

Работа выполнена при финансовой поддержке проекта Ф 40-7/003 Государственного фонда фундаментальных исследований Украины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах // М.: Машиностроение.– 1982.– 200 с.
2. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков // К.: Наукова думка.– 1989.– 198 с.
3. Халатов А.А., Шевчук И.В., Авраменко А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 3. Закрученные потоки // К.: Изд. ИТТФ НАНУ.– 2000.– 476 с.
4. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Том 5. Теплообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков // К.: Изд. ИТТФ НАН Украины.– 2005.– 500 с.
5. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 7. Вихревые технологии аэротермодинамики в

энергетическом газотурбостроении // К.: Изд. ИТТФ НАН Украины.– 2008.– 292 с.

6. Халатов А.А., Романов В.В., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 9. Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин // К.: Изд. ИТТФ НАН Украины.– 2010.– 317 с.

7. Мочалин Е.В., Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 8. Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах // К.: Изд. ИТТФ НАН Украины.– 2010.– 427 с.

8. Халатов А.А. Физическая структура поверхностно-вихревых систем. Проблемы газодинамики и тепломассообмена в аэрокосмических технологиях. Т. 1 // М.: Изд. Дом МЭИ. 2009.– С. 263-261.

9. Халатов А.А., Дашевский Ю.Я., Изгорова И.А. Новые вихревые технологии аэротермодинамики для энергетического газотурбостроения. Ч. 1. Циклонное охлаждение лопаток // Пром. теплотехника.– Т. 30.– № 4.– 2008.– С. 14-28.

Получено 01.09.2011 г.

УДК 536.423.1: 536.24.023

Антипов В.Г.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ ОБЛАСТИ НЕРАВНОВЕСНОГО КИПЕНИЯ В ПАРОГЕНЕРИРУЮЩЕМ КАНАЛЕ

Часть 2. Граница перехода к равновесному кипению

На основі отриманих експериментальних даних пропонуються співвідношення для визначення границь області нерівноважного кипіння, які можуть бути використані для теплогідравлічних розрахунків елементів енергетичних установок.

На основе полученных экспериментальных данных предлагаются соотношения для определения границ области неравновесного кипения, которые могут использоваться для теплогидравлических расчетов элементов энергетических установок.

Relations for the boundaries of the nonequilibrium boiling area are proposed. The obtained results were confirmed by experimental data and can be used for thermal and hydraulic calculation of elements of power plants.

h – энтальпия, кДж/кг;

P – избыточное давление в контуре, МПа;

q – тепловой поток, кВт/м²;

r – удельная теплота парообразования, кДж/кг;

T – температура, °С;
 x – относительная энтальпия;
 β – объемное расходное паросодержание;
 μ – динамическая вязкость, Пас;
 ρ – плотность, кг/м³;
 ρw – массовая скорость, кг/м²с;
 φ – объемное паросодержание.

Индексы верхние:

' – на линии насыщения для жидкости;
 '' – на линии насыщения для пара.

Как указывалось в [1], граница начала парообразования в канале с теплоподводом определяет переход к более интенсивному теплообмену, который растет во всей области неравновесного кипения. Нижней по потоку границей этой области является сечение канала, в котором среднемассовая температура потока достигает равновесного значения, а относительная энтальпия в этом сечении становится равной истинному массовому паросодержанию. Эта граница определяет предельную интенсификацию теплообмена за счет пузырькового кипения и является преддверием развития кризиса теплообмена, если под этим понимать прекращение роста коэффициента теплопередачи.

В отличие от определения границы начала парообразования состояние теплоносителя в момент перехода к равновесному кипению в канале может быть зафиксировано прямыми измерениями среднемассовой температуры на выходе рабочего участка. Косвенными методами можно воспользоваться для уточнения полученного значения равновесного паросодержания или для того, чтобы очистить результаты от грубых промахов. Например, для определения x_p можно воспользоваться экспериментальными данными по распределению истинного объемного паросодержания в обогреваемом канале и определить точку, в которой опытное значение φ соответствует равновесному. Как будет показано ниже, результаты настоящей работы качественно совпадают с такой методикой.

Исследования границы перехода к равно-

Индексы нижние:

кр – критическая точка;
 нп – начало парообразования;
 п – перегрев;
 р – параметры при термодинамически равновесном состоянии;
 расч – расчетное значение;
 эксп – экспериментальное значение;
 f – параметры для жидкости;
 w – параметры на обогреваемой стенке.

весному кипению проводились на том же рабочем участке, что и при исследовании границы начала парообразования [1]. Экспериментальные данные представлены в табл. 1 для следующего диапазона изменения режимных параметров: давление – от 4 до 16 МПа, массовая скорость – от 120 до 1200 кг/м²с, тепловой поток – от 0,093 до 1,364 МВт/м². Количество опытных точек для определения начала равновесного кипения – 73.

Опыты по определению равновесного паросодержания проводились при постоянном давлении, массовой скорости и температуре на входе в рабочий участок при ступенчатом повышении теплового потока. В момент измерения среднемассовой температуры теплоносителя тепловой поток поддерживался постоянным в пределах относительной погрешности ± 1 %. Время выдержки для каждой ступени повышения тепловыделения определялось как трехкратное значение постоянной времени активного канала, которая составляла в среднем 10 с.

На рис. 1 представлен характерный график измеренных значений среднемассовой температуры теплоносителя на расстоянии 0,03 м от конца обогреваемого участка. Эти результаты показывают, что если для определения начала парообразования можно получить достаточно точное значение $x_{нп}$, исходя из распределения температуры стенки, то определение точки перехода к равновесному кипению x_p не столь очевидно из рассмотрения графика изменения среднемассовой температуры потока. Погрешность в этом случае, помимо ошибок

Табл. 1. Экспериментальные данные по определению начала равновесного кипения в трубе с внутренним диаметром 0,013 м. Обозначения: $\Delta x_p = x_{p, \text{эксп}} - x_{p, \text{расч}}$; $x_{p, \text{расч}}$ – расчет по (1)

	P [МПа]	q [кВт/м ²]	ρw [кг/м ² с]	$x_{p, \text{эксп}}$	$q/(\rho w r)$	$x_{p, \text{расч}}$	Δx_p
1	4	305,6	402	0,034	4,44E-04	0,031	0,003
2		447,9	415	0,045	6,30E-04	0,044	0,001
3		365,3	610	0,022	3,50E-04	0,025	-0,003
4		674,0	700	0,041	5,62E-04	0,039	0,002
5		760,0	729	0,042	6,09E-04	0,043	-0,001
6		759,3	742	0,039	5,98E-04	0,042	-0,003
7		424,3	753	0,028	3,29E-04	0,023	0,005
8		519,0	900	0,025	3,37E-04	0,024	0,001
9		697,3	1000	0,039	4,07E-04	0,029	0,010
10		543,6	1010	0,010	3,14E-04	0,022	-0,012
11	7	192,0	120	0,079	1,06E-03	0,075	0,004
12		136,4	155	0,053	5,84E-04	0,041	0,012
13		298,1	196	0,065	1,01E-03	0,071	-0,006
14		390,4	379	0,034	6,84E-04	0,048	-0,014
15		92,7	410	0,020	1,50E-04	0,011	0,009
16		568,1	499	0,057	7,56E-04	0,053	0,004
17		305,6	500	0,014	4,06E-04	0,029	-0,015
18		524,5	513	0,050	6,79E-04	0,048	0,002
19		579,4	562	0,056	6,85E-04	0,048	0,008
20		766,7	597	0,059	8,53E-04	0,060	-0,001
21		763,2	601	0,069	8,43E-04	0,059	0,010
22		744,3	603	0,047	8,20E-04	0,058	-0,011
23		733,8	698	0,051	6,98E-04	0,049	0,002
24		679,2	753	0,056	5,99E-04	0,042	0,014
25		909,9	756	0,052	7,99E-04	0,056	-0,004
26		860,8	761	0,047	7,51E-04	0,053	-0,006
27		879,2	820	0,050	7,12E-04	0,050	0,00
28		696,3	822	0,031	5,63E-04	0,040	-0,009
29		1035,5	1005	0,051	6,84E-04	0,048	0,003
30		1262,2	1170	0,048	7,16E-04	0,050	-0,002
31	10	578,5	424	0,070	1,03E-03	0,070	-0,002
32		445,0	509	0,040	6,62E-04	0,050	-0,010
33		437,7	600	0,042	5,52E-04	0,040	0,00
34		882,5	607	0,080	1,10E-03	0,080	0,003
35		936,6	689	0,080	1,03E-03	0,070	0,008

	P [МПа]	q [кВт/м ²]	ρw [кг/м ² с]	$x_{p,эксп}$	$q/(\rho w r)$	$x_{p,расч}$	Δx_p
36	10	918,0	699	0,070	9,94E-04	0,070	0,00
37		984,4	752	0,070	9,91E-04	0,070	0,001
38		557,7	753	0,054	5,60E-04	0,040	0,010
39		669,0	909	0,018	5,57E-04	0,040	-0,020
40		1125,3	910	0,070	9,36E-04	0,070	0,004
41		1236,6	1003	0,069	9,33E-04	0,070	0,004
42		743,0	1002	0,038	5,61E-04	0,040	0,00
43		1081,0	1151	0,050	7,11E-04	0,050	0,00
44		881,0	1204	0,029	5,54E-04	0,040	-0,010
45	14	475,5	422	0,056	1,05E-03	0,071	-0.015
46		406,7	475	0,046	7,95E-04	0,054	-0.008
47		610,0	490	0,080	1,16E-03	0,079	0.001
48		842,6	499	0,124	1,57E-03	0,107	0.017
49		918,6	597	0,100	1,43E-03	0,097	0.003
50		876,3	597	0,068	1,36E-03	0,093	-0.025
51		805,0	701	0,070	1,07E-03	0,073	-0.003
52		794,0	713	0,080	1,03E-03	0,071	0.009
53		420,0	747	0,025	5,22E-04	0,036	-0.011
54		1174,0	755	0,079	1,44E-03	0,099	-0.020
55		851,2	757	0,086	1,04E-03	0,071	0.015
56		1114,0	792	0,080	1,31E-03	0,089	-0.009
57		1305,0	853	0,120	1,42E-03	0,097	0.023
58		847,0	904	0,058	8,70E-04	0,059	-0.001
59	1260,0	905	0,100	1,29E-03	0,088	0.012	
60	1268,7	910	0,090	1,30E-03	0,088	0.002	
61	965,0	1005	0,055	8,92E-04	0,061	-0.006	
62	16	576,6	315	0,149	1,94E-03	0,130	0,019
63		720,5	405	0,127	1,88E-03	0,126	0,001
64		463,3	419	0,087	1,17E-03	0,078	0,009
65		716,0	482	0,097	1,57E-03	0,105	-0,008
66		468,0	509	0,052	9,72E-04	0,065	-0,013
67		963,2	602	0,104	1,69E-03	0,114	-0,010
68		562,0	607	0,080	9,79E-04	0,066	0,014
69		793,0	674	0,082	1,24E-03	0,083	-0,001
70		1100,0	702	0,113	1,66E-03	0,111	0,002
71		1364,4	902	0,084	1,60E-03	0,107	-0,023
72		870,0	904	0,080	1,02E-03	0,068	0,012
73		759,7	1201	0,052	6,69E-04	0,045	0,007

измерения основных параметров, определяется еще одним фактором – шагом изменения подводимой к рабочему участку мощности, что, в свою очередь, и будет определять приращение изменения температуры по x .

Точность измерения равновесной температуры здесь не играет большой роли, поскольку сравнивается ее относительное отклонение от постоянного значения: в точке перехода выполняется условие $dT_f/dx = 0$.

Величина равновесного паросодержания рассчитывается по тепловому балансу для выбранного сечения рабочего участка в тот момент, когда измеренная среднemasсовая температура теплоносителя достигает равновесного значения. Индикатором перехода в равновесное кипение служило первое измеренное значение температуры, которое в дальнейшем не изменялось. В тех случаях, когда шаг между измерениями по x был недостаточно мал, x_p определялось как среднее значение между двумя ближайшими измеренными температурами, одна из которых должна была входить в область постоянных значений. Те же выбранные точки служили и для определения уточненных средних значений как теплового потока, так и массовой скорости.

Вследствие того, что сама величина равновесного значения относительной энтальпии

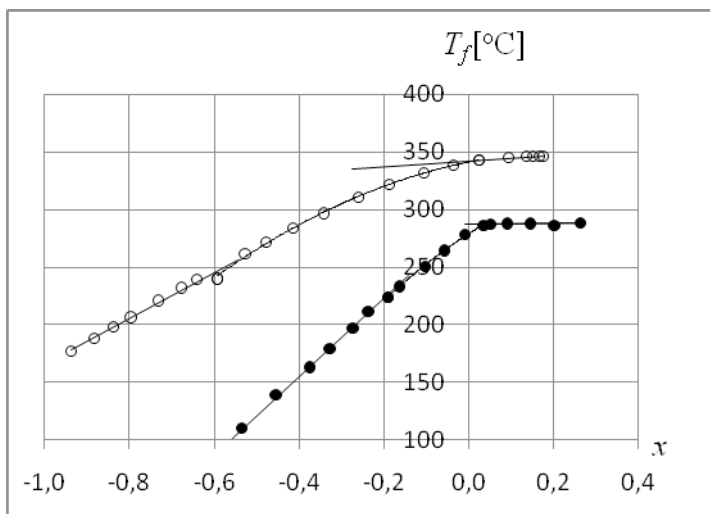


Рис. 1. Изменение среднemasсовой температуры теплоносителя:

○ – $P = 16$; $\rho w = 602$, ● – 7 МПа; 755 кг/м²с.

мала, ошибки в ее определении могут быть значительными. Но при достаточном для анализа массиве данных статистическая обработка может привести к приемлемому интерполяционному соотношению.

Как и в случае определения границы начала парообразования при анализе опытных данных использовалась зависимость:

$$x_p = K_2(P) \cdot [q/(\rho wr)],$$

где $K_2(P)$ – коэффициент, который определяет влияние давления на равновесное паросодержание и наиболее вероятные значения которого представлены в табл. 2. Коэффициент $K_2(P)$ может быть описан линейной функцией от приведенного давления $P/P_{кр}$:

$$K_2 = 71 - 4,6 \cdot (P/P_{кр}).$$

Тогда граница равновесного кипения будет выражаться соотношением:

$$x_p = 4,6 \cdot (15,4 - P/P_{кр}) \cdot (q/\rho wr). \quad (1)$$

Слабое влияние давления на K_2 позволяет пренебречь этой зависимостью и считать коэффициент постоянным и равным 70 в области низких и средних давлений.

На рис. 2 показаны отклонения полученных экспериментальных данных от усредняющей зависимости (1). Количество точек с отклонением $\pm 0,015$ от среднего значения составляет 87,8 %. На этом же рисунке нанесена пунктирная кривая, которая соответствует расчету по формуле (2) из работы [2]:

$$x_p = 22 \cdot (1 + 2,5 \cdot P/P_{кр}) \cdot (q/\rho wr)^{0,9}. \quad (2)$$

Этот результат был получен в предположении, что для монотонной функции $\varphi(x)$ максимальное значение производной $d\varphi/dx$ может быть только в сечении $x = x_p$, а вторая произ-

Табл. 2. Изменение коэффициента K_2 от давления

Приведенное давление $P/P_{кр}$	0,18	0,31	0,44	0,62	0,71
K_2	70,2	70,5	70	68	67,7

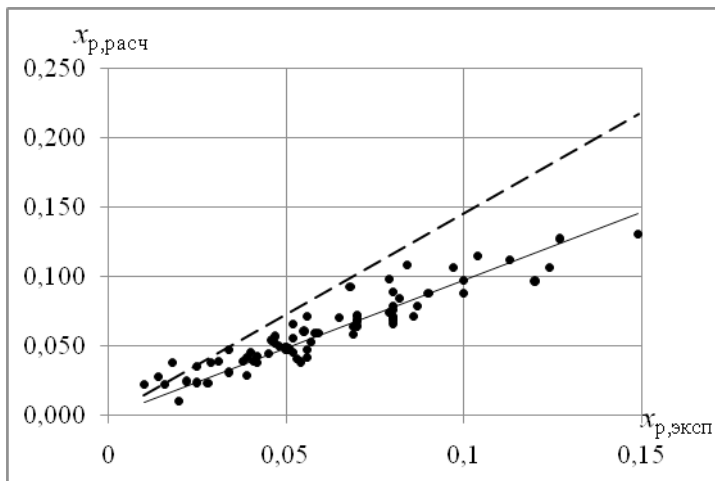


Рис. 2. Отклонение экспериментальных данных по x_p от расчета: – по формуле (1); --- по формуле (2).

водная $d^2\varphi/dx^2$ в этой точке должна менять свой знак. Из этого следует, что если экспериментально полученное распределение $\varphi_{\text{эксп}}(x)$ при некотором x имеет точку перегиба, то эта точка может быть принята за x_p . Обработка опытных данных указанным способом приводит к обобщенному соотношению (2) для круглых и кольцевых каналов. Разброс экспериментальных данных по φ и методические ошибки обработки могли привести к отклонению зависимости (2) от соотношения (1), которое более предпочтительно в силу применения прямых измерений.

Соотношение (1) расходится с рекомендуемой в [3 – 4] формулой для определения равновесного паросодержания:

$$x_p = [1 + (\rho' \cdot (1 - \beta_p)) / \rho'' \cdot \beta_p]^{-1}, \quad (3)$$

где $\beta_p = 3,22(q/\rho wr)^{0,2}$.

При давлениях выше 4 МПа на определение x_p существенное влияние оказывает отношение плотностей воды и пара на линии насыщения. На рис. 3, где показано сравнение опытных данных с расчетом по выражениям (1) и (3), расположение расчетных значений по (3) для давления 7 и 16 МПа представляется сомнительным.

В то же время данные, взятые из приведенного в работе [5] графика для давления

6,867 МПа, теплового потока 600 кВт/м² и для трех массовых скоростей – 500, 1000 и 2700 кг/м²с – соответствуют аппроксимации (1). На рис. 3 они показаны в виде незаштрихованных квадратов. Однако, в той же работе приводится расчетная зависимость для определения границы равновесного кипения в виде отношения энтальпий, где при расчете коэффициента k_p , зависящего от давления, используется отношение теплоты парообразования при температуре перегрева $r_{\text{п}}$ к теплоте парообразования в равновесных условиях:

$$h_p/h' = 1 + k_p \cdot (q/\rho wr). \quad (4)$$

Если привести выражение (4) к виду (1), то получим:

$$x_p = k_p \cdot (h'/r) \cdot (q/\rho wr) = K_2' \cdot (q/\rho wr).$$

Тогда коэффициент K_2' вследствие того, что данные совпадают с аппроксимацией (1) при давлении 7 МПа, должен быть близок к значению 70. Но вычисления K_2' дают значение на порядок ниже, что не согласуется с опытными данными.

Сравнивая полученное интерполяционное соотношение для $x_{\text{нп}}$ из [1] и соотношение (1) можно заметить, что для режимов при $P = \text{Const}$ отношение относительных энтальпий, опре-

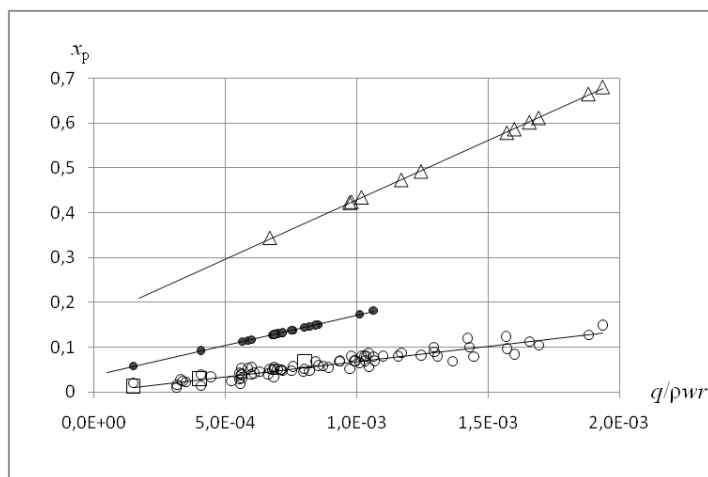


Рис. 3. Сравнение экспериментальных значений x_p с расчетом: ○ – эксперимент, □ – данные из [5] для давления 6,867 МПа, ● и Δ – расчет по (3) для давления 7 и 16 МПа соответственно.

деляющих границы неравновесного кипения, является величиной постоянной, т.е. независимой от массовой скорости и теплового потока:

$$x_{\text{нп}}/x_p = -530 \cdot (P/P_{\text{кр}} + 0,5) / (75,6 - 14 \cdot P/P_{\text{кр}}) \approx -7,6 \cdot (P/P_{\text{кр}} + 0,5). \quad (5)$$

Результаты настоящей работы дают возможность представить картину течения двухфазного потока в обогреваемом канале в том виде, как показано на рис. 4 для случая, когда исследования проводятся при повышении теплового потока в рабочем участке при постоянном давлении и массовой скорости.

В области неравновесного кипения среднemasовая температура жидкости теряет линейную зависимость от x , достигая значения T_s в сечении, в котором истинное паросодержание и относительная энтальпия x приобретают одинаковое равновесное значение x_p . Этим определяется нижняя по потоку граница области неравновесного кипения. Внутри этой области монотонно возрастает коэффициент теплопередачи, стремясь к максимальному значению на границе.

Выводы

Экспериментально определена граница перехода от неравновесного кипения к равновес-

ному, которая выражается через относительную энтальпию теплоносителя в зависимости от безразмерных параметров по соотношению (1) и может быть рекомендована для применения в области изменения давления от 4 до 160 МПа, массовой скорости от 100 до 1200 кг/м²с и тепловых потоков от $9 \cdot 10^4$ до $1,4 \cdot 10^6$ Вт/м². Показано, что предлагаемые в литературе зависимости для определения перехода к области равновесного кипения имеют ограничения по давлению и плохо соответствуют экспериментальным данным.

В результате исследований обнаружена закономерность в поведении границ неравновесного кипения, которая выражается в том, что при постоянном давлении в парогенерирующем канале отношение граничных значений относительных энтальпий теплоносителя является величиной постоянной: $(x_{\text{нп}}/x_p)_{P=\text{Const}} = \text{Const}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антипов В.Г. Экспериментальное определение границ области неравновесного кипения в парогенерирующем канале // Пром. теплотехника. – 2011. – № 5. – С. 13 – 19.
2. Антипов В.Г. Модель распределения паросодержания по длине канала. // Теплообмен в парогенераторах / Тезисы докладов Всесоюзн. конф. // Новосибирск: 1988. – С. 248-249.
3. РТМ 1604. 062-90 Рекомендации, правила, методики расчета гидродинамических и тепловых характеристик элементов и оборудования энергетических установок. Часть. 1. – Обнинск.: ФЭИ, 1991. – С. 564.
4. Миропольский З.Л., Шнеерова Р.И., Карамышева А.И. Паросодержания при напорном движении пароводяной смеси с подводом тепла и в адиабатических условиях // Теплоэнергетика. – 1971. – № 5. – С. 60.
5. Кисина В.И., Тарасова Н.В. Границы и стадии поверхностного кипения воды // Теплоэнергетика. 2010. – № 3. – С. 9 – 22.

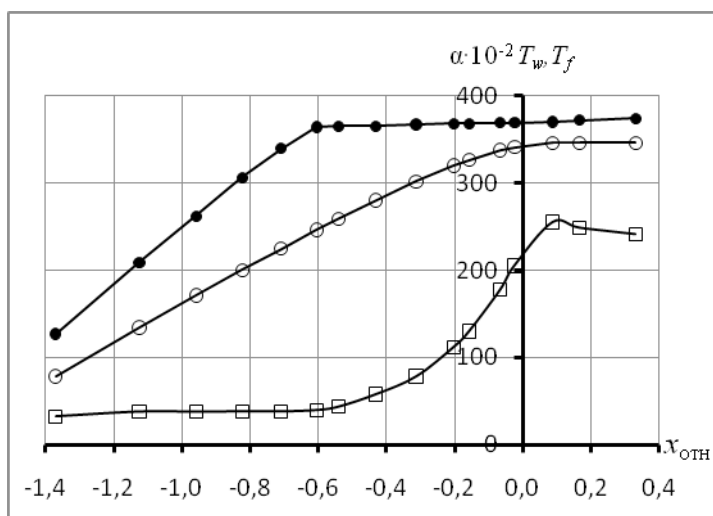


Рис. 4. Температура стенки (●), температура теплоносителя (○) и коэффициент теплопередачи (□) при $P = 16$ МПа, $\rho_w = 607$ кг/м²с.

Получено 09.06.2011 г.