

Выводы

1. Наиболее предпочтительным источником НПТ для работы ТНПУ является пресная вода, охлаждающая рубашки цилиндров ГД, имеющая температуру на выходе из дизеля 80...85 °С. Количество теплоты этого источника достаточно для одновременной работы ТНПУ и ВОУ.

2. Проведенные расчетные исследования показывают энергетическую целесообразность использования ТНПУ для получения водяного пара давлением 0,3...0,5 МПа для танкера в ходовом режиме.

Литература

1. Современное состояние систем глубокой утилизации вторичных энергоресурсов судовых дизельных энергетических установок/ А.А. Андреев, В.С. Самохвалов, Д.Н. Смагин, В.С. Цвиклис // Зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 5 (283). – С. 66-76.
2. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения на судах теплонасосных паропроизводящих установок// Наукові праці: Науково-методичний журнал. Т. 61. Вип. 48. Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили, 2007. – С. 46-52.
3. Андреев А.А. Теплонасосное направление генерирования водяного пара в промышленной энергетике // Промышленная теплотехника. – 2007. – т. 29, № 4. – С. 73-77.
4. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Сравнительная оценка энергетической эффективности судовых паропроизводящих установок различных типов// Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК, 2007. – № 2 (413). – С. 100-106.
5. Патент на корисну модель № 27941, Україна, МПК F22B3/00, F25B30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором/ Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 15.05.2007; Опубл. 26.11.2007. – Бюл. № 19.
6. Патент на корисну модель № 29056, Україна, МПК F22B 3/00, F25B 30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором/ Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 29.05.2007; Опубл. 10.01.2008.
7. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками/ Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов// Зб. наук. пр. НУК. – 2005. – № 2 (401). – С. 70-79.

УДК 621.57

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛООБМІННИКІВ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Андреев А.А., асистент, Коновалов Д.В., канд. техн. наук, доцент,
Радченко М.І., д-р техн. наук, професор
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

Наведено основні положення математичної моделі теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувального повітря суднових малооборотних дизелів. Показано особливості та переваги математичної моделі.

The basic principles of the mathematical model of heat exchangers in the waste heat recovery scavenge air cooling system of marine low speed diesel engines are presented. The particularities and advantages of the mathematical model have been shown

Ключові слова: теплообмінник, випаровування, утилізація теплоти, наддувне повітря, система охолодження.

1. Стан проблеми, невирішені питання, мета дослідження. Охолодження наддувального повітря двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) застосовують для досягнення двох цілей: підвищення потужності та зниження теплового навантаження деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна. Охолодження повітря збільшує його густину, відповідно і масу заряду циліндра двигуна. Збільшення маси заряду повітря в циліндрі дозволяє спалювати більшу кількість палива і виконати основну задачу системи наддувно-

го повітря — підвищити потужність двигуна N_e . Охолодження заряду циліндру, поряд із підвищенням потужності двигуна, дозволяє покращити умови експлуатації деталей ЦПГ — знизити температури поршня, втулки і кришки циліндра та органів газообміну. Застосування проміжного охолодження наддувного повітря підвищує потужність двигуна на 2,5...3,0 % на кожні 10 °C зниження температури повітря [1].

Степені підвищення тиску сучасних наддувних турбокомпресорів (ТК) вельми високі ($\pi_k = 3,0...4,5$), завдяки чому тепловий потенціал наддувного повітря доволі високий. Так, температура повітря на виході з ТК сучасних малооборотових дизелів (МОД) становить $t_{тк} = 180...250$ °C. Зазвичай для охолодження наддувного повітря застосовують двоконтурні системи з проміжним контуром прісної води та двоступінчастим охолоджувачем наддувного повітря (ОНП) з першою — тепловикористовуючою (високотемпературною) ступінню ОНП_{вт} та другою — низькотемпературною ступінню ОНП_{нт}, яка, власне, й забезпечує охолодження повітря. Використання забортної води у зовнішньому контурі обмежує глибину охолодження повітря, оскільки при плаванні судна в тропічних умовах і влітку температура води у проміжному контурі, тобто на вході в ОНП_{нт}, може бути вельми високою ($t_w = 32...36$ °C). То ж проблема вдосконалення систем охолодження наддувного повітря має вирішуватись у напрямі збільшення глибини охолодження повітря з одночасною утилізацією його теплоти. Виходячи з цього, видається перспективним використовувати теплоту наддувного повітря в тепловикористовуючій холодильній машині (ТХМ) для виробництва холоду, який у свою чергу застосувати для глибокого охолодження наддувного повітря.

Для охолодження наддувного повітря можуть застосовуватись ежекторні хладонові (на низькокиплячих робочих тілах — НРТ) та абсорбційні ТХМ. Раціональна організація робочих процесів у тепловикористовуючих системах охолодження наддувного повітря (ТСОНП) і визначення оптимальних параметрів систем неможливі без розробки їх математичної моделі. Така модель включає в себе математичні моделі теплообмінних апаратів (ТОА): випарника НРТ низького тиску і генератора пари НРТ високого тиску (охолоджувача прісної води проміжного контуру охолодження наддувного повітря), а також ОНП, робочі процеси яких взаємно пов'язані.

Мета дослідження — розробити математичну модель теплообмінних апаратів тепловикористовуючої системи охолодження наддувного повітря.

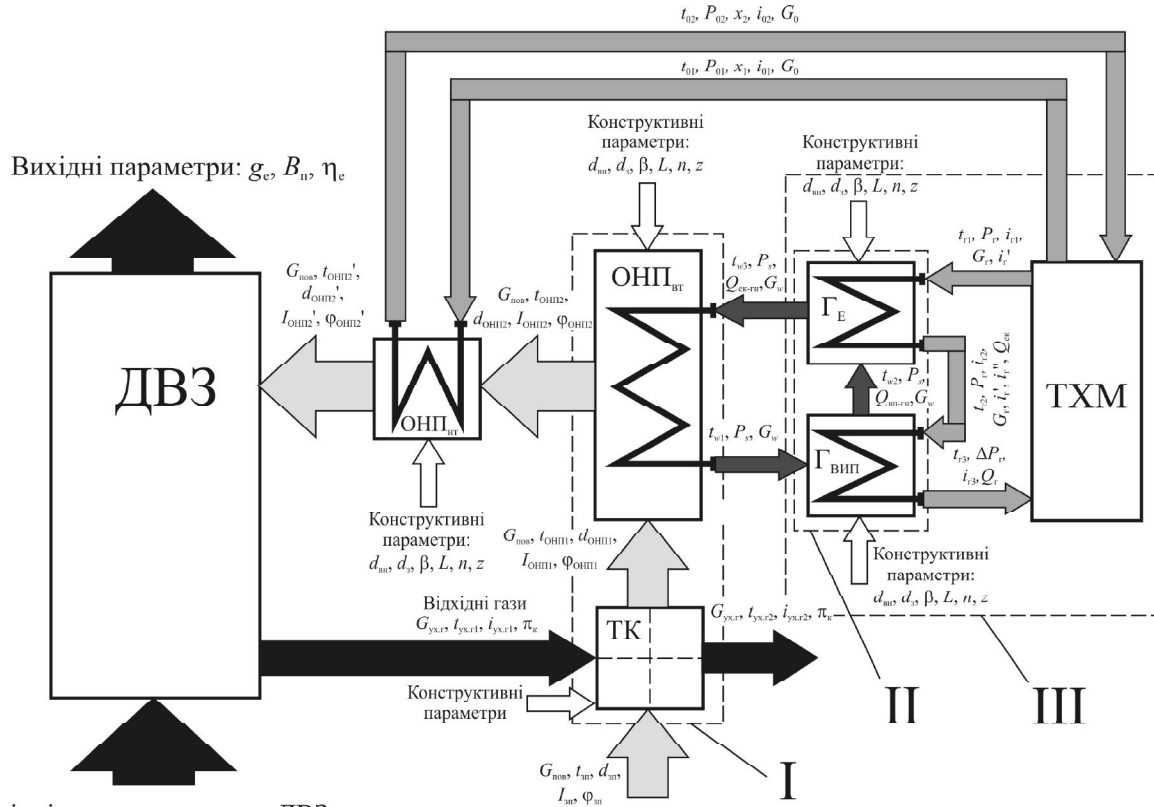
2. Загальні положення математичної моделі теплообмінників ТСНОП. Основу розробленої математичної моделі ТСОНП становлять математичні моделі ТОА: генератора пари НРТ, який складається з економайзерної Γ_E та випарної $\Gamma_{вип}$ секцій, випарника — охолоджувача повітря або води (відповідно без і за наявності проміжного контура охолодження) та двоступінчастого ОНП. Розрахунок параметрів ДВЗ і ТК, які, з одного боку, є вхідними параметрами для математичної моделі ТСОНП (витрата та температура наддувного повітря після ТК), а з іншого — залежать від вихідних параметрів ТСОНП (температури охолодженого в ТСОНП наддувного повітря після ОНП), а також абсолютна та питома витрати палива МОД в залежності від температури повітря на вході ТК та охолоджуючої наддувне повітря води здійснювали за фірмовою програмою для суднових МОД «MAN B&W» [2].

Можливі два варіанти включення випарника ТХМ в систему охолодження наддувного повітря: безпосередньо, коли випарник НРТ є водночас і повітроохолоджувачем (В-ПО), та через проміжний водяний контур із охолодженням води у випарнику НРТ — випарнику-охолоджувачі води (В-ОВ), а наддувного повітря — у водяному охолоджувачі (ВОНП), як в ОНП_{нт} традиційної двоконтурної системи з проміжним контуром прісної води. Як приклад, на рис. 1 показано перший варіант — із випарником-повітроохолоджувачем (В-ПО).

Генератор пари холодоагенту (НРТ) на рис. 1 включає дві секції: економайзерну Γ_E , де рідкий холодоагент (після конденсатора) підігривається до температури насичення, і випарну $\Gamma_{вип}$, де він випаровується з перегрівом пари. Це може бути кожухотрубний теплообмінник із течією НРТ у трубах, а гріючої прісної води — у міжтрубних каналах. Теплообмінник — проточний (одноходовий) по воді і багатходовий по НРТ. Як гріюче середовище застосовується вода, нагріта в ОНП_{вт}.

Основні положення математичної моделі теплообмінників ТСНОП розглянуто на прикладі випарника-генератора пари НРТ високого тиску. Розрахункова схема випарної секції генератора пари НРТ показана на рис. 2. Довжина прямої трубки L розбивається на k ділянок довжиною dz . Рух холодоагенту і води паралельний. Число ходів холодоагенту в змійовику n , а води у міжтрубному просторі — 1. Таким чином, напрям течії теплоносіїв в одних трубках змійовика прямоточний, а в інших протиточний. На кожній i -й ділянці трубки змійовика з рівнянь теплових балансів по холодоагенту і гріючій воді та теплопередачі визначалися параметри холодоагенту (тиск P_i , температура кипіння t_i , паровміст x_i), води (температура t_{wi}) та кількість теплоти Q_i , відведеної від води.

Критерієм теплової ефективності ТОА, у даному разі генератора пари НРТ, є густина теплового потоку q , віднесена, наприклад, до внутрішньої поверхні трубки, і метою проектування ТОА є забезпечення максимальної величини q .



Вхідні параметри: марка ДВЗ

I – система наддувального повітря ДВЗ традиційна з водяним охолодженням повітря (показано тільки ОНП_{вп}, зовнішній контур охолодження забортною водою не показано); II – генератор пари НРТ-охолоджувач води проміжного контуру; III – термотрансформатор (ТТ); Г_{вип} та Г_{еп} – випарна та економайзерна секції генератора; ОНП_{нт} і ОНП_{вп} – низько- та високотемпературні секції охолоджувача наддувального повітря; ТК – турбокомпресор; ТХМ – тепловикористовуюча холодильна машина

Рис. 1 – Структура математичної моделі тепловикористовуючої системи охолодження наддувального повітря ДВЗ

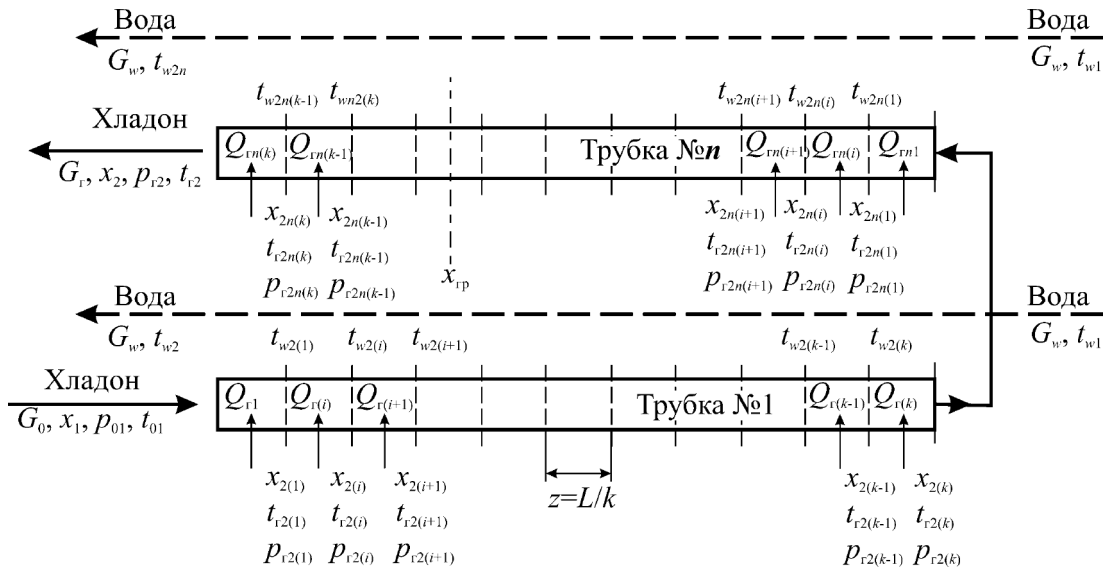


Рис. 2 – Розрахункова схема випарної секції генератора пари НРТ

Вхідні параметри: $G_w, G_r, t_{w1}, t_{r1}, P_{r1}, x_1, d_{вн}, d_3, L, n$.

Вихідні параметри: $Q_r, q, t_{w2}, t_{r2}, P_{r2}, x_2$.

При цьому G_w і G_r — витрати води та холодоагенту відповідно через міжтрубний канал і трубку (змійовик); $d_{вн}$ і d_3 — внутрішній і зовнішній діаметри трубки; L — довжина трубки (міжтрубного каналу).

Рівняння теплового балансу по холодоагенту, воді та теплопередачі для i -ї ділянки мають вигляд:

$$Q_i = G_r r (x_{2(i)} - x_{1(i)}); \quad Q_i = G_w c_{pw} (t_{w(i)} - t_{w(i+1)}); \quad Q_i = k_i \theta_i F_i,$$

де r — теплота фазового перетворення;

c_{pw} — теплоємність води.

На кожному i -му кроці інтегрування (на виході з i -ї ділянки) визначалися параметри води (температура $t_{w(i+1)}$), холодоагенту (тиск $P_{i+1} = P_i - dP$, паровміст $x_{i+1} = x_i + dx$ та температура кипіння $t_{r(i+1)} = t_{r(i)} - dt_r$, кількість теплоти $Q_i = q_i \pi d_{вн} dz$, яка відводиться на i -ій ділянці.

Збільшення паровмісту dx_i на i -й ділянці розраховується за рівнянням $dx_i = 4 q_i dz / (d_{вн} (\rho_w) r dx)$, одержаним з балансу теплоти, підведеної у процесі теплопередачі та сприйнятої холодоагентом у процесі кипіння: $Q_i = q_i \pi d_{вн} dz = 0,25 \pi d_{вн}^2 (\rho_w) r dx_i$.

Густина теплового потоку на i -й ділянці, віднесеного до поверхні з боку киплячого холодоагенту:

$$q_i = k_i \theta_i,$$

де k_i — коефіцієнт теплопередачі:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \sum R_i + \frac{1}{\alpha_w \cdot \left(\frac{d_3}{d_{вн}}\right)^2}}.$$

Тут α_a, α_w — коефіцієнти тепловіддачі до холодоагенту та води, приведені до внутрішньої поверхні трубки;

$R_i = \delta_i / \lambda_i$ — термічний опір стінки трубки, забруднень тощо;

δ_i — товщина стінки, шару забруднення тощо;

λ_i — коефіцієнт теплопровідності.

Температурний напір θ_i на ділянках довжиною dz розраховують як різницю температур води та холодоагенту: $\theta_i = t_{w(i)} - t_{r(i)}$.

Тепловіддачу до води у міжтрубному каналі розраховують за рівнянням Дітуса–Болтера для однофазової течії

$$\alpha_w = 0,023 \cdot \frac{\lambda_w}{d_e} \cdot Pr_w^{0,4} \cdot Re_w^{0,8},$$

де d_e — еквівалентний діаметр міжтрубного каналу;

λ_w — коефіцієнт теплопровідності для води;

Pr і Re — критерії Рейнольдса і Прандтля для води.

Температура води на виході з i -ої ділянки при протічанні

$$t_{w(i+1)} = t_{w(i)} - Q_i / (G_w c_{pw})$$

або для протічечії

$$t_{w(i+1)} = t_{w(i)} + Q_i / (G_w c_{pw}).$$

Спад температури кипіння в генераторі Δt_{rj} зумовлений гідравлічним опором киплячого двофазового потоку ΔP_r , розраховується за рівнянням Клаузіуса–Клапейрона:

$$\frac{dP_i}{dt_{ri}} = \frac{r}{T_r \cdot (v_{п} - v_{рід})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_{ri}}, \text{ звідки } \Delta t_{ri} = \frac{\Delta P_0 \cdot T_r \cdot (v_{п} - v_{рід})}{r}.$$

Гідравлічний опір тертя ΔP_r визначають за методом Локкарта–Мартінеллі [3]:

$$\begin{aligned} \Delta P_r &= \Phi_{рід}^2 \Delta P_{рід} \text{ при } \Delta P_{рід} > \Delta P_{п}; & \Delta P_r &= \Phi_{п}^2 \Delta P_{п} \text{ при } \Delta P_{п} > \Delta P_{ж}; \\ \Delta P_{рід} &= \zeta_{рід} (\rho_w)^2 (1-x)^2 L / (2d_{вн} \rho_{рід}); & \Delta P_{п} &= \zeta_{п} (\rho_w)^2 x^2 L / (2d_{вн} \rho_{п}); \\ \zeta_{рід} &= 0,3164 Re_{рід}^{-0,25}; & \zeta_{п} &= 0,3164 Re_{п}^{-0,25}; \\ Re_{рід} &= \frac{\rho_w \cdot (1-x) \cdot d_{вн}}{\mu_{рід}}; & Re_{п} &= \frac{\rho_w \cdot x \cdot d_{вн}}{\mu_{п}}. \end{aligned}$$

$$\Phi_{п} = 1 + 2,85 X_u^{0,52},$$

параметр Мартінеллі $\Phi_{рід} = \Phi_{п} / X_u = X_u^{-1} + 2,85 X_u^{-0,48}$.

Параметр Мартінеллі-Нельсона $X_u = (\Delta P_{ж} / \Delta P_{п})^{0,5}$.

$$X_{II} = \left(\frac{\mu_{\text{рід}}}{\mu_{\text{II}}} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{v_{\text{рід}}}{v_{\text{II}}} \right)^{0,5}$$

Тут $\mu_{\text{рід}}$ і μ_{II} — динамічна в'язкість рідини та пари холодоагенту;
 $v_{\text{рід}}$ і v_{II} ; $\rho_{\text{рід}}$ і ρ_{II} — питомі об'єми та густина рідини та пари;
 w — швидкість;
 ρw — масова швидкість.

При розрахунку тепловіддачі до киплячого холодоагенту у трубках $\Gamma_{\text{Вип}}$ враховувалася наявність кризи кипіння, зумовленої падінням інтенсивності тепловіддачі через осушення внутрішньої стінки трубки з переходом до режиму дисперсної течії [4]. Коефіцієнт тепловіддачі в докризовому режимі кипіння — при змоченій холодоагентом стінці трубки — розраховуються за рівнянням, одержаним з використанням аналогії Рейнольдса між перенесенням теплоти та імпульсу [5]

$$\alpha = C \cdot \frac{\lambda_{\text{рід}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Pr}_{\text{рід}} \cdot \text{Re}_{\text{рід}}^{3/4} \cdot \Phi_{\text{рід}}^{6/7},$$

де C — постійна, яка залежить від теплофізичних властивостей холодоагенту.

Тепловіддачу в дисперсному потоці розраховують, як для чистої пари $\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{II}}}{d_{\text{вн}}} \cdot \text{Pr}_{\text{II}}^{0,4} \cdot \text{Re}_{\text{II}}^{0,8}$.

На рис. 3 наведено результати розрахунку локальних по довжині $L_{\text{зм}}$ всього змійовика (сумарній довжині 4 прямих трубок довжиною L кожна) коефіцієнтів тепловіддачі α до киплячого холодоагенту і теплопередачі k , приведеного до внутрішньої поверхні змійовика) для чотириходового змійовика довжиною $L_{\text{зм}} = 12$ м і довжиною однієї трубки $L = 3$ м; холодоагент R142b; граничний паровміст $x_{\text{гр}} = 0,9$; температура кипіння холодоагенту в генераторі $t_{\text{г}} = 120$ °С; температура води на вході $t_{\text{в1}} = 180$ °С; діаметр трубки $d = 22 \times 2$ мм; швидкість води $w_w = 1$ м/с.

Зміна локальних значень температурного напору θ і густини теплового потоку q , приведені до внутрішньої поверхні змійовика, по довжині $L_{\text{зм}}$ змійовика наведена на рис. 3.

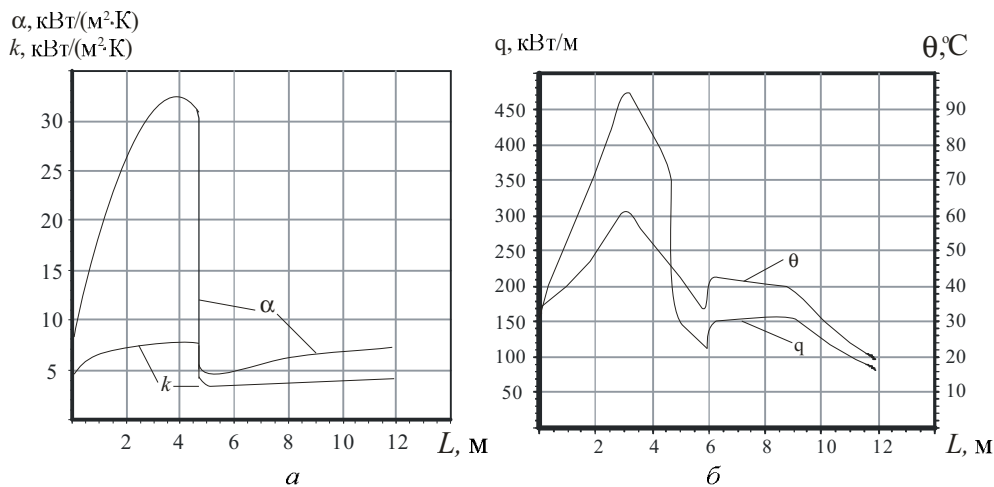


Рис. 3 – Залежності локальних коефіцієнтів тепловіддачі до киплячого холодоагенту і теплопередачі k , (а), температурного напору і густини теплового потоку q (б) по довжині L змійовика випарника-генератора пари холодоагенту

Як видно, вкрай низькі значення коефіцієнтів тепловіддачі α до киплячого холодоагенту в дисперсному режимі і, як наслідок, теплопередачі k в цілому (рис. 3,а) призводять до відповідно малої густини теплового потоку q практично на половині довжині $L_{\text{зм}}$ змійовика випарної секції генератора (рис. 3,б). Забезпечити високу густину теплового потоку q на всій поверхні змійовика випарної секції генератора можна, обіравши процес випаровування до граничного паровмісту, тобто вилучивши дисперсний режим. Це можна реалізувати шляхом двоступінчастого випаровування з неповним фазовим переходом у першій ступені і повним — у другій. Завдяки тому, що у другу ступінь із повним випаровуванням (відповідно з низькою інтенсивністю тепловіддачі й теплопередачі в дисперсному режимі) надходить лише 10 % витрати холодоагенту, що відповідає граничному паровмісту $x_{\text{гр}} = 0,9$, середня густина теплового потоку q всього двоступінчастого випарника буде лишатись високою.

Таким чином, розроблена математична модель теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувального повітря (ТСОНП) суднового МОД, зокрема випарної секції генератора пари холодоагенту, яка враховує зміну локальних (по довжині) інтенсивності тепловіддачі і теплопередачі при кипінні холодоагенту в трубах, дозволяє виявити поверхні теплообміну з низькою інтенсивністю теплообміну і раціонально організувати процес фазового переходу, зокрема, шляхом двоступінчастого випаровування, яке забезпечує високу густину теплового потоку на всій поверхні апарату.

Висновки

1. Розроблена математична модель теплообмінників тепловикористовуючої системи охолодження наддувального повітря суднових МОД.

2. Особливістю математичної моделі є те, що вона враховує зміну локальних інтенсивності тепловіддачі і теплопередачі при кипінні холодоагенту в трубах, дозволяє виявити поверхні теплообміну з низькою інтенсивністю теплообміну і раціонально організувати процес фазового переходу.

Література

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др. – М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.
2. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines. – Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. – 2010.
3. 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.
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. Справочник по теплообменникам. Т.2 / Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень МОН України у рамках гранту Президента України.

УДК 621.577: 697.34

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В АКВАКУЛЬТУРЕ

**Иванов А.В., д-р экон. наук, профессор, Мнацаканян А.Г., д-р экон. наук, профессор,
Суслов А.Э., канд. техн. наук, доцент, Бестужев А.С., канд. техн. наук, доцент
ФГОУ ВПО «Калининградский государственный технический университет», г. Калининград**

В настоящее время увеличение числа предприятий аквакультуры на территории Российской Федерации является одним из приоритетных направлений развития рыбного хозяйства. Затраты на термopодготовку воды значительно влияют на рентабельность предприятия. Для увеличения эффективности рассматриваются варианты использования традиционных энергоносителей и применение теплонасосной установки.

Currently the increase in the number of the aquaculture's enterprises at territory of the Russian Federation is one of priority directions of development of fishing industry. Expenses for water thermopreparation significantly influence profitability of the enterprise. To increase the efficiency variants of use of traditional energy sources and application of heat pump installation are considered.

Ключевые слова: тепловые насосы, предприятия аквакультуры, термopодготовка воды.

Аквакультура является одним из важнейших направлений повышения уровня продовольственной безопасности в нашей стране. В 2007 году министерством сельского хозяйства Российской Федерации была принята «Стратегия развития аквакультуры в Российской Федерации на период до 2020 года». По этой программе аквакультура получила статус важнейшего направления функционирования рыбохозяйственного и природоохранного комплексов нашей страны [1].

При проектировании и модернизации предприятия аквакультуры одним из важнейших является выбор способа обеспечения температурного режима подготовки воды, подаваемой в инкубационные установки и бассейны. Выбор способа термopодготовки воды напрямую влияет на рентабельность предпри-