

621.1
Ф 27

А - 21410

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Ю. В. БАТЕНЬ

И С С Л Е Д О В А Н И Е
ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРОМЕЖУТОЧНЫХ
ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ

(диссертация на русском языке)

Специальность № 05.198

(Автоматизация производственных процессов)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Минск, 1972

24

Научная библиотека

БНТУ



* 8 0 0 7 8 1 8 6 3 *

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Ю. В. БАТЕСВ

И С С Л Е Д О В А Н И Е
ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРОМЕЖУТОЧНЫХ
ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯХ

(диссертация на русском языке)

Специальность № 05.198

(Автоматизация производственных процессов)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Минск, 1972

Работа выполнена во Львовском ордена Ленина
политехническом институте.

Научный руководитель:

кандидат технических наук,

д о ц е н т

С. И. ПЕТРЕНКО

Официальные оппоненты:

доктор технических наук

А. П. КЛИМЕНКО

кандидат технических наук

Г. Т. КУЛАКОВ

Ведущее предприятие:

Кисное отделение треста ОРГЭС

Автореферат разослан "13..." апреля 1972 г.

Защита диссертации
состоится "26..." мая 1972 г.

на заседании Совета по присуждению ученых степеней по энергетическим специальностям при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте.

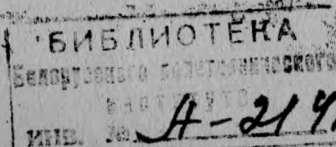
Дата защиты будет дополнительно об"явлена в газете "Вечерний Минск".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке БПИ.

Просим Вас принять участие в обсуждении диссертации или прислать отзыв на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенный печатью учреждения, по адресу: 220027, гор. Минск, Ленинский проспект, 65, Белорусский политехнический институт, Ученому секретарю Совета.

Ученый секретарь Совета
кандидат технических наук

Л. ЧЕРВИНСКИЙ.



В связи с применением промежуточного перегрева пара и специфическими условиями работы промперегревателей в условиях переменного графика нагрузок возник ряд новых важных требований к проектированию и эксплуатации мощных энергетических установок. Одним из таких требований является регулирование промежуточного перегрева пара, то есть поддержания заданной температуры пара на выходе из промежуточного пароперегревателя при различных режимах работы блока. Известно, что обоснованный выбор схем регулирования невозможен без исследования динамических характеристик объекта. В связи с актуальностью этой задачи для новых типов парогенераторов чрезвычайно важно уметь рассчитывать динамические характеристики еще на стадии проектирования агрегатов. Только в этом случае оказывается возможным путем изменения конструкций отдельных узлов улучшить их регулировочные свойства. На последующих этапах такие изменения вряд ли возможны, так как требуют значительных затрат. Аналитические исследования дают значительную экономию средств за счет уменьшения объема экспериментальных работ. Математические методы определения динамических свойств теплообменников были разработаны в основном в трудах А.А.Арманда, А.А.Талы, Е.П.Серова, Я.Такахаси, П.Профоса, Л.С.Шумской, В.М.Рущинского и др., получивших всеобщее признание.

Однако, некоторые особенности промперегревателей потребовали дальнейшего развития этих методов. Поскольку методы получения дробно-рациональной передаточной функции, опи-

связующей динамические процессы в теплообменниках, разнообразны, целесообразно сравнить между собой расчетные зависимости по точности и простоте математической записи с целью получения инженерной методики расчета динамики промежуточных пароперегревателей.

Так как применяемые методы разработаны для незначительных возмущающих воздействий, необходимо оценить общепринятое допущение о "малой" величине расходящихся возмущений, для чего необходимо разработать методы расчета динамических характеристик промперегревателей при "больших" возмущениях. Для обоснования математических моделей потребовалось также оценить некоторые другие допущения и сравнить расчетные характеристики с экспериментальными.

Как известно, кинетика теплопровода оказывает основное влияние на динамику промперегрева. Численные решения позволяют определять переходные процессы в металле и рабочем теле с высокой точностью, однако в силу значительной затраты времени оно может служить лишь как эталон и основа для построения моделей для инженерных исследований. Поэтому окончательное решение задачи потребовало разработки метода построения на базе численного решения упрощенных моделей, отвечающим конкретным целям исследования.

Таким образом, задача настоящего исследования может быть кратко сформулирована следующим образом: сравнение существующих теоретических методов получения динамических характеристик промперегревателей, разработка и обоснование методики математического описания нестационарных процессов в промежуточ-

ных пароперегревателях, определение и анализ расчетных и экспериментальных динамических характеристик промперегревателей.

Большой объем расчетов и необходимость получения достаточно точных количественных оценок явились причинами разработки комплекса программ для ЭЦМ, позволяющих произвести все требуемые для решения поставленной задачи вычисления.

Работа состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения.

Во введении освещено состояние проблемы и сформулирована постановка задачи.

В главе I рассмотрены способы определения динамических характеристик промперегревателей, выполнены сопоставление и анализ существующих методик исследования изменения температуры перегретого пара (методик МоЦКТИ, ЦНИИКА, ЦКТИ). Показано, что результаты, полученные при расчетах по этим методикам имеют существенное расхождение в начальный период после нанесения возмущения и удовлетворительную сходимость конечных значений.

В главе II разработан и анализируется комплекс математических моделей для исследования динамических характеристик промежуточных пароперегревателей. Для каждой из моделей, после сравнения с эталонной характеристикой, установлены области применения. Выполнен анализ причин расхождения получаемых результатов при использовании различных математических моделей для одной и той же физической задачи, дана оценка роли различных допущений, сделанных при выводе уравнений динамики.

В главе III выведены формулы полноты теплообмена металла с окружающей средой и скорости потока тепла аккумуляции, используемые в дальнейшем как удобный инструмент при определении потока тепла аккумуляции в металле пароперегревателей.

Глава IV посвящена сопоставлению динамических характеристик промежуточных пароперегревателей, полученных расчетным и экспериментальным путем. Исследована динамика промежуточного пароперегревателя при различных возмущающих воздействиях.

Расчеты выполнены по разработанной в диссертации методике применительно к блоку 200 Мвт, на котором проведены соответствующие эксперименты.

В приложении вынесены исходные данные для расчета динамических характеристик, таблицы коэффициентов и передаточных функций для различных видов возмущающих воздействий.

I.

Рассматриваются применяемые в отечественной практике два метода, позволяющие получить аналитические выражения динамических характеристик промежуточных пароперегревателей. Согласно первому методу, физическая модель теплообменника разбивается на звенья, представленные в виде распределенных объектов.

Метод заключается в определении временных характеристик разгона полученных звеньев при различных возмущениях

с определением статических коэффициентов и в приближенном определении аналитических выражений для передаточных функций изменения температуры на выходе из отдельных участков рассматриваемого объекта.

Во втором - все трубы и коллекторы промежуточного пароперегревателя принимаются сосредоточенными в одном объеме. По отдельным участкам составляются уравнения материального и теплового балансов с учетом аккумулирующей емкости металла. В результате совместного решения уравнений получены соответствующие дифференциальные уравнения, описывающие процесс нестационарного теплообмена.

На примерах расчетов динамики промежуточных пароперегревателей (блоки 150, 200 и 300 Мвт) показано, что:

- а) метод сосредоточенных параметров значительно уменьшает порядок дифференциальных уравнений по сравнению с методом распределенных параметров;
- б) применение метода сосредоточенных параметров дает более крутую характеристику изменения температуры пара промперегрева и меньшее время разгона по отношению к методу распределенных параметров.

Так для блока 300 Мвт с парогенератором ТП-110 время разгона изменения температуры промперегрева составляет:

1. при возмущении по расходу топлива:
 $T_{a c} = 230$ сек, $T_{a p} = 260$ сек;
2. при возмущении по расходу первичного пара через паропаровой теплообменник:
 $T_{a c} = 180$ сек, $T_{a p} = 230$ сек;

3. при возмущении по расходу вторичного пара:

$T_a c = 210$ сек, $T_a p = 210$ сек.

Для блока 150 Мвт с парогенератором ПП-90 время разгона изменения температуры при относительном изменении расхода топлива на парогенератор, равном $\mu t = 0,27$ составляет:

$T_a c = 270$ сек, $T_a p = 680$ сек.

в) анализ результатов, полученных по методу сосредоточенных и распределенных параметров, показывает, что расхождение характеристик относится к начальному моменту времени после нанесения возмущения по расходу вторичного пара и изменению его температуры на входе в участок;

г) запаздывание начала изменения температуры пара на выходе из промежуточного пароперегревателя составляет:

для блока 150 Мвт $\tau = 160$ сек;

для блока 300 Мвт $\tau = 60$ сек.

В общем случае такие величины времен разгона и запаздывания приводят к медленному выравниванию температуры пара на выходе из пароперегревателя. При возмущении регулирующими клапанами время выравнивания температуры перегретого пара на выходе из пароперегревателей для блоков 150 и 300 Мвт составляет около 10 минут, что весьма хорошо согласуется с опытными данными;

д) для получения основных динамических характеристик промежуточных пароперегревателей может быть применен метод сосредоточенных па-

раметров по каналу передачи возмущений $Q \rightarrow t, J \rightarrow t$.

П.

В рамках одномерной физической модели процесс, протекающий в участке промежуточного пароперегревателя можно рассматривать как плоское одномерное течение сплошной среды при наличии теплообмена со стенкой трубы. Этот процесс подчиняется закону сохранения массы, закону сохранения количества движения и закону сохранения энергии, которые записываются в виде известных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial z} \rho w &= 0 ; \\ \frac{\partial}{\partial t} \rho w + \frac{\partial}{\partial z} (\rho + \rho w^2) &= \frac{w^2}{2} ; \\ \frac{\partial}{\partial t} \rho i + \frac{\partial}{\partial z} \rho w i &= \frac{q}{F} ; \end{aligned} \right\} (1)$$

где ρ - плотность, i - энтальпия, p - давление, w - скорость, q - тепловой поток на внутренней поверхности труб, $\frac{w^2}{2}$ - коэффициент гидравлических потерь, F - площадь поперечного сечения трубы, t - время, z - длина.

Представление промпрегревателя в виде одномерной системы приводит к тому, что механизм передачи тепла вдоль других координат оказывается скрытым.

Во-первых, исключается уравнение теплопроводности, то есть градиент температуры по радиусу приравнивается нулю

как в оболочке так и рабочем теле. Следовательно уравнение теплопроводности заменяется уравнением теплового баланса, записанного для оболочки.

Отказ от рассмотрения механизма передачи тепла в пристенном слое привел к необходимости введения в систему уравнений эмпирического закона теплообмена, которое вместе с уравнением теплового баланса дает:

$$Q - G_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = \alpha F (T_m - T).$$

Во-вторых, исключается механизм вязкого трения, что приводит к вводу в уравнение закона сохранения количества движения эмпирической зависимости, характеризующей сопротивление движению в канале.

В третьих, в систему уравнений I вводятся другие эмпирические зависимости, определяющие коэффициенты теплоотдачи, трения и др.

Систему уравнений дополняют уравнением состояния теплоносителя

$$\rho = f_1(P, t); \quad i = f_2(P, t).$$

Аналитическое решение системы I в замкнутой форме практически не представляется возможным. Поэтому исходная система дифференциальных уравнений была соответственным образом преобразована и исследована с тем, чтобы создать достаточно простую математическую модель, пригодную для выполнения многовариантных расчетов на ЭМ.

Упрощение исходной системы уравнений выполнено на основании следующих общеизвестных допущений: не учитываются

акустические колебания; движение рабочей среды принимается одномерным; тепловой поток учитывается только в радиальном направлении; физические параметры для металла стенки трубы берутся при средней температуре; для описания теплообмена, гидравлического сопротивления используются зависимости, полученные для стационарных условий; изменение потенциальной и кинетической энергий учитывается только в уравнении количества движения.

Правомерность этих допущений, как показывают экспериментальные работы, обосновывается тем, что для диапазона параметров и частот возмущений $\omega < 0,2$ гц/, имеющих место в котельной практике, они не вносят существенной погрешности в решение системы.

Модель I. Это математическая модель с распределенными параметрами. В случае постоянной плотности теплоносителя, система уравнений I сводится к двум: энергии и теплового баланса;

$$\left. \begin{aligned} \alpha_2(T_m - T)F &= \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + W \frac{\partial T}{\partial Z} \right) V; \\ Q - \alpha_2(T_m - T)F &= G_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial \tau}; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где Q - тепловая нагрузка; α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки к пару; T , T_m - температура, относящаяся соответственно к пару и металлу; ρ - плотность пара; W - массовая скорость; Z - длина участка; F - внутренняя поверхность трубы; V - паровой объем; G_m - вес металла; τ - время.

Система уравнений (2) решена из условия неизменности свойств пара по сечению трубы и постоянства теплового потока по длине канала.

Решение выполнено последовательным численным интегрированием через равные интервалы времени.

Модель 2. представляет собой линеаризованную систему уравнений модели 1.

Дифференциальные уравнения, записанные в отклонениях переменных, имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{20}(\Delta T_M - \Delta T)F + n\alpha_{20}F(T_{M0} - \bar{T}_0) \frac{\Delta W}{W} = \\ = \rho c_p V \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial \tau} + W \frac{\partial \Delta T}{\partial z} + \Delta W \frac{\partial \bar{T}_0}{\partial z} \right) ; \\ \Delta Q - \alpha_{20}(\Delta T_M - \Delta T)F - n\alpha_{20}F(T_{M0} - \bar{T}_0) \frac{\Delta W}{W} = G_M c_m \frac{\partial \Delta T_M}{\partial \tau} \end{aligned} \right\} (3)$$

где n - показатель степени в зависимости, связывающей коэффициент теплоотдачи и скорость пара; $\alpha_2 = \alpha_{20} \left(\frac{W}{W_0} \right)^n$; T_0 - средняя температура пара; 0, 1, 2 - индексы, означающие исходный стационарный режим, вход и выход из теплообменника.

Система уравнений (3) решена относительно изменения температуры потока ΔT в области изображений по Лапласу.

Модель 3. Это математическая модель с сосредоточенными параметрами. Принимается следующая система уравнений:

$$\begin{aligned} Q - \mathcal{J}(i_2 - i_1) &= G c_p \frac{d\bar{T}}{d\tau} ; \\ Q &= K \mathcal{J}^{0,8} (T_M - \bar{T}) ; \\ Q_M - Q &= G_M c_m \frac{dT_M}{d\tau} . \end{aligned} \quad (4)$$

где: Q, Q_M - тепловой поток от стенки трубы к пару и в металле, D - расход пара; i - энтальпия пара; C_p, C_m - удельная теплоемкость пара и металла; K - коэффициент теплопередачи.

В уравнениях (4) вместо изменения температуры потока на элементарном отрезке длины $\frac{\partial \Delta T}{\partial z}$ введено полное изменение приращения температуры в промперегревателе ($\Delta T - \Delta T_0$). Температура потока на выходе из теплообменника совпадает, в соответствии с общепринятым определением системы с сосредоточенными параметрами, со средней по об'ему температурой ($T = \frac{T_1 + T_2}{2}$).

Разгонные характеристики, соответствующие полученным передаточным функциям, легко находятся при помощи таблиц преобразования Лапласа.

М о д е л ь 4. Анализируемая математическая модель представляет собой развитие модели 3 для метода сосредоточенных параметров. Передаточные функции получены как частное от деления полных значений массы и теплового потока на число ступеней Π и возведения полученного результата в Π -ю степень.

М о д е л ь 5. Линеаризованная математическая модель с сосредоточенными параметрами рассматривается при условии полного изменения приращения температуры пара с учетом изменения плотности в зависимости от температуры среды.

Для рассматриваемой математической модели применена следующая система уравнений:

$$\begin{aligned} D_1 - D_2 &= V \frac{d}{dt} \left(\frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \right) \\ Q + D_1 i_1 - D_2 i_2 &= V \frac{d}{dt} \left(\frac{\rho_1 i_1 + \rho_2 i_2}{2} \right); \end{aligned}$$

$$Q = K \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right)^{0,8} (T_M - \bar{T}), \quad (5)$$

$$Q_M - Q = G_M C_M \frac{dT_M}{dt}$$

Модель 6 подобна модели 5 за исключением принятой посылке постоянства весовой теплоемкости пара.

Модель 7. Линеаризованная математическая модель с сосредоточенными параметрами рассматривается при усредненной температуре пара, равной температуре выхода из поверхности промпрегревателя и с переменной, в зависимости от температуры, плотностью пара.

Сравнение полученных результатов проведено на примерах расчетов промпрегревателей блоков 150 и 200 Мвт для основных видов возмущений.

Показано, что при изменении температуры пара на входе в рассматриваемый участок, все разгонные функции дают практически одинаковые конечные значения температуры пара.

Однако, математические модели с сосредоточенными параметрами имеют некоторое расхождение в начальном наклоне кривых. Значения наклона кривых разгона за очень малые (~ 1 сек) начальные интервалы времени превышают истинные значения от 0,5 до 3,5 %.

Проведенный анализ сходимости кривых разгона по частоте показал довольно хорошее соответствие моделей с сосредоточенными и распределенными параметрами при низких частотах. Нарушение соответствия для всех рассмотренных моделей намечается примерно в одной и той же точке 0,045 - 0,047 рад/сек.

Несоответствие в начальном наклоне и направлении кривых разгона зависит от принятых посылок для каждого типа математических моделей.

По каналам передачи возмущений $Q \rightarrow t$ и $\beta \rightarrow t$ все математические модели дают исключительно удовлетворительное совпадение даже при 50% изменении тепловой нагрузки и массового расхода.

Исследования показали, что с равным успехом для аналитической оценки динамики процессов в промперегревателях, можно пользоваться более простыми уравнениями, без учета изменения плотности пара.

III.

Теплообменные устройства состоят по крайней мере из трех взаимосвязанных подсистем: движущихся теплоносителя и охлаждаемой жидкости, а также оболочки между ними, которая пропускает тепло. Каждая из рассматриваемых подсистем является трехмерной.

При изучении нестационарных процессов в теплообменных аппаратах можно отказаться от рассмотрения сопутствующих процессов. Это позволяет в термодинамическом уравнении движения учитывать только прямые силы, к которым относятся законы Фурье и Фика. Решение изолированных теплообменных задач значительно упрощается.

В уравнении энергии можно пренебречь членом, определяющим кинетическую энергию потока, а в уравнении движения ме-

хнизам вязкого трения не рассматривать совсем. Последнее требует соответствующей замены правой части уравнения закона сохранения количества движения эмпирической зависимостью, характеризующей сопротивление движению в каналах.

Дальнейшее упрощение уравнений может происходить в двух направлениях, каждое из которых охватывает большой класс задач.

Первое направление рассмотрено в первой и второй главах реферируемой работы.

Во втором - рассматривается передача тепла только в твердом теле (оболочке). Из всех уравнений сохраняется термодинамическое уравнение движения и уравнение энергии, которые вместе сводятся к трехмерному уравнению массотеплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{q_v}{\rho c} \quad (6)$$

Взаимное влияние других систем заменяется соответствующими краевыми условиями. В ряде случаев учитывается зависимость физических коэффициентов от пространственных координат /много-слойная стенка/ и температур с нелинейными краевыми условиями. Большой вклад в развитие методов решения этого класса задач внесла школа академика А.В.Лыкова.

В результате решения уравнения 6 для одномерного потока и при отсутствии внутренних источников тепла получено выражение для определения функции полноты нестационарного теплообмена стенки

$$M_0 = \frac{Q_m}{Q_0} = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2Bi^2}{G_m^2 (G_m^2 + Bi + Bi^2)} (1 - e^{-G_m^2 Fo}) \quad (7)$$

- где Q_M - изменение потока тепла аккумуляции в металле, соответствующее среднему изменению температуры стенки;
- Q_0 - максимально возможное изменение потока тепла аккумуляции в металле, соответствующее максимальному изменению температуры стенки;
- Bi - критерий Био;
- Fo - критерий Фурье;
- σ_m - корень характеристического, трансцендентного уравнения

Функция (7) получена в предположении мгновенного изменения температуры газового потока. Наиболее часто температура газов изменяется по экспоненциальному закону согласно уравнению:

$$\Delta t_r = \Delta t_{or} (1 - e^{-mFo})$$

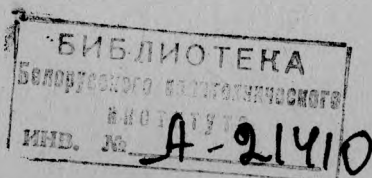
Тогда представляется возможным определить функцию M и тем самым установить полноту теплообмена стенки с окружающей средой.

В общем случае изменение температуры станки можно представить зависимостью:

$$dt_m = \varphi_0(\tau) \cdot B \cdot f(\tau) d\tau \quad (8)$$

Решая уравнение 8 относительно времени нестационарного теплообмена, получим:

$$\Delta t_m = B \int_{\tau_1}^{\tau_2} \varphi_0(\tau) \cdot f(\tau) \cdot d\tau \quad (8a)$$



Далее, независимо от того, какой закон изменения t_r по времени, средняя величина скорости изменения температуры определится из равенства :

$$\frac{\Delta t_M}{\tau_0} = \frac{\Delta t}{\beta \tau_0} = \nu \quad \text{°C/сек,} \quad (8б)$$

откуда

$$\Delta t_M = \nu \cdot \tau_0, \quad (8в)$$

тогда

$$M = \frac{1}{\nu \cdot \tau_0} \int_{\tau_1}^{\tau_2} M_0 f(\tau) d\tau. \quad (9)$$

Равенство (9) и дает решение поставленной задачи установления зависимости теплообмена стенок промперегревателей как от закона, выраженного равенством (7), так и от физических параметров материала стенок и скорости изменения температуры окружающей среды.

Выполнено сопоставление полученных результатов потока тепла аккумуляции, определенных по равенству 9, по уравнению теплового баланса металла и по опытным данным.

Показано, что изменение аккумулированного тепла в металле промежуточных пароперегревателей, определенное по уравнению 9, имеет удовлетворительную сходимость с результатами промышленных испытаний. Расхождения между расчетными и полученными по опытным данным значениями потока тепла аккумуляции в начальном периоде переходного процесса численно отличаются на 3-5%. Результаты конечных значений имеют 100% сходимость.

ОПИСАНИЕ А.

Установлено, что для основных поверхностей промежуточных пароперегревателей блоков 150 и 200 Мвт с парогенераторами ТП-90, ТП-100 и ПК-33 поток тепла аккумуляции в начале переходного процесса быстро растет, начиная с нуля, и достигает максимального значения через 2 минуты от начала переходного процесса. Время достижения максимума теплового потока зависит от скорости изменения температуры газов.

Максимальное значение коэффициента скорости потока тепла аккумуляции, при условии изменения температуры газа или пара на одинаковую величину, имеет для различных блоков разные значения и зависит от веса металла промпрегревателя.

IV.

Экспериментальное исследование динамики промежуточного пароперегревателя при основных видах возмущающих воздействий проведено на моноблоке 200 Мвт с парогенератором ПК-33.

Опыты по определению динамических характеристик промпрегревателя были проведены при различных возмущениях: регулирующими клапанами турбины, расходом воды на аварийный впрыск, подачей топлива, расходом питательной воды, рециркуляцией дымовых газов и байпасированием пара.

Результаты опытов показали, что:

- а) Отклонение активной мощности генератора явно отстает от отклонений расхода пара из-за влияния аккумулялирующей емкости промежуточного пароперегревателя (при 10% ступенчатом изменении расхода пара через промпрегреватель оста-

вание составляет около 20 сек.).

Полученные экспериментальные графики позволили оценить поток тепла аккумуляции в металле промперегревателя.

- б) При возмущении регулирующими клапанами паровых байпасов время выравнивания температуры перегретого пара на выходе из промперегревателя достигает 12 минут, что полностью подтверждает теоретические исследования.
- в) Характер изменения температуры газов перед промежуточным пароперегревателем четко определяется ярусом горелок, которым наносится возмущение. Наиболее интенсивно и с минимальной инерционностью изменяется температура газов перед промперегревателем при возмущении верхним ярусом ($\sigma_{\text{макс}} = 157^{\circ}\text{C}$) и менее интенсивно при возмущении нижним ярусом ($\sigma_{\text{макс}} = 57^{\circ}\text{C}$). Выбег по температуре пара на выходе из основной поверхности промперегревателя изменяется при этом от 14 до 34 $^{\circ}\text{C}$.
- г) Анализ полученных кривых разгона при возмущении рециркуляцией дымовых газов показывает, что запаздывание по выходной температуре пара промперегрева составляет около 1 мин, свидетельствующее о малоинерционном воздействии рециркуляции газов.
- д) Принятый проектом диапазон регулирования температуры пара (70-100%) после промежуточного пароперегревателя для парогенератора ПК-33 при глубоких эксплуатационных возмущениях нельзя признать достаточным, особенно при условии эксплуатации блоков в регулирующем режиме.

В Ы В О Д Ы

1. Расчет динамических характеристик промперегревателей методом сосредоточенных параметров значительно уменьшает порядок дифференциальных уравнений для отдельных участков по сравнению с методом распределенных параметров. Сравнение характеристик разгона показывает, что при оценке динамических свойств промперегревателя можно пользоваться методом сосредоточенных параметров.

2. При нагрузке 70% наблюдается лучшая сходимость результатов расчета изменения температуры перегретого пара, определенных по методу распределенных и сосредоточенных параметров, чем при нагрузке 100%.

3. Составлены, преобразованы и исследованы математические модели, предназначенные для изучения динамики процессов в промежуточных пароперегревателях. Полученные передаточные функции по методу распределенных параметров без затруднений решаются на ЭЦМ. Решение многоступенчатой математической модели с сосредоточенными параметрами выполняется на моделирующей вычислительной машине.

4. Для случая нестационарного колебания температуры пара на входе в участок следует применять метод распределенных параметров, так как метод сосредоточенных параметров дает ошибочные результаты на начальном участке кривой.

5. Сравнение полученных характеристик разгона показывает, что при оценке динамических свойств промперегревателей по каналам передачи возмущений $Q \rightarrow t$ и $D \rightarrow t$ можно

применять метод сосредоточенных или распределенных параметров.

6. При малом изменении расхода нелинейные и линейные математические модели с распределенными параметрами дают идентичные результаты. Показано, что при изменении массового расхода на 50% разброс точек остается небольшим.

7. Решение дифференциального уравнения теплопроводности одномерного нестационарного теплового потока позволяет оценить качественно и количественно поток тепла аккумуляции в металле промпрегревателя с учетом конечной скорости изменения температуры окружающей газовой среды.

8. Произведенные исследования теплообмена металла промпрегревателя с окружающей средой при переменном режиме работы установки показывают, что изменение потока тепла аккумуляции в металле и его влияние на переменный режим зависит главным образом от величины масс металла, параметров пара и времени теплообмена.

9. С помощью выведенных расчетных уравнений представляется возможным:

- а) определить поток тепла аккумуляции в металле и рабочем теле промпрегревателя;
- б) определить наиболее опасный температурный режим металла поверхностей нагрева;
- в) рассчитать тепловую характеристику промпрегревателя;
- г) наметить схему регулирования в зависимости от решения вопросов по газовой стороне и установить рациональную технически правильную эксплуатацию агрегата.

10. В современных мощных парогенераторах, имеющих малые водяные объемы и относительно большие массы металла, влияние фактора теплообмена металла на переменный режим может быть значительным и его учет необходим при решении вопросов регулирования и управления промперегревателем и блоком в целом.

11. Предлагаемая методика расчета скорости аккумуляции тепла металлом промперегревателя позволяет с необходимой степенью точности установить количественную и качественную характеристики скорости W во времени.

12. Полученные аналитические зависимости позволяют (в рамках сделанных предположений) определить изменение параметров рабочего тела по тракту промежуточного пароперегревателя в течение переходного процесса.

Содержание работы опубликовано в следующих

статьях:

1. БАТЕЕВ Ю.В. - О некоторых динамических свойствах промежуточного пароперегревателя. Тезисы докладов XXII научно-технической конференции, 1965, Львов.
2. БАТЕЕВ Ю.В. - Влияние аккумулярованного тепла на динамические характеристики промежуточного пароперегревателя. Тезисы докладов XXIV научно-технической конференции, посвященной 50-летию советской власти, 1967, Львов.

3. ФАТЕЕВ Ю.В. - Сравнение динамических математических моделей промежуточного пароперегревателя.
Вестник ЛолПИ "Вопросы электро-и теплоэнергетика", 1970, № 46.
4. ФАТЕЕВ Ю.В. - Методы исследования температуры перегретого пара после промежуточного пароперегревателя. Вестник ЛолПИ, "Вопросы электро и теплоэнергетика", изд. Львовского Госуниверситета, 1970, № 46.
5. ФАТЕЕВ Ю.В. - Основы расчета теплообмена металла промпароперегревателей при переменном тепловом потоке. Известия ВУЗ'ов, раздел "Энергетика", 1971, № 9.

БГ 07251, подл. к печ. 5.1У.1972. Зак. 180, тир. 150.
Формат бумаги 30x42, печ. лист. 1,5. Бесплатно.

Опытн. з-д ЛПИ. ФОЛ, ул. Мира, 30.

