УДК 536.24:533.6.011

ТЕПЛООБМЕН И АЭРОДИНАМИКА ОДИНОЧНЫХ ТРУБ ПЛОСКООВАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ

Кондратюк В.А.[1], Семеняко А.В.[1], Терех А.М.[1], Руденко А.И.[1], Жукова Ю.В.[2]

[1]*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина*
[2]*Институт тепло - и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси, Минск, Беларусь*

АННОТАЦИЯ

Приведены результаты экспериментальных исследований конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных труб круглого и плоскоовального профилей в диапазоне чисел Рейнольдса 3000…25000 при изменении относительного удлинения профиля трубы d_2/d_1 от 1 до 2.625. Показано, что интенсивность теплообмена и аэродинамическое сопротивление зависят от d_2/d_1. Предложены эмпирические зависимости для расчета теплоотдачи и сопротивления одиночных труб, учитывающие влияние продольного удлинения их профиля.

ВВЕДЕНИЕ

В современных энергогенерирующих устройствах различного назначения широко распространены поперечно-обтекаемые теплообменные поверхности. К ним можно отнести тела различных геометрических форм: круглые цилиндры (трубы), прямоугольные, овальные (эллиптические), плоскоовальные, каплевидные, двухугольные (рис. 1).

Из перечисленных трубчатых поверхностей самое широкое распространение в теплообменных устройствах получил круглый цилиндр. В рекуперативных теплообменных аппаратах также используются трубы овального профиля и реже плоскоовального. Процессы теплообмена и аэродинамики труб плоскоовального профиля до настоящего времени мало изучены. Отсутствуют надежные расчетные зависимости, как для одиночных труб, так и для массивов (пакетов) из них. Поэтому, и с практической и с научной точки зрения, проведение исследований теплообмена и аэродинамического сопротивления плоскоовальных труб является актуальным.

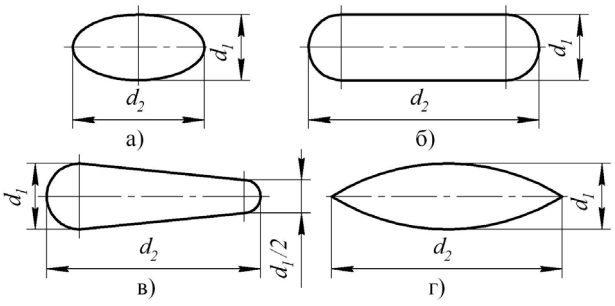

Рис.1 Сложнопрофилированные трубы [1]: а) овальные; б) плоскоовальные; в) каплеобразные; г) двухугольные.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальная установка представляла собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа с прямоугольным сечением рабочего участка.

Исследования проведены в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 3000 до 25000 при степени турбулентности набегающего потока Tu_0 = 3.8…4 %. При этом загромождение канала трубами составляло k_g = 0.22. Расположение плоскоовальных труб было выбрано таким, чтоб омывание потоком осуществлялось вдоль большего их размера d_2.

В процессе проведения экспериментов использовался метод электрокалориметри-

© Кондратюк В.А., Семеняко А.В., Терех А.М., Руденко А.И., Жукова Ю.В.

рования, при котором на внутренней поверхности труб обеспечивались условия близкие к q = const. В отдельных случаях исследования теплообмена были проведены с использованием метода регулярного режима I рода ($t \approx$ const).

При проведении экспериментов определялись средние конвективные коэффициенты теплоотдачи по результатам измерения температурного поля стенки трубы. Аэродинамическое сопротивление определялось по непосредственному измерению перепада статических давлений до и после рабочего участка.

Физические константы, входящие в числа подобия Re, Nu, Eu, относились к температуре набегающего потока. В качестве определяющих были приняты скорость потока в наиболее узком сечении рабочего участка и поперечный размер плоскоовальной трубы d_1 (диаметр d – для цилиндра).

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА

На рис. 2 приведены данные по среднему теплообмену одиночных труб плоскоовального и круглого профиля. Здесь цифрами обозначены 1 – d_2/d_1 = 1.46; 2 – d_2/d_1 = 2.075; 3 – d_2/d_1 = 2.625; 4 – d_2/d_1 = 1, d = 20 мм; 5 – d_2/d_1 = 1, d = 16 мм; 6 – цилиндр [3], Tu = 0%; 7 – цилиндр [3, 4], Tu = 4%; 8 – цилиндр [3-5], Tu = 4%, h/d = 3.5

Сравнение данных, полученных методом регулярного режима I-го рода, с зависимостью из [2-4] (линии 7 и 8) показало удовлетворительную сходимость.

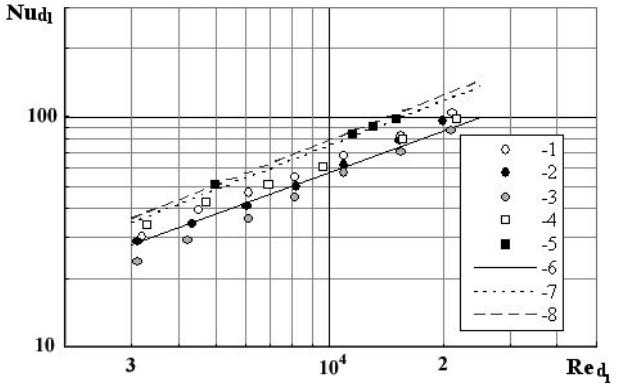

Рис.2 Зависимость $\mathrm{Nu}_{d_1} = f\left(\mathrm{Re}_{d_1}\right)$.

Результаты исследований обобщены в виде степенной функции

$$\mathrm{Nu}_{d_1} = C_q \mathrm{Re}_{d_1}^m . \quad (1)$$

При исследовании теплообмена круглых труб при степени турбулентности набегающего потока Tu_0 = 3.8…4 % значение показателя степени при числе Рейнольдса в уравнении (1) составило 0.64.

Анализ полученных опытных данных свидетельствует о том, что интенсивность теплообмена труб круглого профиля выше чем у цилиндров плоско-овального профиля. Прослеживается влияние удлинения профиля плоскоовальных труб на интенсивность теплообмена – на рис. 2 наблюдается расслоение опытных данных по параметру d_2/d_1. С увеличением d_2/d_1 интенсивность теплообмена снижается (рис. 2).

Для плоскоовальных труб показатель степени при числе Re_{d_1} в уравнении подобия (1) не остается величиной постоянной, при увеличении относительного удлинения профиля d_2/d_1 величина m возрастает от 0.652 до 0.675.

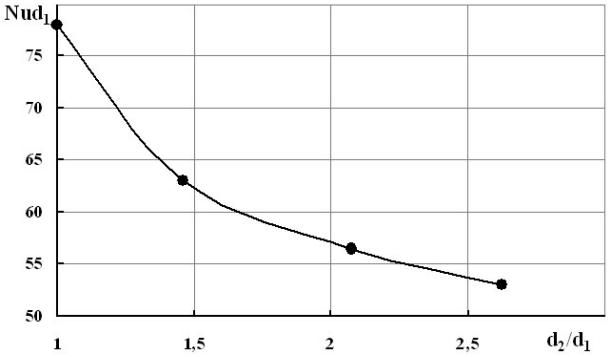

Рис.3 Зависимость Nu_{d_1} от удлинения профиля d_2/d_1 при $\mathrm{Re}_{d_1} = 10^4$.

Зависимости $m = f\left(d_2/d_1\right)$, $C_q = f\left(d_2/d_1\right)$ описываются степенными функциями:

$$m = 0.64\left(d_2/d_1\right)^{0.055}, \quad (2)$$

$$C_q = 0.215\left(d_2/d_1\right)^{-0.74}. \quad (3)$$

Окончательное соотношение для расчета среднего, конвективного теплообмена одиночных плоскоовальных цилиндров базируется на уравнении подобия (1). Значения m и C_q рассчитываются по зависимостям (2), (3) для отношений $d_2/d_1 = (1-2.625)$ в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 3000 до 25000 при степени турбулентности набегающего потока $\mathrm{Tu}_\infty = 3.8-4\%$ и отношении высоты цилиндра к его диаметру $h/d \approx 4$.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Обычно аэродинамическое сопротивление одиночных труб представляется в форме зависимости коэффициента полного сопротивления C_D от числа Рейнольдса Re [2-4]. Коэффициент полного сопротивления является суммой коэффициентов сопротивления давления (формы) C_P и сопротивления трения C_f ($C_D = C_P + C_f$). Коэффициент сопротивления трения в области изменения чисел Рейнольдса от 5000 до 10^6 составляет (2-3)% от полного сопротивления для труб круглой и эллиптической формы [3]

$$C_f = 2F_D / \rho W_H^2 A_F . \quad (4)$$

В выражении (4) F_D – сила давления потока; A_F – фронтальная площадь цилиндра, перпендикулярная потоку (миделевое сечение).

Коэффициент полного сопротивления в вышеприведенном интервале чисел Рейнольдса является величиной постоянной и независящей от числа Re. В разных литературных источниках для круглого цилиндра величина C_D колеблется от 1,0 до 1.2.

При увеличении степени турбулентности набегающего потока, например, от $Tu_\infty \approx 0\%$ до $Tu_\infty = 7.3\%$ коэффициент сопротивления давления C_P уменьшается до 0.8 ($C_P = 0.8$). Снижение коэффициента сопротивления давления обусловлено изменением распределения давления, структуры ближнего следа и более ранним ламинарно-турбулентным переходом [2-4].

При экспериментальном исследовании аэродинамического сопротивления одиночных труб круглого и плоскоовального профиля нами использовался нетрадиционный подход к обработке и обобщению данных по сопротивлению. В качестве критерия выбрано число Эйлера. Исследование аэродинамического сопротивления одиночных цилиндров в поперечном потоке при небольшом загромождении сечения ($k_q = 0.3$) представляет большие трудности, связанные с измерением малых перепадов давления. Для определения погрешности, с которой можно измерять перепады статических давлений и подтверждения правильности выбранной методики проведения исследований и обработки данных, на первом этапе такие исследования были проведены для круглых труб диаметром 20 мм и 16 мм. Результаты представлены на рис.4.

Исследования аэродинамического сопротивления проведены в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 4000 до 25000. Нами установлено: в исследованном диапазоне скоростей потока (чисел Re) числа Эйлера являются постоянными величинами, не зависящими от чисел Рейнольдса; погрешность определения чисел Эйлера не превышает ± 20 %, что вполне допустимо в таких исследованиях. Полученные значения чисел Эйлера для труб круглой формы хорошо согласуются с данными других авторов [3,4].

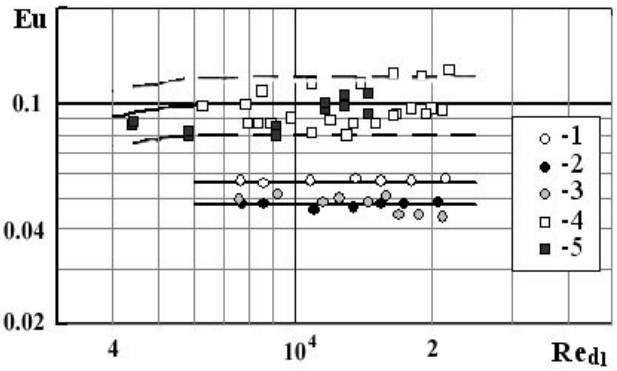

Рис.4 Зависимость $Eu_{d_1} = f\left(Re_{d_1}\right)$. 1 – 5 – тоже что и на рис.2.

Наблюдается снижение сопротивления цилиндров плоско-овальной формы относительно круглых труб и его зависимость от отношения осей d_2/d_1.

Резкое снижение аэродинамического сопротивления происходит на отрезке изменения относительного удлинения профиля от 1 до 2. При $d_2/d_1 \geq 2$ числа Эйлера стабилизируются, и остаются практически постоянной величиной не зависящей от d_2/d_1 (рис.5).

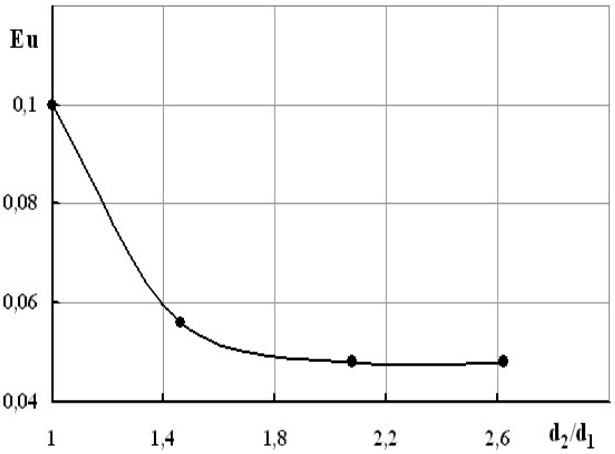

Рис.5 Зависимость Eu от удлинения профиля d_2/d_1.

Для расчета аэродинамического сопротивления одиночных цилиндров круглой и плоскоовальной формы сечения при изменении относительного удлинения профиля цилиндра от 1 до 2.625 в диапазоне чисел Рейнольдса Re_{d_1} от 6000 до 25000 предлагается использовать следующую зависимость

$$\mathrm{Eu} = \left[-22.5 \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) - 52.6\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{-1} + 62.6 \right]^{-1}, \qquad (5)$$

которая дает максимальную погрешность между опытными и расчетными значениями чисел Эйлера не больше ± 1.5 %.

ВЫВОДЫ

Проведенные исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных пакетов плоско-овальных труб позволили отметить следующее:

- Интенсивность теплоотдачи и аэродинамическое сопротивление одиночных плоскоовальных труб зависит от отношения d_2/d_1 . При увеличении этого параметра интенсивность теплообмена уменьшается на (18-22)%.
- Для реализованных условий экспериментальных исследований уровень теплоотдачи одиночных труб плоскоовального поперечного сечения в зависимости от d_2/d_1 на (15-35)% меньше, чем для одиночных труб круглого сечения.
- Аэродинамическое сопротивление одиночных плоскоовальных труб в 1.8-2 раза меньше по сравнению с одиночными трубами круглого сечения. С увеличением d_2/d_1 аэродинамическое сопротивление уменьшается.
- Предложены эмпирические расчетные соотношения для определения коэффициентов теплоотдачи и сопротивления, учитывающие влияние на теплообмен и аэродинамическое сопротивление удлинение профиля труб.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев – М-Л.: Энергия, 1966. – 184 с. Antuf'ev, V. M. (1966). *Effektivnost razlichnykh form convektivnykh poverkhnostey nagreva* [Efficiency of different forms of convective heating surfaces], Energy, Moskow, USSR.
2. Жукаускас А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости / А. Жукаускас, И. Жюгжда. – Вильнюс: Мокслас, 1979. – 240 с. Zhukauskas, A. and Ziugzda, J. (1979). *Teplootdacha cylindra v poperechnom potoke zhidkosti* [Heat transfer of cylinder in cross flow of fluid], Mokslas, Vilnius, USSR.
3. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас – М.: Наука, 1982. – 472 с. Zhukauskas, A. (1982). *Konvektivnyu perenos v teploobmennikakh* [A convective transfer in heat exchangers], Science, Moskow, USSR.
4. Дыбан Е. П. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизированных потоков / Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик – Киев: Наукова думка, 1985. – 296 с. Dyban, E. P. and Epick, E. Ya. (1985). *Teplomassoobmen i gidrodinamika turbulizirovannykh potokov* [Heat and mass transfer and hydrodynamics of turbulence streams], Naukova dumka, Kiev, USSR.
5. Дыбан Е. П. Теплообмен цилиндра конечной длины / Е. П. Дыбан, Л. Е. Юшина // Промышленная теплотехника. – 1982. – Т.4, №5. – С.3-8. Dyban, E. P. and Yushina, L.E. (1982). "Heat transfer of cylinder of eventual length", *Promyshlennaya teplotekhnika*, Vol.4, no.5, pp.3-8.