

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ**

УДК 621.565:621.59

**Термодинамічний аналіз схем повітророзподільних установок для отримання газоподібного кисню під тиском****Г. К. Лавренченко<sup>1</sup>, М. Б. Кравченко<sup>2</sup>, Б. Г. Грудка<sup>3</sup>**<sup>1</sup> ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса-26, Україна, 65026<sup>2,3</sup> Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, Україна, 65039E-mail: <sup>1</sup>lavrenchenko.g.k@gmail.com; <sup>2</sup>kravtchenko@i.ua; <sup>3</sup>bogdangennadievich@gmail.comORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0002-9310-2166>;<sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

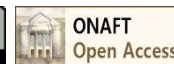
Різні споживачі (металургія, великотоннажна хімія, енергетика, медицина і т.п.) потребують газоподібний кисень, стиснений до тисків 0,6...16 МПа. У першій половині 20-го століття створювали криогенні повітророзподільні установки (ПРУ), в яких вироблений газоподібний кисень на виході з блоку розділення стискувався в кисневому компресорі (поршневого або відцентрового) до необхідного тиску. Після появи криогенних насосів кисень стали стискати в них, а потім газифікувати з використанням теплоти потоку переробляемого повітря. На перший погляд ця схема здавалася досить ефективною, хоча і не позбавленою деяких недоліків. Проведено термодинамічний аналіз повітророзподільних установок для отримання газоподібного кисню під тиском. Виконано порівняння показників ПРУ, які працюють за схемою із стисненням продукційного кисню в компресорі і зі стисненням в насосі рідкого кисню з наступним нагріванням до температури навколишнього середовища в основному теплообміннику. В результаті проведеного аналізу виведено безрозмірний критерій, фізичний зміст якого полягає в тому, що він показує відношення роботи, що витрачається в кисневому компресорі до додаткової роботи, яку необхідно затратити для компенсації термодинамічних втрат, пов'язаних з роботою насоса рідкого кисню. Розглянуто приклад використання отриманих співвідношень для аналізу ПРУ, що працює по циклу середнього тиску і призначеної для отримання газоподібного кисню під тиском 16 МПа. Термодинамічний аналіз такої установки показує, що витрата енергії на стиснення кисню в схемі з насосом може бути в 1,5 рази менше витрати енергії при використанні кисневого компресора. Аналіз ПРУ низького тиску показав, що при тиску продукційного кисню нижче 7-8 МПа схеми з насосом рідкого кисню більш ефективні, ніж традиційні схеми із стисненням продукційного кисню в компресорі. При тиску продукційного кисню вище 7-8 МПа енергетично вигідніше стає схема з кисневим компресором.

**Ключові слова:** Кисень, Повітророзподільна установка, Криогенний цикл, Компресор, Криогенний насос.

**doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i2.1360>**

© The Author(s) 2019. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1. Вступ**

Газоподібний кисень, який виробляється в повітророзподільних установках (ПРУ), завжди доводиться стискати до тиску, який необхідний споживачам. Ці тиски можуть бути в діапазоні від 6 і 30 бар для кисню, що застосовується в металургії, і 160 бар, необхідних для заправки кисневих балонів. Кисень із зазначеним високим тиском виробляється в ПРУ середньої продуктивності.

В даний час використовуються в основному два способи отримання кисню під тиском. Згідно

першого способу, газоподібний кисень виводиться з ПРУ під тиском, близьким до атмосферного, і дотискається до необхідного тиску в кисневому компресорі. У другому способі кисень відводиться з колони низького тиску в рідкому вигляді. Після переохолодження його стискають в насосі зріджених газів (НЗГ), і нагрівають майже до температури навколишнього середовища в основному теплообміннику ПРУ.

ПРУ, що працюють за першим способом отримання кисню під тиском, називають установками з «зовнішнім стисненням» кисню, а ПРУ дру-

гого типу, відповідно, — з «внутрішнім стисненням» кисню.

Можливий і третій спосіб отримання газоподібного кисню під тиском, при якому рідкий кисень накопичується в окремому резервуарі. Потім при необхідності його стискають насосом і нагрівають до температури навколишнього середовища в атмосферному газифікаторі. Так як при такій технології отримання кисню під тиском він виводиться з ПРУ в рідкому вигляді, то витрата енергії на отримання кисню в цьому випадку буде явно більше, ніж в кожному з двох розглянутих вище методів. Тому спосіб отримання газоподібного кисню з використанням атмосферного газифікатора зазвичай розглядається як резервний на випадок тимчасової зупинки ПРУ.

Термодинамічному аналізу ПРУ для отримання кисню під тиском присвячено порівняно мало робіт. Мабуть, це пояснюється тим, що в наш час питання про перевагу тієї чи іншої схеми ПРУ зазвичай вирішуються шляхом прямого розрахунку з використанням спеціального програмного забезпечення.

При всій простоті і універсальності такого підходу він може давати неоднозначні результати через необхідність задаватися великою кількістю параметрів, таких як недорекуперації в теплообмінниках, величина і розподіл теплопритоків до апаратів, ККД детандерів, насосів і компресорів, і т.п.

Питання обґрунтованого вибору схем ПРУ залишаються актуальними і в наш час. Для оцінки їх ефективності будемо використовувати термодинамічний метод аналізу, який дозволяє розглядати суть проблеми, не відволікаючись на деталі.

## 2. Особливості виробництва у ПРУ газоподібного кисню під тиском

Результати порівняння питомих витрат на виробництво кисню в схемах ПРУ з НЗГ і кисневим компресором вперше були опубліковані в [1]. Автором були проаналізовані термодинамічні втрати в ПРУ, яка працює по дросельному циклу високого тиску. Було показано, що в установках з насосом рідкого кисню необхідно виробляти додатковий холод на рівні температури рідкого кисню для компенсації теплоти його компримування і втрат на тертя в ущільненні насоса. На підставі цього зроблено висновки про те, що «витрати енергії в установках з насосом повинні бути, як правило, вище, ніж в установках з кисневим компресором».

На практиці ж більшість ПРУ, які виробляють кисень під високим тиском, незважаючи на це, працюють за схемою з насосом рідкого кисню. Це, можливо, пояснюється тим, що газові кисневі

компресори, особливо високого тиску, є складними, дорогими і ненадійними машинами.

Надалі Г.Б. Наринський, не обмежившись публікацією [1], більш детально досліджував дві зазначені схеми ПРУ, які виробляють кисень під тиском [2]. Ним розглядалися цикли високого і середнього тисків різного виду (див. табл. 1).

Наведемо отримані розрахунково результати спочатку по ПРУ, в якій використовується дросельний цикл середнього тиску. При роботі установки в режимі отримання газоподібного кисню з атмосферним тиском повітря, що переробляється, повинно стискатися до 6 МПа. При цьому теплопритоки з навколишнього середовища —  $Q_{н.с.} = 230$  кДж/кмоль п.в. при переході до схеми ПРУ з насосом було прийнято: загальна кількість тепла, внесеного насосом в блок поділу повітря, — 530 кДж/кмоль  $O_2$ ; середній тиск кисню, що стискається — 10 МПа.

За тих же вихідних даних, що і в схемі з дроселюванням повітря і видачею кисню під атмосферним тиском, в схемі з насосом рідкого кисню ізотермічний дросель-ефект стисненого кисню при температурі входу повітря в основний теплообмінник повинен складати  $\Delta T = 580$  кДж/кмоль, що відповідає тиску повітря, яке подається в установку, 10,5 МПа. Таким чином, для вироблення додаткового холоду доводиться збільшувати тиск повітря, що подається в ПРУ, з 6 до 10,5 МПа.

У табл. 1, запозиченої частково з [2], вказані основні показники ПРУ високого і середнього тисків з різними способами отримання стисненого кисню. З неї видно, що в більшості схем виробництво стисненого кисню за допомогою насоса супроводжується деякою перевитратою енергії. Так, в ПРУ середнього тиску з детандером, який має адіабатний ККД 0,75, схема з компресором на 21% менш затратна в порівнянні з насосною схемою.

Аналіз даних, наведених в [2], показав, що термодинамічні втрати, викликані використанням кисневого насоса, вдається компенсувати збільшенням вироблення холоду в ПРУ за допомогою підвищення тиску повітря, що переробляється.

Повертаючись до табл. 1, зазначимо, що підвищення тиску повітря в дросельному циклі ПРУ середньої продуктивності з 6 до 10,5 МПа призводить до зростання дросель-ефекту на 65%. При цьому витрата енергії збільшується всього на 14%. Отже, підвищення тиску повітря не призводить до пропорційного зростання енергії на прівід компресора.

Потрібно враховувати, що при порівнянні двох схем (див. табл. 1) автор використав результати розрахунків практично ідеалізованих схем, задаючись ККД детандера і кисневого компресора.

Правильніше було б проводити розрахунки з одночасним конструюванням установки. Такий похід запропонований в [3], де проведено коректне порівняння ПРУ з внутрішнім і зовнішнім стис-

канням кисню. Розрахунки і проектування виконувалися при створенні великотоннажної ПРУ КААр-35Д/45. В установку повинно подаватися 175000 м<sup>3</sup>/год повітря з тиском 0,6 МПа.

**Таблиця 1.** Порівняння показників установки з насосом рідкого кисню і кисневим компресором

Схема установки ( $Q_{н.с.}=230$ кДж/кмоль п.в.)	З насосом рідкого кисню			З кисневим компресором
	Тиск повітря, МПа	Кількість повітря, яке подається в детандер, кмоль/кмоль п.в.	Витрата енергії на отримання стисненого кисню, МДж/кмоль O <sub>2</sub>	Витрата енергії на отримання стисненого кисню, МДж/кмоль O <sub>2</sub>
З дроселюванням повітря	10,5	–	106	109
З попереднім аміачним охолодженням	6,5	–	98	98
З детандером при $\eta_{ад}=0.75$	4,2	0,35	85	70
З детандером при $\eta_{ад}=0.5$	4,3	0,67	86	74

Примітка: кількість тепла, що вноситься в установку насосом, прийнято рівним 530 кДж/кмоль O<sub>2</sub>, витрата енергії на стиснення кисню в компресорі до тиску 10 МПа при  $\eta_{из}=0.6$  складає 20 МДж/кмоль O<sub>2</sub>.

Установки зовнішнього стиснення для отримання кисню під тиском 3 МПа проектувалися раніше на основі ПРУ низького тиску і відцентрових компресорів. Пізніше стали створювати установки з внутрішнім стисненням кисню. При розробці таких установок, як зазначається в [3], довелося враховувати, що виключення кисневих компресорів зі складу цехового обладнання тягне за собою істотне ускладнення технологічної схеми, складу і конструкції обладнання. Це обумовлено тим, що для вироблення в ПРУ додаткового холоду з метою компенсації його втрат, викликаних використанням відцентрових насосів для стиснення кисню, не можна чинити так, як у випадку з ПРУ середньої продуктивності, шляхом збільшення тиску повітря, що подається [3].

У зв'язку з цим, як зазначено в [3], для виробництва збільшеної кількості холоду до складу ПРУ ввели два відцентрових повітряних компресора проміжного і середнього тисків. Через це зазначена ПРУ перетворилася в установку 2-х тисків повітря (0,6 і 4-5 МПа), з усіма наслідками, що випливають. Енерговитрати в ПРУ двох тисків опинилися на 8-10% вище в порівнянні з традиційним варіантом отримання кисню низького тиску з подальшим його стисненням в кисневому компресорі. Автори статті [3] підкреслили, що, незважаючи на деяке зниження капітальних вкладень у зв'язку з виключенням дорогих кисневих компресорів, сумарні наведені витрати на виробництво стисненого всередині ПРУ кисню виявляються дещо вищими.

У деяких випадках в результаті застосування більш досконалих схем і конструкторських рішень вдається створювати установки на основі відцентрових насосів з більш низькими питомими енерговитратами в порівнянні з ПРУ зовнішнього стиснення [4]. Як приклад можна послатися на ПРУ КтА-16/18, виготовлену в ПАТ «Кріогенмаш». Творці цієї ПРУ (тип С в табл. 2) для оцінки досконалості провели коректне порівняння її техніко-економічних показників з показниками установок для виробництва технологічного кисню:

- тип А – традиційна установка низького тиску з кисневим компресором;
- тип В – установка, яка реалізує схему з введенням повітря в колону змішування;
- тип С – установка КтА-16/18, в якій застосовується схема з введенням в колону змішування парів кубової рідини.

З табл. 2 видно, що ППРУ типу КтА-16/18 менше енергоємна: на 7% ніж традиційні ПРУ (тип А) і на 11%, ніж аналог закордонної фірми (тип В).

Дані, наведені в табл. 2, дозволяють стверджувати, що насосна схема при істотному поліпшенні показників схеми ПРУ і технології виробництва стиснених кисню та азоту може бути краще традиційної схеми.

Зіставляючи різні схеми по розрахунковим показникам, потрібно брати до уваги, що вони залишають поза передачею в повному обсязі реальні значення характеристик. Тому особливо цінними є результати порівняння ПРУ трьох типів (А, В і С),

оскільки вони виконані на основі показників дійсних установок.

**Таблиця 2.** Розрахункові техніко-економічні показники різних типів установок технологічного кисню [4]

Показники	тип А	тип В	тип С
Повітря, що переробляється (6 бар абс.), нм <sup>3</sup> /год	77000	91000	81000
Продукти, що виробляються, нм <sup>3</sup> /год			
Кисень газоподібний (96%, 3 бар)	16000	16000	16000
Кисень рідкий (99,5%)	120	120	120
Азот газоподібний середнього тиску (5 бар)	6000	6000	6000
Азот газоподібний низького тиску	12000	12000	12000
Азот рідкий	175	175	175
Споживана потужність, кВт	6860	7135	6370
Питома витрата енергії на виробництво кисню, кВт-год/м <sup>3</sup>	0,425	0,442	0,375
%	100	104	93

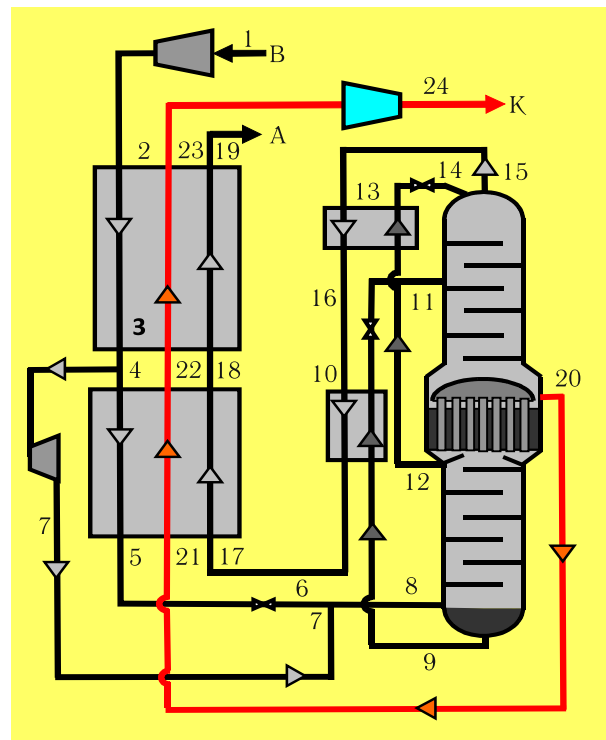
Викладемо спосіб оцінки характеристик ПРУ з зовнішнім і внутрішнім стисненням кисню.

### 3. Термодинамічний аналіз схем ПРУ для отримання газоподібного кисню під тиском

Для проведення термодинамічного аналізу різних ПРУ, призначених для отримання кисню під тиском, розглянемо дві схеми установок середнього тиску із стисненням кисню в компресорі і зі стисненням в насосі рідкого кисню.

На рис. 1 приведена принципова схема повітродозподільної установки середнього тиску із стисненням кисню в компресорі. У цій схемі з колони низького тиску відбирається газоподібний кисень під тиском близьким до атмосферного (точка 20). Цей кисень проходить через основний теплообмінник (процес 21-22-23), де нагрівається практично до температури навколишнього середовища, відбираючи тепло від прямого потоку повітря. Після цього відбувається стиснення продукційного кисню в компресорі до необхідного тиску (процес 23-24).

Тепло, що виділяється при стисненні кисню в компресорі, відводиться в проміжних холодильниках, які є складовою частиною кисневого компресора і на схемі не показані.



**Рисунок 1** – Принципова схема ПРУ середнього тиску із стисненням кисню в компресорі

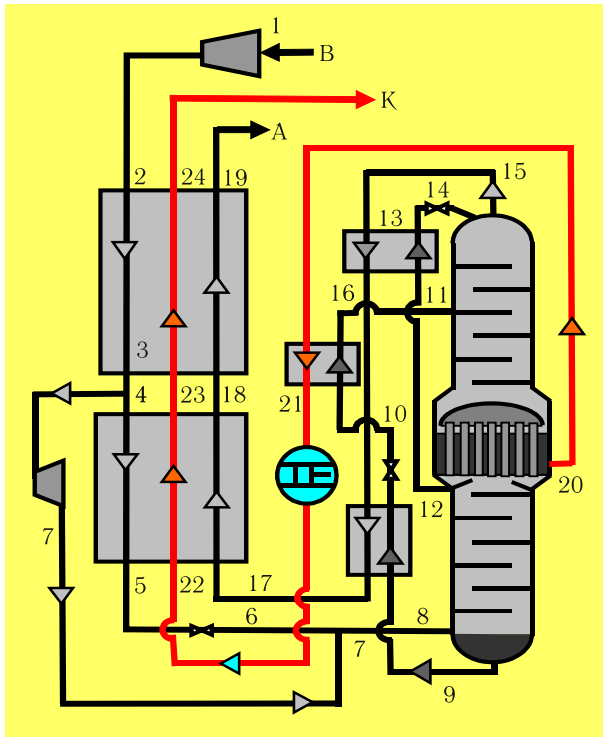
В даній схемі через основний теплообмінник проходять два зворотніх потоки низького тиску: потік викидного азоту (17-18-19) і потік продукційного кисню (21-22-23).

На рис. 2 приведена принципова схема повітродозподільної установки зі стисненням кисню насосом для зріджених газів. У цій схемі продукційний кисень відбирається в рідкому вигляді з колони низького тиску (точка 20). Далі цей кисень переохолоджується, віддаючи тепло киплячій кубовій рідині (процес 20-21), і направляється в насос рідкого кисню, де відбувається його стиснення до тиску, необхідного споживачу (процес 21-22). Стиснений кисень нагрівається до температури близької до температури навколишнього середовища, проходячи через основний теплообмінник (процес 22-23-24), і надходить до споживача.

Для того щоб з'ясувати, яка з розглянутих схем краща з енергетичної точки зору, розглянемо два термодинамічних процеси отримання кисню під тиском, які показані на рис. 3.

Початковою точкою цих термодинамічних процесів є стан рідкого кисню в кубі колони низького тиску (точка 1 на рис. 3), а кінцевою точкою порівнюваних термодинамічних процесів, — стан кисню, що подається споживачу (точка 4).

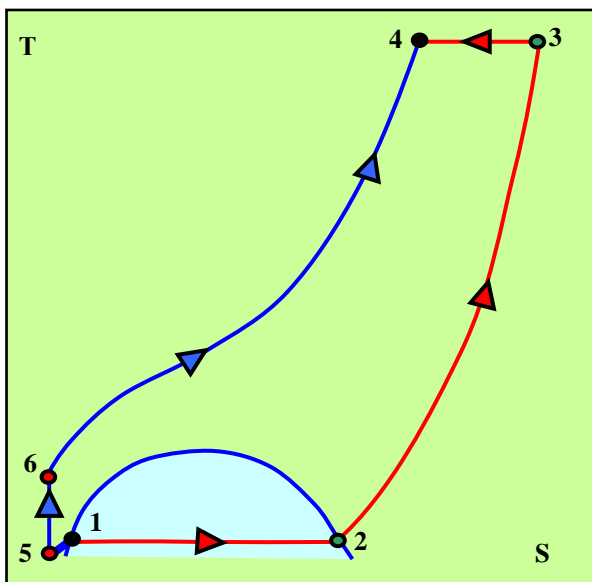
В процесі, відповідному схемі з зовнішнім стисненням кисню, рідкий кисень випаровується в кубі колони низького тиску (1-2 на рис. 3),



**Рисунок 2** – Принципова схема ПРУ середнього тиску із стисненням кисню в насосі рідкого кисню

нагрівається в основному теплообміннику (2-3) і стискається в кисневому компресорі (3-4).

В термодинамічному процесі, що реалізується в схемі з внутрішнім стисненням кисню, рідкий кисень переохолоджується (1-5 на рис. 3), стискається в насосі рідкого кисню (5-6) і нагрівається в основному теплообміннику (6-4).



**Рисунок 3** – Термодинамічні процеси отримання кисню під тиском в ПРУ з зовнішнім і внутрішнім стисненням кисню: (1 - 2 - 3 - 4) — зовнішнє стиснення; (1 - 5 - 6 - 4) — внутрішнє стиснення

Для порівняння енергетичної ефективності розглянутих способів отримання кисню, об'єднаємо розглянуті процеси отримання кисню під тиском в термодинамічний цикл кріорефрижератора. Для цього буде потрібно змінити напрямок термодинамічних процесів (1-5-6-4) на протилежний.

Аналіз показників цього циклу дозволить дати однозначну відповідь на питання про енергетичну ефективність порівнюваних процесів стиснення кисню.

Принципова схема віртуального кріорефрижератора, що реалізує такий цикл, наведена на рис. 4.

У цьому кріорефрижераторі в компресорі I стискається продукційний кисень від тиску, близького до атмосферного, до тиску, під яким цей кисень подається споживачу, при цьому витрачається робота  $L_{\text{кк}}$ . Далі кисень охолоджується в рекуперативному теплообміннику II до температури в точці 22 (рис. 2), тобто до температури на виході з насоса рідкого кисню в схемі з насосом. Потім кисень розширюється в розширювальній машині III до тиску на вході в насос рідкого кисню, роблячи роботу  $L_{\text{д}}$ , рівну енергії стиснення кисню в насосі. При цьому вважається, що на виході з розширювальної машини виходить переохолоджений рідкий кисень з параметрами в точці 21 (рис. 2). Після цього рідкий кисень нагрівається до стану насичення і кипить у випарнику IV, відводячи тепло  $Q_0$ . З випарника виходять насичені пари кисню з параметрами кисню, що відбирається з ректифікаційної колони в схемі з компресором (точка 20 на рис. 1).

Для розглянутого кріорефрижератора неважко знайти холодильний коефіцієнт, що дорівнює відношенню холодопродуктивності циклу на температурному рівні рідкого кисню до роботи компресора.

Визначимо холодопродуктивність ідеалізованого циклу  $Q_0$  і її питоме значення  $q_0$ .

Для цього запишемо енергетичний баланс кріорефрижератора (див. рис. 4) у вигляді:

$$Q_0 + L_{\text{кк}} = Q_{\text{н.с.}} + L_{\text{д}}$$

В питомих величинах

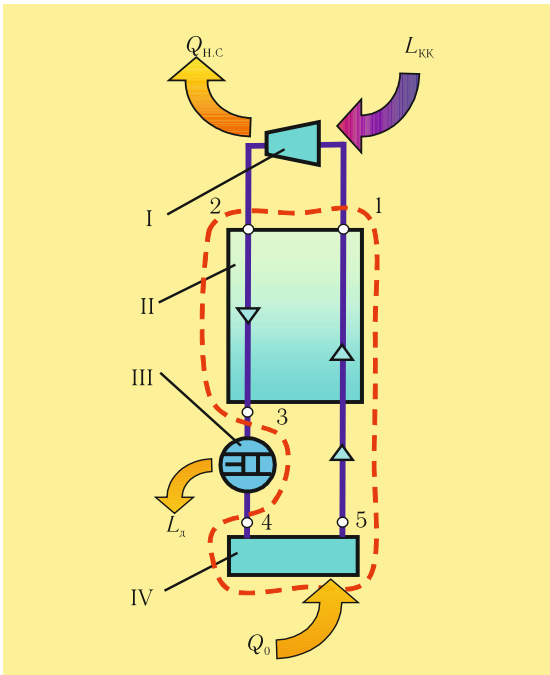
$$q_0 + l_{\text{кк}} = q_{\text{н.с.}} + l_{\text{д}}$$

або

$$q_0 = T_{\text{н.с.}} (s_1^{\text{к}} - s_2^{\text{к}}) + (i_3 - i_4) - T_{\text{н.с.}} (s_1^{\text{к}} - s_2^{\text{к}}) + (i_1^{\text{к}} - i_2^{\text{к}}) = \Delta i_T - \Delta i_S,$$

де  $\Delta i_T$  — ізотермічний дросель-ефект кисню, що стискається в компресорі;  $\Delta i_S = i_3 - i_4$  — адіабатний теплоперепад в розподільній машині.





**Рисунок 4** – Принципова схема віртуального кріорефрижератора: I — компресор; II — теплообмінник; III — розширювальна машина; IV — випарник

З урахуванням прийнятих позначень на схемах ПРУ, представлених на рисунках 1 і 2, а також попереднього виразу

$$q_0 = (i_{23}^k - i_{24}^k) + (i_{22}^h - i_{21}^h), \quad (1)$$

Робота в даному циклі витрачається в кисневому компресорі. Дійсна робота стиснення кисню знаходиться за формулою

$$l_{кк} = \frac{T_{н.с} (s_{23}^k - s_{24}^k) - (i_{23}^k - i_{24}^k)}{\eta_{із}}, \quad (2)$$

де  $T_{н.с}$  – температура навколишнього середовища;  $(s_{23}^k - s_{24}^k)$  — різниця ентропій кисню на ізотермі навколишнього середовища (рис. 1);  $\eta_{із}$  — ізотермічний ККД кисневого компресора.

Якщо подумки змінити напрямки термодинамічних процесів в циклі віртуального кріорефрижератора, то вийде цикл теплової машини, яка за рахунок різниці температур між навколишнім середовищем і рідким киснем виробляє стиснення продукційного кисню до тиску, при якому він надходить до споживача. Отже, кількість тепла, яку віддає така теплова машина на температурному рівні рідкого кисню і буде тим додатковим тепловим навантаженням, яке з'являється при роботі насоса рідкого кисню. Для того, щоб врахувати теплопритоки до насоса рідкого кисню і теплоту тертя в ньому, їх необхідно додати до отриманого значення додаткового теплового навантаження.

Тому значення холодильного коефіцієнта для даного кріорефрижератора можна вважати рівним відношенню додаткової холодопродуктивності ПРУ, яка необхідна для компенсації втрат при роботі насоса рідкого кисню, до енергії, споживаної кисневим компресором в схемі із зовнішнім стисненням кисню.

Для того, щоб зробити висновок про перевагу однієї з двох розглянутих схем отримання кисню під тиском, слід порівняти енергію, яка витрачається в кисневому компресорі, з енергією, яку потрібно затратити для відводу додаткового теплового навантаження, що виникає при роботі насоса рідкого кисню.

Якщо відомо додаткове теплове навантаження, яке виникає при роботі насоса рідкого кисню, то для визначення витрати енергії, що витрачається на відведення цього тепла, досить знайти значення холодильного коефіцієнта для кріогенного циклу ПРУ.

Холодопродуктивність ПРУ в розрахунку на один моль ізотермічно переробляемого повітря можна знайти як суму дросель-ефекту стисненого повітря і холодопродуктивності детандера:

$$q_{ПРУ} = (i_1^b - i_2^b) + D(i_4^b - i_7^b), \quad (3)$$

де  $(i_1^b - i_2^b)$  — ізотермічний дросель-ефект стисненого повітря;  $D$  — доля детандерного потоку повітря;  $(i_4^b - i_7^b)$  — холодопродуктивність детандера в розрахунку на один моль повітря, що дорівнює різниці ентальпій на вході і на виході з детандера (див. рис. 1 і 2).

Робота повітряного компресора дорівнює

$$l_B = \frac{T_{н.с} (s_1^b - s_2^b) - (i_1^b - i_2^b)}{\eta_{із}}, \quad (4)$$

де  $(s_1^b - s_2^b)$  — різниця ентропій повітря на вході і виході з повітряного компресора ПРУ;  $\eta_{із}$  — ізотермічний ККД повітряного компресора.

Якщо в кріогенному циклі ПРУ використовується робота розширення повітря в детандері, то при обчисленні холодильного коефіцієнта необхідно зменшити роботу компресора на величину роботи детандера.

З урахуванням цього вираз для визначення холодильного коефіцієнта кріогенного циклу ПРУ набуває вигляду:

$$\eta_{ПРУ} = \frac{q_{ПРУ}}{l_B}. \quad (5)$$

Знаючи величину додаткової холодопродуктивності ПРУ, яка необхідна для компенсації втрат, що виникають при роботі насоса рідкого кисню, і холодильний коефіцієнт цієї ПРУ, можна знайти значення додаткової енергії, яку доводить-

ся витратити при роботі насоса рідкого кисню. Ця додаткова робота

$$l_{\text{дод}} = \frac{Q_0}{\eta_{\text{ПРУ}}} = \frac{Q_0 L_{\text{В}}}{Q_{\text{ПРУ}}}. \quad (6)$$

Для того, щоб однозначно відповісти на питання про перевагу однієї з розглянутих схем ПРУ необхідно порівняти отримане значення додаткової роботи, яка витрачається при використанні насоса рідкого кисню, з роботою стиснення кисню в компресорі. Якщо таке порівняння зробити шляхом знаходження відношення цих величин, то вийде безрозмірний критерій, який дозволяє зробити остаточний висновок про термодинамічну перевагу якоїсь із порівнюваних схем ПРУ.

Якщо значення безрозмірного критерію, рівного відношенню роботи стиснення в кисневому компресорі до додаткової роботи, яка витрачається при роботі насоса рідкого кисню, виявиться більше одиниці, то це означає, що схема з насосом рідкого кисню є більш ефективною з енергетичної точки зору. І, навпаки, якщо значення цього критерію вийде менше одиниці, то кращою буде схема з кисневим компресором.

Повний вираз для цього критерію запишемо як

$$Cr = \frac{L_{\text{КК}}}{L_{\text{дод}}} = \frac{Q_{\text{ПРУ}} L_{\text{КК}}}{Q_0 L_{\text{В}}} = \frac{\eta_{\text{ПРУ}}}{\eta_{\text{КР}}}. \quad (7)$$

Як впливає з формули (7), це відношення дорівнює відношенню холодильного коефіцієнта ПРУ до холодильного коефіцієнту  $\eta_{\text{КР}}$  розглянутого вище віртуального кріорефрижератора.

#### 4. Приклади розрахунків схем ПРУ середнього і низького тисків

Оцінимо величину безрозмірного критерію  $Cr$  для ПРУ, що працює по циклу середнього тиску і призначеної для отримання технічного кисню під тиском 16 МПа. Схема установки приведена на рис. 2.

Задано наступними параметрами такої установки, що позначається як ПРУ К-0,25. Паспортна потужність приводу двох повітряних компресорів 2ВМ4-12/65М1, якими комплектується К-0,25, становить 280 кВт. Витрата повітря, що переробляється цими компресорами, дорівнює 1317 м<sup>3</sup>/год.

Тиск повітря на виході з компресора 4,5 МПа; температура повітря, що виходить з компресора, 313 К; тиск в кубі колони високого тиску 0,68 МПа; температура повітря на вході в турбодетандер 165 К; Адіабатний ККД детандера 0,65, частка детандерного потоку повітря 0,6; тиск в кубі колони низького тиску 0,16 МПа; температура рідкого кисню перед насосом 87,5 К; температура кисню на виході з насоса 95,4 К.

Розрахункова холодопродуктивність розглянутої установки (без урахування теплопритоків з навколишнього середовища), знайдена за формулою (3), дорівнює 12,2 кВт. Потужність, яка споживана повітряним компресором, відома. Тому холодильний коефіцієнт для кріогенного циклу ПРУ

$$\eta_{\text{ПРУ}} = \frac{Q_{\text{ПРУ}}}{L_{\text{В}}} = \frac{12,2}{280} = 0,0436. \quad (8)$$

Заданося ізотермічним ККД кисневого компресора, що дорівнює 0,5. Тоді потужність, необхідна для приводу кисневого компресора в віртуальному циклі, розрахована за формулою (3), виходить рівною 81 кВт. Холодопродуктивність віртуального кріогенного циклу для даної ПРУ може бути знайдена за формулою (1) і дорівнюватиме 2,3 кВт. З огляду на це холодильний коефіцієнт віртуального кріогенного циклу

$$\eta_{\text{КР}} = \frac{Q_0}{L_{\text{КК}}} = \frac{2,3}{81} = 0,0285. \quad (9)$$

Звідси знаходимо значення безрозмірного критерію:

$$Cr = \frac{\eta_{\text{ПРУ}}}{\eta_{\text{КР}}} = \frac{0,0436}{0,0285} = 1,5. \quad (10)$$

Отже, для даної ПРУ середнього тиску кращою є схема з насосом рідкого кисню. Більш того, отримане значення безрозмірного критерію  $Cr$  відразу ж дає співвідношення між енергією, що витрачається на стиснення кисню в насосній схемі і в схемі з кисневим компресором. В даному випадку на стиснення кисню в компресорі треба було б витратити приблизно в 1,5 рази більше енергії, ніж в насосній схемі.

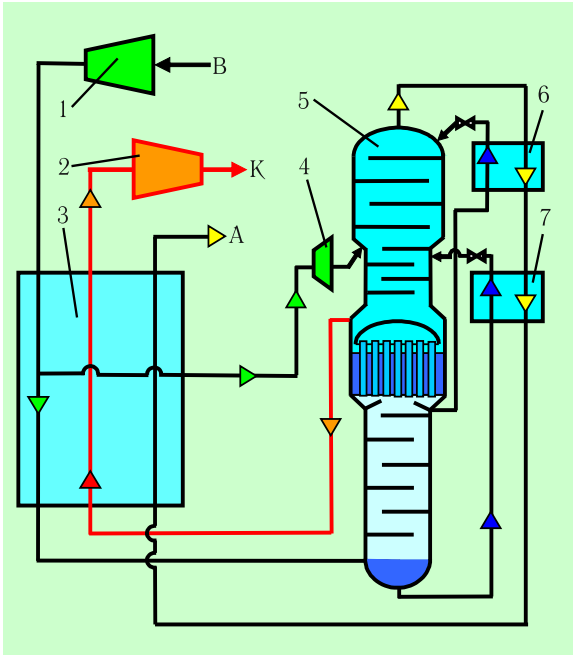
Отриманий результат повністю узгоджується з існуючою практикою побудови схем ПРУ середнього тиску для отримання кисню під тиском 16 МПа, необхідного для заправки його в балони. Всі ці установки працюють за схемою з насосом рідкого кисню.

Висновок про перевагу насосної схеми для отримання кисню з тиском 16 МПа ні в якому разі не можна вважати остаточним. Так, наприклад, якщо з'явиться можливість використовувати кисневий компресор з ізотермічним ККД 0,8-0,9, замість прийнятого в розрахунку 0,5, то схема з зовнішнім стисканням кисню виявиться краще.

Перевагою запропонованого підходу до термодинамічного аналізу схем ПРУ є те, що значення холодильних коефіцієнтів у формулі (7) для обчислення безрозмірного критерію  $Cr$  можуть бути визначені в розрахунку на одиницю маси по-

вітря, що переробляється, і одиницю маси продукційного кисню. Ця можливість може використовуватися при розгляді схем ПРУ, що працюють за циклом низького тиску.

На рис. 5 наведена схема ПРУ низького тиску, яку умовно можна назвати традиційною, так як за такою схемою працювала більшість установок низького тиску аж до початку 90-х років минулого століття.



**Рисунок 5** – Принципова схема ПРУ низького тиску зі стисненням кисню в компресорі:

1 — повітряний турбокомпресор; 2 — кисневий відцентровий компресор; 3 — основний теплообмінник; 4 — турбодетандер; 5 — колона дворазової ректифікації; 6 — переохолоджувач азотної флегми; 7 — переохолоджувач кубової рідини

Установки низького тиску, що працюють за традиційною схемою, зазвичай застосовуються для постачання киснем доменного і конвертерного виробництв. Продукційний кисень для цього стискається в турбокомпресорах до тисків 6 і 30 бар. Повітря, що надходить в установку, також має тиск 6 бар. Тому, якщо у формулі (7) значення холодильних коефіцієнтів знайдені в розрахунку на один моль повітря, що переробляється, і один моль продукційного кисню, то при близьких значеннях ККД кисневого і повітряного турбокомпресорів, величини цих робіт у зазначеній формулі можна скоротити.

У цьому випадку значення безрозмірного критерію  $Cr$  дорівнюватиме відношенню питомої холодопродуктивності кріогенного циклу ПРУ і віртуального циклу кріорефріжератора. При низькому тиску продукційного кисню і повітря, що надходить в установку, ізотермічними дросель-

ефектами стисненого повітря і стисненого кисню також можна знехтувати.

Отже, в даному окремому випадку значення безрозмірного критерію  $Cr$  дорівнюватиме відношенню роботи турбодетандера в розрахунку на один моль повітря, що переробляється, до роботи, що витрачається в насосі рідкого кисню в розрахунку на один моль продукційного кисню. Звідси знаходимо, що

$$Cr = \frac{265,9}{12,5} = 21,3. \quad (11)$$

При обчисленні безрозмірного критерію  $Cr$  ККД турбодетандера і насоса рідкого кисню прийняті рівними одиниці.

Значення безрозмірного критерію в цьому випадку вийшло настільки великим, що якими б не були реальні значення ККД турбодетандера і насоса рідкого кисню, результат залишиться тим самим. Схема з насосом рідкого кисню для установок низького тиску має незаперечні переваги перед схемою із стисненням продукційного кисню в компресорі.

Усупереч наведеним вище розрахунками, багато ПРУ низького тиску все ще працюють за схемою із стисненням кисню в компресорі.

В роботі [3], присвяченій аналізу можливостей підвищення ефективності ПРУ низького тиску, автори наводять низку аргументів на користь установок, що працюють за традиційною схемою із стисненням кисню в компресорі. Головний з цих доводів полягає в тому, що традиційна схема ПРУ низького тиску при переході до схеми з внутрішнім стисненням кисню, перетворюється в установку двох тисків. Це призводить до суттєвого її ускладнення і зменшення надійності.

Доцільність модернізації застарілих ПРУ, що використовують кисневі компресори, пояснюється ще й тим, що багато підприємств вже мають повітряні і кисневі компресори, трубопроводи стисненого повітря і кисню. Тому глибока модернізація існуючих ПРУ для таких підприємств дешевше, ніж будівництво принципово нових установок для виробництва кисню під тиском [5].

Лише порівняно недавно з'явилися схеми ПРУ низького тиску з додатковим конденсатором-випарником або із колоною змішування [4], що дозволяють використовувати насос рідкого кисню для стиснення продукційного кисню. У цих ПРУ, в порівнянні з установками низького тиску, що працюють за традиційною схемою, стиснення продукційного кисню, як зазначалося, досягається практично без збільшення питомих витрат енергії. При цьому відпадає необхідність в кисневому компресорі, що робить установки зі стисненням кисню в насосі істотно більш ефективними.



Цей факт повністю підтверджує висновки, отримані на підставі проведеного термодинамічного аналізу схем ПРУ низького тиску, призначених для отримання кисню під тиском. На жаль, причиною високої енергетичної ефективності ПРУ низького тиску з внутрішнім стисненням кисню в даний час прийнято вважати зниження концентраційних напорів в основних колонах [6], а не радикальне зменшення витрат енергії на стиснення продукційного кисню.

Практично всі ПРУ великої продуктивності, які були побудовані після 2000 р, працюють за схемою з внутрішнім стисненням продукційного кисню [7-12]. Тому завдання про переваги схеми з внутрішнім стисненням кисню фактично вже вирішено. Але вирішено не шляхом термодинамічного аналізу, а, очевидно, шляхом порівняння різних варіантів побудови схеми ПРУ і проведення їх техніко-економічних розрахунків.

Метод термодинамічного аналізу дозволяє відповісти на питання, де ж знаходиться та межа, за якою застосування схеми з кисневим компресором стає кращим.

Сучасні ПРУ великої продуктивності створюються для одночасного одержання кисню, азоту та аргону під різними тисками і частково в рідкому вигляді. Наприклад, для доменного виробництва на металургійних підприємствах потрібен кисень під тиском 6 бар, а для конвертерної технології — під тиском 30-40 бар. Для забезпечення технології «піч-ківш» потрібен аргон під тиском. Одночасно така ПРУ може виробляти порівняно невелику кількість кисню під тиском 160 бар для заправки балонів і реципієнтів.

Для хімічних і нафтопереробних підприємств потрібен азот під надлишковим тиском 3-9 бар в якості інертного середовища. Тому, з використанням методів термодинамічного аналізу залишається відповісти на питання про те, де ж знаходиться та межа, за якою застосування схеми з кисневим компресором стає кращим.

На рис. 6 приведена типова схема сучасної повітророзподільної установки для отримання газоподібного кисню під тиском. Завдяки відбору фракції з колони низького тиску, установка також дозволяє отримувати чисті газоподібний азот під тиском, близьким до атмосферного, і азот під невеликим надлишковим тиском.

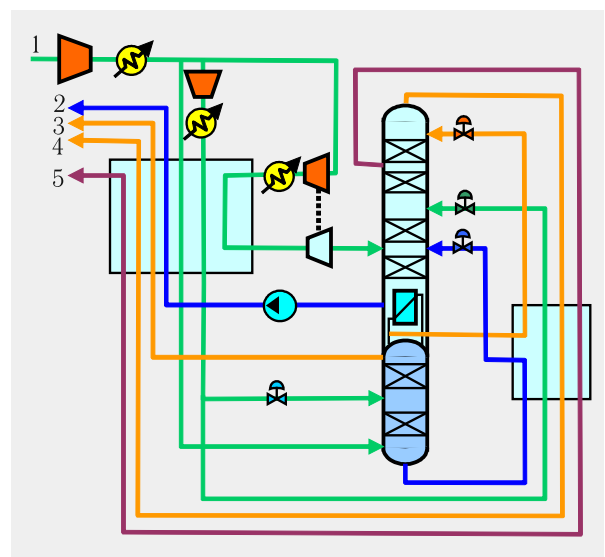
Для прикладу задамося наступними характеристиками ПРУ. Потужність, що витрачається на стиснення повітря, будемо вважати близькою до потужності, що витрачається реальними установками великої продуктивності, що працюють за аналогічною схемою. Вона має значення приблизно 3,1 кВтгод на кіломоль повітря, що переробляється [12]. Частка детандерного потоку повітря в установках, що працюють по даній схемі, як пра-

вило, не перевищує 0,25. Тиск повітря, що надходить в детандер, прийемо рівним 0,8 МПа, адіабатний ККД детандера — 0,85. В результаті можна знайти величину роботи детандера, яка виходить рівною 0,085 кВтгод на кіломоль повітря, що переробляється.

З урахуванням цього холодильний коефіцієнт криогенного циклу

$$\eta_{\text{ПРУ}} = \frac{Q_{\text{ПРУ}}}{L_{\text{в}}} = \frac{0,085}{3,1} = 0,027. \quad (12)$$

Задаючись тиском продукційного кисню, неважко оцінити величину роботи насоса, а також роботу і ізотермічний дросель-ефект стисненого в кисневому компресорі кисню.

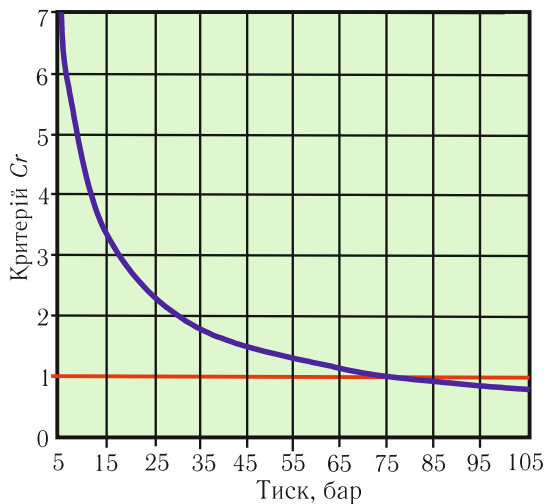


**Рисунок 6** – Типова схема сучасної повітророзподільної установки для отримання кисню та азоту під тиском:

1 — атмосферне повітря; 2 — кисень під тиском; 3 — азот під тиском; 4 — азот під тиском близьким до атмосферного; 5 — скидна фракція

На рис. 7 приведена залежність критерію  $Cr$  від тиску продукційного кисню для даної ПРУ. При побудові цього графіка температура ізотермічного стиснення кисню прийнята рівною 293 К, ізотермічний ККД кисневого компресора — 0,4, адіабатний ККД насоса рідкого кисню — 0,5, температура рідкого кисню, що надходить в насос, — 87,5 К.

З наведеного графіка можна зробити висновок, якщо тиск продукційного кисню менше 75 бар, то кращою, з енергетичної точки зору, є схема з насосом рідкого кисню. Якщо ж необхідний тиск продукційного кисню більше 75 бар, то схема з кисневим компресором буде споживати менше енергії.



**Рисунок 7** – Залежність критерію Cr від тиску продукційного кисню

Формула (7) дає просту відповідь на питання про те, де проходить межа, при перетині якої одна з розглянутих схем ПРУ з внутрішнім або зовнішнім стисненням кисню стає краще.

Схема ПРУ із стисненням кисню в кисневому компресорі є більш ефективною при дуже низькому значенні холодильного коефіцієнта криогенного циклу ПРУ і високому тиску продукційного кисню. В роботі [1] як раз і розглянутий такий випадок, коли ПРУ працює по дросельному циклу високого тиску і виробляє кисень для заправки балонів. В результаті аналізу термодинамічних втрат в установці автор прийшов до висновку про те, що схеми з насосом рідкого кисню і зі стисненням продукційного кисню в кисневому компресорі приблизно рівноцінні.

#### 4. Висновки

Проведений термодинамічний аналіз схем ПРУ для отримання кисню під тиском дозволив отримати наступні результати:

1. Виведено формулу для безрозмірного критерію, фізичний зміст якого полягає в тому, що він показує відношення роботи, що витрачається в кисневому компресорі до додаткової роботи, яку необхідно затратити на компенсацію термодинамічних втрат, пов'язаних з роботою насоса рідкого кисню.

2. Проведено аналіз термодинамічних втрат в ПРУ, що працює по циклу середнього тиску і призначеної для отримання газоподібного кисню під тиском 16 МПа, необхідного для наповнення кисневих балонів. Термодинамічний аналіз такої установки показує, що витрата енергії на стиснення кисню в схемі з насосом виявляється приблизно в 1,5 рази менше витрати енергії при використанні кисневого компресора.

3. Проведений аналіз термодинамічних втрат в ПРУ, що працює по циклу низького тиску, дозволив встановити, що при тиску продукційного кисню нижче 7-8 МПа схеми з насосом рідкого кисню більш ефективні, ніж традиційні схеми із стисненням продукційного кисню в компресорі. При тиску продукційного кисню вище 7-8 МПа енергетично вигідною стає схема з кисневим компресором.

4. Показано, що схема ПРУ із стисненням кисню в кисневому компресорі стає кращою при низькому значенні холодильного коефіцієнта криогенного циклу ПРУ і високому тиску продукційного кисню, наприклад, коли ПРУ працює по дросельному циклу високого тиску і виробляє кисень під високим тиском.

#### Література

1. Наринский Г.Б. Термодинамический анализ схемы воздухоразделительной установки высокого давления с насосом жидкого кислорода // Химическое и нефтяное машиностроение. — 1965. — № 7. — С. 9–12.
2. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения. Технология и оборудование. В 2-х томах. Под редакцией В.И. Епифановой, Л.С. Аксельрода. Т. 1. Термодинамические основы разделения воздуха, схемы и аппараты воздухоразделительных установок. — М.: Машиностроение, 1973. — 468 с.
3. Скородумов Б.А., Карпов В.Н., Писарев Ю.Г. Воздухоразделительные установки нового поколения // Технические газы. — 2002. — № 4. — С. 23–30.
4. Писарев Ю.Г., Тарасова Е.Ю., Ляпин А.И. Характеристики воздухоразделительной установки нового поколения, введенной в эксплуатацию в ЗАО «Северодонецкое объединение Азот» // Технические газы. — 2008. — № 5. — С. 31–37.
5. Скородумов Б.А., Карпов В.Н., Писарев Ю.Г., Проворный Л.С. Модернизация находящихся в эксплуатации установок разделения воздуха ОАО «Криогенмаш» // Технические газы. — 2002. — № 4. — С. 42–50.
6. Пуртов С.Н., Тарасова Е.Ю. Установки разделения воздуха для производства технологического кислорода // Технические газы. — 2009. — № 2. — С. 38–46.
7. Castle W. F. Air separation and liquefaction: Recent developments and prospects for the beginning of the new millennium // International Journal of Refrigeration. — 2002. — Vol. 25. — P. 158–172.
8. Dawson B.K., Siegmund S.C., Yonggui Z. Flow-sheet optimization for multi-product air separation units // The First Baosteel Annual Academic Conference, Shanghai, China, May 27-28, 2004.

9. **Zhang Xiao-bin, Chen J., Yao L.** et al. Research and development of large-scale cryogenic air separation in China // Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering). — 2014. — Vol. 15(5). — P. 309–322.
10. **Higginbotham P., White V., Fogash K. and Guvelioglu G.** Oxygen supply for oxyfuel CO<sub>2</sub> capture // International Journal of Greenhouse Gas Control. — 2011. — Vol. 4. — No. 5. — P. 194–203.
11. Higginbotham P., Kalbassi M., Gibson S. Oxygen

Supply for CO<sub>2</sub> Capture by Oxyfuel Coal Combustion // Cryogenics 2012, IIR International Conference, Dresden, Germany, September 11–14, 2012. — P. 178–182.

12. **Alsultanny Y. A., Al-Shammari N. N.** Oxygen Specific Power Consumption Comparison for Air Separation Units // Engineering Journal. — 2014. — Vol. 18 (2). — P. 68–80.

Отримана в редакції 27.02.2019, прийнята до друку 02.04.2019

## Thermodynamic analysis of schemes of air separating units for obtaining gaseous oxygen under pressure

**G.K. Lavrenchenko<sup>1</sup>, M.B. Kravchenko<sup>2</sup>, B.H. Hrudka<sup>3</sup>**

<sup>1</sup> «Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 188, Odessa, Ukraine, 65026

<sup>2,3</sup> Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, Ukraine, 65039.

E-mail: <sup>1</sup>lavrenchenko.g.k@gmail.com; <sup>2</sup>kravtchenko@i.ua; <sup>3</sup>bogdangennadievich@gmail.com

ORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0002-9310-2166>;

<sup>3</sup><http://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

*Different consumers (metallurgy, large-tonnage chemistry, energy, medicine, etc.) need gaseous oxygen compressed to pressures of 0.6 ... 16 MPa. In the first half of the 20th century, cryogenic air separation units (ASU) were created, in which the produced gaseous oxygen at the outlet of the separation unit was compressed in an oxygen compressor (piston or centrifugal) to the required pressure. After the appearance of cryogenic pumps, oxygen began to be compressed into them, and then gasified using the heat of the processed air stream. At first glance, this scheme seemed to be quite effective, although not without some drawbacks. The thermodynamic analysis of air separation units for the production of gaseous oxygen under pressure was carried out. A comparison was made of indicators of ASU operating according to the scheme with compression of production oxygen in the compressor and compression in the pump of liquid oxygen with subsequent heating to the ambient temperature in the main heat exchanger. As a result of the analysis, a dimensionless criterion was derived, the physical meaning of which is that it shows the relation of work spent in the oxygen compressor to the additional work that needs to be spent to compensate for the thermodynamic losses associated with the operation of the liquid oxygen pump. An example of the use of the obtained ratios for the analysis of ASU working on the medium pressure cycle and intended to produce gaseous oxygen under a pressure of 16 MPa is considered. Thermodynamic analysis of such an installation shows that the energy consumption for oxygen compression in the circuit with a pump can be 1.5 times less than the energy consumption when using an oxygen compressor. Analysis of low pressure ASU showed that when the pressure of production oxygen is below 7-8 MPa, circuits with a liquid oxygen pump are more effective than traditional circuits with compression of production oxygen in a compressor. When the pressure of production oxygen is higher than 7-8 MPa, the scheme with an oxygen compressor becomes energetically more favorable.*

**Keywords:** Oxygen, Air separation unit, Cryogenic cycle, Compressor, Cryogenic pump.

### References

1. **Narinsky G.B.** (1965). Thermodynamic analysis of the high-pressure air separation unit with a liquid oxygen pump. *Chemical and petroleum engineering*, 7, 9-12.
2. Air separation by deep cooling. Technology and equipment. In 2 volumes. (1973). Edited by V.I. Epifanova, L.S. Axelrod. T. 1. Thermodynamic principles

of air separation, circuits and devices for air separation plants. M.: Mechanical Engineering, 468.

3. **Skorodumov B.A., Karpov V.N., Pisarev Yu.G.** (2002). Air separation plants of new generation. *Industrial gases*, 4, 23-30.

4. **Pisarev Yu.G., Tarasova E.Yu., Lyapin A.I.** (2008). Characteristic of air separation plant of new generation entered into operation in close JSC «Severodonetsk Azot Association». *Industrial gases*, 5, 31-37.

5. **Skorodumov B.A., Karpov V.N., Pisarev Yu.G., Provorny L.S.** (2002). Modernization of JSC “Cryogenmash” air separation plants in operation. *Industrial gases*, 4, 42-50.
6. **Purtov S.N., Tarasova E.Yu.** (2009). Air separation plants for production of technological oxygen. *Industrial gases*, 2, 38-46.
7. **Castle W. F.** (2002). Air separation and liquefaction: Recent developments and prospects for the beginning of the new millennium. *International Journal of Refrigeration*, 25, 158-172. Doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00003-2](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00003-2)
8. **Dawson B.K., Siegmund S C., Yonggui Z.** (2004). Flowsheet optimization for multi-product air separation units. The First Baosteel Annual Academic Conference, Shanghai, China, May 27-28, 2004.
9. **Zhang Xiao-bin, Chen J., Yao L.** et al. (2014) Research and development of large-scale cryogenic air separation in China. *Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering)*, 15(5), 309-322. Doi: <https://doi.org/10.1631/jzus.A1400063>
10. **Higginbotham P., White V., Fogash K. and Guvelioglu G.** (2011) Oxygen supply for oxyfuel CO<sub>2</sub> capture. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 4 (5), 194-203. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2011.03.007>
11. **Higginbotham P., Kalbassi M., Gibson S.** (2012) Oxygen Supply for CO<sub>2</sub> Capture by Oxyfuel Coal Combustion. Cryogenics 2012, IIR International Conference, Dresden, Germany, September 11–14, P. 178-182.
12. **Alsultanny Y. A., Al-Shammari N. N.** (2014) Oxygen Specific Power Consumption Comparison for Air Separation Units. *Engineering Journal*, 18 (2), 67-80. Doi: <https://doi.org/10.4186/ej.2014.18.2.67>

Received 27 February 2019

Approved 02 April 2019

Available in Internet 30 April 2019