

Общероссийский математический портал

Н. С. Грачев, В. Н. Зеленский, П. Л. Кириллов, В. И. Субботин, Н. М. Турчин, Теплообмен и гидродинамика при кипении калия в трубах, *ТВИ*, 1968, том 6, выпуск 4, 682–690

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением
<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.9.170

21 марта 2025 г., 04:54:53





УДК 536.24 : 536.423.8

ТЕПЛООБМЕН И ГИДРОДИНАМИКА ПРИ КИПЕНИИ КАЛИЯ В ТРУБАХ

*Н. С. Грачев, В. Н. Зеленский, П. Л. Кириллов,
В. И. Субботин, Н. М. Турчин*

В статье приводятся результаты опытов по изучению кипения калия в однострунных парогенераторах. Установленные на контуре безынерционные расходомеры позволили получить ряд гидродинамических характеристик.

Опыты по кипению калия в трубах были поставлены на нескольких однострунных парогенераторах, обогреваемых натрием или прямым пропусканием электрического тока по толстостенной трубе [1]. Основные параметры парогенераторов указаны в таблице.

Диапазон исследованных параметров: расход калия $3 \div 68$ кг/час; паросодержание $0,05 \div 1,0$; $t_{вх} = 790-965^\circ\text{C}$; $t_{вых} = 780-941^\circ\text{C}$.

При кипении щелочных металлов в трубе при указанных температурах из-за малого удельного веса пара уже при весовых паросодержаниях более 0,02 наступает дисперсно-кольцевой режим течения. Ввиду того что обогрев парогенераторов был различным, отличались друг от друга и методы расчета результатов опытов.

Парогенератор	Тип обогрева	Длина, мм	Внутренняя труба, мм	Наружная труба, мм	Температура калия, °C
1	Натрий	1500	10×1,5	24×3,5	750—800
2	Натрий	1500	10×1,5	24×3,5	720—820
3	Натрий	1500	8×1	24×3,5	750—910
4	Переменный ток	1000	8×1	24×3,5	750—950

В значительной части опытов с натриевым обогревом термопары, заделанные в стенку трубы, выходили из строя. Поэтому необходимо было выбрать метод расчета коэффициента теплообмена, не опираясь на показания этих термопар, а измеренные температуры тогда служили бы дополнительным подтверждением правильности расчета.

Метод расчета среднего коэффициента теплообмена в парогенераторе, обогреваемом натрием (рис. 1, а). Известны расходы натрия и калия (G_{Na} , G_{K}) и температуры теплоносителей на входе и выходе из парогенератора ($t_{вх. \text{Na}}$, $t_{вых. \text{Na}}$, $t_{вх. \text{K}}$, $t_{вых. \text{K}}$).

Паросодержание калия на выходе находится из уравнения баланса тепла

$$x_{\text{вых}} = \frac{G_{\text{Na}}c_{\text{Na}}(t_{вх. \text{Na}} - t_{вых. \text{Na}}) - G_{\text{K}}c_{\text{K}}(t_{вых. \text{K}} - t_{вх. \text{K}})}{G_{\text{K}}r_{\text{K}}}, \quad (1)$$

где r_{K} — теплота парообразования калия при $t = t_{вых. \text{K}}$, c_{Na} , c_{K} — удельные теплоемкости натрия и калия.

Для расчета коэффициента теплообмена на экономайзерном и испарительном участках необходимо знать длины этих участков. В первом приближении длину экономайзерного участка можно определить из баланса тепла, полагая, что на испарительном участке температура калия остается постоянной и равной $t_{\text{вых.к}}$. Надо заметить, что отличие $(t_{\text{вых.к}} - t_{\text{вх.к}})$ от $(t_{\text{эк.к}} - t_{\text{вх.к}})$ очень невелико, так как основной подогрев калия происходит на экономайзерном участке, а спад температур от $t_{\text{эк.к}}$ до

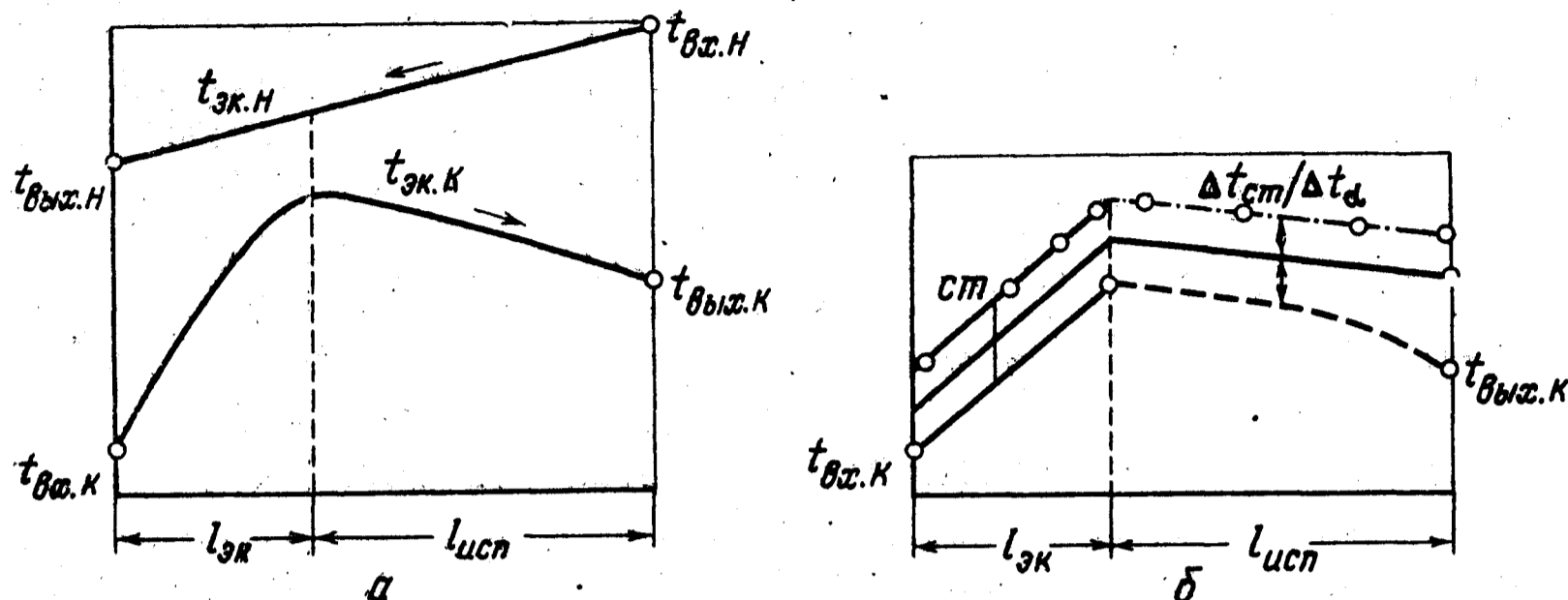
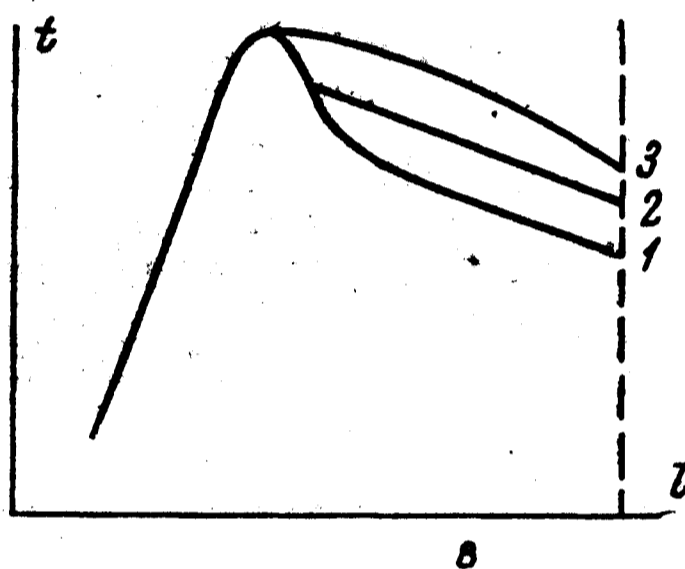


Рис. 1. Схематическое распределение температур в участках:

а — с обогревом натрием (ПГ-2, 3); б — с электрообогревом (ПГ-4); в — характер изменения температуры в зависимости от давления на выходе из парогенератора $p_1 < p_2 < p_3$



$t_{\text{вых.к}}$ значительно меньше этого подогрева. Обычно подогрев калия на экономайзерном участке составлял от 250 до 600°C , а снижение температуры в испарительном участке не превышало 20°C . Зная количество тепла, передаваемое на экономайзерном участке ($Q_{\text{эк}}$), можно найти температуру натрия в конце этого участка

$$t_{\text{эк.на}} = t_{\text{вых.на}} + Q_{\text{эк}} / G_{\text{на}} c_{\text{на}} \quad (2)$$

Длина участка находится из выражения

$$l_{\text{эк}} = \frac{Q_{\text{к}}}{\pi k_i \Delta t_{\text{эк}}}, \quad (3)$$

$$\Delta t_{\text{эк}} = (t_{\text{вых.на}} - t_{\text{вх.к}}) - (t_{\text{эк.на}} - t_{\text{вх.к}}) \left(\ln \frac{t_{\text{вых.на}} - t_{\text{вх.к}}}{t_{\text{эк.на}} - t_{\text{вх.к}}} \right)^{-1}$$

Далее, зная количество тепла, передаваемое в испарительной зоне, и температуры на концах ее, вычисляется средний коэффициент теплопередачи

$$k_{\text{исп}} = \frac{Q_{\text{л}}}{\pi l_{\text{исп}} \Delta t_{\text{исп}}} \quad \left(\Delta t_{\text{исп}} = \frac{(t_{\text{вх.на}} - t_{\text{вых.к}}) + (t_{\text{эк.на}} - t_{\text{вых.к}})}{2} \right). \quad (4)$$

В действительности температура калия в конце экономайзерного участка $t_{\text{эк.к}}$ выше $t_{\text{вых.к}}$, и, следовательно, средний температурный напор на испарительном участке будет меньше. Поэтому данный расчет дает минимально возможные значения коэффициента теплопередачи. Расчет среднего коэффициента теплоотдачи на испарительном участке произво-

дился по формуле

$$\bar{\alpha}_{\text{исп}} = \left[\left(\frac{1}{k_{\text{исп}}} - \frac{1}{\alpha_1 d} - \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{n-1}}{d_n} \right) d_2 \right]^{-1}, \quad (5)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи со стороны натрия в кольцевом зазоре, определяемый согласно [2, 3].

Метод расчета коэффициента теплоотдачи в трубе с электрообогревом (рис. 1, б). Перед началом опытов были выполнены измерения тепловых потерь с поверхности рабочего участка. При вакууме в контуре на участок подавалась электрическая нагрузка и в зависимости от ее величины устанавливалась определенная температура стенки. Вся мощность при этом представляет потери в окружающую среду

$$\Delta Q_{\text{п}} = 0,86(I - i)\Delta u, \quad (6)$$

где I — полный ток, a ; i — утечки тока по контуру, a ; Δu — падение напряжения, e .

В опытах измерялось распределение температуры наружной стенки по длине рабочего участка. Для каждой части участка, разделенного потенциальными электродами, из графика распределения температур находилась средняя температура и по ней — среднее значение тепловых потерь на этом участке. Отток тепла по шинам принимался во внимание только на крайних участках.

Полезная мощность на каждом участке вычислялась по формуле

$$Q = 0,86(I - i)\Delta u - \Delta Q_{\text{п}}. \quad (7)$$

Далее рассчитывались тепловыделения в каждом слое, вычислялись перепады температур в слоях с учетом тепловыделения и находилось распределение температуры внутренней стенки по длине участка. Точка перегиба на графике распределения температуры внутренней стенки разбивает весь рабочий участок на две части: экономайзерную и испарительную. Зная длину зоны подогрева калия до температуры насыщения, можем получить значение полезной мощности на этом участке. Коэффициент теплоотдачи на экономайзерном участке определялся по формуле [4]

$$N_{ii} = 4,36 + 0,0053 Re. \quad (8)$$

По расчетным значениям $Q_{\text{эк}}$ и $\alpha_{\text{эк}}$ определялся температурный напор

$$\Delta t_{d, \text{эк}} = Q_{\text{эк}} / \pi d_{\text{вн}} l_{\text{эк}} \alpha_{\text{эк}} \quad (9)$$

и, следовательно, — ход средней температуры жидкого калия на экономайзерном участке. Температура жидкого калия в конце этого участка дает температуру начала кипения t_s , и по кривой $p_s = f(t_s)$ находится соответствующее давление. В первом приближении паросодержание на выходе из экспериментального участка определялось из баланса тепла

$$x_{\text{вых}} = Q_{\text{исп}} / G_{\text{кг}}. \quad (10)$$

Полагая распределение паросодержания по длине испарительной части линейным, можно вычислять падение давления на каждом участке по формулам «гомогенной» теории

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}} + \Delta p_{\text{нив}}. \quad (11)$$

$$\left(\Delta p_{\text{тр}} = \psi \xi_0 \frac{\gamma' w^2 l_{\text{исп}}}{2g d_{\text{вн}}} \left[1 + \frac{x_{\text{вых}}}{2} \left(\frac{\gamma'}{\gamma''} - 1 \right) \right], \quad \Delta p_{\text{уск}} = \frac{\gamma_{\text{см}} w_{\text{см}}^2 - \gamma' w'^2}{g} \right).$$

Здесь $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Delta p_{\text{уск}}$, $\Delta p_{\text{нив}}$ — соответственно потери давления на трение, ускорение и нивелирный напор. Нивелирный напор составлял $\sim 0,1\%$ от $\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}}$ и в расчетах не учитывался. Давление на выходе из участ-

и определяется по давлению на входе в испарительную зону сопротивления

$$p_{\text{вых}} = p_{\text{вх}} - (\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}}). \quad (12)$$

Зная распределение давлений по длине участка и зависимость $t_s = f(p_s)$, можно построить кривую средней температуры паро-жидкостной смеси калия. Далее, можно уточнить паросодержание на выходе и провести расчет повторно.

Пробные расчеты показали, что разница в приближенном и уточненном значениях паросодержания менее 5%. Поэтому опытные данные обрабатывались лишь в первом приближении.

Полученное таким образом значение температурного напора позволяет вычислить коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = q / (t_w - t_s). \quad (13)$$

Распределение температуры по длине парогенератора обладает одной особенностью. В работах [5, 6] отмечались перегревы перед началом закипания и температура калия изменялась согласно кривой 1 на рис. 1, в.

Специальные опыты позволили установить, что характер изменения температуры с длиной зависит от давления на выходе из парогенератора. С повышением давления перегревы уменьшаются и исчезают, а кривая становится более плавной (см. кривые 2, 3 на рис. 1, в).

Оценка показала, что влияние тепловыделения в калии на коэффициент теплоотдачи не превышает 2% и может не приниматься в расчет. Тщательный анализ возможных погрешностей эксперимента позволил установить следующее: средняя ошибка в определении паросодержания составляет ~7-8%, средняя ошибка определения коэффициента теплоотдачи ~25%.

Результаты опытов по теплообмену и их обсуждение. В настоящее время отсутствует общепринятый метод обработки опытных данных по теплообмену в двухфазных потоках для всего диапазона паросодержаний. Связано это с трудностью описания встречающихся структур двухфазного потока с единой точки зрения. Зависимость $\alpha = \alpha(x, q, p, w, \dots)$ достаточно сложна, и влияние каждого параметра может быть различным в разных областях другого. Пока не представляется возможным разделить влияние всех факторов и выявить основные из них для каждого режима течения. В парожидкостном потоке калия при паросодержаниях более 0,02 наступает дисперсно-кольцевой режим течения. По-видимому, одним из главных факторов, влияющих на теплообмен, является паросодержание двухфазной смеси. На рис. 2, 3 представлены результаты некоторых опытов в зависимости от паросодержания

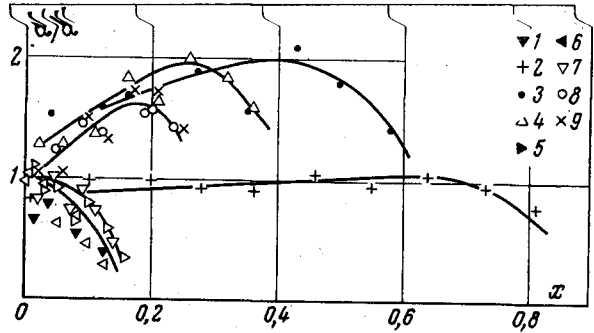


Рис. 2. Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи от паросодержания

Кривые	$G_{\text{кг/ч}}$	$p_s \text{ ат}$	$x_{\text{вых}}$	$10^4 q \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ас}}$
1	57,1	1,52	0,147	0,635
2	15,7	1,74	0,875	0,354
3	23,8	2,63	0,810	0,441
4	23,8	2,06	0,386	0,295
5	23,4	1,13	0,169	0,154
6	38,4	1,38	0,137	0,220
7	<34,3	1,74	0,154	0,2095
8	37,4	2,37	0,256	0,396
9	38,2	2,56	0,269	0,354

$$\alpha / \alpha' = f_1(x), \quad \alpha / \alpha'' = f_2(x). \quad (14)$$

Рассмотрение их показывает, что в ряде опытов с увеличением паросодержания коэффициент теплоотдачи резко падает, в других — наблюдается возрастание, сменяющееся обязательным спадом при высоких паросодержаниях, в третьих — коэффициент теплоотдачи остается постоянным в широкой области паросодержаний. Расчеты Чена [7] указывают, что при малых весовых скоростях возможно снижение коэффициентов теплоотдачи, а при больших — увеличение при возрастании паросодержания.

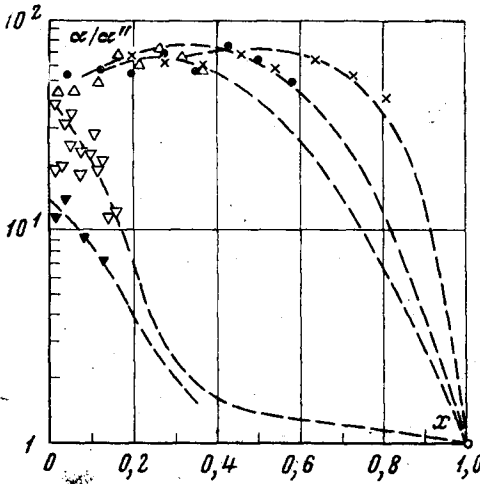


Рис. 3. Изменение относительного коэффициента теплоотдачи в зависимости от паросодержания (пунктирные линии проведены условно; обозначения те же, что и на рис. 2)

Однако сравнение расчетов, выполненных согласно Чену, с результатами наших опытов, опытов Беренсона [8] и Лонго [6] обнаруживает весьма большие расхождения даже в качественном отношении. Есть основания полагать, что Чен в своих расчетах значительно зависил роль конвекции и, наоборот, занижил роль кипения. Проведенное нами некоторое исправление зависимости Чена в этом направлении дает значительно лучшее согласие с опытом, чем оригинальный расчет автора. Хотя физическая картина, представленная Ченом, весьма наглядна, определение функций F и S можно провести лишь на основе опытов по теплообмену, и нет возможности вычислить их заранее. Не доказано также, что эти функции являются универсальными. Поэтому, отдавая должное развитию физической картины, необходимо выразить сомнения в перспективности подобного подхода.

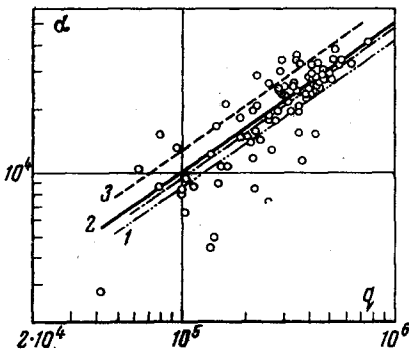


Рис. 4. Зависимость локальных коэффициентов теплоотдачи от q в ПГ-4
1 — [10], 2 — [5], 3 — [9]

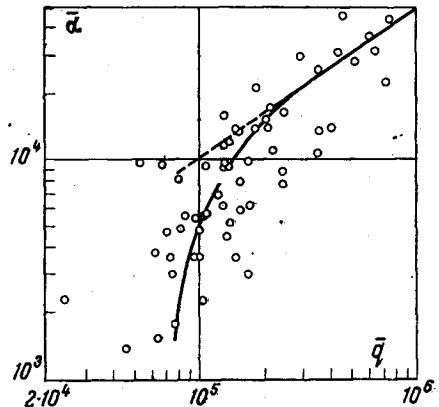


Рис. 5. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи от средней тепловой нагрузки для всех парогенераторов

По-видимому, изменение коэффициента теплоотдачи в зависимости от паросодержания связано с изменением доли тепла, снимаемой кипением (испарением) и конвекцией. Проведенные эксперименты не дают возможности однозначно сделать заключение о кризисном характере процессов. Связь локального значения α и q , полученная из опытов с электриче-

ски обогреваемым парогенератором, показана на рис. 4. Здесь же нанесены зависимости, предложенные в работах [5, 9, 10]. Согласие данных по кипению в трубах и в большом объеме удовлетворительное, несмотря на большой разброс опытных точек.

Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи в испарительной зоне от тепловой нагрузки для всех наших парогенераторов показана на рис. 5. Обращает на себя внимание снижение коэффициента теплообмена при значениях $q < 1,5 \cdot 10^5$ ккал/м²ч.

Совпадение зависимости $\alpha = f(q)$, полученной в наших опытах с кипением в большом объеме, может быть случайным. Во всяком случае, совершенно различный характер процессов, с точки зрения гидродинамики, очевиден. Следует указать также и на другую возможность одинаковой зависимости $\alpha = f(q)$ при пузырьковом кипении в большом объеме и в процессе высыхания. Это можно объяснить тем, что основную роль в процессах кипения играет скрытая теплота парообразования независимо от гидродинамических условий. Хотя на эту тему уже имеется несколько работ, какие-либо выводы делать пока рано, так как накопленного материала недостаточно.

Обработка опытных данных в координатах $\alpha/\alpha' = f(\pi)$, согласно предложению Л. С. Стермана [11], где

$$\pi = \frac{q/r\gamma''3600}{w_0} \left(\frac{\gamma''}{\gamma'}\right)^{1,45} \left(\frac{r}{c_p T_s}\right)^{0,33}, \quad (15)$$

показывает, что величина π для жидких металлов в наших опытах и в опытах Гоффмана находится в пределах от 10^{-8} до 10^{-7} , а относительный коэффициент теплоотдачи по порядку величины равен $\alpha/\alpha' = 0,6-2,5$. Таким образом, коэффициент теплоотдачи к кипящему жидкому металлу не отличается сильно от коэффициента теплоотдачи жидкого металла при конвекции без кипения (при том же весовом расходе).

Зависимость

$$\frac{\alpha}{\alpha'} = f\left(\frac{1}{X_{tt}}\right) \quad \left(X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\gamma''}{\gamma'}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu'}{\mu''}\right)^{0,1}\right)$$

— модифицированный параметр Мартинелли, показана на рис. 6. Здесь же нанесены данные для воды [12], которые воспроизводятся нами из [13]. Рассмотрение указанного графика показывает, что в этих координатах теплообмен при кипении металлов не соответствует тем же зависимостям, что и для воды. Наши опытные данные, данные ORNL и GE, взятые нами из работы [7], хорошо согласуются между собой и сильно отклоняются от групп точек, характеризующих водяные смеси (как кипящие, так и некипящие). Отсюда можно сделать вывод, что либо X_{tt} не является обобщающим параметром, либо гидродинамика течения не является определяющей в теплообмене двухфазных сред. Необходимо указать, что рост α/α' в зависимости от $1/X_{tt}$, как это обнаруживается на графике Денглера, не должен происходить постоянно, и зависимость $\alpha/\alpha' = A(1/X_{tt})^n$ пригодна лишь в ограниченном интервале паросодержаний или параметра X_{tt} . С увеличением паросодержания величина α/α' должна стремиться к величине α''/α' , а последняя при низких давлениях всегда меньше единицы, что и наблюдается на рис. 6.

Общий вывод, который напрашивается на основании отмеченных фактов, состоит в том, что роль процесса кипения в теплообмене двухфазной смеси невелика. Таким образом, приходим к противоречию. Однако это противоречие кажущееся, ибо коэффициент теплоотдачи при кипении металла в большом объеме и коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении металла в трубе при скоростях, которые наблюдались в опытах, имеют одинаковый порядок, и на данном уровне наших знаний не пред-

ставляется возможным разделить области преимущественного влияния конвекции и кипения, подобно тому как это сделано, например, для воды В. М. Боришанским и А. А. Андреевским.

На основании сказанного можно заключить, что для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении металла в трубах при докризисном режиме можно пользоваться формулами, полученными для случая кипения в большом объеме, что подтверждает вывод работы [5].

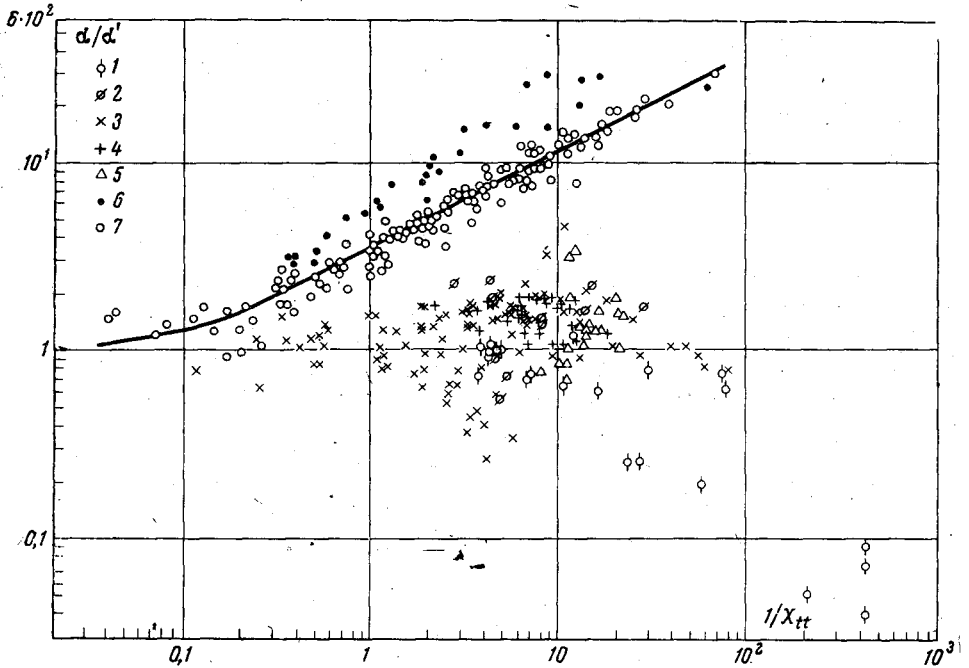


Рис. 6. Сопоставление опытов на воде и металле в координатах $\alpha/\alpha' = f(1/X_{tt})$: 1 — средние значения ПГ-3 (данные автора), 2 — средние значения ПГ-4 (данные автора), 3 — локальные значения ПГ-4 (данные автора), 4 — [7] ORNL, 5 — [7] GE, 6 — при кипении воды, 7 — без кипения (двухфазный поток) [12, 13]

Изучение вопросов гидродинамики кипящего жидкого металла не являлось самостоятельным исследованием, а проводилось попутно с изучением процессов теплообмена. Измеренный перепад давления на трубе парогенератора сравнивался с расчетными:

1) по формуле для квазигомогенной смеси

$$\left(\frac{dp}{dl}\right)_{\text{тр}} = \psi \xi \frac{\gamma' w_0^2}{2gd} \left[1 + \left(1 - \frac{\gamma''}{\gamma'}\right) \frac{w''}{w_0} \right],$$

которая для низких давлений приводится к виду

$$(dp/dl)_{\text{тр}} = \text{const} \cdot G^2 \alpha \psi;$$

2) по методу Мартинелли [14]. Сравнение показывает, что «гомогенная» модель лучше описывает результаты при $\psi = 1,53$.

Использование магнитных расходомеров (практически безынерционных датчиков) в разных местах контура позволило, насколько нам известно, впервые наблюдать некоторые детали процессов кипения и конденсации. Эти детали нельзя было обнаружить на обычных жидкостях (вода и др.), так как сопловые расходомеры не дают возможности измерять быстросменяющиеся потоки. На рис. 7—9 в качестве примера приведены осциллограммы трех режимов кипения с различными паросодержаниями на выходе из парогенератора (вертикальные риски на осциллограммах — это

отметки времени с интервалом 0,1 сек). На рис. 7 видно, что кипение имеет импульсный характер, происходит как бы периодическое «выстреливание» паровых пробок. Рис. 8 указывает на режим с возбуждением и затуханием гармонических колебаний в экономайзерном участке. Наблюдались случаи, когда гармонические колебания расхода на входе в парогенератор сохранялись в течение всего времени осциллографирования, которое длилось 30 сек. Рис. 9 иллюстрирует режим, когда при сравнительно

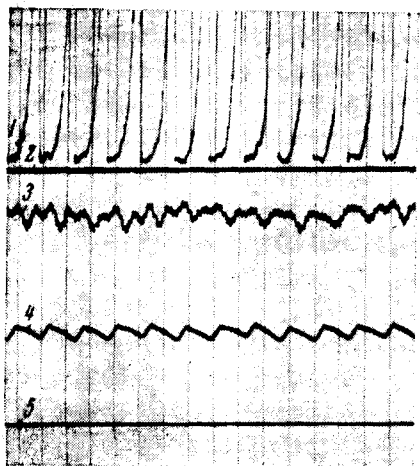


Рис. 7

Рис. 7. Режим кипения при $x = 0,05$, $t_{\text{вых}} = 825^\circ\text{C}$. Осциллограммы показаний расходомеров: 1 — на выходе из парогенератора, 2 — нулевая линия для 1 и 3, 3 — на сливе из конденсатора, 4 — на входе в парогенератор, 5 — нулевая линия для 4

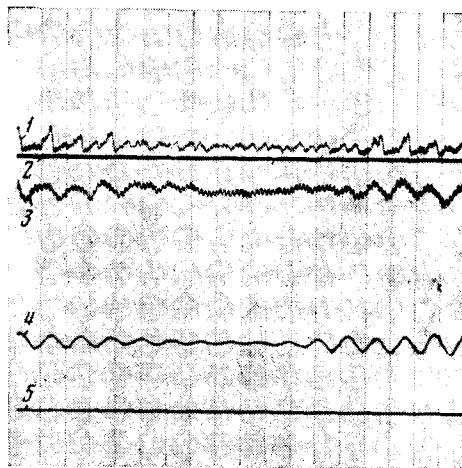


Рис. 8

Рис. 8. Возбуждение и затухание гармонических колебаний расхода на входе в парогенератор ($x = 0,15$, $t_{\text{вых}} = 910^\circ\text{C}$)

стабильной работе парогенератора в конденсаторе имеют место периодические изменения давления, сопровождающиеся значительными колебаниями расхода на сливе. По осциллограммам расходов можно рассчитать соответствующие им пульсации давления и температуры насыщения в парогенераторе и конденсаторе. Расчетные пульсации температуры в парогенераторе в среднем были порядка $\pm 4^\circ\text{C}$, в конденсаторе они могли быть больше и достигать $\pm 10^\circ\text{C}$, как это видно из рис. 9.

Перед входом в парогенератор был установлен дроссельный ventиль. Во всех опытах перепад давлений на ventиле был равным или даже в несколько раз превышал гидравлическое сопротивление остальной части контура, включающей и собственно парогенератор и конденсатор. Тем не менее, пульсации расхода в режиме кипения наблюдались, и от них не удалось избавиться увеличением степени дросселирования. Это указывает на то, что в верхней части ventиля, возможно, имелся газовый пузырь, который являлся упругим элементом и способствовал появлению пульсаций.

Наличие расходомеров на входе и выходе из парогенератора дало возможность определить скорость роста паровой фазы при вскипании калия. Появление паровой фазы в области, находящейся между двумя расходомерами, вызывает увеличение расхода на выходе из парогенератора по отношению к расходу на входе. По разности этих расходов и можно судить о скорости изменения парового объема. На рис. 10 показана осциллограмма процесса вскипания калия при сбросе статического давления

с 2,83 до 1,57 ата, когда температура калия на выходе из парогенератора была 851° С. В момент сброса давления все три расходомера одновременно отмечают увеличение расхода, которое, по всей вероятности, вызывается расширением газового пузыря под дроссельным вентилем. Затем примерно через 0,6—0,7 сек расход, отмечаемый приборами на выходе из парогене-

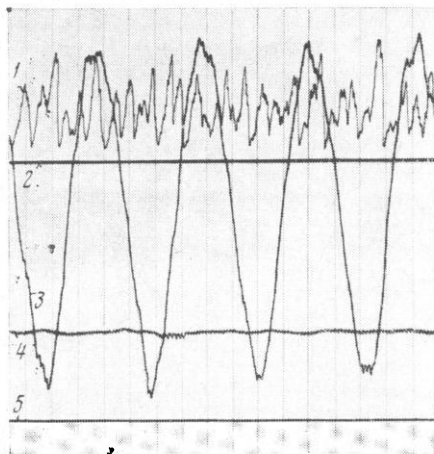


Рис. 9

Рис. 9. Колебание расхода на сливе из конденсатора ($x = 0,07$; $t_{\text{вых}} = 874^\circ \text{C}$)

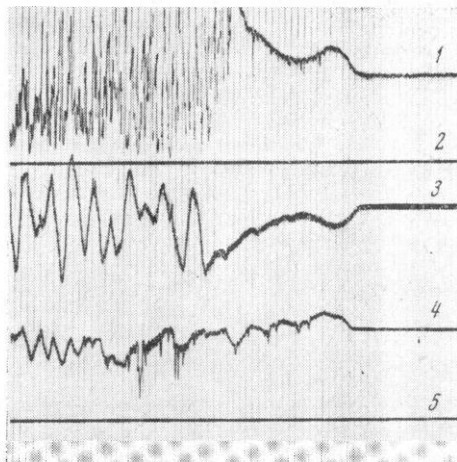


Рис. 10

Рис. 10. Осциллограммы процесса вскипания калия

ратора и сливе конденсатора, быстро возрастает по отношению к расходу на входе. Относительное увеличение расхода за счет образования паровой фазы, найденное из рис. 10, достаточно хорошо описывается квадратичной функцией времени $\Delta\theta = 0,75\tau^2$.

По известной характеристике гидравлического сопротивления контура можно установить, что величина перегрева жидкости в момент вскипания не превышала 10—20° С.

Физико-энергетический
институт

Поступила в редакцию
27 XI 1967

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Д. Бережной, Н. С. Грачев, П. Л. Кириллов, В. И. Субботин, Н. М. Турчин. Теплофизика высоких температур, 6, № 2, 1966.
2. Сб. Жидкие металлы (под ред. П. Л. Кириллова, В. И. Субботина, П. А. Ушакова). Атомиздат, 1967.
3. В. И. Петровичев. Атомная энергия, 7 (4), 366, 1959.
4. Б. С. Петухов, А. Я. Юшин. Докл. АН СССР, 136, 1321, 1961.
5. В. М. Боришанский, К. А. Жохов, А. А. Андреевский. Атомная энергия, 19 (2), 191, 1965.
6. J. Longo, R. D. Brooks. ORNL-3605, 2, 86, 1964.
7. J. C. Chen. ORNL-3605, 2, 47, 1964.
8. P. J. Berenson, J. J. Killiaskey. ORNL-3605, 2, 2, 1964.
9. А. П. Кудрявцев, Д. М. Овечкин, Д. Н. Сорокин, В. И. Субботин, А. А. Цыганок. Сб. Жидкие металлы, Атомиздат, 1967.
10. И. Т. Аладьев и др. Изв. АН СССР, Сер. энергетика и транспорт, № 2, 136, 1966.
11. Л. С. Стерман, В. Г. Морозов, С. А. Ковалев. Инж.-физ. ж., 2 (10), 40, 1959.
12. С. Е. Dengler. Thesis in Chem. Engng, M. I. T., 1952.
13. В. МакАдамс. Теплопередача. Металлургиздат, 1961.
14. R. C. Martinelli, D. B. Nelson. Trans. ASME, 70, 695, 1948.