

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНВЕКЦИИ ВОЗДУХА В МЕЖРЕБЕРНОМ ПРОСТРАНСТВЕ ПЛОСКИХ ТРУБ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Плоские многоканальные оребренные трубы используются в теплообменниках для охлаждения или нагрева воздуха в системах вентиляции, кондиционирования, силовых агрегатах, сушильных установках и т.д. В качестве материала плоской трубы чаще всего используют алюминиевые сплавы или медь, как наиболее целесообразные с точки зрения теплопередающих свойств.

Постоянное совершенствование конструкций теплообменников направлено на увеличение их надежности, повышение компактности теплообменной поверхности и материалоемкости. Одним из способов достижения этого является интенсификация процесса теплообмена между потоком воздуха и поверхностью плоской трубы.

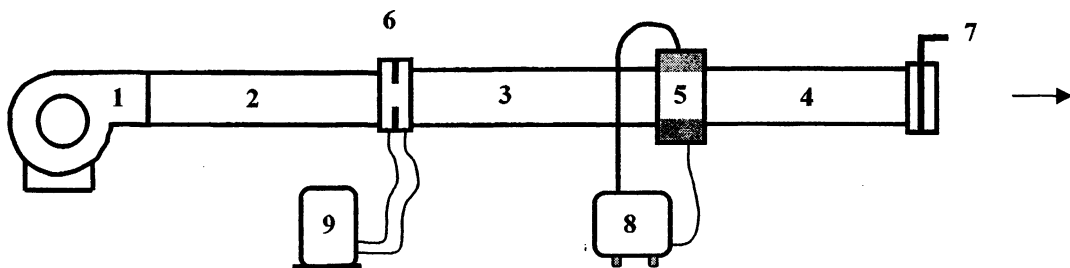
Целью исследований являлось определение теплообмена между потоком воздуха и оребренной поверхностью алюминиевой плоской трубы. Для этого была создана установка (рис. 1) которая позволяет с достаточной степенью точности экспериментально определять интенсивность теплообмена.

Установка состояла: из вентилятора 1 для обеспечения необходимого расхода воздуха через теплообменник; системы воздухопроводов 2, 3, 4; экспериментального теплообменника 5; сужающего устройства 6; регулирующей заслонки 7; парогенератора 8; микроанометра 9.

Исходя из располагаемой мощности парогенератора 11 кВт и требуемого диапазона изменения расхода воздуха от 2 до 7 кг/м²·с были выбраны размеры экспериментальных теплообменников и сечений воздухопроводов 165x165 мм. Для достижения максимального расхода воздуха в 7 кг/м²·с, при выбранном сечении воздухопроводов, вентилятор должен обеспечивать прохождение через сечение экспериментального теплообменника 600 м³/ч воздуха. В связи с этим был установлен вентилятор ВЦ 14-46-2 с электродвигателем 0,35 кВт.

Парогенератор 8 представлял собой герметичный бак, в нижней части которого были установлены электрические нагреватели. Воздуховоды 2 и 3 имели круглое сечение и были предназначены для установки между ними стандартного сужающего устройства 6 (круглая диафрагма с кольцевыми камерами, ГОСТ 355-67). Воздуховод 3 служил переходником от круглого сечения воздухопроводов сужающего устройства к квадратному сечению экспериментального теплообменника. Его поверхность была покрыта теплоизоляцией для предотвращения потерь тепла в окружающую среду. На выходе из воздуховода 4 была установлена заслонка 7 для регулирования расхода воздуха через теплообменник. При выходе на стационарный режим проводились измерения температуры на входе и выходе теплообменника, перепады давления на сужающем устройстве и на теплообменнике.

Известно [2], что расход воздуха, проходящего через теплообменник, можно контролировать с помощью сужающего устройства или анемометра (погрешность измерения не превышает 3% в первом и втором случае), было принято решение об использовании в системе экспериментальной установки сужающего устройства, как более простого. Перепады давления на сужающем устройстве и теплообменнике измерялись с помощью микроанометра типа ММН. Измерение температур осуществлялось термопарами.



1 – вентилятор; 2, 3, 4 – воздуховоды; 5 – экспериментальный теплообменник; 6 – сужающее устройство; 7 – регулирующая заслонка; 8 – парогенератор; 9 – микроманометр

Рисунок 1 - Схема установки для исследования интенсивности теплообмена оребренных поверхностей с потоком воздуха

При проведении экспериментов определялась зависимость потерь давления и интенсивности теплообмена от массового расхода воздуха через поверхность теплообменника. Расход воздуха и коэффициентов теплообмена рассчитывались с учетом экспериментально определяемых температур и перепадов давлений при помощи компьютерной программы.

Известно [1], что отдаваемый потоку воздуха тепловой поток:

$$Q = \alpha \cdot S \cdot (T - t),$$

где Q – передаваемый тепловой поток, Вт; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К; T – средняя температура теплообменной поверхности, °С; t – средняя температура потока воздуха, проходящего через теплообменник, °С.

Передаваемый тепловой поток рассчитывался на основе результатов измерений из соотношения [1]:

$$Q = G \cdot c_p \cdot (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}),$$

где G – массовый расход воздуха через теплообменник, кг/с; c_p – теплоемкость воздуха, Дж/кг·°С; $T_{\text{вых}}$ – температура воздуха после теплообменника, °С; $T_{\text{вх}}$ – температура воздуха перед теплообменником, °С.

Расход воздуха после измерения перепада давления [4]:

$$G = 1,252 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot (\Delta P / \rho)^{0,5} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где σ – коэффициент расхода сужающего устройства; ε – поправочный множитель на расширение измеряемой среды; d – диаметр отверстия сужающего устройства при температуре измеряемой среды, мм, ($F_0 = 10^{-6} \cdot \pi / 4 \cdot d$, м²); ρ – плотность измеряемой среды в рабочих условиях, кг/м³; ΔP – перепад давления в сужающем устройстве, кг/м².

При измерении давления воздуха с помощью микроманометра коэффициент расхода определялся [2]:

$$\alpha = \alpha_n \cdot k_{\text{ш}} \cdot k_n,$$

где α_n – исходный коэффициент стандартных диафрагм; $k_{\text{ш}}$ – поправочный множитель на шероховатость поверхности воздуховода; k_n – поправочный коэффициент конструктивного исполнения диафрагмы.

Исходный коэффициент стандартных диафрагм зависит от относительной площади сужающего устройства, который определяется как отношение площади отверстия диафрагмы к площади воздуховода. Для используемой экспериментальной диафрагмы относительная площадь равнялась 0,71. Для смонтированного на экспериментальной установке сужающего устройства соотношение между расходом воздуха и перепадом давления на диафрагме [2]:

$$G = 181,45 \cdot \Delta P^{0,5}$$

Исходя из результатов измерения температур перед и после теплообменника определялся передаваемый воздуху тепловой поток. Для расчета коэффициента теплоотдачи с оребренной поверхности потоку воздуха необходимо было определить площадь оребренной поверхности и средние температуры воздуха и поверхности.

Площадь оребренной поверхности рассчитывалась с учетом геометрических параметров ребер выбранного профиля [3]:

$$F_{об} = F_p + F_{тр},$$

где F_p - площадь ребер; $F_{тр}$ - площадь гладкой поверхности оребренной трубы.

Особенность выбранной системы подачи тепла паром к внутренней поверхности трубы состояла в том, что температуру оребренной поверхности можно считать постоянной и для ее расчета использовать соотношение [4]:

$$T_{ст} = T_n - Q/(\alpha_k \cdot F_n),$$

где T_n - температура насыщенного пара на входе в теплообменник, °С; Q - передаваемый тепловой поток, Вт; α_k - коэффициент теплоотдачи при конденсации пара, Вт/м²·°С. F_n - площадь внутренних каналов оребренных труб, м².

Для определения коэффициента теплоотдачи при конденсации пара принято [4]:

$$\alpha_k = [0,023 \cdot L \cdot g \cdot \lambda_w^4 \cdot F_n \cdot (\rho_k - \rho_n) \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} / (v_k \cdot d \cdot l \cdot Q)]^{0,25},$$

где L - скрытая теплота парообразования, Дж/кг; g - ускорение свободного падения, м²/с; λ_w - коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/м²·°С; ρ_k - плотность конденсата, кг/м³; ρ_n - плотность пара; Re - число Рейнольдса; Pr - число Прандля; v_k - коэффициент кинематической вязкости, м²/с; d - эффективный диаметр парового канала, м; l - длина оребренной трубки, м; Q - экспериментальная величина теплового потока отдаваемого теплообменником, Вт.

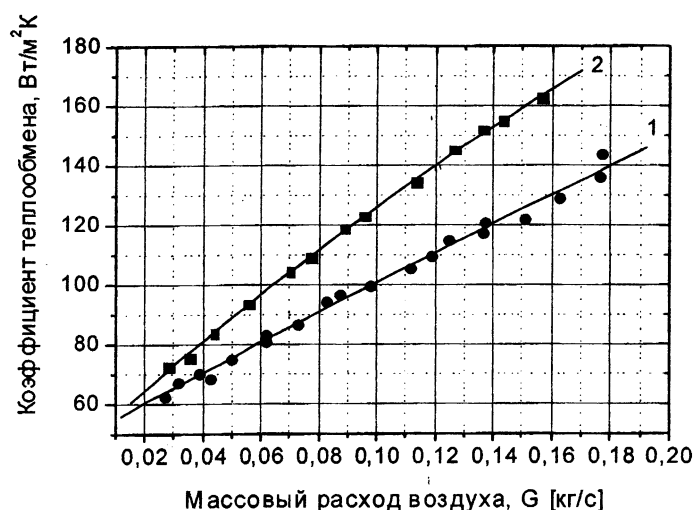
При определении физических констант конденсата и пара за определяющую температуру принимали температуру насыщенного пара при атмосферном давлении, так как паровая система была открытой.

По установленным величинам температур стенки оребренной поверхности и воздуха на входе и выходе теплообменника был определен средний температурный напор, который использовался при расчете коэффициентов теплоотдачи. Коэффициенты теплоотдачи определялись для среднелогарифмического перепада температуры, который рассчитывался [4]:

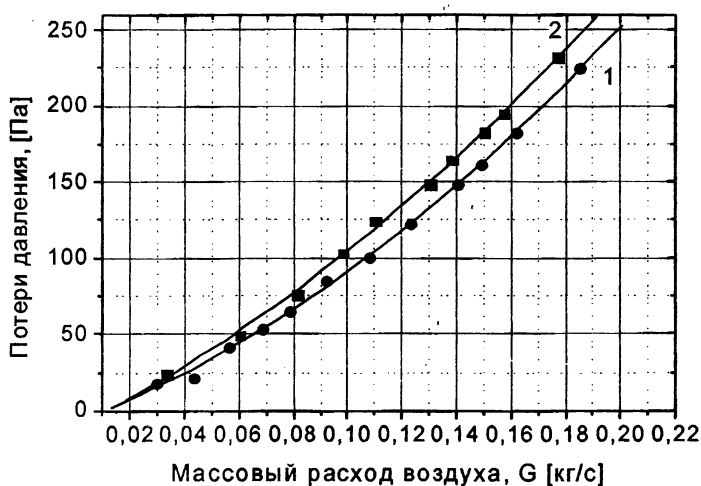
$$T_{лг} = ((T_{вых} - T_{ст}) - (T_{вх} - T_{ст})) / \lg((T_{вых} - T_{ст}) / (T_{вх} - T_{ст})).$$

Для проведения исследований использовались 2 образца многоканальной плоской алюминиевой трубы. Один из образцов имел прямое оребрение, другой образец - повернутое (на 40°). В результате исследований установлена зависимость коэффициента теплоотдачи от потока воздуха к трубе в зависимости от массового расхода (рис.2) и показано, что выполнение повернутого оребрения позволяет интенсифицировать теплоотдачу от потока воздуха к трубе на 30-40%.

Экспериментально установлены зависимости потерь давления от массового расхода воздуха и установлено, что при увеличении теплоотдачи на 30-40% потери давления увеличиваются на 20-25% (рис.3).



1 - многоканальная труба с прямым оребрением;
 2 - с повернутым оребрением
 Рисунок 2 - Величины коэффициентов теплообмена в зависимости от расхода воздуха в межреберном пространстве плоской многоканальной трубы



1 - многоканальная труба с прямым оребрением;
 2 - с повернутым оребрением
 Рисунок 3 - Потери давления в межреберном пространстве плоской многоканальной трубы в зависимости от расхода воздуха

ЛИТЕРАТУРА

1. Исаченко, В.П., Осипова, В.А., Сукомел, А.С. Теплопередача – М.: Энергия, 1975. – 488с. 2. Преображенский, В.П. Теплотехнические измерения и приборы – М.: Энергия, 1978. – 440с. 3. Бажан, П.И., Каневец, Г.Е., Селиверстов, В.М. Справочник по теплообменным аппаратам – М.: Машиностроение, 1989. – 368с. 4. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках – М.: Наука, 1982. – 472с.