

ренціальних рівнянь. Побудова динамічної математичної моделі істотно ускладнюється розподіленням більшості сепаратних підпроцесів в теплоенергетичних установках, а також невизначеностями у виборі ряду фізичних параметрів, що входять в диференціальні рівняння.

Розглянуті структури, підходи та схеми автоматичних регуляторів котелень можуть бути використані при розробці проектів їх автоматизації на основі широкого спектру математичних методів регулювання технологічних параметрів.

*Список літератури:*

1. **Артюх С. Ф., Дуэль М. А., Шелепов И. Г.** Основы автоматизированных систем управления энергогенерирующими установками электростанций. – Харьков: Знание, 1998. – 324 с.
2. **Горбачевский В. В., Судаков А. В., Левченко А. И.** Вопросы повышения экономичности работы энергоблоков большой мощности // Энергетика и электрификация. – 1999. – №2. – С. 1–5.
3. **Горелик А. Х., Дуэль М. А., Орловский В. А.** Направления развития и модернизации АСУ энергоблоками ТЭС и АЭС // Энергетика и электрификация. – 2000. – №3. – С. 28–31.
4. **Давыдов Н. И., Идзон О. М., Симонова О. В.** Определение параметров настройки ПИД-регулятора по переходной характеристике объекта регулирования // Теплоэнергетика. – 1995. – №10. – С. 17–22.
5. **Дрючин В. Г., Потапова А. В.** Синтез регуляторов систем управления нелинейными и линейными объектами // Вестник МАНЭБ. – 1999. – № 10(22). – С. 100–104.
6. **Дуэль М. А.** Учёт особенностей блоков ТЭС и АЭС как объектов управления при создании АСУ энергоблоками // Энергетика и электрификация. – 1999. – №7. – С. 20–25.
7. **Дуэль М. А.** Автоматизированные системы управления энергоблоками с использованием средств вычислительной техники. – М.: Энергоиздат, 1983. – 208 с.
8. **Дуэль Т. Л.** Экономическая эффективность АСУ энергоблоками // Труды Ин. Маш. НАН Украины, Харьков, 2000. – С. 156–161.
9. **Клюев А. С., Товарнов А. Г.** Наладка систем автоматического регулирования котлоагрегатов. – М.: Энергия, 1970. – 280 с.
10. **Кондратьев В. В., Мазуров В. М.** Быстродействующий адаптивный ПИД-регулятор с настройкой параметров по методу Циглера – Никольса // Теплоэнергетика. – 1994. – №10. – С. 10–16.
11. **Лебедев А. Т., Гушло В. Н.** Аналитический метод расчёта промышленной системы автоматического регулирования на заданный показатель колебательности // Теплоэнергетика. – 1971. – №8. – С. 79–81.
12. **Єфіменко І.І.** Автоматизація процесів горіння палива в котлах, як високоефективний спосіб зниження теплового й хімічного забруднення атмосфери // Вісник КТУ: зб.наук.пр. Кривий Ріг: Видавничий центр КТУ, 2011.- Вып.28.- С.32-35
13. **Замицький О.В., Єфіменко І.І.** Модернізація системи автоматичного керування режимами роботи котла //Вісник КТУ: зб.наук.пр. Кривий Ріг: Видавничий центр КТУ, 2012.- Вып.30.- С.168-171
14. **Єфіменко І.І., Замицький О.В.** Аналіз існуючих режимів спалювання природного газу // Вісник КТУ: зб.наук.пр. Кривий Ріг: Видавничий центр КТУ, Вып.30.- 2012.
15. **Плетнёв Г. П.** Автоматизированное управление объектами тепловых электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1999. – 368 с., ил.
16. **Потапова А. В.** Алгоритм автоматизированной настройки регуляторов в системах управления // Алчевск: НИПКИ "Параметр" при ДГМИ. – 2008. – 224 с.
17. **Райбман Н. С.** Идентификация объектов управления // Автоматика и телемеханика. – 1999. – №6. – С. 80–93.
18. **Хмельёва А. В., Коцемир И. А.** Автоматизированная настройка двухконтурных систем регулирования теплоэнергетических процессов // Вестник СУДУ. – 2000. – №9. – ч. 1. – С. 120-124.  
Рукопис подано до редакції 17.03.16

УДК [662.614.2:621.51]: 622.012.2

**О.В. ЗАМИЦЬКИЙ** д-р техн. наук, проф., Є.Р. ГЛАДУН аспірант  
Криворізький національний університет

## **АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ШАХТНИХ КОМПРЕСОРНИХ УСТАНОВОК**

**Мета.** Метою даної роботи є аналіз методів охолодження та утилізації і повторного використання теплоти що виробляється в шахтних компресорних установках підчас стиснення повітря.

**Методи дослідження.** У роботі використані теоретичні та емпіричні методи дослідження: Розглянуто методи та принципові схеми охолодження такі як: попереднє охолодження, що охолоджує повітря при його всмоктуванні; внутрішнє, що охолоджує повітря в середині корпусу компресора, в свою чергу поділяється на внутрішнє і зовнішнє; та зовнішнє, що охолоджує стиснене повітря шляхом його відведення в охолоджувач винесений за межі компресора.

Розглянуто роботи таких вчених як: Мурзіна А. В., Цейтліна Ю. А., Архангельского Л. Н., Каплуна А.А., Носова Ю.П. та інші.

**Наукова новизна.** Вперше розглянуто двигун Стірлінга для утилізації теплоти стисненого повітря шахтних компресорних установок, подальшого розвитку набули теплообмінні процеси, що протікають в шахтних компресорних установках.

**Практична цінність.** Застосування для утилізації тепла двигуна Стірлінга дозволить підвищити ефективність та зменшити витрати енергії на виробництво стисненого повітря.

**Результати роботи.** Проаналізовано можливості та доцільність використання відведеного низькопотенційного тепла зокрема: розглянуто схеми утилізації тепла при паралельному та послідовному включенні повітроохолоджувачів; схему компресорної установки з утилізацією тепла для гарячого водопостачання; схему утилізації тепла компресорної установки тепловими насосами; повітроохолоджувач-утилізатор, який вирішує завдання підвищення потенціалу теплоти, що відбирається; наведено принципові схеми використання теплоти для гарячого водопостачання та подвійну утилізацію теплоти компресорної установки, що має паротурбінний привід, шляхом повторного використання теплоти стисненого повітря та пари. Наведена порівняльна таблиця ефективності таких методів утилізації теплоти як: паросилові установки, повітряні машини стиснення-розширення, термоелектричні модулі, двигун Стірлінга. Зроблено висновок про перспективність використання в подальшому двигуна Стірлінга для утилізації теплоти.

**Ключові слова:** утилізації теплоти, шахтна компресорна установка, двигун Стірлінга, енергоефективність, енергозбереження.

**Постановка проблеми.** У зв'язку з виснаженням запасів органічного палива і триваючим забрудненнями навколишнього середовища все більшу актуальність набувають проблеми раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів та впровадження енергозберігаючих технологій. Компресорні установки є одним з найбільш потужних споживачів електроенергії, однак більша частина енергії у вигляді тепла викидається в атмосферу, що змушує шукати шляхи для її використання.

Виробництво стисненого повітря надзвичайно неефективний процес. Біля 90 % електроенергії, яка витрачається для його виробництва, губиться у вигляді теплоти. Менше 10 % електроенергії, яка витрачається перетворюється в корисну роботу.

На більшості підприємств гірничорудної галузі України використовується пневмоенергія, вироблена поршневыми, відцентровими і гвинтовими компресорами. Продуктивність окремих компресорів коливається від 5 до 500 м<sup>3</sup>/хв, а споживана потужність – від 40 до 2 000 кВт. На цей час кількість компресорів становить близько 2 000 шт. із загальною встановленою потужністю близько 700 тис. кВт. При цьому на окремих шахтах довжина розгалуженої пневмомережі досягає 35–50 км.

**Постановка задачі.** Метою статті є вибір методів охолодження та утилізації теплоти шахтних компресорних установок

**Викладення матеріалу.** Ефективність шахтних компресорних установок (ШКУ) залежить від цілого ряду зовнішніх і внутрішніх факторів: до них можна віднести температуру навколишнього середовища, тиск і температуру повітря, що всмоктується, температуру повітря після охолодження в проміжних повітроохолоджувачах і втрату тиску в них, а також величину протікання в проточній частині [1].

Сезонні коливання температури навколишнього мають великий вплив на роботу ШКУ. Збільшення температури призводить до збільшення температури і зменшення густини повітря, що всмоктується. Одночасно збільшується температура на виході з проміжного повітроохолоджувача через збільшення температури охолоджуючої води. Все це призводить до збільшення об'ємної витрати повітря між ступенями компресора, що в свою чергу призводить до зміни його режиму роботи і потужності [2-3].

В турбокомпресорах охолодження може здійснюватися трьома шляхами: попередньо внутрішньо і зовнішньо. [2,4,5].

При першому способі, охолоджувач встановлюється перед компресором і знижується початкова температура газу, вважаючи що об'єм продувки залишиться незмінним такий метод дозволить збільшити масову продуктивність.

Попереднє охолодження доцільно застосовувати при значній різниці температур всмоктуваного газу і охолоджувальної середовища, що може бути досягнуто при використанні холодильної машини, що є недоцільним через надмірну витрату енергії. Тому, в даний час в гірничій промисловості такий спосіб охолодження, як самостійний, не застосовують [6].

При другому способі охолодження повітря відбувається безпосередньо в корпусі турбокомпресора, в той час як повітря проходить через дифузор і зворотні напрямні лопатки. Внутрішнє охолодження газу, в свою чергу, може здійснюватися двома шляхами: Відводити тепло підчас його руху по напрямним апаратам ступенів та вприскуванням охолоджуючої рідини в потік між робочими колесами.

В першому випадку в середині кожного ступня передбачаються порожнини, по яких проходить охолоджуюча вода. Слід зазначити, що ефективність охолодження в даному випадку буде менша на перших ступнях за рахунок малого перепаду температур і ростиме з кожною наступною ступінню за рахунок збільшення температури. [2, 7]

Охолодження вприскуванням охолоджуючої рідини в потік між робочими колесами на відміну від попереднього вода безпосередньо контактує з газом, що охолоджує, так як процес охолодження відбувається внаслідок нагрівання та випаровування краплин води. Відомо, при температурі 45 °С і вологості 5 %, тобто сухе повітря, потенціал випарного охолодження максимальний і рівний 25 °С. Тобто при вприскуванні 10 грам води в 1 кілограм сухого повітря можна охолодити останній на 25 °С. Хоча якщо температура буде 30 °С за вологості 55 %, типове повітря, потенціал охолодження буде рівний 8 °С [8]. Застосування даного методу не є безмежним так як при досягненні температури точки роси пароутворення завершується а з ним і охолодження газу.

При зовнішньому типі охолодження повітря після серії ступенів відводиться з корпусу турбокомпресора в спеціальний зовнішній повітроохолоджувач, звідки вже охолоджене повітря направляється в наступну секцію.

Цей спосіб охолодження дозволяє сильно збільшити поверхню охолодження і понизити температуру газу до, приблизно початкової, температури охолоджуючої води [5]. Саме завдяки цьому метод широко застосовуються на практиці і є найбільш повинений метод охолодження повітря в турбокомпресорах.

При зовнішньому охолодженні температура газу після охолодження нижче точки роси, що призводить до випадання наявної вологи. Тому, передбачають відповідні конструктивні заходи для запобігання виносу вологи в машину. У пневматичних установках, які обслуговують шахти і ударний пневматичний інструмент, зменшення вологовмісту повітря дуже важливо, так як висока вологість призводить до перебоїв в роботі і виходу з ладу обладнання. Для цих цілей служать кінцеві повітроохолоджувачі, які одночасно, зі зниженням потужності, що витрачається на прокачку стисненого повітря по повітропроводу до споживача, зменшують його вологість, яка вловлюється в спеціальних уловлювачах [2, 7].

Вплив проміжного охолодження на характеристики компресорів також досліджувався роботи Архангельського Л. Н., Каплуна А. А., Носова Ю. П. [9]. Тут, для отримання даних про вплив проміжного охолодження використовувалася спрощена емпірична модель турбокомпресора, що разом з прийнятою рівністю показників політропи секцій турбокомпресора в розглянутому діапазоні продуктивності істотно знижує точність проведених досліджень.

Однак при використанні вищезазначених методів охолоджене тепло шахтних компресорних установок повністю втрачається, до того ж це призводить до втрати оборотної води в градирнях. Тому більш доцільно використання методів охолодження з одночасною утилізацією тепла.

Розглядаючи 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.

В статті В.Б. Скрипнікова [11] запропоновано поділити відомі методи утилізації тепла стисненого повітря на три групи:

пряма утилізація тепла при безпосередньому нагріванні теплоносія. Область застосування - системи теплопостачання (вентиляція, гаряче водопостачання) і технологічні системи;

системи з трансформаторами теплоти. Основний елемент цієї групи - енергетичні цикли з газовою турбіною, холодильні машини, абсорбція холодильні машини;

теплонасосні установки з системами утилізації теплоти стисненого повітря.

Беручи до уваги поділ Скрипнікова системи утилізації тепла можна умовно поділити на чотири групи: паросилові установки з зовнішнім пароутворенням; повітряні машини стиснення-розширення; з використанням двигуна зовнішнього згорання; термоелектричні модулі.

В роботі [15] Рибалко А. І. навів порівняння зазначених методів утилізації теплоти, табл 1, взявши в якості двигуна зовнішнього згорання двигун Стерлінга

Таблиця 1

Порівняння різних методів утилізації тепла

Характеристики	Коефіцієнти значущості				Оціночний коефіцієнт	Ступінь значущості			
	Паросилові установки	Повітряні машини стиснення-розширення	Двигун Стерлінга	Термоелектричні модулі		Паросилові установки	Повітряні машини стиснення-розширення	Двигун Стерлінга	Термоелектричні модулі
Економічність	8	6	10	5	1,0	8	6	10	5
Багатофункціональність	4	4	10	4	1,0	4	4	10	4
Екологічність	9	10	10	10	1,0	9	10	10	10
Безпека	7	8	9	10	0,9	6,3	7,2	8,1	10
Надійність	8	6	3	9	0,9	7,2	5,4	2,7	8,1
Маса	3	5	5	1	0,8	2,4	4,0	4,0	0,8
Габаритні розміри	2	5	4	3	0,8	1,6	4,0	3,2	2,4
Складність обслуговування	8	8	8	10	0,7	5,6	5,6	5,6	7,0
Вартість виготовлення	7	9	5	1	0,1	7	9	5	1
Сума						51,1	55,2	58,6	48,3
Відсоток						87,8	94,2	100	82,4

Утилізація тепла для отримання гарячої води шляхом прямого нагріву її від стисненого повітря є найбільш простим методом, що не потребує значних капітальних витрат [5]. Головним завданням системи утилізації тепла є забезпечення номінального режиму роботи компресора та охолодження стисненого повітря до необхідної температури. Цим вимогам відповідає система з частковою утилізацією тепла. Тобто схема повинна мати два контури охолодження, перший – саме утилізаційний та другий, охолоджуватиме стиснене повітря після утилізації до необхідної температури. Така схема зумовлює використання або двосекційних повітроохолоджувачів, або використання для охолодження двох окремих апаратів.

У роботі Ю.І. Оксеня та М.В. Радюка [16] розглянуто два варіанти підключення теплообмінників – паралельно та послідовно. Виявлено, що в умовах низькотемпературного режиму роботи, тобто для отримання на виході з утилізаційних теплообмінників води з температурою 45 °С, схеми утилізації тепла з послідовним з'єднанням мають значно вищу ефективність охолодження до 60-80% ніж при паралельній, однак на 10% нижчу ефективність утилізації теплової потужності.

При високотемпературному режимі роботи, тобто для отримання на виході з утилізаційних теплообмінників води з температурою 75-95 °С, схеми з послідовним підключенням теплообмінників майже не поступаються схемам з паралельним і ефективніші всього на 9% при охолодженні, однак ефективність утилізації теплової потужності у схемах з паралельним підключенням залишається вищою на 10 %.

Застосування методу прямої утилізації тепла залежить від потреби споживача даної теплової енергії в безпосередній близькості від компресорної станції. Це пояснюється невеликим енергетичним потенціалом даного вторинного енергоресурсу і, як наслідок, неможливістю його транспортування на великі відстані.

У роботах [10,11] В.Б. Скрипніков запропонував в схемі утилізації з двосекційним відбором теплоти розділити секції проміжних повітроохолоджувачів турбокомпресора. Суть даного методу полягає у відведенні першою секцією тепла з більш високим потенціалом для подальшого використання в системі опалення і гарячого водопостачання, у другій секції проводиться охолодження стисненого повітря до необхідного рівня. Для реалізації даного методу запропоновано або замінити повітроохолоджувачі, або переобладнати існуючі. Недоліком даного методу є сезонність використання тепла.

В.І. Дегтяревим та Ю.І. Федоровим розроблено принципово новий повітроохолоджувач-утилізатор [12, 13], який вирішує завдання підвищення потенціалу теплоти, що відбирається,

(охладжуюча вода нагрівається на 50-60 °С). Досягається це в результаті використання ефекту надтеплопровідності теплових труб. Найбільша ефективність охолодження стисненого повітря і утилізації теплоти досягається наявністю у повітроохолоджувача двох зон конденсації: теплової та повітряної. Така конструкція застосована в якості кінцевого повітроохолоджувача турбокомпресора К-500-61-5. Теплота охолоджуючого повітря використовувалася для обігріву стволу шахти, гаряча вода для побутових потреб. У зимовий період повітроохолоджувач працює в основному з повітряною зоною, влітку - з водяною.

На відміну від теплової схеми охолодження компресорів в якій температура охолоджуючої води визначається температурою навколишнього середовища, використання теплонасосної установки дозволить суттєво зменшити або збільшити температуру охолоджуючої води по відношенню до температури навколишнього середовища [17]. Від температури охолоджуючої води суттєво залежать витрати енергії як на отримання стисненого повітря та і на перетворення тепла в тепловому насосі. Причому зі збільшенням температури охолоджуючої воли питомі витрати енергії на виробництво стисненого повітря збільшуються, а питомі витрати енергії на продукування тепла тепловим насосом зменшуються.

У роботі Самуся В.І., Оксеня Ю.І., Радюка М.В. [17] встановлено залежності основних енергетичних показників компресорної установки від температури охолоджуючої води при застосування теплонасосної утилізації. Зокрема встановлено, що при зростанні температури води системи охолодження турбокомпресора від 5 до 30 °С та при температурі отриманої нагрітої води 50 °С коефіцієнт трансформації тепла теплового насоса зміниться в межах від 3,7 до 7,0.

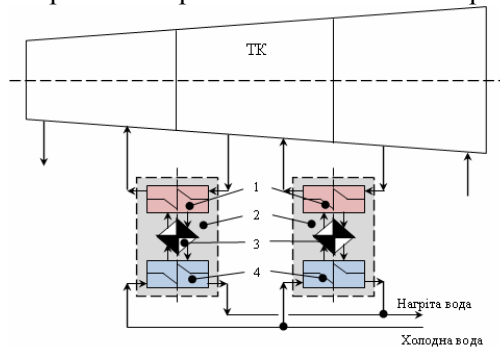
У роботі [14], поряд із застосуванням теплових насосів, запропоновано проміжне охолодження стисненого повітря проводити до економічно виправданого рівня, розроблена методика розрахунку оптимальної температури на вході в циліндр високого тиску поршневого компресора, а також схема системи охолодження з тепловим насосом і автоматичним підтриманням оптимальної температури повітря.

Ще одним з найбільш ефективних способів утилізації тепла компресорів є схема теплосилової установки з використанням в якості робочого тіла бінарної суміші. У такій схемі, завдяки використанню змішаного робочого тіла зі змінною температурою кипіння, втрати ексергії від незворотності значно зменшуються і, як наслідок, збільшуються ексергетичний ККД і ККД утилізації тепла стисненого повітря в повітроохолоджувачах. За рахунок зменшення електроенергії, споживаної з мережі, ефективність роботи компресорної установки може бути збільшена більш ніж на 10%.

Розглядаючи утилізацію теплоти шахтних компресорних установок двигуном зовнішнього згорання слід зауважити, що серед всіх двигунів даної групи, утилізаційний двигун Стірлінга має найбільший ККД, що дозволяє розглядати його як потенційно перспективний засіб утилізації теплової енергії.

Застосувавши двигун Стірлінга, як утилізатор теплоти компресорної установки можна отримати механічну енергію, яку краще за все спрямувати на привід електрогенератора.

Найпростішою є схема при безпосередньому контакті нагрівника утилізаційного двигуна Стірлінга з гарячим стисненим повітрям, рис. 1.



**Рис. 1.** Принципова схема компресорної установки з безпосереднім контактом стисненого повітря та нагрівника двигуна Стірлінга: 1 – нагрівник; 2 – двигун Стірлінга; 3 регенератор; 4 охолоджувач; ТК – трьохступінчатий турбокомпресор

Однак через коливання температури повітря на вході в компресор та від нерівномірності роботи шахтних компресорних установок, температура повітря між ступенями компресора коливається. Це може призвести до нерівномірності нагріву, зниженню теплопередачі до внутрішнього контуру утилізаційного двигуна Стірлінга, що в свою чергу може викликати зростання температурної напруги в нагрівнику.

Щоб уникнути цього в роботі Кукіса В.С. [18] запропоновано використовувати тепловий акумулятор та теплову трубу.

При застосування такої схеми гаряче стиснене повітря контактуватиме з тепловим акумулятором, якому віддаватиме тепло. Потім за допомогою теплових труб це тепло буде передаватися нагрівнику утилізаційному двигуну Стірлінга. Застосування такої порівняно складної схеми дозволяє занизати до мінімуму коливання температури стисненого повітря та стабілізувати як охолодження компресора так і роботу утилізаційного двигуна Стірлінга.

**Висновки та напрямки подальших досліджень.** Ефективність експлуатації ШКУ залежить від цілого ряду зовнішніх і внутрішніх факторів: температури навколишнього середовища, тиску і температуру повітря, що всмоктується, температуру повітря після охолодження в проміжних повітроохолоджувачах і втрату тиску в них. Щоб підвищити ефективність компресорних установок застосовуються різні методи охолодження стисненого повітря, однак тепло, що відводиться, повністю втрачається.

Більш перспективним є використання методів охолодження з одночасною утилізацією тепла. В результаті аналізу методів утилізації тепла встановлено, що доцільним є метод з застосуванням утилізаційного двигуна Стірлінга. В подальшому планується провести дослідження та знайти раціональні параметри роботи системи шахтна компресорна установка – утилізаційний двигун Стірлінга.

### Список літератури

1. **Черкаський В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры: Підручник для теплоенергетичних спеціальностей вишів. 2-ге вид., перероб. і доп // Москва: Энергоатомиздат, 1984. - 416 с.
2. **Мурзін В. А., Цейтлін Ю. А.** Рудничные пневматические установки.– М.: Надра, 1965.–312 с.
3. **Мурзін В. А., Цейтлін Ю. А.** Упрощенный пересчет характеристик турбокомпрессоров при промышленных испытаниях их//Від. вузів МВ і ССО. Энергетика.–1962.–№ 11.–С. 21-25.
4. **Ріс В. Ф.** Центробежные компрессорные машины. М. – Л.: Машгиз, 1951.–245с.
5. **Цейтлін Ю. А., Мурзін В. А.** Пневматические установки шахт.–М.: Надра, 1985.–352 с.
6. Центробежные компрессорные машины / **Ф. М. Чістяков, В. В. Ігнатенко, Н. Т. Романенко, Е. С. Фролов/Під ред. Ф. М. Чістякова** // М.: Машиностроение, 1960.–327 с.
7. **Степанов А. І.** Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Пер. с англ.– М.: Машгиз, 1960.–342 с.
8. **Рамзі Камел Ел Гербі** Эффективность утилизации тепла комплекса автономного энерго- и хладообеспечения в климатических условиях ливии [Текст] / **Рамзі Камел Ел Гербі, А. Н. Радченко, Рамзі Ел Гербі** // Зб. наук. праць Энергетика. - 2016. - Вип. № 2. - С. 55–63.
9. **Мурзін В. А., Цейтлін Ю. А.** Определение экономически целесообразной периодичности очистки промежуточных воздухоохладителей шахтных турбокомпрессоров//Горная электромеханика и автоматика. Вип. 36.–1980.–С. 65–68.
10. **Архангельский Л. Н., Каплун А. А., Носов Ю. П.** Влияние промежуточного охлаждения на характеристики центробежных компрессоров// Зб. наук. п. Создание и совершенствование шахтных стационарных установок. Шахтные турбомашины.–Донецьк: ИГММК ім. Федорова.– 1976.–№ 40.– С. 53–57.
11. **Скрипніков В. Б.** Проблематика проведения мероприятий по энергоресурсосбережению в компрессорных установках//Вісн. Придніпровськ. Держ. Академ. Будівн. та Архітект.–2001.–№ 11.– С. 55–58.
12. **Скрипніков В. Б.** Технично-економічне обґрунтування енергосберегаючої технології виробництва сжатого воздуха//Вісн. Придніп-ровськ. Держ. Академ. Будівн. та Архітект.–2001.–№ 10.–С. 57–61.
13. **Федоров Ю. І., Дегтярев В. І.** Выбор параметров воздухоохладителя-утилизатора на тепловых трубах для центробежных компрессоров//Сб. научн. тр. Разработка эксплуатации и ремонт шахтных стационарных установок.–Донецьк: ИГММК ім. Федорова.–1990.– С. 242–255.
14. **Дегтярев В. І., Федоров Ю. І.** Утилизация тепла сжатого воздуха турбокомпрессоров//Вугілля України.–1997.–№ 11.–С. 33–34.
15. **Мишин Д. С., Прасс І. Г., Пунтусов А. П.** Термодинамический анализ работы концевой холодильника компрессора К250-61-1/Праці ЛПИ ім. Калініна. Центробежные компрессорные машины. Энергомашиностроение.–1962.–№ 221.– С. 106–109.
16. **Рибалко А. І.** Расчетно-экспериментальное исследование процессов в двигателе стирлинга, предназначенном для утилизации бросовой теплоты: дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Рибалко Андрій Івович – Новосибирськ, 2011. – 192 с
17. **Оксень Ю.І., Радюк М.В.** Анализ эффективности схем утилизации тепла шахтных турбокомпрессорных установок // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – Днепропетровск. – 2010. – Вип. 84. – С. 204-210.
18. **Самуся В.І., Оксень Ю.І., Радюк М.В.** Оценка эффективности теплонасосной технологии утилизации тепла воздушных турбокомпрессоров // Науковий вісник НГУ. – Днепропетровск. – 2010. – №6. – С. 78 – 82.
19. **Кукіс В.С.** Новые пути повышения эффективности двигателей внутреннего сгорания / **В.С. Кукіс, В.А. Романов.** Челябинськ: КрайРА, 2011.–260 с.

Рукопис подано до редакції 19.03.16