

Доцільність застосування критеріїв ексергетичного аналізу для оцінювання ефективності об'єктів теплоенергетики

<https://doi.org/10.31713/MCIT.2021.37>

Волощук Володимир

Кафедра автоматизації теплоенергетичних процесів
Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут імені Ігоря
Сікорського"
Київ, Україна
Vl.Volodya@gmail.com

Некрасевич Олена

Кафедра автоматизації теплоенергетичних процесів
Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут імені Ігоря
Сікорського"
Київ, Україна
olena.nekrashevych@gmail.com

Гікало Павло

Кафедра автоматизації теплоенергетичних процесів
Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"
Київ, Україна
p.gikalo@gmail.com

Анотація—У роботі на прикладах представлено обґрунтування доцільності та переваги використання ексергетичних показників в якості ключових критеріїв енергетичної ефективності об'єктів теплоенергетики

Ключові слова — ексергія; необоротності; теплоенергетичні процеси.

I. ВСТУП

Існуюча методологія, яка базується на застосуванні першого закону термодинаміки і використовується для обґрунтування типів, структури, параметрів, режимів роботи об'єктів і систем теплоенергетики з метою підвищення їх ефективності (енергетичної, економічної та екологічної) не забезпечує вирішення викликів сьогодення і потребує подальшого удосконалення з урахуванням додаткових принципів [1–5].

Сучасні технологічні рішення в теплоенергетиці характеризуються суттєвим ускладненням структури та режимів роботи. Існуючі методи, які базуються тільки на законі збереження та перетворення енергії, не зовсім чітко ідентифікують місця, причини та значення втрат енергетичного потенціалу вхідного енергоносія.

Мета роботи – обґрунтувати доцільність та переваги використання ексергетичних показників в якості ключових критеріїв енергетичної ефективності об'єктів теплоенергетики.

II. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

З позицій енергетичного підходу ККД ефективності використання енергії палива у сучасному котлоагрегаті знаходиться на рівні

80...95%. Згідно такого підходу втрати енергії (а це 15...20%) складаються із: втрат теплоти із відхідними газами, від хімічної неповноти згорання, від механічної неповноти згорання, через обмурівку та втрат теплоти із фізичною теплоотою шлаків. При такому підході немає кількісної оцінки найбільш цінних втрат. Зрозуміло, що одна і та ж кількість втраченої енергії від хімічної неповноти згорання та через обмурівку не є рівноцінними. Адже догорання горючих газів (CO, H₂, CH₄, тощо) може забезпечити отримання продуктів згорання з набагато вищим енергетичним потенціалом ніж та ж сама кількість енергії, що виходить за межі установки через обмурівку котла.

В теперішній час у сфері теплозабезпечення будівель пропонується використання конденсаційних котлів як енергоефективного джерела теплоти для систем опалення, оскільки ККД таких котлів, визначених на основі енергетичного балансу по відношенню до вищої теплоти згорання, знаходиться на рівні 94...96%. Разом з тим, якщо прийняти до уваги, що такі котли забезпечують подачу теплової енергії до споживача з температурою 20°С (нормована температура повітря в більшості приміщеннях), то можна зрозуміти, що в даному випадку потенціал (придатність для використання) енергії первинного палива (природного газу) з температурою згорання 2000°С практично повністю втрачається в процесах її трансформації та підводу до споживача. Саме ця термодинамічна недосконалість і повинна бути врахована у характеристиках котлоагрегатів [5].

Розглянемо два типи теплонасосних систем. У першій установці використовується низькопотенційне джерело (вода) з температурою 15°С, яке охолоджується до температури 12°С

(тобто на 3 К). Друга система передбачає охолодження низькопотенційного джерела (також води) з температури 7°C до температури 4°C (тобто також на 3 К). У першому випадку температурний напір на холодному кінці випарника рівний 10 К, а у другому – 2 К. І перша і друга система нагрівають воду системи опалення від 30°C до 42°C . Тобто обидві установки забезпечують отримання продукту з однаковими параметрами. В обох випадках у тепловому насосі використовується одне і те ж робоче тіло – R134a. Характеристики як основного так і допоміжного обладнання теплонасосних систем в обох випадках також однакові. Можна зрозуміти, що в таких умовах роботи як коефіцієнти трансформації, так і витрати енергії на власні потреби у даних теплонасосних системах повинні бути однакові. Розрахунки показують, що в обох схемах коефіцієнт трансформації рівний 5,54.

Отже, аналіз запропонованих теплонасосних систем на основі суто енергетичного (або ентальпійного) підходу, із використанням таких характеристик як коефіцієнт трансформації та витрати енергії на власні потреби показав, що ці системи є абсолютно однакові. Тобто, формально можна пропонувати до впровадження як першу так і другу установку.

Разом з тим, інженер-фахівець вкаже, що перший тип теплонасосної системи використовує низькопотенційне джерело, що має вищу температуру, з нижчою ефективністю. У цій установці є можливість підвищення її ефективності за рахунок зниження температурного напору у випарнику. Якщо фахівець у своєму виборі використовує тільки параметри першого закону термодинаміки, то твердження, що перший варіант не вичерпав повністю свій потенціал із ефективного використання наявного ресурсу, базується суто на інженерній інтуїції та досвіді. Немає такого енергетичного параметра, який би формально дав підстави вибору саме першої системи із її подальшим удосконаленням. Якщо енергосистема складніша, то не завжди фахівець може мати достатній досвід та інтуїцію, щоб зробити правильний вибір. Тут виникає потреба в розробці та використанні інших формальних критеріїв вибору рішення.

Розглянемо результати реалізації ексергетичного підходу з оцінювання цих двох теплонасосних. Розрахунки показали, що ексергетичний ККД першого типу установки рівний 63,2%, а другого – 68,7%. Деструкція ексергії у першому випадку становить 1,17 кВт, а у другому – 0,92 кВт. Отже, результати ексергетичного аналізу забезпечують дослідника більш детальною та об'єктивною інформацією щодо доцільності використання цих двох запропонованих схем теплонасосної установки. Ексергетичні показники (ККД, деструкція ексергії) чітко вказують про те, що система типу 2 в заданих умовах створює продукт із вищою термодинамічною ефективністю. Для цієї установки ексергетичний ККД є на 5,2% (в абсолютних одиницях) більшим, а деструкція ексергії є на 0,25 кВт (або на 28%) меншою у порівнянні із системою типу 1. Саме

вищий температурний напір у випарнику установки типу 1 призводить до зростання деструкції у цьому елементі та зниження ексергетичного ККД системи.

Із наведеного прикладу можна зрозуміти, що коефіцієнт трансформації, який характеризує ефективність теплового насоса з позицій Першого закону термодинаміки, надає односторонню характеристику. Він враховує сумарний вплив температур низькопотенційного джерела і споживача енергії та термодинамічної досконалості його циклу на ефективність трансформації енергії. Коефіцієнт трансформації не може сам по собі оцінити роздільно необоротності того чи іншого реального процесу в установці. Більше того, в окремих випадках цей параметр може дезорієнтувати дослідника [1].

Частина деструкції ексергії на тепловій електростанції виправдано експлуатаційними, економічними, екологічними чи безпековими вимогами. Наприклад, якщо парогенератор працює при постійному тиску, навантаження парової турбіни регулюється шляхом зміни вихідного тиску дросельного вентиля на вході парової турбіни високого тиску. Для кожного навантаження регулюються витрата палива та тиск на виході насоса живильної води для підтримки постійного значення тиску на вході дросельного вентиля. Очевидно, що підвищене дроселювання пари при частковому навантаженні є несприятливе з термодинамічної точки зору. Однак цю інформацію не можна отримати з енергетичного балансу дросельного вентиля, оскільки величина ентальпії через адіабатичний клапан є постійною. Баланс ексергії показує, що при частковому навантаженні деструкція ексергії може бути значною. В даний час на типових парових електростанціях часто застосовують регулювання тиску в «ковзному режимі» або комбінацію регулювання тиску з «фіксованим тиском» та в «ковзному режимі» [6].

Як приклад, на рис. 1 розглянуто процес у паротурбінній установці (ПТУ), де для регулювання потужності турбіни використовується дроселювання пари перед турбіною.

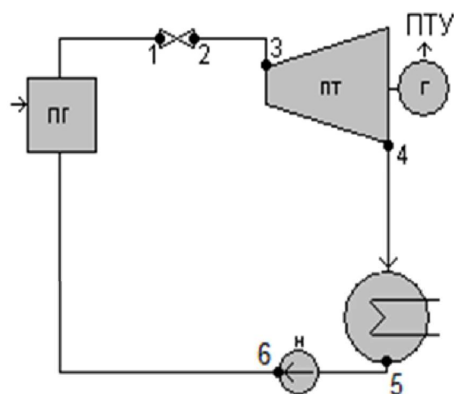


Рисунок 1. Принципова схема паротурбінної установки (ПТУ)

Параметри представленої на рис. 1 ПТУ: $p_1=20\text{ МПа}$; $T_1=500^{\circ}\text{C}$; $p_4=0,004\text{ МПа}$.

Якщо виникає потреба зменшити потужність турбіни, то це здійснюється шляхом дроселювання, тобто зниження тиску пари в точці 2. Наприклад, якщо зменшимо тиск в точці 2 до значення 17 та 15 МПа відповідно, отримуємо наступні результати, які наведені у табл. 1.

ТАБЛИЦЯ 1. РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ

Параметр	$p_2=20$ МПа	$p_2=17$ МПа	$p_2=15$ МПа
Підведена енергія до ПТУ, кДж/кг	3097,6	3097,6	3097,6
Відведена від ПТУ енергія у вигляді втрат в довкілля, кДж/кг	2007,0	2022,1	2034,0
Відведена від ПТУ енергія у вигляді корисної електричної енергії, кДж/кг	1090,6	1075,5	1063,6
ККД ПТУ, %	35,2	34,7	34,3
Деструкція ексергії в дросельному вентилі, кДж/кг	0,0	18,4	32,8
Деструкція ексергії в турбіні, кДж/кг	270,0	266,3	263,4
Втрати ексергії в конденсаторі, кДж/кг	59,5	60,0	60,3
Деструкція ексергії в живильному насосі, кДж/кг	2,2	2,2	2,2

Проаналізувавши результати розрахунків (при зниженні тиску пари p_2 до 15 МПа), маємо при однаковій кількості енергії, що підводиться до установки зниження ККД ПТУ на 0,9% та зниження потужності турбіни на 27 кДж/кг. В той же самий час відбулося збільшення втрат в конденсаторі, що підтверджується існуючим енергетичним підходом, та суттєве збільшення деструкції в дросельному вентилі на 32,8 кДж/кг, що є основною причиною зниження ККД ПТУ. Тобто, саме за допомогою ексергетичного аналізу вдалося ідентифікувати компонент системи, який є найбільш неефективним. А це зумовлює запропонувати більш оптимальні методи керування цією системою.

III. ВИСНОВКИ

З позиції енергетичного аналізу не вдається ідентифікувати та кількісно оцінити всі необоротності, що мають місце у процесах передачі та перетворення енергії в об'єктах теплоенергетики. Саме ексергетичний підхід дає можливість кількісно оцінити всі існуючі необоротності, що у свою чергу забезпечує об'єктивний аналіз ефективності технологічного процесу та визначення найбільш доцільних його характеристик та режимів.

ЛІТЕРАТУРА

- [1] Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М.: Энергия, 1969. 368 с.
- [2] Sciubba E. Wall G. A brief Commented History of Exergy From the Beginnings to 2004. *International Journal of Thermodynamics*. 2007. Vol. 10, No. 1. P. 1–26.
- [3] Tsatsaronis G. Comments on the Paper “A Brief Commented History of Exergy from the Beginnings to 2004” E. Sciubba and G. Wall Int. J. of Thermodynamics, 10 (2007), pp 1–26 and Authors’ Response. *International Journal of Thermodynamics*. 2007. Vol. 10, No. 4. P. 187–192.

- [4] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. Thermal Design and Optimization. New York: Wiley, 1996. 542 p.
- [5] Hepbasli A. Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16(1). P. 73–104.
- [6] G. Tsatsaronis and F. Czielsa, “Energetic and exergetic analysis of complex systems”. Encyclopedia of life support systems (EOLSS), theme: exergy, energy systems analysis and optimization, 2009, pp. 121–146.