

УДК 621.56:621.438: 66.065.5

*В.В. Клименко, д.т.н., профессор,
М.В. Босий, викладач
Кіровоградський національний технічний університет
А. В.Смірнов, к.т.н., начальник СКБ,
С.О. Прилипко, інженер
ПАТ "Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе"*

АНАЛІЗ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ В ГАЗОГІДРАТНОМУ ДОТИСКУВАЧІ ПАЛИВНОГО ГАЗУ ДЛЯ ГАЗОТУРБІННОГО ПРИВОДУ

Надано схемні рішення та описано принцип дії газогідратного дотискувача паливного газу (ГДПГ) для газотурбінного приводу (ГТП). Приведено методику визначення енерговитрат при газогідратній компресії паливного газу для ГТП. Проаналізовано енерговитрати в газогідратному і компресорному дотискувачах паливного газу для ГТП з двигуном Д-336.

Ключові слова: *паливний газ, газотурбінний привод, утворення газогідратів, плавлення, теплота гідратоутворення, тиск, температура, зворотній термодинамічний цикл, енерговитрати*

УДК 621.56:621.438: 66.065.5

*В.В. Клименко, д.т.н., профессор,
Н.В. Босый, преподаватель
Кировоградский национальный технический университет
А. В.Смирнов, к.т.н., начальник СКБ,
С.О. Прилипко, инженер
ПАО "Сумское НПО им. М.В. Фрунзе"*

АНАЛИЗ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ В ДОЖИМНОМ УСТРОЙСТВЕ ТОПЛИВНОГО ГАЗА ДЛЯ ГАЗОТУРБИННОГО ПРИВОДА

Предоставлены схемные решения и описан принцип действия газогидратного дожимного устройства топливного газа (ГДПГ) для газотурбинного повода (ГТП). Приведена методика определения энергозатрат при газогидратной компрессии топливного газа для ГТП. Проанализировано энергозатраты в газогидратном и компресорном дожимных устройствах топливного газа для ГТП с двигателем Д-336.

Ключевые слова: *топливный газ, газотурбинный привод, образование и плавление газогидратов, теплота гидратообразования, давление, температура, обратный термодинамический цикл, энергозатраты*

UDC 621.56: 621.438: 66.065.5

*V.V. Klymenko, D.Sc of Engineering, Professor,
M.V. Bosiy, teacher
Kirovograd National Technical University
A.V. Smirnov, candidate of science, Chief of SKB,
S.O. Prilipko, engineer
Sumy Frunze NPO PJSC (Sumy, Ukraine)*

ANALYSIS OF ENERGY CONSUMPTION IN GAS HYDRATE BOOSTER DEVICE FOR FUEL GAS OF THE GAS-TURBINE DRIVE

Circuit decisions are given and the principle of action gas hydrate booster device for fuel gas(GDPG of the gas-turbine drive)(GTP)

. The technique of definition of power inputs is resulted at gas hydrate compressions of fuel gas for GTP. It is analysed power inputs in gas hydrate and compression booster device of fuel gas for GTP with engine D-336.

Key words: *fuel gas, gas-turbine drive , formation and melting gas hydrate , heat gas hydrate, pressure, temperature, a return thermodynamic cycle, power inputs.*

Вступ. Газотурбінний привод (ГТП) поширено застосовують в різних сферах промисловості та енергетики зокрема, в нафтовій та газовій галузях – в складі газоперекачувальних агрегатів. В якості палива в ГТП використовують природний чи супутній нафтовий газ різного складу.

Конструктивно - технологічні рішення розповсюджених ГТП виробництва України та Росії передбачають, що тиск паливного газу на вході в камеру згорання повинен складати 2,5 МПа. Тому у випадках, коли тиск газу нижчий 2,5 МПа, подача паливного газу в газотурбінний привід здійснюється за допомогою дотискної компресорної установки (ДКУ) з поршневыми і/або гвинтовими компресорами [1]. Енергозатрати в ДКУ досить значні і в залежності від тиску газу на вході можуть складати 5÷10% потужності ГТП. При роботі компресорної установки в умовах нафтового родовища виникають додаткові складнощі, якщо запуск ГТП потрібно здійснювати в умовах відсутності або недостатньої потужності енергопостачання електричними мережами.

Альтернативою компресорному дотискуванню паливного газу може стати газогідратна компресія [3-5].

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій.

Енерговитрати в ДКУ можна визначити за методиками, приведеними як в літературі з технічної термодинаміки так і в спеціальній літературі з розрахунку компресорів[1,2].

Розрахунки енерговитрат при здійсненні основних процесів газогідратної термокомпресії: утворення і плавлення гідратів найбільш повно проведено для умов роботи опріснювальних та холодильних установок [4].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.

Визначення енерговитрат є першим важливим кроком для обґрунтування вибору варіанту з конкурентних технологій. Конкурентність газогідратного і компресорного дотискування паливного газу можна визначити на основі порівняльного аналізу енергозатрат при їх здійсненні.

Але методики для визначення енерговитрат в газогідратному дотискувачі паливного газу для ГТП не має.

Мета роботи. Розробити методику для визначення енерговитрат в газогідратному дотискувачі паливного газу для ГТП та виконати порівняльний аналіз газогідратного і компресорного дотискування паливного газу.

Виклад основного матеріалу досліджень.

Схемні рішення газогідратних дотискувачів паливного газу для ГТП

Схемні рішення ГДПГ визначаються умовами забезпечення паливним газом ГТП:

- 1) на період пуску і експлуатації – ГДПГ-1 ;
- 2) тільки на період пуску – ГДПГ-2 (подальше забезпечення паливним газом здійснюється шляхом компресорного стискування).

На рис.1 зображено схемне рішення ГДПГ-1, а на рис. 2 – ГДПГ-2.

Основна відмінність ГДПГ-1 від ГДПГ-2 полягає в тому, що в першому дотискувачі передбачається одночасне здійснення процесів утворення і плавлення газогідратів в різних апаратах, а в другому – ці процеси рознесені в часі, але здійснюються в одному і тому ж апараті. Це визначає різні умови здійснення термодинамічних циклів: в ГДПГ-1 теплоти утворення і плавлення газогідратів регенеруються в циклі

термотрансформатора; в ГДПГ-2 теплота утворення газогідратів відводиться в холодильному циклі, а плавлення – підводиться в теплонасосному циклі.

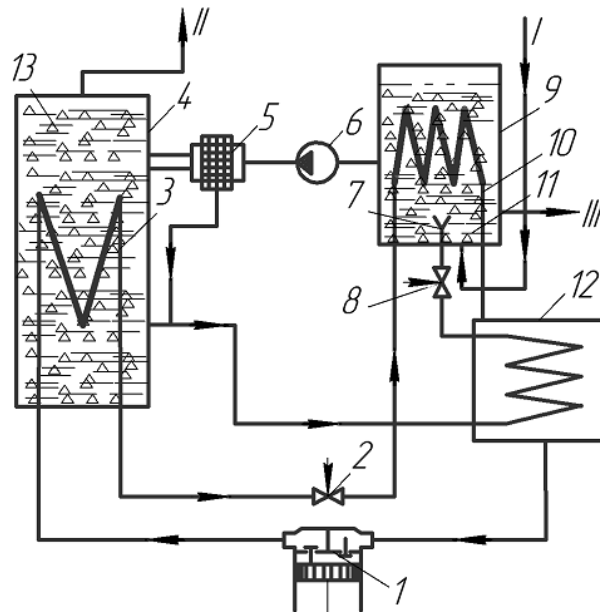


Рисунок 1- Схемне рішення газогідратного дотискувача паливного газу ГДПГ-1: 1 – компресор термотрансформатора; 2,8 – регулюючі вентиля; 3 – конденсатор; 4 – газогідратний плавитель; 5 – сепаратор; 6 – насос; 7 – розпилювач води; 9 – реактор утворення газогідратів; 10 – випарник; 11 – газогідратна суспензія; 12 – теплообмінник; 13 – газогідрати; I – потік газу в реактор утворення газогідратів; II – подача газу високого тиску в ГТП; III – вихід конденсату.

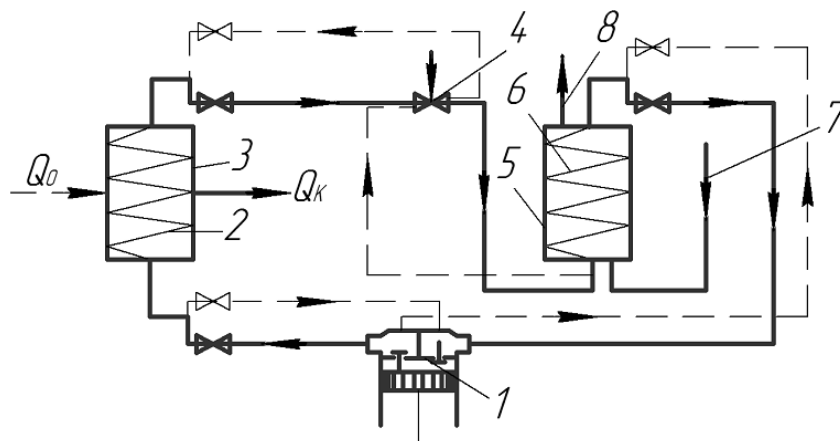


Рисунок 2 – Схемне рішення газогідратного дотискувача паливного газу ГТПГ-2 : стрілками на суцільній лінії комунікацій позначено напрям руху холодильного агенту в режимі утворення і зберігання газогідратів, а на пунктирній лінії – в режимі плавлення газогідратів; 1 – компресор; 2 – конденсатор при утворенні гідратів і випарник при їх плавленні; 3 – ресивер; 4 – регулюючий ventиль; 5 – реактор в режимі утворення газогідратів і плавитель в режимі їх плавлення; 6 – випарник при утворенні гідратів і конденсатор в режимі їх плавлення; 7 – подача газу; 8 – відведення стиснутого газу в ГТП.

Слід відмітити, що рівноважна температура гідратування природного газу при тисках $< 0,6$ МПа менше 0°C , і при ній вода буде замерзати. Відомо, що кінетика гідратування в системі «газ + лід» характеризується дуже малими значеннями швидкості процесу [3]. Тому при тисках $< 0,6$ МПа доцільно використовувати для гідратування не воду, а водний розчин, наприклад метанолу чи етанолу, температура замерзання якого нижче 0°C . Це дозволить підтримувати рушійну силу гідратування $\Delta t = 2 \dots 3^{\circ}\text{C}$, що забезпечить прийнятну швидкість процесу [2,4,7,8].

Для зручності визначення необхідної концентрації етанолу нами на основі $P - T$ діаграми для системи " $\text{CO}_{2,z} - \text{H}_2\text{O}_p - \text{C}_2\text{H}_5\text{OH} - \text{MCO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$ " [4] побудовано $P - T$ діаграму для системи "природний газ – $\text{H}_2\text{O}_p - \text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ – гідрат природного газу" (рис.3)

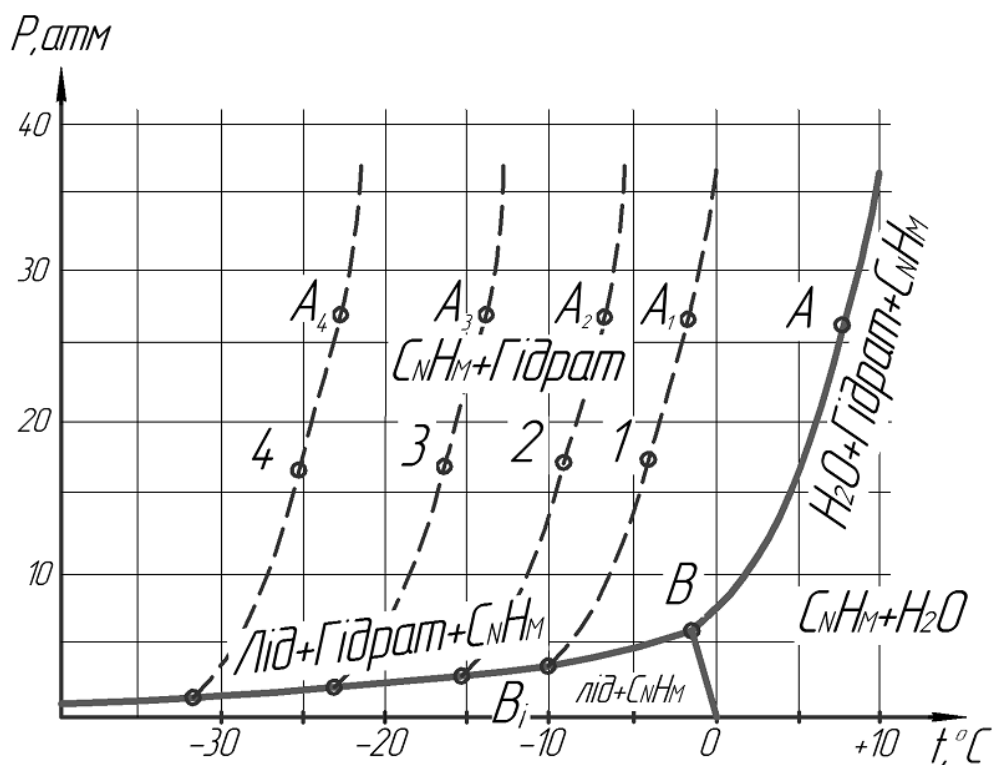


Рисунок 3–Залежність рівноважного тиску від температури в системі "природний газ– $\text{H}_2\text{O}_p - \text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ –гідрат природного газу": $A_i B_i$ –криві трифазної рівноваги; т.1,2,3,4 – відповідають масовій концентрації етанолу $C = 10\%; 20\%; 30\%; 40\%$.

Розглянемо принцип дії ГДПГ-1 (рис.1), наприклад, при тиску паливного газу $p = 0,5$ МПа і температурі $t = 25^{\circ}\text{C}$ Потік газу I при таких параметрах поступає до реактора газогідратів 9, де при контакті з охолодженим водним розчином утворюються газогідрати при тиску $p = 0,6$ МПа і температурі $t = -5^{\circ}\text{C}$. Теплота гідратоутворення сприймається холодильним агентом, який кипить у випарнику термотрансформатора 10, розміщеному в реакторі 9. Вуглеводневий конденсат, що утворюється негідратоутворюючими компонентами паливного газу при його охолодженні, виводиться з реактора 9 (потік III на рис. 3).

Водогазгідратна суспензія-11 подається насосом 6 в сепаратор 5, де гідрати відділяються від водного розчину і поступають в газогідратний плавитель 4. При підводі теплоти від конденсатора термотрансформатора 3, розміщеному в плавителі 4, газогідрати плавляться при тиску $p = 2,6$ МПа і температурі $t = 10^{\circ}\text{C}$ з утворенням газу та води. Газ при тиску $p = 2,6$ МПа і температурі $t = 10^{\circ}\text{C}$ подається в камеру згорання ГТП.

Водний розчин після сепарації і з плавителя газогідратів 4 охолоджується в теплообміннику 12 до температури $t = 3 - 2^{\circ}\text{C}$ і надходить в реактор 9 через регулюючий вентиль 8 і розпилювач 7.

ГДПГ -2 (рис.2) в режимі утворення і зберігання газогідратів, наприклад, при початковому тиску паливного газу $p = 0,5$ МПа і температурі $t = 25^{\circ}\text{C}$, працює наступним чином. Потік газу 7 при таких параметрах поступає до реактора газогідратів 5, де при контакті з охолодженим водним розчином утворюються газогідрати при тиску $p = 0,5$ МПа і температурі $t = -5^{\circ}\text{C}$. Теплота гідратоутворення сприймається холодильним агентом, який кипить у випарнику 6, розміщеному в реакторі 5. Вуглеводневий конденсат, що утворюється негідратоутворюючими компонентами паливного газу при його охолодженні, виводиться з реактора 5 (на рис 2 не показано). Пари холодильного агенту відсмоктуються компресором 1, стискаються і направляються в конденсатор 2, в якому

конденсуються з відводом теплоти Q_k до зовнішнього середовища. Рідкий агент через регулюючий вентиль 4 знову поступає у випарник 6.

В режимі плавлення гідратів з виділенням газу при тиску $p = 2,6$ МПа і температурі $t = 10^0\text{C}$ теплота підводиться від агента, пари якого конденсуються в апараті 6, що тепер виконує функцію конденсатора. Сконденсований агент через регулюючий вентиль 4 знову поступає в апарат 2, що тепер виконує функцію випарника, випаровується внаслідок підведення теплоти від зовнішнього середовища Q_0 , а утворені пари відсмоктуються компресором 1, стискаються і направляються в конденсатор 6.

Термодинамічні цикли холодильного агента, що здійснюються в ГДПГ

Конфігурація термодинамічних циклів холодильного агента в ГДПГ-1 і ГДПГ-2 відповідає одноступінчатому зворотньому циклу, загальний вигляд якого на $T-S$ діаграмі наведено на рис.4. Зображення газогідратних процесів в ГДПГ на $T-P$ діаграмі приведено в роботі [6].

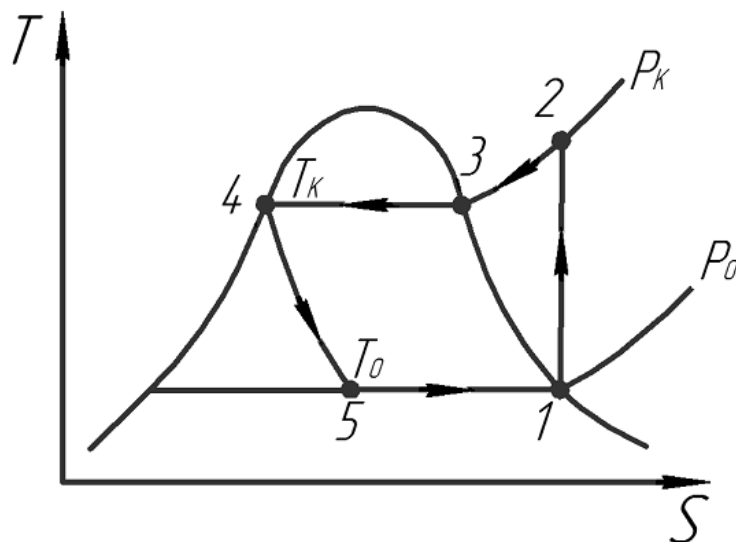


Рисунок 4 – Загальний вигляд термодинамічних циклів холодильного агента, що здійснюються в ГДПГ: 1-2- стискування; 2-3-4- охолодження і конденсація; 4-5- дроселювання; 5-1- кипіння.

Вибір величин T_0 (P_0) для термодинамічного циклу холодильного агента в ГДПГ-1 визначається рівноважними температурами і тисками для початкових параметрів паливного газу, а T_k (P_k) – температурою і тиском плавлення, що забезпечують отримання стиснутого паливного газу.

Вибір величини $T_0 (P_0)$ для ГДПГ-2 в режимі утворення газогідратів визначається рівноважними температурами і тисками для початкових параметрів паливного газу, а $T_k (P_k)$ – температурою навколишнього середовища. В режимі плавлення $T_0 (P_0)$ визначається температурою навколишнього середовища, а $T_k (P_k)$ — температурою і тиском плавлення, що забезпечують отримання стиснутого паливного газу.

Методика визначення енерговитрат в газогідратному дотискувачі паливного газу для ГТП

Основні енерговитрати в ГДПГ- 1 складаються з витрат на роботу компресора у зворотньому циклі і на роботу насоса водогазгідратної суспензії, а в ГДПГ-2 — з суми витрат на роботу компресора у холодильному циклі при утворенні гідратів і в теплонасосному циклі — при плавленні гідратів.

Питома робота компресора (числові значення приведені для випадку застосування в якості холодильного агенту пропану):

$$l_{\hat{e}} = \frac{\hat{e}}{\hat{e} - 1} RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\hat{e}-1}{\hat{e}}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{\hat{e}}}, \quad (1)$$

де $k = 1,13$ – показник адіабати для пропану;

$$R(C_3H_8) = \frac{R_{\mu}}{\mu(C_3H_8)} = \frac{8314}{44} = 188,95 \text{ Дж/кг} - \text{газова стала пропану};$$

$\mu(C_3H_8) = 44$ кг/кмоль – молекулярна маса пропану;

$T_1 = T_0$, К – температура кипіння пропану ;

$P_1 = P_0$, МПа – тиск кипіння пропану;

$P_2 = P_k$, МПа – тиск конденсації пари пропану;

$\eta_k = 0,85$ – ефективний ККД компресора.

Потужність компресора:

$$N_{\hat{e}} = l_{\hat{e}} \cdot G_{aa}(C_3H_8), \quad (2)$$

де l_k – питома робота компресора, кВт;

$G_{\text{ад}}(\text{C}_3\text{H}_8)$ – витрата робочого холодоагенту пропану, кг/с

Витрата робочого агента (пропану):

$$G_{\text{ар}}(\text{C}_3\text{H}_8) = \frac{Q_{\text{г}}}{\Delta h(\text{C}_3\text{H}_8)}, \quad (3)$$

де $Q_{\text{г}}$ – кількість теплоти, яка відводиться в процесі гідратуутворення, кДж/с;

$G_{\text{м}}$ – витрати гідратуутворюючого агента (паливного газу), кг/с;

$\Delta h_{\text{а}}$ – теплота гідратуутворення паливного газу, кДж/кг(ар);

$\Delta h(\text{C}_3\text{H}_8) = h_1 - h_5$, кДж/кг – різниця ентальпій холодильного агента пропану в точках 1 і 5, $h_5 = h_4$ (рис.4).

Витрата (масова) паливного газу – гідратуутворюючого агента

$$G_{\text{м}} = V_{\mu} \cdot \rho_{\text{м}}, \quad \text{кг/с} \quad (4)$$

де V_{μ} і $\rho_{\text{м}}$ – об'ємна витрата і густина паливного газу.

Визначення енерговитрат на роботу насоса водогазгідратної суспензії

Питома маса гідрату паливного газу (приймається як метану (CH_4))

$$q_{\text{д}} = 1 + \frac{18 \cdot n}{\mu_{\text{CH}_4}}, \quad \text{кг(гідр.)}/\text{кг(ар)} \quad (5)$$

де $\mu_{\text{CH}_4} = 16,04$, кг/кмоль – молекулярна маса метану;

$n = 6,3 \text{H}_2\text{O}/\text{кмольCH}_4$ – склад газогідратів CH_4 ;

Питома витрата водогідратної суспензії:

$$q_{\text{аг}} = q_{\text{д}} + q_{\text{в}}, \quad \text{кг(вс)}/\text{кг(ар)} \quad (6)$$

Витрати води:

$$G_{\text{в}} = q_{\text{в}} \cdot G_{\text{а}}, \quad \text{кг(в)}/\text{с} \quad (7)$$

Витрата газогідратів:

$$G_{\text{г}} = q_{\text{г}} \cdot G_{\text{м}}, \quad \text{кг(гідр)}/\text{с} \quad (8)$$

Витрата водогідратної суспензії:

$$G_{\text{BC}} = G_{\Gamma} + G_{\text{B}}, \text{ кг (BC)/c} \quad (9)$$

Питома робота насоса:

$$l_i = \frac{q_{\hat{a}\hat{n}} \cdot \Delta \check{\theta}}{\rho_{\hat{a}\hat{n}} \cdot \eta_i}, \quad (10)$$

де ΔP – напір насоса водогідратної суспензії; ρ_{BC} – густина водогідратної суспензії; η_i – ефективний ККД насоса.

Визначимо густину водогідратної суспензії:

$$\rho_{\hat{a}\hat{n}} = \frac{1}{\xi_{\tilde{a}} / \rho_{\tilde{a}} + \frac{1 - \xi_{\tilde{a}}}{\rho_{\hat{a}}}}, \quad (11)$$

де ξ_{Γ} – масова частка газогідратів; $\rho_{\tilde{a}}$, $\rho_{\hat{a}}$ – густина газогідратів метану і води, кг/м^3

Потужність насоса:

$$N_{\text{H}} = G_{\Gamma} \cdot l_{\text{H}}, \text{ кВт} \quad (12)$$

Продуктивність насоса

$$V_i = G_{\hat{a}\hat{n}} \cdot G_i / \rho_{\hat{a}\hat{n}}, \text{ м}^3/\text{c} \quad (13)$$

*Аналіз енерговитрат на газогідратне та компресорне дотискування
паливного газу*

Аналіз енерговитрат проводився для ГТП на основі двигуна Д-336.

Вихідні дані для розрахунків:

Витрати паливного газу – $2500 \text{ м}^3/\text{год}$;

Склад паливного газу: CH_4 – 94,12%; C_2H_6 – 2,92%; C_3H_8 – 0,92%;
 C_4H_{10} – 0,42%; C_5H_{12} – 0,11%; C_{6+} – 0,14%; CO_2 – 1,22%; N_2 – 0,15%.

Тиск паливного газу на вході в камеру згорання $P_{2\text{м}}$ – 25 бар

Холодильний агент – пропан (C_3H_8)

Ефективний ККД пропанового компресора і дотискного компресора паливного газу – 0,85

Питома теплота гідратоутворення метану – 3785 кДж/кг CH_4 [3]

Питома теплоємність гідрату метана – 2,5 кДж/кг·К [3]

Напір насоса водогазгідратної суспензії – 20 бар

Ефективний *ККД* насоса – 0,8

Термін пускового періоду двигуна – 20 хв.

Енерговитрати в ГДПГ визначалися за вищевикладеною методикою, а дотискного компресора паливного газу за відомою методикою, в наступних межах параметрів:

Початковий тиск паливного газу $P_{1м}$ – 1 ÷ 7 бар

Початкова температура паливного газу $T_{1м}$ – 253 ÷ 293 К

Термін роботи ГДПГ-2 в режимі утворення газогідратів – 1 ÷ 12 год.

На рис.5- 7 наведено результати розрахунків енерговитрат.

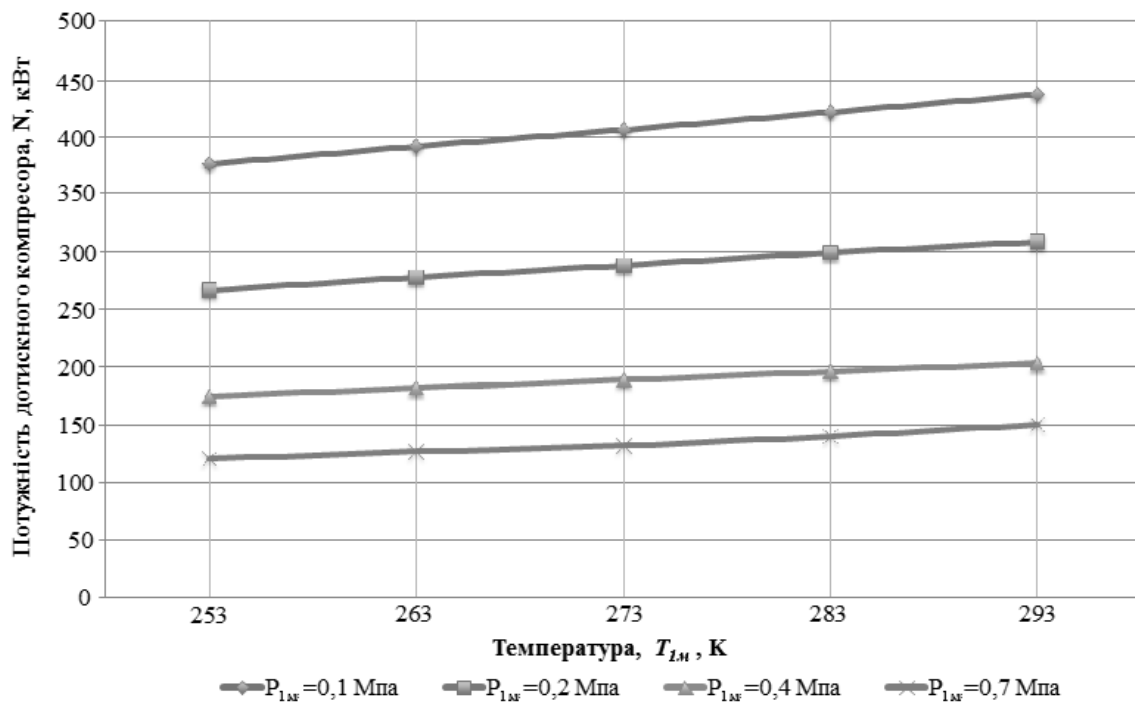


Рисунок 5- Залежність потужності компресорного дотискувача від початкової температури паливного газу.

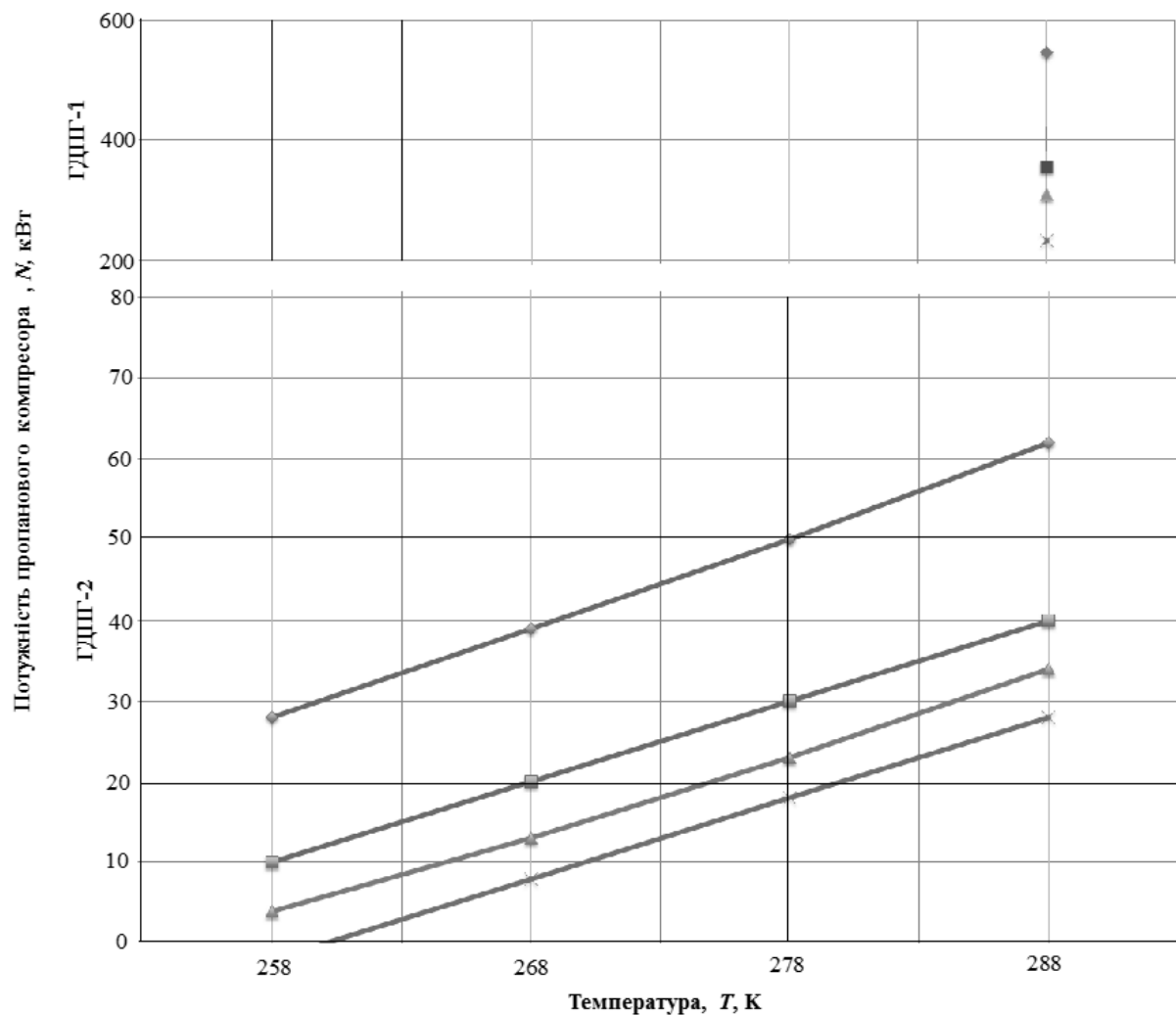


Рисунок 6 – Залежність потужності пропанового компресора ГДПГ-2 від початкової температури паливного газу(при умові $T_k(P_k) = T_{l,m} + 5^0C$ та при витраті паливного газу в процесі гідратоутворення $140 \text{ м}^3/\text{год}$)

Примітка: у верхній частині рисунка показано значення потужності енерговитрат в ГДПГ-1 при відповідних P_0 і дотискуванні паливного газу в кількості $2500 \text{ м}^3/\text{год}$.

З рис. 5-7 видно, що для всіх аналізованих типів дотискувачів найбільше на енерговитрати впливає величина початкового тиску паливного газу $P_{l,m}$. Для ГДПГ-1 ГДПГ-2 цей вплив проявляється через зміну температури гідратоутворення T_{20} , від якої в свою чергу залежить $T_0(P_0)$ для термодинамічного циклу холодильного агенту: чим нижче T_{20} , тим більші енерговитрати в цьому циклі (рис. 6,7). Зміна початкової температура паливного газу $T_{l,m}$ позначається в меншій мірі на енерговитратах компресорного дотискувача і ГДПГ-1, а в більшій – на ГДПГ-2 (рис.5,6).

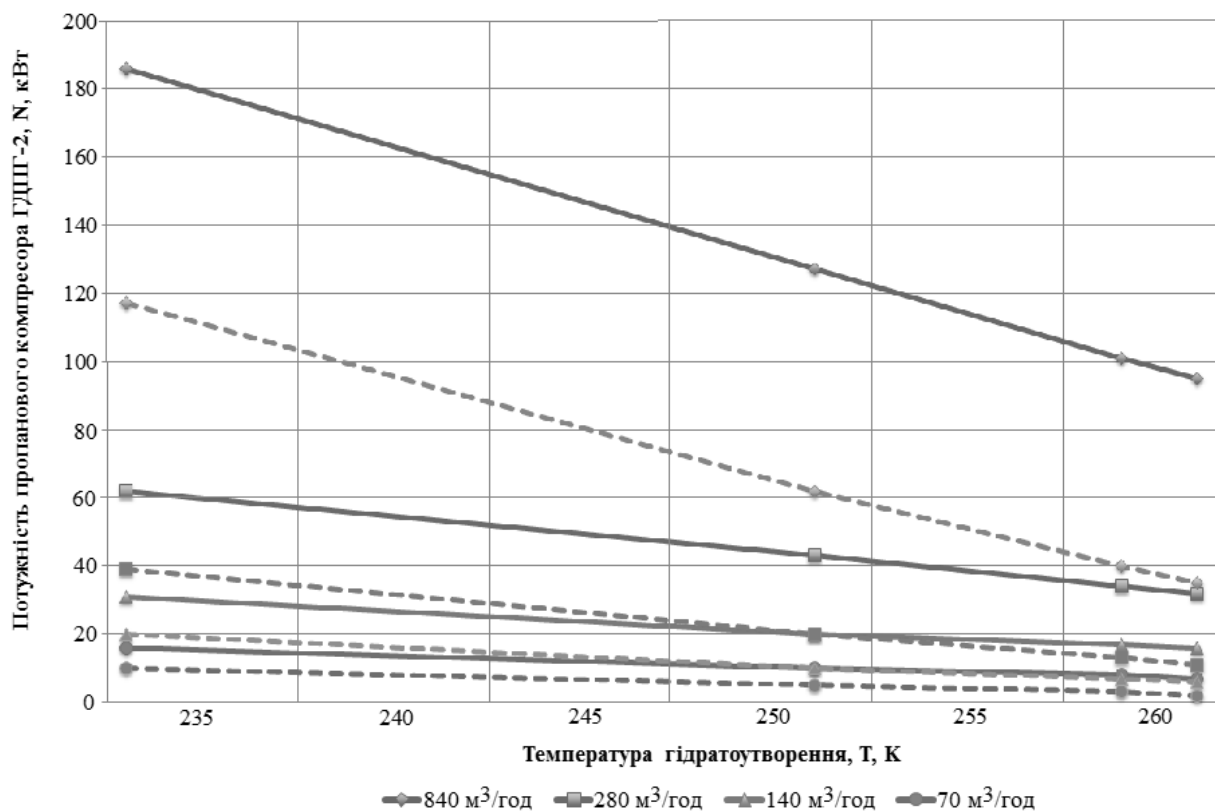


Рисунок 7- Залежність потужності пропанового компресора ГДПГ-2 від температури гідратуутворення :

суцільні лінії для $T_k(P_k) = 298\text{ K}$, пунктирні- для $T_k(P_k) = 278\text{ K}$

Суттєвий вплив T_{lm} на енерговитрати ГДПГ-2 проявляється через температуру конденсації $T_k(P_k)$ холодильного агенту (приймалося, що вона дорівнює $T_{lm} + 5^0\text{C}$) (рис.4), підвищення якої приводить до збільшення енерговитрат в холодильному циклі і, відповідно, в ГДПГ-2 (рис.7).

Енерговитрати в ГДПГ-2 визначаються потребою в утворенні газогідратів для забезпечення паливним газом ГТП тільки в кількості, необхідній на період його пуску $G_{п.м.}$ і вона буде складати 1/3 від годинної потреби Д-336 при повному забезпеченні $G_{.м.}$. Споживана потужність ГДПГ-2 зменшуються прямо пропорційно збільшенню часу роботи дотискувача в режимі утворення газогідратів (рис.7).

В цілому при зіставних умовах для розглянутих значень початкового тиску паливного газу $7\text{бар} \geq P_{lm} \geq 1\text{ бар}$ і стиснутого газу $P_{2m} = 25\text{ бар}$ енерговитрати в ГДПГ-1 при газогідратному стискуванні більші, ніж при компресорному дотискувачі (рис.6). Але споживана потужність в ГДПГ-2,

який продукує стиснутий паливний газ тільки на період пуску ГТП, майже на порядок менша, ніж в компресорному дотискувачі(рис.6,7).

Окрім того, коли початкова $T_{I,m}$ буде нижче рівноважної температури гідратуутворення при початковому тиску паливного газу $P_{I,m}$ (для цих випадків стан на $T-P$ діаграмі (рис.3) зображається зліва від відповідних кривих ліній рівноваги A_iB_i трифазної системи "природний газ– H_2O_p – C_2H_5OH –гідрат природного газу") теплоту гідратуутворення можна відводити в навколишнє середовище без здійснення зворотнього термодинамічного циклу. В цьому разі і в ГДПГ-1 потужність енерговитрат на стискування паливного газу будуть меншою, ніж в компресорному дотискувачі.

Висновки. Розроблено методику визначення енерговитрат газогідратних дотискувачів паливного газу для умов пуску та пуску і експлуатації ГТП в складі турбокомпресорних агрегатів нафтової промисловості. Розраховано енерговитрати в компресорному та газогідратних дотискувачах паливного газу на прикладі ГТП з двигуном Д-336. Виконано аналіз енерговитрат на дотискування паливного газу в межах важливих для практики значень змін його початкових параметрів: тиску від 1бар до 7 бар, температури – від $-20^{\circ}C$ до $+20^{\circ}C$. Показано, що енерговитрати на дотискування паливного газу для умови пуску та експлуатації ГТП можуть бути тільки при певному значенні початкових температур і тисків паливного газу меншими в газогідратному дотискувачі, ніж в компресорному. Разом з тим, для умови забезпечення стиснутим паливним газом ГТП лише на період пуску, потужність енерговитрат в газогідратному дотискувачі може бути майже на порядок менше, ніж в компресорному дотискувачі, внаслідок можливого рознесення в часі процесів утворення і плавлення газогідратів. В подальших дослідженнях доцільно виконати порівняльний аналіз ефективності використання газогідратного і компресорного дотискувачів при умові застосування для другого газопоршневого приводу.

Література

1. Костюк А. Г. Шерстюк А. И. Газотурбинные установки / Костюк А.Г., Шерстюк А.И. – М. : Высшая школа, 1979. – 254с.
2. Рахмилевич З. З. Компрессорные установки / Рахмилевич З.З. – М.: Химия, 1989. – 272с.
3. Макогон Ю. Ф. Гидраты природных газов / Макогон Ю.Ф. – М.: Недра, 1974. – 208 с.
4. Клименко В.В. Науково-технічні основи газогідратної технології (термодинаміка та кінетика процесів, схемні рішення): автореф. дис. докт. техн. наук: 05.14.06 / Клименко В.В. – К., 2012 – 40 с.
5. Онищенко В. О. Застосування газогідратних технологій в нафтогазовій промисловості / В. О. Онищенко, В. В. Клименко // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – № 4(41). – С. 5-8.
6. Клименко В. В., Босий М. В., Парафійник В. П., Прилипко С. О. Газотурбінний привід з газогідратним дотискувачем паливного газу / Клименко В.В., Босий М.В., Парафійник В.П., Прилипко С.О. // Холодильна техніка та технологія. – 2014. - №4(150). – С. 37-40.
7. Vysniauskas A., Bichnoi P.R. A Kinetic Study of Methane Hydrate Formation / Vysniauskas A., Bichnoi P.R. // 1Y Canadian Permalrast Conference. Calgary. – 1981. – p. 299 – 304.
8. Englezos P, Kalogerakis N, Dholabhai P. D. and Bisnhoi P. R. Kinetics of Formations of Methane and Ethane Gas Hydrates / Englezos P, Kalogerakis N, Dholabhai P. D. and Bisnhoi P. R. // Chem..Eng. Sci.- 1987, 42. - p.2647 - 2651.