УДК 662.92

ТЕРМОДИНАМІЧНА ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ ЗАСОБІВ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СТИСНЕННЯ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК

В.О. Мишенко
Черкаська філія Європейського університету, м. Черкаси

Рассматривается термодинамическая эффективность процесса утилизации теплоты сжатия компрессорных установок. Проведен схемный анализ средств утилизации теплоты сжатия и предложены пути их использования.

Розглядається термодинамічна ефективність процесу утилізації теплоти стиснення компресорних установок. Проведено схемний аналіз засобів утилізації теплоти стиснення і запропоновано шляхи їх використання.

ВСТУП

Як відомо, основна частка енергетичних втрат у компресорних установках (до 90%) припадає на теплообмінні апарати [1]. Тому зниження саме цих втрат шляхом утилізації відведеної у них теплоти є істотним резервом економії енергії. В розвинутих країнах світу утилізується теплота стиснення з тепловою потужністю від 10 кВт.

Дослідження питань утилізації теплоти стиснення компресорних установок зумовлена цілим рядом об'єктивних чинників:

– великим парком компресорних установок та великими затратами (до 40-45%) на споживану підприємствами електроенергію;

– великими затратами на теплопостачання та необхідністю пошуку шляхів комплексного використання теплоти стиснених газів.

У зв'язку з цим термодинамічна оцінка та системний аналіз засобів утилізації теплоти стиснення є актуальним завданням.

Проблеми використання теплоти стиснення компресорних установок у вітчизняній науково-технічній літературі останнім часом одержали певне розроблення в дослідженнях українських дослідників, таких як М. Кулик, А. Дубровський, П. Мільштейн, І. Карп, а також російських дослідників, таких як В. Парфьонов, Я. Берман, М. Моїсеєв та інших.

ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Метою статті є дослідження термодинамічної ефективності процесу утилізації теплоти стиснення компресорних установок та засобів її використання.

Скорочення енергетичних втрат в основному пов'язане з наявністю споживачів, які утилізують теплоту, тоді як ексергетичні втрати обумовлюються необоротністю процесів теплообміну внаслідок кінцевої різниці температур, гідравлічних опорів, теплообміну з навколишнім середовищем і т.д. [2].

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для компресорних установок з утилізацією теплоти стиснення узагальненою термодинамічною характеристикою може служити ексергетична продуктивність, обумовлена виразом [3]:

$$N_{ex} = G_г * \Delta e_г + \sum_{s=1}^{n} G_{yti} * \Delta e_{yti} = N'_{ex} * \xi_e ,$$

де $G_г$, $\Delta e_г$ – витрата стиснутого газу і зростання його питомої ексергії;

$G_{утi}$,$\Delta e_{утi}$- витрата i-го охолоджуючого середовища, що утилізує теплоту стиснення в теплообмінних апаратах і зростання питомої ексергії цього середовища;

n - кількість охолоджуючих середовищ, що утилізують теплоту стиснення;

ξ_e - коефіцієнт приросту ексергетичної продуктивності під час утилізації теплоти стиснення.

Після нескладних перетворень одержимо такі вирази аналізованого коефіцієнта приросту ексергетичної продуктивності [3]:

$$\xi_e = 1 + \frac{\sum_{k=1}^{m}\sum_{j=1}^{i} \Delta T_{г_{kj}} * \left[l - T_0 \left(T_k - T_н \right)^{-1} * \ln(T_k / T_н) \right] * R}{T_0 * \left[T_г / T_0 - \ln(T_г / T_0) + \kappa^{-1} * (\kappa - 1) * \ln(P_г / P_0) - 1 \right]},$$

де $T_г$ - температура стиснутого газу після кінцевого охолодження без утилізації теплоти стиснення;

$P_г$ - тиск стиснутого газу після кінцевого охолодження;

P_0 - тиск навколишнього середовища;

R - газова стала;

K - показник адіабати для стиснутого газу;

l – кількість j-их теплообмінників, у яких охолоджується стиснутий газ і утилізується теплота стиснення при κ - му охолодженні;

m - кількість проміжних і кінцевих охолоджень (для двоступінчастої компресорної установки $m = 2$);

T_o - температура охолоджуючого середовища;

$T_н$,T_k - температура охолоджуючого середовища до і після j-го теплообмінника при k - му охолодженні.

Обумовимо його значення для декількох можливих характерних варіантів утилізації теплоти стиснення, що відрізняються кінцевою різницею температур стиснутого газу та охолоджуючих середовищ у теплообмінниках.

Задаючись конкретними значеннями температур, знайдемо значення шуканого коефіцієнта $\xi_в$ для повітряної двоступінчастої компресорної установки з проміжним і кінцевим охолодженням ($m = 2$, $l=1$, $T_г/T_0 =1$). Для спрощення розрахунків припустимо, що температури середовищ, які обмінюються теплом, на вході і виході з проміжного теплообмінника такі самі, як і кінцевого.

Таблиця 1

Варіант	$T_{г1}$, °к	T_k, °к	$T_{г2}$, °к	$T_н$, °к	T_o, °к	ξ_e при $P_г/P_0$	
						20	15
I	423	393	313	293	293	1,196	1,159
II	423	393	313	293	293	1,07	1,057
III	423	393	313	293	293	1,125	1,102

де $Tг_1$,$Tг_2$ - температура стиснутого газу на вході і виході з теплообмінників;

$T_н$,T_k - температура охолоджуючого середовища до і після теплообмінників.

Як видно з таблиці, утилізація теплоти стиснення при невеликих значеннях обох різниць температур (I варіант) дозволяє одержати приріст ексергетичної продуктивності для даного прикладу на 16-20%. У той же час

утилізація такої самої кількості теплоти, але при меншому нагріванні навколишнього середовища (II варіант) збільшує ексергетичну продуктивність усього на 6-7%. І нарешті, утилізація приблизно в 1,5 раза меншої кількості теплоти (III варіант), але при нагріванні охолоджуючого середовища як у I варіанті, дозволяє одержати приріст ексергетичної продуктивності 10-12% (варто підкреслити, що тепловий потік, відведений від стиснутого газу в додаткових теплообмінниках, при розрахунках ξ_e не враховувався, причому найбільші значення ξ_e цих діапазонів відповідають меншим значенням тиску стиснутого повітря).

Таким чином, проведений аналіз показує, що утилізація теплоти стиснення в компресорних установках загального призначення не тільки знижує енергетичні втрати, але і дозволяє істотно підвищити ексергетичну продуктивність компресорних установок. Це, у свою чергу (наприклад, під час утилізації теплоти для підігрівання стиснутого повітря, яке спрямовується до споживачів), дозволяє знизити його споживання, отже і зменшити витрату енергії на його одержання.

Існуючі засоби утилізації теплоти стиснення на компресорних станціях можна умовно розділити на дві групи. Перша з них містить у собі засоби утилізації без зміни температурного потенціалу теплоти стиснення. До другої групи відносять засоби утилізації зі зміною температурного потенціалу теплоти стиснення [3].

При здійсненні засобів утилізації першої групи теплота стиснення безпосередньо використовується або для підігрівання стиснутого газу, який спрямовується до споживача, або використовується для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання за допомогою охолоджуючого повітря або охолоджуючої води.

Як відомо, підігрівання стиснутого газу збільшує його питомий об'єм. Отже, при цьому буде потрібна менша масова витрата стиснутого газу і менші витрати на його одержання. Так, за нашими підрахунками, підігрівання охолодженого стиснутого повітря на 4°С при його витраті (за умовами усмоктування) 100 м^3/хв. дозволяє заощадити до 30 тис. кВт-год у рік електроенергії. Використання стиснутого повітря до 100-120°С на 50% знижує витрати охолодженої води в кінцевому холодильнику і на 25% витрати електроенергії. Таким чином, економічна ефективність використання теплоти стиснення для підігрівання охолодженого стиснутого газу очевидна. Проте слід зазначити, що застосування даного засобу утилізації доцільно при близькому розміщенні компресорної станції до споживача стиснутого газу. При прямуванні стиснутого повітря в магістральному трубопроводі вже через 1000-2000 м його температура стає близькою до температури навколишнього середовища. Отже, при передачі стиснутого повітря на більш довгі відстані втрачається й ефективність підігрівання стиснутого повітря, яке утилізується теплом. У ряді випадків при невеличкій протяжності повітропроводу їх доцільно теплоізолювати [4].

Використання охолодженої води для перенесення теплоти стиснення дозволяє концентровано передавати його на великі відстані. Так, наприклад, для передачі однієї і тієї ж самої кількості теплоти буде потрібно об'ємної витрати води приблизно в 4000 разів меншої, ніж об'єм витрати атмосферного повітря. Проте при звичайній схемі водяного охолодження компресорних установок по відкритому контуру нагрівання охолодженої води обмежене умовами безпечної експлуатації, оскільки при температурі понад 40°С починається посилене солеутворення, а це веде до значного забруднення теплообмінних поверхонь і до зниження інтенсивності відведення тепла стиску. Тому в звичайних схемах водяного охолодження утилізація теплоти стиснення малоефективна унаслідок її низькопотенціальності.

Розглянуті вище схеми утилізації теплоти стиснення за допомогою охолодженої води в основному передбачають істотні збільшення її

температури (до 50-75°С). Тому їхнє ефективне використання можливе за наявності закритої системи водопостачання.

Утилізація теплоти стиснення за допомогою охолодженого повітря позбавлена однієї з головних хиб попереднього засобу (жорстких вимог до якості охолодженого середовища), оскільки при нагріванні охолодженого повітря в теплообміннику практично відсутній ріст яких-небудь відкладень на теплообмінній поверхні. Тому, за наявності близько розміщеного споживача теплової енергії, утилізація теплоти стиснення за допомогою охолодженого повітря становить безсумнівний інтерес, але для здійснення цього необхідно вирішити питання переведення компресорів середньої і значної продуктивності на повітряне охолодження, тому що число компресорних станцій із машинами повітряного охолодження становить усього близько 4% від числа компресорних станцій підприємств галузі [5]. До числа основних хиб, що утрудняють переведення компресорів на повітряне охолодження, належать низька ефективність у жаркий час року і великі габарити теплообмінної апаратури. Тому вирішення цих питань є зараз найбільш важливим.

Крім розглянутих вище засобів утилізації теплоти стиснення, існує ще ряд засобів утилізації зі зміною температурного потенціалу теплоти за допомогою додаткових пристроїв: абсорбційних холодильних машин, теплових насосів, теплових труб, термоелектричних холодильників.

Одним із головних факторів, що забезпечують ефективність розглянутих вище засобів утилізації теплоти стиснення для цілей опалення, гарячого водопостачання і вентиляції, є наявність близько розміщеного споживача цієї теплоти. Тому в ряді випадків за відсутності близьких споживачів більш раціональна утилізація теплоти стиснення для самих компресорних установок, яка досягається за допомогою, наприклад, абсорбційних холодильних машин.

Ефективність утилізації теплоти стиснення багато в чому обумовлюється його температурним потенціалом. Тому із метою підвищення температурного потенціалу теплоти стиснення в ряді випадків можуть застосовуватися теплові насоси, що забезпечують нагрівання води до температури 75-100°С [6]

На сьогоднішній день деяке поширення, особливо в зарубіжній практиці, набуло застосування гравітаційних теплових труб і термосифонів для утилізації повторних енергоресурсів і, зокрема, теплоти стиснення.

Для утилізації теплоти стиснення за допомогою термоелектричного холодильника в лінії нагнітання після ступеня стиснення встановлюють термоелектрогенератор, а на лінії усмоктування в неї установлюють термоохолоджувач. При цьому теплота стиснення використовується для охолодження усмоктуваного в ступень газу.

Таким чином, проведений аналіз показав, що до сьогоднішнього часу існує множина різноманітних засобів утилізації теплоти стиснення. Вибір конкретного з них повинен проводитися з урахуванням умов експлуатації компресорних установок і наявності споживачів теплоти стиснення на основі всебічного техніко-економічного аналізу із застосуванням високоефективних теплообмінних апаратів [7].

ВИСНОВКИ

У результаті проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1 Термодинамічним аналізом встановлено доцільність використання теплоти стисненого повітря для його підігрівання. Залежно від продуктивності компресорних установок температур теплоносіїв, величини тисків можливе підвищення ексергетичної продуктивності до 20%.

2 Із системних позицій розглянуто різні засоби утилізації теплоти стиснення газу. Встановлено, що в розвинутих країнах світу

використовується (утилізується) теплота стиснення з тепловою потужністю від 10 кВт.

3 Встановлено необхідність персоніфікованого підходу та ретельного техніко-економічного аналізу під час розроблення систем утилізації теплоти стиснення.

4 Для України важливим є питання енергозбереження. Метою подальших техніко-економічних досліджень є технічна та економічна оцінка доцільності промислового використання потенціалу теплоти стиснення .

SUMMARY

THERMODYNAMIC ESTIMATION AND ANALYSIS OF MEANS OF HEAT COMPRESSION UTILIZATION IN COMPRESSOR INSTALLATIONS

V.A. Myshenko
Cherkasy Branch of European University

The article deals with efficiency of compression heat utilization in compressor installations.

The analysis the means of compression heat utilization has been provided and the ways of its use are proposed.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Stapel A.G. Wee zu einer besseren Qualitat der Drucluft - Klepriq Fachberichte, 1972. - №3. - P.145-146.
2. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. - М.: Энергия, 1973. - 269с.
3. Мильштейн П.А., Мышенко В.А., Парфенов В.П. Термодинамический анализ утилизации тепла сжатия компрессорных установок. - М.: ЦИНТИХИМнефтемаш, 1990. - С.22-25.
4. Берман Я.А., Меньковский О. Н., Марр Ю. Н, Рафалович А.П. Системы охлаждения компрессорных установок. - Л.: Машиностроение, 1984. - 228с.
5. Щербань Л.Н. Использование тепла сжатого воздуха шахтной компрессорной установки. – К.: Уголь, 1949. - №7. - С. 16-17.
6. АС №733234 Компрессорная установка (Б.А.Мурдин,М.В.Холоменюк). Опубл. в Б.И. 1980. - №11.
7. Еременко Е.Н., Лютенко В.Ф., Тимин.А.Л. Утилизация тепла сжатия воздуха на компрессорных станциях общего назначения. – М.: Химическое и нефтяное машиностроение, 1981. - №11. - С.11-13.

Надійшла до редакції 10квітня 2009 р.