

УДК 621.565

А. А. Андрижиевский, д-р техн. наук (БГТУ); А. П. Вороницкая, аспирант (БГТУ);
А. Е. Синкевич, канд. техн. наук (ОИЭЯИ – Сосны НАН Беларуси)

МЕТОДОЛОГИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕСТОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МОДУЛЬНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Приведена методика определения эффективного коэффициента гидравлического сопротивления в виде функции от числа Рейнольдса. Алгоритм построен на основе гидродинамических характеристик теплообменника по горячей и холодной сторонам. Экспериментальные данные, на основе которых проведен анализ гидродинамических параметров теплообменного аппарата, получены при испытании пластинчатого теплообменника в научно-исследовательской лаборатории Объединенного института энергетических и ядерных исследований – Сосны. Гидродинамические характеристики теплообменника, рассчитанные по предложенной модели, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

The technique of definition of effective factor of hydraulic resistance in the form of function from Reynolds's number is resulted. The algorithm is constructed on the basis of hydrodynamic characteristics of the heat exchanger on the hot and cold parties. Experimental data on which basis the analysis of hydrodynamic parameters heat exchange device is carried out, are received at test of the lamellar heat exchanger in research laboratory of Joint institute of power engineering and nuclear researches. The hydrodynamic characteristics of the heat exchanger calculated on offered model, will well be coordinated with experimental data.

Введение. На рынке энергетического оборудования Республики Беларусь имеется широкий спектр теплообменных устройств, отличающихся как назначением, так и конфигурацией теплообменных поверхностей и способами их компоновки.

Так, в последнее время преимущественно для систем автономного теплоснабжения и тепловых пунктов зданий и сооружений предлагаются модульные малогабаритные пластинчатые теплообменники, удобные в эксплуатации и монтаже. Основным элементом таких теплообменников являются штампованные гофрированные пластины различной конфигурации и размеров.

В большинстве случаев проходные сечения и конфигурация каналов по горячей и холодной сторонам идентичны, хотя способ сборки холодной сторонам идентичны, хотя способ сборки теплообменника позволяет делать разные проходные сечения по горячей и холодной сторонам.

Одним из условий продвижения пластинчатых теплообменников на рынке энергетического оборудования Республики Беларусь является аттестация их тепловых и гидродинамических параметров. Вместе с тем указанное разнообразие форм поверхностей теплообмена требует индивидуальных стендовых испытаний (как производственных, так и аттестационных), что, безусловно, увеличивает их рыночную стоимость и сдерживает модельное обновление.

Одним из способов сокращения производственных издержек и упрощения процедуры продвижения на рынок данного типа теплообменных устройств может быть разработка ме-

тодов расчетного анализа их тепловых и гидродинамических характеристик с использованием образцов теплообменных поверхностей.

Подобные методы позволят значительно сократить весь производственный цикл от проектирования до внедрения.

Основная часть. В Объединенном институте энергетических и ядерных исследований – Сосны Национальной академии наук Беларуси периодически проводятся гидродинамические испытания различных теплообменников пластинчатого типа.

Ниже приведены результаты испытаний одноходового пластинчатого теплообменника, собранного из 45 гофрированных пластин с поверхностью $0,14 \text{ м}^2$ и толщиной пластины $0,6 \text{ мм}$. Общая поверхность теплообмена составляет $6,3 \text{ м}^2$. Теплоноситель в каналах теплообменного аппарата движется по противоточной схеме.

Геометрические характеристики данного теплообменника приведены ниже:

- эквивалентный диаметр – $4,7 \text{ мм}$;
- средняя ширина канала – $2,52 \text{ мм}$;
- эффективная длина канала – 832 мм ;
- диаметр коллектора – 50 мм ;
- расстояние между входным и выходным коллекторами – 882 мм ;
- эффективная ширина канала – $168,3 \text{ мм}$;
- проходное сечение одного канала – 424 мм^2 ;
- число каналов на один ход – 22 шт .

Испытания теплообменника проводились в соответствии с методикой теплогидравлических испытаний теплообменников, прошедшей метро-

логическую экспертизу в РУП «Белорусский государственный институт метрологии» [1]. Технологическая схема испытательного стенда, предназначенного для осуществления теплогидравлических испытаний теплообменного оборудования, и измерительного комплекса приведена на рис. 1.

При проведении испытаний теплообменник подключается к испытательному стенду по горячей

и холодной сторонам. Теплоноситель (нагревающая среда) с помощью насосов 1 подается на электронагреватели 2, 3 и далее на вход горячей стороны 4.1 испытываемого теплообменника 4. При этом выполняются измерения температуры T_{11} и давления p_{11} . С выхода горячей стороны 4.2 теплообменника 4 теплоноситель поступает в рабочую емкость 6 и через фильтр 7 вновь на

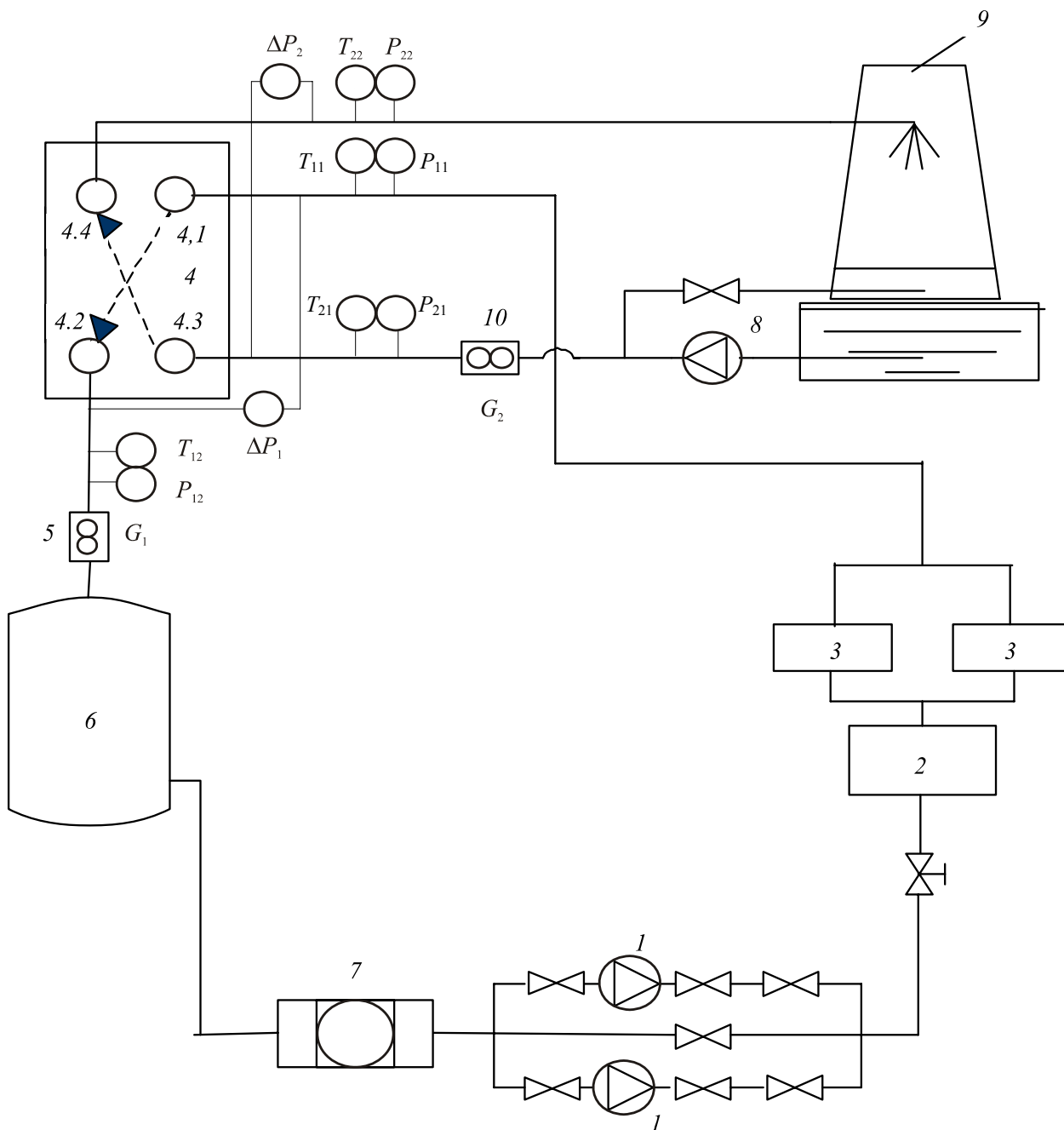


Рис. 1. Технологическая схема испытательного стенда и измерительного комплекса:

- 1 – насосная группа; 2 – основной прямоканальный нагреватель; 3 – вспомогательные электронагреватели;
- 4 – испытываемый теплообменник (4.1, 4.2 – вход и выход горячей стороны; 4.3, 4.4 – вход и выход холодной стороны); 5 – расходомерное устройство; 6 – рабочая емкость; 7 – фильтр; 8 – насос градирни;
- 9 – градирня; 10 – расходомерное устройство; T – средства измерения температуры; p – средства измерения давления; Δp – средства измерения перепада давления

насосную группу 1. При этом выполняются измерения расхода теплоносителя G_1 , температуры теплоносителя T_{12} и давления p_{12} . Перепад давления по горячей стороне Δp_1 измеряется между входом 4.1 и выходом 4.2 горячей стороны испытываемого теплообменника 4.

Одновременно с помощью насоса 8 теплоноситель (нагреваемая среда) подается из градирни 9 на вход холодной стороны 4.3 теплообменника 4. При этом выполняются измерения расхода, температуры и давления – G_2, T_{21}, P_{21} . С выхода холодной стороны 4.4 теплообменника 4 теплоноситель подается в градирню 9. При этом производятся измерения температуры и давления T_{22}, p_{22} . Перепад давления по холодной стороне Δp_2 измеряется между входом 4.3 и выходом 4.4 холодной стороны испытываемого теплообменника 4.

Экспериментальное определение гидродинамических параметров пластинчатых теплообменников предусматривает измерение значений перепада давления при различных расходах теплоносителя. Графическая интерпретация зависимости перепада давления от расхода $\Delta P = f(G)$ представлена на рис. 2. Поскольку каналы по горячей и холодной сторонам теплообменника имеют идентичную форму, результаты гидродинамических испытаний по обеим сторонам помещены на один график.

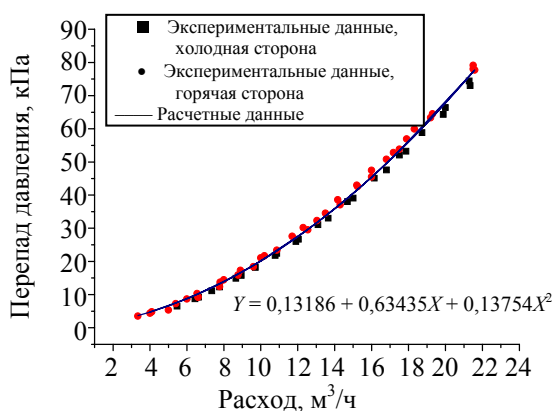


Рис. 2. Зависимость перепада давления от расхода теплоносителя

Из рис. 2 видно, что экспериментальные данные по перепаду давления в теплообменнике хорошо аппроксимируются квадратичной зависимостью

$$\Delta p_{\text{экс}} = A_0 + A_1 G + A_2 G^2. \quad (1)$$

где $\Delta p_{\text{экс}}$ – экспериментальное значение падения давления, кПа; G – расход теплоносителя, м³/ч.

Значения коэффициентов A_0, A_1, A_2 данной аппроксимирующей функции определяются методом наименьших квадратов. Из физиче-

ских соображений следует, что при нулевом значении расхода перепад давления также должен быть равен нулю. Небольшие отличия коэффициента A_0 от нулевого значения обусловлены статистической погрешностью, которую можно учесть, если все опытные данные по перепаду давления скорректировать путем алгебраического вычитания из соответствующих режимных измерений постоянного коэффициента A_0 . С учетом этого фактора аппроксимирующая зависимость перепада давления от расхода будет иметь вид

$$\Delta p_p = B_1 G + B_2 G^2$$

или

$$\Delta p / G = B_1 + B_2 G, \quad (2)$$

где G – расход теплоносителя, кг/с; $\Delta p / G$ – гидродинамический параметр.

График зависимости гидродинамического параметра от расхода для данного теплообменника приведен на рис. 3.

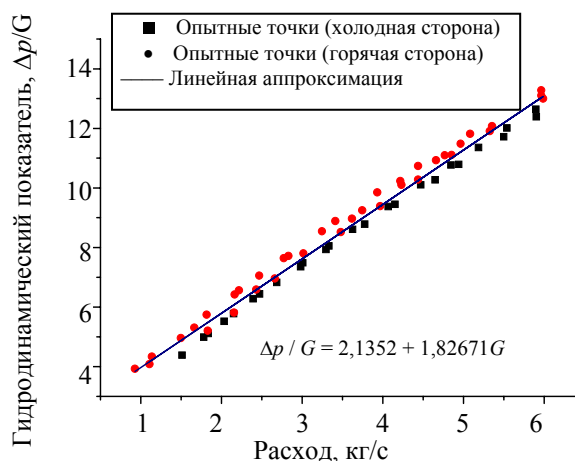


Рис. 3. График зависимости гидродинамического параметра от расхода

Из результатов линейной аппроксимации определяются значения коэффициентов $B_1 = 2,14$ и $B_2 = 1,83$.

При анализе гидродинамических характеристик теплообменника по горячей и холодной сторонам используется эффективный коэффициент гидравлического сопротивления $\xi_{\text{эф}}$.

Введение эффективного коэффициента гидравлического сопротивления вызвано тем, что при экспериментальном измерении значений падения давления результат включает в себя как падение давления, обусловленное конструктивными параметрами теплообменника, так и падение давления за счет сопротивления трения. Таким образом,

значение перепада давления может быть определено как

$$\Delta p = \xi_{\text{эф}} \frac{z l \rho W^2}{d_3}, \quad (3)$$

где $\xi_{\text{эф}}$ – эффективный коэффициент гидравлического сопротивления, z – число ходов, l – расстояние между входными и выходными коллекторами, мм; d_3 – эквивалентный диаметр, мм; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; W – скорость теплоносителя, кг/с.

При переходе от скоростей теплоносителя к расходам выражение (3) преобразуется к более удобному для практических расчетов виду

$$\Delta p = K_0 \xi_{\text{эф}} G^2, \quad (4)$$

где $K_0 = \frac{z l}{d_3} \frac{1}{2 S_{\text{н}}^2 \rho}$; $S_{\text{н}}$ – живое сечение теплообменника по одному ходу.

Из соотношений (2), (4) следует выражение для определения коэффициента гидравлического сопротивления

$$\xi_{\text{эф}} = \frac{B_2}{K_0} \left(1 + \frac{B_1}{B_2 G} \right). \quad (5)$$

Более удобным является выражение коэффициента гидравлического сопротивления не через расход, а через число Рейнольдса [2]

$$\text{Re} = \frac{W d_3}{\nu} = K_R G, \quad (6)$$

где ν – коэффициент кинетической вязкости [3], м²/с;

$$K_R = \frac{d_3}{\rho S_{\text{н}} \nu}.$$

Используя (5), (6), получим следующее выражение для коэффициента гидравлического сопротивления как функции числа Рейнольдса:

$$\xi_{\text{эф}} = \xi_0 \cdot \left(1 + \frac{K_1}{\text{Re}} \right), \quad (7)$$

где $\xi_0 = \frac{1000 B_2}{K_0}$; $K_1 = \frac{B_1}{B_2} K_R$.

Для исследуемого теплообменника $K_R = 480,8$; $K_0 = 1080,1$; $\xi_0 = 1,7$; $K_1 = 562$.

И соответственно

$$\xi_{\text{эф}} = 1,7 \left(1 + \frac{562}{\text{Re}} \right)$$

Среднее отклонение экспериментальных данных по значениям эффективного коэффициента гидравлического сопротивления от расчетных не превышает 2,05%.

Авторы считают, что данное соотношение может быть с высокой степенью достоверности распространено на большинство пластинчатых теплообменников на основе гофрированных поверхностей теплообмена.

Заключение. 1. Одним из способов сокращения производственных издержек и упрощения процедуры продвижения на рынок модульных пластинчатых теплообменных устройств может быть разработка методов расчетного анализа их тепловых и гидродинамических характеристик с использованием образцов теплообменных поверхностей.

Подобные методы позволят значительно сократить весь производственный цикл от проектирования до внедрения.

2. В рамках данного исследования предложен метод анализа гидродинамических характеристик рассматриваемого типа поверхностей теплообмена на основе типовых соотношений с использованием эффективного коэффициента гидравлического сопротивления в форме

$$\xi_{\text{эф}} = \xi_0 \cdot \left(1 + \frac{K_1}{\text{Re}} \right),$$

учитывающего как реальную конфигурацию данной поверхности (коэффициент формы), так и потери напора за счет сопротивления трения.

Литература

1. Теплогидравлические испытания выпускаемых теплообменников и проведение исследований на предмет соответствия их параметров требованиям ТУ: отчет о НИР / ОИЭЯИ – Сосны НАН Беларуси. – Минск, 2002. – № 66.
2. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975.
3. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергия, 1980.

Поступила 31.03.2010