


ОДЕССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

 Козлов Александр Васильевич

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ В ТРУБЧАТЫХ
ПАРОГЕНЕРАТОРАХ С КОНВЕКТИВНЫМ ОБОГРЕВОМ

Специальность 05.14.03 - ядерные энергетические
установки

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

Одесса - 1993

ТВ 28.547

Диссертацией является рукопись.

Работа выполнена на кафедре энергооборудования АЭС
Одесского политехнического университета.

Научный руководитель - КИРОВ В. С. кандидат технических наук,
доцент

Официальные оппоненты - СУРИН С. М. доктор технических наук,
профессор
ДОМАШЕВ Е. Д. кандидат технических наук,
старший научный сотрудник

Ведущая организация - Опытное конструкторское бюро
"Гидропресс", г. Подольск,
Московской области

Защита диссертации состоится "14" 12 1993 года в 11 ч
на заседании специализированного ученого совета Д 05.06.02
в Одесском политехническом университете по адресу:
270044, г. Одесса, пр. Шевченко, 1, ОПУ, ауд. 504Х.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке
института.

Автореферат разослан "12" 11 1993 года

Ученый секретарь
специализированного совета Д 05.06.02

Королев А. В.

ЛНБ України ім. В. Стефаника



00810535 (M)

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. При проектировании современных энергетических установок перед конструкторами встает задача увеличения мощности установки при уменьшении ее габаритных размеров. Для этого приходится увеличивать тепловой поток с единицы поверхности и применять в качестве рабочего тела вещества с фазовым превращением в диапазоне рабочих параметров, так как в этом случае увеличиваются коэффициенты теплоотдачи и происходит больший теплосъем с единицы поверхности. Но в результате фазового превращения происходит резкое изменение теплофизических свойств потока, что приводит к появлению вероятности возникновения теплогидравлической неустойчивости потока. Теплогидравлическая неустойчивость потока проявляется в виде пульсаций теплотехнических параметров рабочего тела - расхода, давления и энтальпии. Периодические колебания рабочих параметров могут привести к усталостному разрушению теплообменных поверхностей. Поэтому, на этапе проектирования необходимо знать области устойчивой работы конкретного теплообменного аппарата и возможные конструктивные решения для расширения этих областей. Получить такие данные можно с помощью экспериментальных и численных методов. Экспериментальные методы дают наиболее достоверные результаты, но проводить эксперимент на натурной установке не всегда представляется возможным. С другой стороны, можно провести эксперимент на упрощенной модели, но здесь встает вопрос о возможности использования полученных результатов для реального аппарата. Наиболее перспективным является создание численных методов и апробация их на результатах экспериментальных исследований для упрощенных моделей, а в дальнейшем расчет по этим программам реальных аппаратов. Несмотря на то, что теплогидравлическая устойчивость в теплообменных аппаратах интенсивно изучается в мире последние 40-50 лет, но из-за большого числа параметров, от которых зависят границы теплогидравлической устойчивости, практически невозможно получить единую функциональную зависимость или методику определения теплогидравлической устойчивости для любых видов теплообменников. Поэтому каждый раз при проектировании новых конструкций теплообменных аппаратов встает вопрос об исследовании границ теплогидравлической устойчивости в этих аппаратах.

Цель работы: - повышение надежности работы различных парогенераторов АЭС путем обеспечения устойчивости теплогидравлических процессов протекающих в парогенераторах. Для этого необходимо: разработать методику и создать программу расчета нестационарных

теплогидравлических процессов, протекающих в трубах парогенератора с жидкометаллическим обогревом для ЗУ БН-1600; провести численное исследование динамики потока в парогенерирующих трубах парогенератора для ЗУ БН-1600; разработать упрощенный численный метод для определения границ колебательной устойчивости прямого парогенератора; применительно к парогенератору ПТВ-1000 разработать математическую модель, создать методику и программу расчета теплогидравлических процессов в межтрубном пространстве на участке трубного пучка; провести численное исследование динамики потока рабочего тела в межтрубном пространстве на отдельных участках парогенератора, по всей длине трубного пучка.

Научная новизна работы заключается в следующем: разработана методика численного исследования нестационарных теплогидравлических процессов. На основании предложенной методики получены результаты об условиях возникновения и особенностях развития аperiодической неустойчивости в парогенерирующих трубах парогенератора для ЗУ БН-1600; разработан численный метод определения границ колебательной устойчивости на этапе расчета стационарного состояния парогенератора; создана математическая модель, методика и программа расчета теплогидравлических процессов в межтрубном пространстве парогенератора ПТВ-1000. На основании этой методики получены результаты об условиях работы трубного пучка в различных режимах; предложено конструктивное решение для стабилизации течения рабочего тела в межтрубном пространстве.

Практическое значение работы. Полученные в работе результаты расчетов и методики численного исследования могут применяться при определении границ теплогидравлической устойчивости в различных типах парогенераторов с конвективным обогревом. Использование математических моделей и программ расчета динамики парогенераторов позволит получать данные об устойчивости еще на стадии проектирования и отработки, что расширит возможности и повысит надежность проектных решений.

Диссертация выполнена в соответствии с координационным планом АН СССР (раздел 1.9.3.7.3.3 "Устойчивость процессов в парогенерирующих системах") и в соответствии с плановыми темами НИР: "Исследование процессов тепло- и массообмена и устойчивости двухфазных сред, разработка вопросов повышения надежности энергооборудования АЭС" (номер гос. регистрации 01870002317); "Математическое моделирование динамических и аварийных процессов второго контура АЭС" (номер гос. регистрации 01930027494). Пакеты приклад-

ных программ, реализующие разработанные методики, были использованы при выполнении научно-исследовательских работ: "Исследовать динамику и гидравлическую устойчивость проточных парогенераторов с БН-1600" (номер гос. регистрации 01870016721); "Исследование кризиса кипения при импульсном набросе мощности в реакторе ПИК" (номер гос. регистрации 01900011438).

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции "Двухфазные потоки в теплообменном оборудовании атомных электростанций" (Одесса, 1988г.) и Всесоюзных научно-технических семинарах по исследованию процессов теплообмена в энергетическом оборудовании (Севастополь, 1990г.; Одесса, 1992г.).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, кратких выводов, приложения и библиографии и изложена на 123 страницах машинописного текста. Работа содержит 46 рисунков и список литературы, включающий 91 наименование работ отечественных и зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено описанию рассматриваемой проблемы и объектов исследования. Сформулированы цели и задачи работы, ее актуальность и новизна.

В первой главе проведен обзор литературы, посвященной методам исследования и расчета теплогидравлической неустойчивости и динамических характеристик двухфазных потоков. Проанализированы достоинства и недостатки существующих методов.

Во второй главе рассматривается математическая модель теплогидравлических процессов в парогенирирующей трубе с конвективным обогревом. Уравнения движения и теплообмена записываются в консервативной форме:

$$S \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G^2}{S\rho} + SP \right] = -\tau \Pi - g\rho S \quad (2)$$

$$S \frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \frac{\partial(Gi)}{\partial z} = q\Pi \quad (3)$$

$$-\sin\theta(\rho c_p S)_{гп} \frac{\partial T_{гп}}{\partial t} + (Gc_p)_{гп} \frac{\partial T_{гп}}{\partial z} = (q\Pi)_{гп} \quad (4)$$

Граничные условия записываются в виде заданных давлений во входном и выходном коллекторах и заданных температур теплоносителей на входе в парогенератор:

$$P(t, 0) = P_{вх}(t) - \xi_{вх} G_{вх}^2 / (2 S^2 \rho_{вх}) \quad ; \quad i(t, 0) = i_{вх}(t) \quad ;$$

$$P(t, L) = P_{вых}(t) + \xi_{вых} G_{вых}^2 / (2 S^2 \rho_{вых}) \quad ; \quad T_{гр}(t, L) = T_{гр\ вх}(t) \quad . \quad (5)$$

Для уравнений (1)-(4) разработана разностная схема и методика расчета нестационарных теплогидравлических процессов в парогенерирующей трубе с конвективным обогревом.

В третьей главе приводятся результаты и анализ численных исследований динамических процессов в парогенерирующей трубе с конвективным обогревом для парогенератора ЗУ БН-1600. Здесь рассматриваются два предельных случая: 1) теплообмен между потоками натрия, омывающими близлежащие змеевики, отсутствует, поэтому температурное поле натрия зависит только от режима течения воды в трубе; 2) из-за интенсивного перемешивания и теплообмена между потоками натрия температурное поле натрия нечувствительно на любые изменения рабочих параметров в одном отдельно взятом змеевике и постоянно во времени.

В первом случае теплогидравлическая характеристика трубы имеет участок с отрицательным наклоном (рис. 1), и если рабочая точка А расположена на этом "падающем" участке, то любое возмущение граничных условий: $\Delta P_{вх}$; $\Delta P_{вых}$;

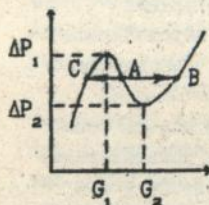


Рис. 1. Теплогидравлическая характеристика обогреваемой трубы.

$\Delta i_{вх}$; $\Delta T_{гр}$; $\Delta G_{гр}$ выводит систему из состояния равновесия и приводит ее в новое устойчивое состояние на одну из ветвей с положительным наклоном (точки С или В). Направление перехода зависит от вида и величины начального возмущения. Если рабочая точка расположена справа или слева от "падающего" участка, но в диапазоне перепадов давлений $(\Delta P_1 - \Delta P_2)$, то при достаточной величине и направлении начального возмущения

возможно развитие аperiodического переходного процесса с переходом на противоположную ветвь. При этом величина и длительность начального возмущения должны быть такими, чтобы средний расход воды в трубе ушел бы правее G_1 (см. рис. 1) за время внесения возмущения, если рабочая точка находилась на левой ветви, и левее G_2 , если рабочая точка находилась на правой положительной ветви.

При расположении рабочей точки на гидравлической характеристике вне диапазона ($\Delta P_1 - \Delta P_2$), кратковременные начальные возмущения не приводят к аperiodическому переходному процессу.

Длительность аperiodических переходных процессов составляет от 50 до 500 секунд, в зависимости от величины и длительности вносимого возмущения (Рис. 2).

Во втором случае теплогидравлическая характеристика трубы является монотонно возрастающей и никакие начальные возмущения не приводят систему к теплогидравлической неустойчивости. Через 10-15 секунд после внесения любого возмущения система возвращается в исходное состояние (Рис. 3).

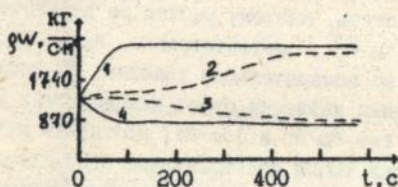


Рис. 2. Изменение расхода воды в трубе при изменении расхода N_a . (Рабочая точка в начальный момент времени находилась на "падающем" участке.)

— - ступенчатое возмущение;
 --- - импульсное возмущение, $\Delta t = 2$ с.

1, 2 - $\Delta G_{Na} = -0.1 G_{Na}$; 3, 4 - $\Delta G_{Na} = 0.1 G_{Na}$

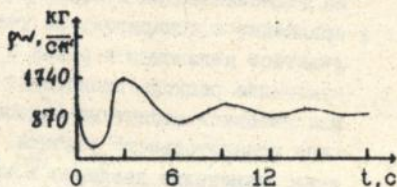


Рис. 3. Переходный процесс в парогенерирующей трубе при импульсном увеличении ($\Delta t = 2$ с) давления пара ($\Delta P_{max} = 10^6$ Па) в выходном коллекторе.

($\partial T_{Na}(z) / \partial t = 0$)

Анализируя влияние различных начальных возмущений на направление аperiodического переходного процесса, можно прийти к выводу, что наличие тепловой связи по натрию между змеевиками не снимает проблемы аperiodической неустойчивости в парогенераторе. С одной стороны температурное поле натрия становится более инерционным, но с другой стороны возникшие возмущения в одном змеевике вызывают изменения и в соседних змеевиках. Так увеличение расхода воды в одной трубе влечет за собой уменьшение температуры натрия, а это значит, что температура натрия уменьшится и вблизи соседних змеевиков. Но уменьшение температуры натрия приводит к уменьшению энтальпии воды и уменьшению потерь давления на трение по длине трубы. В результате расход воды начнет увеличиваться и в соседних змеевиках, т.е. в аperiodическом процессе будет участвовать уже не один змеевик, а целый пучок змеевиков. В итоге в пароген-

нераторе произойдет теплогидравлическая разверка расходов воды в трубах, что нежелательно.

В четвертой главе разработан упрощенный метод численного определения границ колебательной устойчивости на этапе расчета стационарного состояния парогенератора.

Система уравнений (1)-(3) интегрируется по длине характерных участков: экономайзерного, испарительного и пароперегревательного, при следующих допущениях: а) будем считать, что температурное поле натрия неизменно во времени, поэтому уравнение энергии греющего теплоносителя (4) не будем учитывать при расчете; б) теплоноситель на экономайзерном и пароперегревательном участках несжимаем, по сравнению с испарительным участком, поэтому расход по длине этих участков неизменен и равен G_1 и G_2 , соответственно, а основное изменение расхода происходит на испарительном участке; в) точка максимальной амплитуды колебания давления будет находиться в начале испарительного участка, где $\partial p / \partial p$ и $|\partial p / \partial i|$ достигают максимума. Изменение давления в этой точке взаимосвязано с изменением расходов на концах трубы. Поэтому уравнение сохранения количества движения запишем для двух участков: экономайзерного длиной l_1 и оставшегося участка длиной l_2 , соответственно:

$$l_1 \frac{dG_1}{S dt} + P_a - P_1 + A_1 G_1^2 + l_1 \rho_1 g = 0 \quad (6)$$

$$l_2 \frac{dG_2}{S dt} + P_2 - P_a + A_2 G_2^2 + l_2 \rho_2 g = 0 \quad (7)$$

г) уравнение энергии запишем только для первого участка, поскольку нас интересует возмущение энтальпии в начале испарительного участка, где $|\partial p / \partial i| = \max$:

$$l_1 S \rho_1 \frac{di_a}{dt} + G_1 (i_2 - i_1) = q \Pi l_1 \quad (8)$$

Уравнение энергии для второго участка записывать не будем, так как эксперименты и расчеты по нелинейной модели показывают, что в динамических режимах температура пара на выходе остается практически постоянной. Уравнение неразрывности запишем только для испарительного участка:

$$l_{\text{исп}} S \frac{d\rho_2}{dt} + G_2 - G_1 = 0 \quad (9)$$

Система уравнений (6)-(9) нелинейна относительно неизвестных G_1 , G_2 , P_a , i_a . Для аналитического решения

системы проведем линеаризацию уравнений методом малых приращений :

$$\begin{aligned} G_1 &= G_0 + \delta G_1 ; & G_2 &= G_0 + \delta G_2 ; \\ i_2 &= i_{20} + \delta i_2 ; & P_2 &= P_{20} + \delta P_2 ; \\ \rho_2 &= \rho_{20} + \delta \rho_2 = \rho_{20} + \frac{\partial \rho}{\partial P} \delta P_2 + \frac{\partial \rho}{\partial i} \delta i_2 . \end{aligned} \quad (10)$$

где G_0 , i_0 , P_{20} , ρ_{20} - параметры теплоносителя в стационарном состоянии.

Для упрощения анализа считаем, что тепловой поток от стенки остается постоянным во времени. Тогда, подставив (10) в (6)-(9), получим систему линейных однородных дифференциальных уравнений.

$$\frac{1}{S} \delta G_1' + \delta P_2 + \alpha_1 \delta G_2 = 0 \quad (11)$$

$$\frac{1}{S} \delta G_2' - \delta P_2 + \alpha_2 \delta G_2 = 0 \quad (12)$$

$$l_1 S \rho_1 \delta i_2' + G_0 \delta i_2 + (i_2 - i_1) \delta G_1 = 0 \quad (13)$$

$$l_{\text{мол}} S \frac{\partial \rho}{\partial P} \delta P_2' + l_{\text{мол}} S \frac{\partial \rho}{\partial i} \delta i_2' + \delta G_2 - \delta G_1 = 0 \quad (14)$$

Систему обыкновенных дифференциальных уравнений сведем к одному дифференциальному уравнению четвертого порядка относительно δG_1

$$u_0 \delta G_1^{IV} + u_1 \delta G_1''' + u_2 \delta G_1'' + u_3 \delta G_1' + u_4 \delta G_1 = 0 \quad (15)$$

Из теории дифференциальных уравнений известен критерий Рауса-Гурвица, согласно которому все корни многочлена (15) будут иметь строго отрицательные действительные части, т.е. движение будет устойчиво, если все главные диагональные миноры матрицы Рауса-Гурвица, составленной для заданного многочлена (15), будут строго положительны при $u_0 > 0$. Тогда, согласно этому условию, должны выполняться следующие неравенства:

$$\begin{aligned} u_0 > 0 ; & \Delta_1 = u_1 > 0 ; & \Delta_2 = u_1 u_2 - u_0 u_3 > 0 ; \\ \Delta_3 = u_1 u_2 u_3 - u_1^2 u_4 - u_0 u_3^2 > 0 ; & \Delta_4 = \Delta_3 u_4 > 0 . \end{aligned} \quad (16)$$

Такое решение системы дифференциальных уравнений (1)-(3) позволяет на этапе расчета стационарного состояния парогенератора определить будет ли режим колебательно устойчив или неустойчив, так как все коэффициенты, входящие в (15), определяются из расчета стационарного состояния.

Из решения (16) можно определить коэффициент сопротивления

входной шайбы, необходимый для устранения колебаний. Для этого рассмотрим коэффициент α_1 в (11):

$$\alpha_1 = \left[\frac{\xi_{\text{шк}}}{\rho_1 S^2} + \frac{l_1}{d \rho_1 S^2} \right] G_0 \quad (17)$$

где $\xi_{\text{шк}}$ - коэффициент сопротивления шайбы;

ξ_1 - средний коэффициент сопротивления экономайзерного участка.

Коэффициенты u_i ($i=0,1,2,3,4$) выразим через α_i

$$\begin{aligned} u_0 &= F_0 ; & u_1 &= E_1 \alpha_1 + F_1 ; & u_2 &= E_2 \alpha_1 + F_2 ; \\ u_3 &= E_3 \alpha_1 + F_3 ; & u_4 &= E_4 \alpha_1 + F_4 . \end{aligned} \quad (18)$$

Подставив (18) в (16), получим систему неравенств следующего вида:

$$\begin{aligned} F_0 &> 0 ; & E_1 \alpha_1 + F_1 &> 0 ; & V_1 \alpha_1^2 + V_2 \alpha_1 &> 0 ; \\ W_1 \alpha_1^3 + W_2 \alpha_1^2 + W_3 \alpha_1 + W_4 &> 0 ; & E_4 \alpha_1 + F_4 &> 0 . \end{aligned} \quad (19)$$

выражения для E_i, F_i, V_i, W_i ($i=0,1,2,3,4$) приведены в диссертации.

Первое, второе и пятое неравенства системы (19) выполняются всегда.

Для определения области выполнимости оставшихся неравенств решим квадратное и кубическое уравнения, соответствующие этим неравенствам. Из полученного решения α_1 находим

$$\xi_{\text{шк.гр.}} = \left[\frac{\alpha_1}{G_0} - \frac{l_1}{d \rho_1 S^2} \right] \rho_1 S^2$$

Результаты расчетов по этой методике границ колебательной устойчивости для паргенератора ЗУ БН-1600 изображены на рис. 4. Из рисунка видно, что колебательная неустойчивость возникает при расходах воды значительно меньших, чем в проектных режимах. Но при стремлении расхода воды к нулю, значение граничного коэффициента дросселирования неограниченно возрастает.

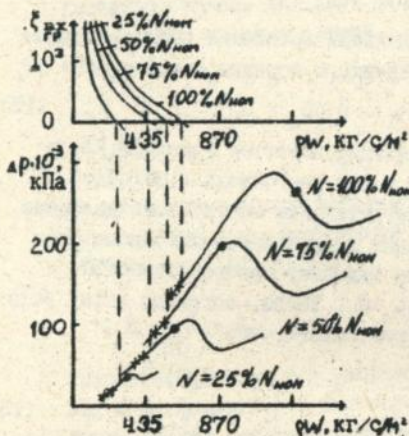


Рис. 4. Определение границы колебательной устойчивости.

- - рабочая точка,
- * - область неустойчивости.

В пятой главе рассматривается математическая модель теплогидравлических процессов в межтрубном пространстве горизонтального парогенерирующего пакета труб парогенератора ПГВ-1000. Конструкция парогенератора позволяет выделить участки трубных пучков, где движение воды в межтрубном пространстве можно считать двумерным. Свободу движения жидкости в третьем направлении претраждает поддерживающая металлическая оплетка.

Уравнение движения и теплообмена для принятой модели трубного пучка записываются в следующем виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{S_z} \frac{\partial G_z}{\partial z} + \frac{1}{S_x} \frac{\partial G_x}{\partial x} = 0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial x}{\partial t} + \frac{1}{S_z} \frac{\partial (G_z i)}{\partial z} + \frac{1}{S_x} \frac{\partial (G_x i)}{\partial x} = q_v \quad (21)$$

$$\frac{1}{S_z} \frac{\partial G_z}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G_z^2}{S_z \rho} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{G_z G_x}{S_z S_x \rho} \right] + \frac{\partial P}{\partial z} = -F_{тр \cdot z} - g\rho \quad (22)$$

$$\frac{1}{S_x} \frac{\partial G_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{G_x^2}{S_x \rho} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{G_z G_x}{S_z S_x \rho} \right] + \frac{\partial P}{\partial x} = -F_{тр \cdot x} \quad (23)$$

Начальные и граничные условия для системы уравнений (20)-(23) задаются следующим образом:

начальные:	граничные:
$i(x, z, 0) = i_0(x, z)$	$i(0, z, t) = i_{o.o.}(t)$
$P(x, z, 0) = P_0(x, z)$	$i(x_k, z, t) = i_{o.o.}(t)$
$G_z(x, z, 0) = G_{z_0}(x, z)$	$i(x, 0, t) = i_{o.o.}(t)$
$G_x(x, z, 0) = G_{x_0}(x, z)$	$P(0, z, t) = P_m(t) + \rho g(H-z)$
$T_{гр} = T_{гр.0}$	$P(x_k, z, t) = P_m(t) + \rho g(H-z)$
	$P(x, 0, t) = P_m(t) + \rho gH$
	$T_{гр}(t) = T(t)$ (24)

В уравнениях (20)-(24) обозначения - общепринятые.

Для уравнений (20)-(23) разработана разностная схема и методика расчета нестационарных теплогидравлических процессов в межтрубном пространстве горизонтального парогенерирующего пакета труб.

В шестой главе приводятся результаты и анализ численных исследований распределения рабочих параметров по периметру трубного

пучка в стационарном состоянии и в динамических процессах в межтрубном пространстве парогенерирующего пакета труб в парогенераторе ПТВ-1000.

Результаты численных исследований стационарного состояния трубного пучка при различных температурах греющего теплоносителя $T_{гр} = 290-320^\circ\text{C}$, характерных для работы ПТВ-1000, показали, что через боковые поверхности трубного пучка идет активный приток холодной воды в нижней части пучка и мощный отток парожидкостной смеси в верхней части трубного пучка. Увеличение теплового потока приводит к увеличению выброса рабочего тела через боковые поверхности, а уменьшение теплового потока за счет повышения давления или уменьшения температуры греющего теплоносителя ведет к увеличению притока воды в трубный пучок. На рис. 5. а представлены графики

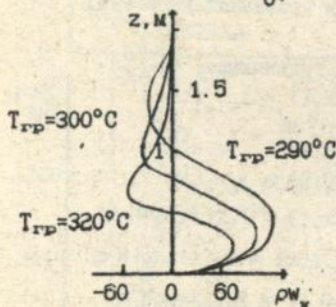
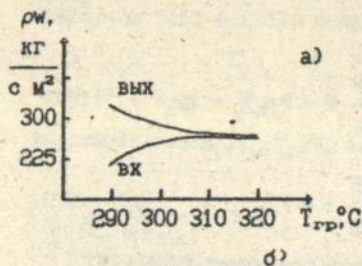


Рис. 5. Распределение расхода рабочего тела по периметру трубного пучка.

а) изменения расхода рабочего тела на входе и выходе трубного пучка, т.е. расхода воды, поступающей снизу в трубный пучок, и расхода парожидкостной смеси, выходящей сверху из трубного пучка, в зависимости от температуры греющего теплоносителя, при давлении $P=6.2\text{МПа}$ и температуре воды, омывавшей трубный пучок, равной температуре насыщения. На рис. 5. б показаны графики изменения горизонтальных составляющих расхода рабочего тела по высоте трубного пучка. Поскольку в нашей постановке задача является симметричной относительно вертикальной оси трубного пучка, так как давление и энтальпия в окружающей среде справа и слева от трубного пучка одинаковы, то и горизонтальные составляющие расхода с обеих сторон трубного пучка будут

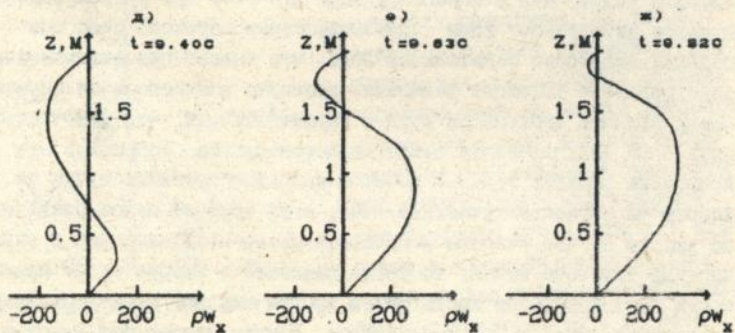
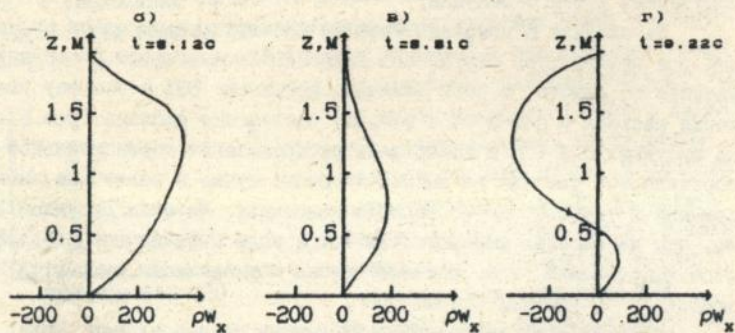
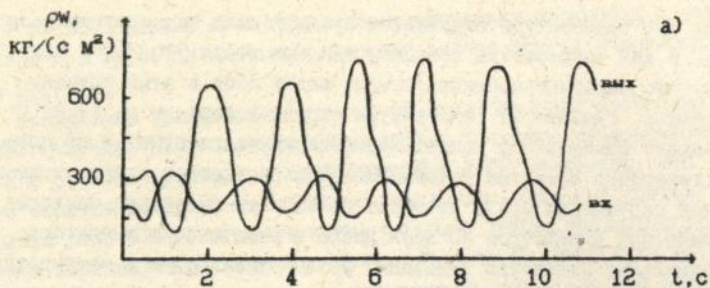
одинаковы. Положительное значение горизонтальной составляющей расхода на рисунке означает, что вода втекает в трубный пучок, отрицательное значение - вытекает.

Численные исследования динамических процессов в трубном

пучке при температуре окружающей среды равной температуре насыщения и для температуры греющего теплоносителя 320-290°C показали, что парогенерирующая система ведет себя в этих случаях устойчиво. Уменьшение температуры окружающей среды на 10-20°C не вносит изменений в работу парогенерирующего пучка - процесс парогенерации остается устойчивым. При дальнейшем снижении температуры окружающей среды начинают появляться пульсации теплогидравлических параметров по всей длине и высоте парогенератора. Максимальные амплитуды пульсаций устанавливаются при температуре окружающей воды $T_{o.c.} = 240-250^\circ\text{C}$, период колебаний при этом составляет 1.5-2.0 секунды.

На рисунке 6 показаны графики расчета динамических процессов для температуры окружающей воды 240°C. Амплитуды колебаний расхода на выходе, в этих режимах, достигают 80% в сторону уменьшения расхода и 200-300% в сторону увеличения расхода (рис. 6. а). На рисунках 6. б - 6. ж изображены распределения горизонтальной составляющей расхода по высоте трубного пучка в различные моменты времени в течение одного периода колебаний. Из этих рисунков видно, что на боковых поверхностях поток воды периодически меняет свое направление, т. е. боковые трубки периодически омываются то холодной, то горячей водой.

Подводя итог проведенным численным исследованиям, можно сделать вывод, что в парогенераторе ПГВ-1000 при плохом перемешивании питательной воды с парожидкостным потоком, либо при большом недогреве питательной воды, что бывает при отключенном подогревателе высокого давления, возможно возникновение неустойчивых режимов циркуляции воды в трубных пучках, что может отразиться на долговечности работы парогенератора. Устранить эти колебания расхода можно с помощью разбивки трубного пучка по высоте на несколько участков. Так, если трубный пучок разделить по высоте на два участка и оставить зазор между верхней и нижней частями трубного пучка, то тогда давление в зазоре будет практически постоянно (при достаточной высоте зазора) и равно давлению окружающей среды на этой же высоте. В этом случае оба участка трубного пучка, верхний и нижний, будут работать как самостоятельные. Единственной связью между участками будет являться энтальпия парожидкостного потока, выходящего из нижнего участка и поступающего в верхний участок. Расчеты по программе DP-91 для такой схемы трубного пучка показали, что для любой температуры окружающей воды $T_{o.c.} = T_s - 230^\circ\text{C}$ и $T_{г.р.} = 290-320^\circ\text{C}$ теплогидравличес-



$T_{гп} = 320^{\circ}\text{C}$, $T_{о.о.} = 240^{\circ}\text{C}$, $P = 6.2 \text{ МПа}$.

Рис. 6

кие процессы в межтрубном пространстве трубного пучка устойчивы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны математическая модель, разностная схема и методика численного исследования теплогидравлических процессов в парогенерирующей трубе с жидкометаллическим обогревом.
2. Результаты численных исследований динамических характеристик в парогенерирующей трубе с жидкометаллическим обогревом показывают, что в реальном парогенераторе в номинальном и частичных режимах низкочастотная колебательная неустойчивость отсутствует, но есть вероятность аperiodической разверки расходов воды в трубах парогенератора из-за многозначности теплогидравлической характеристики обогреваемых труб. Переходные процессы аperiodической разверки протекают в течении 1-10 мин. и необратимы, т.е. колебания типа "перепада давления" в парогенераторе не реализуются.
3. Разработан метод численного определения границ колебательной устойчивости для парогенерирующих труб с большим участком пароперегрева. Результаты расчетов по этой методике границ колебательной устойчивости для парогенератора ЭУ БН-1600 показали, что колебательная неустойчивость возникает при расходах воды значительно меньших, чем в проектных режимах. Но при стремлении расхода воды к нулю, значение граничного коэффициента дросселирования неограниченно возрастает.
4. Предложены математическая модель и методика численного исследования теплогидравлических процессов в межтрубном пространстве парогенерирующего трубного пучка.
5. Результаты численных исследований динамических характеристик рабочего тела в межтрубном пространстве парогенератора ПТВ-1000 позволяют сделать вывод, что в парогенераторе при плохом перемешивании питательной воды с парожидкостным потоком, либо при большом недогреве питательной воды, что бывает при отключенном подогревателе высокого давления, возможно возникновение неустойчивых режимов циркуляции воды в трубных пучках, что может отразиться на долговечности работы парогенератора. Устранить эти колебания расхода можно с помощью разбивки трубного пучка по высоте на два участка.

AB28.541

Ав 28.541

Основные положения диссертационной работы опубликованы в следующих статьях:

1. Герлига В. А., Сиваш Т. В., Козлов А. В. О причинах появления аperiodической неустойчивости в парогенерирующих каналах. -Рус. -Деп. в УкрНИИТИ 23.09.86. N2302-УК86. -17с. // Деп. науч. работы / ВИНТИ -М. -1987. -N1-С.240-Б/о 1417.
2. Козлов А. В., Якоб Д. Численное исследование переходных процессов в змеевиковом парогенераторе //Тезисы докладов научно-техн. конференции "Двухфазные потоки в тепловом оборудовании" Одесса, 1988. С.50-52.
3. Козлов А. В., Кедель Р. Аperiodическая устойчивость системы параллельных каналов. -Рус. -Деп. в УкрНИИТИ 16.10.87. N2912-УК87. -12с. // Деп. науч. работы / ВИНТИ -М. -1988. -N2-С.219-Б/о 1237.
4. Козлов А. В., Денисенко В. Ю. Прогнозирование низкочастотной колебательной неустойчивости в прямоточных парогенераторах с конвективным обогревом. -Рус. -Деп. в УкрИНТЭИ 01.04.92. N419-УК92. -15с. // Деп. науч. работы / ВИНТИ -М. -1992. -N7-С.84 -Б/о 362.
5. Козлов А. В., Денисенко В. Ю. Двумерная модель теплогидравлических процессов в межтрубном пространстве горизонтального парогенератора. -Рус. -Деп. в УкрИНТЭИ 01.04.92. N420-УК92. -21с. // Деп. науч. работы / ВИНТИ -М. -1992. -N7-С.84 -Б/о 363.
6. Герлига В. А., Козлов А. В. и др. Метод расчета нестационарных теплогидравлических процессов в конденсирующей трубке пароперегревателя -Рус. -Деп. в УкрИНТЭИ 07.06.93. N1114-УК93. -11с.
7. Козлов А. В., Герлига В. А., Киров В. С. Исследование теплогидравлической устойчивости в парогенерирующих трубах с конвективным обогревом методом математического моделирования. -Рус. -Деп. в ГНТБ Украины 26.10.93. N2070-Ук93. -16с.