

Оценка эффективности теплообменных аппаратов холодильных машин

Канд. техн. наук К.Ф. КАРИМОВ
ТашГТУ

The evaluation of efficiency of heat exchange apparatuses (evaporators and condensers) manufactured with the use of tubes with transversely rolled annular grooves was carried out. A method of exergy analysis is used for this purpose, according to the results of which the experimental formula of determination of exergy efficiency of evaporators is obtained. The formula is suitable also for condensers with the condensing temperatures up to 20 °C. The optimum geometry of rolled tubes increasing the efficiency of heat exchange apparatuses by 5 – 8 % as compared to plain tubes was determined.

Одной из актуальных и важных задач, стоящих перед инженерами, проектирующими и конструктирующими холодильные установки, является снижение металлоемкости теплообменных аппаратов и расхода энергии на их эксплуатацию. Эффективным путем решения этих задач считается интенсификация теплообмена.

К числу оптимальных теплообменных поверхностей относят трубы с поперечно накатанными кольцевыми канавками (рис. 1) для теплообменных аппаратов авиационной техники, энергетики, нефтяной и металлургической промышленности [1]. Оценка эффективности теплообменных аппаратов с накатанными трубами проводилась, как нам известно, в основном только энергетическим методом [4, 5], который не может оценить теплогидродинамического совершенства теплообменного аппарата или поверхности теплообмена, а может быть использован только для их сопоставления.

Цель настоящей работы – оценка эффективности теплообменных аппаратов из труб с накатанными канавками методом эксергетического анализа

и получение формулы для расчета эксергетического КПД испарителей и конденсаторов с учётом их геометрических параметров.

Исследованы четыре варианта труб: гладкая труба и 3 варианта труб с накатанными канавками со следующими геометрическими параметрами: $d/D = 0,875; 0,91; 0,946$. У всех труб относительный шаг канавок и выступов (называемых «турбулизаторами» из-за увеличения ими турбулентности потока в пристенной области) одинаков и равен $d/D = 0,4$. В качестве охлаждаемой среды использован 29%-й водный раствор хлористого кальция CaCl_2 . Насос хладо- и теплоносителей марки Х14-22М. Диапазоны температур кипения и конденсации аммиака составляют соответственно $t_0 = -10 \dots -27^\circ\text{C}$ и $30 \dots 36^\circ\text{C}$. Температуры водного рассола на входе t_{s1} и выходе теплообменника t_{s2} были равны $0 \dots -17^\circ\text{C}$ и $-5 \dots -22^\circ\text{C}$ соответственно, температура воды на входе в конденсатор $17 \dots 23^\circ\text{C}$, удельная холодопроизводительность $7000 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

В экспериментах наличие поперечных кольцевых канавок не влияло на теплоотдачу со стороны кипящего аммиака, так как испарители работали при пузырьковом режиме кипения. Интенсификация теплопередачи достигалась увеличением коэффициента теплоотдачи со стороны охлаждаемой среды, текущей внутри труб [5].

Оценку эффективности теплообменных аппаратов с исследованными трубами производили эксергетическим методом [6]. Эксергию, отданную аммиаком ($\text{Дж}/\text{с}$), рассчитывали по формуле

$$E_a = Q_0(1 - T_{o,c}/T_0), \quad (1)$$

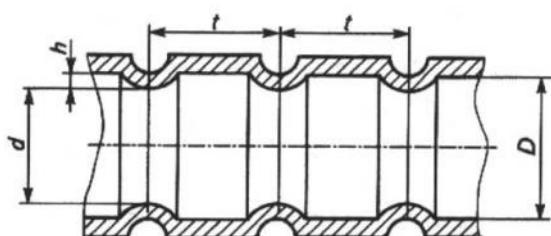


Рис. 1. Продольный разрез трубы с накатанными поперечными канавками на наружной стороне

где Q_0 – холодопроизводительность испарителя, Вт;

$T_{o.c}$ – температура окружающей среды, К;

T_0 – температура кипения аммиака, К.

Значение эксергии, отданной насосом (Дж/с), перекачивающим водный раствор хлористого кальция, определяли по формуле

$$E_p = N_p \eta_{\text{эм}} \eta^e_p, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{эм}} = 0,9$ – электромеханический КПД насоса;

$\eta^e_p = 0,8$ – эксергетический КПД насоса;

N_p – мощность насоса, Вт,

$$N_p = (G_s \Delta P_s) / (\rho_s \eta_p), \quad (3)$$

где G_s – массовый расход водного раствора хлористого кальция, кг/с;

ΔP_s – потери давления на трение внутри труб, Па;

ρ_s – плотность водного раствора хлористого кальция, кг/м³;

$\eta_p = 0,75$ – внутренний КПД насоса.

Эксергия, полученная водным раствором хлористого кальция (Дж/с),

$$E_s = Q_0 \{1 - T_{o.c} / [(T_{s1} - T_{s2})/2]\}, \quad (4)$$

где T_{s1} – температура водного раствора на входе, К;

T_{s2} – температура водного раствора на выходе, К.

Потери эксергии (Дж/с) от конечной разности температур

$$D_T = (E_a + E_p) - E_s. \quad (5)$$

Потери эксергии (Дж/с) от гидросопротивлений

$$D_p = G_s \cdot \Delta e_s / \eta^e_p, \quad (6)$$

где Δe_s – изменение удельной эксергии водного раствора (Дж/кг) при изменении его давления;

$$\Delta e_s = \Delta P_s [v_s - (T_{s.m} - T_{o.c})(\Delta v_s / \Delta T_s)], \quad (7)$$

v_s – удельный объем водного раствора хлористого кальция, м³/кг;

$T_{s.m}$ – средняя температура водного раствора хлористого кальция, К;

ΔT_s – разность температур водного раствора хлористого кальция, К.

$$\Sigma D = D_{o.c} + D_T + D_p, \quad (8)$$

где $D_{o.c} = E_a - E_s$ – потери эксергии в окружающую среду, Дж/с.

$$\eta^e_E = E_s / (E_a + E_p). \quad (9)$$

Результаты эксергетического анализа при $t_0 = -10$ °С и среднеарифметической разности температур $\theta = (t_{s1} - t_{s2}) / [\ln(t_{s1} - t_0) / (t_{s2} - t_0)] = 6,8$ °С приведены в таблице. Для всех значений θ в гладких трубах львиную долю общих потерь эксергии ΣD составляют потери от конечной разности температур D_T , и можно пренебречь потерями эксергии от гидравлических сопротивлений D_p и от теплообмена с окружающей средой $D_{o.c}$. Для всех труб с накатанными канавками доля потерь D_p значительна.

С понижением температуры кипения ΣD не изменяются, но наблюдается некоторое увеличение D_p . Так, при $\theta = 6,8$ °С доля D_p составила ~4,3 % от $\Sigma D = 25,22$ Дж/с для гладкой трубы и $D_p \approx 13$ % от $\Sigma D = 20,19$ Дж/с для трубы с $d/D = 0,91$. А при том же θ и $t_0 = -21$ °С доля $D_p \approx 6,4$ % от $\Sigma D = 25,881$ Дж/с для гладкой трубы и $D_p \approx 15$ % от $\Sigma D = 20,03$ Дж/с для накатанной.

Эксергетический КПД испарителя уменьшается с возрастанием θ (или $\delta t = |t_0 - t_{s2}|$) и температуры кипения. При всех значениях θ и t_0 эксергетический КПД для накатанных труб выше, чем для гладкой трубы.

Оценку эффективности аппаратов можно производить как по эксергетическому КПД, так и по безразмерным параметрам, включающим величины эксергии и ее потерь. В инженерных расчетах удобно пользоваться эксергетическим КПД. По-

Труба	E_a , Дж/с	E_s , Дж/с	E_p , Дж/с	$D_{o.c}$, Дж/с	D_T , Дж/с	D_p , Дж/с	h^e_E
d/D=0,945	88,992	71,436	1,644	0,702	12,555	2,082	0,788
d/D=0,91	88,381	71,436	2,030	0,678	16,944	2,570	0,79
d/D=0,876	87,85	71,436	2,526	0,657	16,413	3,199	0,79
Гладкая	94,634	71,436	0,868	0,927	23,197	1,095	0,748

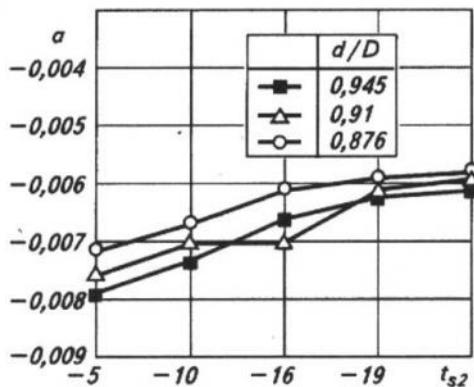


Рис. 2. Зависимость коэффициента a от t_{s2} и d/D

этому получим формулу для расчета эксергетического КПД испарителя с гладкими трубами, применив интерполяционный метод наименьших квадратов:

$$\eta^e_E = [(1,4 \ln t_{s2} - 10,2) \delta t + 48,4 \ln t_{s2} + 767,7] \cdot 10^{-3}, \quad (10)$$

где $\delta t = |t_0 - t_{s2}|$.

Сравнение расчетов по формуле (10) с результатами работы [3] показывает, что для испарителей расчеты по (10) удовлетворительно (с погрешностью до 12 %) согласуются с [3]. Формула (10) пригодна и для расчета КПД конденсаторов с температурой теплоносителя ниже 20 °C [2, 3].

Для расчета эксергетического КПД испарителей с трубами, имеющими поперечно кольцевые канавки, получена формула вида

$$\eta_e = a \delta t + b. \quad (11)$$

Коэффициент a (рис. 2) зависит от температуры рассола на выходе из испарителя t_{s2} и относительной высоты диафрагм d/D .

Зависимость коэффициента b от тех же переменных показана на рис. 3. Как видно из рис. 2 и 3, коэффициенты a и b незначительно зависят от d/D , так что значения эксергетического КПД для труб с разными значениями d/D различаются на 4 – 8 %. Рассчитанные по формулам (9) и (11) η^e_E различаются не более чем на 5 %. Формула (11) пригодна и для расчета эксергетического КПД конденсаторов, работающих при низких температурах конденсации (до 25 °C).

Таким образом, применение накатанных труб в теплообменных аппаратах повышает их эффективность на 5 – 8 %. Оптимальной d/D является 0,876. Полученные эмпирические формулы эксергетического КПД для теплообменников типа «пар-жид-

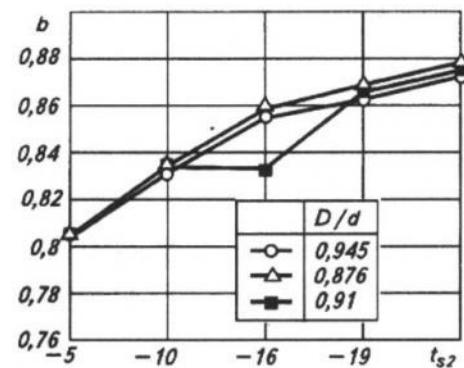


Рис. 3. Зависимость коэффициента b от t_{s2} и d/D

кость» с гладкими и накатанными трубами пригодны при температурах хладоносителя (теплоносителя) от –20 до +20 °C.

Список литературы

1. А.с. № 731265, «Теплообменная труба». / Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Закиров С.Г., Вахабов А.А., Фартушнов А.В. 1980 г. БИ, 1980 г. №16.
2. Аксельбанд А.М., Бильдер З.П., Ясинский А.С. Эксергетический КПД теплообменников «вода-пар» с учетом гидравлических сопротивлений // Известия вузов. Энергетика. 1970. № 7.
3. Андреев Л.П., Костенко Г.Н. Эксергетические характеристики эффективности теплообменных аппаратов // Изв. вузов. Энергетика. 1965. № 3.
4. Закиров С.Г., Цой В.И., Галаган В., Каримов К.Ф. Интенсификация процесса теплообмена при пленочной конденсации паров веществ на наружной поверхности горизонтальных накатанных труб // Труды I Национальной конференции по теплообмену. – М. 1994. Т. 8.
5. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Закиров С.Г., Вахабов А.А., Аззамов Ш.К., Левин Е.С. Комплексное исследование теоретических и практических проблем интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах с одно- и двухфазными теплоносителями // Материалы VI Всесоюзной конференции по тепломассообмену. – Минск: ИТМО АН БССР, 1980. Т. 1, ч. 1.
6. Zakirov S.G., Karimov K.F. Exergy analysis of refrigeration evaporators // Tenth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, USA, July 12-15, 2004.