

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОМ КОЛЛЕКТОРЕ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

The experimental estimation of influence of losses of pressure in a collector on the general losses lamellar heat exchanger depending on number of plates is lead. Losses of pressure in a collector lamellar heat exchanger are essential (at 150 channels reach 70% from the general losses in heat exchanger the device). At speeds of a stream in the interlamellar channel from 0,08 up to 1 m/s (Reynolds's number from 300 up to 3200) the factor of hydraulic resistance from Reynolds's number is not observed obvious dependence. The expression confirmed by experiment for definition of losses of pressure in lamellar heat exchanger is received.

Введение. В промышленном и коммунальном теплоснабжении широко применяются теплообменные аппараты (ТА) пластинчатого типа. В пластинчатых ТА поверхность теплообмена образуется пакетом гофрированных пластин (рис. 1). Потоки горячего и холодного теплоносителей через патрубки Т1 и В1 поступают в нагнетательные распределительные коллекторы, образованные системой уплотнительных резинок и отверстий в пластинах. Коллекторы обеспечивают подачу теплоносителей поочередно в межпластинчатые каналы теплообменника. Затем теплоносители собираются в сливных распределительных коллекторах и выводятся из теплообменника через патрубки Т2 и Т3. Расчет ТА базируется на совместном тепловом и гидродинамическом расчетах. Целью теплового расчета является определение площади теплообмена, а гидравлического – потерь давления на прокачку теплоносителей Δp .

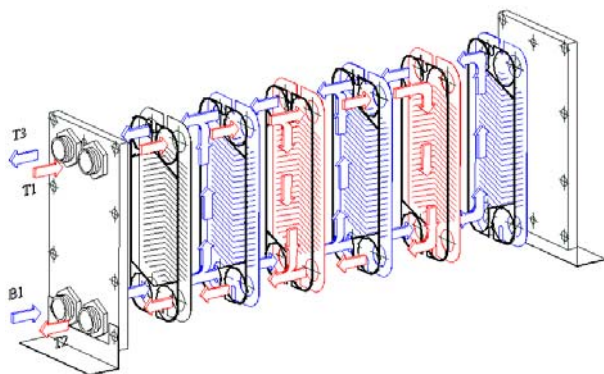


Рис. 1. Схема пластинчатого теплообменника

Общие потери давления в пластинчатом ТА состоят из суммы потерь в межпластинчатом канале и коллекторе:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{кан}} + \Delta p_{\text{кол}} \quad (1)$$

Как правило [1, 2], при проведении гидравлического расчета потери в коллекторе считают незначительными по сравнению с потерями в межпластинчатом канале, а расход в каждом канале считают одинаковым и равным среднему: $G_{\text{ср}} = G_0 / n_{\text{кан}}$. Это обусловлено тем, что диаметр коллектора больше эквивалентного

диаметра канала более чем в 20 раз, а длина канала больше толщины пластины и прокладки более чем в 160 раз.

В этом случае сумма гидравлических сопротивлений в теплообменнике равна потерям в межпластинчатых каналах ($\Delta p = \Delta p_{\text{кан}}$), которые определяют по формуле Дарси – Вейсбаха [1, 2]:

$$\Delta p_{\text{кан}} = \lambda \frac{l_{\text{пр}}}{d_3} \frac{\rho v^2}{2} = \zeta \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; $l_{\text{пр}}$ и d_3 – приведенная длина и эквивалентный диаметр межпластинчатого канала; ρ – плотность жидкости; v – скорость потока в межпластинчатом канале; ζ – коэффициент гидравлического сопротивления, являющийся функцией числа Рейнольдса Re для области турбулентного режима $50 < Re < 20\,000$:

$$\zeta = A Re^{-0,25}.$$

Однако при большом наборе пластин в ТА (более 150) скорости в коллекторе значительные (более 4 м/с), а потери давления существенно влияют на общие потери в ТА и на распределение расходов теплоносителя в межпластинчатых каналах.

Целью работы является экспериментальная оценка влияния потерь давления в коллекторе на общие потери в пластинчатом теплообменнике в зависимости от числа пластин в ТА.

Расчет потерь давления в коллекторе. При учете гидравлических сопротивлений в коллекторе формула для определения потерь давления в ТА усложняется:

$$\Delta p = \frac{\zeta_{\text{кол}} G_{\text{расч}}^2}{S_{\text{кол}}^2 \rho} + \frac{\zeta_{\text{кан}} G_k^2}{2 S_{\text{кан}}^2 \rho}, \quad (3)$$

где $\zeta_{\text{кол}}$ и $\zeta_{\text{кан}}$ – коэффициенты гидравлического сопротивления коллектора и канала; $S_{\text{кол}}$ и $S_{\text{кан}}$ – площадь проходного сечения коллектора и канала; $G_{\text{расч}}^2 = \sum_{m=1}^k \left(\sum_{i=m}^{n_{\text{кан}}} G_i \right)^2$ – квадрат расчетного массового расхода коллектора; G_i – массовый расход в i -ом межпластинчатом кана-

ле; $n_{\text{кан}}$ – количество каналов; k – номер любого межпластинчатого канала ТА начиная с канала около патрубка ($k = 1 \dots n_{\text{кан}}$).

Если представить коллектор в виде трубопровода с непрерывной раздачей жидкости, то согласно [3] выражение для определения квадрата расчетного расхода в коллекторе имеет вид

$$G_{\text{расч}}^2 = \frac{1}{3} \left(\sum_{m=1}^k G_m \right)^2 + \sum_{m=1}^k G_m \sum_{i=k+1}^{n_{\text{кан}}} G_i + \left(\sum_{i=k+1}^{n_{\text{кан}}} G_i \right)^2.$$

Расходы в межпластинчатых каналах неодинаковы из-за разных сопротивлений на участке коллектора от патрубка до рассматриваемого канала (рис. 1). Расход в межпластинчатом канале будет максимален в первом канале около патрубка ($k = 1$) и минимален в последнем около зажимной плиты ($k = n_{\text{кан}}$). Для упрощения формулы (3) в качестве расчетного канала k выберем канал $k_{\text{ср}}$, в котором расход равен среднему расходу по всем каналам: $G_k = G_{\text{ср}} = G_0 / n_{\text{кан}}$. При этом сделаем достоверное допущение, что расход теплоносителя в коллекторе после среднего канала $k_{\text{ср}}$ примерно в два раза меньше начального расхода

$$\sum_{m=1}^{k_{\text{ср}}} G_m \approx \sum_{i=k_{\text{ср}}+1}^{n_{\text{кан}}} G_i \approx 0,5 G_0. \text{ Тогда формула (3) примет простой вид}$$

$$\Delta p = \frac{0,83 \zeta_{\text{кол}} G_0^2}{S_{\text{кол}}^2 \rho} + \frac{\zeta_{\text{кан}} G_0^2}{2 n_{\text{кан}}^2 S_{\text{кан}}^2 \rho}. \quad (4)$$

На основании данной теории можно также оценить распределение расхода теплоносителя по каналам, что позволит внести поправки в тепловой расчет. Отношение ε минимального расхода в последнем канале ($k = n_{\text{кан}}$) к расходу в первом канале ($k = 1$) можно определить из выражения

$$\begin{aligned} \left(\frac{n_{\text{кан}}}{2} - 1 \right)^2 \frac{(\varepsilon + 1)^2}{3} + \left(\frac{n_{\text{кан}}}{2} - 1 \right) (\varepsilon + 1) \varepsilon + \varepsilon^2 &= \\ &= \frac{\zeta_{\text{кан}} S_{\text{кол}}^2}{1,66 \zeta_{\text{кол}} S_{\text{кан}}^2} (1 - \varepsilon^2). \end{aligned}$$

Исследование гидравлических сопротивлений в пластинчатом ТА. В качестве объектов экспериментального исследования были выбраны теплообменники, состоящие из различного количества сетчато-поточных пластин (46, 200, 300) одного типа. Измерение потерь давления в теплообменнике производились дифманометром Сапфир 22ДД с классом точности 0,5, а расход определялся расходомером РЭМ-0,2 с классом точности 0,25.

Для оценки влияния коллекторного эффекта на общее гидравлическое сопротивление пластинчатого ТА построены зависимости потери

давления в теплообменнике от среднего расхода в межпластинчатом канале (рис. 2). Если расход в межпластинчатом канале постоянен, то согласно формуле (2) потери давления в канале также постоянны. Следовательно, расхождение кривых, которое наблюдается на рис. 2, объясняется отличием величины потерь давления в коллекторе для теплообменников с различным количеством пластин.

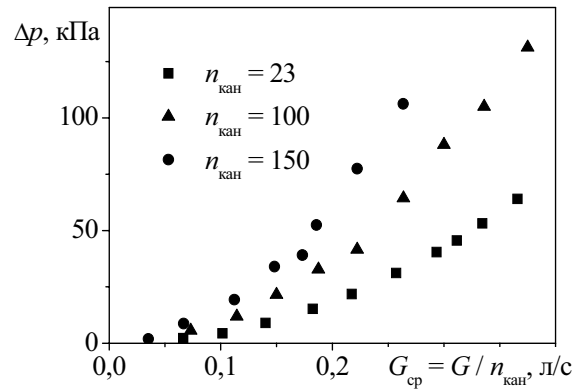


Рис. 2. Зависимость потери давления в пластинчатом ТА от среднего расхода в межпластинчатом канале

На рис. 3 представлена зависимость разности потери давления для пластинчатых теплообменников с различным количеством пластин при одинаковом среднем расходе в межпластинчатом канале от разности квадратов начальных расходов теплоносителя, поступающего в патрубок пластинчатого ТА.

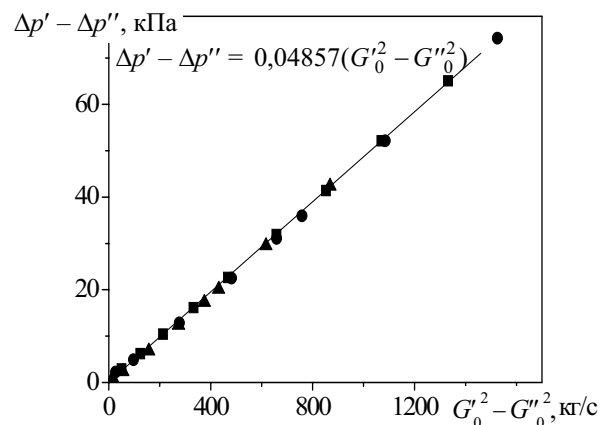


Рис. 3. Зависимости разности потери давления для пластинчатых теплообменников с различным количеством пластин от разности квадратов начальных расходов теплоносителя

Как видно из рисунка, эта зависимость близка к линейной, и, следовательно, результаты эксперимента подтвердили достоверность полученной ранее формулы (4), на основе которой разность потерь давления в коллекторе можно представить в виде выражения

$$\Delta p' - \Delta p'' = \frac{1,66\zeta_{\text{кол}}}{\rho S_{\text{кол}}^2 (G_0'^2 - G_0''^2)},$$

из которого найдем коэффициент гидравлического сопротивления в коллекторе $\zeta_{\text{кол}} = 0,73$.

Для определения коэффициента гидравлического сопротивления в межпластинчатом канале исключим из общего сопротивления теплообменника потери давления в коллекторе и построим зависимость потери давления в межпластинчатом канале ТА от квадрата среднего расхода $G_{\text{ср}} = G_0 / n_{\text{кан}}$ (рис. 4). Как видно из рисунка, эта зависимость также близка к линейной и позволяет определить коэффициент гидравлического сопротивления в межпластинчатом канале $\zeta_{\text{кан}} = 176$, $\lambda = \zeta d_{\text{кан}} / l_{\text{кан}} = 1,02$.

На основе экспериментальных данных, представленных на рис. 4, можно также сделать вывод, что, несмотря на предложенные в работах [1, 2] рекомендации, коэффициент гидравлического сопротивления межпластинчатого канала пластинчатого теплообменника при скоростях потока в канале от 0,08 до 1 м/с (числе Рейнольдса от 300 до 3200) постоянен и не зависит от числа Re.

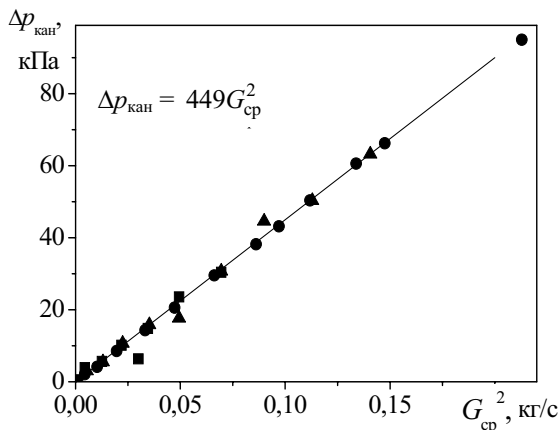


Рис. 4. Зависимость потери давления в межпластинчатом канале ТА от квадрата среднего расхода

На рис. 5 представлены экспериментальные и рассчитанные по формуле (4) зависимости потери давления в пластинчатом ТА от расхода

в межпластинчатом канале. Среднее отклонение расчетных зависимостей от экспериментальных составляет менее 4%, что подтверждает достоверность полученной ранее формулы (4) и сделанных выводов.

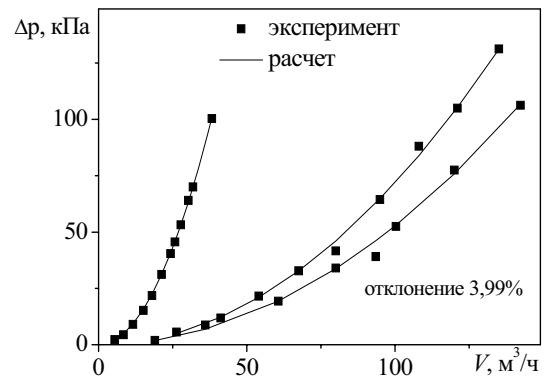


Рис. 5. Экспериментальные и расчетные зависимости потери давления в пластинчатом ТА от расхода в межпластинчатом канале

Заклучение. 1. Потери давления в коллекторе пластинчатого теплообменника существенны (при 150 каналах достигают 70% от общих потерь в ТА).

2. При скоростях потока в межпластинчатом канале от 0,08 до 1 м/с (числе Рейнольдса от 300 до 3200) не наблюдается явной зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса.

3. Получено подтвержденное экспериментом выражение для определения потерь давления в пластинчатом теплообменнике.

Литература

1. Барановский, Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.
2. Коваленко, Л. М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л. М. Коваленко, А. Ф. Глушков. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.
3. Быстров, П. И. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов / П. И. Быстров, В. С. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.