

КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ І ГАЗОПРОВОДІВ

Я. В. Грудз

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422)42157
e-mail: public@nung.edu.ua*

Наведено хроніку встановлення поняття коефіцієнта корисної дії машин і технічних систем і на основі її аналізу показано доцільність і необхідність введення поняття коефіцієнта корисної дії для магістральних газопроводів як складних і енергоємних технічних систем. Запропоновано методи визначення коефіцієнта корисної дії газотранспортної системи з урахуванням втрат енергії в газоперекачувальних агрегатах і лінійних ділянках.

***Ключові слова:** коефіцієнт корисної дії, газопровід, енерговитрати, компресорні станції, лінійні ділянки.*

Перший закон термодинаміки твердить, що теплота, яка підводиться до системи, витрачається на виконання роботи та зміну внутрішньої енергії системи [1]. Тобто він встановлює кількісне співвідношення між енергетичними характеристиками процесу. Можливість та умови протікання самого процесу, межу та напрямок процесу встановлює другий закон термодинаміки:

- Перше формулювання (Клазіус, 1850 р): неможливий процес, при якому теплота самочинно переходить від тіла з меншою температурою до тіла з більшою температурою.
- Друге формулювання (Томсон, 1851 р): неможливий коловий процес, єдиним результатом якого є виконання роботи за рахунок зменшення внутрішньої теплового резервуару.
- Третє формулювання (Освальд, 1901 р): вічний двигун другого роду **неможливий** (який би перетворював у роботу всю теплоту).

Всі процеси можна розділити на “природні” та “неприродні”. Перші проходять самі по собі, другі можна створити лише штучним шляхом. До “природних” процесів Клазіус та Томпсон відносили перехід теплоти від більш нагрітого тіла до менш нагрітого, перетворення роботи в теплоту. До “неприродних” процесів Клазіус та Томпсон відносили перетворення теплоти в роботу та перехід теплоти від менш нагрітого тіла до більш нагрітого. При цьому необхідна компенсація.

Умови перетворення теплоти в роботу:

1. Наявність двох джерел теплоти: гарячого та холодного;
2. Теплота підводиться від гарячого джерела до робочого тіла (Q_1);

3. Частина теплоти відводиться від робочого тіла до холодного джерела (Q_2);

4. Після відповідної послідовності процесів, робоче тіло повертається до початкового стану.

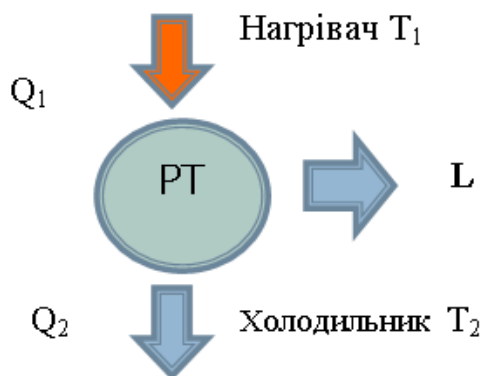


Рис. 1. Схема теплового двигуна

Тепловий резервуар з більшою температурою називають нагрівачем, а з меншою – холодильником (атмосфера або конденсатор);

Q_1 – кількість теплоти, яку робоче тіло отримує від нагрівача;

Q_2 – кількість теплоти, яку робоче тіло віддає холодильнику.

Якщо всі умови виконані, робота циклу становитиме $L=Q_1-Q_2$.

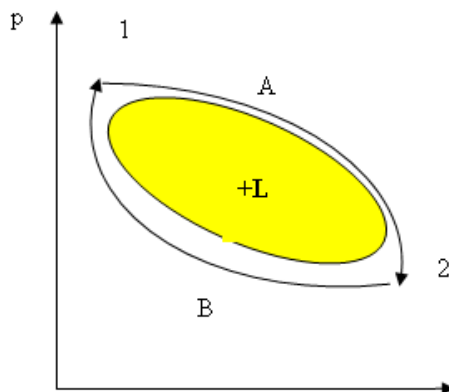


Рис. 2. Коловий процес

Коловим процесом або циклом називають процес, в результаті якого робоче тіло повертається до свого початкового стану. Такі цикли бувають прямі та зворотні.

Прямий цикл. В прямих циклах теплота завжди перетворюється в роботу.

В прямих циклах лінія розширення робочого тіла 1A2 розташована вище за лінію стиснення робочого тіла 2B1.

Економічність роботи такого циклу визначають за коефіцієнтом корисної дії, тобто ККД

$$\eta_i = (Q_1 - Q_2)/Q_1 = L/Q_1.$$

Коефіцієнтом корисної дії називають відношення кількості теплоти, що перетворюється в циклі в корисну роботу до всієї кількості теплоти, яка була підведена до робочого тіла. ККД завжди менший за 1.

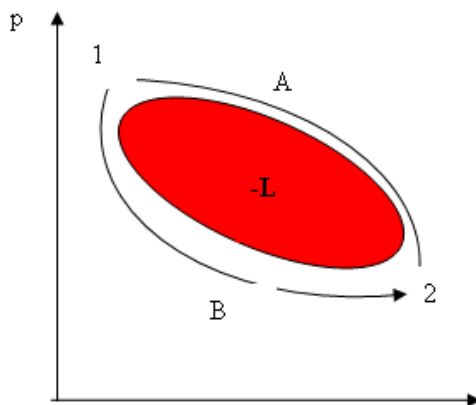


Рис. 3. Прямий та зворотний цикли

Зворотній цикл. – це цикл на виконання якого витрачається робота. За зворотнім циклом працюють всі холодильні установки.

В таких циклах лінія розширення робочого тіла 1В2 розташована нижче за лінію стискання робочого тіла 2А1. Чисельне значення роботи є від'ємним.

Економічність роботи такого циклу визначають за холодильним коефіцієнтом

$$\varepsilon = Q_2/(Q_1 - Q_2) = Q_2/L.$$

Холодильний коефіцієнт дорівнює відношенню кількості теплоти, що підводиться до робочого тіла від холодного джерела, до роботи, яка витрачається на здійснення циклу. Холодильний коефіцієнт завжди більший за 1.

У 1824 р французький інженер Саді Карно розглянув коловий процес з двох ізотерм (1-2, 3-4) та адіабат (2-3, 4-1):

1-2 – обернене адіабатне розширення при $s_1 = \text{const}$. (температура зменшується від T_1 до T_2); 2-3 – ізотермічне стискання, відведення теплоти q_2 до холодильника; 3-4 – обернене адіабатне стискання при $s_2 = \text{const}$. (температура зростає від T_3 до T_4); 4-1 – ізотермічне розширення, підведення теплоти q_1 від гарячого джерела до робочого тіла.

С. Карно довів теорему: із всіх періодично діючих теплових машин, що мають однакові температури нагрівачів і холодильників, найбільший ККД мають оборотні машини; при цьому ККД оборотних машин, що працюють при однакових температурах нагрівачів і холодильників, дорівнюють один одному і не залежать від конструкції машини.

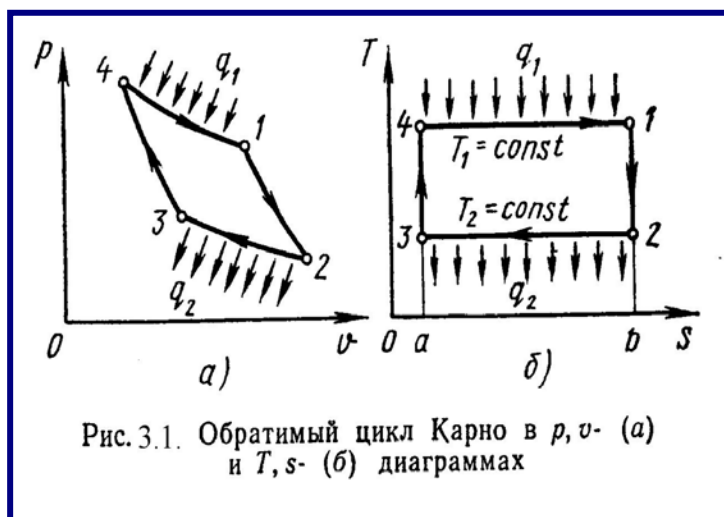


Рис. 4. Зворотний цикл Карно в координатах P, V – рисунок а) та координатах T, S – рисунок б)

Доведено, що будь-яка реальна теплова машина, в якій температура нагрівача і холодильника відповідно T_n і T_x , не може мати ККД більший за ККД ідеальної теплової машини. Цикл Карно – найбільш ефективний коловий процес із усіх можливих при заданих температурах нагрівача та холодильника: $\eta_{\text{карно}} = \eta_{\text{макс}}$.

С. Карно виразив ККД даного циклу через температури нагрівача T_1 і холодильника T_2 :

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Із рівняння видно, що збільшення ефективності теплових машин пов'язане із збільшенням температури нагрівача T_1 і зменшенням температури холодильника T_2 .

$$\eta \Rightarrow \infty \left\{ \begin{array}{l} T_1 \rightarrow \infty \\ T_2 \rightarrow 0 \end{array} \right. \left. \begin{array}{l} \text{теплостійкість металів обмежена} \\ \text{не може бути нижче } t - \text{ри нав.середовища} \end{array} \right\}.$$

Початково коефіцієнт корисної дії було запроваджено для оцінки енергоефективності теплових двигунів. Однак, згодом поняття ККД було перенесене на всі технічні системи, діяльність яких зв'язана з перетворенням енергії та виконання роботи. До таких систем, окрім двигунів, відносяться всі види передач, кінематичні пари з наявністю тертя, системи передач крутного моменту та інш. Загальне значення величини ККД для технічної системи в цілому може бути знайдене через значення величин ККД складових елементів за принципом

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n = \prod_1^n \eta_i.$$

Газотранспортна система складається з ряду послідовно з'єднаних ланок: компресорних станцій та лінійних ділянок, які, у свою чергу, поділяються на елементи. До елементів компресорних станцій відносяться газоперекачувальні агрегати та інше технологічне обладнання, до елементів лінійних ділянок – секції паралельних ниток газопроводу. Величина енергоефективності ГПА (як двигуна, так і компресора) оцінюється відповідними значеннями ККД. Загальний ККД газотурбінної установки визначається відношенням ефективної потужності на вихідному валу до енергоємності паливного газу

$$\eta_{ГТУ} = \frac{T_e}{q_{не} Q_p^H},$$

де $q_{не}$ – витрата паливного газу з нижчою теплотворною здатністю Q_p^H .

Відцентровий нагнітач, в якому відбувається процес компримування газу, характеризується з енергетичної точки зору політропічним ККД. Процес компримування газу в порожнині відцентрового нагнітача визначається сумою двох ефектів: процесу політропічного стиску газу та процесу його переміщення. Кожен з процесів характеризується певною термодинамічною роботою. Якщо політропічна робота чистого стиску газу складає L_C , а робота переміщення газу L_P , то політропічним ККД нагнітача є відношення

$$\eta_{BH} = \frac{L_C}{L_C + L_P}.$$

Загальний ККД компресорної станції визначається як добуток

$$\eta_{КС} = \eta_{ГТУ} \eta_{BH}.$$

Лінійна ділянка не має прямого енергозабезпечення. Однак, енергія підводиться з потоком стисненого газу. Ця енергія витрачається на подолання сил опору з метою забезпечення заданої пропускної здатності газопроводу та енергетичні втрати. Частина енергії, що витрачається на забезпечення заданої пропускної здатності газопроводу вважається корисною, оскільки газопровід повинен забезпечити задану пропускну здатність. Очевидно, відношення затрат корисної енергії до підведеної з потоком газу є коефіцієнтом корисної дії лінійної ділянки.

Магістральний газопровід як складна технічна система характеризується значною протяжністю і великою енергоємністю. Тому навіть невеликий відсоток заощадження чи перевитрати енергоресурсів призводить до значної економії чи збитків. В зв'язку з цим для контролю за витратою енергії необхідно передбачити показник чи критерій, величина якого розрахована за фактичними параметрами режиму роботи газотранспортної системи, дозволила б судити про міру корисного використання енергоресурсів і вказувала б на шляхи скорочення непродуктивних енерговитрат.

Як відомо, для машин які, як і газопроводи, є складними технічними системами мірою корисного використання енергії є коефіцієнт корисної дії, який визначається відношенням корисної виконаної роботи до загального обсягу затраченої енергії. Від часів Карно і до сьогоднішня досконалішою машиною вважається та, ККД якої найбільш наближений до його ідеального циклу.

Виходячи зі сказаного, не виникає сумніву необхідність введення поняття ККД газопроводу чи газотранспортної системи. Такий підхід дозволить аналізувати шляхи використання енергоресурсів в трубопроводному транспорті газу, оцінити ефективність використання енергоресурсів та намітити напрямки їх економії.

Слід зауважити, що при оцінці ефективності використання двигунів на компресорних станціях (як газотурбінних, так і електричних) звичайно прийнято використання ККД машини, і це дало змогу ранжувати двигуни в ряд за принципом корисного використання енергії, що в свою чергу дозволило створити конкурентноздатний ряд газоперекачувальних агрегатів, яким користуються при проектуванні компресорних станцій, зокрема при виборі їх обладнання. Однак, такий підхід вирішує лише часткову задачу економії енергоресурсів при транспорті газу, оскільки кінцевою метою є не процес компримування газу, а більш загальний процес його транспортування. Тому підхід до оптимізації компримування газу ще не вирішує більш загального підходу до оптимізації процесу його транспортування. Більше того, ККД системи повинен бути основним (або одним із основних) критерієм оптимальності процесу обслуговування чи керування режимами газотранспортної системи, оскільки стратегія оптимізації технологічного процесу чи технічного рішення не може вважатися задовільною, якщо вона призводить до зниження ККД системи.

Виходячи з класичного визначення коефіцієнта корисної дії, для розрахунку його величини в умовах газотранспортної системи необхідно встановити величину корисної роботи і загальної затрати енергії. Газотранспортна система призначена для перекачування газу на певну віддаль з заданою продуктивністю і при заданих умовах (теоретичних) режиму роботи. Іншими словами, корисною може вважатися робота виконана для переміщення заданої кількості газу на певну віддаль при заданих величинах тисків і температур. Якщо перекачувану кількість газу віднести до одиниці часу, то корисна робота розглядатиметься як витрата потужності, яка для потоку середовища в трубах виражається залежністю [2]:

$$N_k = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H, \quad (1)$$

де Q – витрата середовища густиною ρ ;

H – втрати напору, зв'язані з роботою сил опору для забезпечення заданої витрати.

Очевидно, що для газопроводу який транспортує стискуване середовище втрати напору слід замінити перепадом робочих тисків на початку і в кінці газопроводу

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot H = P_n - P_k. \quad (2)$$

Об'ємна витрата газопроводу при робочих умовах є змінною по довжині траси величиною навіть при стаціонарному характері руху газу, тому

$$Q = \frac{M}{\rho_{cp}} = \frac{Q_{cm} \cdot \rho_{cm}}{P_{cp}} \cdot z_{cp} \cdot R \cdot T_{cp} = Q_{cm} \cdot \frac{P_{cm}}{P_{cp}} \cdot \frac{T_{cp}}{T_{cm}} \cdot z_{cp}, \quad (3)$$

де M – масова витрата газу в газопроводі;

Q_{cm} – об'ємна витрата газу в газопроводі, приведена до стандартних умов (P_{cm}, T_{cm});

$P_{cp}, T_{cp}, \rho_{cp}$ – середні тиск і температура в газопроводі та густина газу при цих умовах.

Використавши (2) і (3), одержимо для корисної роботи, віднесеної до одиниці часу

$$N_k = Q_{cm} \cdot \frac{P_{cm}}{P_{cp}} \cdot \frac{T_{cp}}{T_{cm}} \cdot z_{cp} \cdot (P_n - P_k). \quad (4)$$

Загальна підведена енергія до потоку газу дорівнюватиме сумарній енергоємності паливного газу, використаного для приводу нагнітачів (у випадку ГПА з газотурбінним приводом) або загальній потужності електродвигунів (у випадку ГПА з електроприводом). В принципі, розрахунок потужності, яку споживає компресор для перекачування газу при заданих умовах не викликає затруднень. Якщо приводом відцентрових нагнітачів на КС є газотурбінні установки, то при відомій потужності, яку споживають ГПА, витрата паливного газу

$$q_{nz} = n \cdot N_{ГПА}, \quad (5)$$

де n – питома витрата паливного газу на одиницю потужності ГПА, яка залежить від типу агрегату і його технічного стану;

$N_{ГПА}$ – потужність, яку споживає ГПА для перекачування газу.

Тоді підведена енергія для забезпечення перекачування газу при заданих умовах і з заданою продуктивністю Q_{cm}

$$N_n = q_{nz} \cdot Q_P^H, \quad (6)$$

де Q_P^H – нижча розрахункова теплотворна здатність паливного газу.

Слід зауважити, що у випадку експлуатації ГПА на КС величина паливного газу q_{nz} може бути визначена за показами витратоміра, а теплотворна здатність пального – за даними хіміфізлабораторії.

Тоді ККД газотранспортної системи, що складається з однієї компресорної станції і однієї лінійної ділянки, може бути визначений із залежності

$$\eta = \frac{Q_{cm}}{q_{nz}} \cdot \frac{P_{cm}}{P_{cp}} \cdot \frac{T_{cp}}{T_{cm}} \cdot z_{cp} \cdot \frac{(P_n - P_k)}{Q_P^H} \quad (7)$$

У випадку експлуатації газопроводу початковий P_n і кінцевий тиски P_k можуть бути безпосередньо виміряні, і тоді застосування (7) для визначення ККД системи не викликає труднощів. При виконанні розрахунків ККД газопроводу на стадії його проектування переважно відомий тиск в кінці ділянки P_k (на вході в наступну КС чи ГРС). Тоді початковий тиск P_n може бути знайдений (при відомій продуктивності) з основного рівняння газопроводів

$$P_n = \sqrt{P_k^2 + \frac{\lambda \cdot \Delta \cdot z_{cp} \cdot T_{cp} \cdot L \cdot Q_{cm}^2}{c^2 \cdot d^5}}, \quad (8)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору газопроводу;

Δ – відносна густина газу;

L, d – довжина і внутрішній діаметр газопроводу;

c – коефіцієнт, що залежить від вибору системи одиниць.

Тоді потужність ГПА на КС може бути визначена за характеристиками нагнітачів або з умови політропічного стиску газу

$$N_{ГПА} = \frac{m}{(m-1) \cdot \eta_{пол}} \cdot P_{ex} \cdot Q_{ex} \left[\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (9)$$

де m – показник політропи стиску;

$\eta_{пол}$ – політропічний ККД;

P_{ex}, Q_{ex} – тиск на вході в нагнітач (як правило, відомий) і продуктивність КС за умов входу;

$\varepsilon = \frac{P_k}{P_n}$ – ступінь стиску газу в нагнітачі.

Якщо газопровід складається з k лінійних ділянок і k компресорних станцій та при цьому забезпечується перекачка газу з витратою Q , однаковою на всіх ділянках, то для ККД системи матимемо

$$\eta = \frac{Q_{cm} \cdot P_{cp}}{T_{cp} \cdot q_{nz} \cdot Q_P^H} \sum_{i=1}^k \frac{T_{cp_i}}{P_{cp_i}} \cdot z_{cp_i} \cdot (P_{n_i} - P_{k_i}).$$

Для кожної з лінійних ділянок в (10) середній тиск, середня температура і коефіцієнт стисливості виражається з залежності

$$\begin{cases} P_{cp_i} = \frac{2}{3} \cdot \left(P_{n_i} + \frac{P_{\kappa_i}^2}{P_{n_i} + P_{\kappa_i}} \right), \\ T_{cp_i} = T_{cp} + (T_{n_i} - T_{cp}) \cdot e^{-a_i} - D_j \frac{P_{n_i}^2 - P_{\kappa_i}^2}{2 \cdot a \cdot L_i \cdot P_{cp_i}} (1 - e^{-a_i}), \\ z_i = 1 - 5,5 \cdot \frac{P_{cp_i} \cdot \Delta^{1,3}}{T_{cp}^{3,3}}, \end{cases} \quad (11)$$

$$\text{де } a_i = \frac{k_m \cdot \pi \cdot D_3}{Q_{cm} \cdot \rho_{нов} \cdot \Delta \cdot C_p},$$

k_m – коефіцієнт теплопередачі від газу до ґрунту;

D_3 – зовнішній діаметр труб;

$\rho_{нов}$ – густина повітря при стандартних умовах;

C_p – ізохорна теплоємність газу;

D_j – коефіцієнт ефекту Джоуля – Томпсона.

Якщо по трасі газопроводу здійснюють шляхові відбори або підкачки газу, то розрахункова формула зводиться до вигляду

$$\eta = \frac{P_{cm}}{T_{cm}} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{Q_{cm_i}}{q_{nz_i}} \cdot \frac{T_{cp_i}}{P_{cp_i}} \cdot z_{cp_i} \cdot \frac{P_{n_i} - P_{\kappa_i}}{Q_{P_i}^H}. \quad (12)$$

В (12) передбачається, що теплотворна здатність паливного газу $Q_{P_i}^H$ внаслідок шляхових підкачок може змінюватися.

Для апробації запропонованої методики розрахунку ККД газопроводу, оцінки його величини та аналізу залежностей від параметрів режиму перекачування виконано розрахунки для гіпотетичного газопроводу, по якому перекачується метан і який складається з однієї лінійної ділянки діаметром 1420x20 мм і довжиною 127 км, та компресорної станції, обладнаної газоперекачувальними агрегатами ГТН-25І з нагнітачем 650-24-11. Розрахунки проводилися для різних умов роботи газопроводу, за результатами побудовано графічні залежності, подані на рис. 5 і 6.

Як видно з графіків, збільшення витрати газу по газопроводу призводить до зменшення ККД газотранспортної системи. Цей висновок на перший погляд парадоксальний. Адже, відповідно до (7) при збільшенні витрати Q_{cm} , яка знаходиться в чисельнику, величина ККД повинна зростати. Крім того, при збільшенні витрати (за інших ідентичних умов) зростатиме перепад тисків на початку і в кінці лінійної ділянки $(P_n - P_{\kappa})$, що також повинно призвести до зростання ККД. Однак, величина витрати паливного газу q_{nz} зростає стрімкіше, що в кінцевому підсумку викликає зниження ККД. Таке співвідношення між витратою газу

по газопроводу і витратою паливного газу спостерігається завдяки низьким значенням ККД газотурбінних установок, тобто завдяки малоефективному використанню енергії паливного газу. При збільшенні ККД ГТУ до 30%, що відповідає реальним умовам, загальний ККД системи зростає на величину до 3,6%, причому максимум кривої зміщується в сторону збільшення продуктивності на 14,3%. Якщо умовно припустити, що ККД ГТУ збільшився з 28,8% до 60%, то крива залежності ККД газопроводу від витрати газу матиме максимум, який складає 38,5% і є більшим від початкового (базового) значення на 107,3% і зміщений в сторону збільшення продуктивності на величину 64,7%. При подальшому збільшенні ККД ГТУ максимум кривої буде зростати і зміщуватися в сторону вищих значень витрати газу по газопроводу.

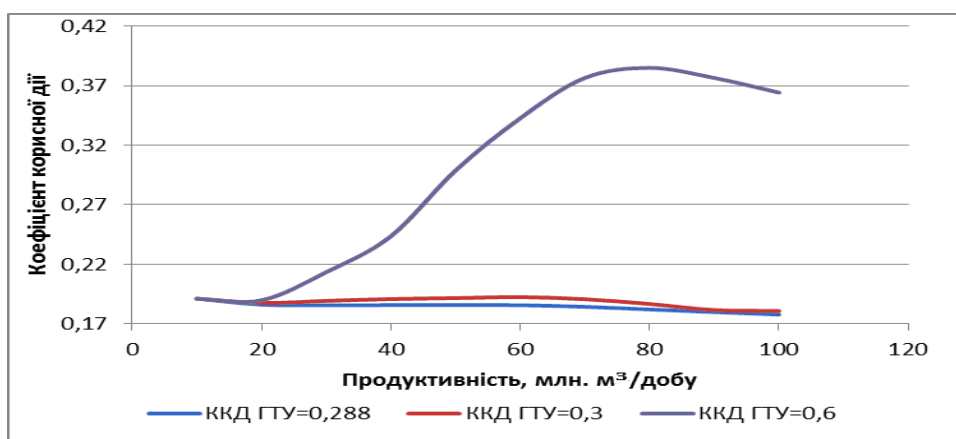


Рис. 5. Залежність ККД системи від витрати газу при різних значеннях ККД

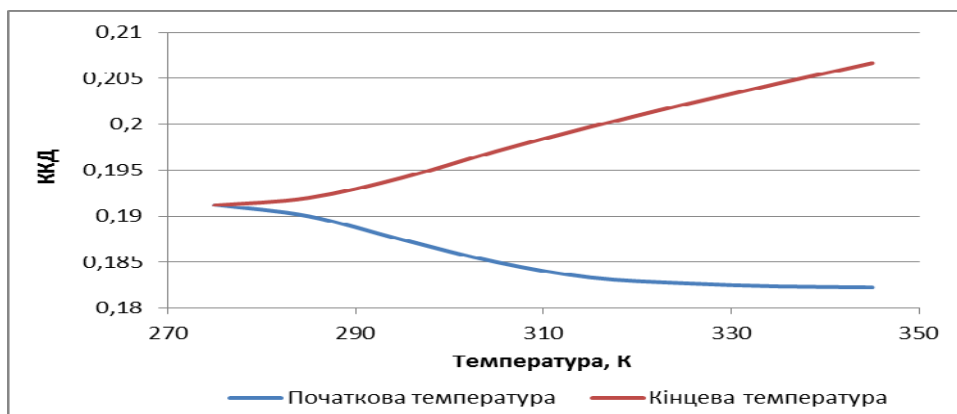


Рис. 6. Залежність ККД системи від початкової та кінцевої температури газу

При русі газового потоку в трубопроводі потенціальна енергія тиску перетворюється в кінетичну енергію, яка завдяки роботі сил тертя в

свою чергу перетворюється у внутрішню енергію, дисипація котрої в навколишнє середовище спостерігається у вигляді теплового потоку. Отже, величина теплового потоку від газу в довкілля визначає міру розсіювання внутрішньої енергії газу і повинна впливати на ККД газопроводу. В наведеному прикладі експлуатації гіпотетичного газопроводу зміна теплового потоку в довкілля може моделюватися зміною температури газу на початку і в кінці газопроводу: чим більша кінцева температура газу (при сталій початковій) і чим менша початкова температура газу (при сталій кінцевій), тим менший тепловий потік в навколишнє середовище. Як видно з графіка (рисунок 6), зростання кінцевої і зниження початкової температури газу призводить до збільшення ККД газопроводу, що відповідає уявленням про збереження і перетворення енергії газового потоку.

Якщо припустити (як це загальноприйнято при енергетичному аналізі технічних систем [1,2]), що загальний ККД газопроводу η може бути представлений у вигляді добутку послідовно з'єднаних ланок (ГТУ-нагнітач-лінійна ділянка), то одержимо

$$\eta = \eta_{\text{ГТУ}} \eta_{\text{ВН}} \eta_{\text{ЛД}}.$$

Звідки

$$\eta_{\text{ЛД}} = \frac{\eta}{\eta_{\text{ГТУ}} \eta_{\text{ВН}}}, \quad (13)$$

де $\eta_{\text{ГТУ}}, \eta_{\text{ВН}}, \eta_{\text{ЛД}}$ – ККД відповідно газотурбінної установки, відцентрового нагнітача та лінійної ділянки газопроводу.

Якщо прийняти в рамках аналізу роботи гіпотетичного газопроводу величину ККД ГТУ рівним 0,288, величину ККД відцентрового нагнітача рівній величині його політропічного ККД [46], який визначався в процесі проведення розрахунків, і числове значення котрого лежить в межах 0,76-0,81, то отримаємо у відповідності до (2.30) діапазон зміни ККД лінійної ділянки газопроводу 0,98-0,92. Зауважимо, що відношення величини втрат внутрішньої енергії з тепловим потоком в довкілля до загальної енергії, підведеної до газового потоку, лежить саме в такому діапазоні.

Таким чином, запропонована методика визначення коефіцієнта корисної дії магістрального газопроводу дозволяє проводити енергетичний аналіз його експлуатації як складної технічної системи і дозволить оптимізувати технологічні параметри роботи.

Висновки:

1. Проведені дослідження структури енерговитрат на транспортування газу дозволили встановити, що відносна величина корисних витрат енергії в залежності від режиму коливається в межах 21,05-24,09%, найбільшу частку у загальному балансі енерговитрат займають дисипа-

тивні втрати енергії 62,78-70,06%, витрати енергії на підтримання напружено-деформованого стану реального газопроводу коливаються в межах 2,23-1,89% і зі збільшенням середнього тиску зростають, інерційні втрати енергії, що виникають при нестационарних режимах, коливаються в межах 5,84-13,06%.

2. Доведено необхідність і показано доцільність оцінювати енерговтрати при транспортуванні газу магістральними трубопроводами за величиною коефіцієнта корисної дії системи (ККД): розроблено методика визначення величини ККД для газотранспортної системи в цілому і основних її технологічних об'єктів.

3. Запропонована методика дозволила встановити, що числове значення ККД для газотранспортної системи в цілому не перевищує в реальних умовах 20%, при цьому величина ККД компресорної станції лежить в межах 21-23%, а ККД лінійної ділянки – в межах 92-98%.

4. Показано, що ККД газотранспортної системи зменшується при збільшенні продуктивності, що відображає більший темп зростання витрати паливного газу за обсяг перекачування внаслідок низьких значень ККД газоперекачувальних агрегатів.

5. Збільшення кінцевої температури газу для лінійної ділянки призводить до зростання загального ККД системи, що свідчить про вирішальну роль дисипативних втрат енергії в загальній структурі енерговитрат при транспортуванні газу.

Література

1. Трубопроводный транспорт газа / С.А. Бобровский, С.Г. Щербаков, Е.И. Яковлев и др. – М.: Наука, 1976. – 491 с.
2. Трубопроводный транспорт газа / М.П. Ковалко, В.Я. Грудз, В.Б. Михалків та ін. – К.: АренаЕКО, 2002. – 600 с.
3. Жидкова М.А. Трубопроводный транспорт газа / М.А.Жидкова. – К.: Наукова думка, 1973. – 142 с.
4. Щербаков С.Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа / С.Г. Щербаков.– М.: Наука, 1982. – 206 с.
5. Яковлев Е.И. Анализ неустановившихся процессов в нитках магистрального газопровода статистическими методами / Е.И. Яковлев // Изв.вузов. Нефть и газ. – 1968. – № 2. – С. 72-76.
6. Роуз Х. Механика жидкости / Х.Роуз. – М.: Изд-во лит. по строительству, 1967. – 410с.
7. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 139с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 12.12.2014 р.

Рекомендовано до друку д.т.н., професором Тимківим Д.Ф., д.т.н., професором Говдяком Р.М. (м. Київ)

**OUTPUT-INPUT RATIO OF TECHNICAL SYSTEMS
AND GAS PIPELINES****Ya. V. Grudz**

*Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivs'k, Carpathians str., 15;
ph. +380 (3422) 4-21-57; e-mail: public@nung.edu.ua*

Chronicle of establishment of notion of output-input ratio of machines and technical systems is conducted and on the basis of its analysis the expedience and necessity of introduction of notion of output-input ratio is shown for main gas pipelines as difficult and energy capacity technical systems. The methods of determination of output-input ratio of the gas-transport system are offered taking into account the losses of energy in gas repumping aggregates over and linear areas.

Key words: *output-input ratio, gas pipeline, energy charges, compressor stations, linear areas.*