

УДК 621.18

DOI: 10.24160/1993-6982-2023-5-86-93

Аналитическое решение уравнения простейшего контура естественной циркуляции рабочего тела в паровом котле

К.А. Плешанов, А.В. Лукьянов

Определение перепадов давления при течении пароводяной смеси в элементах испарителя контура естественной циркуляции является комплексной задачей. Условия, в которых находится каждый из элементов, оказывают значительное влияние на режим работы всей схемы в целом, а для определения параметров потока необходимо использование большого количества эмпирических данных. Современные численные методы расчета двухфазных потоков существенно ограничены и требуют задания границы межфазной поверхности, зависящей от режима течения и начальных условий, и, таким образом, она может быть задана лишь приближенно при наличии надежной методологии прогнозирования режимов. В настоящее время имеются лишь единичные примеры решения задач механики газожидкостных потоков численными методами в такой постановке, когда взаимодействие жидкой и газовой фаз не задается, а определяется в процессе решения задачи. В связи с этим, исследования различных авторов основаны на экспериментах и представлены в виде инженерных методик с ограниченным диапазоном начальных условий. Предлагаемый подход в решении уравнения циркуляции заключается в поиске его аналитического решения с учетом полученных в более ранних работах эмпирических данных и оценки их влияния на результаты расчета в целом.

В дальнейшем описанный подход будет обобщен как на более широкий класс начальных условий, так и на контуры сложной конструкции с целью оптимизации расчетной методики нормативного метода и выдачи более подробных рекомендаций для проектирования испарительных контуров котлов с естественной циркуляцией.

На основании нового подхода исследовано влияние тепловосприятия испарителя на работу контура при одинаковой конструкции контура. Оказалось, что в контуре наблюдается максимум расхода. Его ограничение зависит от конструкции контура, физических свойств среды и скольжения фаз.

Ключевые слова: двухфазный поток, испарение, гидравлические потери, паросодержание, котел, топка, барабан, экономайзер, опускные трубы, топочные экраны.

Для цитирования: Плешанов К.А., Лукьянов А.В. Аналитическое решение уравнения простейшего контура естественной циркуляции рабочего тела в паровом котле // Вестник МЭИ. 2023. № 5. С. 86—93. DOI: 10.24160/1993-6982-2023-5-86-93.

Analytical Solution for the Equation of the Simplest Natural Circulation Loop of Working Fluid in a Steam Boiler

К.А. Плешанов, А.В. Лукьянов

Determining the pressure drops during the flow of a two-phase steam-water mixture in natural circulation circuit elements is a complex engineering problem. The conditions under which each element is have a significant influence on the operation of the entire system as a whole, and a large scope of empirical data is required to determine the flow parameters. Modern numerical methods for analyzing two-phase flows have significant limitations and require the phase interface boundary to be specified, which depends on the flow regime and initial conditions. As a consequence, it can be specified only approximately provided that a reliable regime prediction methodology is available. Currently, there are only a few examples of solving problems in the fluid flow mechanics by numerical methods in a formulation with which the interaction between the liquid and gas phases is not specified, but is determined in the course of solving the problem. In view of this circumstance, the studies of different researchers are based on experiments and presented in the form of engineering calculation methods with a limited range of initial conditions. The proposed approach to solving the circulation equation is to find its analytical solution with taking into consideration the empirical data obtained in earlier studies and assessing their influence on the calculation results as a whole. In the future, this approach will be generalized to a wider class of initial conditions and to loops of a complex configuration to optimize the calculation procedure stipulated by a standard method and elaborate more detailed recommendations for designing the evaporation loops of boilers with natural circulation.

The new approach was used as a basis for studying the effect the evaporator heat absorption has on the loop operation with the same loop design. It has been found that a maximum flow rate is observed in the loop. The flow rate limitation depends on the loop design, the fluid physical properties, and the phase slip.

Key words: two-phase flow, evaporation, pressure drop, steam quality, boiler, furnace, drum, economizer, downcomers, furnace waterwalls.

For citation: Плешанов К.А., Лукьянов А.В. Analytical Solution for the Equation of the Simplest Natural Circulation Loop of Working Fluid in a Steam Boiler. Bulletin of MPEI. 2023;5:86—93. (in Russian). DOI: 10.24160/1993-6982-2023-5-86-93.

Введение

Энергетические установки, используемые на отечественных ТЭС и ТЭЦ, имеют различные принципы действия. В России самое большое распространение получили барабанные котлы докритического давления, работающие на принципе естественной циркуляции [1 — 3].

Исследование и расчету характеристик двухфазного потока [4 — 6] и систем с естественной циркуляцией (ЕЦ) [7 — 9] как в котлах-утилизаторах, так и в классических котлах, реализующих факельное сжигание топлива, посвящено большое количество исследований. На основании работ по котлам, реализующим факельное сжигание топлива в топке, был разработан «Гидравлический расчёт котельных агрегатов. Нормативный метод» [10] и различные его улучшения и дополнения [11], большая часть из которых была опубликована с грифом «Для служебного пользования» и недоступна для широкого круга читателей.

Рассмотрен новый подход к расчету систем с естественной циркуляцией, позволяющий получить аналитическое решение уравнения циркуляции и провести анализ эффективности современного подхода к проектированию систем с естественной циркуляцией. В перспективе возможно создание универсального подхода или программы для расчета любой гидравлической системы: как с ЕЦ, так и прямоточной.

На первом этапе работы проанализирован контур ЕЦ, схема которого представлена на рис. 1.

Питательная вода поступает из экономайзера в барабан Б и смешивается с котловой водой контура циркуляции. После смешения циркуляционная вода поступает в опускные трубы ОП, как правило, не обогреваемые. В ОП движение среды осуществляется за счет силы гравитации. После опускных труб она поступает в раздающий коллектор испарителя, как правило, нижнюю точку контура циркуляции. Из раздающего коллектора РК среда распределяется по развитой поверхности испарителя ИСП. За счет полученной тепловой энергии в испарителе плотность среды уменьшается и осуществляется ее движение по контуру. После ИСП среда попадает в собирающий коллектор СК, характерный для современных котлов, и при помощи отводящих труб ОТВ отводится к барабану Б, где пар отделяется и идет в пароперегреватель, а вода заново поступает в контур циркуляции.

Реализовано аналитическое решение уравнения циркуляции, поэтому на первом этапе исследований приняты следующие допущения, существенно упрощающие разработку математической модели на начальном этапе исследований:

- питательная вода в барабан поступает при температуре насыщения;
- на выходе опускных труб вода также находится в состоянии насыщения;
- $h_{\text{до}}, h_{\text{отв}}, h_{\text{пр}}, h_{\text{тз}}$ равны 0;

- $h_{\text{об}}, h_{\text{пс}} = h_{\text{полн}};$
- удельный тепловой поток по высоте подъемных труб $q_h = \text{const}$;
- конструктивные характеристики опускной и подъемной ветвей совпадают;
- сопротивление сепарационных устройств в барабане не учитывается;
- трубы контура естественной циркуляции — вертикальные.

Схема циркуляционного контура, соответствующая приведенным допущениям, представлена на рис. 2. В данном случае рассматривали контур с одной опускной и одной подъемной трубами.

Движение среды в отдельных ветвях в случае труб достаточной длины и типоразмера, характерных для котельной техники, при умеренных тепловых потоках и условии применимости методики [10] описывается функционалом вида:

$$\Delta P = f(G, Q, K), \quad (1)$$

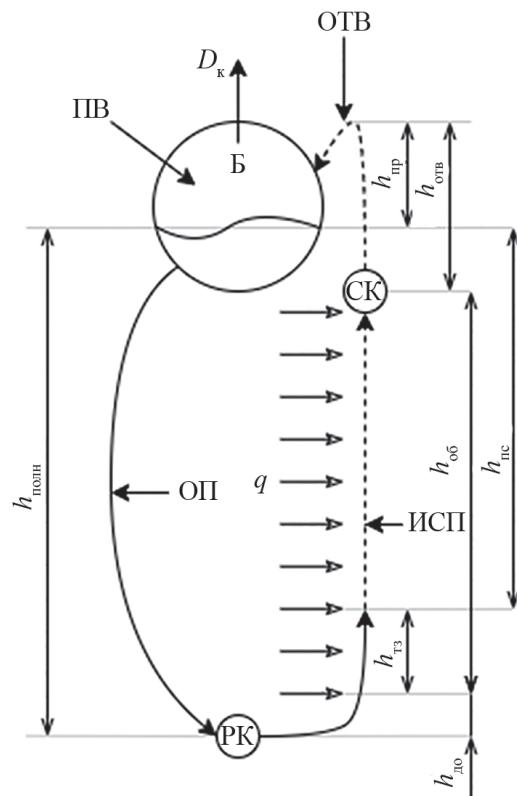


Рис. 1. Схема контура естественной циркуляции:

Б — барабан; ОП — опускные трубы; РК, СК — раздающий и собирающий коллекторы испарителя ИСП; ОТВ — отводящие трубы; $h_{\text{полн}}$ — полная высота циркуляционного контура от уровня воды в барабане до нижнего раздающего коллектора; $h_{\text{до}}$ — высота участка контура от нижней точки до начала обогрева; $h_{\text{тз}}$ — высота экономайзерного участка контура; $h_{\text{пс}}$ — высота паросодержащего участка от точки закипания до уровня воды в барабане; $h_{\text{об}}$ — высота обогреваемого участка; $h_{\text{отв}}$ — высота отводящих труб; $h_{\text{пр}}$ — превышение верхней отметки отводящих труб над уровнем воды в барабане

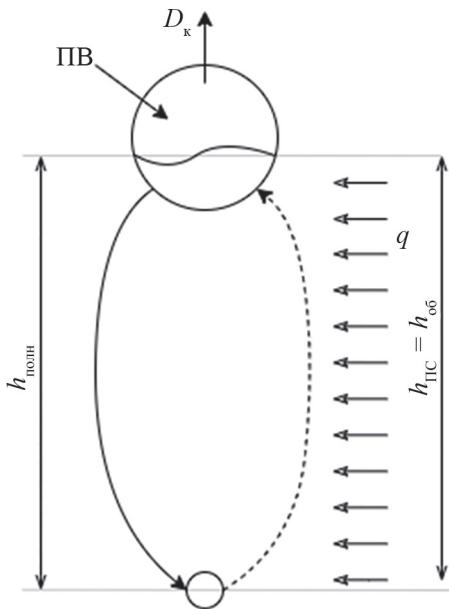


Рис. 2. Простейший циркуляционный контур

где ΔP — полное изменение давления, kgs/cm^2 ; G — массовый расход среды, kg/s ; Q — тепловосприятие элемента, $\text{kкал}/\text{кг}$; K — совокупность конструктивных параметров.

Согласно классической инженерной теории [10] полный перепад давления можно считать состоящим из потерь на местное сопротивление, ускорение и нивелирного перепада. Данная методика считается полуэмпирической ввиду сложности точного аналитического решения с учетом реальных физических параметров среды. Согласно п. 2.21 НГР [10] потери от ускорения при докритическом давлении можно не учитывать. Уравнения для ΔP для обогреваемой трубы, согласно методике, представленной в [10], выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_{\text{гидр}} + \Delta P_{\text{нив}}; \\ \Delta P_{\text{гидр}} &= \Delta P_m + \Delta P_{tp}; \\ \Delta P_m &= \frac{(\rho w)^2}{2\rho'} \xi \left(1 + x \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right) \right); \\ \Delta P_{tp} &= \frac{(\rho w)^2}{2\rho'} \lambda_0 l \left(1 + \bar{\psi} x \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right) \right); \\ \Delta P_{\text{нив}} &= \overline{\rho_{\text{см}}} gh,\end{aligned}$$

где $\Delta P_{\text{гидр}}$, $\Delta P_{\text{нив}}$, ΔP_m , ΔP_{tp} — изменения давления от гидравлических потерь, нивелирного перепада, на местных сопротивлениях и от трения по длине трубы; ρw — массовая скорость среды в элементе; ρ' , ρ'' — плотности воды и пара на линии насыщения; $\rho_{\text{см}}$ — расчетная плотность пароводяной смеси; x , β , ϕ — массовое, объемное и истинное напорное паросодержание; ξ — коэффициент местного сопротивления; λ_0 — приведенный коэффициент трения; l , h — длина и высота

элемента; ψ — поправка на трение при течении пароводяной смеси.

Для определения фактической плотности смеси $\rho_{\text{см}}$ служит формула:

$$\rho_{\text{см}} = \rho' - (\rho' - \rho'')\phi,$$

где ϕ — истинное напорное паросодержание, представляющее собой долю сечения канала, занятую паром.

В настоящее время существует довольно большое количество способов расчёта истинного паросодержания при схожей теории скольжения [5, 10 — 14]. Уравнения теплового и материального балансов не позволяют определить реальные скорости фаз, поскольку из-за различия плотностей жидкости и пара последний всплывает со скоростью, зависящей от множества факторов, и опережает движение воды. Наличие этой относительной скорости иногда оценивается некоторым фактором скольжения [15]. Имели место неоднократные попытки создания аналитических моделей, помогающих подсчитать реальные значения характеристик двухфазного потока: истинных скоростей пара w'' и воды w' . Однако полноценные исследования движения пузырей в несущем потоке жидкости [15] выявили большое количество факторов, влияющих на величину скорости паровой фазы в потоке. Поэтому ВТИ, ЦКТИ и НИУ «МЭИ» [16], а также другие организации на основе изучения обширного экспериментального материала разработали расчетный метод, приведенный в НГР [10], согласно которому, в общем случае, для систем с естественной циркуляцией

$$\phi = C\beta,$$

где C — эмпирическая поправка, учитывающая скольжение в двухфазной среде, физический смысл которой, согласно [10], $C = w_{\text{см}}/w''$; β — объемное паросодержание,

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{\rho''}{\rho'} \left(\frac{1}{x} - 1 \right)} = \frac{x\rho'}{\rho'' + x(\rho' - \rho'')}.$$

Эмпирические поправки для определения потерь по длине для двухфазной смеси и учета скольжения пара относительно воды ($\bar{\psi}$, C) даны в [10] в виде nomogramm.

Стоит отметить некоторую особенность обеих поправок, состоящую в том, что с увеличением массового расхода их влияние ослабевает, значение стремится к некоторой константе.

Методика расчета для однофазного потока также представлена в [10], и формулы выведены из формул для двухфазных потоков путем приравнивания значения массового паросодержания к 0.

Для расчета контура в [10] предложено уравнение циркуляции

$$S = \Delta P_{\text{он}},$$

где S — полезный напор контура, равный разности движущего напора и гидравлического сопротивления подъемного звена; $\Delta P_{\text{оп}}$ — гидравлическое сопротивление опускной системы.

Уравнение решено графически.

В настоящей работе предложен несколько иной подход. За основное уравнение взято

$$\sum \Delta P_{\text{оп}}(G) = \sum \Delta P_{\text{под}}(G),$$

где $\sum \Delta P$ — сумма изменений давления.

Тогда для простейшего контура это уравнение сводится к равенству изменений давления в подъемном и опускном звеньях при заданном расходе G :

$$\Delta P_{\text{оп}}(G) = \Delta P_{\text{под}}(G), \quad (1)$$

где ΔP — полное изменение давления на элементе, равное сумме гидравлического сопротивления и нивелирного изменения давления; расход G и сопротивления ΔP принимают только положительные значения (без учёта опрокидывания среды).

График $\Delta P(G)$ называют гидравлической характеристикой. Элементарные гидравлические характеристики для опускного и обогреваемого подъемных элементов представлены на рис. 3, 4.

При отсутствии обогрева и движения перепад давления между входом и выходом зависит только от плотности среды:

$$\Delta P = \rho gh,$$

В зависимости от направления движения знак перед $(\rho w)^2$ меняется (если движение происходит по вектору

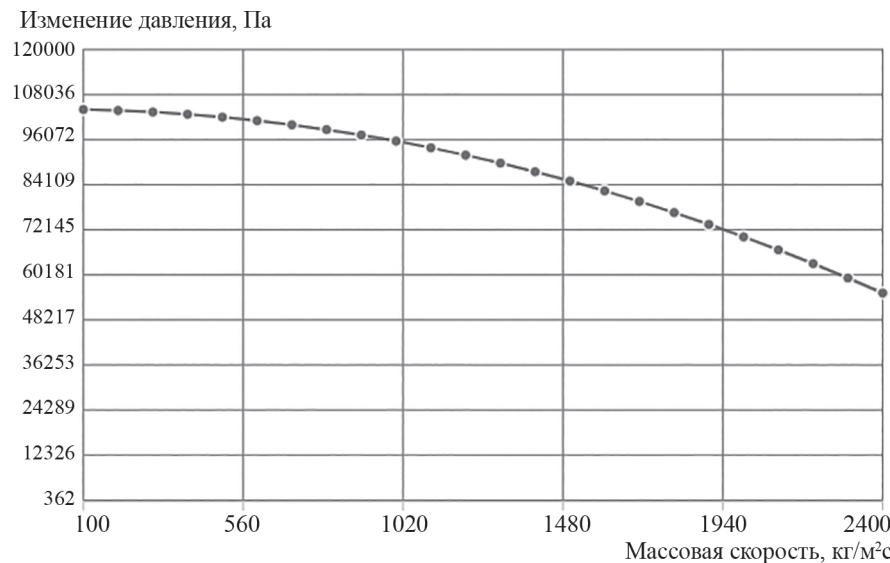


Рис. 3. Гидравлическая характеристика опускного звена при $a = 0,8$; $h = 15$ м; $P = 90$ кгс/см²

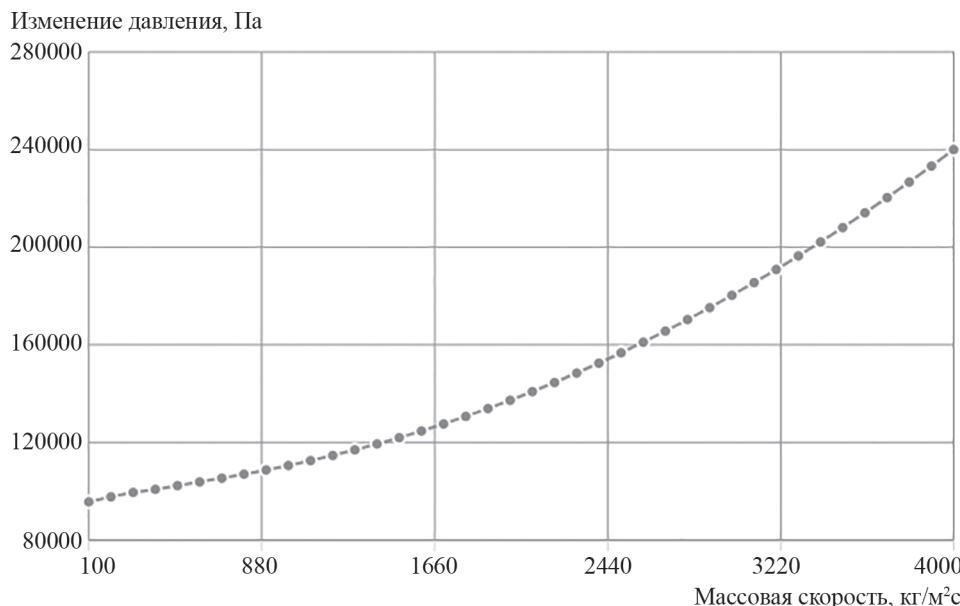


Рис. 4. Гидравлическая характеристика подъемного обогреваемого звена при $a = 0,8$; $h = 15$ м; $P = 90$ кгс/см²; $Q = 1328$ ккал/с

г, т. е. сверху вниз, — то знак «минус», если в противоположную сторону — то «плюс»). Таким образом, для характеристики ветвей имеем:

подъемное обогреваемое звено:

$$\Delta P = \rho g h + \frac{(\rho w)^2}{2\rho} Z; \quad (2)$$

опускное звено:

$$\Delta P = \rho g h - \frac{(\rho w)^2}{2\rho} Z, \quad (3)$$

где Z — полный коэффициент гидравлического сопротивления [10], $Z = M + \xi$.

Следует отметить, что за отправное значение перепада принят нивелирный напор, отвечающий за возможность движения среды в замкнутом контуре без использования насоса, потому в (2), (3) он взят со знаком плюс, а гидравлическое изменение давления — со знаком, соответствующим направлению движения. Данный подход принципиально отличается от общепринятого [10], где переменным является знак у нивелирного перепада.

Ввиду того, что для вертикальных труб длина трубы равняется ее высоте, а коэффициенты местного сопротивления известны, можно воспользоваться удельным коэффициентом сопротивления a на единицу высоты h , $a = Z/h$, в том числе и для двухфазной среды, приближенно считая поправку ψ равной 1, при достаточно большом расходе в системе.

Запись (1) с учётом (2), (3):

$$\rho g h - \frac{(\rho w)^2}{2\rho'} a h = \overline{\rho_{cm}} g h + \frac{(\rho w)^2}{2\rho'} a h \left(1 + \bar{x} \frac{(\rho' - \rho'')}{\rho''} \right).$$

Для опускного движения однофазной среды и замкнутого движения в контуре при подстановке выражения для ρ_{cm} получим

$$\begin{aligned} (\rho w)^2 &= \frac{2\rho' \rho'' g}{a} \frac{\varphi}{x + 2 \frac{\rho''}{\rho' - \rho''}} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{2\rho' \rho'' g}{a} \frac{1}{\left(x + 2 \frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right) \left(\rho'' + x(\rho' - \rho'') \right)} \frac{C x \rho'}{(\rho' - \rho'')}. \end{aligned} \quad (4)$$

Дальнейшее исследование функции $\rho w^2 = f(x)$ позволило определить наличие максимума массовой скорости:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} \left(\frac{2\rho' \rho'' g}{a} \frac{\varphi}{x + 2 \frac{\rho''}{\rho' - \rho''}} \right) &= 0 \rightarrow \\ \rightarrow \frac{-2Cg\rho'^2\rho''(\rho' - \rho'') \left(x^2 (\rho' - \rho'')^2 - 2\rho''^2 \right)}{a(\rho'' + x(\rho' - \rho'')) \left(2\rho'' + x(\rho' - \rho'') \right)^2} &= 0 \rightarrow \quad (5) \\ \rightarrow x = \frac{\sqrt{2}\rho''}{\rho' - \rho''}; \end{aligned}$$

Подставим выражение для x из (5) в (4):

$$\begin{aligned} (\rho w)_{\max}^2 &= \frac{2\rho' \rho'' g}{a \left(\frac{\sqrt{2}\rho''}{\rho' - \rho''} + 2 \frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)} \times \\ &\times \frac{C \frac{\sqrt{2}\rho''}{\rho' - \rho''} \rho'}{\left(\rho'' + \frac{\sqrt{2}\rho''}{\rho' - \rho''} (\rho' - \rho'') \right)} \rightarrow C \frac{2\rho'^2 g}{a} \left(3 - 2\sqrt{2} \right), \end{aligned} \quad (6)$$

что говорит о существовании некоторого ограничения расхода для замкнутого контура циркуляции, вызванного конструкцией контура, физическими свойствами среды и скольжением фаз. Графически это продемонстрировано на рис. 5, где при определённой величине тепловосприятия, равной для исследованной системы 95498 ккал/с, наблюдается максимум массовой скорости:

$$Q_{\rho w \max} = 2rx_{\max}\rho w_{\max},$$

где x_{\max} , ρw_{\max} — значения из (5), (6); r — удельная теплопотока парообразования.

На рисунке 6 в относительных координатах показан график изменения массовой скорости в контуре от его тепловосприятия: $Q_{\text{отн}} = Q/Q_{\rho w \max}$.

Аналитическое выражение для зависимости на рис. 6 может быть получено решением (4) относительно ρw с подстановкой значения x из (7) в (4)

$$x = \frac{Q}{2\rho w r}. \quad (7)$$

После подстановки получим уравнение четвертой степени относительно ρw :

$$\begin{aligned} \rho w^2 - \frac{2\rho' \rho'' g}{a} \frac{1}{\left(x + 2 \frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right) \left(\rho'' + x(\rho' - \rho'') \right)} \frac{C x \rho'}{(\rho' - \rho'')} &= 0; \\ \rho w^2 - \frac{2\rho' \rho'' g}{a} \frac{1}{\left(\frac{Q}{2\rho w r} + 2 \frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right) \left(\rho'' + \frac{Q}{2\rho w r} (\rho' - \rho'') \right)} \frac{C \frac{Q}{2\rho w r} \rho'}{(\rho' - \rho'')} &\rightarrow \\ 8\rho w^4 ar^2 \rho''^2 + \rho w^3 Q ar \rho'' (\rho' - \rho') &+ \\ \rightarrow \frac{+\rho w^2 a Q^2 (\rho' - \rho'')^2 - 4\rho w C Q g r \rho'^2 \rho'' (\rho' - \rho')}{\rho w^2 8ar^2 \rho''^2 + \rho w 6Q ar \rho'' (\rho' - \rho') + a Q^2 (\rho' - \rho'')^2}. \end{aligned}$$

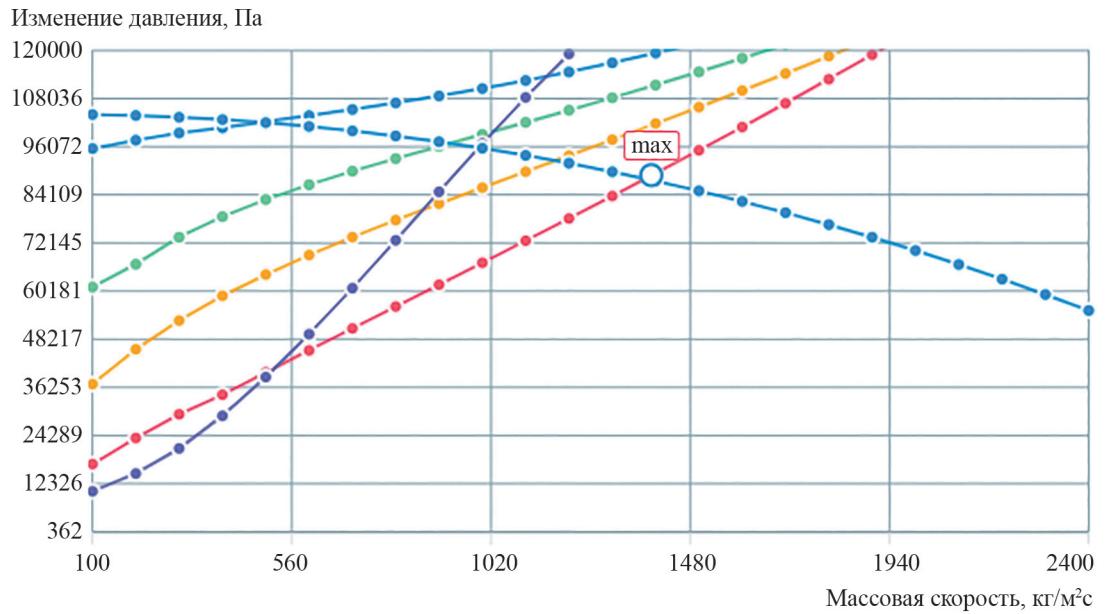


Рис. 5. Максимальная массовая скорость для циркуляционного контура при $a = 0,8$; $h = 15$ м; $P = 90$ кгс/см²:
 $Q = 1328$ (●), 10000 (●), 25000 (●), 95498 (●), 398397,782 ккал/с (●); ● — опускная система

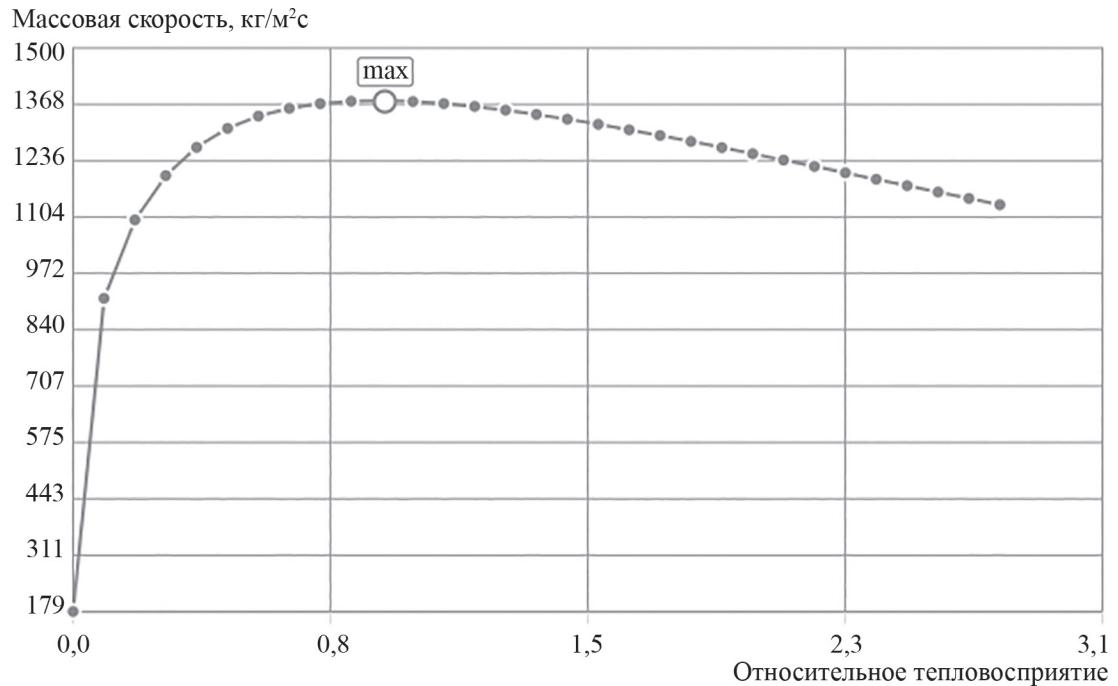


Рис. 6. График изменения массовой скорости в контуре от его тепловосприятия $Q_{\text{отн}}$

Опуская выкладки, ввиду их объемности, и выби-
рая только действительный корень, получим:

$$\rho_w = \frac{\sqrt[3]{(Q(\rho' - \rho''))^5}}{48r\rho''} \times \frac{1}{\sqrt[3]{\frac{\sqrt{3}(r\rho'')^2}{576}} \sqrt{\left(\frac{48\sqrt{3}Cgp'^2}{a}\right)^2 - \left(\frac{Q(\rho' - \rho'')}{r\rho''}\right)^4} + \frac{Cgp'^2(r\rho'')^2}{4a}} +$$

$$+ \frac{\sqrt[3]{Q(\rho' - \rho'')}}{r\rho''} \sqrt[3]{\frac{\sqrt{3}(r\rho'')^2}{576}} \sqrt{\left(\frac{48\sqrt{3}Cgp'^2}{a}\right)^2 - \left(\frac{Q(\rho' - \rho'')}{r\rho''}\right)^4} + \frac{Cgp'^2(r\rho'')^2}{4a} -$$

$$- \frac{Q(\rho' - \rho'')}{4r\rho''}$$

Безусловно, результаты получены для конкретного уравнения, являющегося только приближением реаль-

ной системы. Дополнительные условия, накладывающие ограничения на граничные условия, такие, как отсутствие недогрева среды и конструктивная тождественность ветвей, не делают формулы применимыми для анализа систем. Зависимость от эмпирических констант может стать дополнительной трудностью, потому важным является лишь факт наличия подобных ограничений.

Выводы

Предложенная математическая модель контура позволила получить аналитическое решение для упрощенного контура циркуляции.

Л и т е р а т у р а

1. Плешанов К.А., Стерхов К.В., Князьков В.П., Квривишили А.Р. Разработка и исследование технологии пуска твёрдотопливного котла Е-240-13,8-560 АО «ЗИО» // Электрические станции. 2018. № 4(1041). С. 15—23.
2. Двойнишников В.А., Супранов В.М., Князьков В.П. Унификация проектных решений для двух групп барабанных газовых котлов с различными паропроизводительностью и параметрами пара // Теплоэнергетика. 2019. № 4. С. 45—59.
3. Двойнишников В.А., Изюмов М.А., Супранов В.М., Щелоков В.И., Евдокимов С.А. Обоснование и выбор основных проектных решений по котлу Е-160-3,9-440 для ГЭС-1 АО «Мосэнерго» // Теплоэнергетика. 2003. № 12. С. 26—32.
4. Арманд А. А. Исследование механизма движения двухфазной смеси в вертикальной трубе // Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления. М.: Изд-во АН СССР, 1955. С. 21—34.
5. Балдина О.М., Кветный М.А. О расчёте напорных паросодержаний в вертикальных испарительных трубах и пароотводящих трубах паровых котлов // Теплоэнергетика. 2000. № 8. С. 26—29.
6. Арманд А.А. Сопротивление при движении двухфазной системы по горизонтальным трубам // Известия ВТИ. 1946. № 1. С. 16—23.
7. Росляков П.В., Плешанов К.А., Стерхов К.В. Исследование естественной циркуляции в испарителе котла-utiлизатора с горизонтальными трубами // Теплоэнергетика. 2014. № 7. С. 3—10.
8. Федоров А.И. Исследование гидравлики и распределения примесей в циркуляционных контурах и барабане (чистый отсек) котла высокого давления // Теплоэнергетика. 2004. № 2. С. 52—57.
9. Федоров А.И. Исследование циркуляции в мощном паровом контуре, замкнутом на выносной циклон // Электрические станции. 1992. № 2. С. 14—21.
10. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Локшина В.А. и др. М.: Энергия, 1978.
11. РД 24.035.05—89. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС.

Определено наличие максимальной массовой скорости или массового расхода в контуре ЕЦ с заданными конструктивными характеристиками.

Величина максимальной массовой скорости — величина постоянная, зависящая от конструктивных параметров контура и свойств среды, обратно пропорциональна корню квадратному из коэффициента сопротивления и прямо пропорциональна плотности воды на линии насыщения.

Дальнейшие исследования будут направлены на усложнение моделей и отказ от допущений.

References

1. Pleshanov K.A., Sterkhov K.V., Knyaz'kov V.P., Krvivishvili A.R. Razrabotka i Issledovanie Tekhnologii Puska Tverdotoplivnogo Kotla E-240-13,8-560 AO «ZIO». Elektricheskie Stantsii. 2018;4(1041):15—23. (in Russian).
2. Dvoynishnikov V.A., Supranov V.M., Knyaz'kov V.P. Unifikatsiya Proektnykh Resheniy dlya Dvukh Grupp Barabannikh Gazovykh Kotlov s Razlichnymi Paropropoizvoditel'nost'yu i Parametrami Para. Teploenergetika. 2019;4:45—59. (in Russian).
3. Dvoynishnikov V.A., Izumov M.A., Supranov V.M., Shchelokov V.I., Evdokimov S.A. Obosnovanie i Vybor Osnovnykh Proektnykh Resheniy po Kotlu E-160-3,9-440 dlya GES-1 AO «Mosenergo». Teploenergetika. 2003;12:26—32. (in Russian).
4. Armand A. A. Issledovanie Mekhanizma Dvizheniya Dvukhfaznoy Smesi v Vertikal'noy Trube. Gidrodinamika i Teploobmen pri Kipenii v Kotlakh Vysokogo Davleniya. M.: Izd-vo AN SSSR, 1955:21—34. (in Russian).
5. Baldina O.M., Kvetnyy M.A. O Raschete Napornykh Parosoderzhaniy v Vertikal'nykh Isparitel'nykh Trubakh i Parootvodyashchikh Trubakh Parovykh Kotlov. Teploenergetika. 2000;8:26—29. (in Russian).
6. Armand A.A. Soprotivlenie pri Dvizhenii Dvukhfaznoy Sistemy po Gorizontaльnym Trubam. Izvestiya VTI. 1946;1:16—23. (in Russian).
7. Roslyakov P.V., Pleshanov K.A., Sterkhov K.V. Issledovanie Estestvennoy Tsirkulyatsii v Isparitele Kotla-utilizatora s Gorizontaльnymi Trubami. Teploenergetika. 2014;7:3—10. (in Russian).
8. Fedorov A.I. Issledovanie Gidravliki i Raspredeleleniya Primesey v Tsirkulyatsionnykh Konturakh i Barabane (Chistyy Otsek) Kotla Vysokogo Davleniya. Teploenergetika. 2004;2:52—57. (in Russian).
9. Fedorov A.I. Issledovanie Tsirkulyatsii v Moshchnom Parovom Konture, Zamknutom na Vynosnoy Tsiklon. Elektricheskie Stantsii. 1992;2:14—21. (in Russian).
10. Gidravlicheskiy Raschet Kotel'nykh Agregatov (Normativnyy Metod). Pod Red. Lokshina V.A. i dr. M.: Energiya, 1978. (in Russian).
11. RD 24.035.05—89. Teplovoy i Gidravlicheskiy Raschet Teploobmennogo Oborudovaniya AES. (in Russian).

12. **Steam its Generation and Use** / Ed. by Kitto J.B., Stults S.C. Ohio: The Babcock & Wilcox Company, 2005.
13. **VDI Heat Atlas**. N.-Y.: Springer, 2010.
14. **Балунов Б.Ф. и др.** Истинное объемное паросодержание в вертикальных трубах при низком давлении пароводяного потока // Теплоэнергетика. 2012. № 1. С. 22—26.
15. **Лабунцов Д.А., Ягов В.В.** Механика двухфазных систем. М.: Изд-во МЭИ, 2000.
16. **Стырикович М.А., Мартынова О.И., Миропольский З.Л.** Процессы генерации пара на электростанциях. М.: Энергия, 1969.
12. **Steam its Generation and Use**. Ed. by Kitto J.B., Stults S.C. Ohio: The Babcock & Wilcox Company, 2005.
13. **VDI Heat Atlas**. N.-Y.: Springer, 2010.
14. **Balunov B.F. i dr.** Istинное Ob'емное Parosoderzhanie v Vertikal'nykh Trubakh pri Nizkom Davlenii Parovodyanogo Potoka. Teploenergetika. 2012; 1:22—26. (in Russian).
15. **Labuntsov D.A., Yagov V.V.** Mekhanika Dvukh-faznykh Sistem. M.: Izd-vo MEI, 2000. (in Russian).
16. **Styrikovich M.A., Martynova O.I., Miropol'skiy Z.L.** Protsessy Generatsii Para na Elektrostantsiyakh. M.: Energiya, 1969. (in Russian).

Сведения об авторах:

Плешанов Константин Александрович — кандидат технических наук, заведующий кафедрой моделирования и проектирования энергетических установок НИУ «МЭИ», e-mail: PleshanovKA@mpei.ru

Лукьянов Александр Владимирович — аспирант кафедры моделирования и проектирования энергетических установок НИУ «МЭИ», инженер-конструктор 1-й категории АО «ЗиО», e-mail: LukyanovAlV@mpei.ru

Information about authors:

Pleshanov Konstantin A. — Ph.D. (Techn.), Head of Modeling and Design of Power Installations Dept., NRU MPEI, e-mail: PleshanovKA@mpei.ru

Lukyanov Aleksandr B. — Ph.D.-student of Modeling and Design of Power Installations Dept., NRU MPEI, design Engineer of the 1st Category, JSC «ZiO», e-mail: LukyanovAlV@mpei.ru

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов

Conflict of interests: the authors declare no conflict of interest

Статья поступила в редакцию: 28.03.2023

The article received to the editor: 28.03.2023

Статья принята к публикации: 06.06.2023

The article has been accepted for publication: 06.06.2023