

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
78 НАУКОВОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
ВИКЛАДАЧІВ АКАДЕМІЇ**

Одеса 2018

Наукове видання

Збірник тез доповідей 78 наукової конференції викладачів академії
23 – 27 квітня 2018 р.

Матеріали, занесені до збірника, друкуються за авторськими оригіналами.
За достовірність інформації відповідає автор публікації.

Рекомендовано до друку та розповсюдження в мережі Internet Вченою радою
Одеської національної академії харчових технологій,
протокол № 12 від 24.04.2018 р.

Під загальною редакцією Заслуженого діяча науки і техніки України,
Лауреата Державної премії України в галузі науки і техніки,
д-ра техн. наук, професора Б.В. Єгорова

Укладач Т.Л. Дьяченко

Редакційна колегія

Голова Єгоров Б.В., д.т.н., професор

Заступник голови Поварова Н.М., к.т.н., доцент

Члени колегії:

Амбарцумянц Р.В., д-р техн. наук, професор

Безусов А.Т., д-р техн. наук, професор

Бурдо О.Г., д.т.н., професор

Віннікова Л.Г., д-р техн. наук, професор

Волков В.Е., д.т.н., професор

Гапонюк О.І., д.т.н., професор

Жигунов Д.О., д.т.н., доцент

Іоргачова К.Г., д.т.н., професор

Капрельянц Л.В., д.т.н., професор

Коваленко О.О., д.т.н., ст.н.с.

Косой Б.В., д.т.н., професор

Крусір Г.В., д-р техн. наук, професор

Мардар М.Р., д.т.н., професор

Мілованов В.І., д-р техн. наук, професор

Осипова Л.А., д-р техн. наук, доцент

Павлов О.І., д.е.н., професор

Плотніков В.М., д-р техн. наук, доцент

Станкевич Г.М., д.т.н., професор,

Савенко І.І., д.е.н., професор,

Тележенко Л.М., д-р техн. наук, професор

Ткаченко Н.А., д.т.н., професор,

Ткаченко О.Б., д.т.н., професор

Хобін В.А., д.т.н., професор,

Хмельнюк М.Г., д.т.н., професор

Черно Н.К., д.т.н., професор

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ГАЗОДИНАМІЧНОГО НАДУВУ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Ярошенко В.М., к.т.н., доцент
Одеська національна академія харчових технологій

Техніко-економічна ефективність процесів перетворення теплової енергії палива в теплоенергетичних установках суттєво залежить від термодинамічного рівня процесів, які відбуваються в елементах (технічному обладнанні) установок.

Підвищення термодинамічної ефективності дизельних енергетичних установок досягається у тому числі за рахунок утилізації робото спроможності (ексергії) вихідних газів, яка як відомо має три складові: термічну, яка базується на різниці температур, механічну, яка базується на різниці тисків вихідних газів та кінетичної, яка обумовлена швидкістю потоку.

Температурні потенціали вихідних газів при цьому для сучасних судових дизельних установок лежать в межах 800-1000 К, при тисках 0,7-1,0 Мпа.

Одним із засобів утилізації енергії вихідних газів є системи газодинамічного (газотурбінного) надуву, які наряду з енергетичною доцільністю, суттєво підвищують потужність енергетичних установок. Як правило, системи газодинамічного надуву базуються на використанні відцентрового компресору, в якому стискається атмосферне повітря, з приводом від газової турбіни через яку перепускаються вихідні гази.

Для термодинамічного аналізу системи газодинамічного надуву більш доцільно використовувати метод функцій, який базується на ексергетичній функції. Перевагами його по відношенню до методу циклів є універсальність та відносна простота, особливо при аналізі розімкнутих систем [2].

Термодинамічна ефективність процесів (рівень термодинамічної досконалості) при цьому розраховується як відношення ексергії потоків енергії на виході ($E_{x_{вих}}$) із установки до ексергії потоків на вході ($E_{x_{вх}}$). Цей коефіцієнт показує рівень необоротності реальних процесів та відображає втрати ексергії, що відповідають кількості деградованої енергії, яка надходить до зовнішнього середовища в виді теплового потоку.

Різниця між $E_{x_{вх}}$ та $E_{x_{вих}}$ відповідає втратам ексергії в елементах (процесах) установки (системи), та розраховується, як відомо, за рівнянням Гюї-Стодола.

$$\Delta E_x = T_z \cdot \Delta S_c,$$

де, ΔS_c – зростання ентропії системи в реальному процесі, кДж/кг К; T_z – абсолютна температура зовнішнього середовища, К.

Ексергетичний метод застосовується для аналізу термомеханічних перетворень в судовому дизельному двигуні внутрішнього згорання (ДВЗ) з ефективною потужністю 10000 кВт при тиску надувного повітря 3,5 Бар та температурі 318 К. Температура зовнішнього середовища фіксувалась на рівні 303 К при нормальному атмосферному тиску. Вологість повітря в силу незначного впливу при цьому не враховувалась.

Масова витрата газу через турбіну та масова витрата повітря через турбокомпресор розраховується в залежності від механічної потужності дизельного двигуна, питомої витрати палива, теоретично необхідного повітря для спалювання палива, коефіцієнта надлишкового повітря та коефіцієнту продувального повітря [1] і складає для турбіни $G_T = 34,9$ кг/с, що відповідає потужності турбіни $N_T = 9305,4$ кВт та компресору $G_K = 20,26$ кг/с, що відповідає потужності компресору $N_K = 4866,75$ кВт.

Оскільки тиск надувного повітря перевищує 2 Бари, то відповідно до рекомендацій [1], усі розрахунки базуються на балансі потужностей турбокомпресору та газової турбіни та вибирається система надуву з постійним тиском, що дозволяє не враховувати кінетичну складову ексергії потоку газу, який направляється із усіх циліндрів до газового колектору дизельної установки.

$$N_K = N_T \cdot \eta_M,$$

або

$$G_{TB} \cdot I_T \cdot \eta_T \cdot \eta_M = \frac{G_K \cdot I_K}{\eta_K}$$

де, η_T – політропний коефіцієнт корисної дії турбіни; I_T – питома робота політропного розширення, кДж/кг; η_M – механічний коефіцієнт корисної дії; I_T – питома робота політропного стиснення; η_K – політропний коефіцієнт корисної дії компресору.

Масова витрата газу, розрахована із балансового рівняння потужностей складає для турбіни $G_{TB} = 17,52$ кг/с, що перевищує витрату газу $G_T = 34,9$ кг/с за розрахунком індикаторного процесу ДВЗ. Тому частину газу після ДВЗ $G_p = 17,38$ кг/с необхідно подавати до інших утилізаційних систем, в якості яких можуть застосовуватись утилізаційні паротурбінні установки або утилізаційні нагрівачі води та парогенератори.

Діаграма потоків ексергії системи газотурбінного надуву показана на рис. 1.

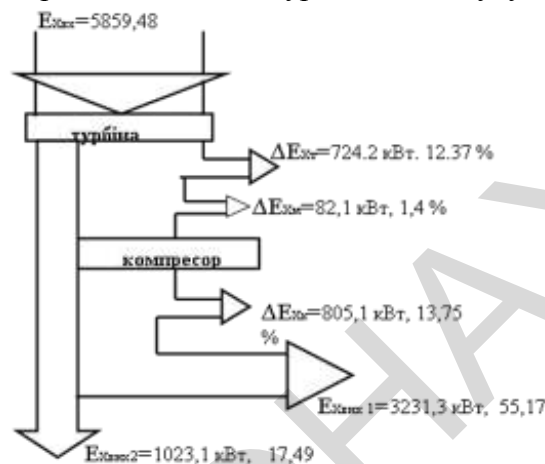


Рис.1. – Діаграма ексергетичних потоків

В якості вхідної ексергії $E_{вх}$ розглядається ексергія потоку газу після ДВЗ. В якості вихідної ексергії розглядається ексергія стиснутого повітря $E_{вих1}$ та ексергія газів після турбіни $E_{вих2}$. Втрати ексергії при розширенні газу в турбіні $\Delta E_{хт}$ складають 12,37 %, в компресорі $\Delta E_{хк}$ – 13,75 %, а механічні втрати $\Delta E_{хм}$ – 1,4 % по відношенню до вхідної ексергії.

Ексергія газу після турбіни може бути використана або для виробництва насиченої пари низького тиску або для виробництва холоду в тепловикористовуючих холодильних машинах абсорбційного (пароелектроного) типів.

Як видно із діаграми потоків ексергії, ексергетичний коефіцієнт корисної дії системи дорівнює 72,6 % без врахування гідравлічних втрат та ексергії теплового потоку в охолоджувачі стиснутого повітря.

На основі виконаного аналізу фіксуються найбільш неефективні з термодинамічної точки зору процеси та визначаються заходи, які необхідно застосувати першочергово для підвищення енергетичної ефективності установки.

Література

1. Возницький І.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – М.: МОРКНИГА, 2008. – Т. 2. – 480 с.
2. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

ТРАНСФОРМАЦІЯ БІБЛІОТЕЧНИХ УСТАНОВ У ЦИФРОВОМУ СВІТІ Зінченко І.І., Ольшевська О.В., Шошина М.С.	215
---	-----

СЕКЦІЯ «ТЕПЛОФІЗИКА ТА ПРИКЛАДНА ЕКОЛОГІЯ»

CALORIC PROPERTIES OF DIMETHYL ETHER AND TRIETHYLENE GLYCOL SOLUTIONS Zhelezny V.P., Motovoy I.V, Ivchenko D.O	216
МЕТОДИКА ОЦІНКИ ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ Желєзний В.П., Хлієва О.Я., Лук'янов М.М.	218
ШЛЯХИ ВИКОРИСТАННЯ ДЕЯКИХ ВІДХОДІВ ПІДПРИСМСТВ ГАЛУЗІ ХЛІБОПРОДУКТІВ Заєрклянний М.М., Столевич Т.Б.	220
ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАНОФЛЮЇДІВ R600a/МІНЕРАЛЬНЕ МАСТИЛО/C ₆₀ Семенюк Ю.В., Желєзний В.П., Хлієва О.Я., Лук'янова Т.В.	222
ЕКОЛОГО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ВИКОРИСТАННЯ МІНЕРАЛЬНОГО КОМПРЕСОРНОГО МАСТИЛА З ДОБАВКАМИ ФУЛЕРЕНУ C ₆₀ У ПОБУТОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДАХ Хлієва О.Я., Желєзний В.П., Лук'янов М.М., Семенюк Ю.В.	224
ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ Яковлев Ю.О., Яковлева О.Ю.	226
АНАЛІЗ ПРОЕКТНИХ РЕШЕНЬ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ СУПЕРМАРКЕТА «АТБ МАРКЕТ» Демьяненко Ю.И., Гоголь Н.И.	228

СЕКЦІЯ «КОМПРЕСОРИ І ПНЕВМОАГРЕГАТИ»

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВС Мілованов В.І., Ангелюк М.	230
ВПЛИВ ДОМІШОК НАНОЧАСТОК НА РОБОТУ МАЛОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА Мілованов В.І., Балашов Д.О.	232
ЕКОЛОГІЧНІ ПРОБЛЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ОБЛАДНАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКРАЇНИ Мілованов В.І., Клебан Я.Л.	233
ВПРОВАДЖЕННЯ ІЗОБУТАНУ В ХОЛОДИЛЬНУ ТЕХНІКУ ЯК ХОЛОДОАГЕНТА Мілованова В.В.	235
ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМ ГАЗОДИНАМІЧНОГО НАДУВУ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК Ярошенко В.М.	236
ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ ЗНИЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ СТИСНЕННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ КОМПРЕСОРІВ Ярошенко В.М., Подмазко І.О., Ярошенко А.А.	238

СЕКЦІЯ «ЕКОЛОГІЯ ТА ПРИРОДООХОРОННІ ТЕХНОЛОГІЇ»

ДОСЛІДЖЕННЯ УТИЛІЗАЦІЇ ЖИРОВІСНИХ ВІДХОДІВ МЕТОДОМ ВЕРМИКОПОСТУВАННЯ Крусір Г.В., Чернишова О.О.	239
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАХИСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОНСЕРВНОЇ ТАРИ Кузнєцова І.О., Мадані М.М.	241
ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЕДІНКИ РОСЛИН ПІД ВПЛИВОМ АНТРОПОГЕННИХ ФАКТОРІВ Коваленко І.В.	243
ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ РІДКИХ ВІДХОДІВ БРОДИЛЬНИХ ВИРОБНИЦТВ Гаркович О.Л.	245
ДОСЛІДЖЕННЯ КОМПОСТУВАННЯ ХАРЧОВОЇ СКЛАДОВОЇ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ В МЕЗОФІЛЬНИХ ТА ТЕРМОФІЛЬНИХ УМОВАХ Крусір Г.В., Сагдєєва О.А.	246
ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГОЗАТРАТ В ПАРНИКОВОМУ ГОСПОДАРСТВІ Шевченко Р.І.	248
АНАЛІЗ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ СПОСОБУ ЗНИЖЕННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ ОКСИДІВ НІТРОГЕНУ У ГАЗОВИХ ВИКИДАХ ХЛІБОПЕКАРСКИХ ПІДПРИСМСТВ Крусір Г.В., Кондратенко І.П.	250