

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Термодинамічний аналіз системи повітропо-
стачання промислового підприємства»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

Керівник роботи

Консультант з охорони праці

С. М. Ванєєв

Г. А. Бондаренко

С. В. Сидоренко

Здобувач

Р. О. Бурлака

Суми 2020

Зміст

	С.
Вступ.....	3
1. Призначення і характеристики систем.....	4
2. Постановка задач.....	5
3. Ефективність пневмосистеми.....	6
4. Аналогія між процесами ГТУ і системою повітропостачання.....	10
5. i, s та T, s – діаграма процесів в системі КС – мережа – споживач.....	13
6. Облік додаткових факторів.....	16
7 Ексергетичний аналіз системи повітропостачання.....	21
7.1 Загальні поняття.....	21
7.2. Ексергетичні критерії енергоефективності.....	22
7.3. Ексергетичний аналіз системи повітропостачання.....	24
8.Способи підвищення ефективності систем повітропостачання	30
8.1. Утилізація тепла компресорних станцій.....	30
8.2. Принципова схема установки підігріву стисненого повітря.....	31
9. Охорона праці.....	34
Висновки.....	39
Список використаної літератури.....	41

					КМ 02.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічний аналіз системи повітропостачання промислового підприємства	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
Розроб.		Буплака					2	36
Перев..		Бондаренко				СvмДУ КМ-91		
Реценз.								
Н. Контр.		Шарапов						
Зтв.		Ванєєв						

Вступ

Стиснене повітря, як енергоносіє, широко використовується в різних галузях промисловості внаслідок його безпеки, транспортабельності і відносній дешевизні. На підприємствах споруджуються системи подачі повітря (СПП), що включають компресорні станції (КС), мережу повітропроводів (пневмомережі) і споживачів стисненого повітря (пневмообладнання, пневмоінструмент, технологічні апарати).

Частка вартості стисненого повітря в собівартості продукції, що випускається складає 10 – 50% в залежності від профілю діяльності підприємства [1]. Тому проблема енергозбереження в таких системах займає важливе місце [2-4]. На жаль, не досконалі методи аналізу енергоефективності систем.

При проектуванні КС тяжіє традиційний метод визначення розрахункового навантаження на КС як максимально тривалого з резервуванням компресорів. В реальних умовах системи працюють на часткових режимах, у більшості своїй без ефективного регулювання, що призводить до перевитрати капітальних і експлуатаційних витрат. Коефіцієнт корисного використання підводиться до КС електроенергії становить всього 10 – 20% [5-7].

У деяких випадках (для безперервних серійних виробництв) використовують як норматив витрату повітря на одиницю продукції. За цим показником більшість наших застарілих виробництв значно поступаються зарубіжним [8,9].

З урахуванням сказаного виникає проблема пошуку досконалих методів аналізу енергоефективності систем, що дозволяють не тільки досліджувати системи, але і вирішувати задачу оптимізації.

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		3

1 Призначення і характеристики систем

Жодне промислове підприємство не може обійтися без застосування стисненого повітря, яке є доступним джерелом, як сировинним, так і енергетичним. Особливо широко стиснене повітря використовується в промисловості і будівництві [10]. Джерелами стисненого повітря служать як невеликі мобільні установки, так і великі стаціонарні компресорні станції, що сполучаються зі споживачами через мережу повітропроводів, що в сукупності утворює систему повітропостачання промислового підприємства.

Системи подачі повітря призначені для вироблення стисненого повітря необхідних параметрів і безперебійного забезпечення ним технологічних потреб підприємства.

Залежно від профілю підприємства, стиснене повітря використовується для:

- здійснення основних технологічних процесів як компонент хімічної технології (наприклад, для отримання кисню та азоту, для дуття в металургії, використання повітря як окиснювача при спалюванні різних палив);
- як теплоносія для нагріву або охолодження газів і рідин;
- як енергоносії, для забезпечення роботи технологічних комплексів і пристроїв (конвеєрів, систем пневмотранспорту, бурових верстатів, пневмоінструменту та пневматичних систем, приводу машин ливарних і ковальських виробництв, будівельних машин і механізмів, виконання обдувних, піскоструминних, фарбувальних і інших робіт на виробничих підприємствах різного профілю діяльності);
- забезпечення роботи систем пневмоавтоматики, систем КВП і А.

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		4

2 Постановка задач

Перш за все системи подачі повітря представляють складний технічний об'єкт, призначений для вироблення, транспортування та використання енергоносія - стисненого повітря. Процес відбувається з перетворенням видів енергії, тому такий об'єкт слід віднести до класу теплових установок і, отже, до нього можливе застосування теоретичного апарату класичної термодинаміки спільно з прикладними науками - гідравлікою, теплотехнікою.

Функціонування такої системи має ряд специфічних особливостей, основні з них:

- течія робочого тіла в системі відбувається по розгалуженим лініях;
- течія відбувається зі змінною в часі масою енергоносія;
- складність узгодження режимів вироблення і витрати робочого тіла;
- протяжність пневмомереж і суттєва величина гідравлічних втрат у них;
- вплив навколишньої температури;
- істотна величина втрат робочого тіла з системи.

Актуальність і наукова новизна витікають із вище сказаного, оскільки наведені особливості роботи таких систем не вивчались у достатній мірі.

Мета роботи: Визначення економічної ефективності системи повітропостачання на основі аналізу енергетичного балансу та термодинамічного аналізу з уявленням системи як термодинамічного циклу.

Об'єкт дослідження: система повітропостачання промислового підприємства.

Предмет досліджень: робочий процес в системі повітропостачання.

Методи досліджень: термодинамічний аналіз системи.

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		5

3 Ефективність пневмосистеми

На перший погляд робочий процес у системі повітропостачання являє собою типовий цикл холодильних установок, які працюють за циклом стиснення повітря - охолодження – розширення. Стиснення виконує компресор, охолодження апарати, а розширення проходить в детандері. Так працюють установки зріджування повітря. В нашому випадку маємо певний аналог, якщо вважати пневмоспоживачів працюючих на принципі розширення, як деякий узагальнений розширювач – детандер. Але з точки зору аналізу ефективності циклів, має місце істотна відмінність: в холодильних циклах корисним продуктом являється холод, а в пневмосистемі – сумарна споживана потужність пневмоприводів. Отже, виникає питання: а чи можливо у пневмосистемі використовувати ці продукти?

Так була поставлена задача оцінити значимість ресурсу холоду, чи можливо і доцільно це робити?

З цією метою було проведено термодинамічний і ексергетичний аналізи ефективності циклу.

Сучасний підхід до питання енергоефективності вимагає розгляду всієї системи повітропостачання підприємства в цілому. Якщо оснащена сучасними компресорами станція подає стиснене повітря до застарілої, технічно недосконалої розподільної пневмосистеми, в якій мають місце значні витікання, надмірне охолодження повітря, великі гідравлічні втрати, то це не приведе до бажаного зниження собівартості як стисненого повітря, так і продукції, що випускається. Інвестування в модернізацію КС виявляється не досить ефективними, тому необхідно враховувати показники, що характеризують стан пневмомережі. Тобто необхідно ввести показник ефективності пневмосистеми в цілому, що включає як КС, так і систему розподілу стисненого повітря між споживачами (пневмомережу).

Якщо здатність 1 кг стисненого повітря до скоєння механічної роботи при адіабатичному розширенні його до початкового тиску p_n , що підраховується за параметрами на вихідному колекторі КС, дорівнює

										Лист
										6
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата						

КМ 02.00.00.00

$$l_k = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_k \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (3.1)$$

де l_k - механічна робота компресора;

k – коефіцієнт адіабати ($k = 1.4$);

R – універсальна газова стала ($R = 8,31 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$);

T_k – кінцева температура;

p_n – початковий тиск;

p_k - кінцевий тиск.

то на вході до споживача з урахуванням гідравлічних втрат і охолодження повітря в мережі ця здатність зменшується до

$$l_n = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_n \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (3.2)$$

де $T_n < T_k$, а $p_n = p_k - \Delta p_r$;

l_n – робота на вході до споживача;

T_n – температура на вході до споживача;

p_n – тиск на вході до споживача;

Δp_r – гідравлічні втрати.

Ефективність пневмосистеми КС – споживач у цьому випадку можна оцінити умовним ККД системи

$$\eta_c = \frac{l_n}{l_k}, \quad (3.3)$$

де η_c – умовний ККД системи.

і ввести інтегральну енергетичну характеристику всієї системи подачі повітря (від вхідної електропідстанції до споживача) у вигляді умовного ККД системи подачі повітря в цілому:

$$\eta_{CB} = \eta_{KC} \cdot \eta_c, \quad (3.4)$$

де η_{CB} – умовний ККД системи в цілому;

η_{KC} – умовний ККД компресора.

У реальних умовах завжди мають місце витоки повітря із системи, а також умисний відбір або скидання зайвого повітря за відсутності системи регулю-

					Лист
					7
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата	KM 02.00.00.00

вання КС, що призводить до ще більшого зниження працездатності стисненого повітря, що надходить до споживача. Якщо за параметрами на виході із КС при масовій витраті m стиснене повітря може здійснити функцію розширення:

$$L_K = ml_K, \quad (3.5)$$

де L_K – теоретична механічна робота;

m – масова витрата.

то на вході до споживача ця робота буде меншою:

$$L_n = (m - m_{BT})l_K\eta_c, \quad (3.6)$$

де L_n – теоретична механічна робота на вході до споживача;

m_{BT} – масові втрати.

що може бути охарактеризоване коефіцієнтом зниження працездатності:

$$K_c = \frac{L_n}{L_K} = (1 - q_{YT})\eta_c, \quad (3.7)$$

де $q_{YT} = m_{YT}/m$ – коефіцієнт втрат повітря в системі.

Наведені вище показники застосовні, строго кажучи, для спрощеної моделі системи «КС – узагальнений споживач». У реальних системах споживачів може бути багато, усі вони розміщені на різних відстанях від КС, мають різні гідравлічні й теплові характеристики, споживають різну кількість стисненого повітря. У цьому випадку для визначення умовних ККД пневмомережі η_c і системи η_{CB} у формулу (3.3) замість l_n необхідно підставляти вираз

$$l_n = \frac{\kappa}{\kappa-1} R \sum_i^n T_{ni} \left[1 - \left(\frac{p_H}{p_{ni}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (3.8)$$

де T_{ni} – температура на вході до i – споживача;

p_{ni} – тиск на вході до i – споживача;

n – кількість споживачів.

На діючому підприємстві необхідно виконувати вимірювання витрати, тиску, температури на вході до кожного споживача, що виконується не завжди. Для спрощення завдання доцільно, виходячи із конкретної схеми пневмомережі, розбити споживачів на компактні групи (кущі), наприклад, групи цехів, допоміжних служб і т. п., і виконати вимірювання для кожного куща. При ви-

користанні формули (3.8) підсумовування необхідно проводити не за кількістю споживачів, а за кількістю кущів.

Лише комплексне визначення показників КС та системи в цілому може дати об'єктивну оцінку техніко- економічної ефективності системи подачі повітря підприємства. Зауважимо, що важливим є також ефективне використання підведеного стисненого повітря кінцевими споживачами: пневмоінструментами, пневмообладнанням, пневмоприладами і т. п. Якщо б вдалося оцінити узагальнений ККД споживачів $\bar{\eta}_n$, то можливим стало б визначення показника ефективності виробництва та використання стисненого повітря на даному підприємстві:

$$\eta = \eta_{\text{КС}} \eta_c \bar{\eta}_n, \quad (3.9)$$

де $\bar{\eta}_n$ - узагальнений ККД споживачів.

Оскільки навантаження на компресорну станцію нерівномірне в часі, визначення всіх наведених вище показників проводиться шляхом осереднення за якийсь певний часовий інтервал: зміна, доба, місяць, рік. Сучасний підхід до енергозбереження при використанні стисненого повітря вимагає оснащення системи подачі повітря приладами обліку використання ресурсів та контролю параметрів вироблюваного на КС стисненого повітря, що використовується споживачами.

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		9

4 Аналогія між процесами ГТУ і системою повітропостачання

Кидається в очі деяка аналогія між ГТУ та системою повітропостачання. Якщо подивитися на рис. 1 та 2, то вони відрізняються лише тим, що між компресором і турбіною проводиться підігрів повітря в першому випадку, а в другому навпаки, охолодження. Це охолодження виникає навмисно в кінцевому охолоджувачі і далі по трубній системі в колекторі за рахунок тепловіддачі у навколишнє середовище.

Таким чином, якщо у циклі ГТУ відбувається підвід тепла, то у системі повітропостачання навпаки, відбувається охолодження. Тобто процес у циклі ГТУ за рахунок притоку тепла отримує додаткову енергію, яка використовується у газовій турбіні для привода компресора, а також вироблення корисної потужності (наприклад, для обертання гвинта літака чи корабля або привода нагнітача природного газу чи повітря).

Процес в системі повітропостачання носить протилежний характер. Замість підводу тепла відбувається охолодження робочого тіла. Тому корисне використання потужності має місце лише при розширенні повітря у пристроях споживачів. А для роботи циклу необхідний додатковий підвід потужності, що здійснюється за рахунок потужності привода компресора.

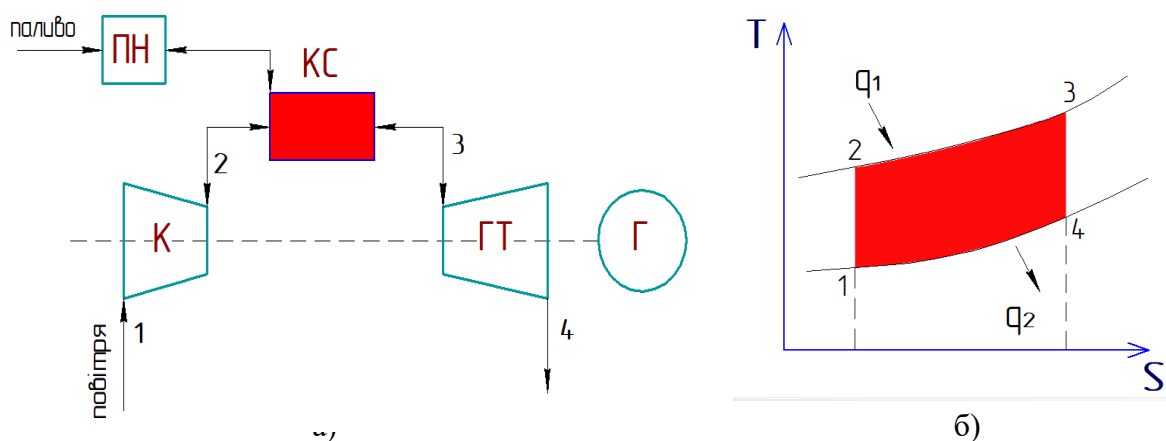


Рисунок 4.1 – Схема ГТУ (а) та діаграма циклу ГТУ в T,s координатах(б):

К – повітряний компресор; КС – камера згорання; ГТ – газова турбіна; Г – генератор; ПН – паливний насос; q_1 – підвід теплоти; q_2 – відвід теплоти; 1 – 2 – процес стиснення; 3 – 4 – процес розширення.

Потужність ГТУ визначається формулою:

$$N_T = N_k + N_g, \quad (4.1)$$

де N_k – потужність компресора; N_g – потужність генератора
ККД в загальному вигляді:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \quad (4.2)$$

В нашому випадку ККД має такий вигляд:

$$\eta = \frac{N_g}{N_k} = \frac{N_g}{N_k + N_{\text{в}}} = \frac{1}{1 + \frac{N_k}{N_g}} \quad (4.3)$$

$$\eta_t = \frac{q_1}{q_2} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}, \quad (4.4)$$

де q_1 та q_2 – кількість теплоти на вході та на виході;

c_p – теплоємність.

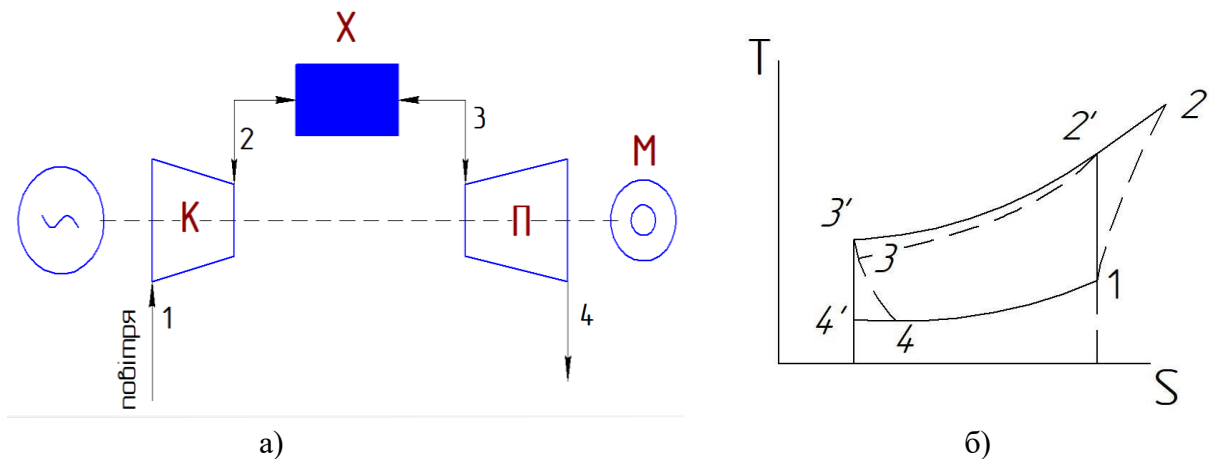


Рисунок 4.2 – Схема системи повітропостачання (а) та цикл в в T,s координатах (б):

ЕЛ – електропривід; КС – компресор; Х – охолоджувач; М – мережа(споживачі);
П – привід компресора; 1 – 2 – процес стиснення; 2 – 3- процес охолодження; 3 – 4 – процес розширення

Потужність електроприводу визначається за формулою:

$$N_{\text{ел}} = N_k, \quad (4.5)$$

ККД знаходимо за формулами:

$$\eta = \frac{N_{\text{пр}}}{N_k}, \quad (4.6)$$

$$\eta = \frac{c_p (T_2 - T_3) - c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_3)} = 1 - \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3} \quad (4.7)$$

Теоретичні схеми циклу є для даних випадків дзеркальним відображенням. Від процесу стиснення ГТУ процес йде вправо (рис. 1(б)) з використанням тепла, а для КС процес йде вліво (рис. 2(б)) з віддачею тепла. Аналогія характеристик також виходить з формул (4.4), (4.7).

У першому випадку цикл характеризується коефіцієнтом корисної дії (ККД), в іншому випадку тепло використовується частково, тому в цьому циклі потребується додатковий підвід енергії і такий цикл характеризується коефіцієнтом корисного використання (ККВ) енергії від привода компресора.

					<i>КМ 02.00.00.00</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Аркш</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		12

5 i, s та T, s – діаграма процесів в системі КС – мережа – споживач

Якщо спробувати зобразити робочий процес в T, s - діаграмі (рис.5.1), то отримаємо послідовність термодинамічних процесів стиснення (1-2), охолодження в кінцевому охолоджувачі (2-3) і в колекторі (3-4) і, нарешті розширення в пневмоприводі (4-5).

Якщо $m = \text{const}$ по всьому тракту від перетину 1 до перетину 5, то з точки зору термодинамічного аналізу дана технічна система є тепловою установкою із замкнутим циклом робочого тіла. Термодинамічний ККД такої установки дорівнює:

$$\eta_t = \frac{h_{4-5}}{h_{1-2}} = \frac{i_{4-5}}{i_{1-2}} \quad (5.1)$$

Однак, такий підхід можливий тільки за умови $m = m_{\text{п}}$ і нездійснений в реальному функціонуванні системи. До того ж в реальних умовах $P_2 = \text{var}$ і коливається в межах $P_{\text{min}}, P_{\text{max}}$.

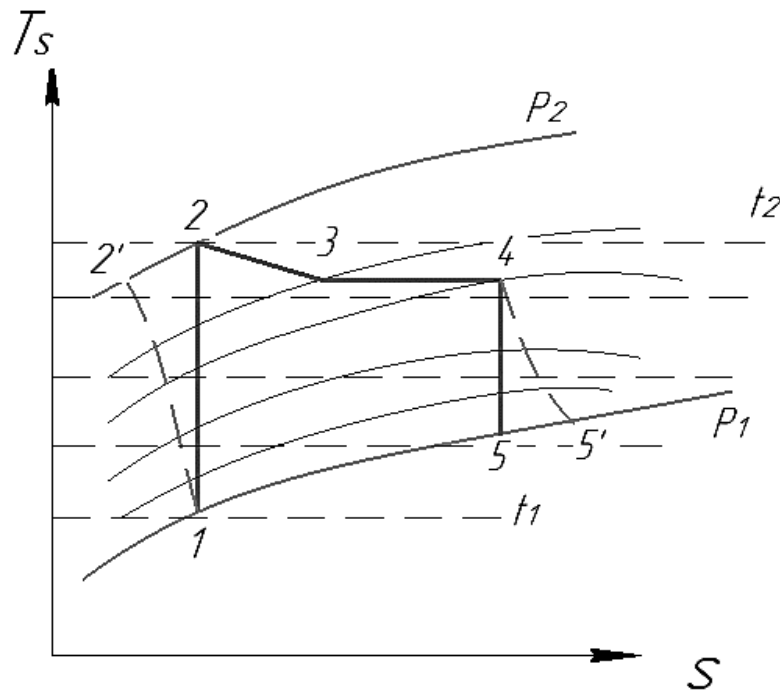


Рисунок 5.1 – T, s – діаграма процесу КС: лінія 1-2 - стиснення в компресорі; 2-3 - охолодження кінцеве; 3-4 - протікання в колекторі; 4-5 - розширення в пневмоприводі

Зобразимо діаграми ідеальних процесів в $T-s$ координатах (рис.5.2), та реальних процесів (рис.5.3) які проходять в системі КС – мережа – споживач. Тут проходять термодинамічні процеси: 1-2 – стиснення повітря в компресорі, 2 – 3 – течія в мережі, 3 – 4 – розширення в компресорі. Термодинамічний ККД такої установки дорівнює:

$$\eta_t = \frac{c_p (T_2 - T_3) - c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_3)} = 1 - \frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3} \quad (5.2)$$

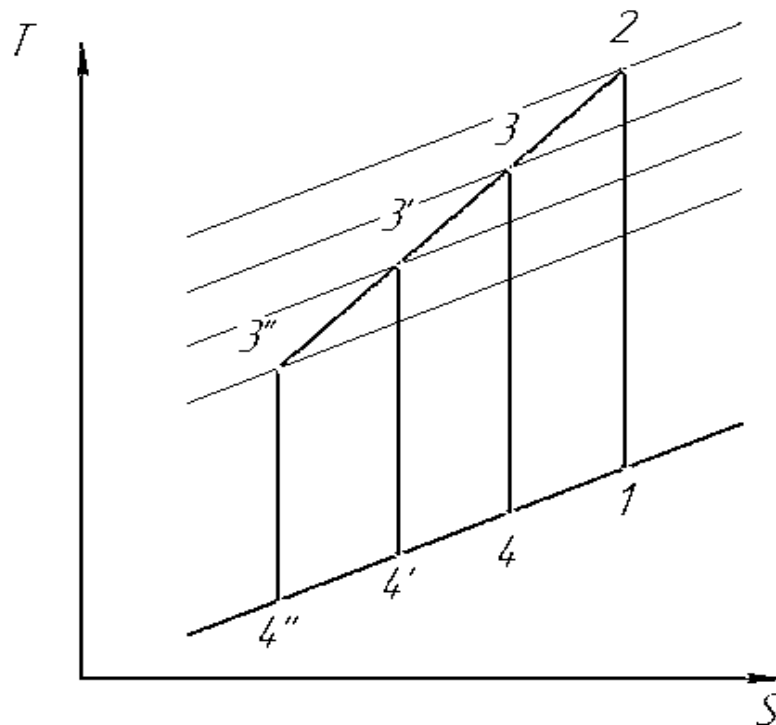


Рисунок 5.2 – T, s – діаграма ідеальних процесів в системі КС – мережа – споживач з різними характеристиками мережі ($\Delta T_{\text{ох}}$, $\Delta p_{\text{гідр.втрати}}$)

1-2 – стиснення в компресорі; 2-3, 2-3', 2-3'' - течії в мережі; 3-4 – розширення в пневмопристрої.

					Лист
					14
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата	KM 02.00.00.00

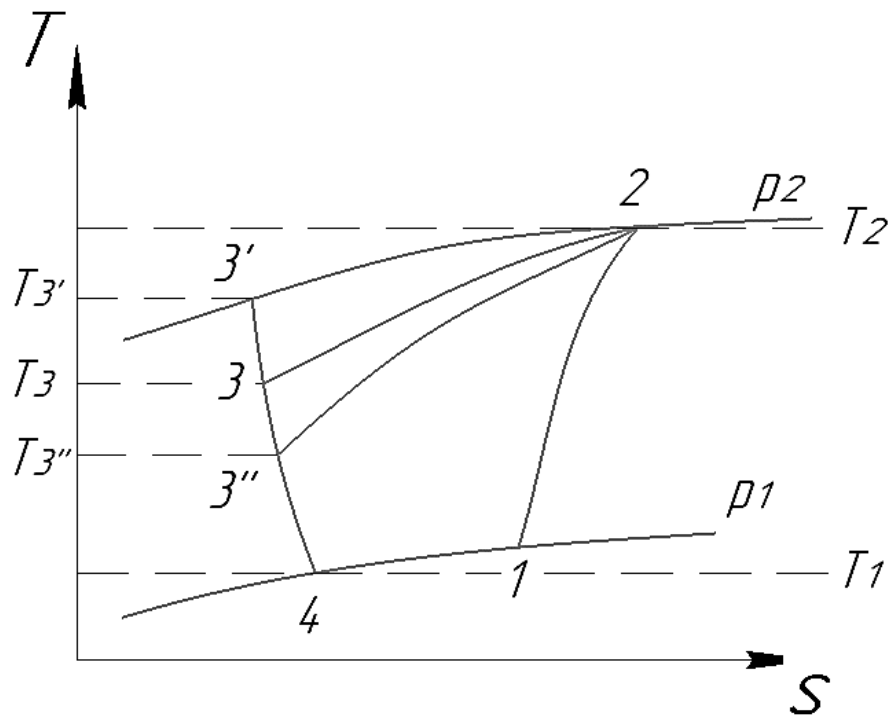


Рисунок 5.3 – T, s – діаграма реального процесу в системі КС – мережа – споживач:
 1-2 – стиснення в компресорі; 2-3 – течія в трубній системі мережі; 3-4 – розширення в пневмопристрої.

6 Облік додаткових факторів

До числа найважливіших чинників слід віднести витік повітря з системи і охолодження повітря через повітропроводи системи. Перший з них призводить до значної втрати електроенергії, а другий - до зменшення наявного теплоперепаду в пневмоспоживачі, тобто до зниження його працездатності (або потужності).

Втрати повітря з системи практично неминучі внаслідок великої протяжності і розгалуженості мережі, витоків в трубних з'єднаннях, арматурі і т.п. Існують навіть нормативи допускаючи величину витоків в 10 ... 20% від загальної продуктивності компресорної станції в залежності від конфігурації системи.

Втрати енергії від витоків рівні:

$$\Delta N_{\text{вт}} = q_{\text{вт}} N_{\text{к}}, \quad (6.1)$$

де $q_{\text{вт}}$ – нормативний коефіцієнт втрат, або визначений дослідним шляхом;
 $N_{\text{к}}$ - потужність, споживана компресором.

Знаходження розподілу температури повітря уздовж повітропроводу при охолодженні його атмосферним повітрям - завдання теплообміну між стисненим повітрям і атмосферним через стінку труби.

Для оцінки економічної ефективності всієї системи «КС - споживач» не може бути використаний коефіцієнт корисної дії, тому що це термодинамічне поняття застосовується лише за умови сталості маси робочого тіла. Замість ККД можна використовувати коефіцієнт корисного використання енергії (ККВ).

В кінцевому підсумку необхідно визначити яка частина енергії що підводиться до КС корисно використовується споживачами. Проведемо поетапний розгляд питання.

Зазвичай проводиться розрахунок продуктивності компресорної станції з використанням величини сумарного навантаження від усіх споживачів плюс деякий запас по витраті повітря на випадок виникнення максимальних навантажень у споживачів. Ця розрахункова величина називається максимально тривалним навантаженням і по ній проводиться вибір типорозмірів і кількості робо-

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		16

чих компресорів плюс резервні. Такий розрахунок призводить до надлишку капітальних і експлуатаційних витрат.

Компресорна станція складається з компресорних установок (КУ), апаратів підготовки повітря, допоміжних механізмів. Споживанням електроенергії на внутрішні потреби КС нехтуємо. КУ включає електропривод, механічну передачу (мультиплікатор, муфти).

При такому традиційному підході можна оцінити ККД компресорної станції за формулою:

$$\eta_{\text{КС}} = \eta_{\text{к}} \eta_{\text{э.д.}} \eta_{\text{тр}}, \quad (6.2)$$

де $\eta_{\text{к}}$ – ККД компресора,

$\eta_{\text{э.д.}}$ – ККД електродвигуна,

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії (редуктор, муфти).

Ефективність пневмережі (колектора) оцінюється тільки величиною гідравлічних втрат Δp , і, по можливості, витоків повітря.

Розрахунок мережі чисто гідравлічний з метою визначення втрат тиску стисненого повітря при його русі по колекторам і повітропроводів до споживача.

Що стосується безпосередньо споживачів, то вважається достатнім для їх роботи, щоб тиск і витрата стисненого повітря, що підводиться були не менші допустимих паспортних значень. Характеристики та ефективність пневмоспоживачів ніяк не враховуються.

Такий підхід дозволяє забезпечити максимальний режим навантаження на КС і не містить ніякої можливості для аналізу ефективності системи у всьому діапазоні змінних навантажень і не дозволяє вирішувати завдання регулювання, раціоналізації й оптимізації системи повітропостачання промислового підприємства.

Професор Бондаренко Г.А. запропонував для аналізу енергетичної ефективності використовувати апарат термодинаміки як найбільш коректний і результативний.

Для утвердження викладок розглянемо найпростішу систему компресор - пневмережа – споживач (рис. 6.1).

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		17

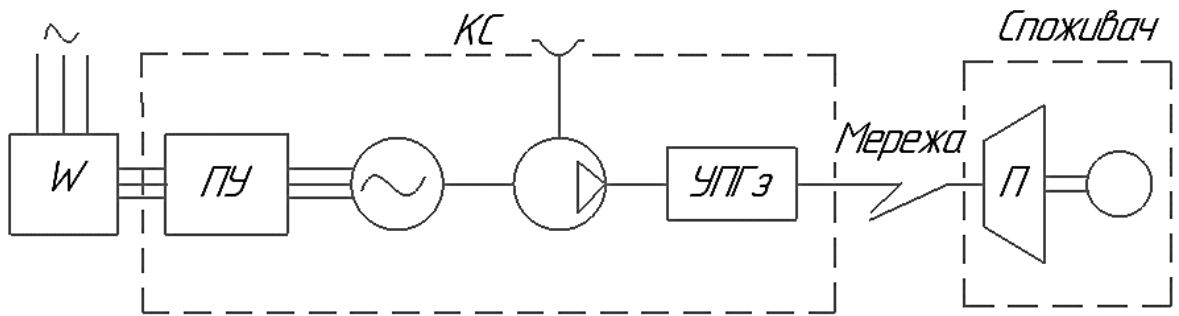


Рисунок 6.1 – Система компресор - пневмомережа – споживач:

W – електроввід; ПУ – пусковий пристій; КС – компресора станція; УПГЗ – пристрій подачі газу; П – привід; Мережа; Споживач

Для визначеності приймаємо споживач у вигляді динамічного сервоприводу, що працює в постійному режимі. Це може бути, наприклад, привід конвеєрної лінії серійного виробництва. Корисна робота в цій системі відбувається сервоприводом за рахунок розширення в ньому робочого тіла - стисненого повітря від тиску що підводиться до атмосфери. Очевидно, що параметри повітря на виході з компресора вище, ніж на вході споживача і повітря в першому стані здатне зробити більшу роботу при розширенні, ніж у другому через втрати енергії в мережі.

1. Показники КС:

Загальний ККД дорівнює

$$\eta = \frac{N_K}{W_{ЗТ}}; \quad (6.3)$$

де $W_{ЗТ}$ – витрачена потужність;

N_K - корисна потужність.

Рахуємо заданими ККД елементів:

$\eta_{ел}$ - пускового пристрою; $\eta_{е.д.}$ – електродвигуна; $\eta_{к.ад.}$ – компресора;

$\eta_{д.п.}$ – допоміжних пристроїв; $\eta_{пр}$ – привода (муфта, редуктор).

ККД компресорної установки (електродвигун + привід + компресор + допоміжні пристрої):

$$\eta_{ку} = \eta_{е.д.} \eta_{пр} \eta_{к.ад} \quad (6.4)$$

ККД КС (елетроввід, лічильник, КУ):

$$\eta_{КС} = \eta_{ел.ввїд.} \cdot \eta_{КУ} \quad (6.5)$$

$$\eta_{КС} = \frac{N_{КС}}{W_{ЗТ}}, \quad (6.6)$$

де $N_{КС} = \frac{m h_{ад}}{\eta_{ад}} = m \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{ад}}$.

2. Показники ефективності розподілення мережі:

(від виходу з компресора + підготовка повітря = охолодження, очистка від вологи і масла) + мережа трубопроводів до входу до споживачів.

В мережі відбувається охолодження, гідравлічний опір, витоки(стиснуте повітря втрачає енергію і його робота здатність у споживача знижується).

Якщо на виході з КС маємо p_0, t_0, m_0 , то на вході до споживачів буде p_n, t_n, m_n коефіцієнт корисного використання енергії стиснутого повітря буде:

$$\text{ККВ} = \frac{H_{ад(в перетині n-n)}}{H_{ад(в перетині 0-0)}}, \quad (6.7)$$

де $H_{ад}$ – робота розширення повітря в загальному випадку:

$$H_{ад} = m \cdot \frac{k}{k-1} R T_K \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (6.8)$$

де p_a - атмосферний тиск;

Таким чином ефективність системи можна оцінити коефіцієнтом корисного використання енергії як відношення адіабатичної роботи розширення по параметрам на виході до споживача до роботи по параметрам на виході з КС:

$$\text{ККВ} = \frac{H_{ад.n}}{H_{ад.0}} = \frac{T_n}{T_0} = \frac{\left[1 - \left(\frac{p_n}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \cdot \frac{m_n}{m_0}. \quad (6.9)$$

3. Облік характеристики споживача $\eta_{спж}$:

Корисна робота всієї пневмосистеми дорівнює:

$$N_{к} = H_{ад.n} \cdot \eta_{н.ад} \quad (6.10)$$

Тепер, глобальний ККД системи буде дорівнювати:

$$\text{ККД} = \frac{N_{\text{к}}}{W_{\text{ел}}}. \quad (6.11)$$

Запропонований вище коефіцієнт ККВ обчислюється за адіабатними перепадами. Дійсний коефіцієнт корисного використання слід визначити з урахуванням ККД пневмоспоживача (в нашому випадку пневмоприводу).

$$\Delta p = \frac{\Delta p}{p_{\text{КС}}} 100\% \quad (6.12)$$

Але на коефіцієнт ККВ впливають також і втрати повітря з витоками із системи:

$$K_{\text{вт}} = 1 - \frac{m_{\text{вт}}}{m_{\text{КС}}}, \quad (6.13)$$

$$K_{\text{КВ}} = \frac{h_{\text{СПОЖ}}}{h_{\text{КС}}}, \quad (6.14)$$

де $h_{\text{СПОЖ}}$ - витрати споживачів;

$h_{\text{КС}}$ – витрата компресорної станції.

$$K_{\text{КВ}} = K_{\text{КВ}}' \cdot K_{\text{вт}}. \quad (6.15)$$

Наведемо графік, що ілюструє вплив різних факторів (температура, витоки, гідравлічні витрати) на ККВ системи КС – мережа - споживач:

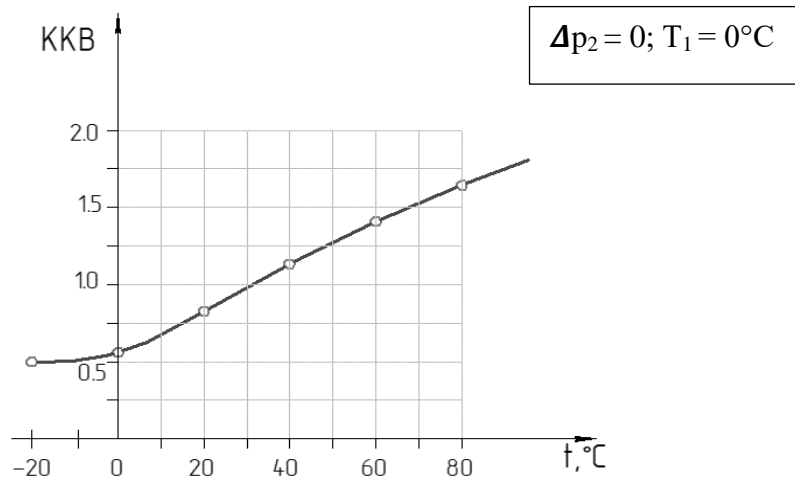


Рисунок 6.2 – Графік залежності ККВ від температури повітря на вході до споживача

7 Ексергетичний аналіз системи повітропостачання

7.1. Загальні поняття

Ексергетичний аналіз вказує на місце розташування, величину і джерела термодинамічної неефективності в енергопреобразуючій системі. Ця інформація є необхідною і достатньою для підвищення ефективності системи і зменшення вартості системи, а також призначена для порівняння різних систем за цими показниками. Ця інформація не доступна при використанні інших видів аналізу, наприклад, енергетичного.

Під ексергією розуміється максимальна робота, яка може бути здійснена при оборотному переході будь-якої термодинамічної системи зі стану з заданими параметрами в стан рівноваги з навколишнім середовищем. Оцінка ефективності енерготехнологічних процесів проводиться методом ексергетичних балансів, що відображають рівність підведеної до системи ексергії і відведеної від неї ексергії і втрат.

Основними завданнями ексергетичного аналізу є:

- оцінка всіх енергоресурсів і енергоносіїв, в т.ч. і вторинних, в межах одного технологічного процесу, цеху, підприємства, галузі;
- визначення ступеня термодинамічної досконалості технічних систем, установок, апаратів за проектними і експлуатаційними даними;
- визначення на всіх етапах перетворення і використання енергії втрат ексергії у всіх елементах систем і установок;
- термодинамічна оптимізація систем, установок і їх елементів.

Ексергетичний аналіз існуючих систем проводиться в наступній послідовності:

- розглянута система (або її частина) подумки відділяється деякої замкнутої контрольної поверхнею від інших об'єктів;
- вибираються параметри навколишнього середовища (тиск і температура), при аналізі відкритих систем необхідно знати також і склад навколишнього середовища, прийнятої для початку відліку;
- проводиться оцінка досконалості даної системи, визначається ексергетичний ККД системи і окремих її елементів, оцінюються відносні ексергетичної втрати.

7.2. Ексергетичні критерії енергоефективності

Термодинамічна ефективність термомеханічних систем оцінюється величиною втрат енергії від зовнішньої і внутрішньої незворотної. Значно поширений для цих цілей ентропійний метод термодинамічного аналізу дозволяє обчислити вказані втрати за величиною приросту ентропії.

При використанні ексергетичного методу термодинамічного аналізу вказані втрати дорівнюють різниці ексергії за вхідними і вихідними умовами стану системи. Практична перевага ексергетичного підходу полягає в тому, що обчислюване зменшення ексергії дає відразу значення втрат перетворюваної енергії і дозволяє зіставляти їх з підведеною кількістю цієї перетворюваної енергії, тобто набувати абсолютного і відносного значення втрат.

Для оцінки досконалості процесу або установки в техніці широко використовується поняття коефіцієнта корисної дії (к.к.д.), яке дозволяє однією величиною охарактеризувати досконалість перетворення енергії.

Можливість правильної оцінки дають лише вирази, складені з термодинамічно рівноцінних величин, тобто тільки з ексергії. Лише такий к.к.д. (ексергетичний) набуває в ідеальному випадку оборотного процесу значення, що дорівнює одиниці. За відхиленням від цього граничного значення можна судити про втрати, які можна було б понизити або зовсім усунути шляхом досконалішого проведення процесу або поліпшення конструкції установки.

При проведенні ексергетичного аналізу на рівні компонентів системи сформовані нові поняття замість понять *вхідний* і *вихідний* ексергетичні потоки, а саме «паливо» і «продукт».

До поняття ексергії палива для k -го елемента системи ($E_{F,k}$) входять:

- ексергія всіх перериваних потоків на вході в даний елемент, включаючи ексергію енергетичного потоку, спожиту в даному елементі;
- все зменшення ексергії між входом і виходом для безперервних ексергетичних потоків;
- усі збільшення ексергії між вхідними і вихідними потоками, які не відповідають цілям цього елемента.

У поняття ексергії продукту ($E_{P,k}$) входять:

- ексергія всіх потоків, що виходять з даного елемента, включаючи ексергію енергетичного потоку, вироблену в даному елементі;
- всі збільшення ексергії між входом і виходом для безперервних енергетичних потоків, що забезпечують цільове призначення елемента.

На базі даних понять сформульовані такі основні **критерії** при проведенні ексергетичного аналізу для довільного (к-го) елемента системи:

– ексергетичний баланс к-го елемента:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} + E_{L,k}; \quad (7.1)$$

– абсолютна деструкція ексергії (англ.-exergy destruction) як функція від термодинамічної недосконалості процесу:

$$E_{D,k} = T_{O,C} \cdot \Delta S_k; \quad (7.2)$$

– абсолютні втрати ексергії (англ.-exergy losses) $E_{L,k}$, що виникають при зовнішньому контакті елемента системи з навколишнім середовищем (неадіабатність умов при теплообміні та ін.);

– головний критерій, що замінює термін ексергетичного к.к.д., – ексергетична ефективність

$$\varepsilon_k = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}}, \quad (7.3)$$

або з урахуванням балансового рівняння (7.1)

$$\varepsilon_k = 1 - \frac{E_{D,k} + E_{L,k}}{E_{F,k}}. \quad (7.4)$$

7.3. Ексергетичний аналіз системи повітропостачання

В якості прикладу розглянемо компресорну станцію з чотирма гвинтовими компресорами ВВ -25/8 з номінальними параметрами:

- Продуктивність (V) 25 нм³/хв;
- Тиск повітря на вході ($p_{вх}$) 0,1 МПа;
- Тиск на виході ($p_{вих}$) 0,8 МПа;
- Температура на вході ($t_{вх}$) 15°C;
- Температура на виході ($t_{вих}$) 110°C;
- Потужність електродвигуна ($N_{ел}$) 162 кВт кожний.

Схема компресорної станції наведена на рисунку 7.1.

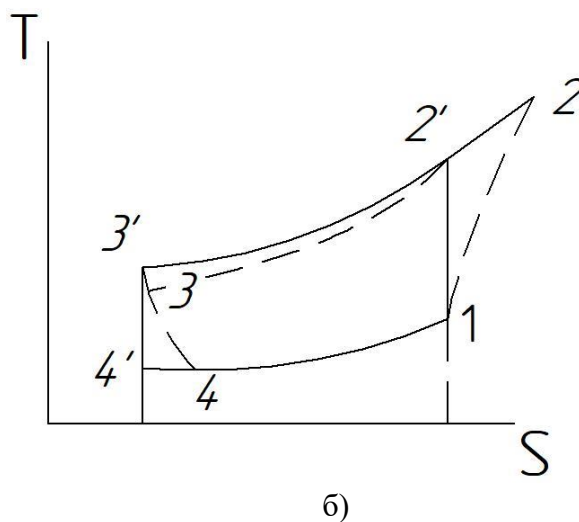
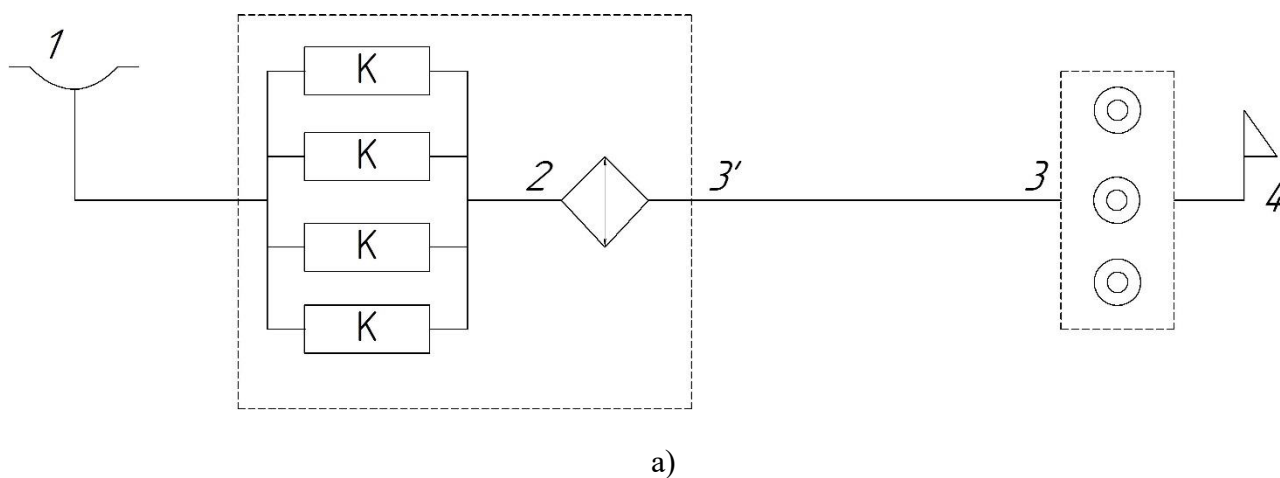


Рисунок 7.1 – Схема КС (а) та цикл в в Т,s координатах (б):

1 – забірний пристрій; К – компресори; 2 – охолоджувач; 3 – трубопровід мережевий; 4- мережа споживачів; 1 – 2 – процес стиснення; 2 -3 – процес охолодження ;3 – 4 – процес розширення; - - - - реальний цикл; ідеальний цикл.

Слід підкреслити, що реальний цикл відрізняється від ідеального наступними ознаками:

1. Процес стиснення 1 – 2 відбувається з втратами енергії Δs_2 ;
2. Процес охолодження 2 – 3 проходить з втратами тепла в апараті і мережевій трубі, а також гідравлічними втратами в трубі;
3. Процес розширення у споживача 3 – 4 відбувається з втратами енергії Δs_4 .

Ефективність циклу залежить від ефективності використання тепла, відведеного від охолоджувального апарату і холоду, відведеного від споживачів. Зазвичай в таких системах ні тепло, ні холод не використовуються. Лише в потужних системах використовують тепло охолодження з апаратів водяного охолодження.

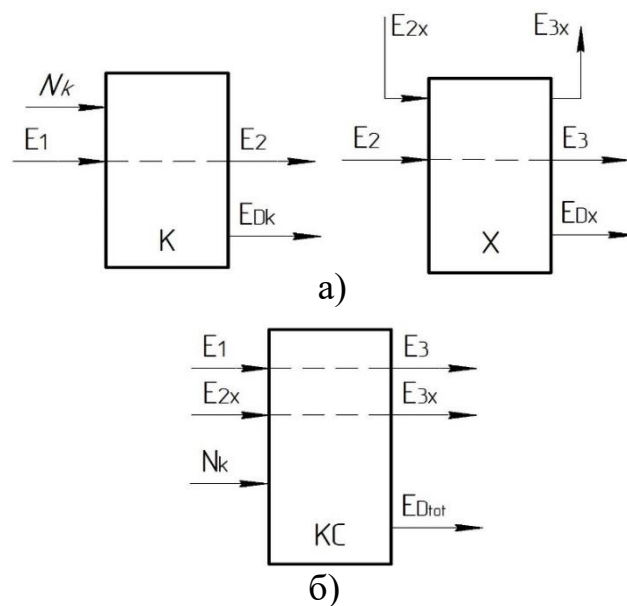


Рисунок 7.2 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у компресорній станції: а) за компонентами; б) для системи в цілому

Ексергетичну ефективність компресорної станції визначаємо за наступним алгоритмом:

$$E_{ex} = \frac{E_p}{E_f} = \frac{E_1 - E_3}{(E_{3x} - E_{2x}) + N_k}, \quad (7.5)$$

де $E_1 - E_3$ – ексергія продукту; $E_{3x} - E_{2x}$ – ексергія палива;
 N_k – корисна потужність;

$$N_k = 4 \cdot N_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{КС}}, \quad (7.6)$$

де $N_{\text{ел}}$ – потужність елетроприводу; $\eta_{\text{КС}}$ – ККД компресорної станції.

$$E_1 - E_3 = \dot{m}_{\text{п}}(e_1 - e_3) = \left\{ c_{\text{сп1}}(t_1 - t_3) - T_{\text{н.с.}} \left[c_{\text{сп1}} \ln \left(\frac{T_1}{T_3} \right) - R \ln \frac{p_1}{p_3} \right] \right\} \dot{m}_{\text{п}}, \quad (7.7)$$

де $\dot{m}_{\text{п}}$ – масова витрата;

$$E_{3x} - E_{2x} = \dot{m}_x(e_{3x} - e_{2x}) = \left\{ c_{\text{сп2}}(t_{3x} - t_{2x}) + \left(\frac{p_{3x} - p_{2x}}{\rho_x} \right) - T_{\text{н.с.}} c_{\text{сп2}} \ln \left(\frac{T_{3x}}{T_{2x}} \right) \right\} \dot{m}_x, \quad (7.8)$$

$$\dot{m}_{\text{п}} c_{\text{сп1}}(t_2 - t_3) = \dot{m}_x c_{\text{сп2}}(t_{2x} - t_{1x}), \quad (7.9)$$

$$\dot{m}_x = \frac{\dot{m}_{\text{п}} c_{\text{сп1}}(t_3 - t_2)}{c_{\text{сп2}}(t_{1x} - t_{2x})} \quad (7.10)$$

Вочевидь, що важливим параметром циклу КС є температура на вході до споживачів t_3 . Тому виконуємо дослідження цього питання, задаючись температурою $t_3 = 0, 20, 40, 60^\circ\text{C}$.

Виконуємо розрахунки:

$$N_k = 4 \cdot N_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{КС}} = 4 \cdot 162 \cdot 0,8 = 518,4 \text{ кВт}$$

Для $t_3 = 0^\circ\text{C}$:

$$1. E_1 - E_3 = \dot{m}_{\text{п}}(e_1 - e_3) = \left\{ c_{\text{сп1}}(t_1 - t_3) - T_{\text{н.с.}} \left[c_{\text{сп1}} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_3} \right) - R \cdot \ln \frac{p_1}{p_3} \right] \right\} \cdot \dot{m}_{\text{п}} = \\ \left\{ 1,009 \cdot (110 - 0) - 293 \cdot \left[(1,009 \cdot \ln \left(\frac{383}{273} \right) - 0,287 \cdot \ln \frac{0,1}{0,78}) \right] \right\} \cdot 0,98 = 10,1 \text{ кВт}$$

$$\text{де } \dot{m}_{\text{п}} = \frac{N_k}{l_k} = \frac{518,4}{524} = 0,98 \text{ кг/с} - \text{масова витрата;}$$

$$l_k = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вс}} \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 288 \left(\frac{0,8}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 524 \text{ кДж;}$$

$R = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ - питома газова стала повітря;

$T_{\text{н.с.}} = 20^\circ\text{C}$ – температура навколишнього середовища;

$c_{\text{сп1}} = 1009 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ – середня теплоємність повітря для 110°C ;

2.

						Лист
					KM 02.00.00.00	26
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_{3x} - E_{2x} = m_x(e_{3x} - e_{2x}) = \left\{ c_{cp2}(t_{3x} - t_{2x}) + \left(\frac{p_{3x} - p_{2x}}{\rho_x} \right) - T_{н.с.} c_{cp2} \ln \left(\frac{T_{3x}}{T_{2x}} \right) \right\} \dot{m}_x =$$

$$= \left\{ 1,005 \cdot (70 - 40) + \left(\frac{118\,129 - 107\,797}{1,2 \cdot 10^3} \right) - 293 \cdot 1,005 \ln \left(\frac{343}{313} \right) \right\} \cdot 5,41 = 63,88 \text{ кВт}$$

$$\text{де } \dot{m}_x = \frac{\dot{m}_п c_{cp1}(t_2 - t_3)}{c_{cp2}(t_{2x} - t_{1x})} = \frac{0,98 \cdot 1009 \cdot (110 - 0)}{1005 \cdot (40 - 20)} = 5,41 \text{ кг/с};$$

$$\frac{p_{3x}}{p_{2x}} = 1,05 \dots 1,1;$$

$$\rho_x = \frac{p_x}{RT_x} = \frac{101325}{287 \cdot 293} = 1,2 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{cp2} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} - \text{середня теплоємність повітря для } 30^\circ\text{C};$$

$$3. E_{ex} = \frac{E_p}{E_f} = \frac{E_1 - E_3}{(E_{3x} - E_{2x}) + N_k} = \frac{10,1}{63,88 + 518,4} = 0,017.$$

Для $t_3 = 20^\circ\text{C}$:

$$1. E_1 - E_3 = \dot{m}_п(e_1 - e_3) = \left\{ c_{cp1}(t_1 - t_3) - T_{н.с.} \left[c_{cp1} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_3} \right) - R \cdot \ln \frac{p_1}{p_3} \right] \right\} \cdot \dot{m}_п =$$

$$\left\{ 1,009 \cdot (110 - 20) - 293 \cdot \left[(1,009 \cdot \ln \left(\frac{383}{293} \right)) - 0,287 \cdot \ln \frac{0,1}{0,78} \right] \right\} \cdot 0,98 = 10,8$$

кВт

2.

$$E_{3x} - E_{2x} = m_x(e_{3x} - e_{2x}) = \left\{ c_{cp2}(t_{3x} - t_{2x}) + \left(\frac{p_{3x} - p_{2x}}{\rho_x} \right) - T_{н.с.} c_{cp2} \ln \left(\frac{T_{3x}}{T_{2x}} \right) \right\} \dot{m}_x =$$

$$= \left\{ 1,005 \cdot (70 - 40) + \left(\frac{118\,129 - 107\,797}{1,2 \cdot 10^3} \right) - 293 \cdot 1,005 \ln \left(\frac{343}{313} \right) \right\} \cdot 4,42 = 52,2 \text{ кВт}$$

$$3. E_{ex} = \frac{E_p}{E_f} = \frac{E_1 - E_3}{(E_{3x} - E_{2x}) + N_k} = \frac{10,8}{52,2 + 518,4} = 0,018.$$

Для $t_3 = 40^\circ\text{C}$:

$$1. E_1 - E_3 = \dot{m}_п(e_1 - e_3) = \left\{ c_{cp1}(t_1 - t_3) - T_{н.с.} \left[c_{cp1} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_3} \right) - R \cdot \ln \frac{p_1}{p_3} \right] \right\} \cdot \dot{m}_п =$$

$$\left\{ 1,009 \cdot (110 - 40) - 293 \cdot \left[(1,009 \cdot \ln \left(\frac{383}{313} \right)) - 0,287 \cdot \ln \frac{0,1}{0,78} \right] \right\} \cdot 0,98 = 9,95$$

кВт

						КМ 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата			27

2.

$$E_{3x} - E_{2x} = m_x(e_{3x} - e_{2x}) = \left\{ c_{cp2}(t_{3x} - t_{2x}) + \left(\frac{p_{3x} - p_{2x}}{\rho_x} \right) - T_{н.с.} c_{cp2} \ln \left(\frac{T_{3x}}{T_{2x}} \right) \right\} \dot{m}_x =$$

$$= \left\{ 1,005 \cdot (70 - 40) + \left(\frac{118\,129 - 107\,797}{1,2 \cdot 10^3} \right) - 293 \cdot 1,005 \ln \left(\frac{343}{313} \right) \right\} \cdot 3,44 = 40,62 \text{ кВт}$$

$$3. E_{ex} = \frac{E_p}{E_f} = \frac{E_1 - E_3}{(E_{3x} - E_{2x}) + N_k} = \frac{9,95}{40,62 + 518,4} = 0,017.$$

Для $t_3 = 60^\circ\text{C}$:

$$1. E_1 - E_3 = \dot{m}_п(e_1 - e_3) = \left\{ c_{cp1}(t_1 - t_3) - T_{н.с.} \left[c_{cp1} \cdot \ln \left(\frac{T_1}{T_3} \right) - R \cdot \ln \frac{p_1}{p_3} \right] \right\} \cdot \dot{m}_п =$$

$$\left\{ 1,005 \cdot (110 - 60) - 293 \cdot \left[(1,005 \cdot \ln \left(\frac{383}{333} \right)) - 0,287 \cdot \ln \frac{0,1}{0,78} \right] \right\} \cdot 0,98 = 8,29$$

кВт

2.

$$E_{3x} - E_{2x} = m_x(e_{3x} - e_{2x}) = \left\{ c_{cp2}(t_{3x} - t_{2x}) + \left(\frac{p_{3x} - p_{2x}}{\rho_x} \right) - T_{н.с.} c_{cp2} \ln \left(\frac{T_{3x}}{T_{2x}} \right) \right\} \dot{m}_x =$$

$$= \left\{ 1,005 \cdot (70 - 40) + \left(\frac{118\,129 - 107\,797}{1,2 \cdot 10^3} \right) - 293 \cdot 1,005 \ln \left(\frac{343}{313} \right) \right\} \cdot 2,45 = 28,93 \text{ кВт}$$

$$3. E_{ex} = \frac{E_p}{E_f} = \frac{E_1 - E_3}{(E_{3x} - E_{2x}) + N_k} = \frac{8,29}{28,93 + 518,4} = 0,015.$$

Дані розрахунків заносимо до таблиці 7.1.

t°C	0	20	40	60
E_p	10,1	10,8	9,95	8,29
E_f	63,88	52,2	40,62	28,93
E_{ex}	0,017	0,018	0,017	0,015

Таблиця 7.1. – Результати розрахунків

Будуємо графік залежності ексергетичної ефективності (E_{ex}) від t_3 .

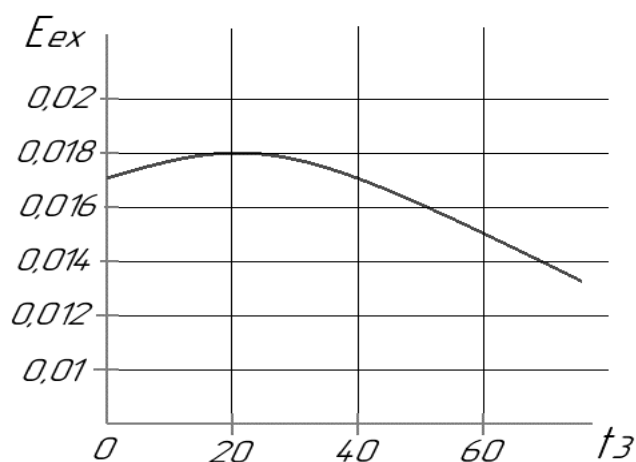


Рисунок 7.3. - Графік залежності ексергетичної ефективності (E_{ex}) від t_3

Судячи з результатів цього аналізу ефективність циклу пневмосистеми вкрай низька, тому що дуже низький потенціал холоду. Використання такого холоду не доцільно і не економічно. Якби споживач був одиничний потужний детандерний привід, то при цьому можна було б використовувати такий низький холод для вентиляцій гарячих цехів.

Вище був розглянутий приклад пневмосистеми з гвинтовими компресорами, які зазвичай, охолоджуються обдувом атмосферним повітрям за допомогою вентиляторів. Але частіше на компресорних станціях використовують поршневі компресори, які охолоджуються водою. В цьому випадку гаряча вода являється ресурсом для утилізації тепла, що підвищує ефективність системи.

8 Способи підвищення ефективності систем повітропостачання

8.1 Утилізація тепла компресорних станцій

Компресорні станції та установки мають великий потенціал енергозбереження. Стиснення повітря супроводжується значним підвищенням його температури. У процесі стиснення повітря в компресорній установці, а також при підготовці стисненого повітря, що подається до споживачів, стискуване повітря охолоджується в проміжних та кінцевому повітроохолоджувачах. Це необхідно робити для зниження потужності, що витрачається на стиснення, і для задоволення вимог споживача. При цьому тепло, відібране від повітря, відводиться теплоносієм (найчастіше водою, рідше атмосферним повітрям) в навколишнє середовище. Теплова потужність (кількість відведеного тепла за одиницю часу) досягає 90 % від потужності, споживаної приводом. Це тепло становить величезний резерв зниження енергоспоживання.

Кількість відведеної теплоти залежить від продуктивності, кінцевого тиску і ККД компресорної установки. Залежно від типу компресора та його параметрів компресорні установки мають схеми безпосереднього охолодження або з проміжним теплоносієм. У першому випадку охолодження

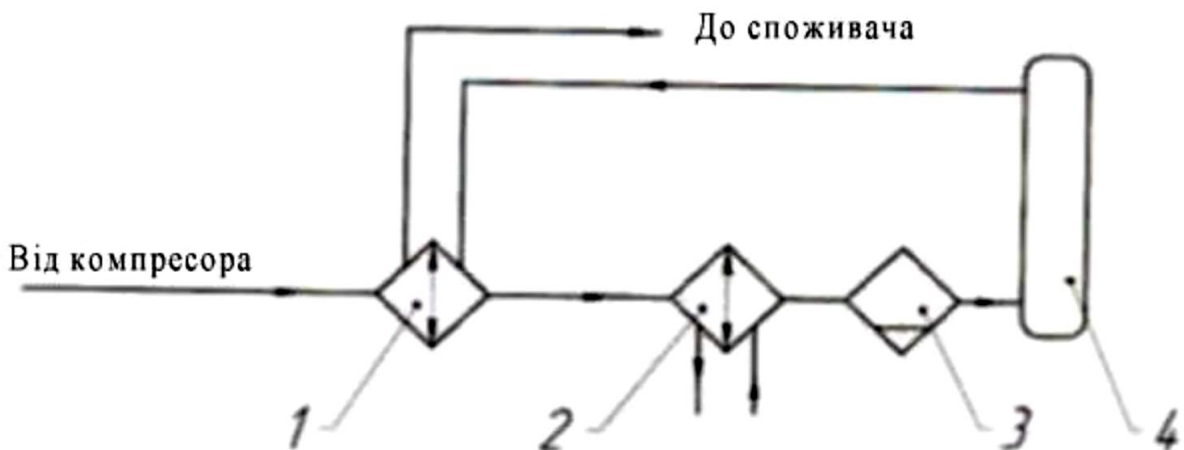
проводиться продувним атмосферним повітрям, у другому – водою за проточнійною або циркуляційною системами. Іноді на компресорних станціях застосовуються і комбіновані схеми охолодження. Тепло, що сприймається як атмосферним повітрям, так і водою, може бути використане з користю. В цьому і полягає завдання утилізації тепла компресорних станцій та установок. Розг-

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		30

лядаючи питання утилізації тепла, необхідно мати на увазі, що, крім теплоти, яка відводиться теплоносієм від стисливого і стисненого газу, має місце тепло, що випромінюється поверхнями корпусу й вузлів компресора (підшипників, з'єднувальних муфт), а також таке, що виділяється основним та допоміжними електродвигунами. Ця додаткова теплота утилізована бути не може, крім випадку використання її для обігріву приміщення компресорної станції у холодний період.

8.2 Принципова схема установки підігріву стисненого повітря

Якщо споживачі стисненого повітря (наприклад, ковальський цех) розташовані близько від компресорної станції, то для підігрівання стисненого повітря може бути використане тепло стиснення другого ступеня компресора, як показано на рис 8.1. Гаряче повітря від компресора віддає своє тепло в теплообмінники-утилізатори, охолоджуючись від 120–140 до 80–100 °С. У кінцевому охолоджувачі водяного охолодження воно охолоджується вже до 25–30 °С замість 40–50 °С при звичайній схемі. Це сприяє більш глибокому вологовідділенню в сепараторі, і повітря надходить у міжтрубний простір утилізатора, де нагрівається до 60–90 °С.



Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата

KM 02.00.00.00

Лист

31

Рисунок 8.1 – Принципова схема установки підігріву стисненого повітря: 1 – теплообмінник-утилізатор; 2 – кінцевий повітроохолоджувач; 3 – вологовіддільник; 4 – повітрозбірник

Доцільність такої утилізаційної схеми та розмір економічного ефекту залежать від температури, з якою стиснене повітря надходить до споживачів, тобто від протяжності пневмомережі, способу прокладування повітропроводів, їх ізоляції.

На рисунку 8.2 показане використання тепла гарячої води після проміжних та кінцевих охолоджувачів на КС із відцентровими компресорами.

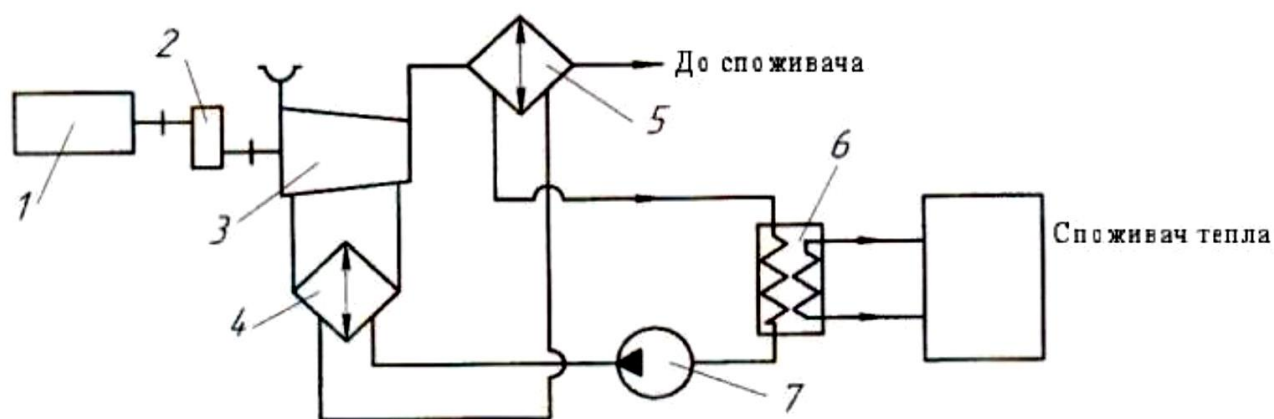


Рисунок 8.2 – Принципова схема КС з утилізацією тепла гарячої води: 1 – привідний електродвигун;

2 – мультиплікатор; 3 – компресор; 4 – міжступеневий повітроохолоджувач; 5 – кінцевий повітроохолоджувач; 6 – теплообмінник-утилізатор; 7 – циркуляційний насос

Тут охолоджувальна вода циркулює у замкненому контурі, нагріваючись послідовно у проміжних та кінцевому охолоджувачах, і віддає тепло технологічному продукту в поверхневому теплообміннику-утилізаторі.

На рисунку 8.3 показана схема КС із паротурбінним приводом, в якій передбачена утилізація теплоти відпрацьованої пари і стиснуваного повітря.

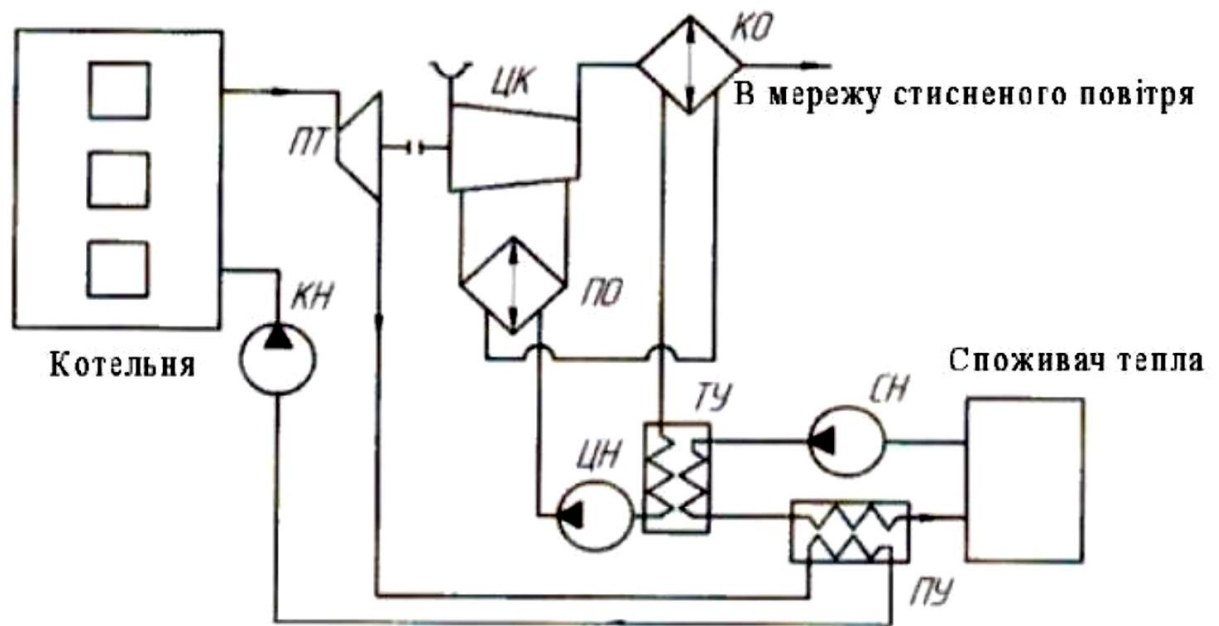


Рисунок 8.3 – Принципова схема компресорної станції з утилізацією тепла у паротурбінному циклі

У такій схемі нагрівання мережевої води, що спрямовується до технологічних споживачів, здійснюється двома етапами. Спочатку холодна мережева вода нагрівається в теплообміннику-утилізаторі гарячою водою з повітроохолоджувачів, а потім додатково нагрівається паром з турбін у паровому утилізаторі. В паровому утилізаторі відпрацьована пара віддає своє тепло мережевій воді і конденсується. Цей утилізатор у тепловій схемі є конденсатором пари. Конденсат відкачується конденсатним насосом у котельню. Для привода компресорів застосовуються парові турбіни із протитиском, тому параметри гріючої пари досить високі.

Реалізація такої схеми вимагає значних капітальних витрат, які будуть складатися із витрат на заміну електродвигунів паровими турбінними установками, на модернізацію котельні та спорудження утилізаційної системи. Очевидно, що така схема доцільна в разі компактного розміщення котельні, КС та споживачів тепла. Гаряча вода може бути використана як для технологічних

цілей (як теплоносій), так і для потреб теплофікації (обігрів приміщень, нагрівання води для побутових потреб та ін.) [11].

9 Охорона праці

Правила технічної експлуатації компресорної станції

9.1 Загальні вимоги

9.1.1 Компресорні станції повинні забезпечувати проектну або планову продуктивність газопроводу підвищенням тиску газу, що транспортується, при здійсненні наступних основних технологічних процесів:

- очищення газу від рідких і твердих домішок;
- компримування газу;
- охолодження газу;
- замір, контроль та управління технологічними параметрами роботи КС і газопроводу до та після КС.

9.1.2 Ефективність, надійність, безпека та економічність обладнання КС повинні забезпечуватися:

- постійним та періодичним контролем технічного стану обладнання візуально, за показаннями штатної контрольновиміральної апаратури і з допомогою технічних засобів діагностики;
- підтриманням обладнання та комунікацій у справному стані;
- оптимальним режимом роботи технологічних установок КС;
- ремонтами, модернізацією, реновацією або реконструкцією морально та фізично застарілого обладнання.

9.1.3 Обладнання КС повинно мати технологічну станційну нумерацію, нанесену фарбою, що не змивається або іншим способом.

9.1.4 КС повинні бути обладнані системою автоматичного збирання, обробки та передачі на вищий рівень інформації про стан обладнання та параметри технологічних процесів на КС. Ця інформація є вхідною для роботи автоматичних систем діагностування ГПА.

9.1.5 Зміни у конструкції обладнання КС, запроваджені у порядку модернізації, повинні впроваджуватись на основі бюлетенів підприємств-виготовлювачів обладнання, інформаційних листів, раціоналізаторських пропозицій та інших технічних рішень, розглянутих і рекомендованих до впровадження.

Раціоналізаторські пропозиції та інші технічні рішення з модифікації конструкції ГПА та іншого основного технологічного обладнання КС, як правило, повинні бути погоджені з підприємством - виготовлювачем даного виробу, проектною організацією та дозволу технічного керівника підприємства (філії,

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		34

підрозділу).

Зміни у конструкції обладнання КС та ГПА, які проводяться в порядку реконструкції, шляхом заміни на нове сучасне обладнання, повинні проводитись на основі проекту реконструкції, який пройшов попередню експертизу.

Експертиза проектів об'єктів, що підлягають реконструкції, проводиться Державним комітетом України по нагляду за охороною праці, Міністерством охорони навколишнього природного середовища та ядерної безпеки, Управлінням Державної пожежної охорони МВС України та іншими органами державного нагляду.

Проектні організації зобов'язані здійснювати авторський нагляд за дотриманням проектних рішень. Дозвіл на початок роботи об'єкта видає Держнаглядохоронпраці.

Нові ГПА та обладнання, яке поставляють заводи-виготовлювачі і що впроваджуються під час реконструкції, повинні мати сертифікати відповідності.

Дослідні зразки нової техніки впроваджуються у виробництво в дослідно-промислому експлуатацію без сертифікатів, але з дозволу Держнаглядохоронпраці.

Приймання в експлуатацію проводиться Державною комісією згідно з ДБН А 3.1-3-94.

9.1.6 Усі зміни в обладнанні і комунікаціях КС після впровадження та випробування нових ГПА та обладнання повинні бути внесені у виконавчу технічну документацію.

Усі зміни повинні доводитися до відома експлуатаційного персоналу, для якого їх знання є обов'язковим. Оповіщення про зміни повинно бути оформлено письмово у вигляді позапланового інструктажу на робочих місцях або записом у журналі розпоряджень.

9.1.7 Якість газу, мастила, охолоджуючих рідин, технічної та питної води, рівень загазованості робочих зон контролює експлуатаційний персонал відповідно до вимог виробничих інструкцій.

Періодичність та порядок контролю встановлює виробничий підрозділ або газотранспортне підприємство (філія).

9.2 Технічне обслуговування та ремонт

9.2.1 Підтримання обладнання КС у дієздатному стані здійснюється за допомогою системи технічного обслуговування і ремонту.

9.2.2 Система технічного обслуговування та ремонту повинна передбачати:

- періодичне технічне обслуговування під час роботи під навантаженням;
- технічне обслуговування після призначеного числа годин роботи під навантаженням;
- технічне обслуговування та (або) поточний ремонт після призначеного числа годин роботи на зупиненому обладнанні;
- технічне обслуговування обладнання і систем, що знаходяться у резерві;
- планово-попереджувальні (середні, капітальні) ремонти;
- аварійно-відновлювальні ремонти.

9.2.3 Періодичність і обсяги технічного обслуговування та ремонту визначаються підрозділом, виходячи з технічного стану обладнання, наявності та

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		35

функціонування системи діагностування технічного стану обладнання (комплексні обстеження ГПА до ремонту і після ремонту та в процесі експлуатації) або вимог експлуатаційної та ремонтної документації підприємств-виготовлювачів обладнання.

9.2.4 Ремонт допоміжних механізмів, безпосередньо зв'язаних з основними агрегатами, повинен проводитися водночас з ремонтом останніх.

9.2.5 До виводу обладнання і споруд у капітальний або середній ремонт повинні бути:

- складені відомості обсягу робіт та кошторис, що уточнюються після відкриття і огляду обладнання;
- проведені комплексні (теплотехнічні, вібраційні, екологічні) випробування ГПА (перед капітальним ремонтом) або експрес-випробування обладнання - для отримання даних, необхідних для аналізу технічного стану;
- складений графік ремонту та проект організації ремонтних робіт;
- підготовлена необхідна ремонтна документація, складена і затверджена документація на роботи з модернізації і реконструкції обладнання, які намічені до виконання в період ремонту;
- підготовлені необхідні матеріали, запасні частини, вузли і відповідна документація;
- укомплектовані, приведені у справний стан і, при необхідності, випробувані інструмент, пристрої та підйомно-транспортні механізми;
- укомплектований і проінструкований ремонтний персонал.

9.2.6 Плани і графіки ремонтів та реконструкції в умовах діючої КС складає і погоджує з ремонтною організацією газотранспортне підприємство.

9.2.7 Підвищення надійності транспортування газу і скорочення часу аварійно-відновлювального ремонту обладнання КС повинні забезпечуватися створенням і підтриманням незнижуваних запасів матеріалів та запасних частин.

9.3 Устаткування очищення газу

9.3.1 Устаткування очищення газу експлуатують відповідно до виробничих інструкцій, складених на основі інструкцій заводів-виготовлювачів обладнання, "Правил влаштування і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском" і цих Правил.

9.3.2 Кількість апаратів, що включаються в роботу, визначається залежно від обсягу перекачування газу за їх технічними характеристиками.

9.3.3 Технічне обслуговування устаткування очищення газу повинно включати:

- зовнішній огляд обладнання і комунікацій;
- контроль ефективності роботи апаратів очищення;
- контроль перепаду тиску на вході і виході устаткування;
- контроль рівня рідини в апаратах;
- контроль дієздатності пристроїв (систем) підігріву і дренажу;
- дренавання (продування) з апаратів відсепарованих бруду і конденсату;
- контроль витоків газу, їх усунення.

Періодичність виконання означених операцій визначається технічним станом обладнання, ступенем автоматизації, якістю газу тощо.

Частота продування і їхня тривалість повинні забезпечувати мінімальні витрати

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		36

природного газу.

9.3.4 Дренування забруднень з апаратів очищення в довкілля забороняється.

9.4.5 Робота апаратів очищення з перепадом тиску, що перевищує допустимі значення, забороняється.

9.3.6 Періодично, але не рідше 1 разу на рік, водночас з плановою зупинкою КС або з черговим технічним оглядом, повинен виконуватись огляд з метою визначення дієздатності сепараційних елементів, вентиляторів, трубних пучків, інших елементів апарату і очищення його від забруднення.

9.3.7 Відповідно до спеціальної інструкції необхідно проводити щорічний контроль неруйнівними методами товщин стінок входних, вихідних і дренажних трубопроводів в ерозійнонебезпечних місцях (трійники, відводи та інші з'єднуючі деталі). Результати контролю повинні фіксуватися актами.

9.4 Устаткування охолодження газу

9.4.1 Експлуатація устаткування охолодження газу (апарат по-вітряного охолодження - АПО) повинна проводитися відповідно до виробничої інструкції, складеної на основі інструкції заводів-виготовлювачів обладнання і цих Правил.

9.4.2 Пуск компресорної станції в експлуатацію без введення в роботу устаткування охолодження газу не допускається.

Температура газу на виході АПО повинна підтримуватися САК ТП КЦ або оперативним персоналом у заданих межах.

9.4.3 Межі змін температури газу на виході АПО повинні встановлюватися диспетчерською службою (ДС) підприємства згідно з проектно-технічною документацією та з урахуванням:

- забезпечення поздовжньої стійкості магістрального газопроводу під час оптимального режиму роботи;
- збереження ізоляції;
- попередження гідратуутворення;
- температури зовнішнього повітря.

9.4.4 Технічне обслуговування устаткування охолодження газу повинно включати:

- зовнішній огляд обладнання і комунікацій, визначення місць втрат газу від негерметичності і перевірку технічного стану вентиляторів;
- контроль і реєстрацію температури газу на виході устаткування;
- контроль перепаду тиску газу.

Періодичність виконання означених операцій визначається технічним станом, ступенем автоматизації, але не рідше 1 разу на добу.

9.4.5 В роботу повинні бути включені всі справні апарати повітряного охолодження. Число включених у роботу вентиляторів охолодження вибирається диспетчером або автоматично з урахуванням атмосферних умов і заданого режиму.

У разі відхилення температури газу від встановлених меж на виході устаткування і відсутності при цьому технічних засобів для її зміни, за погодженням з ДС, повинен бути змінений режим роботи КС.

9.4.6 У випадку зростання перепаду тиску газу на устаткуванні вище встановленого, повинен бути відкритий запірний кран на обвідному газопроводі, прий-

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		37

няті заходи з почерговій зупинці і очищення забруднених апаратів.

9.4.7 Не рідше 1 разу на рік повинен виконуватись зовнішній огляд апаратів повітряного охолодження з метою визначення дієздатності трубних пучків, вентиляторів і очищення їх від забруднення.

9.4.8 Відповідно до спеціальної інструкції необхідно проводити щорічний контроль неруйнівними методами товщин стінок входних і вихідних трубопроводів в ерозійно-небезпечних місцях (трійники, відводи та інші з'єднуючі деталі). Результати контролю повинні фіксуватися в актах.

9.5 Система паливного, пускового та імпульсного газу

9.5.1 Система паливного газу повинна експлуатуватися в режимі автоматичного включення резервної нитки на пункті редукування під час відмови основної.

9.5.2 Системи експлуатують відповідно до виробничої інструкції, що розробляється підрозділом, з урахуванням інструкції з експлуатації заводів - виготовлювачів обладнання і цих Правил.

9.5.3 Під час експлуатації систем необхідно:

- контролювати тиск у системах і, при необхідності, виконувати настроювання регуляторів;
- здійснювати періодичні (не рідше 1 разу на рік) перевірки і регулювання запобіжних клапанів;
- періодично (залежно від місцевих умов) вилучати забруднення з сепараторів, виморожувачів, ресиверів і колекторів;
- контролювати перепади тиску на фільтрах і, при необхідності, замінювати фільтруючі елементи;
- регулювати роботу підігрівачів паливного газу;
- вчасно виявляти і усувати витрати газу;
- вимірювати і реєструвати витрати газу;
- відповідно до графіку виконувати огляд, очищення, ремонт і випробування обладнання;

9.5.4 Кожний ГПА повинен бути обладнаний індивідуальним засобом заміру витрат паливного газу.

					<i>КМ 02.00.00.00</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Аркш</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

Висновки

Система подачі повітря є складним органом, до складу якого входять різні за своєю суттю енергетичні потоки. Кінцевим продуктом в даному випадку є енергія стисненого повітря, яка знаходить широке застосування у виробництві. Але, як відомо, процес стиснення відбувається з виділенням тепла, яке є побічним продуктом. В якості приводу компресорної установки зазвичай використовується двигун, який споживає електроенергію. Всі ці види енергії необхідно аналізувати і зіставляти для правильної оцінки енерговитрат в системі. Один з методів, що дозволяють виробляти такі розрахунки, є ексергетичний баланс, який дозволяє з достатньою точністю визначити різні за своєю складовою потоки енергії, розподілені в системі. Ґрунтуючись на отриманих даних, була складена структура розподілу енергії в системі і визначені основні напрямки, що мають найбільший потенціал енергозбереження.

Проведений аналіз основних втрат дозволяє зробити висновок про те, що сучасні системи подачі повітря мають значні резерви економії енергоресурсів. Причому багато хто з них можна корисно використовувати в результаті застосування заходів по використанню вторинних енергоресурсів як на самих компресорних станціях, так і зовнішніми споживачами.

Серед загальних проблем можна відзначити наступні:

1. Великий потенціал економії енергоресурсів закладений в системі регулювання СПП. Природно, багато в чому це залежить від характеру виробництва, типу вживаного устаткування, кількості і графіка роботи споживачів. Способи регулювання компресорних установок, що застосовуються в більшості випадків, є неекономічними і велика частка енергії, витраченої на привід компресора, втрачається даремно. Використання більш економічних способів не завжди можливо через низку технічних складнощів і високу вартість обладнання.

2. Виробництво стисненого повітря, як і будь-яке інше велике енергетичне виробництво, супроводжується виробленням, крім основного продукту, різних вторинних енергоресурсів (теплота в проміжних охолоджувачах, скидне повітря і т.д.), які практично не використовуються. Вирішення цього завдання може дати відчутний результат і підвищити ефективність системи.

3. Витоки і додаткові опори можуть мати істотну частку від загальних втрат системи. Найчастіше цим двом чинниками не приділяється належна увага.

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		39

4. Важливу роль відіграє розташування споживачів стисненого повітря і їх віддаленість від компресорної станції. Втрати тиску при транспортуванні стисненого повітря віддаленого споживача можуть бути чималими. Децентралізація системи подачі повітря в ряді випадків може принести відчутний ефект.

					<i>КМ 02.00.00.00</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Аркш</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		40

Список використаної літератури

1. Літвінов О. С. Фактори енергоемності продукції промислового підприємства / Літвінов О. С. – Одеса, 2006. – 242 с.
2. Воронежский А. В. Современные компрессорные станции / А. В. Воронежский. – М. : Изд-во «Премииум Инжиниринг», 2009. – 445 с.
3. Компрессорные станции общего назначения. Оборудование компрессорное. Правила эксплуатации. Рекомендации по повышению технико-экономических показателей. РД РТМ 26-12-39-80. – М. : Минхиммаш, 1981. – 356 с.
4. Ke J. China's Industrial Energy Consumption Trends and Impacts of the Top-1000 Enterprises Energy-Saving Program and the Ten Key Energy-Saving Projects / J. Ke, L. Price, S. Ohshita and other // Energy Policy. – 2012. – Vol. 50. – P. 562-569.
5. Компресорні станції : підручник / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 385 с.
6. Бондаренко Г. А. Винтовые воздушные компрессорные станции / Г. А. Бондаренко. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2005. – 254 с.
7. Бондаренко Г. А. Винтовые компрессоры в системах обеспечения сжатым воздухом / Г. А. Бондаренко, П. Е. Жарков. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2003. – 134 с.
8. Energy-Saving Opportunities for Manufacturing Enterprises // Industrial Technologies program. – U. S. Department of Energy, EERE Information Center, 2011. – 2 p.
9. European Commission (2009) Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC). Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency // Seville: Institute for Prospective Technological Studies, European IPPC Bureau, 2008. – 430 p. Режим доступа:
<http://eippcb.jrc.ec.europa.eu/reference/ene.html>
10. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий / под ред. В. А. Германа. – М. : Изд-во МЭИ, 1989. – 180 с.

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		41

11. Марченко В. Н. Энергосберегающая модернизация газовых пароперегревателей для цеха двуокиси титана ОАО «Сумыхимпром» / В. Н. Марченко, К. В. Таранец // «Вісник СумДУ» — 2006. — № 5(89). — С. 60—65.

12. Тсатсаронис, Джордж Т64 Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. — Одесса: Студия «Негоциант», 2002.- с. 152

13. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. —М.: Энергия, 1973.-296 с.

14. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок.— М.: Энергия, 1966.—368 с.

					KM 02.00.00.00	Лист
Зм.	Аркш	№ докум.	Підпис	Дата		42