

ЭКОЛОГИЧНЫЕ МАЛОЕМКИЕ КОНДЕНСАТОРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ОСНОВЫ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Разработаны методологические основы рационального проектирования конденсаторов типа "труба в трубе", обеспечивающих максимальные плотности теплового потока и, следовательно, минимальную поверхность теплообмена. Определены соответствующие им оптимальные длина труб одного хода хладагента и число таких ходов. Показано, что применение конденсаторов типа "труба в трубе" обеспечивает почти пятикратное сокращение емкости аппаратов по хладагенту, а значит, и возможных выбросов хладагента в атмосферу, а также двукратное уменьшение расхода охлаждающей воды.

The methodological base for rational designing of "tube in tube" type condensers, providing maximal heat fluxes and minimal heat transfer surface as consequence is developed. The corresponding optimal length of refrigerant flow channel and the number of such channels are determined. It is shown that the application of "tube in tube" type condensers provides nearly five times reducing the refrigerant charge and probable refrigerant leakages to atmosphere as consequence and two times reducing cooling water rate.

1. Анализ проблемы. Постановка цели и задач исследования

Проблема повышения экологической безопасности остро ставит задачу создания технологического и энергетического холодильного оборудования с минимальной емкостью по хладагентам и, прежде всего, представляющим опасность для озонового слоя (фреонам). Одним из перспективных направлений ее решения является замена довольно емкостных кожухотрубных аппаратов с конденсацией паров хладагента в большом объеме на трубном пучке аппаратами с конденсацией в узких каналах, в частности, кольцевого сечения, как например в двухтрубных аппаратах, или конденсаторах типа "труба в трубе" [1], нашедших широкое применение в системах отопления (паровые нагреватели воды, скоростные бойлеры). Переход на внутриканальную, более интенсивную, конденсацию обеспечивает уменьшение конечной разности температур между конденсирующимся хладагентом и охлаждающей водой, а значит, и энергетических потерь в холодильном цикле от

внешней необратимости. При этом помимо сокращения зарядки холодильной установки хладагентом и, следовательно, объемов его аварийных выбросов в атмосферу уменьшается также расход охлаждающей воды, что также немаловажно в условиях дефицита водных ресурсов на Украине.

К сожалению, отсутствие надежной методологии проектирования конденсаторов типа "труба в трубе" приводит к тому, что при замене ими кожухотрубных аппаратов проектанты поступают следующим образом: сначала рассчитывают теплообменную поверхность кожухотрубного аппарата с межтрубной конденсацией, исходя из которой уже конструируют аппарат "труба в трубе", считая, что запас поверхности достаточный для покрытия неточности такого оценочного расчета. При этом не принимается во внимание качественное отличие механизмов фазового перехода при внутриканальной пленочной конденсации с доминированием конвективной составляющей и конденсации на трубном пучке с превалированием гравитационного механизма. Это приводит к тому, что фазовый переход реализуется далеко не в

оптимальном режиме, а все преимущества пленочной конденсации в режиме с принудительной циркуляцией сводятся на нет.

Целью настоящего исследования является разработка основных положений методологии проектирования конденсаторов типа “труба в трубе” холодильных машин и рекомендаций по замене ими кожухотрубных аппаратов.

2. Основные положения методологии проектирования конденсаторов типа “труба в трубе” и рекомендации по их конструированию

Основные положения разработанной автором методологии рационального проектирования конденсаторов типа “труба в трубе” [2] можно свести к следующим.

В основу метода расчета теплоотдачи при пленочной конденсации в конвективном режиме была положена аналогия между переносом тепла и импульса в дифференциальной форме Кармана [3]:

$$\begin{aligned}\tau &= \rho_{\text{ж}}(v_{\text{ж}} + \varepsilon_m) du/dy, \\ q &= \rho_{\text{ж}}c_{\text{ж}}(a_{\text{ж}} + \varepsilon_q) dT/dy,\end{aligned}$$

где ε_m и ε_q – кинематические коэффициенты турбулентного переноса импульса и тепла; $a_{\text{ж}}$ – коэффициент температуропроводности жидкости, $a_{\text{ж}} = \lambda_{\text{ж}}/(c_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}})$; $c_{\text{ж}}$ и $\lambda_{\text{ж}}$ – теплоемкость и коэффициент теплопроводности жидкости; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости; $v_{\text{ж}}$ – коэффициент кинематической вязкости жидкости; du/dy и dT/dy – градиенты осевой скорости и температуры в слое жидкости; y – расстояние от стенки.

Тепловой расчет аппаратов производился в сопряженной постановке – с учетом гидравлического сопротивления.

При вычислении гидравлического сопротивления двухфазного потока принята модель со скольжением фаз – модель Локкарта-Мартинелли [4, 5].

Падение температуры конденсации $\Delta t_{\text{к}}$ вычислялось через гидравлическое сопротивление ΔP по закону Клаузиуса-Клапейрона:

$$\frac{dP}{dt_{\text{к}}} = \frac{r}{T_{\text{к}} \cdot (v_{\text{п}} - v_{\text{ж}})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_{\text{к}}}$$

где r – удельная теплота фазового перехода; $v_{\text{п}}$ и $v_{\text{ж}}$ – удельные объемы пара и жидкости; $T_{\text{к}}$ – температура конденсации.

Рациональное проектирование конденсатора предполагает нахождение оптимальной массовой скорости хладагента

(ρw)_{opt} в каналах, которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока q_{max} , соответственно и минимальную поверхность теплообмена. Возможность достижения максимального значения плотности теплового потока q_{max} обусловлена следующим. С увеличением массовой скорости хладагента ρw коэффициенты теплоотдачи при конденсации α_a и теплопередачи k возрастают. Вместе с тем из-за падения температуры конденсации на величину $\Delta t_{\text{к}}$, обусловленную возрастанием гидравлического сопротивления ΔP , сокращается температурный напор θ между конденсирующимся хладагентом и охлаждающей водой. Уменьшение температурного напора при одновременном увеличении коэффициента теплопередачи обуславливает наличие экстремума функции $q = k \theta$.

Разработанная методология рационального проектирования конденсаторов с внутриканальным фазовым переходом была реализована в виде методики и компьютерной программы расчета оптимальных конструктивных характеристик аппаратов типа “труба в трубе” с конденсацией R22 в кольцевом канале, образованном наружной и внутренней трубами. Рассматривались два вида наружной поверхности внутренней трубы: гладкая и гофрированная.

Целью расчета являлось определение оптимальных числа ходов (подводов) хладагента, диаметров и длины труб, обеспечивающих максимальную плотность теплового потока (минимальную поверхность теплопередачи, в качестве которой принималась наружная поверхность $F_{\text{н}}$ внутренних труб) при заданных тепловой нагрузке $Q = 20$ кВт, температурах перегретых паров R22 на входе $t_1 = 70$ °С и конденсации $t_{\text{к}} = 40$ °С, переохлаждении жидкого R22 в конденсаторе $\Delta t_{\text{и}} = 5$ °С, температурах охлаждающей воды на входе $t_{\text{в1}} = 32$ °С и выходе $t_{\text{в2}}$

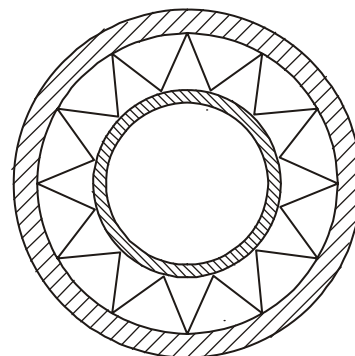


Рис. 1. Сечение двухтрубного конденсатора с гофрированной наружной поверхностью внутренней трубы

= 36 °С из конденсатора, скорости воды во внутренних трубах $w_w = 2$ м/с, наружных диаметрах соответственно наружной и внутренней труб: $D_n = 24 \times 2$ и $D_{вн} = 14 \times 2$; $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$; $D_n = 32 \times 3$ и $D_{вн} = 20 \times 3$ мм, причем в последнем случае рассматривалась как гладкотрубная конструкция, так и конструкция с гофрированной наружной поверхностью внутренней трубы со значениями шага ребер $S_p = 3, 4, 5$ мм, представленная на рис. 1.

Для гладкотрубной конструкции оптимальными, обеспечивающими максимальную плотность теплового потока, оказались наружные диаметры наружной и внутренней труб $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм. Зависимости плотности теплового потока q от числа ходов n хладагента для гладкотрубной конструкции с диаметрами труб $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм, рассчитанные с учетом гидравлического сопротивления по хладагенту ΔP и без его учета, приведены на рис. 2.

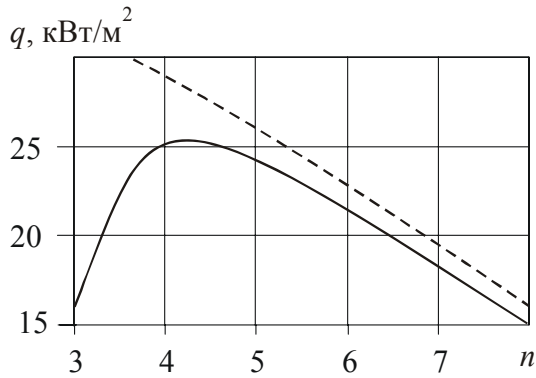


Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока q от числа ходов n хладагента R22 для гладкотрубного конденсатора с диаметрами наружной и внутренней труб $D_n = 18 \times 2$

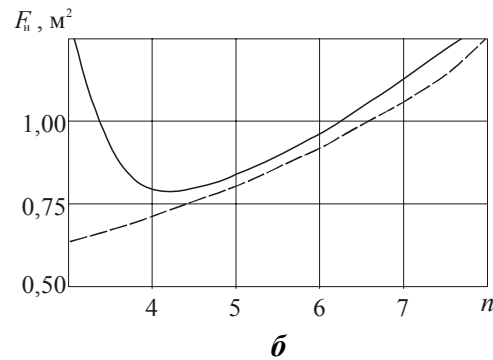
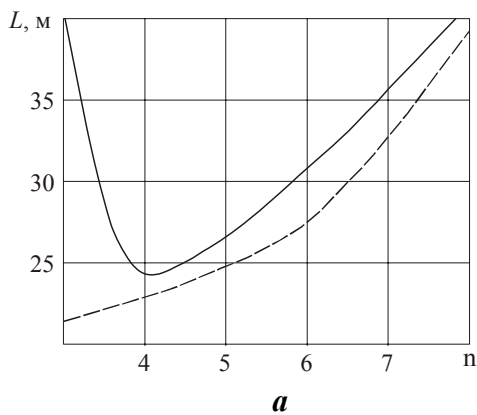


Рис. 3. Зависимость суммарной длины L (а) и общей площади наружной поверхности F_n внутренних труб (б) от числа ходов n хладагента R22 для гладкотрубного конденсатора с диаметрами наружной и внутренней труб $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм:

— с учетом падения давления хладагента
 ---- без учета падения давления хладагента

и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм:

— с учетом падения давления хладагента
 ---- без учета падения давления хладагента

Как видно, при традиционной методике проектирования (без учета гидравлического сопротивления ΔP) уменьшение числа ходов хладагента n (соответственно повышение расхода хладагента через один его ход) сопровождается непрерывным увеличением плотности теплового потока q (пунктирная кривая), что не соответствует действительности, поскольку, например, при $n = 1$, когда весь хладагент проходит через один ход, повышенное гидравлическое сопротивление ΔP неизбежно приведет к значительному падению температуры конденсации с соответствующим уменьшением логарифмического температурного напора θ и, как следствие, плотности теплового потока q . Таким образом, неучет гидравлического сопротивления ΔP исключает в принципе возможность нахождения оптимального числа ходов хладагента n , которое обеспечивало бы максимальную плотность теплового потока q . Решение же задачи теплового расчета в сопряженной постановке – с учетом влияния гидравлического сопротивления позволяет производить рациональное проектирование аппаратов. Как видно из рис. 2, максимальной плотности теплового потока q гладкотрубного конденсатора с $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм соответствует оптимальное число ходов $n = 4$.

Зависимости суммарной длины L и общей площади наружной поверхности F_n внутренних труб от числа ходов n хладагента для гладкотрубной конструкции с наружными диаметрами труб $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм, рассчитанные с учетом

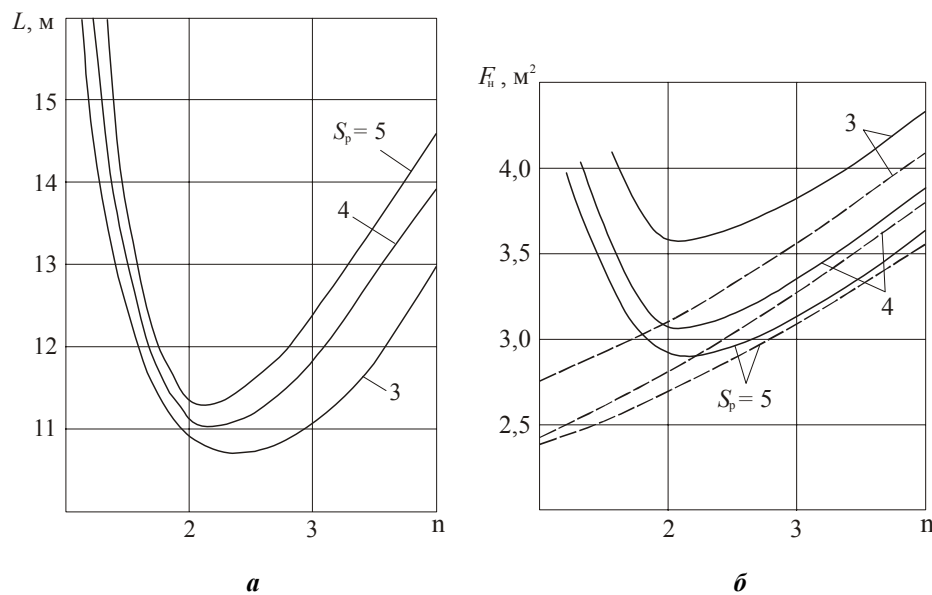


Рис. 4. Зависимость суммарной длины L (*а*) и общей площади наружной ребристой поверхности F_n внутренних труб (*б*) от числа ходов n хладагента R22 при разных шагах ребер S_p конденсатора с диаметрами труб $D_n = 32 \times 3$ и $D_{вн} = 20 \times 3$:
 ——— с учетом падения давления хладагента
 - - - - без учета падения давления хладагента

гидравлического сопротивления по хладагенту ΔP и без его учета, приведены на рис. 3.

Как видно, оптимальному числу ходов $n = 4$ соответствует минимальная суммарная поверхность теплообмена F_n и оптимальная длина одного хода, примерно равная 6 м. Следует отметить, что это значение длины одного хода вовсе не является минимальным (например, при $n = 7$ длина одного хода составит 7 м), но именно при такой длине суммарная поверхность теплообмена F_n будет минимальной.

На рис. 4, *а* представлена зависимость суммарной длины L труб, а на рис. 4, *б* – общей

площади поверхности F_n от числа ходов n при разных шагах S_p ребер в виде гофр для труб с наружными диаметрами $D_n = 32 \times 3$ и $D_{вн} = 20 \times 3$ мм. Как видно, гофрированной поверхности соответствует оптимальное число ходов хладагента $n = 2$, а гладким трубам диаметрами $D_n = 32 \times 3$ и $D_{вн} = 20 \times 3$ мм величина $n = 1$, т.е. в последнем случае конденсатор может быть выполнен одноходовым. Однако это не будет аппарат с трубами оптимальных диаметров, поскольку, как было установлено ранее, для гладкотрубной конструкции оптимальными являются диаметры $D_n = 18 \times 2$ и $D_{вн} = 10 \times 1$ мм, а число ходов – равное

Характеристики конденсаторов

Наименование параметра	Тип "труба в трубе"		Кожухотрубный
	Гладкотрубный	Гофрированный	
Площадь наружной поверхности, m^2	0,75	3,6	3,4
Общая длина труб, м	24	10,8	18,6
Диаметры труб, $D_n / D_{вн}$, мм	18x2 / 10x1	32x3 / 20x3	16x2
Степень оребрения	1,25	7,6	4
Число подводов хладагента	4	2	–
Габаритные размеры, мм	400x245x200	420x310x164	440x290x290
Масса, кг	40	60	71,5
Емкость по хладагенту, $10^{-3} m^3$	1,8	2,1	10
Емкость по воде, $10^{-3} m^3$	1,3	1,9	2
Расход воды, кг/с	0,41	0,63	1,1

Как видно из таблицы, конструкция аппарата типа "труба в трубе" обладает рядом преимуществ по сравнению с кожухотрубным конденсатором:

1) сокращаются почти в 5 раз емкость конденсатора по хладагенту и, в конечном счете, зарядка всей холодильной машины, а значит, и количество аварийных выбросов хладагента в атмосферу, т.е. повышается экологическая безопасность установки;

2) уменьшается практически в 2 раза расход охлаждающей воды;

3) сокращаются масса (на 20...40 %) и габариты (на 25...30 %) аппарата.

Поскольку интенсивность теплоотдачи при конденсации в каналах в конвективном режиме выше, чем на трубном пучке, то в аппаратах типа "труба в трубе" достигаются меньшие разности температур, что обеспечивает эффективную их эксплуатацию при более низких температурах

конденсации, т.е. меньших затратах мощности компрессора на сжатие паров хладагента, т.е. повышаются энергетические показатели холодильной установки.

Выводы

1. Разработаны методологические основы рационального проектирования конденсаторов типа "труба в трубе", обеспечивающего максимальные плотности теплового потока и, следовательно, минимальную поверхность теплообмена. Определены соответствующие им оптимальные длина труб одного хода и число таких ходов.
2. Показано, что применение конденсаторов типа "труба в трубе" обеспечивает почти пятикратное сокращение емкости аппаратов

Література

1. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 520 с.
2. Горин В.В. Концепция реализации неполного фазового перехода в аппаратах с внутриканальной конденсацией энергосберегающих установок // Проблемы энергосбережения и экологии в судостроении: 4-я междунар. науч.-техн. конф. Материалы конф. – Николаев: Н У К , 2 0 0 5 . – С. 166-168.
3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
4. 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. – №1. – P. 39-48.
5. Martinelli R.C., Nelson D.B. Prediction of pressure drop during forced – circulation boiling of water // Trans. ASME. – 1948. –