

УДК 621.433:621.57  
Р 15

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ

А. М. Радченко, канд. техн. наук, доц.;  
А. В. Грич, асп.

*Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв*

**Анотація.** Проведено аналіз ефективності охолодження припливного повітря машинного відділення когенераційного модуля на базі газових двигунів тепловикористовуючою системою кондиціонування. За результатами аналізу кондиціонування припливного повітря визначено раціональний спосіб охолодження повітря машинного відділення з подачею охолодженого припливного повітря безпосередньо на вхід турбокомпресорів, до електрогенераторів і груп циліндрів когенераційного модуля та вентиляцією основного об'єму машинного відділення.

**Ключові слова:** машинне відділення, газовий двигун, охолодження, вентиляція.

**Аннотация.** Проведен анализ эффективности охлаждения приточного воздуха машинного отделения когенерационного модуля на базе газовых двигателей теплоиспользующей системой кондиционирования. По результатам анализа кондиционирования приточного воздуха определены рациональный способ охлаждения воздуха машинного отделения с подачей охлажденного приточного воздуха непосредственно на вход турбокомпрессоров, к электрогенераторам и группам цилиндров когенерационного модуля и вентиляцией основного объема машинного отделения.

**Ключевые слова:** машинное отделение, газовый двигатель, охлаждение, вентиляция.

**Abstract.** The analysis of the intake air cooling efficiency in the engine room of the cogeneration module based on the gas engines of the bootstrap air conditioning system has been held. The ration way of the engine room air cooling with the cooled intake air supply at the turbo compressors inlet to the electric power generators and the cylinder groups of the cogeneration module and with the ventilation of the whole volume of engine room has been defined according to the results of the analysis of the intake air cooling.

**Keywords:** engine room, gas engine, cooling, ventilation.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Паливна економічність когенераційних установок, у тому числі на базі газових двигунів, залежить від температури наддувного повітря і знижується з її зростанням. Тому в теплу пору року температура повітря в машинному відділенні (МВ), де знаходиться когенераційний модуль, має бути якомога нижчою. Зазвичай охолодження МВ підтримується вентиляцією або за допомогою повітроохолоджувача (ПО) системи кондиціонування, наприклад у випадку когенераційних модулів газопоршневих двигунів (ГПД) автономних теплоелектростанцій. Охолодження повітря МВ потребує значних енергетичних затрат (у зв'язку з його об'ємом та насиченням джерелами тепла), і при суттєвому зростанні потреби в холоді в літній період (наприклад, на технологічні потреби) це може призвести до його дефіциту.

### АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Останнім часом як приводні двигуни для генераторів автономних теплоелектростанцій все частіше застосовуються ГПД, що випускаються у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками, які дозволяють отримати гарячу воду або водяний пар,

використовуючи для цього теплоту випускних газів, газоповітряної суміші (ГПС), води, яка охолоджує сорочку двигуна і мастило [1, 2]. У теплу пору року в результаті тепловиділення від ГПД, електрогенераторів і теплообмінників та теплоприпливів у МВ через стіни, стелю та вікна традиційна система теплологічної обробки припливного повітря за допомогою центральних систем кондиціонування і подальшого його змішування з нагрітим повітрям МВ не забезпечує необхідну оптимальну температуру повітря на вході до нагнітальних турбокомпресорів (ТК) наддувного повітря ГПД. Таким чином, це призводить до збільшення роботи стискання ТК і погіршення його продуктивності внаслідок зменшення густини всмоктуваного повітря. До того ж при підвищених температурах зовнішнього повітря система оборотного охолодження не може забезпечити стабільний тепловідвід від наддувної ГПС в атмосферу за допомогою градирні сухого типу з підтримкою температури газоповітряної суміші перед впускним ресивером ГПД на безпечному рівні 40...45 °С. Для того щоб не допустити нагріву ГПС вище безпечно допустимого рівня, система автоматичного регулювання (САР) скорочує подачу газу і переводить ГПД у режими часткового навантаження. Як наслідок, це супроводжується підвищенням питомої витрати палива  $b_e$ .

**МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ** – обґрунтування доцільності використання раціонального способу кондиціонування та вентиляції повітря машинного відділення когенераційного модуля.

**ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ**

Аналіз ефективності охолодження повітря машинного відділення та обґрунтування раціонального способу кондиціонування і вентиляції повітря подано на прикладі МВ когенераційних газопоршневих двигунів автономної теплоелектростанції заводу ТОВ «Сандора»–«Pepsico Ukraine» (с-ще Південне, Миколаївська обл.). Проектування і монтаж тригенераційного модуля та обладнання виконано ПНВП «СІНАПС»–«GE Energy» (м. Київ) і ТОВ «Хладотехника» (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 кондиціонери СІС Jap HREBES H63 холодопродуктивністю 350 кВт і витратою повітря 60000 м³/год кожен. Відведення теплоти від охолоджуючої води системи оборотного охолодження газоповітряної суміші та АБХМ здійснюється за допомогою градирень Evarco AT 28-528 сумарною потужністю 2400 кВт.

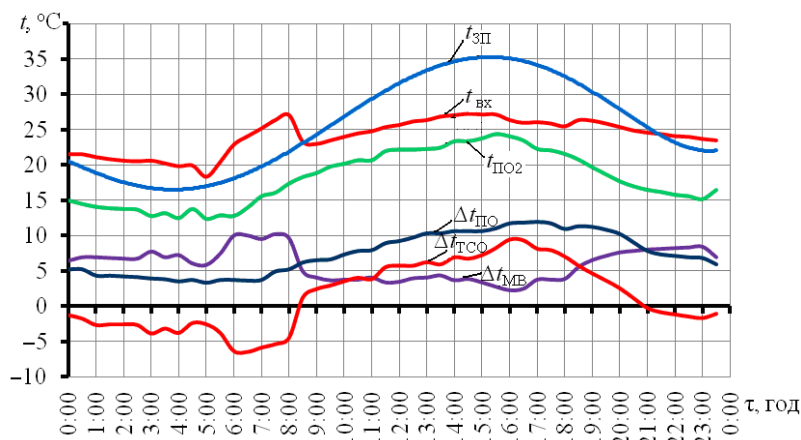
Для трансформації тепла в холод АБХМ використовує теплоту, відведену від вихідних газів ГПД в утилізаційному водогрійному котлі, від газоповітряної суміші у когенераційному високотемпературному ступені охолоджувачами наддувної ГПС та від сорочки двигуна і мастила в пластинчастих теплообмінниках (ТО). Таким чином, продуктом теплотрансформації в АБХМ є охолоджена вода з температурою

7...10 °С. Охолоджена вода використовується як холодоносії для технологічного процесу і ПО центральних кондиціонерів СІС J.H. H63, звідки охолоджене та осушене повітря подається в МВ когенераційних ГПД, звідки, відповідно, потрапляє на всмоктування в ТК двигунів.

Виконаний аналіз автоматизованого моніторингу параметрів роботи даної 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.

Унаслідок значних тепловиділень від працюючих ГПД, теплоприпливів через огорожі приміщення в МВ температура повітря в ньому в літні місяці досягає 30 °С, що всього на 5 °С нижче, ніж температура зовнішнього повітря (рис. 1). Це незважаючи 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.

Спад температури повітря  $t_{вх}$  на вході ТК ГПД і, відповідно, скорочення нагріву повітря  $\Delta t_{МВ} = t_{вх} - t_{ПО2}$  через тепловиділення ГПД і теплоприпливи МВ при  $\tau = 8^{00}-9^{00}$  на рис. 1 викликаний зменшенням тепловиділень від ГПД у період відключення (рис. 2). Тому і стрибок температури  $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх}$  (при  $\tau = 8^{00}-9^{00}$  на рис. 1) обумовлений тим, що ГПД не працював. У подальшому при підвищених температурах зовнішнього повітря  $t_{зп}$  (рис. 1), у тому числі і на вході в градирню системи оборотного охолодження наддувної ГПС у низькотемпературному рівні його охолоджувача ОНС<sub>НГ</sub>, відведення тепла ГПС у градирні скорочується, що призводить до зростання температури ГПС



**Рис. 1.** Зміна  $t_{зп}$ , на вході ТК ГПД  $t_{вх}$ , на виході з ПО  $t_{ПО2}$ , зниження температур 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

перед впускним ресивером вище допустимого рівня 45...50 °С. Для запобігання появі надмірних термічних навантажень деталей циліндро-поршневої групи, САР зменшує подачу газу, і двигун експлуатується на режимах часткових навантажень, унаслідок чого спа-

дає 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 (рис. 2).

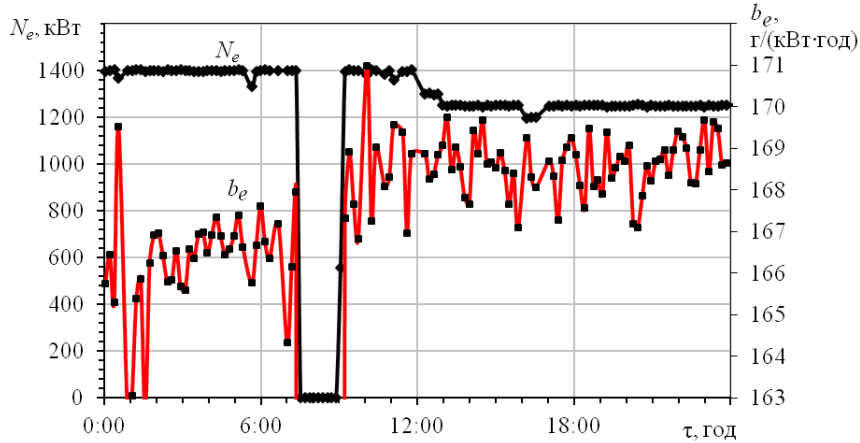


Рис. 2. Зміна електричної потужності  $N_e$  і питомої витрати газу  $b_e$  на ГПД протягом доби

Відповідно, деяке зростання глибини охолодження в ТСО  $\Delta t_{\text{ТСО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вх}}$  (при  $\tau = 15^{00} - 17^{00}$  на рис. 1) пов'язане зі скороченням тепловиділень від ГПД при роботі в режимі часткових навантажень у порівнянні з номінальним:  $N_e = 1200$  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  $\tau = 10^{00} - 12^{00}$  на рис. 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. У таких випадках була б доцільною подача повітря безпосередньо з кондиціонера на вхід у ТК (рис. 3).

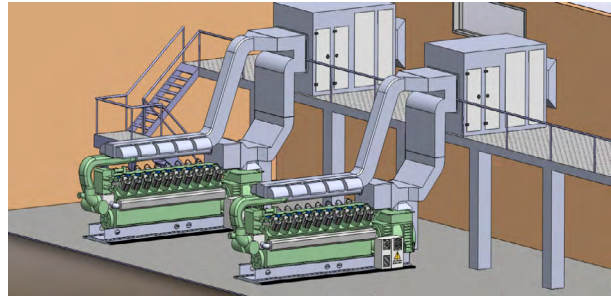
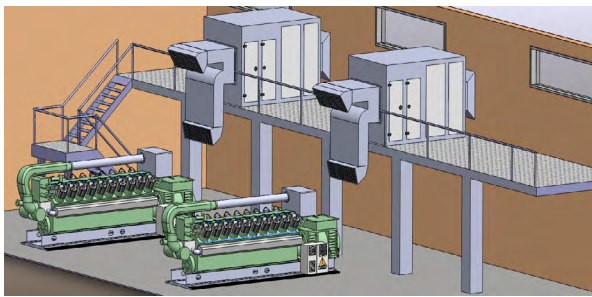


Рис. 3. Спрощена модель машинного відділення (а) з базовим варіантом системи кондиювання МВ (б) з подачею охолодженого повітря на вхід ТК, електрогенератор і до циліндрової групи окремими повітропроводами

Варто зазначити, що і саме зниження температури в ПО 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 м<sup>3</sup>/год. Тому для більш глибокого охолодження зовнішнього повітря в ПО  $\Delta t_{\text{ПО}}$  слід зменшити його витрати.

Ефективність трансформації скидної теплоти ГПД у холод з охолодженням повітря на вході ГПД у ТСО характеризується тепловим коефіцієнтом  $\zeta_{\text{ТСО}} = Q_{\text{отТСО}}/Q_r$ , що є відношенням витрати холоду  $Q_{\text{отТСО}}$  на

зниження температури повітря на вході ГПД на величину  $\Delta t_{\text{вх}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{вх}}$  до витрат теплоти  $Q_r$ , яка відводиться від ГПД до АБХМ. Тепловий коефіцієнт ТСО розраховують за витратами теплоти  $Q_r$  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  $Q_{\text{МВ}} = G_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{ПО2}})$ . Унаслідок втрат холодопродуктивності  $Q_{\text{МВ}} = G_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{ПО2}})$  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:  $Q_{отСО} = Q_{опо} - Q_{мв}$ . З урахуванням зазначених втрат холодопродуктивності  $Q_{мв}$  через теплоприпливи в МВ дійсний тепловий коефіцієнт ТСО  $\zeta_{ТСО} = Q_{отСО}/Q_{г}$  також менший від теплового коефіцієнта АБХМ:  $\zeta_{АБХМ} = Q_{опо}/Q_{г}$ . Для температур гарячого теплоносія  $t_{г} = 90^{\circ}\text{C}$ , який надходить від ГПД в АБХМ, і холодоносія  $t_{х} = 7^{\circ}\text{C}$ , який поступає від АБХМ в ПО кондиціонера, тепловий коефіцієнт АБХМ  $\zeta_{АБХМ} = 0,7$ . Виходячи з  $\zeta_{АБХМ}$ , знаходимо затрати теплоти  $Q_{г}$  на виробництво в АБХМ тої холодопродуктивності  $Q_{опо}$ , що використовується в ПО кондиціонера на охолодження припливного повітря витратою на один ГПД  $G_{п1} = 2 \text{ кг/с}$  на величину  $\Delta t_{по} = t_{зп} - t_{по2}$ .

Зміну холодопродуктивності ПО кондиціонера  $Q_{опо}$ , затрат теплоти  $Q_{г}$  на її виробництво АБХМ, дійсної холодопродуктивності ТСО при подачі охолодженого повітря в МВ  $Q_{отСО} = Q_{опо} - Q_{мв}$  з урахуванням втрат холоду  $Q_{мв}$  на покриття теплоприпливів до потоку циклового повітря ГПД витратою  $G_{п1} = 2 \text{ кг/с}$  і дійсного теплового коефіцієнта ТСО  $\zeta_{ТСО} = Q_{отСО}/Q_{г}$ , а також температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$  на вході ПО, повітря на виході ПО  $t_{по2}$  і на вході ТК ГПД  $t_{вх}$ , нагріву потоку циклового повітря ГПД у МВ внаслідок теплоприпливів  $\Delta t_{мв} = t_{вх} - t_{по2}$  протягом доби (28 липня 2011, с-ще Південне Миколаївської обл.) наведено на рис. 4.

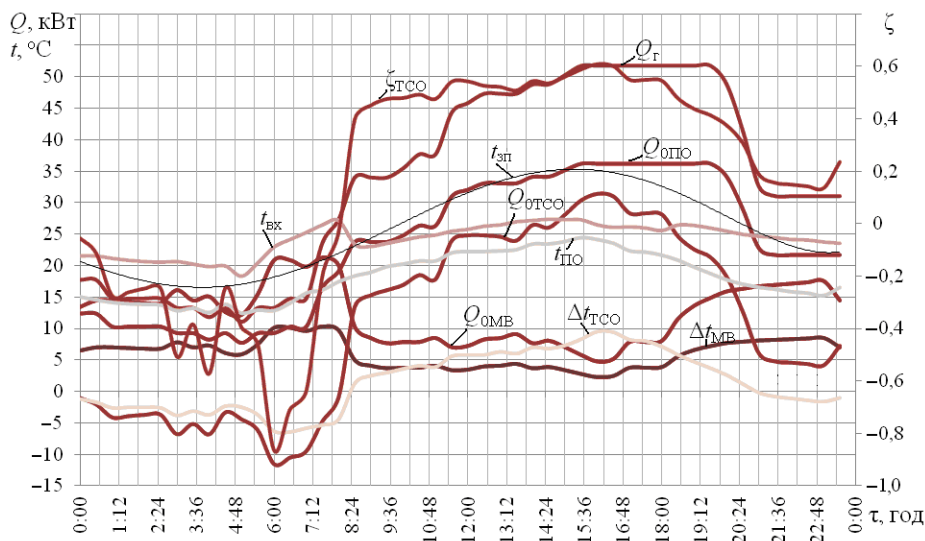


Рис. 4. Зміна холодопродуктивності ПО впродовж доби

Як видно, в години найвищих температур  $t_{зп}$  ( $\tau = 11^{00} - 18^{00}$ ) тепловий коефіцієнт  $\zeta_{ТСО} = 0,5 \dots 0,6$  проти  $\zeta_{АБХМ} = 0,7$ , тобто на 15...30% менший від потенційно можливого. При цьому ГПД працює в частковому навантаженні:  $N_e = 1200 \text{ кВт}$  проти 1400 кВт (див. рис. 2) – і зі зниженим тепловиділенням.

Зменшеними теплоприпливами в МВ до припливного охолодженого повітря при непрацюючому ГПД ( $\tau = 7^{00} - 8^{30}$  на рис. 2) пояснюється й уявний стрибок теплового коефіцієнта  $\zeta_{ТСО}$ . При цьому від'ємні значення  $\zeta_{ТСО}$  з'являються при від'ємній різниці температур  $\Delta t_{ТСО} = t_{зп} - t_{вх}$ , тобто коли  $t_{вх} > t_{зп}$  (див. рис. 1 і 4) внаслідок теплоприпливів до припливного неохолодженого повітря при відключенні подачі холодоносія у ПО кондиціонера від АБХМ.

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

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

Знизити температуру повітря  $t_{вх}$  на вході ТК ГПД можливо, якщо подавати повітря в ТК окремим повітропроводом (див. рис. 3, б), а для більш глибокого охолодження повітря в ПО – зменшити його витрату. Результати параметрів ПО показали, що при зменшеній витраті повітря до  $G_{п1} = 35000 \text{ м}^3/\text{год}$  можна досягти найбільшої глибини охолодження повітря в даному ПО  $\Delta t_{по} = t_{зп} - t_{по2} = 15 \dots 17^{\circ}\text{C}$  (проти  $10 \dots 12^{\circ}\text{C}$  при  $G_{п1} = 60000 \text{ м}^3/\text{год}$  на рис. 1) зі зниженням температури повітря на виході з ПО до  $t_{по2} = 18^{\circ}\text{C}$  (проти  $25^{\circ}\text{C}$ ) при максимальній зовнішній температурі  $t_{зп} = 35^{\circ}\text{C}$  (рис. 5).

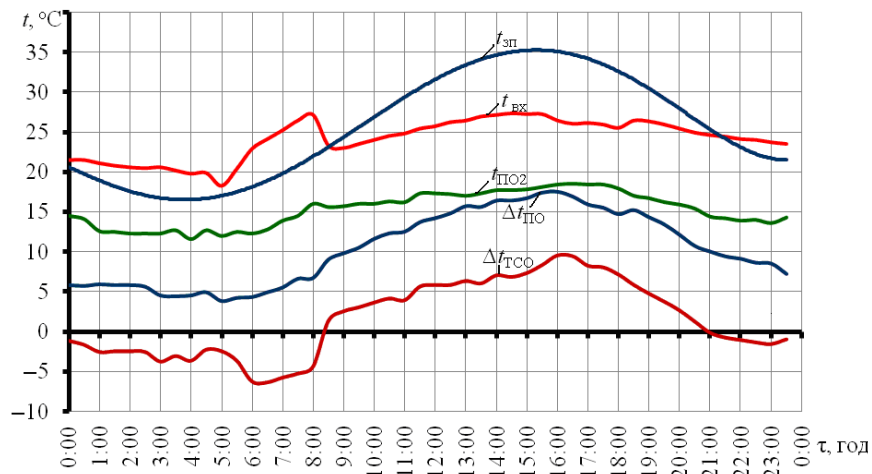


Рис. 5. Зміна температури зовнішнього повітря  $t_{зп}$ , на вході ТК ГПД  $t_{вх}$ , на виході з ПО  $t_{по2}$ , а також зниження температур в ПО  $\Delta t_{по} = t_{зп} - t_{по2}$  і в ТСО  $\Delta t_{тсо} = t_{зп} - t_{вх}$  протягом доби при витраті повітря 35000 м<sup>3</sup>/год

Зменшення напору вентилятора при скороченні його продуктивності  $G_n$  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  $G_n = 60000$  м<sup>3</sup>/год і, отже, при більшому напорі вентилятора. Тому раціональним рішенням є подача охолодженого повітря в ТК повітропроводом, що забезпечує більш глибоке охолодження повітря в ПО і ТСО  $\Delta t_{тсо} = \Delta t_{по} = t_{зп} - t_{по2} = 15 \dots 17$  °C на рис. 5 (проти  $\Delta t_{тсо} = t_{зп} - t_{вх} = 5 \dots 7$  °C при  $G_n = 60000$  м<sup>3</sup>/год на рис. 1) зі зниженням температури повітря на виході з ПО (на вході ТК) до  $t_{зп} = t_{по2} = 15 \dots 18$  °C (проти  $t_{вх} = 25 \dots 27$  °C) при подачі охолодженого в ПО повітря витратою  $G_n = 60000$  м<sup>3</sup>/год у МВ, а вже з нього на вхід ТК ГПД (див. рис. 5).

Таким чином, подача повітря, охолодженого в ПО до більш низької температури, окремим повітропроводом у ТК дозволяє підтримувати на вході ТК стабільно низькі температури  $t_{вх} = t_{по2} = 15 \dots 18$  °C (проти 25...27 °C в базовому варіанті), забезпечуючи

тим самим експлуатацію ГПД на номінальному навантаженні зі зниженням питомої витрати газу  $b_e$  на 3...4 г/(кВт·год) в порівнянні з роботою при часткових навантаженнях (див. рис. 2).

### ВИСНОВКИ

Обґрунтовано раціональний спосіб охолодження повітря машинного відділення когенераційних модулів газопоршневих двигунів шляхом підвищення глибини охолодження зовнішнього повітря за рахунок зниження його витрати і подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід турбокомпресорів окремим повітропроводом. На основі результатів моніторингу параметрів тригенераційної установки, що знаходиться в експлуатації, показано, що реалізація запропонованого способу дозволяє підтримувати температуру повітря на вході газопоршневих двигунів на рівні 15...17 °C у найтепліший час і звести до мінімуму експлуатацію двигунів на часткових навантаженнях, забезпечуючи тим самим високу їх паливну ефективність.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [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.

© А. М. Радченко, А. В. Грич

Надійшла до редколегії 25.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК

д-р техн. наук, проф. С. І. Сербін