

УДК 621.565

**А. А. Андрижиевский**, доктор технических наук, профессор (БГТУ);**А. П. Вороницкая**, аспирант (БГТУ);**А. Е. Синкевич**, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник  
(ГНУ «ОИЭЯИ – Сосны» НАН Беларуси)**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕСТОВЫХ  
ИСПЫТАНИЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
МОЩНОСТНОГО РЯДА ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ  
ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ**

Приведена методика определения гидродинамических параметров коллекторной системы промышленных пластинчатых теплообменников. Расчетные зависимости получены на основе сравнительного анализа результатов испытаний трех групп пластинчатых теплообменников. Каждая группа включала два теплообменника – модульный и промышленный. Обосновано использование расчетной модели для нахождения коэффициента гидравлического сопротивления применительно к определению перепада давления коллекторной системы промышленных пластинчатых теплообменников.

The method of determination of industrial plate-type heat-exchangers collector system hydrodynamic parameters is presented. Calculation dependences on the basis of comparative analysis results of tests of three groups of plate-type heat-exchangers is received. Every group included heat-exchanger module and industrial heat-exchanger. The use of calculation model is reasonable for determination of hydraulic resistance coefficient to determination of pressure of the industrial heat-exchanger collector system.

**Введение.** Пластинчатые теплообменники нашли широкое применение как в промышленности, так и в системах отопления и горячего водоснабжения жилищного сектора и промышленных зданий и сооружений [1, 2].

Как правило, пластинчатый теплообменник собирается из гофрированных пластин, образующих каналы, по которым через один движутся противотоком греющий и нагреваемый теплоносители. В Объединенном институте энергетических и ядерных исследований НАН Беларуси имеются многочисленные экспериментальные установки и стенды, на которых вместе с исследованиями процессов тепло- и массообмена в элементах энергетических установок могут проводиться теплогидравлические испытания теплообменников.

Полученные при испытаниях пластинчатых теплообменников данные по перепаду давления в зависимости от расхода воды являются основой для установления расчетных зависимостей, позволяющих определять параметры гидравлического сопротивления испытываемых теплообменников.

При экспериментальном исследовании было выявлено, что при одном и том же расходе на один канал общее сопротивление промышленного теплообменника выше, чем для модульного. Данный факт можно объяснить влиянием коллекторной системы раздачи теплоносителя по каналам на общее сопротивление. Оценка влияния коллекторной системы промышленного теплообменника на гидродинамическое сопротивление выполнялась на основе

анализа экспериментальных данных, полученных в ОИЭЯИ – Сосны НАН Беларуси для трех групп теплообменников. В каждой группе было два теплообменника с одной формой канала, но разным количеством пластин. Для определенности будем в дальнейшем называть теплообменник с малым числом каналов «модульным», а с большим числом каналов – «промышленным».

Целью данной работы является разработка методики расчета гидродинамического сопротивления коллекторов промышленных пластинчатых теплообменников на основе анализа результатов испытаний как модульных, так и промышленных аппаратов.

**Объект испытаний.** Испытанию подлежали три группы теплообменников с поверхностью пластин 0,04; 0,15 и 0,4 м<sup>2</sup>. В каждой группе испытывались как небольшие модульные, так и промышленные теплообменники с развитой поверхностью теплообмена. Основные технические характеристики испытанных теплообменников приведены в таблице.

Из таблицы видно, что все рассматриваемые теплообменники двухходовые.

Модульные Т1, Т3, Т5 и промышленные Т2, Т4, Т6 теплообменники имеют соответственно одинаковые проходные сечения на один канал, эквивалентные диаметры, длины канала, диаметры коллекторов, отличаются эти теплообменники числом пластин, а следовательно, поверхностью теплообмена и проходными сечениями.

Технические характеристики испытанных теплообменников

| Наименование параметра   | Значения параметров |        |        |        |        |        |
|--|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|  | T1                  | T2     | T3     | T4     | T5     | T6     |
| Обозначение теплообменника                                     | T1                  | T2     | T3     | T4     | T5     | T6     |
| Размер пластины, м <sup>2</sup>                                | 0,04                | 0,04   | 0,15   | 0,15   | 0,4    | 0,4    |
| Поверхность теплообменника $F$ , м <sup>2</sup>                | 1,64                | 5      | 6,75   | 36,15  | 8,4    | 130    |
| Число пластин, шт.   | 41                  | 125    | 45     | 241    | 21     | 325    |
| Число ходов, шт.   | 2                   | 2      | 2      | 2      | 2      | 2      |
| Эквивалентный диаметр $d_3$ , мм                               | 4,31                | 4,31   | 4,94   | 4,94   | 4,915  | 4,915  |
| Приведенная длина канала, м                                    | 0,267               | 0,267  | 0,564  | 0,564  | 1,055  | 1,055  |
| Число каналов на один ход                                      | 10                  | 31     | 11     | 60     | 5      | 81     |
| Поперечное сечение одного канала, мм <sup>2</sup>              | 375                 | 375    | 744,8  | 744,8  | 1044   | 1044   |
| Проходное сечение $S_n \cdot 10^3$ , м <sup>2</sup>            | 3,75                | 11,625 | 8,1928 | 44,688 | 5,22   | 84,564 |
| Диаметр коллектора, м  | 0,032               | 0,032  | 0,08   | 0,08   | 0,1    | 0,1    |
| Проходное сечение коллектора $S_k \cdot 10^4$ , м <sup>2</sup> | 8,0425              | 8,0425 | 50,265 | 50,265 | 78,54  | 78,54  |
| Отношение диаметров $d_k / d_3$                                | 7,425               | 7,425  | 16,194 | 16,194 | 20,346 | 20,346 |
| Отношение проходных сечений $S_n / S_k$                        | 4,66                | 14,455 | 1,63   | 8,89   | 0,665  | 10,767 |
| Число принятых к обработке режимов, полученных при испытаниях  | 50                  | 31     | 33     | 32     | 34     | 23     |

**Методика определения перепада давления пластинчатого теплообменника.** Расчетные оценки гидродинамических параметров для малых теплообменников T1, T3 и T5 показали, что основные потери давления происходят в плоских каналах теплообменника, а вклад в гидравлическое сопротивление раздающих и собирающих коллекторов и камер незначителен. Поэтому для данных теплообменников принято допущение об определении эффективного коэффициента гидравлического сопротивления, включающего в себя составляющие, обусловленные как падением давления за счет сопротивления трения в плоских каналах, так и падением давления за счет местных сопротивлений [3].

При этом эффективный коэффициент гидравлического сопротивления можно найти на основании известной зависимости

$$\Delta p = \xi_{\text{эф}} \frac{Zl \rho W^2}{d_3}, \quad (1)$$

где  $Zl / d_3$  – параметр, определяемый конструкцией;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $W$  – скорость теплоносителя, м/с.

Выразив значение скорости потока через расходные и геометрические параметры, получим уравнение для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в виде

$$\xi_{\text{эф}} = \frac{\Delta p}{G_M^2} \frac{2\rho S_n^2}{\left(\frac{Zl}{d_3}\right)}, \quad (2)$$

где  $G_M$  – расход теплоносителя, кг/с;  $S_n$  – проходное сечение каналов.

Определив из опытных данных значения перепада давления при соответствующих

значениях расхода по зависимости (3), можно найти значения эффективного коэффициента гидравлического сопротивления.

В работах [1, 3] приведены некоторые методы определения зависимости коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса, которые могут быть использованы для установления данного параметра модульных теплообменников исходя из условий испытаний.

Для теплообменника T1 получено:

$$\xi_n = \begin{cases} 16,17 Re^{-0,2}, & Re \leq 1800, \\ 7,61 Re^{-0,1}, & 1800 < Re < 4500. \end{cases} \quad (3)$$

Для теплообменника T3 –

$$\xi_n = 7,15 Re^{-0,135}. \quad (4)$$

Для теплообменника T5 –

$$\xi_n = 4,44 Re^{-0,165}. \quad (5)$$

Испытания гидродинамических характеристик промышленных теплообменников T2, T4 и T6 показали, что использование расчетных зависимостей (3)–(5) для данного типа теплообменников не привело к положительным результатам, хотя в соответствующих парах теплообменников T1 и T2, T3 и T4, T5 и T6 формы каналов и вид пластин одинаковы.

Для масштабных промышленных теплообменников целесообразно полный перепад давления рассматривать в виде двух составляющих:

$$\Delta P = \Delta P_n + \Delta P_k, \quad (6)$$

где  $\Delta P_n$  – потери напора на трение в плоских каналах между параллельными пластинами;

$\Delta P_k$  – местные потери, включающие потери в раздающих, собирающих коллекторах и переходных камерах теплообменников.

Из опытных данных можно получить значения коэффициента гидродинамического сопротивления коллекторной системы:

$$\xi_k = \frac{2\Delta P_k}{\rho W^2}. \quad (7)$$

С другой стороны, течение вдоль коллекторов сопровождается постоянным изменением расхода по длине, связанного с оттоком теплоносителя в параллельные каналы для раздающего коллектора и притоком из каналов для собирающего коллектора.

Процессам гидродинамического течения в коллекторах и переходных камерах пластинчатых теплообменников в некотором приближении можно поставить в соответствие течение в каналах с отсосом через проницаемые стенки, где поперечный поток отсасываемой массы оказывает значительное влияние на коэффициент трения.

В работе [4] предлагается следующая зависимость, учитывающая влияние отсоса массы на коэффициент трения:

$$\xi = \xi_0 \left( 1 + 17,5 Re^{0,25} \frac{W_r}{W_x} \right), \quad (8)$$

где  $\xi_0$  – коэффициент трения при отсутствии отсоса массы;  $W_r$ ,  $W_x$  – радиальная и аксиальная составляющие скорости соответственно.

В формуле (8) влияние отсоса на коэффициент гидравлического сопротивления проявляется через параметр, характеризующий поперечный поток массы.

Применительно к коллекторному эффекту делаем допущение, что

$$\frac{W_r}{W_x} = \frac{W_{II}}{W_k} = \frac{S_k}{S_{II}},$$

где  $S_k$ ,  $S_{II}$  – проходные сечения коллектора и плоских каналов соответственно.

Тогда в общем виде получим

$$\xi = \xi_0 \left( 1 + A \cdot Re^{0,25} \frac{S_k}{S_{II}} \right). \quad (9)$$

**Результаты испытаний.** Использование выражения (9) для определения коэффициента гидравлического сопротивления коллекторов при обработке экспериментальных данных является предпочтительным, так как в данном случае коэффициент сопротивления коллекторов зависит и от числа Рейнольдса, и от конструктивных элементов теплообменника (отношение проходных сечений). Зависимость (9) будет в дальнейшем использоваться при анализе результатов гидродинамических испытаний пластинчатых теплообменников.

На рис. 1 приведены опытные данные по перепаду давления в зависимости от расхода на один канал для двух пластинчатых теплообменников Т1 и Т2, имеющих одну и ту же форму каналов, образованных одинаковыми пластинами поверхностью  $0,04 \text{ м}^2$ , но отличающихся числом каналов для прохода теплоносителя. В первом теплообменнике число каналов на один ход равно 10, во втором – 31.

Полученные данные хорошо аппроксимируются параболой 2-го порядка.

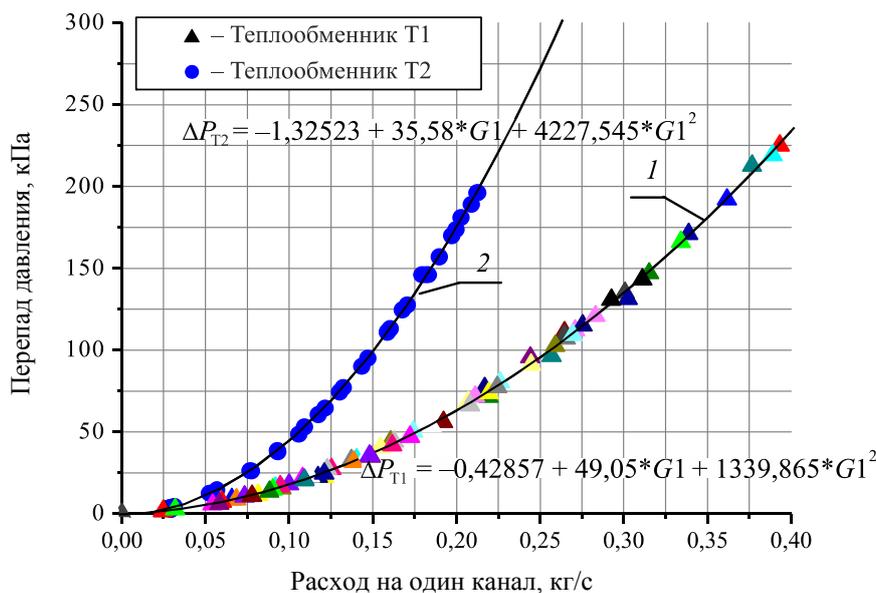


Рис. 1. Зависимости от расхода на один канал для двух пластинчатых теплообменников Т1 (кривая 1) и Т2 (кривая 2)

Для модульного теплообменника Т1 кривая 1 имеет вид

$$\Delta P_{T1} = -0,42857 + 49,05G1 + 1339,865G1^2. \quad (10)$$

Для соответствующего промышленного теплообменника Т2 кривая 2 описывается уравнением

$$\Delta P_{T2} = -1,32523 + 35,58G1 + 4227,545G1^2. \quad (11)$$

Аналогичные аппроксимации опытных данных выполнены для второй и третьей групп теплообменников и получены соответствующие полиномиальные зависимости.

Для теплообменников Т3 и Т4:

1) модульный вариант

$$\Delta P_{T3} = -3,629 + 52,1495G1 + 414,1822G1^2; \quad (12)$$

2) промышленный вариант

$$\Delta P_{T4} = 1,7198 - 6,8794G1 + 702,7809G1^2. \quad (13)$$

Для теплообменников Т5 и Т6:

1) модульный вариант

$$\Delta P_{T5} = -1,4764 + 31,483G1 + 191,932G1^2; \quad (14)$$

2) промышленный вариант

$$\Delta P_{T6} = -0,1502 + 14,5395G1 + 311,9953G1^2. \quad (15)$$

Сравнение перепадов давления промышленного и модульного вариантов позволяет выделить составляющую перепада давления, обусловленную коллекторным эффектом.

Процедура аппроксимации данных в виде зависимости общего вида (9) была применена для обобщения данных по коэффициенту гидравлического сопротивления коллекторной системы при различных значениях чисел Рейнольдса коллектора.

Так, для определения коэффициента гидравлического сопротивления коллекторной системы теплообменника Т2 предлагается соотношение

$$\xi_{K2} = 1,539 \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right), \quad (16)$$

а для коэффициента гидравлического сопротивления коллекторов теплообменника Т4 –

$$\xi_{K4} = 0,733 \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right). \quad (17)$$

Аналогичная зависимость для определения коэффициента гидравлического сопротивления в плоских каналах для теплообменника Т6 имеет вид

$$\xi_{K6} = 0,517 \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right). \quad (18)$$

Введение параметра, учитывающего отношение диаметров ( $d_K / d_3$ ), позволило уменьшить отличие в коэффициентах формул (16)–(18). В результате получены выражения:

– для теплообменника Т2

$$\xi_{K2} = 11,43 \frac{d_3}{d_K} \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right); \quad (19)$$

– для теплообменника Т4

$$\xi_{K4} = 11,87 \frac{d_3}{d_K} \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right); \quad (20)$$

– для теплообменника Т6

$$\xi_{K6} = 10,52 \frac{d_3}{d_K} \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right). \quad (21)$$

Усредняя числовой коэффициент в выражениях (19)–(21) с учетом числа опытных режимов получим единую обобщающую зависимость:

$$\xi_K = 11,28 \frac{d_3}{d_K} \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right) \quad (22)$$

для определения коэффициента гидравлического сопротивления коллекторной системы пластинчатых теплообменников.

Приведенная выше зависимость получена для двухходовых теплообменников. Если ввести параметр  $Z$ , характеризующий число ходов теплообменника, то данная зависимость примет вид

$$\xi_K = 5,64Z \frac{d_3}{d_K} \left( 1 + \frac{S_K}{S_{\Pi}} Re_K^{0,25} \right). \quad (23)$$

После получения зависимости для определения перепада давления в коллекторной системе теплообменника методика расчета сопротивления промышленных теплообменников должна содержать следующие этапы:

1) по исходным данным устанавливается коэффициент сопротивления  $\xi_{\Pi}$  и перепад давления в пакете пластин  $\Delta P_{\Pi}$ ;

2) по формуле (23) вычисляется коэффициент сопротивления  $\xi_K$  и по зависимости (7) – гидравлическое сопротивление коллекторной системы  $\Delta P_K$ ;

3) общее сопротивление промышленного теплообменника определяется по зависимости (6).

Данный алгоритм был использован для проведения сравнительного анализа расчетных и опытных данных для промышленных теплообменников Т2, Т4, Т6.

Для иллюстрации адекватности предложенного расчетного метода на рис. 2 приведены результаты сравнения расчетных значений перепада давления с опытными данными применительно к теплообменнику Т4.

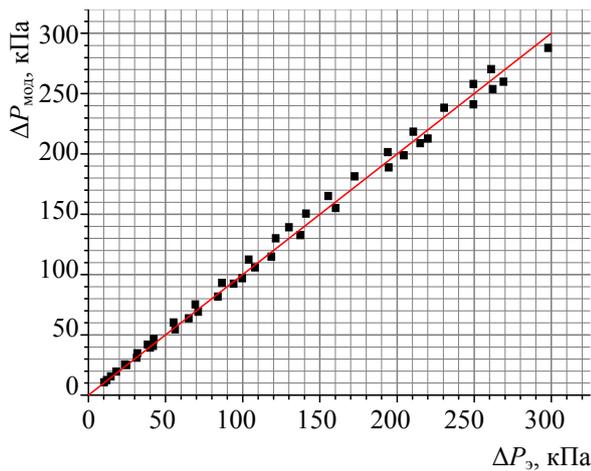


Рис. 2. Сравнение результатов расчета с опытными значениями гидравлического сопротивления теплообменника Т4

Анализ показывает, что для рассматриваемых теплообменников Т2, Т4, Т6 среднее отклонение расчетных и опытных данных составляет соответственно 3,2; 4,4; 3,6%.

Учитывая, что испытанные пластинчатые теплообменники охватывают широкий диапазон изменения геометрических параметров, то полученные данные свидетельствуют о вполне удовлетворительном согласии расчетных и опытных данных, и, следовательно, зависимость (23) может быть рекомендована при определении сопротивления коллекторов в промышленных пластинчатых теплообменниках.

**Заключение.** По результатам испытаний трех групп пластинчатых теплообменников, существенно отличающихся геометрическими параметрами, предложена методика расчета общего сопротивления промышленных теплообменников, учитывающая как перепад давления в пакете пластин, так и сопротивление коллекторной системы.

Данная методика строится на основе обобщающего соотношения для определения коэффициента гидравлического сопротивления коллекторной системы промышленных теплообменников в виде

$$\xi_k = 5,64Z \frac{d_3}{d_k} \left( 1 + \frac{S_k}{S_n} Re_k^{0,25} \right).$$

Предложенная зависимость апробирована на серии опытных данных и может быть рекомендована к использованию в следующем диапазоне изменения геометрических и гидродинамических параметров:

- диаметр коллектора  $d_k$  – 32–100 мм;
- параметр  $d_k / d_3$  – 7,425–20,346;
- параметр  $S_n / S_k$  – 10,5–15,0;
- число Рейнольдса –  $1,3 \cdot 10^5 < Re < 10^6$ .

### Литература

1. Отчет о НИР «Комплексные экспериментальные исследования на теплофизических стендах элементов систем локального теплоснабжения». Инв. № 212 / Ю. В. Клименков [и др.]. – Минск: ОИЭЯИ – Сосны НАН Беларуси, 2004. – 187 с.
2. Клименков, Ю. В. Теплогидравлические испытания теплообменных модулей для систем тепло- и водоснабжения / Ю. В. Клименков, В. А. Некрашевич, А. Е. Синкевич // Энергоэффективность. – 2003. – № 12. – С. 15–17.
3. Клименков, Ю. В. Теплогидравлические испытания теплообменных модулей для систем тепло- и водоснабжения / Ю. В. Клименков, В. А. Некрашевич, А. Е. Синкевич // Энергоэффективность. – 2004. – № 1. – С. 12–15.
4. Кинни, Д. Турбулентное течение, тепло- и массообмен в трубе с поверхностным отсосом / Д. Кинни, С. Спэрроу // Теплопередача. – 1970. – № 2. – С. 121.

Поступила 02.03.2012