

УДК 536.24:541.11

КОВАЛЕНКО Г.В., ХАЛАТОВ А.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ПРИМЕНЕНИЕ ЛЕДЯНЫХ КАЛОРИМЕТРОВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООТДАЧИ ПОВЕРХНОСТЕЙ, ФОРМИРОВАННЫХ УГЛУБЛЕНИЯМИ

Виконано порівняння похибок трьох методів експериментального визначення тепловіддачі від циліндрів з різними типами формування поверхні до поперечного потоку повітря.

Метод, заснований на утворенні льоду в калориметрі, має перевагу над методом, що базується на вимірюванні перепаду температур на стінці, характеризується ілюстративністю, але поступається методу, заснованому на таненні льоду. Похибка методу, що базується на утворенні льоду, має мінімум, який залежить від тривалості процесу.

Произведено сравнение погрешностей трех методов экспериментального определения теплоотдачи от цилиндров с различными типами формирования поверхности к поперечному потоку воздуха.

Метод, основанный на образовании льда в калориметре, имеет преимущество по сравнению с методом, основанном на измерении перепада температур на стенке, обладает иллюстративностью, но уступает методу, основанному на таянии льда. Погрешность метода, базирующегося на образовании льда, имеет минимум, зависящий от продолжительности опыта.

We have carried out a comparison of the errors of three methods of the experimental determination of heat transfer from cylinders with different types of surface formation to a transverse air flow.

The method based on ice formation in the calorimeter exceeds the method based on the measurement of temperature difference at the wall, is illustrative but is inferior to the method based on ice melting. The error of the method based on the formation has a minimum depending on the test duration.

c – удельная теплоемкость;

D – диаметр лунки;

F – площадь цилиндрической (теплоотдающей) поверхности калориметра;

\bar{F} – отношение поверхности калориметра после образования углублений к исходной поверхности гладкого цилиндра;

Nu – число Нуссельта, определенное по параметрам потока;

Pr – число Прандтля, определенное по параметрам потока;

Q – количество теплоты;

q – тепловой поток;

Re – число Рейнольдса, определенное по параметрам потока и диаметру цилиндра;

r – теплота фазового перехода;

S – средняя толщина слоя льда в калориметре;

t – температура;

V – объем воды (льда);

α – коэффициент теплоотдачи от поверхности цилиндра-калориметра к омывающему его воздуху;

δ – толщина стенки калориметра;

Δ – глубина лунки;

Δt – разность температур;

Δz – абсолютная погрешность;

ε – относительная погрешность;

λ – коэффициент теплопроводности;

ρ – плотность;

τ – время процесса замораживания воды или плавления льда.

Индексы:

v_x – воздух на входе в рабочий участок;

z – замерзшая вода;

p – растаявший лед;

e – наружная поверхность;

f – вода в калориметре;

f_r – величина, относящаяся к процессу замерзания воды в калориметре;

i – лед;

M – величина, вычисленная в процессе таяния льда в калориметре;

T – величина, вычисленная по перепаду температур в стенке калориметра;

w – стенка калориметра.

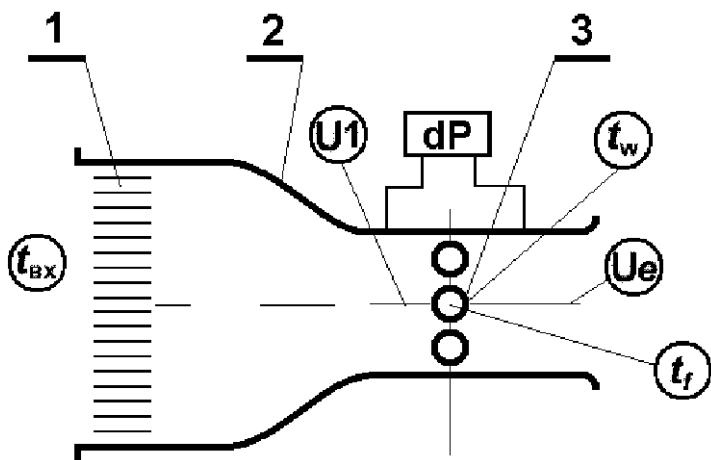


Рис. 1. Схема экспериментального участка.
1 – хонейкомб; 2 – конфузор; 3 цилиндр-калориметр.

В Институте технической теплофизики НАН Украины проводится цикл работ по исследованию поверхностных генераторов вихрей (выступов, углублений специальной формы) для различных приложений. Теплообменные поверхности с углублениями являются энергетически выгодными. В некотором диапазоне скоростей обтекания относительное увеличение теплоотдачи, вызванное применением углублений, превышает относительный рост гидравлического сопротивления [1,2]. При поперечном обтекании цилиндра, поверхность которого покрыта системой углублений, возможны дополнительные эффекты, не сводящиеся к суммированию воздействий от отдельных углублений по следующим причинам: 1 – интенсификация теплообмена происходит в некоторой зоне за углублениями [3,4]; 2 – отрыв пограничного слоя в некотором диапазоне чисел Рейнольдса сдвигается вниз по потоку [5].

В подавляющем большинстве проведенных исследований изучались симметричные углубления, представляющие собой сферические сегменты (например [6]). В последнее время появился ряд работ, показывающих, что асимметричные углубления, как интенсификаторы теплообмена, обладают некоторыми преимуществами по сравнению с симметричными [7, 8].

Изучение теплоотдачи поверхностей, сформированных углублениями, потребовало разработки специальных методов измерения, так как сложная геометрия поверхности приводит к ее неизотермичности и дополнительным методиче-

ским погрешностям. Известны калориметрические методы исследования, когда тепловой поток определяется по толщине цинковой корки, замороженной на наружной поверхности модели [9, 10]. Целый спектр энтальпийных калориметров, в том числе и ледяных, описан в [11].

В настоящей работе описана методика применения ледяных калориметров для экспериментального исследования теплообмена цилиндров, размещенных в однорядном пучке, при поперечном обтекании потоком воздуха. Проведено сравнение разработанных методик со способом, основанным на измерении температурного перепада на стенке.

Поверхность исследуемых цилиндров была сформирована симметричными и асимметричными углублениями, расположенными в коридорном или шахматном порядке. Для сравнения исследовался и однорядный пучок гладких цилиндров. Опыты проводились в низкоскоростной аэродинамической трубе открытого типа. Схема рабочего участка приведена на рис. 1. Воздух от компрессора, обеспечивавшего производительность до 360 г/с, через влагоотделитель и электрический подогреватель подавался в рабочий участок. Давление на входе в рабочий участок поддерживалось постоянным. Входная температура воздуха стабилизировалась с помощью регулятора, воздействовавшего на подогреватель. На входе в рабочий участок устанавливался хонейкомб 1, собранный из трубок с наружным диаметром 12 мм при толщине стенки трубки 0,2 мм. Вход в рабочий участок был выполнен в виде конфузора 2, спроектированного по кривой Витошинского, со степенью поджатия 1,2 для обеспечения равномерного профиля входной скорости перед пучком исследуемых цилиндров 3. Каждый из этих цилиндров выполнялся в виде калориметра. В экспериментальной установке предусматривались режимы как нагрева исследуемых цилиндров, так и их охлаждения. Для осуществления охлаждения использовался турбодетандер, в режимах нагрева турбодетандер демонтировался.

Рабочий участок представлял собой прямоугольный канал сечением 80x100 мм и длиной 500 мм. Стенки рабочего участка изготавливались из оргстекла с шероховатостью поверхности

Табл. 1. Параметры исследованных цилиндров

№	Условное обозначение	Диаметр углубления D , мм	Глубина углубления Δ , мм	Отношение Δ/D	Шаг вдоль оси цилиндра, мм	Шаг по азимуту, мм	Количество углублений по азимуту	Относительное увеличение поверхности \bar{F}	Тип размещения углублений	Символ
1	Гл	0	0	0	0	0	0	1,0	—	■
2	МСМ	1,0	0,32	0,32	1,6	1,64	48	1,39	коридор.	+
3	МС	1,0	0,68	0,68	1,6	1,64	48	1,82	коридор.	+
4	СС	2,2	0,20	0,091	3,0	3,27	24	1,14	коридор.	▲
5	БС	3,0	0,20	0,067	3,0	3,27	24	1,19	коридор.	▲
6	САН	2,2	0,59/0	0,27/0	3,0	3,27	24	1,20	коридор.	★
7	САЕ	2,2	0,59/0	0,27/0	3,0	3,27	24	1,20	коридор.	☆
8	САНШ	2,6	0,59/0	0,23/0	4,62	3,27	24	1,27	шахматн.	◆
9	САЕШ	2,6	0,59/0	0,23/0	4,62	3,27	24	1,27	шахматн.	◆
10	САШ	2,6	0,59/0	0,23/0	4,62	3,27	24	1,27	шахматн.	◇

не более $Rz 1,0$. Поперек канала устанавливались три цилиндра диаметром 25 мм. Шаг расположения цилиндров составлял 33,3 мм, а их оси были параллельны короткой стороне канала. Исследовались также режимы обтекания одиночного цилиндра. Общая длина каждого цилиндра составляла 220 мм. Параметры теплообмена и потока измерялись около центрального цилиндра, в средней части которого длиной 80 мм был встроены калориметр. Концы цилиндров тщательно термоизолировались и помещались в непроточные воздушные камеры.

Трубки-калориметры были изготовлены из нержавеющей стали 1Х18Н9Т со следующими геометрическими параметрами: наружный диаметр — 25 мм; толщина стенки — 2 мм; длина участка трубки, покрытой углублениями — 110 мм. Углубления представляли собой цилиндрические впадины диаметром 3 мм, 2,2 мм и 1 мм, боковая поверхность которых сочленялась с дном радиусом 0,4 мм. Изготавливались углубления с помощью фрезерования. Геометрические характеристики испытанных образцов приведены в табл. 1. Поверхность цилиндров формировалась цилиндрическими углублениями, расположенными как в коридорном (№ 2...7), так и в шахматном поряд-

ке (№ 8...10). Для сравнения испытывался пучок гладких цилиндров (№ 1) при тех же параметрах потока. Первую группу образцов с углублениями (№ 2...5) составляли цилиндры с симметричными углублениями, образованными фрезами, оси которых во время фрезерования углублений проходили через ось цилиндра. Во вторую группу входили образцы с асимметричными углублениями (№ 6...10). В этом случае при обработке образца ось фрезы была смещена по отношению к оси цилиндра на некоторое расстояние. В результате этого асимметричные углубления получались переменной глубины. В графах табл. 1 (№ 6...10) приведены два значения глубины углублений: максимальное — 0,59 мм и минимальное — 0 мм. В случае асимметричных углублений возможны два типа обтекания образца: тип Е, когда поток первоначально попадает в глубокую часть углубления (№ 9), и тип Н, когда поток входит в мелкую часть углубления (№ 6...8). Оба типа обтекания асимметричных углублений проиллюстрированы в [7]. Рельефы на правых и левых половинах цилиндров в образцах № 5...9 симметричны относительно направления потока. Углубления на левом полуцилиндре выполнены при смещении оси фрезы влево, а на правом — при смещении ее

вправо. Углубления на образце № 10 сделаны при фиксированном положении фрезы. Таким образом, на разных половинках этого образца одновременно сосуществуют два типа обтекания — Е и Н.

Температура на входе в пучок измерялась хромель-копелевой термопарой и ртутным термометром ($t_{\text{вх}}$). В среднем по высоте сечения цилиндра-калориметра с помощью хромель-копелевых термопар измерялись температуры наружной поверхности в лобовой, кормовой и боковых точках, а также температура воды (льда) в центре калориметра (t_f). Холодные спаи термопар находились в термостате с тающим льдом. Диаметр электродов термопар составлял 0,1 мм, а их кончики, образующие спай, развальцовывались до толщины 0,025 мм. Все термопары проходили индивидуальную градуировку по лабораторному ртутному термометру с ценой деления 0,1 °С. Показания термопар регистрировались с помощью цифрового вольтметра. Другие особенности экспериментального стенда описаны в [7]. Звуковые колебания, в том числе и частота срыва вихрей с трубки-калориметра и отдельных рядов углублений, измерялись пьезокерамическим датчиком, прижатым к торцу калориметра с постоянным усилием, сигнал от которого подавался на вход анализатора спектра. Расход воздуха, поступавшего в рабочий участок, контролировался расходомерной диафрагмой с дифференциальным манометром. Поле скоростей воздуха перед и за калориметрами определялось с помощью трубки Пито-Прандтля, перемещавшейся в средней плоскости канала с помощью координатного устройства (U1). Измерение скорости воздуха за калориметрами дублировалось с помощью анемометра (Ue). Граница зоны обратных токов за средним цилиндром определялась по достижению нулевого показания трубки Пито-Прандтля при ее перемещении по продольной оси рабочего участка. Перепад статического давления на пучке измерялся водяным наклонным манометром в средней плоскости канала на боковой стенке в точках на расстоянии 100 мм перед плоскостью осей цилиндров и на расстоянии 178 мм после нее. Последнее значение выбиралось из соображения, чтобы зона обратных токов после цилиндра на всех исследовавшихся режимах была меньше области, на границах которой измеря-

ется разность давлений. Потери теплоты через стенку определялись с помощью датчика теплового потока.

В диапазоне чисел Рейнольдса от 780 до 22600 использовался метод определения количества переданной теплоты, основанный на замораживании воды. Воздух после турбодетандера имел температуру $-12 \dots -32$ °С. Количество теплоты, отводимой от цилиндра-калориметра, определялось по массе льда, образованного в процессе опыта, длительность которого контролировалась по секундомеру. В связи с тем, что расход воздуха через турбодетандер ограничен его проходным сечением, для получения больших скоростей обтекания испытываемых трубчатых поверхностей ($780 < \text{Re} < 65000$) применялась также и другая методика опытов, основанная на таянии льда. При этом поток воздуха после электрического подогревателя непосредственно поступал на вход рабочего участка. Для определения количества теплоты, передававшейся от нагретого воздуха к центральному цилиндру, использовался калориметр с тающим льдом. При этом перед экспериментом обтекаемая воздухом часть среднего цилиндра заполнялась дистиллированной водой и помещалась в морозильник для образования в ней льда. В момент начала эксперимента цилиндр-калориметр устанавливался в рабочем участке и подвергался обдуву воздухом. Средний тепловой поток определялся по результатам взвешивания или измерения объема воды, образовавшейся за определенный отрезок времени. Была предусмотрена возможность взвешивать оставшийся в калориметре лед.

Опыты проводились при таких параметрах: скорость воздуха на входе в рабочий участок находилась в диапазоне 0,4...69 м/с, статическое давление в нем было близко к атмосферному; степень турбулентности потока на входе в рабочий участок составляла 1,2%; число Рейнольдса $780 < \text{Re} < 110000$. Каждый эксперимент при фиксированном числе Рейнольдса повторялся несколько раз.

При использовании калориметров, работающих по принципу образования льда, цилиндры с залитыми в них одинаковыми порциями дистиллированной воды (27,7 мл) выдерживались сутки в термосе с ледяной рубашкой, помещенном в

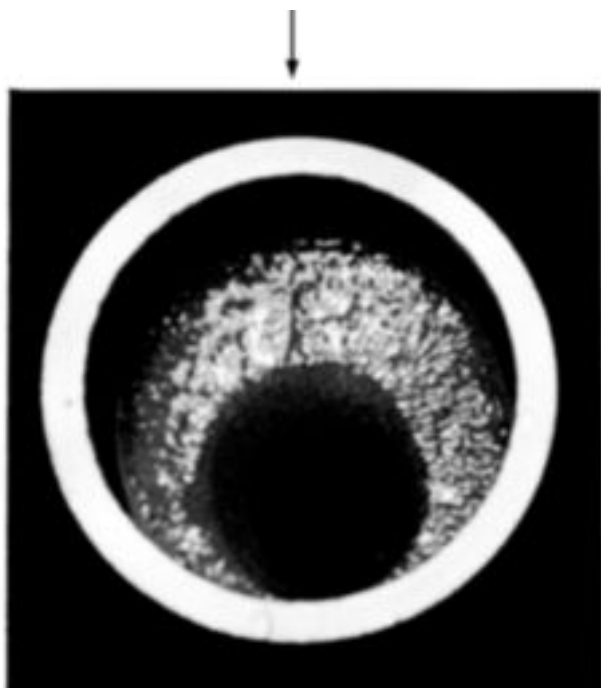


Рис. 2. Лед, образовавшийся в цилиндре-калориметре (стрелкой показано направление потока воздуха).

холодильник. При этом начальная температура воды в цилиндре-калориметре равнялась $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Перед началом опыта в аэродинамической трубе устанавливали запланированный режим – нужную скорость и температуру на входе в рабочий участок. Причем во время “настройки” режима на месте цилиндра-калориметра устанавливался вспомогательный цилиндр таких же размеров. Перед началом опыта вспомогательный цилиндр вынимали и на его место устанавливали цилиндр-калориметр. С этого момента начинался отсчет времени образования льда. Продолжительность опытов в зависимости от входной температуры и скорости составляла от 100 до 600 с. Диапазон входных температур $t_{\text{вх}}$ был от $-3,7$ до $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$. После истечения времени опыта τ цилиндр-калориметр извлекался из рабочего участка, и незамерзшая вода выливалась в бюретку для измерения объема. Цилиндр-калориметр устанавливался над сборником, где происходило таяние образовавшегося в нем льда и слив полученной воды в бюретку для измерения объема V_3 образовавшейся воды.

На рис. 2 показана фотография льда, образовавшегося в цилиндре-калориметре через 120 с

после начала опыта. Толщина образовавшегося льда характеризует (по крайней мере качественно) распределение интенсивности теплоотдачи по поверхности цилиндра.

Количество теплоты, которое нужно отвести от боковой поверхности F цилиндра-калориметра для образования льда объемом V_3 , может быть оценено с помощью следующих выражений.

Максимальная оценка

$$Q = rV_3\rho_i + c_w(t_f - t_{\text{вх}})F\delta\rho_w/2, \quad (1)$$

где первый член левой части определяет количество теплоты, отведенной от воды в калориметре, а второй – количество теплоты, отведенной от стенки калориметра.

Минимальная оценка

$$Q = rV_3\rho_i. \quad (2)$$

При этом средняя толщина льда, образовавшегося в опыте, составляла

$$S = V_3 / F. \quad (3)$$

В предположении малости температурного перепада в металлической стенке выражение для теплового потока через стенку калориметра имеет вид

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{fr}} + \frac{S}{\lambda_i}} F(t_f - t_{\text{вх}}). \quad (4)$$

Коэффициент теплоотдачи от цилиндра-калориметра к омывающему его воздуху определялся из следующего выражения, полученного из (4):

$$\alpha_{fr} = \frac{1}{\frac{F(t_f - t_{\text{вх}})\tau}{Q} - \frac{S}{\lambda_i}}. \quad (5)$$

При использовании методики опытов, основанной на таянии льда, обработка результатов производилась по формулам (1-5) с той лишь разницей, что вместо объема замерзшей воды V_3 использовался объем растаявшего льда V_p , а в знаменателе выражения для коэффициента теплоотдачи отсутствовал последний член S/λ . При этом

Табл. 2. Погрешности измерений

№ п/п	Обозначение параметра	Средняя величина	Размерность	Абсолютная погрешность Δz	Относительная погрешность ε
1	2	3	4	5	6
1	τ	180	с	0,05	$2,778 \cdot 10^{-4}$
2	δ	0,002	м	0,000005	$2,50 \cdot 10^{-3}$
3	S	$2,426 \cdot 10^{-3}$	м	0,00005	$2,061 \cdot 10^{-2}$
4	F	$6,283 \cdot 10^{-3}$	м ²	$8,0 \cdot 10^{-6}$	$9,259 \cdot 10^{-4}$
5	V_3	$1,523 \cdot 10^{-5}$	м ³	$88,36 \cdot 10^{-9}$	$5,802 \cdot 10^{-3}$
6	V_p	$1,248 \cdot 10^{-5}$	м ³	$88,36 \cdot 10^{-9}$	$7,080 \cdot 10^{-3}$
7	ρ_f	999,9	кг/м ³	0,05	$5,00 \cdot 10^{-5}$
8	ρ_w	7900	кг/м ³	0,5	$6,329 \cdot 10^{-3}$
9	$t_{вх}$	-12,9	°С	0,05	$3,876 \cdot 10^{-3}$
10	t_f	0	°С	0,05	
11	Δt	-12,9	°С	0,05	$3,876 \cdot 10^{-3}$
12	Q	11322,6	Дж	39,89	$3,523 \cdot 10^{-3}$
13	r	334000	Дж/кг	500	$1,497 \cdot 10^{-3}$
14	c_w	500	Дж/(кг·К)	0,5	$1,0 \cdot 10^{-3}$
15	q	28,28	Вт	0,0432	$1,528 \cdot 10^{-3}$
16	q_T	28,28	Вт	0,0399	$1,411 \cdot 10^{-3}$
17	λ_i	2,20	Вт/(м·К)	0,005	$2,272 \cdot 10^{-3}$
18	λ_w	16,05	Вт/(м·К)	0,5	$3,115 \cdot 10^{-2}$
19	α_{ir}	348,9	Вт/(м ² ·К)	4,305	$1,234 \cdot 10^{-2}$
20	α_M	348,9	Вт/(м ² ·К)	1,519	$4,354 \cdot 10^{-3}$
21	α_T	348,9	Вт/(м ² ·К)	5,007	$1,435 \cdot 10^{-2}$

$$\alpha_M = \frac{1}{\frac{F(t_f - t_{вх})\tau}{Q}} \quad (6)$$

$$\alpha_T = \frac{q_T}{F(t_{we} - t_{вх})} \quad (8)$$

Использование традиционной методики определения коэффициента теплоотдачи предполагает измерение перепада температур на стенке и разности температур наружной поверхности стенки и потока.

Тепловой поток в этом случае определялся бы по формуле

$$q_T = \frac{\lambda_w}{\delta} F(t_{we} - t_f) \quad (7)$$

Коэффициент теплоотдачи

Определение погрешностей измерений производилось с учетом [12] и [13]. Средние значения измеренных величин, абсолютные и относительные погрешности их определения сведены в табл. 2. Сравнение погрешностей определения коэффициентов теплоотдачи по перепаду температур в стенке и с помощью калориметрического метода показывает, что применение калориметрии позволяет уменьшить погрешность более чем в три раза. Причем наиболее точным является метод, основанный на таянии льда.

Метод, базирующийся на образовании льда, сравним по погрешности с методом, основанным

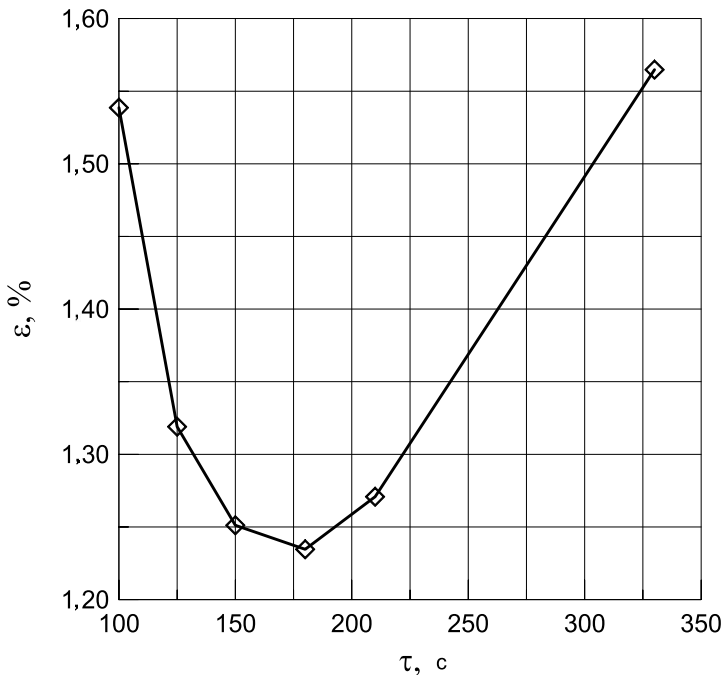


Рис. 3. Зависимость относительной погрешности определения коэффициента теплоотдачи от времени процесса замораживания воды в калориметре.

на измерении перепада температур на стенке. Преимуществом его остается иллюстративность. Отметим, что при использовании этого метода существует минимум погрешности, который зависит от длительности процесса замораживания. Наличие минимума объясняется тем, что, с одной стороны, увеличение времени замораживания увеличивает среднее значение толщины льда (а при фиксированной погрешности измерения объема это ведет к уменьшению относительной погрешности), а с другой – образование слоя льда на внутренней поверхности калориметра уменьшает тепловой поток от замерзающей воды. Зависимость относительной погрешности определения коэффициента теплоотдачи от времени процесса показана на рис. 3.

Результаты исследования теплоотдачи от цилиндров с различными типами формирования поверхности, проведенные с использованием разработанных калориметрических методов, показаны на рис.4.

Наибольшая степень интенсификации теплообмена получена для образцов с асимметричными углублениями, расположенными в шахмат-

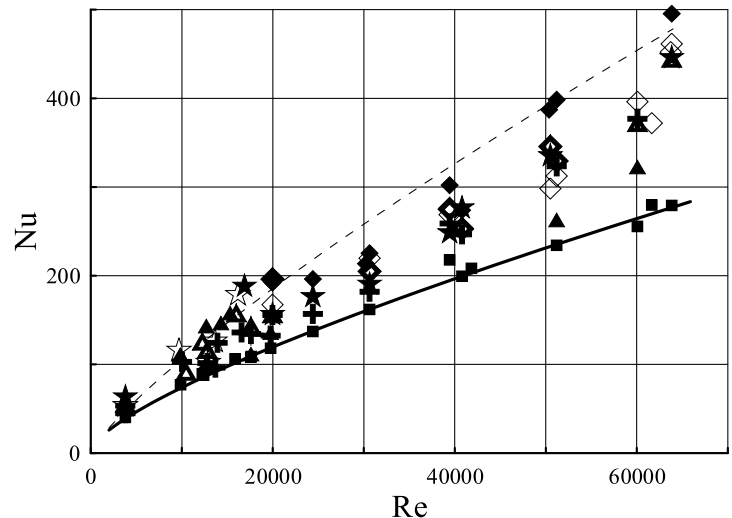


Рис. 4. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса для исследованных цилиндров. (Обозначения – в табл. 1). Штриховая линия соответствует уравнению (9).

ном порядке, когда поток первоначально попадает в мелкую часть углубления (условное обозначение САНШ, табл. 1) [8].

Уравнение для теплообмена таких цилиндров имеет следующий вид:

$$Nu = 0,067 Re^{0,81} Pr^{0,38} (Pr/Pr_w)^{0,25} . \quad (9)$$

На рис. 4 зависимость, соответствующая уравнению (9), изображена штриховой линией. Относительная погрешность измерений составляет $\pm 5\%$.

Выводы

1. Выполнен анализ погрешности экспериментального определения теплоотдачи от цилиндров с различными типами формирования поверхности к поперечному потоку воздуха. Произведено сравнение метода определения коэффициента теплоотдачи, основанного на измерении перепада температур на стенке с двумя энтальпийными методами, базирующимися на определении количеств образовавшегося или растаявшего льда.

2. Показано преимущество энтальпийных методов определения коэффициента теплоотдачи по сравнению с методом, основанным на измерении перепада температур на стенке. Даже в

случае стенки постоянной толщины относительная погрешность метода, основанного на таянии льда в калориметре, в 3,3 раза меньше, чем при измерении разности температур на стенке.

3. В связи с неизотермичностью теплообменной поверхности, сформированной углублениями, энтальпийные методы для определения средней теплоотдачи находятся вне конкуренции.

4. Метод, основанный на образовании льда в калориметре, имеет преимущество по сравнению с методом, основанным на измерении перепада температур на стенке, обладает иллюстративностью, но уступает методу, основанному на таянии льда. Его погрешность имеет минимум в зависимости от продолжительности опыта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров А.А., Горелов Г.М., Данильченко В.П., Резник В.Е. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при обтекании поверхности с развитой шероховатостью в виде сферических углублений // Пром. теплотехника. — 1989. — Т. 11, №6. — С.57–63.
2. Афанасьев В.Н., Леонтьев А.И., Чудновский Я.П. Теплоотдача и трение на поверхностях, сформированных полусферическими лунками. — М.: МГТУ, 1990. — 84с.
3. Боровой В.Я., Яковлев Л.В. Теплообмен при сверхзвуковом обтекании одиночной лунки// Механика жидкости и газа. — 1991. — №5. — С. 48–52.
4. Кесарев В.С., Козлов А.П. Структура течения и теплообмен при обтекании полусферического углубления турбулизированным потоком воздуха// Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. — 1993. — №1. — С.106 – 115.
5. Козлов А.П., Шукин А.В., Агачев Р.С. Гидродинамические эффекты от сферических углублений на поверхности трубы при поперечном обтекании// Известия ВУЗов. Сер. Авиационная техника. — 2000. — №4. — С. 27 – 34.
6. Беленький М.Я., Готовский М.А., Лекаш Б.М., Фокин Б.С. Теплогидравлические характеристики поперечно-обтекаемых поверхностей с лунками// Теплоэнергетика. — 1995. — №1. — С. 54 – 57.
7. Коваленко Г.В. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление трубчатых поверхностей с цилиндрическими лунками при поперечном обтекании в однорядных пучках // Пром. теплотехника. — 1998. — Т. 20, №3. — С. 65 – 70.
8. Kovalenko G.V., Khalatov A.A. Fluid Flow and Heat Transfer Features at a Cross-Flow of Dimpled Tubes in a Confined Space// GT2002-38155 Proceeding of ASME Turbo Expo 2003 June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia, USA.
9. Кикнадзе Г.И., Краснов Ю.К. Чушкин Ю.В., Самойлов А.Г., Ануров Ю.М., Кузнецов Н.Д., Нагога Г.П. Интенсификация массо- и теплообмена (обзор полученных результатов). Препринт ИАЭ-4390/10. М.: ЦНИИАтоминформ, 1987. — 57 с.
10. Галкин М.Н., Бойко А.М., Харин А.А. Метод определения внутренних граничных условий теплообмена в охлаждаемых лопатках газовых турбин// Изв. ВУЗов. Сер. Машиностроение. — 1972. — №8. — С. 48 – 52.
11. Хемингер В., Хене Г. Калориметрия — теория и практика. — М.: Химия, 1989. — 176 с.
12. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. — М.: Наука, 1970. — 104 с.
13. Moffat R.J. Describing the Uncertainties in Experimental Results// Exp. Therm. Fluid Sci. — 1998. — 1. — № 3. — P. 15 – 17.

Получено 16.08.2007 г.