

УДК 532.546

В.В. ГОРИН

Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНДЕНСАТОРОВ С ВНУТРИКАНАЛЬНЫМ ФАЗОВЫМ ПЕРЕХОДОМ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

Предложен метод оптимального проектирования конденсаторов, обеспечивающий достижение максимальной плотности теплового потока и соответствующей массовой скорости хладагента. При этом учитывается падение давления двухфазного потока. Установлено, что при оптимальных массовых скоростях процесс конденсации в каналах проходит в конвективном режиме.

теплоотдача, конденсация в трубе, межтрубные каналы, водяной пар

Анализ проблемы, выделение нерешенных вопросов и постановка задачи исследования

Аппараты с конденсацией теплоносителя в трубах широко применяются во всевозможных энергетических и технологических установках. Это прежде всего паровые нагреватели воздуха и других газовых сред. Процессы, физически подобные внутритрубной конденсации, имеют место и в кожухотрубных аппаратах, в которых фазовый переход происходит в узких межтрубных каналах при продольном течении парообразного теплоносителя в густых трубных пучках. К ним, в частности, относятся паровые нагреватели воды двухконтурных систем (например скоростные бойлеры отопительных систем), выполненные из труб сравнительно большой длины (1,5...2 м и более), расположенных в трубном пучке с небольшим шагом. Отличительной особенностью таких аппаратов являются высокие скорости конденсирующегося пара, когда пленочная конденсация происходит в конвективном режиме (режиме принудительной циркуляции) и ее интенсивность зависит в основном от массовой скорости w и паросо-
держания x двухфазного потока, а влияние температурного напора ΔT между средами незначительно или вообще отсутствует. При их проектировании необходимо учитывать гидравлическое сопротивле-

ние двухфазного потока, которое при больших скоростях может привести к существенному снижению температуры конденсации и, как следствие, плотности теплового потока и, соответственно, повышенным габаритам аппаратов. Учет гидравлического сопротивления особенно важен в холодильных машинах, в которых на его преодоление затрачивается мощность компрессора, что приводит к ухудшению энергетических показателей машин – уменьшению их холодильного коэффициента. Необходимость оптимального проектирования холодильных конденсаторов обусловлена еще и появлением целой гаммы альтернативных озонобезопасных холодильных агентов, пришедших на смену традиционным R12 и R22, для которых отсутствуют опытные данные по влиянию массовой скорости w на плотности теплового потока, а конструирование "по прототипу" может привести к неоправданным эксплуатационным затратам. Рациональное проектирование конденсаторов обеспечит не только высокие эксплуатационные показатели холодильных машин, но и сокращение дорогостоящих доводочных испытаний.

Целью выполненного исследования является разработка методики проектирования конденсаторов холодильных машин, обеспечивающей максимальные плотности теплового потока и соответст-

вующие им оптимальные массовые скорости холодильного агента, конденсирующегося в трубах (каналах), и длины труб.

Разработка методики оптимального проектирования конденсаторов холодильных машин

Оптимальное проектирование конденсатора предполагает определение таких его геометрических (длины одного канала по холодильному агенту, трубки или змеевика, числа таких каналов, трубок или змеевиков, в трубном пучке конденсатора) и расходной (массовой скорости холодильного агента, конденсирующегося в узких межтрубных каналах при продольном обтекании трубок, в самих трубках или змеевиках) характеристик, которые обеспечивали бы максимальную плотность теплового потока $q_{\max}$, т.е. минимальную поверхность F аппарата. Соответственно длина трубки L_{opt} и массовая скорость холодильного агента $(\rho w)_{\text{opt}}$ считаются оптимальными [1]. Возможность достижения плотностью теплового потока максимального значения $q_{\max}$ обусловлена следующим. Так, с увеличением массовой скорости холодильного агента ρw коэффициенты теплоотдачи при конденсации α_a и теплопередачи k возрастают, что влечет за собой повышение плотности теплового потока q . В то же время возрастает гидравлическое сопротивление конденсирующегося парового потока ΔP , вызывающее в свою очередь падение температуры конденсации Δt_k , уменьшение соответственно логарифмической разности температур θ и, как следствие, q . Такое противоположное изменение k и θ с увеличением ρw и обуславливает наличие максимума функции $q = k \theta$ при определенной величине ρw . Соответствующая массовая скорость $(\rho w)_{\text{opt}}$ считается оптимальной.

Рассмотрим методику расчета максимальной плотности теплового потока на примере конденсатора с противотоком холодильного агента и охлаждающей воды. В этом случае логарифмический тем-

пературный напор θ определяется соотношением

$$\theta = \frac{(t_{k2} - t_{w1}) - (t_{k1} - t_{w2})}{\ln \frac{t_{k2} - t_{w1}}{t_{k1} - t_{w2}}},$$

где t_{k1} и t_{k2} , t_{w1} и t_{w2} – температура конденсации и воды соответственно на входе и выходе из аппарата. Тогда выражение для плотности теплового потока принимает вид

$$q = k \cdot \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_w \beta} + R_3} \cdot \frac{t_{w2} - t_{w1} - \Delta t_k}{\ln \frac{t_{k1} - \Delta t_k - t_{w1}}{t_{k1} - t_{w2}}},$$

где $\Delta t_k = t_{k1} - t_{k2}$ – падение температуры конденсации из-за гидравлического сопротивления ΔP ; α_a и α_w – коэффициенты теплоотдачи к конденсирующемуся холодильному агенту и охлаждающей воде, отнесенные к соответствующим поверхностям; β – степень оребрения, представляющая собой отношение наружной поверхности трубки к внутренней, для гладкой трубки она равна отношению соответствующих диаметров: $\beta = d_{\text{н}}/d_{\text{вн}}$; R_3 – термическое сопротивление загрязнений, масляной пленки и других отложений.

Падение температуры конденсации Δt_k , обусловленное гидравлическим сопротивлением конденсирующегося парового потока ΔP , рассчитывается по уравнению Клаузиуса–Клапейрона, в котором при малых величинах Δt_k и ΔP можно перейти от дифференциалов к конечным разностям:

$$\frac{dP}{dt_k} = \frac{r}{T_k \cdot (v_{\text{п}} - v_{\text{ж}})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_k},$$

где r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг; $v_{\text{ж}}$ и $v_{\text{п}}$ – удельные объемы жидкости и пара, м³/кг; T_k – температура конденсации, К.

Гидравлическое сопротивление двухфазного потока ΔP определяется согласно методу Локкарта–Мартинелли [2, 3] по падению давления той из фаз, для которой оно больше. Так, если это жидкая фаза, то

$$\Delta P = \Phi_{\text{ж}}^2 \Delta P_{\text{ж}},$$

где параметр Мартинелли $\Phi_{жс}$ рассчитывается как

$$\Phi_{жс} = \Phi_n / X_{tt} = X_{tt}^{-1} + 2,85 X_{tt}^{-0,48},$$

в котором $\Phi_n = 1 + 2,85 X_{tt}^{0,52}$ [4], а параметр Мартинелли-Нельсона:

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_{жс}}{\mu_n} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{v_{жс}}{v_n} \right)^{0,5}.$$

Падение давления жидкой фазы $\Delta P_{жс}$:

$$\Delta P_{жс} = \zeta_{жс} (\rho w)^2 (1-x)^2 L / (2d\rho_{жс}),$$

где коэффициент трения для турбулентного потока находится по закону Блазиуса

$$\zeta_{жс} = 0,3164 \text{Re}_{жс}^{-0,25}.$$

Поскольку на этапе проектирования длина трубки (канала) L сама является искомой величиной, то ее выражают из теплового баланса

$$q\pi d_{вн} L = 0,25\pi d_{вн}^2 r(x_1 - x_2) (\rho w),$$

в котором для фазового перехода в канале, образованном межтрубным пространством, в правой части вместо $d_{вн}$ используется эквивалентный диаметр проходного сечения канала, а x_1 и x_2 – паросодержания на входе и выходе из конденсатора, для случая полной конденсации $(x_1 - x_2) = 1$.

Величина плотности теплового потока $q = k \theta$ предварительно также не известна, поэтому расчет выполняют методом итераций.

При внутритрубной пленочной конденсации различают два режима: конвективный, имеющий место при высоких массовых скоростях ρw и паросодержаниях x , и гравитационный – при низких ρw и x . Соответственно интенсивность теплоотдачи в первом режиме $\alpha_{конв}$ зависит от ρw и x , а во втором $\alpha_{грав}$ – определяется температурным напором ΔT .

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации в гравитационном режиме может быть рассчитан по уравнению У. Нуссельта, модифицированному С.С. Кутателадзе с учетом волнообразования в стекающей пленке

$$\alpha_{грав} = \Omega \left(\frac{\lambda_{жс}^3 \rho_{жс} (\rho_{жс} - \rho_n) g r}{\mu_{жс} d_{вн} (t_k - t_{см})} \right)^{1/4},$$

в котором

$$\Omega = 0,728 \frac{0,71 + 2,35 \frac{\rho_n}{\rho_{жс}}}{\left(\frac{1}{x_{ср}} - 1 \right) \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} + 1},$$

а температура стенки $t_{ст}$ находится из теплового баланса $t_{см} = t_k - Q / (\alpha_a F_{вн})$, куда входят также заранее неизвестные и зависящие от плотности теплового потока q внутренняя поверхность трубы $F_{вн} = \pi d_{вн} L$ и тепловая нагрузка на нее

$$Q = q\pi d_{вн} L = 0,25\pi d_{вн}^2 r(x_1 - x_2) (\rho w).$$

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации в конвективном режиме рассчитывают по уравнению [5]

$$\alpha_{конв} = 0,15 \Phi_{жс} \frac{\mu_{жс}}{d} \frac{c_{жс}}{I} \text{Re}_{жс}^{0,9},$$

в котором $\text{Re}_{жс} = \frac{\rho w (1-x) \cdot d}{\mu_{жс}}$, а зависимости для расчета интеграла I , характеризующего термическое сопротивление теплопереносу, в разных зонах имеют вид:

ламинарная зона $\text{Re}_{жс} < 50$

$$I = 0,707 \text{Pr}_{жс} \text{Re}_{жс}^{0,5};$$

буферная зона $50 < \text{Re}_{жс} < 1125$

$$I = 5 \text{Pr}_{жс} + 5 \ln[1 + \text{Pr}_{жс} (0,0964 \text{Re}_{жс}^{0,585} - 1)];$$

турбулентная зона $\text{Re}_{жс} > 1125$

$$I = 5 \text{Pr}_{жс} + 5 \ln(1 + 5 \text{Pr}_{жс}) + 2,5 \ln(0,00313 \text{Re}_{жс}^{0,812}).$$

В отличие от исходной методики [5] параметр I определялся с учетом «ламинаризации» пристенного слоя жидкости, т.е. отклонения профиля осевой скорости в его поперечном сечении от универсального закона распределения скоростей в однофазном потоке, заполняющем все сечение канала. При этом пристенный слой жидкости разбивался на две зоны: ламинарную и буферную, продленную до границы раздела фаз. Соответствующие соотношения для вычисления параметра I имеют вид:

ламинарная зона $\text{Re}_{жс} < 50$

$$I = 0,707 \cdot \text{Pr}_{жс} \text{Re}_{жс}^{0,5};$$

буферная зона $Re_{жс} > 50$

$$I = 5Pr_{жс} + A \cdot \ln[1 + B \cdot Pr_{жс}(0,09636 Re_{жс}^{0,585} - 1)],$$

где значения коэффициентов A и B принимались равными $A = 8,5$; $B = 0,60$.

В качестве коэффициента теплоотдачи α_d при текущем значении x выбирается большая из $\alpha_{зрав}$ и $\alpha_{конв}$ величина.

На рис. 1 представлены зависимости плотности теплового потока q (а), температурного напора θ (б), коэффициента теплопередачи k (в) от массовой скорости ρw конденсирующегося холодильного агента R142b при следующих параметрах работы конденсатора: температуры охлаждающей воды на входе $t_{w1} = 25^\circ\text{C}$ и выходе $t_{w2} = 30^\circ\text{C}$; $d_{вн} = 10$ мм и температурах конденсации t_k . Как видно, зависимости плотности теплового потока q от массовой скорости ρw конденсирующегося холодильного агента имеют явно выраженный экстремум. На восходящих участках кривых $q = f(\rho w)$ с увеличением ρw интенсивность теплопередачи повышается более высокими темпами по сравнению с уменьшением температурных напоров θ , обусловленных падением температуры конденсации из-за гидравлического сопротивления. На нисходящих – наоборот, превалирует гидравлическое сопротивление и снижение θ .

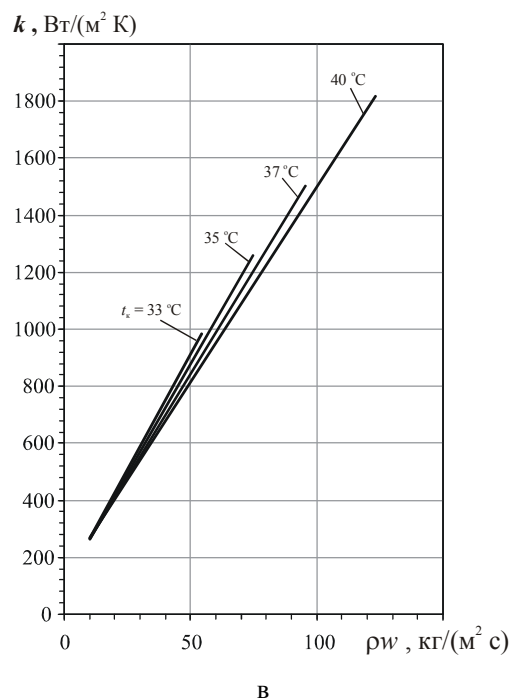
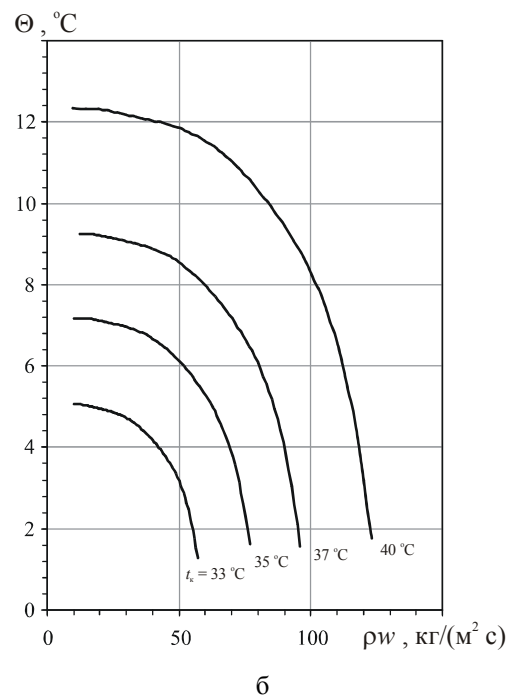
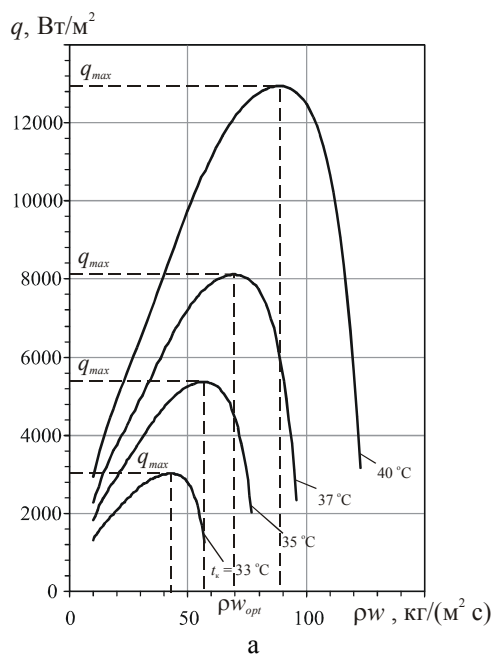


Рис. 1. Зависимости плотности теплового потока q (а), температурного напора θ (б), коэффициента теплопередачи k (в) от массовой скорости ρw конденсирующегося холодильного агента R142b при $t_{w1} = 25^\circ\text{C}$ и $t_{w2} = 30^\circ\text{C}$; $d_{вн} = 10$ мм и разных t_k

Как видно из рисунков, с уменьшением температуры конденсации t_k холодильного агента, т.е. при меньших температурных напорах θ , ее падение Δt_k , обусловленное возрастанием гидравлического

сопротивления ΔP с увеличением ρw , сказывается на θ сильнее, что ограничивает допускаемые величины ρw .

Следствием этого являются меньшие значения $(\rho w)_{\text{opt}}$ и q_{max} . При этом сами экстремумы становятся круче, допуская меньшие, по сравнению с большими t_k , отклонения массовых скоростей ρw от оптимальных величин $(\rho w)_{\text{opt}}$.

Для рассматриваемых условий значения максимальных плотностей теплового потока лежат в диапазоне массовых скоростей $\rho w = 50 \dots 100 \text{ кг}/(\text{с м}^2)$.

Результаты расчетов показали, что при $(\rho w)_{\text{opt}}$ практически вся конденсация протекает в конвективной зоне.

Оптимальное значение длины трубки (канала) находится из теплового баланса при q_{max} и $(\rho w)_{\text{opt}}$:

$$L_{\text{opt}} = 0,25 d_{\text{вн}} r (x_2 - x_1) (\rho w)_{\text{opt}} / q_{\text{max}}.$$

Выводы

1. Разработанная методика проектирования конденсаторов холодильных машин обеспечивает достижение максимальных плотностей теплового потока q_{max} . Соответствующие им массовые скорости холодильного агента $(\rho w)_{\text{opt}}$ и длины труб (каналов) являются оптимальными.

2. Установлено, что с уменьшением температуры конденсации t_k , т.е. при меньших температурных напорах θ , значения $(\rho w)_{\text{opt}}$ и q_{max} снижаются. При этом сами экстремумы становятся круче, допуская

меньшие, по сравнению с большими t_k , отклонения массовых скоростей ρw от оптимальных величин $(\rho w)_{\text{opt}}$.

3. Установлено, что при $(\rho w)_{\text{opt}}$ практически вся конденсация протекает в конвективной зоне.

Литература

1. Slipcevic B.: Wärmeübergang beim sieden von R // Kältemitteln in horizontalen rohren. – Kältetechnik – Klimatisierung. – 1972. – No. 12. – P. 345-351.
2. Lockhart R.W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chem. Eng. Progr. – 1949. – Vol. 45, No 1. – P. 39-48.
3. Martinelli R.C., Nelson D.B. Prediction of pressure drop during forced - circulation boiling of water // Trans. ASME. – 1948. – Vol. 70. – P. 695-702.
4. Soliman M., Schuster J.R., Berenson P.J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation // Trans. ASME: Serie C. – 1968. – Vol.90, No 2. – P. 267-276.
5. Traviss D.P., Rohsenow W.M., Baron A.B. Forced-convection condensation in tubes: a heat transfer equation for condenser design // ASHRAE Transactions. – 1973. – Vol. 79. – P. 157-165.

Поступила в редакцию 1.06.2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.И. Радченко, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.