

Исследование адиабатного истечения воды через цилиндрические каналы

АЛЕШИН В. С., КАЛАЙДА Ю. А., ФИСЕНКО В. В.

УДК 621.039.001.5

При истечении насыщенной и недогретой воды с высокими начальными параметрами через цилиндрические каналы с острыми входными кромками происходит частичное испарение жидкости по длине канала, и на выходе из канала поток является двухфазным. Исследованию адиабатного течения насыщенной воды посвящено большое число работ, в том числе обзорных [1, 2]. Однако до настоящего времени нет надежных методов оценки весовых расходов для широкого диапазона начальных параметров и недостаточно изучена общая картина течения испаряющейся воды в цилиндрических каналах. Это объясняется сложностью процессов тепло- и массообмена между протекающими в канале жидкой и паровой фазами и влиянием на процессы истечения различных факторов (начальных параметров, отношения l/d , где l — длина канала, а d — диаметр, противодавления на выходе и т. д.).

В данной статье рассматриваются результаты исследования истечения горячей воды через цилиндрические каналы диаметром 5 и 9,53 мм с острыми входными кромками с отношением l/d от 0,5 до 18 при изменении давления p_1 перед каналом истечения от 25 до 150 кгс/см² и недогреве Δt_n воды до насыщения 0—100° С.

Экспериментальная установка (рис. 1) состоит из водогрейной камеры емкостью 350 л, предназначенной для получения горячей воды при давлении до 150 кгс/см² и температуре до 350° С; участка истечения телескопического типа, позволяющего без демонтажа установки менять рабочие каналы; емкости для сброса истекающей среды через душирующее устройство под слой воды; системы воздуха высокого давления (ВВД) для поддержания заданного давления перед участком истечения и обеспечения его постоянства в процессе истечения.

Водогрейная камера заполнялась очищенной в специальных фильтрах водой; перед каждым опытом проводилась деаэрация воды. Перед опытами для каждого из каналов снимались гидравлические характеристики на холодной воде.

Погрешность измерения температур и давлений в водогрейной камере, на входе в канал истечения и на выходе из него была не выше $\pm 5\%$.

Статическое давление и температура потока по длине канала истечения измерялись при помощи зонда. Импульсное отверстие для определения давления и встроенная в зонд микротермопара позволили снять как непрерывные эпюры по длине канала, так и параметры в фиксированных точках.

Расход истекающей среды измерялся расходомерным устройством с непрерывной записью на самописце, что важно при исследовании критических режимов течения.

Весовой расход воды. Для определения влияния на весовые расходные характеристики начального давления p_1 , степени недогрева воды до кипения Δt_n , отношения l/d была проведена серия опытов, в которых при прочих равных условиях менялся только один из перечисленных выше факторов. На рис. 2 приведен график зависимости отношения весового расхода к площади сечения канала от давления перед входом на участок истечения для канала с $l/d = 0,5$ (пунктиром показаны предполагаемые весовые расходы при начальном давлении выше 150 кгс/см²). Из рис. 2 следует, что до давления 70—75 кгс/см² при любой степени недогрева экспериментальные расходные характеристики близко совпадают с гидравлическими. При давлении свыше 75 кгс/см² и степени недогрева 0—50° С парообразование в потоке становится настолько интенсивным, что наличие паровой фазы замет-

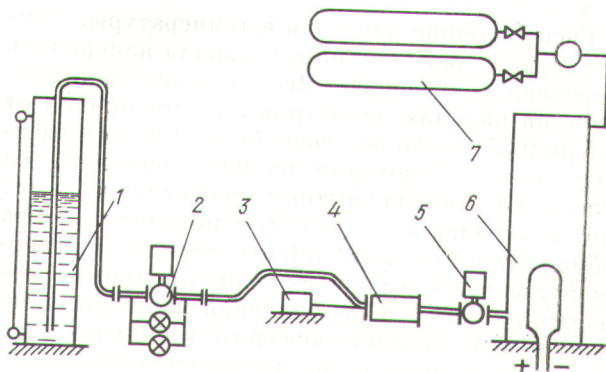
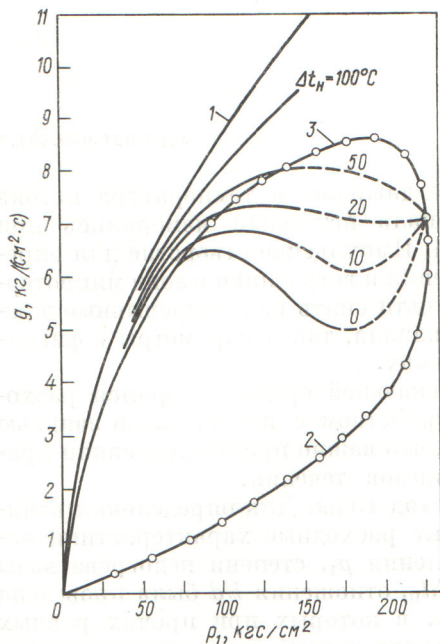


Рис. 1. Принципиальная схема установки:

1 — участок сброса; 2 — клапаны для создания противодавления; 3 — зонд; 4 — канал истечения; 5 — быстрозапорный клапан; 6 — водогрейная камера; 7 — система воздуха высокого давления (ВВД)

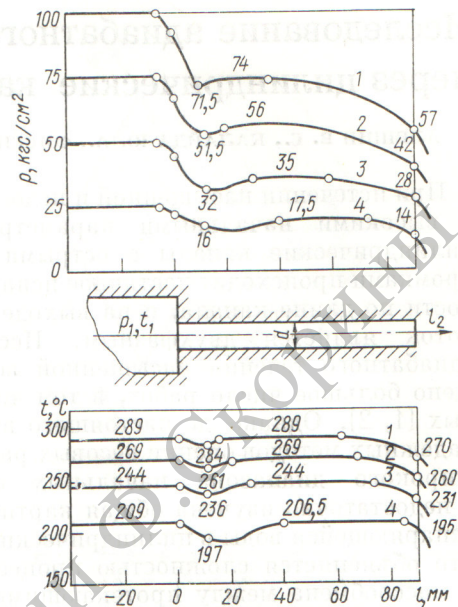


Р и с. 2. Зависимость расхода потока от начального давления при различных Δt_n ($d = 5$ мм, $l/d = 0,5$): 1 — расход холодной воды при $t = 18^\circ\text{C}$; 2 — расчетный расход сухого насыщенного пара; 3 — расчетный расход насыщенной воды ($x = 0$)

но сказывается на уменьшении плотности потока и снижении весового расхода.

Аналогичные графики получены для весовых расходов при других отношениях l/d (0,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 9,0; 18,0). Из графиков следует, что с увеличением l/d отклонение экспериментальных кривых от гидравлических наступает при более низком давлении. Так, при $l/d > 6 \div 8$ уменьшение расхода по сравнению с гидравлическим начинается при $p \approx 25$ кгс/см².

Распределение давления и температуры. Температура и давление по оси канала измерялись перемещением зонда. Исследования проводились на каналах диаметром 9,53 мм при l/d от 0,5 до 9,55. Было получено более 100 совмещенных эпюр. Некоторые из них приведены на рис. 3 и 4. Анализ опытных кривых показывает, что в каналах с $l/d > 6 \div 8$ по длине канала образуются три характерных участка. На первом участке в районе входной кромки наблюдается резкое падение давления ниже давления насыщения, соответствующего начальной температуре, и происходит интенсивное парообразование, в результате которого температура среды падает. Некоторое запаздывание в падении температуры по сравнению со снижением давления по ходу движения воды (в частности,



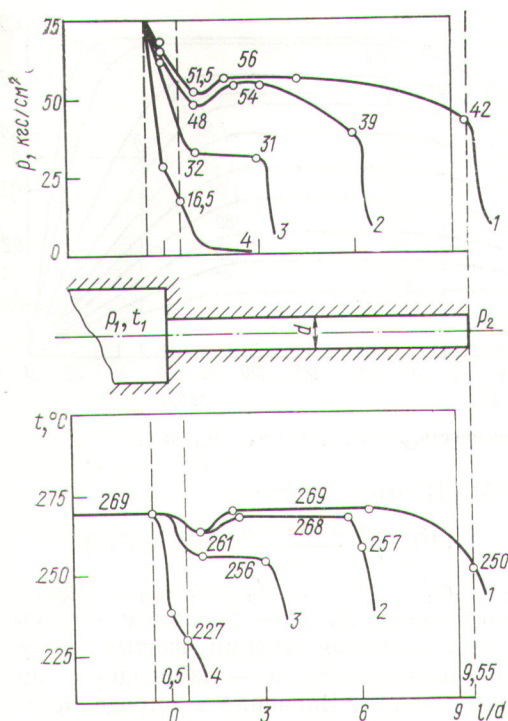
Р и с. 3. Изменение параметров среды (p и t) по длине канала при $d = 9,53$ мм, $l/d = 9,55$, $\Delta t_n = 20^\circ\text{C}$ для различных начальных давлений p_1 , кгс/см²: 1 — 100; 2 — 75; 3 — 50; 4 — 25

для насыщенной воды) указывает на возможный ее перегрев и метастабильность протекающего процесса. Затем при расширении потока за входной кромкой скорость движения потока уменьшается, давление возрастает и наблюдается процесс конденсации пара, о чем свидетельствует возрастание температуры потока.

Характер падения давления зависит от начальной температуры. Чем выше температура потока, тем меньшая доля падения давления приходится на входной участок и большая на выходную часть канала.

Заметим, что в ранее выполненных работах явление резкого падения давления и последующего его повышения у входной кромки не наблюдалось или из-за низких начальных параметров (давление менее 25 кгс/см²), или отсутствия непрерывной записи давления и температуры по длине канала.

На втором участке, участке стабилизированных параметров, в зависимости от начальных значений p_1 и t_1 течет либо восстановленный гидравлический поток насыщенной воды с температурой, соответствующей начальной температуре (при $\Delta t_n > 20^\circ\text{C}$), либо двухфазный стабилизированный поток с температурой несколько ниже начальной (при $\Delta t_n < 20^\circ\text{C}$). По мере снижения недогрева паросодержание в потоке увеличивается и достигает максимума при исте-



Р и с. 4. Изменение параметров среды (p и t) по длине канала при $p_1 = 75 \text{ кгс/см}^2$, $\Delta t_n = 20^{\circ}\text{C}$, $d = 9,53 \text{ мм}$ для различных l/d :

1 — $l/d = 9,55$; 2 — $l/d = 6$; 3 — $l/d = 3$; 4 — $l/d = 0,5$

чении насыщенной воды. Участок стабилизированных параметров находится тем ближе к выходному сечению, чем ниже начальная температура воды. На третьем участке канала при подходе потока к выходной кромке вновь начинается процесс образования пара; с падением давления снижается и температура потока. На выходном участке давление падает до p_2 , значение которого больше атмосферного и зависит от начальных параметров. Так, например, при увеличении p_1 от 25 до 100 кгс/см^2 при $\Delta t_n = 20^{\circ}\text{C}$ давление p_2 возрастает с 14 до 57 кгс/см^2 , а отношение давлений $\varepsilon = p_2/p_1$ практически остается постоянным. Из канала вытекает установившийся равновесный двухфазный поток, для которого $\varepsilon \approx 0,55$. С увеличением недогрева в результате уменьшения содержания паровой фазы в потоке величина ε падает. Так, при $\Delta t_n = 59^{\circ}\text{C}$ ε снижается до 0,334.

На рис. 4 показан характер изменения p и t потока по длине канала в зависимости от l/d для истечения насыщенной воды при начальном давлении 75 кгс/см^2 . Характер процесса в длинных каналах с $l/d > 6 \div 8$ описан выше. Уменьшение длины канала сопровождается

ростом метастабильности потока, возрастанием его плотности и увеличением весового расхода. Так, при $l/d = 0,5$ в выходном сечении поток оказался перегретым на 45°C . В коротких каналах давление на выходе из канала падает более резко. Характерно, что и в коротких каналах при $l/d = 3,0$ может быть участок со стабилизированными параметрами.

Из рис. 4 также следует, что падение давления по длине канала сопровождается резким снижением температуры, а следовательно, непрерывным процессом парообразования.

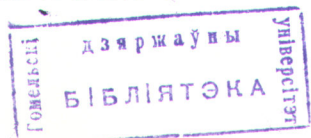
Исследование критических режимов. На каналах диаметром 6,4 мм при $l/d = 0,5 \div 7,26$ и $\Delta t_n = 0 \div 100^{\circ}\text{C}$ проведена серия опытов по исследованию критических режимов течения вскипающей воды. Начальное давление изменялось от 25 до 150 кгс/см^2 . В результате обработки опытных данных были построены зависимости относительного расхода $g_{\text{отн}} = g_{\text{пр}}/g_0$ (g_0 — расход при истечении потока в атмосферу, а $g_{\text{пр}}$ — расход при переменном противодавлении $p_{\text{пр}}$) и давления у выходной кромки p_2 от противодавления. Один из графиков приведен на рис. 5. Из него следует, что при истечении вскипающей воды переход к критическому режиму происходит плавно, давление у выходной кромки p_2 при непрерывно уменьшающемся противодавлении $p_{\text{пр}}$ плавно стремится к некоторому постоянному значению. Момент наступления кризиса течения совпадает с моментом установления в выходном срезе канала постоянного давления (начало критического режима течения показано пунктирными линиями). Это свидетельствует о том, что критическое сечение канала совпадает с выходным, а установившееся отношение давления p_2/p_1 является критическим.

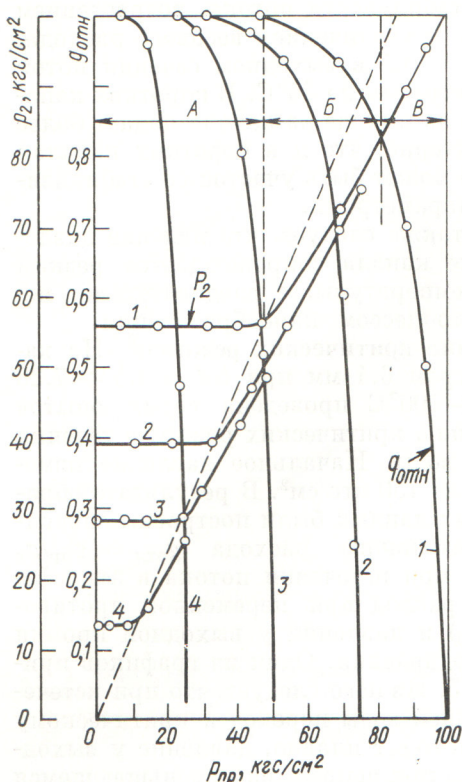
Полученные зависимости $p_2 = f(p_{\text{пр}})$ и $g_{\text{отн}} = f(p_{\text{пр}})$ позволяют установить три характерные области течения вскипающей в канале воды (границы областей указаны для начального давления $p_1 = 100 \text{ кгс/см}^2$).

1. Область критического режима (А). В этой области весовой расход максимален и не зависит от противодавления.

2. Околочитическая область (Б). При увеличении противодавления в этой области давление в выходном сечении монотонно возрастает, оставаясь больше, чем $p_{\text{пр}}$. Расход незначительно убывает.

3. Третья область (В) условно названа областью псевдогидравлического режима течения. Она наступает с момента равенства давления в выходном сечении противодавлению и сохра-





Р и с. 5. Зависимость $g_{отн}$ и p_2 от противодавления $p_{пр}$ при $d = 6,4$ мм, $l/d = 7,26$, $\Delta t_n = 20$ °С и различных p_1 , кгс/см²: 1 — 100; 2 — 75; 3 — 50; 4 — 25

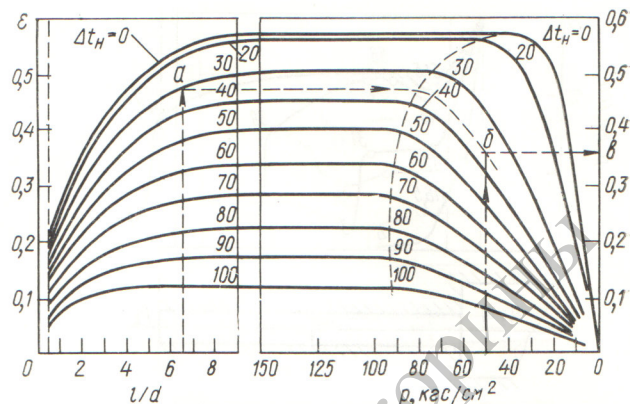
няется вплоть до полного выравнивания давления ($p_{пр} = p_1$). В этой области расход резко убывает и при $p_{пр} = p_1$ равен нулю.

Проведенные опыты при неизменном $p_1 = 75$ кгс/см² и $\Delta t_n = 0 \div 100$ °С показали, что с увеличением Δt_n кризис расхода наступает при более низких противодавлениях, т. е. $\varepsilon = p_2/p_1$ уменьшается.

В результате обработки многочисленных экспериментальных данных построена номограмма (рис. 6) зависимости ε от начального давления, степени недогрева воды до состояния насыщения и относительной длины канала. Пунктирными линиями показана последовательность определения ε по заданному отношению l/d и начальной температуре Δt_n и p_1 .

Обобщив опытные данные, для определения удельных весовых расходов можно рекомендовать следующие зависимости:

1. При $l/d > 8$, $\Delta t_n < 20$ °С в выходном сечении устанавливается критическое отношение давлений, как для сухого насыщенного пара



Р и с. 6. Зависимость $\varepsilon = p_2/p_1$ от l/d , Δt_n и p_1

($\varepsilon_{кр} \approx 0,55$). В этом случае

$$g = 4,43 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{p_1 (1 - \varepsilon_{кр})}{v_{см}}} \text{ кг/(см}^2 \cdot \text{с)}$$

Здесь $v_{см} = x v_2'' + (1 - x) v_2'$, где $v_{см}$ — удельный объем смеси; v_2'' , v_2' — удельные объемы пара и воды в выходном сечении, взятые при p_2 на линии насыщения; x — паросодержание в выходном сечении. Значение x определяется выражением $x = s_1' - s_2' / s_2'' - s_2'$, где s_1' , s_2' — энтропия воды на входе в канал и выходе из него соответственно; s_2'' — энтропия пара на выходе из канала.

2. Во всех остальных случаях, когда $\varepsilon = p_2/p_1$ в выходном сечении канала не достигает отношения $\varepsilon_{кр}$ для сухого насыщенного пара, при расчете удельного расхода можно исходить из предположения, что течет метастабильный поток перегретой жидкости с незаконченным по длине канала процессом парообразования. Расчетная формула имеет вид

$$g = 4,43 \cdot 10^{-2} \mu_r \sqrt{\frac{p_1 (1 - \varepsilon)}{v_1'}}$$

где μ_r — гидравлический расходный коэффициент; v_1' — удельный объем насыщенной воды, взятый при начальной температуре t_1 . При использовании предложенной зависимости значение ε следует определять по исходным параметрам (l/d , Δt_n , p_1) по номограмме рис. 6.

Сопоставление величин расходов, рассчитанных по предложенным зависимостям, с опытными данными показывает удовлетворительное согласие. В области исследованных параметров погрешность не превышает 10%.

Поступила в Редакцию 30/IV 1974 г.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уоллес Г. Б. Одновременные двухфазные потоки. М., «Мир», 1972.
2. Fauske Н. ANP-6633, 1962.