

Техніка і технології

УДК 691.4.052

ВПЛИВ МЕТЕОРОЛОГІЧНИХ УМОВ НА ПОТУЖНІСТЬ І ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВИГУНІВ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ

В.Я. Грудз, С.В. Бегін

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
e-mail: public@nuing.edu.ua

Розглянуто кліматичні параметри, які істотно впливають на всі процеси робочого циклу газового двигуна при експлуатації газомоторного компресора на підземному сховищі газу. Встановлено вплив атмосферних умов на показники потужності та економічні показники різних модифікацій поршневих ГПА.

Ключові слова: газомотокомпресор, потужність, метеорологічні умови, економічність.

Рассмотрены климатические параметры, которые существенно влияют на все процессы рабочего цикла газового двигателя при эксплуатации газомоторного компрессора на подземном хранилище газа. Установлено влияние атмосферных условий на показатели мощности и экономические показатели различных модификаций поршневых ГПА.

Ключевые слова: газомотокомпресор, мощность, метеорологические условия, экономичность.

Climatic parameters that significantly affect all processes of the working cycle of the gas engine during the gas engine compressor operation at the underground gas storage are discussed. The influence of atmospheric conditions on the power indicators and economic indices of various modifications of reciprocating gas compressor units has been established.

Key words: gas motor compressor, efficiency, meteorological conditions, economy.

Вступ. Україна має розвинену мережу підземних сховищ газу (ПСГ). Проте мережа сховищ у системі газопостачання розосереджена нерівномірно в різних кліматичних зонах. Західноукраїнський комплекс ПСГ є найбільш потужним в Україні, який задовольняє потреби західного регіону країни як з точки зору необхідних об'єктів зберігання газу, так і з точки зору їх продуктивності. Він забезпечує надійність постачання газу не тільки в західному регіоні, а й транзитних поставок експортного газу в країни Західної та Східної Європи [1-4].

Однак в Північному, Центральному, Східному та Південному регіонах існує значний дефіцит потужності підземного зберігання газу, де зосереджений найбільший промисловий потенціал країни, а надійність постачання газу в осінній та зимовий періоди недостатня.

Робота ПСГ, на відміну від газоконденсатних родовищ, відбувається у напруженому, неусталеному знакозмінному режимі, при якому за сезон видобувається до 60 % загальних запасів при циклічній зміні тиску, об'ємів газу, метеорологічних умов навколишнього середовища в широких межах, що значно впливає на потужність, економічність і ресурс газоперека-

чувальних агрегатів (ГПА). Ця невідповідність в експлуатації викликає відхилення дійсних значень роботи ГПА від норм, вказаних в експлуатаційній документації.

У зв'язку з цим актуальним є комплексне дослідження впливу атмосферних умов (параметрів) на показники ГПА при циклічній експлуатації ПСГ, які в Україні не проводились.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є визначення та оцінка в експлуатаційних умовах ПСГ найбільш простих і ефективних способів підвищення потужності і економічності ГПА при зміні метеорологічних умов навколишнього середовища в широких межах.

Об'єктом дослідження є газомоторний компресор (ГМК) типу 10 ГКН та МК 8, в яких двигун та поршневий компресор об'єднано в один агрегат з одним колінчастим валом.

Основний матеріал

Україна характеризується винятковою різноманітністю кліматичних умов, до яких відноситься барометричний тиск, температура на-

Таблиця 1 – Вплив метеорологічних умов на потужність двигуна ГМК

Параметри	Значення параметру							
	710	650	620	-	560	530	485	-
Атмосферний тиск, мм рт. ст.	710	650	620	-	560	530	485	-
Атмосферна температура, °С	-20	-10	0	10	20	30	40	50
Потужність двигуна ГМК, к.с.	1300	1230	-	1100	1050	1000	950	900
Потужність двигуна ГМК, %	95	87	81	-	75	70	64	-

вколишнього повітря, відносна щільність і вологість. Температурне поле повітря безпосередньо біля поверхні землі, де встановлені ГМК, змінюється від -30° С до +40° С.

Розподіл вологості атмосферного повітря біля земної поверхні землі наведені на підставі практичних даних. Вміст води в повітрі на території України в залежності від пори року коливається від 0,25 до 4 % (за масою), що відповідає вологості повітря від 0,004 до 0,064 м³ води на 1 м³ сухого повітря.

Всі перелічені вище кліматичні умови істотно впливають на показники роботи газового двигуна і повинні враховуватися при їх експлуатації. При цьому змінюються: коефіцієнт наповнення циліндра; коефіцієнт продування повітрям; сумарний коефіцієнт наповнення циліндрів; витрата повітря через двигун; параметри процесів стиснення, згорання і розширення; складові паливного балансу; показники ефективної роботи двигуна.

Для визначення впливу підвищеної температури на характеристики двигуна відносна вологість повітря підтримувалася постійною на рівні 35 %. Вплив метеорологічних умов на потужність двотактового двигуна відображено в таблиці 1.

Зі зменшенням температури і підвищенням атмосферного тиску збільшується масове наповнення двигуна. Індикаторна потужність двигуна ГМК визначається за формулою:

$$N_i = \frac{h_u}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{P_0 V h}{RT_0} \eta_v \eta_i n \frac{427}{9000}$$

де N_i – потужність двигуна ГМК, к.с.;

h_u – найнижча теплота згорання паливного природного газу, Дж/кг;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

l_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг паливного газу, кг;

P_0 – тиск навколишнього середовища, Па;

T_0 – температура навколишнього середовища, °С;

Vh – робочий об'єм циліндрів, м³;

R – газова стала, Дж/(кг·К);

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_i – індикаторний ККД;

n – частота обертання колінчастого валу, 1/с.

Зміна зовнішнього тиску при роботі двигуна викличе зміну питомої ваги повітря. З підвищенням барометричного тиску на 10 мм. рт. ст. питома вага повітря зменшується приблизно на 1,3 %. Зі зменшенням питомої ваги повітря знижується ступінь наповнення циліндра свіжим повітрям, тому при постійній швидкості обертання колінчастого вала і збереженні пода-

чі палива суміш в циліндрі збагачується паливом і індикаторний ККД зменшується.

Таким чином, знаючи зміну коефіцієнта наповнення, щільності повітря і індикаторного ККД, можна визначити зміну індикаторної потужності. При збільшенні барометричного тиску на 10 мм рт. ст. індикаторна потужність двигуна зростає приблизно на 1,5 %.

Зміна зовнішньої температури за постійного зовнішнього тиску впливає на щільність повітря та, відповідно на коефіцієнт наповнення.

ГМК в зимових умовах при низьких температурах навколишнього повітря можуть розвивати потужність, що перевищує на 15-20 % значення, потужності у літній період.

Індикаторна потужність й індикаторний ККД газових двигунів при використанні їх в холодних і помірних зонах значно вища, ніж при використанні в теплій і жаркій зонах.

Індикаторна витрата палива в кг/(к.с.·год), визначається за формулою:

$$q_i = \frac{270000 \cdot P_0}{RT(\alpha l_0 + 1)} \cdot \frac{\eta_v}{P_i}$$

де P_i – індикаторний тиск, який обернено пропорційний температурі впуску, газової й постійної і середньому індикаторному тиску, кгс/см².

Розглянемо процес впливу доквілля на перебіг хімічних реакцій горіння природного газу.

Якщо відомим вважати компонентний склад паливного газу, то теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг з густиною ρ' може бути розрахована за формулою:

$$L_0 = \frac{1,293}{21\rho} [0,5(CO) + 0,5(H_2) + 2(CH_4) + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) (C_m H_n) + 1,5(H_2S) - (O_2)],$$

Тут символи в дужках означають об'ємні відсотки кожного компонента в суміші газів.

Густина повітря за відомих величин атмосферного тиску і температури доквілля може бути знайдена з рівняння газового стану

$$\rho = \frac{P_a}{RT_a}$$

Надлишок повітря в камері згорання в порівнянні з його теоретично необхідною кількістю призводить до охолодження робочого тіла. Коефіцієнт надлишку повітря пов'язаний з максимальною температурою циклу співвідношенням

$$\alpha = \frac{L_0 + L}{L_a}$$

Не вдаючись у питання визначення теплової здатності палива Q_h^p та його теплоємності C_t , зазначимо, що на основі вимірів температур паливного газу T_t , і навколишнього повітря T_a можна знайти коефіцієнт надлишку повітря. Тоді масова витрата продуктів згоряння і повітря може бути виражена через масову витрату паливного газу

$$M'' = \alpha(L_0 + 1)M_p,$$

$$M' = \alpha(L_0 - 1)M_p.$$

Об'ємна витрата повітря, приведена до умов входу двигуна компресора, становить

$$Q_1 = \frac{L_0(\alpha-1)M_p}{P_1} 287T_1,$$

де P_1 - тиск повітря на вході в силовий циліндр ГМК, Па;

T_1 - температура повітря на вході в силовий циліндр ГМК, К.

Слід зауважити, що параметри P_1, T_1, T_i в загальному відрізняються від атмосферних параметрів P_a, T_a на величину гідравлічних та теплових втрат. Однак, вплив доквілля на величину подачі повітря в силові циліндри беззаперечний.

З огляду на те, що за час циклу склад газу в циліндрі є сталим, то для розрахунків достатньо скористатися рівнянням стану тільки для даного конкретного складу газу. Для цього випадку рівняння стану значно спрощується. Тому для загальних випадків рівняння стану газу повинно бути досить універсальним.

Спрощення самої формули можливе за рахунок звуження області зміни параметрів, яка б характеризувалася наперед заданою точністю.

Для отримання рівняння стану газу представимо залежність коефіцієнта стисливості реального газу від зведених (безрозмірних, віднесених до псевдокритичних параметрів) значень тиску і температури у вигляді полінома. Його довжина залежить від точності одержуваних результатів, яка, в свою чергу, визначається ступенем їхньої узгоджуваності з експериментальними або розрахунковими даними, отриманими за іншими аналітичними залежностями.

Для запису зазначеного полінома скористаємося формулою

$$Z = \alpha_1 + \tau + \pi[\alpha_2\pi + \alpha_3 + \tau(d_4 + d_6\pi)],$$

де π, τ - зведені тиск і температура;

α_i - коефіцієнти, визначені за методом найменших квадратів.

Питому внутрішню енергію і ентальпію газу можна прийняти за експериментальними даними, що наведені у спеціальних таблицях для функції двох аргументів, або розраховувати. Перший шлях вимагає введення і збереження даних в пам'яті обчислювальної машини, а також їхньої лінійної інтерполяції, що за умови великого кроку таблиці може призвести до істотної похибки. Другий шлях полягає у записі спрощеної аналітичної залежності. Однак, з огляду на обмежене число компонентів у природному газі, використовуючи властивість адитивності його питомої внутрішньої енергії мо-

жна задалегідь визначити коефіцієнти для кожного компонента окремо. Тоді при розрахунках конкретного складу газу загальний вигляд формули не зміниться. Зміняться тільки величини коефіцієнтів у ній. У цьому випадку аргументами питомої внутрішньої енергії повинні бути температура і параметр, пов'язаний з питомим об'ємом газу лінійною залежністю. Таким параметром може бути, наприклад, відносна густина газу. З використанням експериментальних даних було отримано наступний вираз для розрахунку питомої внутрішньої енергії семикомпонентного газу:

$$u = a_1 + a_2d_A + a_3T + a_4d_A T + a_5T^2 + a_6d_A^2 + a_7d_A^2 T.$$

Для суміші природних газів коефіцієнти у наведеній формулі будуть визначатися:

$$a_i = \sum_{j=1}^n [(X_j \rho_{0j} \Sigma / P_{0j})^{S_i} \beta_{ij} X_j]$$

де β_{ij} - частковий коефіцієнт a_i , для j -го компонента;

ρ_{0j} - густина компонента за нормальних умов;

$\rho_{0\Sigma}$ - густина суміші за нормальних умов;

S_i - показник ступеня при d_A зі співмножником a_i

X_j - масова концентрація компонента в суміші;

n - число компонентів у суміші.

За наведеними залежностями нескладно розрахувати ентальпію робочого тіла. При цьому отримані результати з високим рівнем точності відповідають експериментальним даним. Результати розрахунків для різних метеорологічних умов у вигляді графіків подано на рис. 1.

Наведені формули показують, що об'ємний склад продуктів згоряння природного газу залежить не тільки від хімічного складу газу, але і від абсолютної вологості природного газу, вологості повітря і коефіцієнта надлишку повітря.

Сучасний аналітичний опис термодинамічних процесів з двофазним робочим тілом з достатнім ступенем точності отримано лише для таких часток процесів, як адіабатно-ізобарний, адіабатно-ізохорний і т. д. Необхідно зауважити, що процес стискання або розширення робочого тіла в силовому циліндрі поршневого компресора не може бути зведений до жодного із зазначених процесів. Однак їхнє використання при переобчисленні параметрів процесу на задану вологість газу є можливим.

Виконати переобчислення параметрів процесу на задану вологість означає поставити у відповідність кожній точці вихідного процесу з координатами P, T, ϕ деяку точку іншого процесу зі стандартною вологістю ϕ_c і координатами P', T', ϕ_c . Однак така відповідність точок не є взаємно однозначною, оскільки число ступенів вільності точки, поставленої у відповідність, є більшим одиниці. Щоб відповідність була взаємною, необхідно ввести додаткові обмеження. Одним обмеженням є рівняння стану.

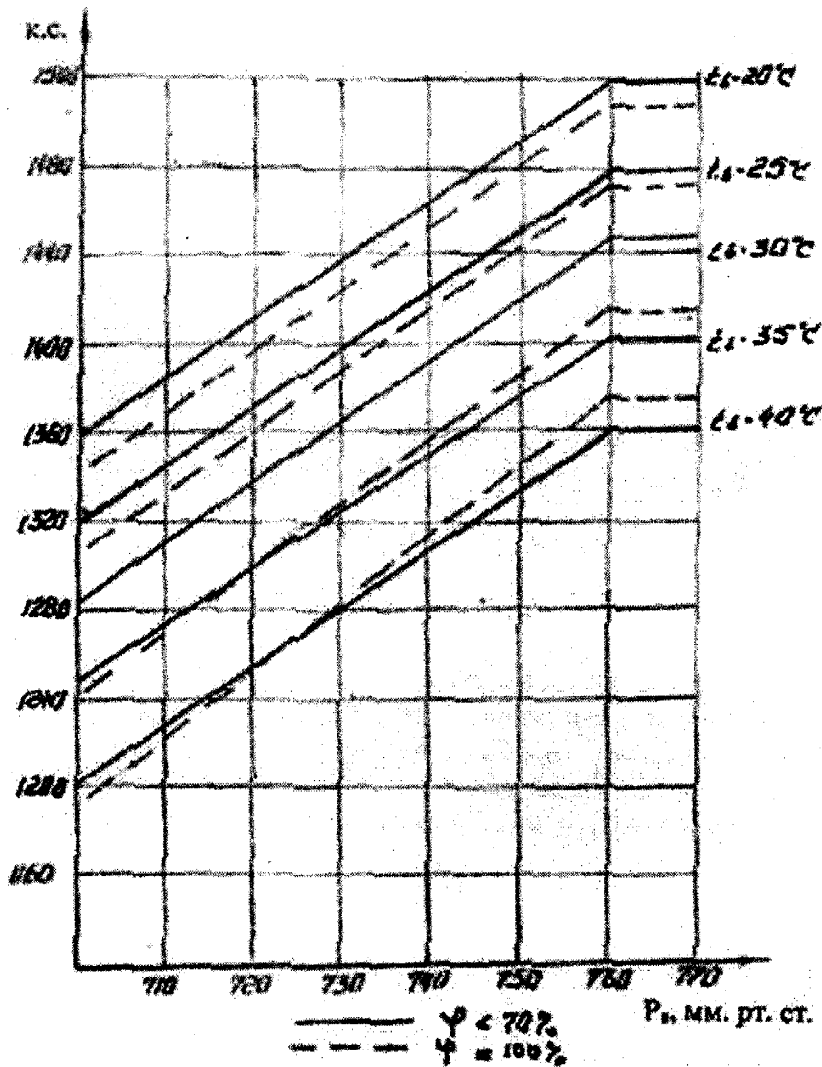


Рисунок 1 – Графіки номінальної потужності ГМК 10 ГКНА за різних атмосферних умов

Другим обмеженням можна вибрати умову однакового способу зміни вологості для кожної точки, а також рівність початкових і кінцевих тисків процесу. У цьому випадку зміна вологості відбувається за ізобарою. Якщо зміна вологості буде супроводжуватися теплообміном, то це спричинить за собою зміну величин енергообміну, що є неприпустимим.

Тому процес зміни вологості повинен бути водночас і адиабатним. Отже, зміна вологості газу при переобчисленні до стандартної вологості відповідатиме ізобарно-адиабатному процесові. Оскільки зміна вологості відбувається в точці, то вихідна сукупність точок може представляти будь-який процес, у т.ч. і політропний із змінним показником політропи.

Переобчислення до стандартної вологості в такий спосіб зводиться до визначення значень температур у точках вихідного процесу:

$$T_c = T = \Delta T = \frac{i_n}{C_{prc}} \cdot (d - d_c);$$

$$d = \frac{R_c}{R_n} \cdot \frac{\varphi P_s}{P - \varphi P_s};$$

де d - паровміст;

i_n - питома ентальпія пару, Дж/кг;

C_{prc} - теплоємність газу, Дж/(кг·К);

R_n, R_c - газові сталі водяної пари і газу, Дж/(кг·К);

P_s - тиск насиченого пару, Па.

Після розрахунку значень T_c визначається нове значення об'єму в точці при ізобарно-ізомасовому процесі відповідно до рівняння стану.

Переобчислення до стандартної вологості проводиться в випадку, коли енергія, внесена фазовими переходами, перевищує похибку у визначенні величини енергомасообміну:

$$\Delta E(\varphi) = C_u \Delta T \geq \delta E \cdot F \int_{t_1}^{t_k} i G_n dt;$$

$$\delta E \approx \sqrt{\delta^2 F + \delta^2 i + \delta^2 \dot{G}_n}$$

де δE - відносна похибка у визначенні величини енергообміну, нижню межу якої можна взяти рівною відносній похибці при визначенні масової швидкості витікання $\delta G_n = 0,7\%$.

З іншого боку, початкова умова пов'язана з визначенням температури в крайній "мертвій" точці, похибка в якій, при використанні штатних засобів вимірювання досягає 0,3 К. Тоді необхідність виконання переобчислення визначають, використовуючи співвідношення:

$$\frac{\Delta T}{0.3} \geq 1 \Rightarrow \frac{i_n R_c \varphi P_s}{C_{prc} R_n (P - \varphi P_s) 0.3} \geq 1.$$

Якщо це співвідношення є меншим за 1, то проводити переобчислення немає потреби.

Дослідження в цій області виконувалися на компресорних станціях Долина, Богородчани, укомплектованих ГМК МК 8 і КС Пукеничі і Битків з агрегатами 10 ГКНА.

Поршневі газові двигуни з турбонадувом, встановлені на цих КС, працюють в основному на навантаженнях, близьких до номінальних. При нормальних умовах номінальна потужність газомотокомпресора 10 ГКН дорівнює 1500 к.с., а МК-8 дорівнює 2800 к.с.

При зміні атмосферних умов номінальну потужність ГМК 10 ГКН необхідно визначати за графіками (рис. 1). За рахунок збільшення потужності при низьких температурах зимового періоду 2014-2015 рр. на одній тільки Битковській ДКС ПО Прикарпаттрансгаз вдалося додатково перекачати 520 тис.м.куб. газу і заощадити при цьому 22 тис.м.куб. паливного газу.

Висновки

На підставі експериментальних досліджень на зазначених КС встановлено, що вплив атмосферних умов на показники потужності та економічні показники різних модифікацій поршневих ГПА неоднаковий. Тому необхідно проводити подальші дослідження з метою побудови завантажувальних кривих для кожного типу поршневого газового двигуна.

1. Засць В.О. Оптимізація основних параметрів циклічної експлуатації і підземних газосховищ / В.О. Засць, Д.Ф. Тимків, М.В. Крихівський // Science Rise. – 2015. – 4/2 (9). – pp. 45-48.

2. Кривуля С.В. П'ятдесятирічний рубіж підземного зберігання газу в Україні / С.В. Кривуля, С.О. Саприкін, О.А. Купчинський // Питання розвідки газової промисловості України: науково-виробничий збірник. Вип № XLII. – 2014. – Том 2. – С. 113-118.

3. Шимко Р.Я. Забезпечення надійного функціонування ПСГДК «Укртрансгаз» / Р.Я. Шимко, Р.Л. Вечерик, Ю.Б.Хасцький [та ін.] // Нафта і газ України. – 2002. – Вип. № 4. – С. 40-43.

4. Грудз В.Я. Оптимізація використання підземних сховищ газу для забезпечення надійності газопостачання / В.Я.Гудз, Д.Ф. Тимків, Р.Я. Шимко // Розвідка і розробка нафтових родовищ. Серія: Транспорт і зберігання нафти і газу. – 2001. – Вип. 38. – С. 83-86.

5. Васильєв Ю.Н. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций [Текст] / Ю.Н.Васильев, Б.М. Смерека. – М.: Недра, 1981. – 240с.

6. Генкин К.И. Газовые двигатели [Текст] / К.И. Генкин. – М.: Машиностроение, 1977. – 196 с.

7. Френкель М.И. Поршневые компрессоры [Текст] / М.И. Франкель. – Л.: Машиностроение, 1969. – 742 с.

8. Волков М.М. Справочник работника газовой промышленности [Текст] / М.М. Волков, А.Л. Миеев, К.А. Конев; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1989. – 286 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
21.03.18

Рекомендована до друку
професором Середюк М.Д.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром техн. наук Говдяком Р.М.
(ТзОВ «ІК Машекспорт», м. Київ)