

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН, СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПЛАСТИН НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРЕНИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

© 2022 г. А. С. Матяш^а, *, В. Д. Лычаков^а, **, Е. С. Закира^б, ***

^а Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

^б ООО “Завод Электросевкавмонтажиндустрия”, ул. Демуса, д. 11, лит. А, г. Краснодар, 350080 Россия

*e-mail: matyash-93@yandex.ru

**e-mail: vitalyl@yandex.ru

***e-mail: e.zakira@zeskmi.ru

Поступила в редакцию 19.08.2021 г.

После доработки 12.12.2021 г.

Принята к публикации 22.12.2021 г.

Для экспериментального определения коэффициента сопротивления трения на крупномасштабном стенде проведены испытания разборных пластинчатых теплообменных аппаратов (ТА) двух типоразмеров с пакетами пластин трех типов (всего пять конфигураций), различающихся углом наклона шевронной поверхности пластин. В качестве теплоносителя при испытаниях использовалась вода. Получена зависимость коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса, а также значения критического числа Рейнольдса, соответствующего переходу от ламинарного режима течения к турбулентному. Обнаружено различие до нескольких раз в экспериментальных значениях коэффициента сопротивления трения для одной и той же испытываемой модели ТА при близких числах Рейнольдса. Полученные данные удалось разделить на две группы, в которые вошли близкие значения коэффициента сопротивления трения. Сделан вывод, что существенный разброс экспериментальных данных обусловлен упругой деформацией пластин, вызванной перепадом давления между контурами теплообменника. Благодаря введению коэффициента деформации уточнена зависимость коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса, показавшая хорошую сходимость полученных результатов, объединенных в одну группу. Уточненный алгоритм обработки экспериментальных данных позволил определить коэффициенты и показатели степени, входящие в критериальные формулы для расчета сопротивления трения в переходном и турбулентном режимах течения. Для каждой конфигурации ТА уточнены значения критического числа Рейнольдса. Зависимости упругой деформации от размера и типа рифления шевронной поверхности не установлено. Предполагаемая причина возникновения деформации, выявленная после разборки испытанных моделей, – разные глубины штамповки шевронной поверхности и механического ограничителя деформации.

Ключевые слова: теплообменные аппараты, разборные пластинчатые теплообменники, коэффициент сопротивления трения, гидравлические потери, упругая деформация

DOI: 10.56304/S0040363622070049

При создании пластин новых типов [1], предназначенных для пластинчатых теплообменных аппаратов [2–6], одним из важных этапов является проведение теплогидравлических испытаний, которым, как правило, подвергают несколько образцов пластин, имеющих различные типоразмеры и виды рифления шевронной поверхности.

Цель работы – проведение испытаний для подтверждения и последующего уточнения описанных в литературе [7–12] методик расчета коэффициента сопротивления трения серийных пластинчатых ТА.

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД

Испытания всех образцов разборных пластинчатых теплообменных аппаратов с целью определить зависимость коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса проведены на оборудовании комплексного стенда КС 10606 Испытательного центра энергетического оборудования (ИЦЭО) ОАО НПО ЦКТИ. Схема экспериментального участка представлена на рис. 1. Теплоноситель в обоих контурах ТА (нагреваемая и охлаждаемая среда) – вода. При проведении ис-

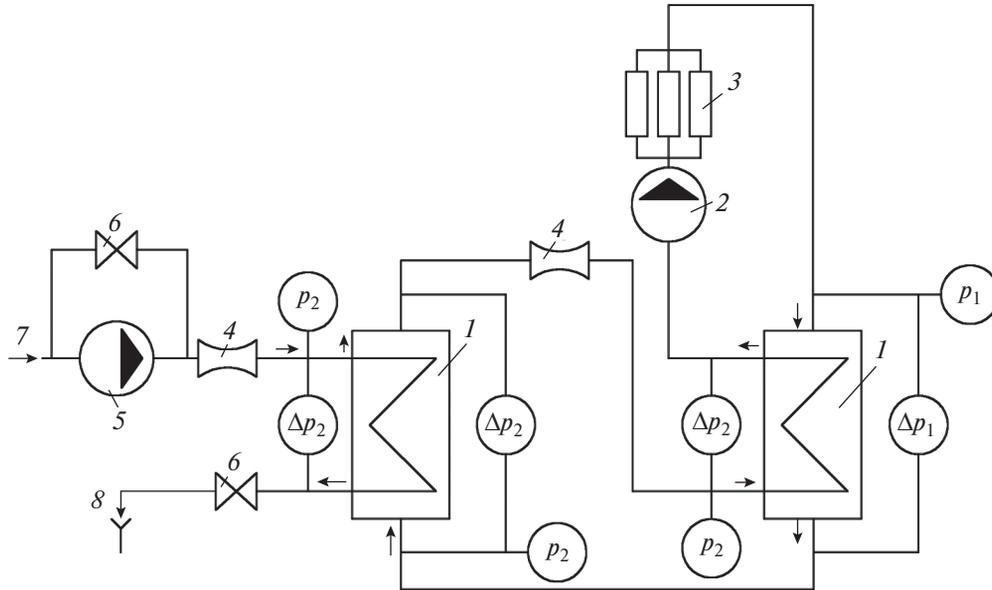


Рис. 1. Схема испытательного участка.
 1 – теплообменный аппарат; 2 – циркуляционный насос; 3 – регулируемые электронагреватели; 4 – расходомеры; 5 – насос для повышения давления; 6 – регулирующие клапаны; 7 – подвод водопроводной воды; 8 – слив воды в канализацию

следований для каждого из ТА измерялись следующие параметры:

расход воды в первом (G_1) и втором (G_2) контуре ТА;

избыточное давление на входе в первый (p_1) и второй (p_2) контуры;

температура воды на входе в первый ($t_{1вх}$) и второй ($t_{2вх}$) контуры ТА и на выходе из них ($t_{1вых}$, $t_{2вых}$);

потери давления между входом и выходом из первого (Δp_1) и второго (Δp_2) контуров.

На входе в ТА и на выходе из него для стабилизации потока были предусмотрены прямые участки трубопроводов длиной 1000 мм. Отборы для измерения давления размещались на расстоянии 200 мм от плоскости входного патрубка и на расстоянии 600 мм от выходного патрубка. Течение воды через ТА – нестабилизированное. Потери давления при реальной эксплуатации подобных ТА с аналогичными пластинами могут отличаться от полученных экспериментальных значений ввиду коллекторного эффекта внутри ТА, а также различной формы входных и выходных трубопроводов (конфигурации подводящего и отводящего трубопроводов). Все параметры регистрировались с частотой 1 Гц. Для расширения объема полученных опытных данных и сокращения затрат времени на эксперимент и расхода энергоносителей (воды и электроэнергии) одновременно испытывались ТА двух типоразмеров (ТА1 и ТА2). Через оба контура ТА1 вода проходила с постоян-

ным расходом, определяемым производительностью циркуляционного насоса. В ТА2 через первый контур вода протекала с тем же расходом, что и через оба контура ТА1, а через второй – уже с другим расходом.

Среднеквадратические погрешности измерений (СКО) составляли, %:

| | |
|---------------------------|------|
| Абсолютное давление | 0.77 |
| Потери давления | 1.4 |
| Температура | 0.7 |
| Расход | 0.5 |

ОПИСАНИЕ ИСПЫТАННЫХ МОДЕЛЕЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменный аппарат состоит из двух неподвижных опорных плит, между которыми располагается пакет теплообменных пластин. В ходе эксперимента были испытаны ТА двух различных типоразмеров. Пластины, входящие в пакеты трех типов (далее обозначения указаны в скобках), различались наклоном шевронной поверхности:

- с острым углом наклона (LL);
- с тупым углом наклона (НН);
- с чередованием острого и тупого углов (НЛ).

Модель ТА1 поочередно собиралась и испытывалась с пакетами пластин всех трех типов, а модель ТА2 – только с пакетами НН и НЛ.

Таблица 1. Характеристики теплообменных аппаратов

| Характеристика | ТО1 | ТО2 |
|---|-----------------------|-----------------------|
| Число пластин | 21 | 9 |
| Число каналов в одном контуре $n_{\text{кан}}$ | 10 | 4 |
| Диаметр присоединительного патрубка | 100 | 300 |
| Высота между центрами верхнего и нижнего патрубков L , м | 0.719 | 1.494 |
| Площадь поверхности теплообмена одной пластины, м^2 | 0.232 | 1.070 |
| Гидравлический диаметр канала $d_{\text{г}}$, м | 4.18×10^{-3} | 5.56×10^{-3} |
| Площадь поперечного сечения канала $F_{\text{пр}}$, м^2 | 0.85×10^{-3} | 2.70×10^{-3} |
| Глубина прессовки, м | | |
| шеvronной части пластины | 1.8×10^{-3} | 3.0×10^{-3} |
| ограничительных поверхностей | 2.3×10^{-3} | 3.4×10^{-3} |

Таблица 2. Диапазоны параметров при проведении испытаний пяти конфигураций теплообменных аппаратов

| Параметр | ТО1 | | | ТО2 | |
|------------------------------|--------------|-------------|--------------|--------------|--------------|
| | НН | НЛ | ЛЛ | НН | НЛ |
| Тип рифления шевронной части | | | | | |
| p_1 , кПа (абс.) | 167–435 | 193–503 | 251–619 | 213–467 | 298–629 |
| G_1 , кг/с | 0.342–4.250 | 0.938–3.990 | 1.95–2.57 | 1.16–4.23 | 0.954–4180 |
| Δp_1 , кПа | 0.515–49.100 | 1.64–38.40 | 1.82–6.60 | 4.48–69.30 | 0.303–25.400 |
| $t_{1\text{вх}}$, °С | 2.9–14.7 | 6.8–15.3 | 31.2–76.5 | 6.3–12.8 | 6.3–113.8 |
| $t_{1\text{вых}}$, °С | 2.8–14.5 | 3.7–9.9 | 13.5–53.8 | 3.1–9.1 | 3.8–80.7 |
| p_2 , кПа (абс.) | 101–425 | 189–547 | 251–619 | 127–476 | 201–811 |
| G_2 , кг/с | 0.224–7.880 | 0.302–6.190 | 1.06–3.91 | 0.311–3.850 | 0.218–7.760 |
| Δp_2 , кПа | 0.232–54.100 | 4.01–86.90 | 0.772–15.400 | 0.440–62.500 | 0.428–88.200 |
| $t_{2\text{вх}}$, °С | 1.8–15.2 | 2.8–3.3 | 1.5–1.7 | 1.9–4.5 | 2.9–71.5 |
| $t_{2\text{вых}}$, °С | 1.8–14.5 | 3.7–8.8 | 11.8–55.2 | 4.2–10.9 | 4.0–97.0 |

Геометрические характеристики ТА двух типоразмеров приведены в табл. 1. В экспериментах движение сред было противоточным, по каждому из контуров осуществлялся один ход. Контур, формируемый совокупностью нечетных межпластинчатых полостей (со стороны неподвижной опорной плиты), условно назывался первым, совокупность четных – вторым. Диапазоны полученных экспериментальных данных приведены в табл. 2.

АЛГОРИТМ ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В целях определения зависимости коэффициента сопротивления трения ξ от числа Рейнольд-

са, а также уточнения критического числа Рейнольдса (в литературе, например в [13], как правило, принимается $Re_{\text{кр}} = 2000$), при достижении которого режим течения изменяется с ламинарного на турбулентный, обработка экспериментальных данных проводилась по следующей методике.

Скорость движения воды определялась как

$$w = \frac{G}{\rho F_{\text{пр}} n_{\text{кан}}},$$

где G – массовый расход воды, кг/с; ρ – средняя плотность воды, $\text{кг}/\text{м}^3$; $F_{\text{пр}} = Bh$ – площадь поперечного сечения одного канала, м^2 ; B, h – условные ширина и высота канала соответственно, м.

Коэффициент сопротивления трения в канале вычислялся по формуле

$$\xi = \frac{2\Delta p d_r}{\rho w^2 L},$$

где L – высота канала между центрами патрубков, м; Δp – потери давления при движении среды в контуре, Па; d_r – гидравлический диаметр канала, м.

На основании анализа экспериментально полученной зависимости коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса можно вывести расчетные соотношения вида $A_1 Re^n$ и $A_2 Re^{n_2}$ (A_1 и A_2 – эмпирические коэффициенты) для переходного и турбулентного режима течения соответственно, а также найти значение $Re_{кр}$.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ И ИХ АНАЛИЗ

В процессе обработки опытных данных было обнаружено различие в экспериментальных значениях коэффициента сопротивления трения для одной и той же испытуемой модели ТА при близких числах Рейнольдса до нескольких раз. В ходе обработки были сформированы две группы данных, различавшихся коэффициентом сопротивления трения и критическим числом Рейнольдса.

В связи с этим был проведен анализ влияния различных факторов на коэффициенты сопротивления трения в каждом из контуров, при этом особое внимание было обращено на влияние перепада давления между контурами. Результаты обработки экспериментальных данных, полученных при испытаниях ТА1 с пакетом пластин LL, приведены на рис. 2.

В итоге была выдвинута гипотеза о наличии упругой деформации пластин при воздействии на них перепада давления между контурами, которая приводит к изменению площади проходного сечения каналов. При постоянном расстоянии между стяжными плитами высота канала с большим давлением среды (h_1) увеличивается под действием сил, возникающих из-за разности давлений между контурами, а высота канала, в котором давление ниже (h_2), – уменьшается. Ширина пластины остается постоянной, так как пластина ограничена уплотнительными прокладками и ребрами жесткости по краям. До воздействия перепада давления между контурами высота каналов одинакова, т.е. $h_1 = h_2 = h$; после воздействия – высота каналов, находящихся под большим давлением, увеличивается до $h_{расш}$, а высота каналов с меньшим давлением уменьшается до $h_{сж}$. На рис. 3 приведена схема упругой деформации для случая, когда давление среды в первом контуре больше, чем давление среды во втором контуре.

Анализ зависимости коэффициента сопротивления трения от перепада давления между контурами, проведенный ранее авторами данной статьи и описанный в [14], показал, что предельная деформация каналов достигается при небольшом перепаде давления (не более 20 кПа), что зачастую соизмеримо с потерями давления в канале, т.е. степень деформации канала может различаться по длине, а подобные режимы эксплуатации редко встречаются при реальной эксплуатации ТА. В связи с этим основная задача данной работы – определение предельной деформации и необходимых поправок к методике расчета сопротивления трения.

Учесть упругую деформацию пластин можно путем введения поправочного коэффициента деформации, описывающего изменение площади проходного сечения канала под воздействием перепада давления между контурами. Для сопротивления трения авторами был введен коэффициент деформации k_d , который определялся по соотношению

$$h_{сж} = (1 - k_d) h.$$

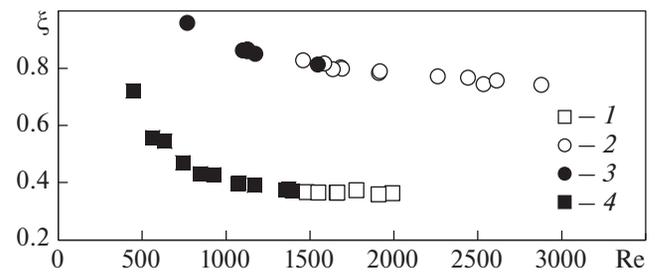


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления трения ξ от числа Рейнольдса. Первый контур: 1 – $p_1 > p_2$; 2 – $p_1 < p_2$; второй контур: 3 – $p_1 > p_2$; 4 – $p_1 < p_2$

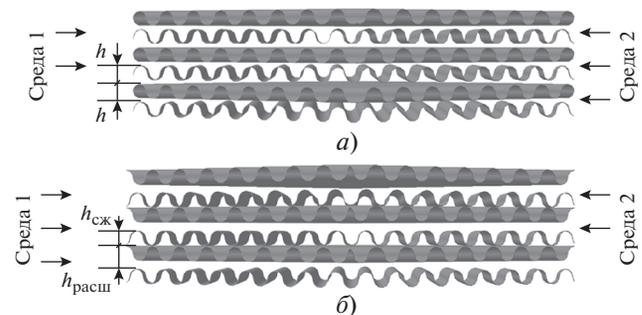


Рис. 3. Принципиальная схема упругой деформации пластин. Взаимное расположение пластин: а – до воздействия перепада давления; б – при давлении среды в первом контуре больше, чем во втором контуре. Высота: h – канала до деформации; $h_{расш}$ – “расширенного” канала; $h_{сж}$ – “сжатого” канала

Таблица 3. Результаты испытаний теплообменных аппаратов

| Тип рифления шевронной части | ТО1 | | | ТО2 | |
|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | НН | НЛ | ЛЛ | НН | НЛ |
| A_1 | 32.296 | 291.12 | 19.584 | 17.992 | 9.3692 |
| n_1 | -0.491 | -0.801 | -0.515 | -0.304 | -0.301 |
| A_2 | 2.632 | 3.64 | 1.508 | 4.224 | 1.8852 |
| n_2 | -0.099 | -0.196 | -0.143 | -0.091 | -0.078 |
| $Re_{кр}$ | 600 | 1400 | 1000 | 900 | 1300 |
| k_d | 0.42 | 0.35 | 0.20 | 0.21 | 0.14 |
| $\delta p_{p \max}, \%$ | 17 | 10 | 6 | 9 | 17 |

Принимая во внимание, что общая глубина пакета пластин (расстояние между опорными плитами) остается неизменной, а также учитывая наличие двух концевых плит большой толщины, можно заключить, что уменьшение площади проходного сечения всех четных каналов приводит к обратному пропорциональному изменению площади поверхности всех нечетных каналов, следовательно,

$$h_{расш} = (1 - k_d)h.$$

После введения поправочного коэффициента равного 0.2 был повторно выполнен расчет коэффициента сопротивления трения уже с учетом k_d . Зависимость коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса, определенная по уточненной методике, приведена на рис. 4. Как показывает этот рисунок, введение k_d улучшило сходимость экспериментальных данных.

Аналогичным образом была проведена обработка экспериментальных данных, полученных при испытаниях ТА остальных четырех конфигураций. Все значения параметров, входящих в формулы $A_1 Re^{n_1}$ и $A_2 Re^{n_2}$, а также $Re_{кр}$ и k_d , обеспечивающие наилучшую сходимость данных, и

максимальные отклонения экспериментальных значений от вычисленных по соотношению для турбулентного режима течения ($\delta p_{p \max}$) приведены в табл. 3.

После завершения испытаний была произведена разборка образцов на составные элементы с целью выявить причины возникновения деформации. При измерительном контроле была установлена разница между глубинами штамповки шевронной поверхности и механического ограничителя предельной деформации на боковой части пластины на уровне 0.3–0.4 мм. Вследствие этого шевронные поверхности пластин не соприкасаются, что позволяет пластинам изгибаться под воздействием перепада давления.

ВЫВОДЫ

1. На зависимости коэффициента сопротивления трения от критерия Рейнольдса в первом и втором контурах существенное влияние оказывает упругая деформация пластин, возникающая из-за воздействия на них перепада давления между контурами. Заметной зависимости коэффициента деформации от размера пластины и типа ее рифления не обнаружено.

2. Для предотвращения увеличения сопротивления трения в одном из контуров необходимо совершенствовать технологию изготовления пластинчатых теплообменных аппаратов путем измерения глубины штамповки различных участков теплообменных пластин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гидродинамическая** самоочистка пластинчатых теплообменников со сферическими выемками // В.В. Такмовцев, А.В. Ильинков, А.В. Шукин, И.Ш. Зарипов // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2016. № 9–10. С. 56–65.
2. **Семёнов И.Е.** Новые технологии производства пластинчатых теплообменников // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2016. № 12. С. 57–63.

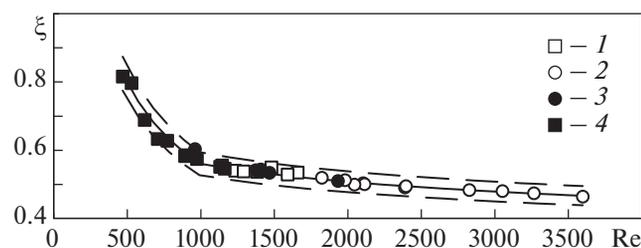


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления трения ξ от числа Рейнольдса после перерасчета по уточненной методике.

Первый контур: 1 – $p_1 > p_2$; 2 – $p_1 < p_2$; второй контур: 3 – $p_1 > p_2$; 4 – $p_1 < p_2$. Сплошная линия – результаты расчета по полученному соотношению; штриховые линии – диапазон допустимых отклонений $\pm 6\%$

3. **Khavin G., Babak T.** Advantages of using channels with different corrugation height in the plate heat exchangers // *Eastern-European J. Enterprise Technol.* 2018. V. 1. Is. 8 (91). P. 33–38. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.120546>
4. **Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А.** Трубчато-пластинчатые теплообменники (производители и основные характеристики) // *Вестник Междунар. академии холода.* 2011. № 2 (39). С. 17–28.
5. **Кузин С.А., Болдырева Н.А., Кравец С.Б.** Эксплуатационная надежность пластинчатых теплообменников, применяемых на АЭС // *Глобальная ядерная безопасность.* 2021. № 1 (38). С. 75–83. <https://doi.org/10.26583/gns-2021-01-07>
6. **Lushchik V.G., Makarova M.S., Reshmin A.I.** Plate heat exchanger with diffuser channels // *High Temperature.* 2020. V. 58. Is. 3. P. 352–359. <https://doi.org/10.1134/S0018151X2003013X>
7. **РД 26-01-107-86.** Теплообменники пластинчатые. Методы тепловых и гидромеханических расчетов. Харьков, 1988.
8. **Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребеницкий А.Р.** Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973.
9. **Обобщение** данных по теплообмену и сопротивлению в каналах пластинчатых теплообменников / А.Л. Ефимов, М.Ю. Юркина, В.С. Глазов, В.С. Беляев, В.Д. Гришин // *Вестник МЭИ.* 2016. № 5. С. 72–82.
10. **Wang W., Makeev A., Povorov S.** Thermal-hydraulic performance analysis cold side of the plate heat exchanger using water–water // *Bull. Sci. Practice.* 2018. V. 4. Is. 5. P. 263–276. <https://doi.org/10.5281/zenodo.1246202>
11. **Wang W., Makeev A., Povorov S.** Experimental investigation on performances of plate heat exchanger’s cold side for lubrication/water - water heat transfer // *Bull. Sci. Practice.* 2018. V. 4. Is. 6. P. 170–178.
12. **Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В.** Аэродинамическое сопротивление воздушных трубчато-пластинчатых теплообменников // *Вестник Междунар. академии холода.* 2011. № 4 (41). С. 43–45.
13. **VDI Heat Atlas.** 2nd ed. Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
14. **Gasketed** plate heat exchangers breathing effect / V.D. Lychakov, V.F. Balunov, S. Gusev, A.A. Shcheglov, A.S. Matyash, K.S. Starukhina, A.V. Zaytsev // *J. Phys.: Conf. Ser.* 2017. V. 891. Is. 1. P. 012201. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/891/1/012201>

Experimental Investigation into the Effect of Elastic Deformation of Plates on the Friction Resistance of Plate Heat Exchangers

A. S. Matyash^{a, *}, V. D. Lychakov^{a, **}, and E. S. Zakira^{b, ***}

^a *Polzunov Scientific and Development Association for Research and Design of Power Equipment (NPO CKTI), St. Petersburg, 191167 Russia*

^b *OOO Zavod Elektrosvkavmontazhindustriya, Krasnodar, 350080 Russia*

*e-mail: matyash-93@yandex.ru

**e-mail: vitalyl@yandex.ru

***email: e.zakira@zeskmi.ru

Abstract—To experimentally determine the coefficient of friction resistance on a large-scale bench, tests of collapsible plate heat exchangers (HE) of two benchard sizes with plate packs of three types (five configurations in total) were carried out, differing in the angle of inclination of the chevron surface of the plates. Water was used as the heat carrier during the tests. The dependence of the friction drag coefficient on the Reynolds number and the value of the critical Reynolds number corresponding to the transition from laminar to turbulent flow are obtained. A difference of up to several times in the experimental values of the friction drag coefficient for the same tested HE model at close Reynolds numbers was found. The obtained data were divided into two groups, which included similar values of the coefficient of friction resistance. It is concluded that a significant scatter of the experimental data is due to the elastic deformation of the plates caused by the pressure drop between the heat-exchanger circuits. Due to the introduction of the deformation coefficient, the dependence of the friction resistance coefficient on the Reynolds number was refined, which showed good convergence of the results obtained, combined into one group. The refined algorithm for processing experimental data made it possible to determine the coefficients and exponents included in the criterion formulas for calculating the friction resistance in the transitional and turbulent flow regimes. For each HE configuration, the values of the critical Reynolds number have been refined. The dependence of elastic deformation on the size and type of corrugation of the chevron surface has not been established. The alleged cause of the deformation, identified after disassembling the tested models, is the different depths of stamping of the chevron surface and the mechanical deformation limiter.

Keywords: heat exchangers, collapsible plate heat exchangers, coefficient of frictional resistance, hydraulic losses, elastic deformation