

УДК 621.56

БИЛЕКА Б.Д.¹, РАДЧЕНКО Н.И.², СИРОТА А.А.³¹ *Ин-т технической теплофизики НАН Украины*² *Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев*³ *Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы*

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА НРТ ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИХ КОНТУРОВ ГТУ

Розглянуто принципи проектування теплообмінників з низькокиплячими робочими тілами в трубах. Наведено результати розрахунків їх основних параметрів і встановлено закономірності, що з них випливають. Високоєфективні теплообмінники забезпечують глибоку утилізацію теплоти в газотурбінних установках.

Рассмотрены принципы проектирования теплообменников с низькокипящими рабочими телами в трубах. Представлены результаты расчетов их основных параметров и установлены закономерности, вытекающие из них. Высокоэффективные теплообменники обеспечивают глубокую утилизацию теплоты в газотурбинных установках.

The principles of designing of heat exchangers with low boiling working fluids flowing inside tubes are discussed. The results of their main parameters calculations are presented and the regularities following from these have been developed. The high efficient heat exchangers provide deep waste heat recovery in Gas Turbine Units.

c – удельная теплоемкость;
 d – диаметр трубы;
 G – расход;
 k – коэффициент теплопередачи;
 L – длина трубки;
 q – плотность теплового потока;
 r – удельная теплота фазового перехода;
 R_3 – термическое сопротивление загрязнений;
 t, T – температура;
 v – удельный объем;
 x – массовое расходное паросодержание;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 β – степень обребрения;
 Δt_0 – падение температуры кипения;
 ΔP – перепад давления;
 ζ – коэффициент трения;
 θ – логарифмическая разность температур;

μ – динамический коэффициент вязкости;
 ρ – плотность;
 w – массовая скорость;
НРТ – низькокипящее рабочее тело;
ТО – теплообменник;
ТУК – теплоутилизирующий контур.

Индексы:

0, a – хладагент;
1 и 2 – вход и выход;
 \max – максимальный;
 opt – оптимальный;
 w – охлаждаемая среда (газ, жидкость, парогазовая смесь);
гр – граничный;
ж – жидкость;
п – пар;
пл – пленка.

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Энергетическая эффективность теплоутилизирующих контуров, работающих по прямому [1] и обратному циклам [2, 3], зависит от тепловой эффективности теплообменников, использующих в

качестве рабочего тела НРТ. Такие ТО выполняют функции испарителей – генераторов парообразного НРТ высокого давления, отводящего теплоту от отработавших газов ГТУ в силовом цикле, и испарителей с кипением НРТ при низком давлении – охладителей жидкости или газа (воздуха) в холо-

дильном цикле, а также конденсаторов. Это, как правило, ТО с внутриканальным фазовым переходом.

Особенностью работы испарителей с кипением в каналах является, во-первых, большое гидравлическое сопротивление ΔP , в несколько раз превышающее гидравлические сопротивления ТО без фазового перехода и приводящее при повышенных скоростях к уменьшению плотности тепловых потоков q , во-вторых, существование так называемого режима "сухой" стенки, при котором двухфазный поток представляет собой капли жидкости в перегретом паре (дисперсный поток). Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубки к пару меньше, чем его величина к охлаждаемому газу, приведенная к той же внутренней поверхности.

Осушение стенки происходит при переходе от дисперсно-кольцевого режима течения к дисперсному при некотором граничном паросодержании $x_{гр}$ и сопровождается падением интенсивности теплоотдачи [4, 5]. При первом режиме теплопередача лимитируется исключительно наружной теплоотдачей к охлаждаемому газу (интенсивность которой во много раз меньше). Даже двух-трехкратные ошибки при определении коэффициента теплоотдачи к кипящему НРТ на результатах расчета практически не сказываются. При втором режиме теплопередача зависит от интенсивности теплоотдачи к пару НРТ. Поэтому достоверность теплового расчета ТО во многом зависит от соотношения протяженности зон, указанных выше режимов, т.е. от точности определения $x_{гр}$.

При проектировании ТО необходимо обеспечить минимальные габариты (максимальные плотности тепловых потоков q_{max}) или же температурные напоры θ между участвующими в теплопередаче средами. Зависимость q от k и от θ ($q = k\theta$), которая, в свою очередь, зависит от падения температуры кипения, обусловленного ΔP , ставит перед проектантами задачу нахождения оптимальной массовой скорости НРТ $(\rho w)_{opt}$, которая обеспечивает q_{max} .

Обычно $(\rho w)_{opt}$ выбирают либо исходя из практики проектирования (по прототипу), либо на основе эмпирических зависимостей, действительных для весьма ограниченного диапазона рабочих тел и параметров цикла. Для перспективных оз-

нобезопасных НРТ такие данные, как правило, отсутствуют.

Целью выполненного исследования была разработка методологии проектирования теплообменников с внутритрубным кипением НРТ, обеспечивающей нахождение максимальной плотности тепловых потоков q_{max} и соответствующих оптимальной массовой скорости НРТ $(\rho w)_{opt}$ и геометрических характеристик.

2. Основные положения методологии и анализ результатов расчета

Существование максимума плотности теплового потока q объясняется противоположным влиянием массовой скорости ρw на коэффициент теплопередачи k и температурный напор θ . Если с увеличением ρw коэффициенты теплоотдачи при кипении α_a и теплопередачи k возрастают, то увеличение гидравлического сопротивления ΔP , наоборот, приводит к падению температуры кипения Δt_0 и, как следствие, температурного напора θ [6].

Выражение для плотности теплового потока, отнесенной к внутренней поверхности труб (на стороне кипящего НРТ), можно записать в виде

$$q = k \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_w \cdot \beta} + R_3} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{w1} - t_{o2}}{t_{w2} - (t_{o2} + \Delta t_0)}}$$

Коэффициент теплоотдачи к кипящему НРТ α_a вычисляют в соответствии с аналогией между переносом теплоты и импульса (анalogией Рейнольдса), а падение температуры кипения Δt_0 , обусловленное гидравлическим сопротивлением ΔP , рассчитывают исходя из уравнения Клаузиуса-Клапейрона. Достоверность этих уравнений подтверждена для большинства известных НРТ.

В соответствии с уравнением Клаузиуса-Клапейрона дифференциальная зависимость между Δt_0 и ΔP при малых величинах их может быть представлена в конечных разностях:

$$\frac{dP}{dt_0} = \frac{r}{T_0(v_n - v_x)} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0}$$

Гидравлическое сопротивление ΔP рассчитывают по методу Локкарта-Мартинелли [7], согласно которому потери давления на трение двухфазного потока выражают через аналогичную величину для той из фаз, падение давления которой

больше. Если это жидкость, то $\Delta P = \Phi_{ж}^2 \cdot \Delta P_{ж}$, а если пар, то $\Delta P = \Phi_{п}^2 \cdot \Delta P_{п}$. При этом потери давления на трение жидкости рассчитывают как

$$\Delta P_{ж} = \zeta \zeta_{ж} (\rho w)^2 (1-x)^2 L / (2d_{вн} \rho_{ж}),$$

а пара

$$\Delta P_{п} = \zeta \zeta_{п} (\rho w)^2 x^2 L / (2d_{вн} \rho_{п}),$$

где коэффициент трения для турбулентного течения находится по закону Блазиуса.

Коэффициент пропорциональности $\Phi_{п}$ вычисляют по эмпирической корреляции [8]

$$\Phi_{п} = 1 + 2,85 X_{tt}^{0,52},$$

а $\Phi_{ж}$ – из соотношения

$$\Phi_{ж} = \Phi_{п} / X_{tt} = X_{tt}^{-1} + 2,85 X_{tt}^{-0,48}.$$

Параметр Мартинелли-Нельсона

$X_{tt} = (\Delta \Delta P_{ж} / \Delta \Delta P_{п})^{0,5}$ [9] определяют по формуле

$$X_{tt} = \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_{п}} \right)^{0,1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}} \right)^{0,5}.$$

В выражения для нахождения $\Delta P_{ж}$ и $\Delta P_{п}$ входит длина трубки L , которая при проектировании является искомой величиной. Ее находят из теплового баланса – равенства количеств теплоты (тепловых потоков), подведенной на участке поверхности трубки длиной L в процессе теплопередачи, и теплоты, ушедшей на испарение жидкости и перегрев пара НРТ на величину $\Delta t_{п}$:

$$Q = q \pi d_{вн} L = 0,25 \pi d_{вн}^2 (\rho w) [r(1-x_1) + c_{п} \Delta t_{п}]$$

или при неполном фазовом переходе:

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

Поскольку в приведенные соотношения входит плотность теплового потока q , которая является искомой величиной, то вычисления производятся итерационным методом – до совпадения принятой величины q с рассчитанной $q = k \cdot \theta$. Вычисляя q для ряда значений ρw , находят максимальную ее величину q_{max} , которой и будет соответствовать оптимальная массовая скорость НРТ в трубке $(\rho w)_{opt}$.

Число трубок (змеевиков), или же число подводов НРТ к теплообменнику,

$$n = 4G / [\pi d_{вн}^2 (\rho w)_{opt}],$$

где G – общий расход НРТ через теплообменник. Для заданной тепловой нагрузки (холодопроизводительности) Q_0 оптимальная внутренняя поверхность теплообмена определяется соотношением

$$F_{opt} = Q_0 / q_{max}.$$

На рис. 1 представлен характер изменения коэффициента теплопередачи k , температурного на-

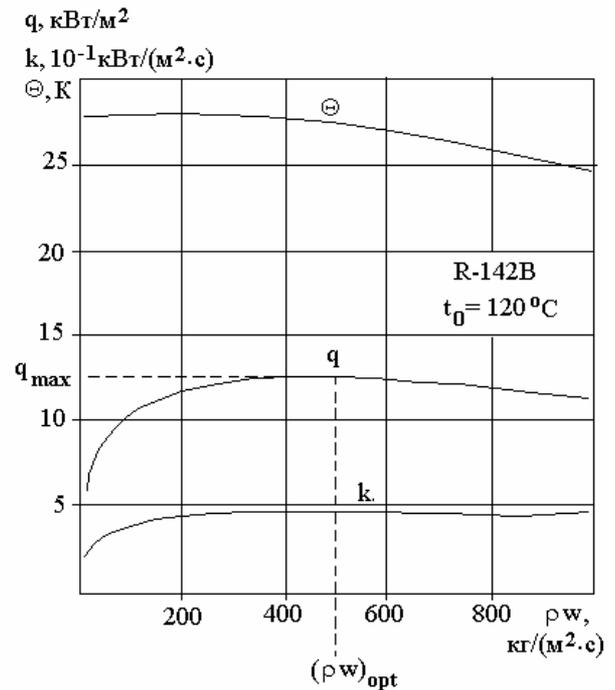


Рис. 1. К расчету $(\rho w)_{opt}$.

пора θ и плотности теплового потока q в зависимости от массовой скорости ρw при следующих условиях работы генератора пара R-142B – охладителя отработавших газов ГТУ: температура кипения $t_{02} = 120$ °C; $x_{гр} = 0,9$; температуре газов на входе и выходе $t_{w1} = 160$ °C и $t_{w2} = 140$ °C; степень оребрения $\beta = 7$; внутренний диаметр трубок $d_{вн} = 0,016$ м.

При определении $x_{гр}$ за основу был взят метод Хьюитта (Великобритания) [10], базирующийся на капельном обмене между пристенной пленкой и паровым ядром дисперсно-кольцевого потока. Однако в отличие от него принималось, что унос капель прекращается при достижении массовой скоростью в пленке $(\rho w)_{пл}$ некоторого критического значения $(\rho w)_{пл,кр}$, соответствующего так называемому кризису гидравлического сопротивления. При этом поверхность микропенки становится гладкой, следствием чего и является резкое уменьшение гидравлического сопротивления. Соответствующее паросодержание обозначают $x_{\Delta P}$. Влияние осаждения капель на толщину пристенной пленки учитывалось введением поправки $\Delta x = x_{гр} - x_{гр0}$ ($x_{гр0}$ и $x_{гр}$ – соответствуют началу и завершению осушения стенки), значение которой

находили по эмпирической корреляции [11]. Следует отметить, что достоверные зависимости для расчета $x_{гр}$ для большинства НРТ (включая и такие перспективные для теплоиспользующих контуров НРТ, как R-142B и R-600), к сожалению, отсутствуют, особенно в области высоких температур 100...120 °С, не свойственных холодильной технике. Однако предлагаемая методика вычисления $(\rho w)_{opt}$ все же позволяет оценить влияние $x_{гр}$ на плотности теплового потока в теплообменниках не только качественно, но и количественно, и благодаря этому прогнозировать тепловую эффективность теплообменников во всем диапазоне возможных значений $x_{гр}$ даже при отсутствии достоверных данных по $x_{гр}$ и коэффициентам теплоотдачи при кипении α_d .

Зависимости плотности тепловых потоков на участках трубки со смоченной q' (при $x \leq x_{гр}$) и осушенной q'' (при $x > x_{гр}$) поверхностью, а также средней для всей поверхности испарителя q от ρw представлены на рис. 2. Более резкое изменение q' по сравнению с q свидетельствует о доминирующем влиянии ΔP и соответствующего θ' в первой зоне на q' и q .

Зависимости плотности тепловых потоков к смоченной поверхности стенки трубки q' и средней для всей поверхности испарителя q от ρw при

разных значениях $x_{гр}$ представлены на рис. 3. Максимальным их величинам q_{max} и q'_{max} соответствуют $(\rho w)_{opt0}$ и $(\rho w)_{opt}$. Как видно, с увеличением $x_{гр}$ от 0,8 до 0,95 значения $(\rho w)_{opt0}$ остаются практически неизменными, а величины q_{max} повышаются незначительно. С повышением $x_{гр}$ характер зависимостей $q = f(\rho w)$ становится более крутым, приближаясь к таковому для $q' = f(\rho w)$.

Пологий характер зависимости $q = f(\rho w)$ при высоких температурах кипения допускает значительные отклонения ρw от $(\rho w)_{opt}$.

3. Выводы и перспективы использования результатов

Предложенная методика позволяет проектировать теплообменники с внутриканальным фазовым переходом НРТ, обеспечивающие максимальные плотности тепловых потоков и, следовательно, минимальные габариты и аэродинамическое сопротивление или же минимальные температурные напоры, т.е. в конечном счете глубокую утилизацию теплоты уходящих газов ГТУ.

Дальнейшие исследования теплообменных свойств НРТ должны быть ориентированы на определение границы перехода от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, т.е. от смоченной поверхности трубки с интенсивной тепло-

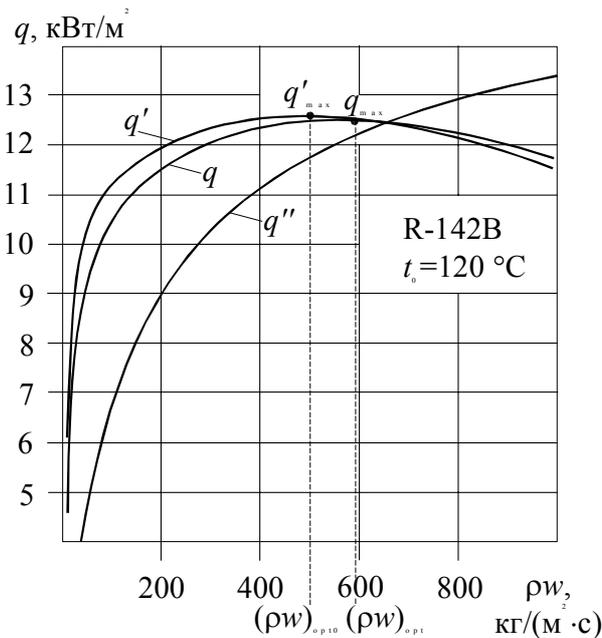


Рис. 2. Зависимость q , q' и q'' от ρw при $x_{гр} = 0,9$.

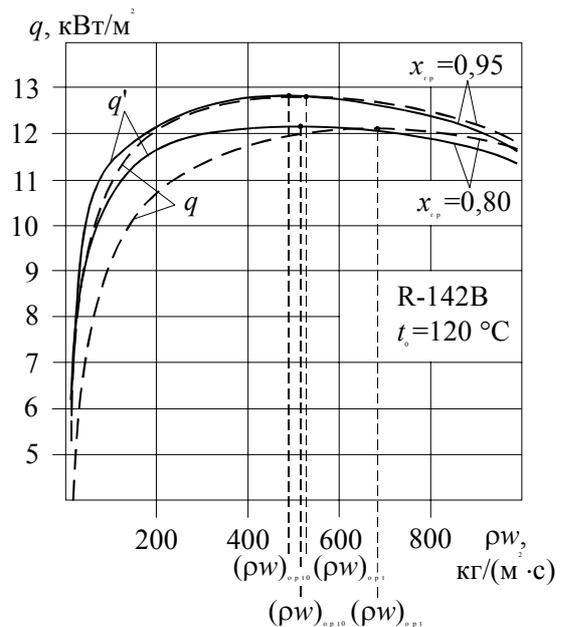


Рис. 3. Зависимость q и q' от ρw при разных $x_{гр}$.

отдачей к сухой стенке с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к пару.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА / Б.Д. Білека, С.П. Васильєв, В.М. Клименко, В.М. Коломєєв, В.І. Ізбаш, Д.А. Костенко, В.А. Кривуця // Нафтова і газова промисловість.– 2000.– № 4.– С. 40-43.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины.– СПб.: Судостроение, 1994.– 504 с.
3. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология.– 2001.– № 1 (70).– С. 16-21.
4. Левитан Л.Л. Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения // Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика.– Л.: Наука, 1987.– С. 169-186.
5. Chaddock J.B., Varma H.K. An Experimental Investigation on Dry- out with R22 Evaporating in a Horizontal Tube // ASHRAE Transactions.– 1979.– Vol. 85.– P. 105-121.
6. Slipcevic B. Wärmeübergang beim Sieden von R – kaltemitteln im horizontalen rohren // Kaltetechnik – Klimatisierung.– 1972.– № 12.– S. 345-351.
7. 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.
8. Soliman M., Schuster J.R., Berenson P.J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation // Trans.ASME: Serie C.– 1968.– Vol. 90.– № 2.– P.267-276.
9. Martinelli R.C., Nelson D.B. Prediction of pressure drop during forced - circulation boiling of water // Trans. ASME.– 1948.– Vol. 70.– P. 695-702.
10. Hewitt G. F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase change // Int. J. Heat Mass Transfer.– 1990.– Vol. 33.– P. 243-252.
11. Смирнов Г.Ф. Теплофизические проблемы охлаждения электронного оборудования // Холодильная техника и технология.– 1999.– Вып. 62.– С. 102-107.

Получено 16.08.2004 г.