

УДК 621.433:621.57

А.М. Радченко, А.В. ГричНаціональний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,
просп. Героїв Сталінграду, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна**ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИТОЧНОГО ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ**

За результатами аналізу ефективності охолодження припливного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки визначено раціональний спосіб охолодження з подачею охолодженого припливного повітря безпосередньо на вхід турбокомпресорів, до електрогенераторів і головок циліндрів когенераційних газових модулів та вентиляцією основного об'єму машинного відділення.

Ключові слова: тригенераційна установка – машинне відділення – газовий двигун – охолодження – вентиляція.

А.Н. Радченко, А.В. ГричНациональный университет кораблестроения им. адмирала Макарова,
пр. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, 54025, Украина**ОХЛАЖДЕНИЕ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ**

По результатам анализа эффективности охлаждения приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей тригенерационной установки определено рациональный способ охлаждения с подачей охлажденного приточного воздуха непосредственно на вход турбокомпрессоров, к электрогенераторам и головкам цилиндров когенерационных газовых модулей и вентиляцией основного объема машинного отделения.

Ключевые слова: тригенерационная установка – машинное отделение – газовый двигатель – охлаждение – вентиляция.

I. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Паливна економічність когенераційних установок, в тому числі на базі газових двигунів, залежить від температури повітря на вході і погіршується з її зростанням. Тому в теплу пору року температура повітря в машинному відділенні (МВ) газових двигунів має бути якомога нижчою. Зазвичай температура приточного повітря МВ підтримується вентиляцією, рідше – системою кондиціонування, як наприклад у випадку когенераційних модулів газопоршневих двигунів (ГПД) автономних теплоелектростанцій. Охолодження повітря МВ потребує значних енергетичних витрат через великі його об'єми та численні і доволі потужні джерела тепла, що при суттєвих потребах в холоді в літній період (наприклад, на технологічні потреби) може призвести до його дефіциту.

II. АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Останнім часом як привідні двигуни генераторів автономних теплоелектростанцій застосовуються ГПД, що випускаються у вигляді когенераційних модулів зі штатними теплообмінниками (ТО), які дозволяють отримувати гарячу воду або водяну пару, використовуючи для цього тепло випускних газів, стисненої газоповітряної суміші

(ГПС), мастила та охолоджувальної води сорочки двигуна [1, 2]. У теплу пору року в результаті теплообмінників відведення скидного тепла двигунів та теплоприпливів у МВ зовні традиційна система тепловологісної обробки припливного повітря в центральних кондиціонерах і подальшого його змішування з нагрітим повітрям МВ не забезпечує бажану низьку температуру повітря на вході турбокомпресорів (ТК) наддувного повітря ГПД. Це призводить до збільшення роботи стискання ТК і падіння його продуктивності внаслідок зменшення густини всмоктуваного повітря. До того ж при підвищених температурах зовнішнього повітря система оборотного охолодження не здатна забезпечити стабільне тепловідведення від стисненої наддувної ГПС в атмосферу градирнями сухого типу з підтриманням температури ГПС перед впускним ресивером ГПД на безпечному рівні 40...45 °С. Для того, щоб не допустити нагріву ГПС вище допустимого рівня, система автоматичного регулювання (САР) скорочує подачу газу і переводить ГПД на режим часткового навантаження, що супроводжується підвищенням питомої витрати палива b_e .

Мета дослідження – обґрунтування раціонального способу охолодження приточного повітря машинного відділення когенераційних ГПД.

III. ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Аналіз ефективності охолодження повітря МВ та обґрунтування раціонального способу кондиціонування і вентиляції повітря подано на прикладі МВ когенераційних газопоршневих двигунів автономної теплоелектростанції ТОВ «Сандора»–«Pepsico Ukraine» (с. Південне, Миколаївська обл.). Проектування та монтаж тригенераційного модуля та обладнання виконано ПНВП «СІНАПС»–«GE Energy» (м. Київ) і ТОВ «Хладотехніка» (м. Миколаїв). Установа автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення (тригенераційна установка) включає у себе два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher електричною потужністю кожного ГПД 1400 кВт та тепловою потужністю 1500 кВт, абсорбційну бромистолітєву холодильну машину (АБХМ) AR-D500L2 Century холодильною потужністю 2000 кВт та два центральних тепловикористовуючих кондиціонера СІС Jan HREBEC H63 холодопродуктивністю по 350 кВт і витратою повітря 60000 м³/год кожного. Відведення теплоти від охолоджуючої води системи оборотного охолодження стисненої газоповітряної суміші ГПД та від АБХМ здійснюється за допомогою градирень Evarco AT 28-528 сумарною потужністю 2400 кВт.

Для трансформації тепла в холод АБХМ використовує теплоту, відведену від вихідних газів ГПД в утилізаційному водогрійному котлі, від ГПС у когенераційному високотемпературному ступені охолодження та від сорочки двигуна і мас-

тила в пластинчастих теплообмінниках (ТО). В результаті трансформації скидного тепла в АБХМ отримують охоложену воду з температурою 7...10 °С, яку використовують як холодоносій для технологічного процесу і повітроохолоджувачів (ПО) центральних кондиціонерів СІС J.H. H63. Охоложене та осушене повітря подається в МВ когенераційних ГПД, вже звідки потрапляє на всмоктування ТК двигунів.

Виконаний аналіз автоматизованого моніторингу параметрів роботи тригенераційної установки дозволяє виявити резерви її вдосконалення, а саме: скоротити енерговитрати на кондиціонування припливного повітря, в той же час суттєво збільшити глибину охолодження повітря на вході ТК ГПД і, відповідно, скоротити питому витрату газу і скоротити тривалість експлуатації ГПД на режимах часткових навантажень.

Внаслідок значних тепловиділень від працюючих ГПД, теплоприпливів через огорожі приміщення в МВ температура повітря в ньому в літні місяці сягає 30 °С і вище, що всього на 5 °С нижче, ніж температура зовнішнього повітря (рис. 1). І це не зважаючи на те, що повітря в МВ охолоджується двома тепловикористовуючими центральними кондиціонерами сумарною холодопродуктивністю 700 кВт. У випадку зростання потреб у холоді для технологічного процесу значно скорочується холодопостачання на тепловикористовуючу систему охолодження (ТСО) повітря МВ, навіть до повного її відключення.

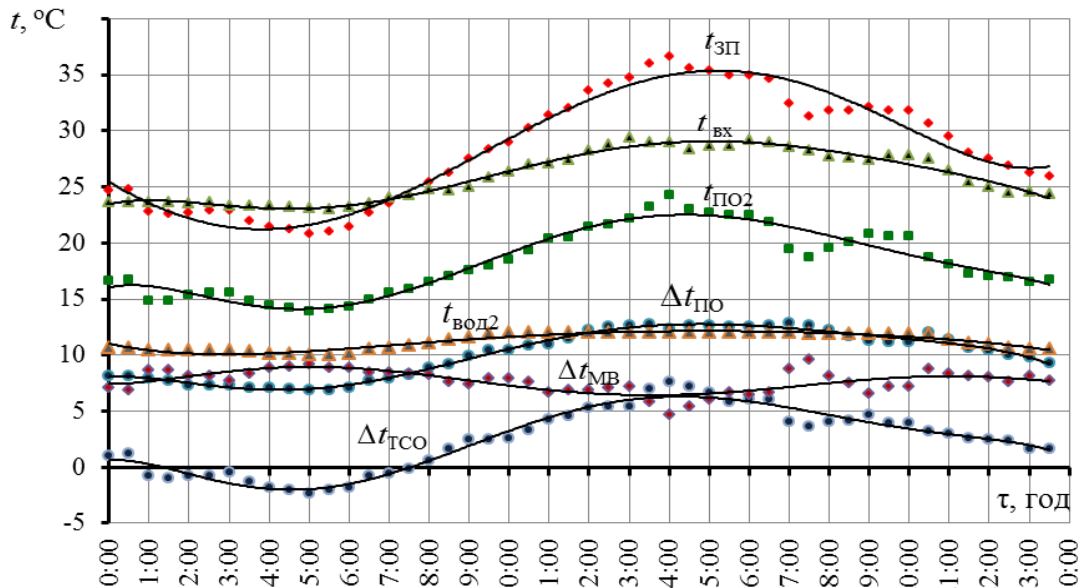
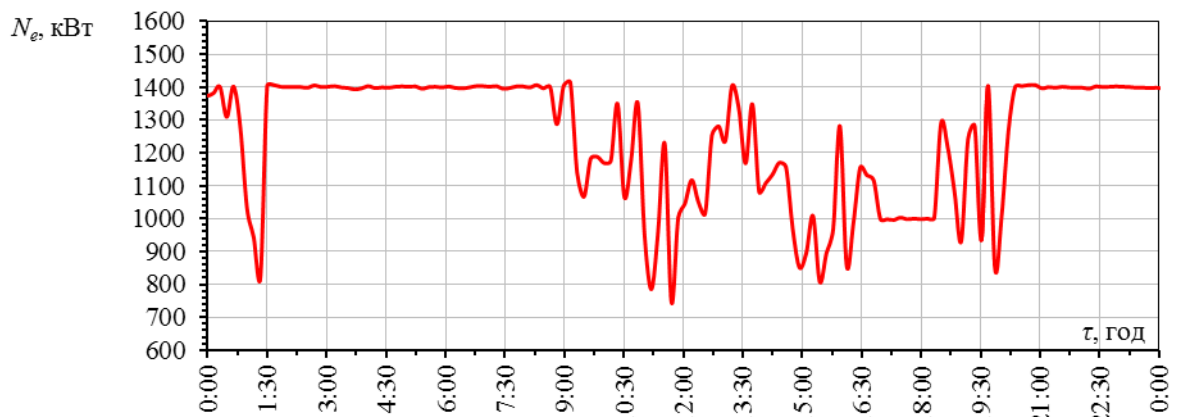


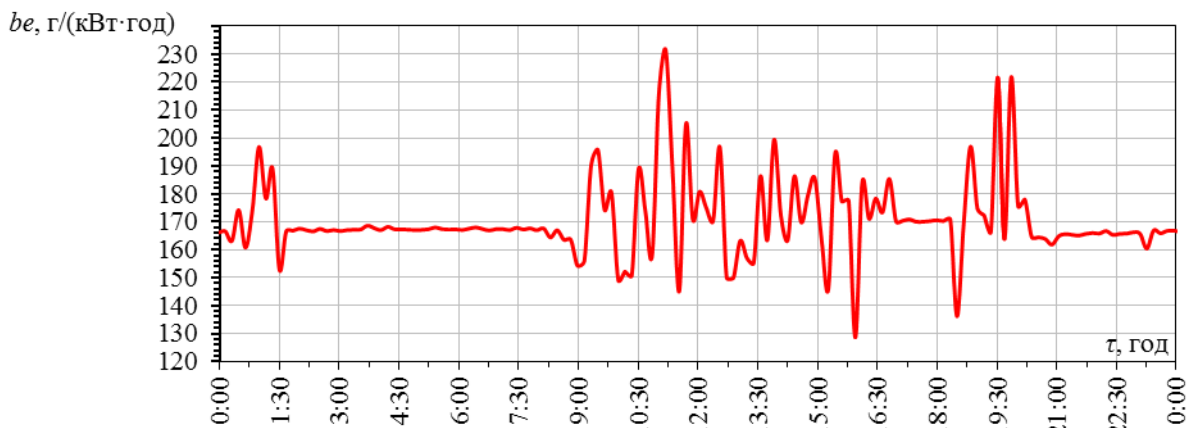
Рисунок 1 – Зміна температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$, на виході з ПО $t_{ПО2}$, зниження температури повітря в ПО $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2}$, у ТСО $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх}$ і нагрів повітря в МВ $\Delta t_{МВ} = t_{вх} - t_{ПО2}$ протягом доби при витраті повітря 60000 м³/год, температурі охолоджуючої води на виході з ПО $t_{вод2}$ і витраті охолоджуючої води 60 м³/год

При підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ (рисунок 1), у тому числі і на вході в градирню системи оборотного охолодження наддувної ГПС у низькотемпературному рівні його охолоджувача ОНС_{НТ}, відведення тепла ГПС у градирні скорочується, що призводить до зростання температури ГПС перед впускним ресивером вище допустимого рівня 45...50 °С. Для запобігання появи надмірних термічних навантажень дета-

лей циліндропоршневої групи САР зменшує подачу газу, і двигун експлуатується на режимах часткових навантажень, внаслідок чого падає електрична потужність N_e і зростає питома витрата палива b_e від 165 до 168...169 г/(кВт·год), тобто на величину $\Delta b_e = 3...4$ г/(кВт·год), при підвищенні температури на вході ТК $\Delta t_{\text{вх}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вх}}$ приблизно на 10 °С (рисунок 2).



а



б

Рисунок 2 – Зміна електричної потужності ГПД N_e (а) і питомої витрати газу b_e (б) протягом доби

Деяке зростання глибини охолодження в ТСО $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вх}}$ (при $\tau = 12^{00}-16^{00}$ на рис. 1) пов'язане зі скороченням тепловиділень від ГПД при роботі в режимі часткових навантажень у порівнянні з номінальним: $N_e = 1000..1200$ кВт проти 1400 кВт. Реальна ж глибина охолодження повітря в ТСО $\Delta t_{\text{ТСО}}$ при подачі охолодженого повітря в МВ, а звідти в ГПД, який працює на половинному навантаженні, не перевищує 5 °С (при $\tau = 9^{00}-12^{00}$ на рисунку 1).

Від'ємні значення різниці температур $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вх}}$ викликані різким зростанням температури $t_{\text{вх}}$, яка навіть вища від $t_{\text{зп}}$, унаслідок відключення подачі холодоносія до центрального кондиціонера від АБХМ (при дефіциті холоду) і

впливу теплоприпливів на неохоложене зовнішнє повітря. В таких випадках була б доцільною подача повітря безпосередньо з кондиціонера на вхід ТК через ізолюваний повітропровід (рисунок 3).

Варто зазначити, що і саме зниження температури в ПО встановлених кондиціонерів незначне: $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{ПО2}} = 10..12$ °С в найбільш напружену частину доби $\tau = 12^{00}-18^{00}$. Це пов'язано з малою глибиною ПО за ходом повітря, що не дозволяє виконати більш глибоке охолодження при відносно високій витраті повітря 60000 м³/год. Тому для більш глибокого охолодження зовнішнього повітря в ПО $\Delta t_{\text{ПО}}$ слід зменшити його витрати.

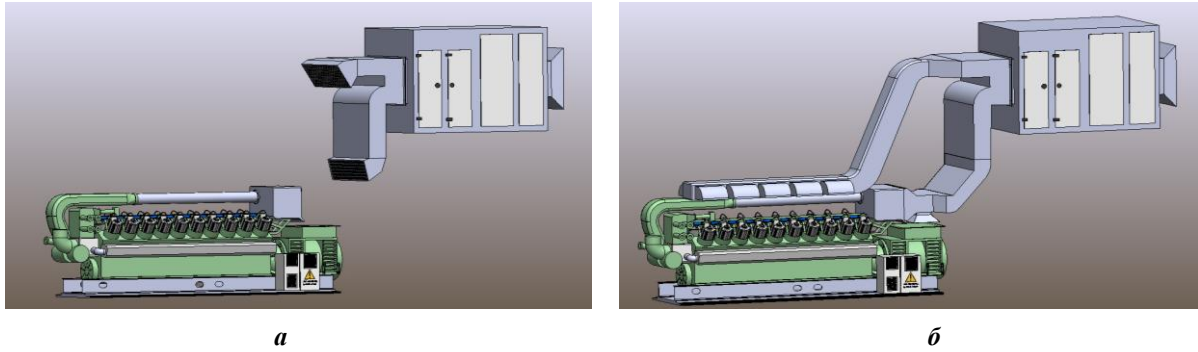


Рисунок 3 – Спрощена модель машинного відділення з традиційним варіантом системи кондиціювання повітря (а) та з подачею охолодженого повітря на вхід ТК, електрогенератор і до циліндрової групи газового двигуна окремими повітропроводами (б)

Ефективність трансформації скидної теплоти ГПД у холод з охолодженням повітря на вході ГПД у ТСО характеризується тепловим коефіцієнтом $\zeta_{\text{ТСО}} = Q_{\text{отСО}}/Q_{\text{г}}$, що є відношенням витрати холоду $Q_{\text{отСО}}$ на зниження температури повітря на вході ГПД на величину $\Delta t_{\text{вх}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вх}}$ до витрат теплоти $Q_{\text{г}}$, яка відводиться від ГПД до АБХМ. Тепловий коефіцієнт ТСО розраховують за витратами теплоти $Q_{\text{г}}$ на генерування в АБХМ холоду (холодопродуктивності) $Q_{\text{опо}}$, яка витрачається у ПО кондиціонера на охолодження припливного повітря на величину $\Delta t_{\text{по}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{по2}}$, причому з урахуванням втрат холодопродуктивності на компенсацію теплоприпливів до охолодженого в ПО повітря МВ: $Q_{\text{мв}} = G_{\text{п}} \zeta_{\text{сп}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{по2}})$, де ζ – коефіцієнт вологовипадіння, який являє собою відношення загальної кількості відведеного тепла (включно з теплою конденсації водяної пари з повітря) до явного тепла, що визначається різницею температур повітря $t_{\text{вх}} - t_{\text{по2}}$. Внаслідок втрат холодопродуктивності $Q_{\text{мв}} = G_{\text{п}} \zeta_{\text{сп}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{по2}})$ температура повітря на вході ТК $t_{\text{вх}}$ зростає на величину $\Delta t_{\text{мв}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{по2}}$, а дійсна холодопродуктивність ТСО виявляється менше: $Q_{\text{отСО}} = Q_{\text{опо}} - Q_{\text{мв}}$. З урахуванням зазначених втрат холодопродуктивності $Q_{\text{мв}}$ через теплоприпливи в МВ дійсний тепловий коефіцієнт ТСО $\zeta_{\text{ТСО}} = Q_{\text{отСО}}/Q_{\text{г}}$ також менший від теплового коефіцієнта АБХМ: $\zeta_{\text{АБХМ}} = Q_{\text{опо}}/Q_{\text{г}}$. Для температур гарячого теплоносія $t_{\text{г}} = 90^{\circ}\text{C}$, який надходить від ГПД в АБХМ, і холодноносія $t_{\text{х}} = 7^{\circ}\text{C}$, який поступає від АБХМ в ПО кондиціонера, тепловий коефіцієнт АБХМ $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,7$. Виходячи з $\zeta_{\text{АБХМ}}$ знаходимо затрати теплоти $Q_{\text{г}}$ на виробництво в АБХМ холодопродуктивності $Q_{\text{опо}}$, що використовується в ПО кондиціонера на охолодження припливного повітря витратою $G_{\text{п1}} = 2 \text{ кг/с}$ для одного ГПД на величину $\Delta t_{\text{по}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{по2}}$.

Зміну холодопродуктивності ПО кондиціонера $Q_{\text{опо}}$, витрат теплоти $Q_{\text{г}}$ на її виробництво в АБХМ, дійсної холодопродуктивності ТСО при подачі охолодженого повітря в МВ $Q_{\text{отСО}} = Q_{\text{опо}} - Q_{\text{мв}}$ з урахуванням втрат холоду $Q_{\text{мв}}$ на покриття теплоприпливів до потоку циклового повітря ГПД витратою $G_{\text{п1}} = 2 \text{ кг/с}$ і дійсного теплового коефі-

цієнта ТСО $\zeta_{\text{ТСО}} = Q_{\text{отСО}}/Q_{\text{г}}$, а також температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході ПО, повітря на виході ПО $t_{\text{по2}}$ і на вході ТК ГПД $t_{\text{вх}}$, нагріву потоку циклового повітря ГПД у МВ через теплоприпливи $\Delta t_{\text{мв}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{по2}}$ протягом доби (19 липня 2011, с. Південне Миколаївської обл.) наведено на рисунку 4.

Як видно, в часи найвищих температур $t_{\text{зп}}$ ($\tau = 11^{00} - 18^{00}$) тепловий коефіцієнт $\zeta_{\text{ТСО}} = 0,4 \dots 0,5$ проти $\zeta_{\text{АБХМ}} = 0,7$, тобто на 15...30 % менший від потенційно можливого. При цьому ГПД працює при частковому навантаженні: $N_{\text{е}} = 1000 \dots 1200 \text{ кВт}$ проти 1400 кВт (рисунок 2), і зі знизеним тепловиділенням.

Таким чином, за величиною теплового коефіцієнта ТСО $\zeta_{\text{ТСО}}$ можна оцінювати теплову ефективність системи охолодження повітря на вході ТК ГПД як однієї зі складових системи трансформації теплоти ГПД у холод, тобто судити про ефективність використання отриманого в АБХМ холоду.

За результатами аналізу можна зробити висновок, що ТСО працює неефективно, оскільки різниця температур $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вх}}$ вкрай мала: $\Delta t_{\text{ТСО}} = 5 \dots 8^{\circ}\text{C}$. Варто зазначити, що і зниження температури припливного повітря в ПО кондиціонерів також незначне: $\Delta t_{\text{по}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{по2}} = 8 \dots 12^{\circ}\text{C}$ ($\tau = 12^{00} - 18^{00}$), а вночі та зранку ($\tau = 21^{00} - 7^{00}$) температура повітря на вході ТК ГПД $t_{\text{вх}}$, яке нагрівається в результаті теплоприпливів від ГПД і електрогенератора, навіть перевищує порівняно невисоку температуру зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$.

Знизити температуру повітря $t_{\text{вх}}$ на вході ТК ГПД можна, якщо подавати повітря в ТК окремим повітропроводом (рисунок 3б), а для більш глибокого охолодження повітря в ПО – зменшити його витрату. Результати аналізу параметрів ПО показали, що при зменшеній витраті повітря до $G_{\text{п}} = 35000 \text{ м}^3/\text{год}$ можна досягти найбільшої глибини охолодження повітря в даному ПО $\Delta t_{\text{по}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{по2}} = 15 \dots 17^{\circ}\text{C}$ (проти $10 \dots 12^{\circ}\text{C}$ при $G_{\text{п}} = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ на рисунку 1) зі зниженням температури повітря на виході з ПО до $t_{\text{по2}} = 18^{\circ}\text{C}$ (проти 25°C) при максимальній зовнішній температурі $t_{\text{зп}} = 35^{\circ}\text{C}$, причому не вносячи зміни в конструкцію ПО (рисунок 5).

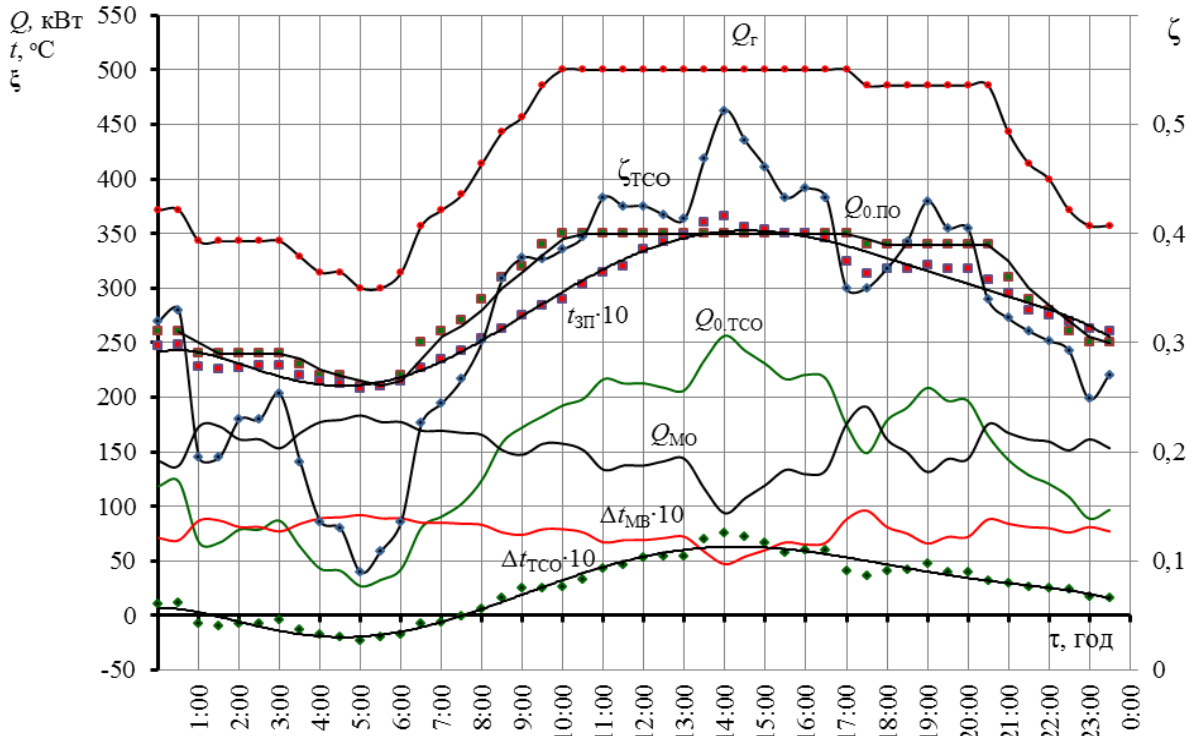


Рисунок 4 – Зміна холодопродуктивності ПО упродовж доби

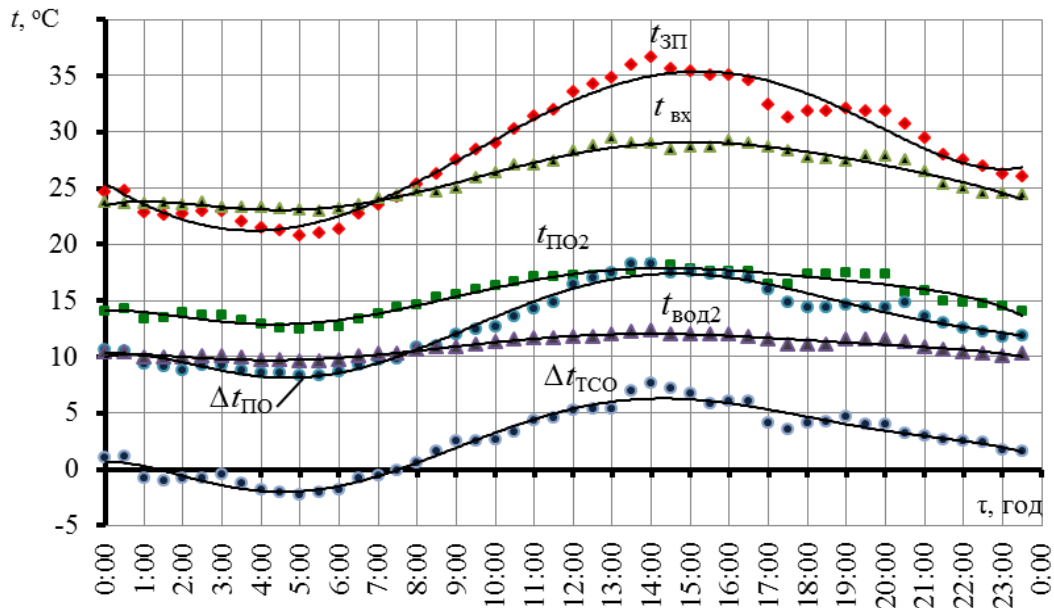


Рисунок 5 – Зміна температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$, на виході з ПО $t_{ПО2}$, температури холодоносія (води) на виході з ПО $t_{вод2}$, а також зниження температур в ПО $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2}$ і в ТСО $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх}$ протягом доби при витраті повітря $35000 \text{ м}^3/\text{год}$ і витраті охолоджуючої води $60 \text{ м}^3/\text{год}$

Зменшення напору вентилятора при скороченні його продуктивності $G_{п}$ майже вдвічі виключає можливість надійного транспортування мас охолодженого повітря на вхід ТК при тих же аеродинамічних умовах, що і при номінальній, практично вдвічі більшій, витраті повітря $G_{п} = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ і, отже, при більшому напорі венти-

лятора. Тому раціональним рішенням є подача охолодженого повітря в ТК повітропроводом, що забезпечує більш глибоке охолодження повітря в ПО і ТСО: $\Delta t_{ТСО} = \Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ПО2} = 15 \dots 17 \text{ } ^\circ\text{C}$ на рис. 5 (проти $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх} = 5 \dots 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ при $G_{п} = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ на рисунку 1) зі зниженням температури повітря на виході з ПО (на вході ТК) до $t_{зп} =$

$t_{\text{ПО2}} = 15 \dots 18 \text{ }^\circ\text{C}$ (проти $t_{\text{вх}} = 25 \dots 27 \text{ }^\circ\text{C}$) при подачі охолодженого в ПО повітря витратою $G_{\text{п}} = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$ у МВ, а вже з нього на вхід ТК ГПД (рисунк 5).

Таким чином, подача повітря, охолодженого в ПО до більш низької температури, окремим повітропроводом у ТК дозволяє підтримувати на вході ТК стабільно низькі температури $t_{\text{вх}} = t_{\text{ПО2}} = 15 \dots 18 \text{ }^\circ\text{C}$ (проти $25 \dots 27 \text{ }^\circ\text{C}$ в базовому варіанті), забезпечуючи тим самим експлуатацію ГПД на номінальному навантаженні зі зниженням питомої витрати газу b_e на $3 \dots 4 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ у порівнянні з роботою при часткових навантаженнях (рисунок 2).

IV. ВИСНОВКИ

За результатами аналізу ефективності охолодження повітря машинного відділення когенераційних модулів ГПД діючої тригенераційної установки обґрунтовано раціональний спосіб охоло-

дження шляхом подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід турбокомпресорів ГПД окремим повітропроводом. На основі даних моніторингу параметрів тригенераційної установки показано, що реалізація запропонованого способу дозволяє підтримувати температуру повітря на вході ГПД на рівні $15 \dots 17 \text{ }^\circ\text{C}$ опівдні та звести до мінімуму експлуатацію двигунів на часткових навантаженнях, завдяки чому скоротити питомі витрати палива.

ЛІТЕРАТУРА

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations [Text]. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.
2. **Elsenbruch, T.** Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.

A.N. Radchenko, A.V. Grich

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, pr. Geroev Stalingrada 9, Nikolaev, 54025

THE COOLING OF TRIGENERATION SYSTEM GAS ENGINE ROOM INTAKE AIR

Based on the analysis of the cooling performance of trigeneration system gas engine room intake air the rational way of cooling by supplying a cooled intake air to the inlet of turbochargers and to the alternators and cylinder heads of the cogeneration gas modes and ventilation of the main volume of engine room was developed.

Keywords: *trigeneration system – engine room – reciprocating gas engine – cooling – ventilation.*

REFERENCES

1. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations [Text]. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.

2. **Elsenbruch, T.** Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – București, October 28, 2010. – 73 p.

Отримана в редакції 23.10.2014, прийнята до друку 17.11.2014