УДК 621.577

РАДЧЕНКО А.М., РАДЧЕНКО М.І., ІВАНЕНКО С.В., БУЗНІК А.І.
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

СУДНОВІ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ЕЛЕКТРОГЕНЕРУЮЧІ КОМПЛЕКСИ

Проаналізована ефективність охолодження суднових електрогенеруючих комплексів в ежекторних холодильних машинах, що використовують теплоту нагрітого в електрогенераторах вентиляційного повітря, відхідних газів і наддувного повітря двигунів внутрішнього згоряння, що приводять електрогенератори.

The effectiveness of cooling the ship electric generator units by ejector refrigeration machine, using the heat of ventilation air heated in electric generators, exhaust gases and scavenge air of internal combustion engines of electric generators has been analyzed.

1. Стан проблеми та мета дослідження

Сучасні суднові електрогенеруючі комплекси (ЕГК) на базі газотурбогенераторів (ГТГ) або дизельгенераторів (ДГ) є здебільшого когенераційними, оскільки поряд із основною – електричною енергією вони виробляють ще й теплову у вигляді водяної пари. Останню одержують в утилізаційних котлах (УК), що використовують теплоту відхідних газів привідних двигунів електрогенераторів – газотурбінних двигунів або двигунів внутрішнього згоряння (ГТД або ДВЗ). Ступінь використання таких когенераційних ЕГК обмежується потребами у тепловій енергії і за її відсутності скорочується майже удвічі. Як показує практика, експлуатації суднових ЕГК навіть при температурі зовнішнього повітря 0 °С кількість виробленої в УК теплоти на ходу судна в 1,5…2,0 рази перевищує її потреби [1, 2]. При температурі ж повітря 25 °С, що відповідає стандарту ISO, це перевищення ще більше: у 2…3 рази.

У той же час паливна ефективність суднових ЕГК, яка визначається питомими витратами палива g_e, залежить від температури повітря на вході первинних двигунів ЕГК (ГТД або ДВЗ). Так, кожні 10 °С підвищення температури зовнішнього повітря на вході двигунів призводять до збільшення питомих витрат палива g_e на 0,5…0,7 % і відповідно до зменшення коефіцієнта корисної дії (ККД) [1-3]. Не менш важливими є питання охолодження самих електрогенераторів (ЕГ), оскільки саме температура їх обмоток обмежує електричну потужність газотурбо- або дизельгенераторів (ГТГ або ДГ). Отже, проблема доведення параметрів повітря на вході ГТГ або ДГ, а також вентиляційного повітря ЕГ до необхідних кондицій стоїть у суднових ЕГК дуже гостро.

Тепловий потенціал вторинних енергоресурсів (ВЕР) ЕГК, перш за все відхідних газів та стисненого повітря (повітря між компресорними ступенями ГТГ або наддувного повітря ДГ) первинних двигунів, доволі високий і становить 250…450 °С (для відхідних газів), 120…250 °С (для стисненого повітря первинних двигунів) і 80…120 °С (для нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря). До того ж із підвищенням зовнішньої температури тепловий потенціал ВЕР зростає ще у більшій пропорції: приріст температури відхідних газів приблизно в 1,6 рази перевищує зростання зовнішньої температури повітря [1-3]. Отже, доцільним було б утилізувати ВЕР в тепловикористовуючих холодильних машинах (ТХМ), а вироблений холод застосовувати для охолодження повітря ЕГК (повітря на вході ГТГ або ДГ, вентиляційного повітря на вході ЕГ).

Використання ВЕР забезпечує скороченням енергетичних втрат з відхідними газами, стисненим і вентиляційним повітрям, частка яких сягає половини витрат первинного палива, і є одним із найбільш перспективних напрямків у судновій електроенергетиці. Законом України "Про комбіноване виробництво теплової та елек-

тричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу" (№ 1908-IV), прийнятим Верховною Радою України 29.06.2004 р., встановлена пріоритетність цього напряму і в енергетиці держави в цілому. Оскільки обсяги практично всіх шкідливих викидів від ЕГК прямо пропорційні витратам палива [1], то відповідно до економії палива скорочуються і викиди CO_2, CO, NO_x та ін.

Метою роботи є скорочення споживання паливно-енергетичних ресурсів судновими електрогенеруючими комплексами шляхом утилізації їх ВЕР в ТХМ для охолодження повітря ЕГК та визначення раціональних параметрів і схем установок, які забезпечують максимальне енергозбереження в ЕГК.

2. Аналіз результатів дослідження

Конструктивно найбільш простими і відповідно надійними в експлуатації є ТХМ струминного – ежекторного типу (ЕХМ), у яких ежектор виконує функцію компресора [4]. Застосування таких ТХМ не призведе до помітного ускладнення системи охолодження електрогенераторів (ЕГ). Як робоче тіло в ЕХМ використовуються низькокиплячі робочі тіла (НРТ) – хладони, що дозволяє утилізувати теплоту відносно низького температурного рівня. Підведення теплоти до НРТ від ВЕР ЕГК здійснюється у процесі їх фазового переходу.

Схеми ежекторних холодильних машин (ЕХМ) охолодження електродвигуна та електрогенератора, що використовують теплоту нагрітого вентиляційного повітря, наведені на рис. 1.

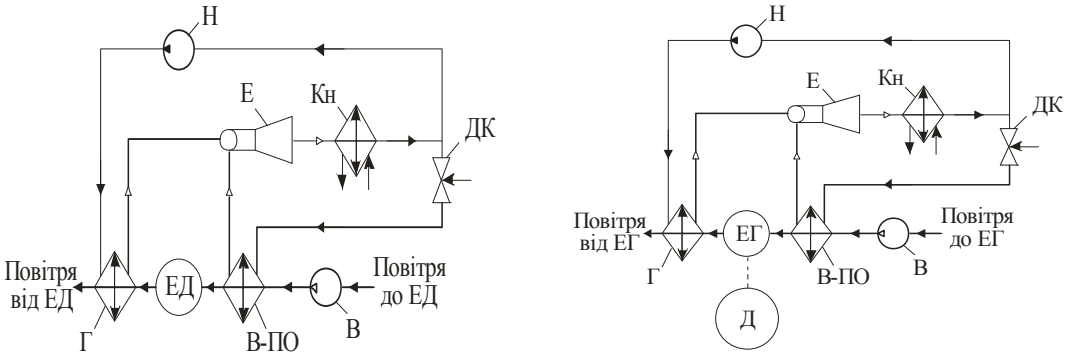

Рис. 1. Схеми ЕХМ охолодження електродвигуна (*а*) і електрогенератора (*б*), що використовують теплоту нагрітого вентиляційного повітря:
Г – генератор пари НРТ; Е – ежектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дросельний клапан; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ЕД – електродвигун; ЕГ – електрогенератор; Д – привідний двигун

Ежекторна ХМ складається з паросилового та холодильного контурів. Паросиловой контур служить для одержання пари НРТ високого тиску, енергія якої використовується в ежекторі для стискання пари НРТ низького тиску, всмоктуваної з випарника-повітроохолоджувача (В-ПО) холодильного контуру, до тиску в конденсаторі. У генераторі ЕХМ теплота відхідних газів використовується для одержання пари НРТ високого тиску, енергія якої у свою чергу витрачається на ежектування пари НРТ низького тиску, що випаровується у випарнику В-ПО з відведенням теплоти від вентиляційного повітря на вході ЕГ або ЕД.

Енергетична ефективність ЕХМ оцінюється тепловим коефіцієнтом $z = Q_0/Q_г$, де Q_0 – холодопродуктивність, або кількість теплоти, відведеної від повітря на вході ЕГ; $Q_г$ – теплота, що підводиться в генераторі пари до киплячого НРТ високого тиску від нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря. Як НРТ в ЕХМ доцільно використовувати хладони R142b і R600 (н-бутан), які забезпечують досягнення прийнятних теплових коефіцієнтів $Z \approx 0{,}3$. Тепловий коефіцієнт z залежить від температур кипіння НРТ в генераторі $t_г$, випарнику t_0 і конденсації $t_к$ (температури охолоджуючого конденсатор середовища – забортної води або зовнішнього повітря: зростає з підвищенням $t_г$ і t_0 та зменшенням $t_к$. Тепловий коефіцієнт ζ визначався в залежності від температур $t_г$, t_0 і $t_к$ за методикою [5]. Для ЕХМ значення теплового коефіцієнта лежать у диапазоні $Z = 0{,}2…0{,}3$ (більше значення відповідає низьким температурам охолоджуючого конденсатор середовища).

Результати аналізу ефективності застосування ЕХМ для охолодження повітря на вході ЕГ при використанні в ЕХМ тільки теплоти нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря наведені на рис. 2 у вигляді залежності теплових коефіцієнтів ЕХМ z, питомих (припадаючих на одиничну витрату повітря) теплових навантажень на генератор $\bar{q}_г$ (питомої кількості теплоти, відведеної від нагрітого повітря після ЕГ) та випарник-повітроохолоджувач $\bar{q}_г$ (питомої кількості теплоти, відведеної від повітря на вході в ЕГ, тобто питомої холодопродуктивності ЕХМ), і зниження температури $Dt_в$ повітря на вході в ЕГ від температури кипіння НРТ в генераторі $t_г$ при температурах кипіння НРТ у випарнику $t_0 = 0$ і 10 °С; конденсації $t_к = 35$ °С; нагрітого повітря перед генерато-

ром ЕХМ (після ЕГ) $t_{в1}$ = 100 ºС. Там же нанесені значення температури $t_{в2}$ повітря після генератора ЕХМ. У загальному випадку генератор складається з економайзерної та випаровувальної секцій. В економайзерній секції теплота відводиться від повітря на нагрів конденсату НРТ до температури кипіння НРТ в генераторі $t_Г$.

Зауважимо, що при температурі конденсації НРТ $t_к$ = 35 ºС температура $t_{в2}$ вентиляційного повітря на виході з економайзерної секції генератора, у якій теплота відводиться від повітря на нагрів конденсату НРТ до температури кипіння НРТ в генераторі $t_Г$, не може опускатися нижче 45 ºС (з урахуванням мінімальної різниці температур, близько 10 ºС, між гріючим повітрям (після ЕГ) і конденсатом НРТ, що нагрівається). При цьому температура повітря на виході з випаровувальної секції генератора $t_{в.И2}$ (на вході в економайзерну секцію) приймалась на 10 ºС вище, ніж температура кипіння НРТ в генераторі $t_г$. Варто зазначити, що співвідношення питомих теплових навантажень на випаровувальну та економайзерну секції генератора дорівнює співвідношенню питомих значень теплоти фазового переходу НРТ, r, при температурі кипіння $t_Г$ і теплоти, необхідної для нагріву конденсату НРТ від $t_к$ до $t_Г$, тобто $c_ж(t_Г - t_к)$, де $c_ж$ – теплоємність рідкого НРТ, яке в свою чергу визначається термодинамічним циклом роботи ЕХМ (температурами $t_к$ і $t_Г$). Саме обмеження зниження температури нагрітого вентиляційного повітря в економайзерній секції генератора значенням $t_{в2}$ спричиняє різке зниження питомого теплового навантаження на генератор $\bar{q}_г$ в цілому з підвищенням температури $t_Г$, яка, у свою чергу, обмежує питоме теплове навантаження на випаровувальну секцію генератора різницею температур $t_{в1} - t_{в.И2}$, де $t_{в.И2} = t_Г + 10$ ºС.

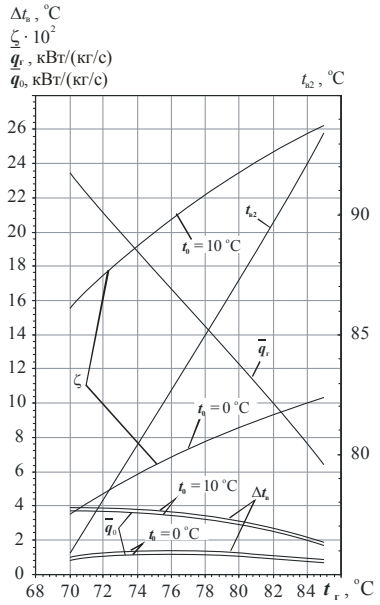

Рис. 2. Залежності теплових коефіцієнтів z ЕХМ, питомих теплового навантаження на генератор ЕХМ (теплоти, відведеної від нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря) $\bar{q}_г$ та теплоти, відведеної від вентиляційного повітря на вході ЕГ у випарнику ЕХМ (холодопродуктивності) $\bar{q}_0$, зниження температури D$t_в$ повітря у випарнику на вході ЕГ і температури $t_{в2}$ повітря після генератора ЕХМ від температури кипіння НРТ в генераторі $t_г$ при температурах конденсації $t_к$ = 35 ºС і кипіння НРТ у випарнику t_0 = 0 і 10 °С та використанні в ЕХМ тільки теплоти нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря

Як видно, при відносно низькій температурі нагрітого повітря після ЕГ $t_{в1}$ = 100 ºС охолодження повітря у випарнику незначне ($\Delta t_в$ = 4 ºС при t_0 = 10 ºС і $\Delta t_в$ = 1,5 ºС при t_0 = 0 ºС) і застосування ЕХМ недоцільне. Причиною цього є, по-перше, невисокий тепловий потенціал джерела теплоти для ЕХМ – нагрітого вентиляційного повітря після ЕГ ($t_{в1}$ = 100 ºС), що обмежує теплоперепад у випаровувальній секції генератора ЕХМ різницею температур $t_{в1} - t_{в.И2}$ = 20…30 ºС (в діапазоні $t_Г$ = 70…80 °С при умові $t_{в.И2} = t_Г + 10$ ºС), а отже і теплове навантаження генератора в цілому (відповідно до відношення питомих навантажень випаровувальної та економайзерної секцій, яке визначається циклом ЕХМ), по-друге, низькими тепловими коефіцієнтами ζ ЕХМ при невисоких температурах кипіння в генераторі $t_Г$ і низькій температурі кипіння у випарнику t_0 = 0 ºС.

Збільшити питому холодопродуктивність $\bar{q}_0$ і, відповідно, степінь охолодження вентиляційного повітря на вході в ЕГ $\Delta t_в$ можна, підвищуючи тепловий потенціал джерела теплоти для ЕХМ. Для цього додатково до нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря можна використовувати інші вторинні енергоресурси (ВЕР), наприклад, відхідні гази привідного двигуна, що приводить ЕГ, температура яких вище 250 ºС, тобто застосовувати комплексну утилізацію ВЕР. При цьому генератор пари слід виконувати у вигляді двох секцій – високотемпературної випаровувальної та низькотемпературної економайзерної, у якій теплота відводиться від повітря на нагрів конденсату НРТ від температури конденсації до температури кипіння НРТ у випаровувальній секції генератора $t_Г$. Випаровувальну секцію доцільно встановлювати на відхідних газах привідного двигуна, а економайзерну – після ЕГ, відводячи в ній теплоту від нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря (рис. 3).

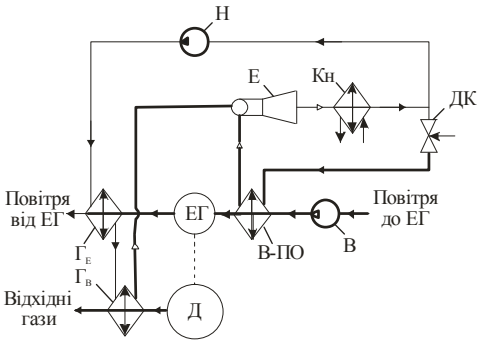

Рис. 3. Схема ЕХМ охолодження електрогенератора, що використовує теплоту нагрітого в електрогенераторі вентиляційного повітря та відхідних газів привідного двигуна:
$\Gamma_в$ і $\Gamma_е$ – випаровувальна та економайзерна секції генератора пари НРТ

На рис. 4 наведені питомі теплові навантаження на генератор $\bar{q}_г$ і випарник $\bar{q}_0$, теплові коефіцієнти ЕХМ z, зниження температури D$t_в$ повітря у випарнику В-ПО (вентиляційного повітря на вході ЕГ) у залежності від температури кипіння НРТ в генераторі $t_г$ при температурі кипіння НРТ у випарнику В-ПО t_0 = 0 ºС; конденсації $t_к$ = 35 ºС і відхідних газів перед генератором $t_{г1}$ = 300 ºС (генератор ЕХМ встановлено в газоході після утилізаційної турбіни наддувного турбокомпресора ТК дизеля).

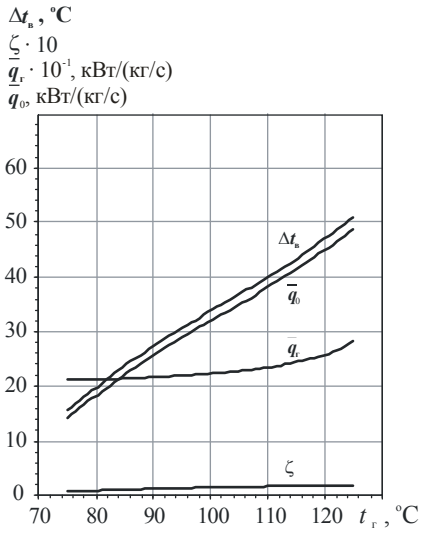

Рис. 4. Питомі теплові навантаження на генератор $\bar{q}_г$ і випарник $\bar{q}_0$, теплові коефіцієнти ЕХМ z, зниження температури D$t_в$ повітря у випарнику В-ПО (вентиляційного повітря на вході електрогенератора) у залежності від температури кипіння НРТ в генераторі ЕХМ $t_г$ при температурі кипіння НРТ у випарнику В-ПО t_0 = 0 ºС; конденсації $t_к$ = 35 ºС і відхідних газів перед генератором ЕХМ $t_{г1}$ = 300 ºС

Збільшення питомої холодопродуктивності $\bar{q}_0$ і, відповідно, степені охолодження вентиляційного повітря на вході в ЕГ D$t_в$ з підвищенням $t_г$ проходить у результаті зростання теплового коефіцієнта ζ ЕХМ. Оскільки зниження температури повітря у випарнику ЕХМ $\Delta t_в$ пропорційне питомій холодопродуктивності q_0, то відповідні криві на рис. 4 еквідистантні.

Розрахунки показують, що температура нагрітого вентиляційного повітря після економайзерної секції генератора ЕХМ $t_{в2}$, встановленої на виході ЕГ, знижується від вихідної 100 ºС до 45…55 ºС, тобто до його температури в машинному відділенні. Таким чином, вентиляційне повітря відводиться від ЕГ з температурою, практично рівною температурі в машинному відділенні. А це означає, що для охолодження ЕГ може бути застосована замкнена система вентиляції.

Слід зауважити, що при цьому на охолодження ЕГ витрачається лише частка холодопродуктивності, рівна частці, яку становить витрата вентиляційного повітря від витрати відхідних газів привідного двигуна. З метою підвищення енергетичної ефективності не тільки ЕГ, але й усього електрогенеруючого комплексу з привідним двигуном включно решту виробленого в ЕХМ холоду доцільно задіяти для охолодження привідного двигуна.

Як показала практика експлуатації, підвищення температури навколишнього повітря $t_в$ викликає істотне погіршення економічних і енергетичних показників суднового ДГ: збільшення пито-

мої ефективної витрати палива g_e і зменшення коефіцієнта корисної дії (ККД) η_e: зі збільшенням $t_в$ на 10 ºС величина g_e зростає на 0,5...0,7 %, а η_e зменшується на 0,5...0,7 % [1-3].

Одним із можливих шляхів зменшення негативного впливу підвищення температури навколишнього повітря $t_в$ на показники ДГ є охолодження повітря на вході двигуна за допомогою ЕХМ, що використовує теплоту нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря та відхідних газів привідного двигуна. При цьому економайзерна секція генератора пари НРТ високого тиску встановлюється на нагрітому в ЕГ вентиляційному повітрі, випаровувальна секція генератора – на відхідних газах ДГ, а випарник НРТ низького тиску служить для охолодження повітря на вході в ДГ та вентиляційного повітря на вході ЕГ (рис. 5).

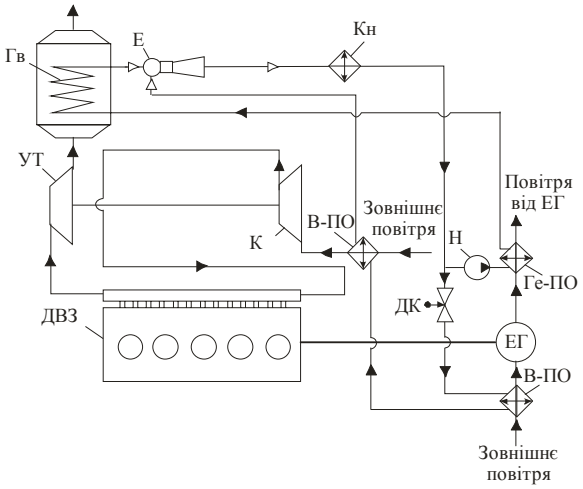

Рис. 5. Схема ЕХМ комплексного охолодження повітря на вході ЕГ та ДГ, що використовує теплоту нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря та відхідних газів ДВЗ:
$Г_в$ і $Г_е$ – випаровувальна та економайзерна секції генератора пари НРТ; Е – ежектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дросельний клапан; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ЕГ – електрогенератор; ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

Співвідношення теплових навантажень економайзерної та випаровувальної секцій генератора ЕХМ, тобто теплоти, необхідної для нагріву рідини та її випаровування, визначається параметрами робочого циклу ЕХМ (температурами $t_г$ і $t_к$). Тому, якщо для нагріву рідини в економайзері задіяти інше джерело теплоти, наприклад, наддувне повітря, звільняючи таким чином більшу частку теплоперепаду щодо відхідних газів для випаровувальної секції і підвищуючи відповідно загальне теплове навантаження на генератор $\bar{q}_г$, то можна збільшити питому холодопродуктивність $\bar{q}_0$ і ступінь охолодження повітря $\Delta t_в$ у випарнику ЕХМ. Схема ЕХМ комплексного охолодження повітря на вході ЕГ та ДВЗ, що використовує теплоту нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря, а також стисненого повітря та відхідних газів ДВЗ, наведена на рис. 6.

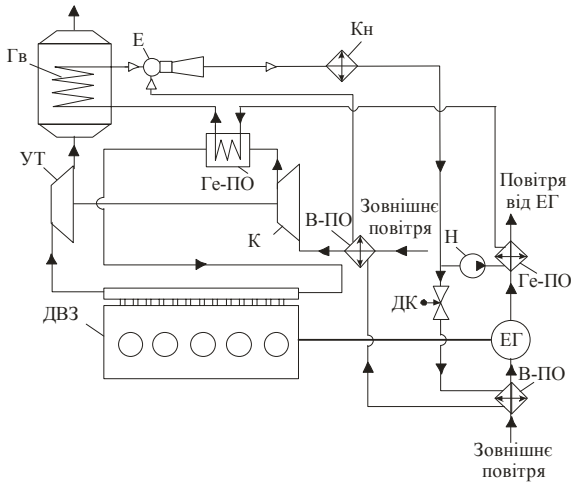

Рис. 6. Схема ЕХМ комплексного охолодження повітря на вході ЕГ та ДВЗ, що використовує теплоту нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря і стисненого наддувного повітря та відхідних газів ДВЗ

Значення питомої холодопродуктивності q_0, тобто теплоти, відведеної від повітря на вході ЕГ та ДВЗ у випарнику, яка припадає на одиничну витрату повітря ДВЗ, зниження температури D$t_в$ повітря у випарнику та теплового коефіцієнта ЕХМ ζ в залежності від температури кипіння НРТ в генераторі $t_г$ при температурі його кипіння у випарнику t_0 = 0 °С і конденсації $t_к$ = 35 ºС та економайзері генератора ЕХМ, встановленому на нагрітому вентиляційному повітрі ЕГ і відхідних газах ДВЗ (рис. 5) або стисненому наддувному повітрі ДВЗ (рис. 6) наведені відповідно на рис. 7, ***а*** і ***б***.

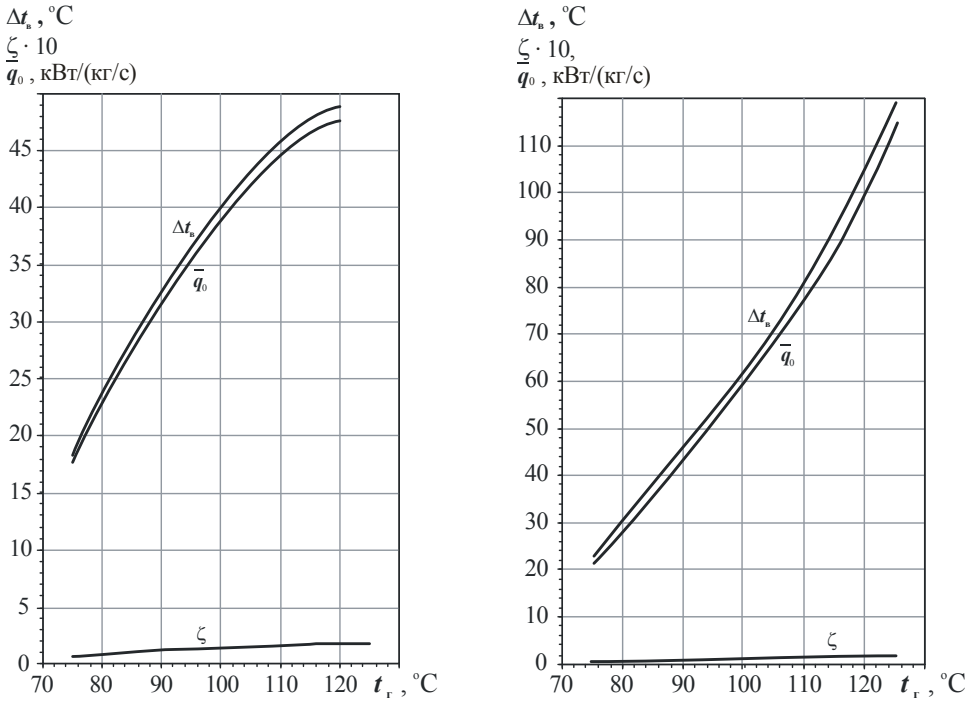

Рис. 7. Залежності теплового коефіцієнта z ЕХМ, питомої теплоти, відведеної від повітря у випарнику (холодопродуктивності) $\bar{q}_0$, зниження температури D$t_в$ повітря у випарнику від температури кипіння НРТ в генераторі $t_г$ при температурах конденсації $t_к$ = 35 ºС і кипіння НРТ у випарнику t_0 = 0 °С:

а – економайзер генератора ЕХМ встановлений на відхідних газах; *б* – економайзер на стисненому повітрі

Як видно, при характерних для ЕХМ температурах кипіння НРТ в генераторі $t_г$ = 100…120 ºС і у випарнику t_0 = 0 ºС та розміщенні генератора в цілому (випаровувальної та економайзерної його секцій) на відхідних газах (схема на рис. 5) зниження температури D$t_в$ повітря у випарнику ЕХМ становить D$t_в$ = 40…50 °С (рис. 7, ***а***), що в 1,5… 2,0 рази перевищує величину, необхідну для попереднього охолодження повітря на вході в наддувний компресор ДВЗ до температури 10…15 °С. При розміщенні ж економайзера на додатковому джерелі теплоти – стисненому наддувному повітрі ДВЗ (схема на рис. 6) – зниження температури D$t_в$ повітря у випарнику ЕХМ становить близько 100 °С (рис. 7, ***б***), що в 3...4 рази перевищує необхідну кількість холоду для попереднього охолодження повітря на вході в ДВЗ. Надлишковий холод можна використовувати для глибокого охолодження стисненого наддувного повітря після штатного водяного охолоджувача ДВЗ та вентиляційного повітря на вході ЕГ.

На рис. 8 наведені залежності економії питомої витрати палива Δg_e на роботу електрогенеруючого комплексу за рахунок використання скидної теплоти в ЕХМ для охолодження повітря на вході ДВЗ та ЕГ від температури кипіння НРТ в генераторі $t_г$ при температурах конденсації $t_к$ = 35 ºС і кипіння НРТ у випарнику t_0 = 0 °С при розміщенні економайзера генератора ЕХМ на відхідних газах (рис. 8, ***а***) та на стисненому повітрі (рис. 8, ***б***). При цьому приймалось, що кожні 10 °С зниження температури повітря на вході ДГ призводять до економії питомої витрати палива Δg_e на роботу електрогенеруючого комплексу на 0,5 % [1-3].

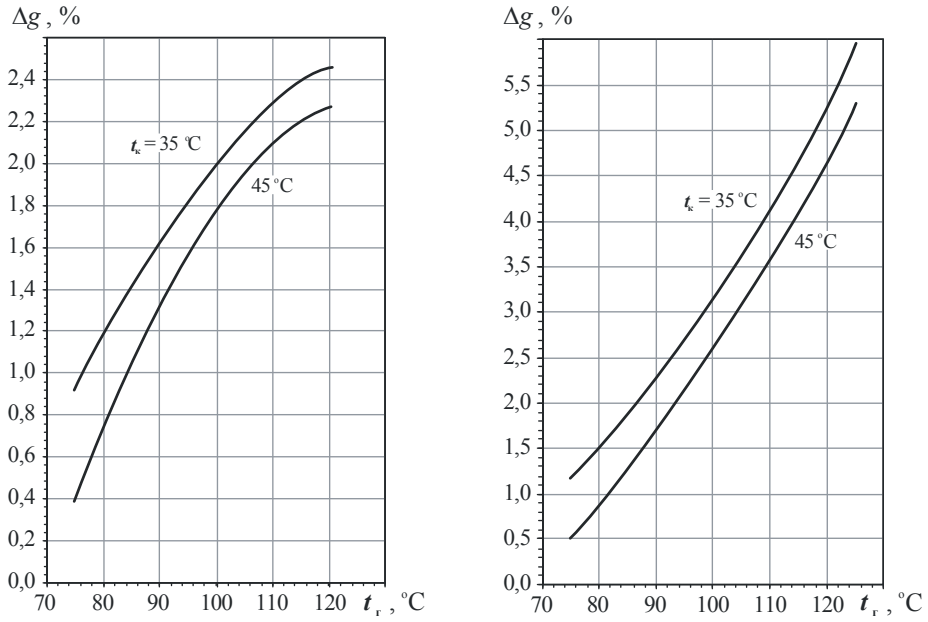

Рис. 8. Залежності економії питомої витрати палива Δg_e на роботу електрогенеруючого комплексу за рахунок використання скидної теплоти в ЕХМ для охолодження повітря на вході ДГ та ЕГ від температури кипіння НРТ в генераторі $t_г$ при температурах конденсації $t_к$ = 35 та 45 °С і кипіння НРТ у випарнику t_0 = 0 °С:
а – економайзер генератора ЕХМ на відхідних газах; *б* – економайзер на стисненому повітрі

Як видно з рис. 8, застосування ЕХМ, які використовують теплоту відхідних газів ДВЗ і нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря для охолодження ЕГ та повітря на вході ДВЗ і наддувного повітря ДВЗ, що приводять ЕГ, забезпечує економію питомої витрати палива Δg_e на роботу електрогенеруючих комплексів приблизно на 2 %, а комплексна утилізація ВЕР з використанням в ЕХМ ще й теплоти наддувного повітря ДВЗ – економію палива на 3...4 %.

Висновки

1. Встановлено, що застосування систем охолодження суднових електрогенеруючих комплексів на базі ЕХМ доцільне при комплексній утилізації теплоти ВЕР дизельгенераторів, коли на додаток до нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря як джерело вторинної теплоти для ЕХМ використовуються відхідні гази та наддувне повітря привідних ДВЗ.
2. Комплексна утилізація теплоти ВЕР дизельгенераторів в ЕХМ для охолодження вентиляційного повітря ЕГ, повітря на вході та наддувного повітря привідних двигунів суднових електрогенеруючих комплексів шляхом використання в ЕХМ теплоти відхідних газів ДВЗ і нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря забезпечує економію питомої витрати палива Δg_e на роботу електрогенеруючих комплексів приблизно на 2 %, а додаткове використання в ЕХМ ще й теплоти наддувного повітря ДВЗ – економію палива на 3...4 %.
3. Встановлено, що при використанні теплоти лише нагрітого в ЕГ вентиляційного повітря з температурою близько 100 ºС застосування ЕХМ недоцільне, оскільки зниження температури повітря на вході ЕГ становить всього 4 ºС.
4. Застосування комплексних тепловикористовуючих систем охолодження ЕГ сприяє покращенню мікроклімату в машинних відділеннях, оскільки температура вентиляційного повітря після ЕГ знижується до 45…50 ºС.

ЛІТЕРАТУРА

1. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO_2 emission: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. – http://www.mandiesel.com/files/news/filesof5055/P3339161.pdf.
2. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. – http://www.mandiesel. com/files/news/filesof762/5510-0005.00pr_low.pdf
3. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.
4. Радченко А.Н. Энергосберегающие системы охлаждения электрических машин // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П. Могили. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. Петра Могили, 2007. – Т. 73. – Вип. 60. – С. 106-108.
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

Стаття надійшла до редакції 02.12.2008 р.