с устройством компенсации по крайнему внешнему возмущению $W_{ук}^{f_2}$.


 Рисунок 3. Схема МЛУС с устройством компенсации по крайнему внешнему возмущению $W_{ук}^{f_2}$

Передаточная функция устройства компенсации будет равна:

$$W_{ук}^{f_2} = [1 - W_{зд}] * \frac{K_B(T_{зд}p + 1)}{T_B p + 1},$$

где $T_{зд} = j\tau_y$,

j принимаем по правилу золотого сечения равным 0.09

Графики переходных процессов.

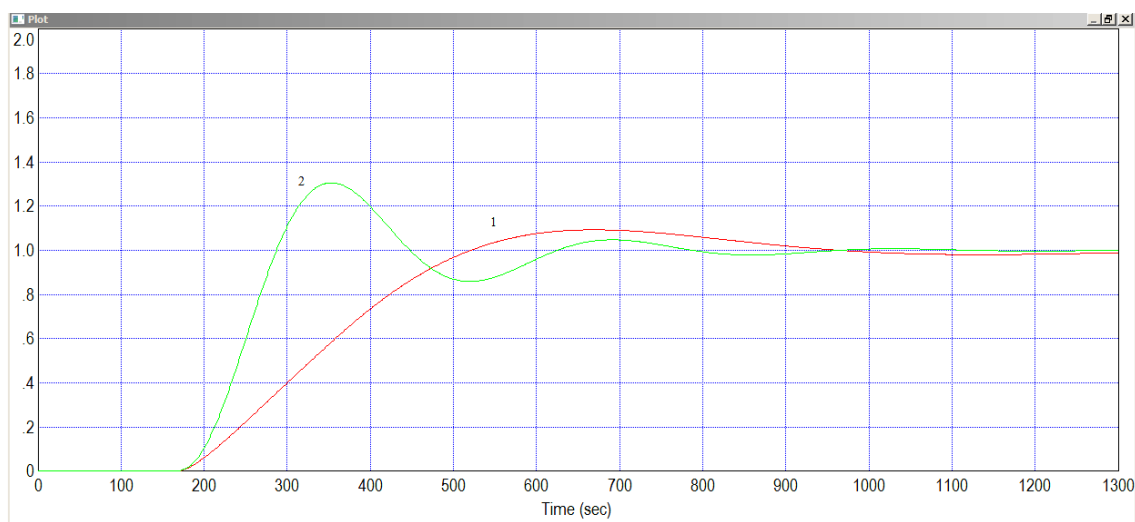


Рисунок 4. Графики переходных процессов при отработке задающего воздействия $X_{зд}$.
1-типовая САР; 2-предлагаемая САР с МЛУС

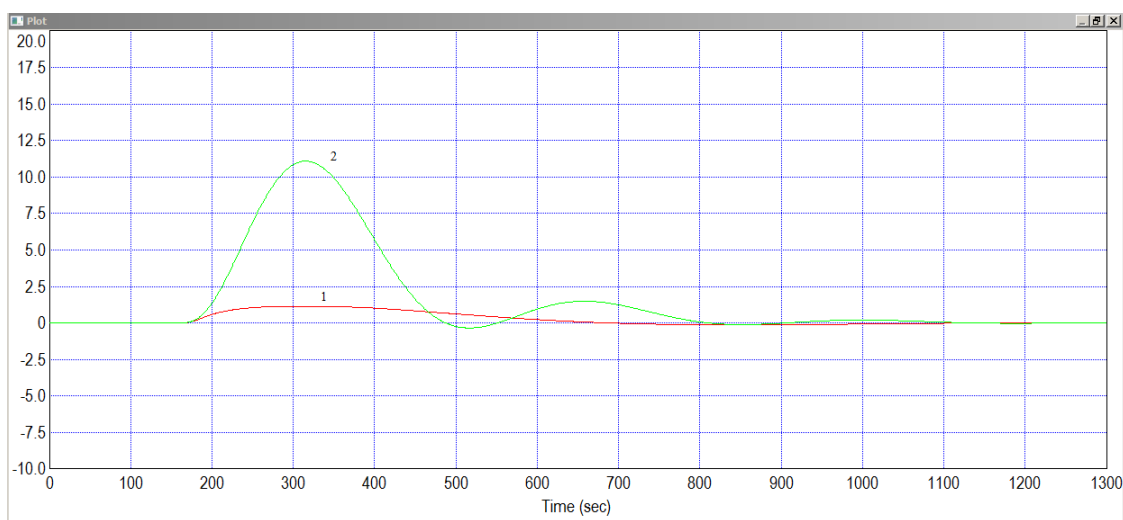


Рисунок 5. Графики переходных процессов при отработке внутреннего возмущения f_1
1-типовая САР; 2-предлагаемая САР с МЛУС

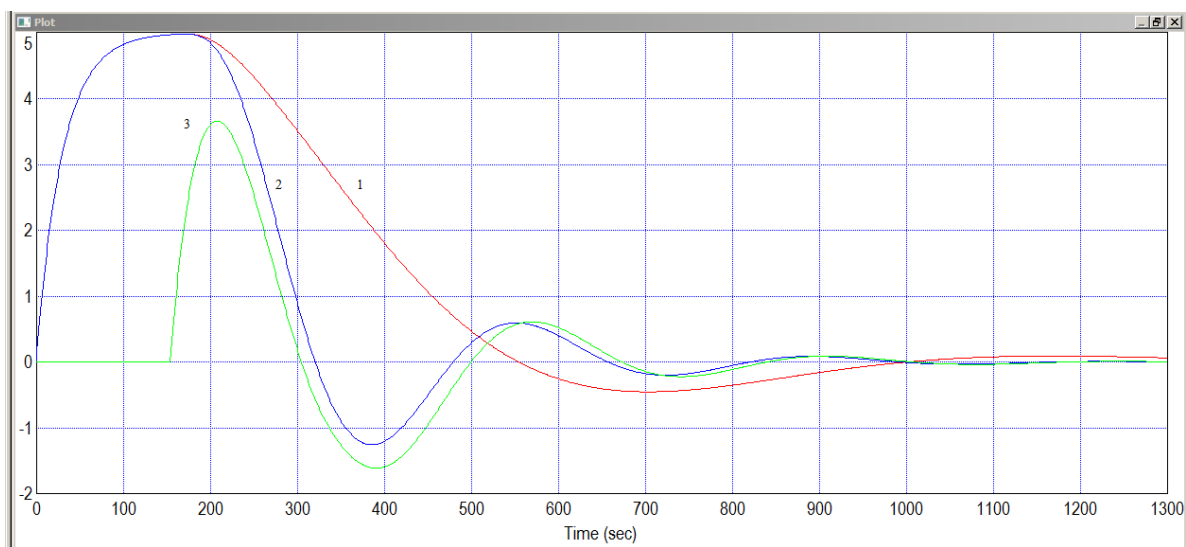


Рисунок 6. Графики переходных процессов при отработке крайнего внешнего возмущения f_2 .
1 — типовая САР; 2 — САР с МЛУС; 3 — САР с использованием устройства компенсации по
крайнему внешнему возмущению $W_{ук}^{f_2}$

Выводы

Совершенство типовой двухконтурной САР путем замены дифференциатора промежуточной регулируемой величины на разность неполной и полной моделей инерционного участка объекта регулирования и дополнительного устройства компенсации внешнего возмущения позволяет улучшить качество регулирования при отработке скачка задания и при отработке крайнего внешнего возмущения.

Предложенные методы оптимизации основного регулятора и устройства компенсации внешнего возмущения, позволяют значительно повысить качество регулирования переходных процессов.

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, 2004. – 295 с.
2. 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. – 486с.
3. Кулаков, Г.Т. Инженерные экспресс-методы расчета промышленных систем регулирования: спр. пособие / Г.Т. Кулаков. – Минск: Вышэйш. шк., 1984. – 192 с.
4. Смит, О. Дж. Автоматическое регулирование: пер. с англ. / О. Дж. Смит; под ред. Е.П. Попова. – М.: Физматгиз, 1962. – 848 с.