

И.Р. Мусин, А.Л. Ефимов

Московский энергетический институт (технический университет), Россия

РАСЧЕТ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ЛЕНТОЧНО-ПОТОЧНОГО ТИПА

АННОТАЦИЯ

В работе представлены результаты численного исследования конвективного теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах пластинчатых теплообменников ленточно-поточного типа, имеющих форму гофра синусоидального профиля. Получены универсальные зависимости для Nu и ξ , позволяющие производить теплогидравлические расчеты с удовлетворительной точностью. Результаты могут быть полезны для оценки интенсификации теплообмена и сопровождающего ее роста гидравлического сопротивления.

1. ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний момент пластинчатые теплообменники получают все большее распространение в промышленности и объектах ЖКХ. Их отличает компактное исполнение, удобство в эксплуатации и более низкие затраты на ремонтно-техническое обслуживание по сравнению с кожухотрубчатыми теплообменниками. Процесс передачи тепла в таких аппаратах происходит в межпластинных каналах сложной геометрии, где течение теплоносителя носит, как правило, отрывной характер. Этим объясняется трудность проведения теплогидравлических расчетов для пластинчатых теплообменников аналитическим способом, и предпочтение при исследовании отдается более надежным, но дорогостоящим эмпирическим методам.

Работа посвящена исследованию теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах пластинчатых теплообменников ленточно-поточного типа методом численного моделирования.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью являются получение универсальных зависимостей для Nu и ξ в критериальном виде и определение влияния геометрии межпластинного канала на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление. Исследование проводилось с помощью численного моделирования турбулентных течений. Алгоритм расчета основывается на неявном конечно-объемном методе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, замкнутых с помощью двухпараметрической $k-\omega$ SST модели турбулентности.

На первом этапе работы была проведена апробация различных моделей турбулентности с целью определения наиболее подходящей для дальнейшего исследования. Так, произведено сравнение результатов расчета на различных моделях с опытными данными для пластин типа P15 теплообменника

Alfa Laval [1,2]. Геометрия канала и фрагмент расчетной сетки изображены на рис. 1 и 2. Известно, что при моделировании турбулентных течений решающее значение играет не столько выбор той или иной модели турбулентности, сколько топология расчетной сетки и ее геометрические характеристики. Здесь и в дальнейшем использовалась структурированная прямоугольная сетка со сгущением вблизи стенки (см. рис. 2).



Рис. 1. Фрагмент межпластинного канала теплообменника Alfa Laval P15

Для решения пограничного слоя был использован подход пристеночного моделирования, который требует качественного сеточного разрешения в пограничном слое [3]. Поэтому расстояние первой ячейки y_1 от стенки было эквивалент $y^+ \approx 1$ для безградиентного течения в гладком канале при тех же режимных и геометрических параметрах. Вычисление y_1 производилось по формуле

$$y_1 = \frac{5,038 \cdot (y^+)^2}{\chi \cdot Re^{-0,125}}, \quad (1)$$

где $\chi = \frac{y^+ \cdot U}{\nu}$.

Формула (1) вытекает из закона сопротивления Блазиуса для гладкого канала:

$$\zeta_{2l} = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}. \quad (2)$$

Диапазон чисел Re в расчетах был выбран $1000 \leq Re \leq 30000$ как охватывающий исследованные режимы работы пластинчатых теплообменников. Расчетная сетка строилась по верхнему граничному числу $Re_{zp} = 30000$, так как в этом случае остальные течения в выбранном диапазоне при $Re < 30000$ удовлетворяют условию $y^+ < 1$. Построение расчетной области по описанной схеме привело к следующим характеристикам сетки: Расстояние первой ячейки от стенки составило 0,005 мм; число ячеек в области сгущения – 12; шаг сгущения – 1,35; общее число ячеек для одного периода канала – 40x150. В качестве граничных условий задавались параметры потока на входе и значение температуры на стенке, которая считалась постоянной по длине канала. Следует отметить, что был выбран маленький температурный фактор

$T_w/T_f \approx 1,023$, чтобы не исказить результаты влиянием переменности физических свойств жидкости.

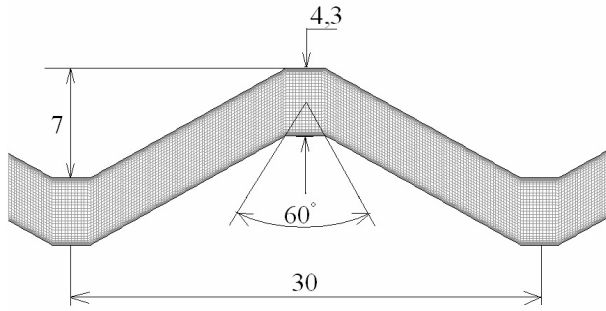


Рис. 2. Расчетная сетка и геометрические характеристики канала теплообменника Alfa Laval P15

Для канала, образованного пластинами P15 Alfa Laval, на рис. 3 показано сравнение результатов расчета теплообмена по различным моделям турбулентности с аппроксимирующей опытные данные кривой [1], а также с зависимостью для гладкого канала, рассчитанной по формуле Михеева. Сравнение велось по наиболее известным и признанным в настоящий момент моделям турбулентности, в которых используются осреднения уравнений Навье—Стокса по правилу Рейнольдса: k- ω SST, k- ϵ Standart, k- ϵ RNG, k- ϵ Realizable, Spalart-Allmaras, Reynolds-Stress Model.

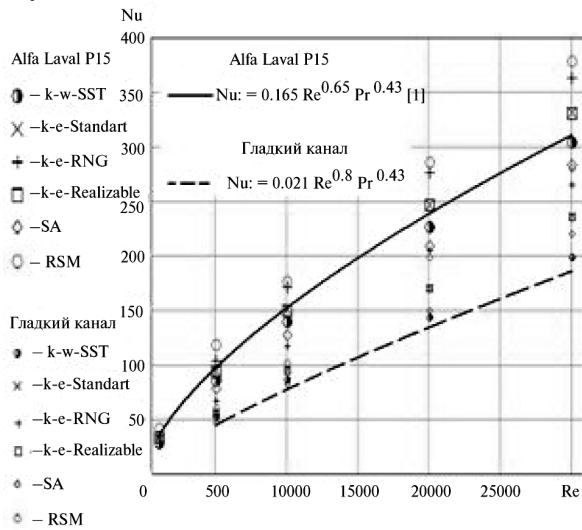


Рис. 3. Сравнение результатов расчета по теплообмену на различных моделях турбулентности

Анализ результатов показывает, что модель k- ω SST наиболее пригодна для расчета теплоотдачи в исследуемых каналах.

Сравнение результатов по гидравлическому сопротивлению представляется невозможным, так как в литературе, в частности [1], уравнения для коэффициента сопротивления приводятся с учетом местных сопротивлений входных и выходных штуцеров канала. Для решения данного вопроса было отдельно проведено численное моделирование при условиях из физического эксперимента [Saničič], в котором определялись теплообмен и потери давле-

ния в волнистом канале. Моделирование с использованием модели k- ω SST дало погрешность – 9,7 % по потере давления. Таким образом, было установлено, что данная модель достаточно качественно описывает теплообмен и гидродинамику в каналах пластинчатых теплообменников и выбрана для использования на дальнейшем этапе исследований.

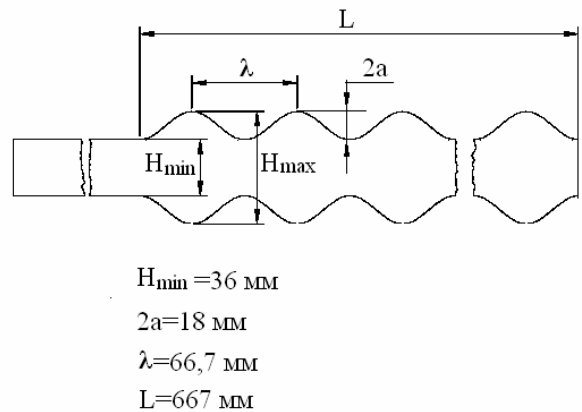
3. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ КАНАЛА НА ТЕПЛООБМЕН И СОПРОТИВЛЕНИЕ

Следующий этап исследования заключался в оценке влияния геометрии канала на его теплогидравлические характеристики. В общем виде для канала с заданным профилем гофра можно записать:

$$Nu = f(Re, Pr, x_1, x_2); \quad (3)$$

$$\xi = g(Re, Pr, x_1, x_2), \quad (4)$$

где $x_1 = 2a/\lambda$ – относительная амплитуда и $x_2 = H_{\min}/H_{\max}$ – степень дросселирования. В рамках данной работы в качестве объекта исследования был выбран канал синусоидального профиля, изображенный на рис. 4, с базовыми значениями $x_1 = 0,27$ и $x_2 = 0,5$. Ширина канала составила 500 мм. На рис. 4. приведены остальные геометрические размеры канала.



$$H_{\min} = 36 \text{ мм}$$

$$2a = 18 \text{ мм}$$

$$\lambda = 66,7 \text{ мм}$$

$$L = 667 \text{ мм}$$

Рис. 4. Исследованный канал

Для оценки влияния на Nu и ξ параметров x_1 , x_2 и Re проводилась серия численных расчетов. Параметры x_1 и x_2 изменялись с 0,1 до 0,4 и с 0,3 до 0,7 соответственно. В качестве теплоносителя была выбрана вода. Температурный фактор составил $T_w/T_f \approx 1,023$. Канал с заданным профилем имел предвключенный начальный обогреваемый участок, длина которого выбиралась несколько большей длины начального участка по формуле Солодкина—Гиневского [5]:

$$\frac{L_{нач}}{d_3} = 3,28 \cdot \lg Re - 4,95. \quad (5)$$

По полученным результатам строились аппроксимирующие кривые, и в результате математической обработки получены зависимости (3) и (4). При проведении расчетов проводился также анализ структуры потока, выявлялись отрывные течения в пристенной области (рис. 5). Очевидно, что интен-

сификация теплообмена связана с порождением турбулентности из-за сложной геометрии канала.

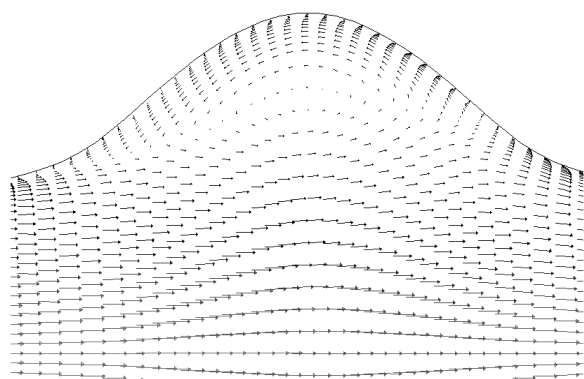


Рис. 5. Возвратные течения в пристенной области в канале с синусоидальным профилем

В итоге получены уравнения:

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^m, \quad (6)$$

где $A = 0.071 \cdot x_2^{-0,573} \cdot e^{2,976 \cdot x_1}$;

$$n = 0,696 + 0,0383 \cdot \ln x_2 - 0,116 \cdot x_1; \quad m = 0,43;$$

$$\xi = B \cdot Re^{-p}, \quad (7)$$

где $B = 2,56 \cdot x_1^{0,48} \cdot x_2^{2,532}$;

$$p = 0,207 - 0,08 \cdot \ln x_1 + 0,456 \cdot \ln x_2.$$

Как уже было сказано, формулы (6) и (7) получены не в условиях реальной работы теплообменного аппарата. Для определения Nu_{uct} и ξ_{uct} необходимо учесть влияние переменности физических свойств жидкости, а также сопротивления входных и выходных штуцеров на гидравлическое сопротивление. С учетом данных факторов, формулы (6) и (7) преобразуются к виду:

$$Nu_{uct} = Nu \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}; \quad (8)$$

$$\xi_{uct} = \xi \cdot \left(\frac{Pr_{см}}{Pr_{жс}} \right)^{1/3} \cdot A \cdot x_{um}^{-0,005}, \quad (9)$$

где поправки $(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}$ и $(Pr_{см}/Pr_{жс})^{1/3}$ рекомендованы в [5]; $x_{um} = d_{um}/B$ – параметр, учитывающий сопротивление при расширении и сужении потока [6].

4. АПРОБАЦИЯ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

В целях оценки полученных результатов была проведена их апробация. Для сравнения был выбран пластинчатый теплообменник ленточно-поточного типа марки Alborn-159, имеющий гофры синусоидального профиля. Результаты сравнения по теплообмену показаны в табл. 1.

Таблица 1. Сравнение результатов по теплообмену

	Расчет по ф-лам (8) и (9)	$Nu = 0,309 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_{см}} \right)^{0,25}$ [2]
Re=10000	Nu=182	Nu=179
Re=5000	Nu=115	Nu=118
Re=2500	Nu=73	Nu=78
Re=1000	Nu=39,8	Nu=45,0

Из табл. 1 видно, что полученные формулы хорошо согласуются с эмпирическими данными. Поэтому они могут применяться вместо последних и достаточно точно описывать законы теплообмена и гидродинамики для исследуемых поверхностей теплообмена. Как уже было сказано, для сравнения результатов по гидравлическому сопротивлению следует учитывать сопротивления входных и выходных штуцеров, так как происходят расширение и сужение потока. В рамках данной работы полученные выражения позволяют определять ξ для канала без учета влияния входа и выхода. Проведенное выше сравнение по потерям давления с данными [4] подтверждают справедливость формулы (7). Расхождение составило 13,2 %.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С использованием численных методов расчета турбулентных течений и математической обработки полученных данных получены универсальные зависимости по теплообмену и сопротивлению для теплообменников ленточно-поточного типа с синусоидальными гофрами. Точность полученных данных удовлетворяет требованиям инженерных расчетов, поэтому результаты работы позволяют производить расчеты, не прибегая к затратным эмпирическим методам.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $Nu = ad_3/\lambda$ – число Нуссельта, рассчитанное по эквивалентному диаметру канала;
- $Re = u_3 d_3/\nu$ – Число Рейнольдса, рассчитанное по эквивалентному диаметру и соответствующей ему скорости;
- $d_3 = 4V/F$ – эквивалентный диаметр канала;
- V – внутренний объем канала;
- F – площадь внутренней поверхности канала;
- y^+ – динамическая координата;
- $\xi = (2\Delta p/\rho u_3^2) \cdot d_3/L$ – коэффициент гидравлического сопротивления;
- Δp – потеря давления в канале;
- L – длина канала;
- Nu_{uct} – число Нуссельта для канала пластинчатого теплообменника;
- ξ_{uct} – коэффициент гидравлического сопротивления для канала пластинчатого теплообменника;
- d_{um} – диаметр входного(выходного) штуцера пластинчатого теплообменника;
- B – ширина теплообменной пластины;
- A – коэффициент, учитывающий местные сопротивления сужения и расширения потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Барановский В.Н., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р.** Пластинчатые теплообменники. М.: Машиностроение, 1973.
2. **Оборудование** для высокотемпературной пастеризации, стерилизации и охлаждения пищевых жидкостей/ Под ред. А.М. Маслова. Л.: Машиностроение, 1967.
3. **Патанкар С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости: Пер. с англ./ Под ред. В.Д. Виленского. М.: Энергоатомиздат, 1984.
4. **Saniei N. and Dini S.** Effects off height and geometry on local heat transfer and pressure drop in channel with corrugated walls// Heat Transfer Engineering. 1993. 14(4). 19-31.
5. **Коваленко Л. М., Глушков А.Ф.** Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986.
6. **Бережная О.К.** Автореф. дисс.... канд. техн. наук. М.: Изд-во МЭИ, 2005.