

и сравнивают полученное значение со значением принятого критического перепада давления для конкретных условий проведения экспериментов. При совпадении или превышении замеренного перепада критического эксперименты останавливают, а период от начала исследований до их окончания составит периода критического засорения фильтроэлемента.

Таким образом, обоснованы подлежащие экспериментальному исследованию гидравлические и конструктивные параметры автоматизированных фильтров тонкой (с рейтингом фильтрации менее 250 мкм) очистки с сетчатым фильтроэлементом. Предложены и аргументировано обоснованы критерии оценки влияния скоростей фильтруемого и промывочного потоков на конструктивные и технологические параметры фильтров. Разработана методика их экспериментального определения при помощи фильтровального экспресс-стенда для конкретных условий будущей эксплуатации фильтров.

#### Список литературы

1. Кухарь В.Ю., Кузьминский В.П. О необходимости исследования гидравлических режимов работы фильтров технической воды // НВ НГУ України.– 2009. – №12. – С. 46–50.
2. Пупков В.С., Иванова Е.О. Анализ остаточных загрязнений сетчатых фильтров // Сб. научн. тр. ДГМИ (ДонГТУ) – Алчевск: ДонГТУ, 2005. – Вып. 19 – С. 302–308.

Наведено цілі експериментальних досліджень процесів фільтрації та регенерації фільтроелементів у реальних умовах експлуатації фільтра технічної води. Описано налаштування й тарифовка експериментального стенду для дослідження фільтрації. Із умови забезпе-

чення регенерації фільтроелемента із заданою частотою, запропоновано визначити раціональну швидкість фільтраційного потоку. Період критичного засмічування фільтроелемента запропоновано визначити як час від початку роботи чистого фільтроелемента в режимі „фільтрація-регенерація“ до моменту, після якого перепад тиску на фільтроелементі безпосередньо після його регенерації досягне критичного значення. На підставі запропонованих критеріїв розроблена методика визначення гідравлічних параметрів роботи фільтрів та їх сітчастих фільтроелементів з малими комірками.

**Ключові слова:** *регенерація, фільтрація, фільтроелемент, гідравлічні параметри, критерії*

Objectives of experimental investigation of process water filtration and regeneration of filter elements in actual external environment have been defined. Adjustment and calibration of experimental test bench for filtration investigations have been described. It has been suggested to determine rational speed of seepage in terms of filtering elements regeneration supply under the pre-set frequency. It has been suggested to determine the period of the filtering elements extreme bridging as the period between the moment when clean filtration element starts operating in “filtration–regeneration” regime and the one when filtrating element pressure fall reaches its critical value. It has been developed the method of determination of hydraulic parameters of filter operation on the basis of the suggested criteria.

**Keywords:** *regeneration, filtration, hydraulic parameters, criteria*

*Рекомендовано до публікації д.т.н. В.П. Франчуком 01.03.10*

УДК 621.515.004.82: 621.57

© Самуся В.И., Оксень Ю.И., Радюк М.В., 2010

В.И. Самуся, Ю.И. Оксень, М.В. Радюк

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ТЕХНОЛОГИИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ВОЗДУШНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ\*

V.I. Samusia, Yu.I. Oksen, M.V. Radiuk

### ASSESSMENT OF HEAT PUMP TECHNOLOGY OF AIR TURBOCOMPRESSOR WASTE HEAT UTILIZATION\*

Выполнено исследование эффективности теплонасосной технологии утилизации тепла воздушных турбокомпрессоров при различных температурах охлаждающей воды, с учетом действия трехзонного временного тарифа оплаты за электроэнергию. Установлено, что применение теплового насоса для утилизации тепла сжатого воздуха позволяет почти в два раза снизить стоимость его выработки, которая уменьшается при увеличении температуры охлаждающей воды.

**Ключевые слова:** *тепловой насос, воздушный турбокомпрессор, утилизация тепла, горячее водоснабжение, трехзонный временной тариф оплаты за электроэнергию*

**Постановка проблемы.** В связи с истощением запасов топливных ресурсов и продолжающимся

загрязнением окружающей среды все большую актуальность приобретают энергосберегающие технологии

\*Данная работа выполнена при поддержке Фонда гражданских исследований и развития США (CRDF), грант № USB1 – 021 – DP – 07.

использования бросового тепла промышленных установок. На горных предприятиях одними из наиболее мощных источников бросового тепла являются воздушные компрессорные станции, многие из которых оснащены высокопроизводительными турбокомпрессорами К-250 и К-500. В применяемых в настоящее время типовых системах охлаждения турбокомпрессоров все тепло, воспринимаемое охлаждающей водой, отводится в окружающую среду.

Поскольку количество отводимого тепла весьма существенно (до 1,5 МВт от турбокомпрессора К-250 и 3,0 МВт от К-500), представляется целесообразным создание такой системы охлаждения, при которой отводимое от сжимаемого воздуха тепло использовалось

бы полезно. Температура охлаждающей воды на выходе из воздухоохладителей может достигать 30–35°C, поэтому перспективным представляется применение теплонасосной технологии, позволяющей повысить потенциал тепла, отводимого от сжимаемого воздуха, и использовать его для нагрева воды системы горячего водоснабжения горного предприятия.

**Цель** настоящего исследования – оценка эффективности применения теплонасосной технологии для утилизации низкопотенциального тепла воздушных турбокомпрессорных установок на горных предприятиях.

Схема турбокомпрессорной установки с теплонасосной утилизацией тепла, отводимого от сжатого воздуха, приведена на рис. 1.

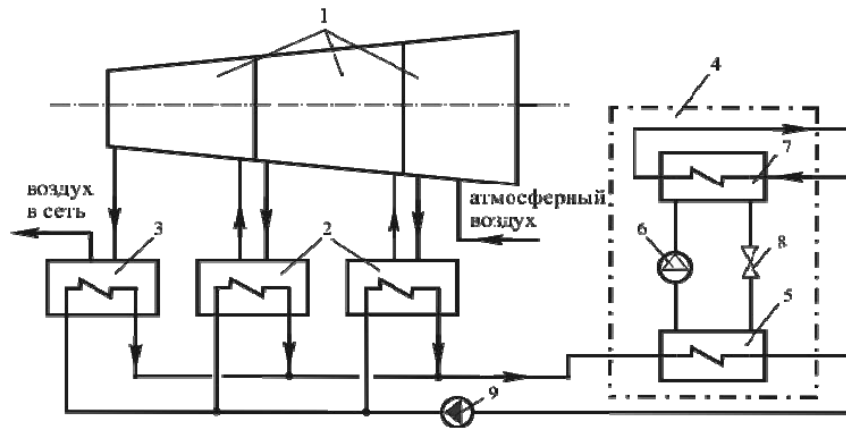


Рис. 1. Схема теплонасосной утилизации тепла турбокомпрессорной установки: 1 – секции неохлаждаемых ступеней; 2,3 – соответственно промежуточные и конечной воздухоохладители; 4 – тепловой насос; 5 – испаритель; 6 – компрессор; 7 – конденсатор; 8 – дроссель; 9 – водяной насос

В соответствии с приведенной схемой вода в системе охлаждения турбокомпрессора циркулирует по замкнутому контуру, нагреваясь в воздухоохладителях компрессора и охлаждаясь в испарителе теплового насоса. В отличие от типовой системы охлаждения компрессоров, в которой температура охлаждающей воды определяется температурой атмосферного воздуха, в случае теплонасосной технологии она может быть существенно увеличена или снижена по отношению к температуре окружающей среды путем соответствующего выбора параметров и регулирования теплового насоса. От температуры охлаждающей воды зависят затраты энергии как на получение сжатого воздуха, так и на трансформацию тепла в тепловом насосе, причем влияние данного фактора на показатели эффективности воздушного компрессора и теплового насоса носит разнонаправленный характер. Поэтому, одной из основных задач настоящих исследований являлось определение таких температурных режимов контура циркуляции охлаждающей воды, при которых эффективность системы турбокомпрессор-тепловой насос (ТК – ТН) в целом будет максимальной.

Кроме того, в связи с действием трехзонного временного тарифа оплаты за потребленную электроэнергию, выяснялся также вопрос о рациональной продолжительности (рациональном периоде) работы теплового насоса в течение суток.

В качестве показателей эффективности системы ТК-ТН были приняты стоимость  $c$  выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха и прибыль  $\Pi$  от реализации теплонасосной технологии утилизации тепла.

При определении стоимости выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха учитывались только те элементы затрат, которые зависят от температурного режима контура охлаждающей воды, т.е. стоимость электроэнергии, потребляемой приводами турбокомпрессора  $C_{эл.тк}$  и теплового насоса  $C_{эл.тн}$ , стоимость вырабатываемого тепла  $C_t$ , а также амортизационные отчисления по теплонасосной установке  $C_{ам.тн}$  в связи с реконструкцией системы охлаждения турбокомпрессора. В соответствии с этим, стоимость выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха:

$$c = \frac{C_{эл.тк} + 2 C_{эл.тн} + 2 C_{ам.тн} + 4 C_t}{V_{год}}$$

где  $V_{год}$  – количество вырабатываемого сжатого воздуха, м<sup>3</sup>/год. Прибыль  $\Pi$  от реализации теплонасосной технологии утилизации тепла определялась разностью стоимостей годовой выработки воздуха по обычной технологии и технологии с теплонасосной утилизацией тепла:

$$П | / c_{об} 4 c_{тн} \dot{V}_{год},$$

где  $c_{об}$  и  $c_{тн}$  – стоимость выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха по обычной технологии и по технологии с теплонасосной утилизацией тепла, грн/м<sup>3</sup>.

При заданной температуре охлаждающей воды на входе в воздухоохладители компрессора (выходе из испарителя теплового насоса)  $t_{w1}$  задача расчета режимов работы системы ТК-ТН разбивается на две независимые задачи – расчета режимов работы турбокомпрессора и теплового насоса.

Задача расчета режимов работы турбокомпрессора при заданном давлении воздуха на входе и выходе турбокомпрессора, начальной температуре всасываемого воздуха, расходе и температуре охлаждающей воды на входе в воздухоохладители  $t_{w1}$  сводится к определению температур охлаждающей воды и воздуха на выходе из воздухоохладителей, температуры охлаждающей воды на выходе компрессорной установки  $t_{w2}$ , давлений и температур воздуха на выходе секций неохлаждаемых ступеней (СНС), тепловой мощности  $Q_x$ , отводимой от сжимаемого воздуха, и электрической мощности, потребляемой приводным двигателем компрессора  $N_{эл.тк}$ . В качестве исходных величин используются паспортные аэродинамические характеристики СНС, принимаемые по данным [1] и характеристики теплообменных аппаратов ПВО1, ПВО2 и КВО, принимаемые по данным [2]. В качестве математической модели пересчета характеристик СНС на температурные условия, отличные от паспортных, используем модель [3], основанную на предположении о равенстве полных (или эффективных) работ секции в паспортном и отличном от него режимах при одинаковых объемных расходах газа на входе в секцию. В соответствии с этим подходом, степень повышения давления  $i$ -й СНС при начальной температуре газа (температуре на входе в секцию)  $T_{ни}$ :

$$\kappa_i \left| \left( \frac{T_{нначни}}{T_{ни}} \right)^{\frac{\kappa_i k}{\kappa_i - 1}} \right| = \left( \frac{V_i}{V_{i,к}} \right)^{\frac{\kappa_i k}{\kappa_i - 1}},$$

где  $T_{нначни}$  – паспортная начальная температура газа для  $i$ -й СНС, К;  $\kappa_{начни}$  – значение степени повышения давления на паспортной характеристике  $i$ -й СНС при расходе газа на входе в нее  $V_i$ ;  $\xi_i$  – значение политропного КПД  $i$ -й СНС при расходе газа на входе в нее  $V_i$ ;  $k$  – показатель изоэнтропы.

Полученные в результате расчета режима работы турбокомпрессора величины  $t_{w2}$  и  $Q_x$  являются исходными для расчета режимов работы и энергетических показателей теплового насоса.

Задача расчета режимов работы теплового насоса при заданных  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ ,  $Q_x$  и температуре воды  $t_{h2}$ , подготавливаемой для системы горячего водоснабжения предприятия, заключается в определении па-

раметров термодинамического цикла, а также электрической мощности, потребляемой приводным двигателем компрессора теплового насоса  $N_{эл.тн}$ , теплопроизводительности теплового насоса  $Q_m$  и коэффициента трансформации тепла  $K_{тр}$ .

Моделирование режимов работы системы ТК-ТН при различных температурах охлаждающей воды  $t_{w1}$ , варьируемой в диапазоне от 5 до 30°C, производилось для турбокомпрессора К-250-61-5 при следующих условиях: давление атмосферного воздуха  $p_0 = 0,1$  МПа; его температура  $t_0 = 15$ °C; конечное давление сжатого воздуха (абсолютное)  $p_k = 0,9$  МПа; расход охлаждающей воды на каждый воздухоохладитель  $G_w = 11,0$  кг/с. Температура воды, отдаваемой в систему горячего водоснабжения, была принята равной  $t_{h2} = 50$ °C; минимальные температурные напоры в испарителе и конденсаторе соответственно  $\div t_{w2} = 5$ °C и  $\div t_{h2} = 5$ °C; изоэнтропный КПД компрессора теплового насоса  $\xi_{снч} = 0,75$ , его механический КПД  $\xi_{мтн} = 0,97$ , а КПД приводного электродвигателя  $\xi_{элтн} = 0,94$ ; хладагент – R134a.

При расчете стоимости потребляемой электроэнергии учитывалась оплата по трехзонному временному тарифу: при работе в льготный (ночной) период (продолжительностью 7 часов) – 0,10898 грн/кВт·ч, в полупиковый период (10 часов) – 0,46462 грн/кВт·ч, в пиковый период (7 часов) – 0,78462 грн/кВт·ч. Стоимость тепла была принята равной 350 грн/Гкал.

**Результаты исследований.** Исследование вопроса о рациональной продолжительности работы теплового насоса в течение суток было проведено для режима установки, соответствующего температуре охлаждающей воды  $t_{w1} = 20$ °C. По результатам расчетов на рис. 2 построены графики зависимостей стоимости электроэнергии  $C_{эл.тн}$ , потребленной приводным электродвигателем теплового насоса, стоимости произведенного тепла  $C_m$ , амортизационных отчислений по теплонасосной установке  $C_{ам.тн}$  и получаемой прибыли  $\Pi$  от числа часов  $t$  работы теплового насоса в течение суток.

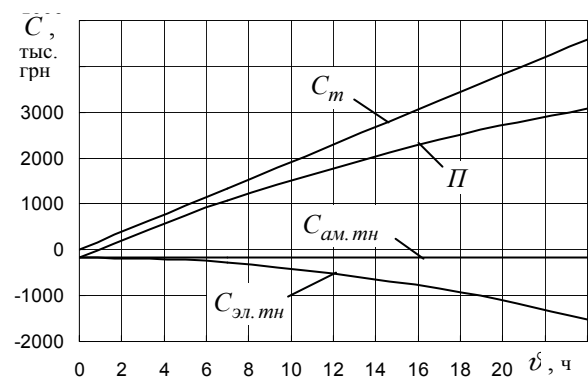


Рис. 2. Зависимости стоимостных показателей теплонасосной утилизации тепла от  $t$

Первый 7-часовой участок графиков соответствует периоду действия льготного тарифа. Второй участок продолжительностью 10 ч соответствует тарифу оплаты за потребление электроэнергии в полупиковый период, а третий (продолжительностью 7 ч) – тарифу оплаты в пиковый период загрузки электросети.

Из рис. 2 видно, что, несмотря на значительную разницу в тарифах за потребленную электроэнергию в льготный и пиковый периоды, с увеличением продолжительности работы теплового насоса прибыль,

получаемая от реализации выработанного тепла, возрастает и достигает наибольшего значения при круглосуточной работе теплового насоса. Поэтому круглосуточный режим работы теплового насоса следует признать наиболее рациональным.

Влияние температуры охлаждающей воды  $t_{w1}$  на энергетические и стоимостные показатели работы системы ТК-ТН показано на рис. 3–5. При определении стоимостных показателей режим работы теплового насоса принимался круглосуточным.

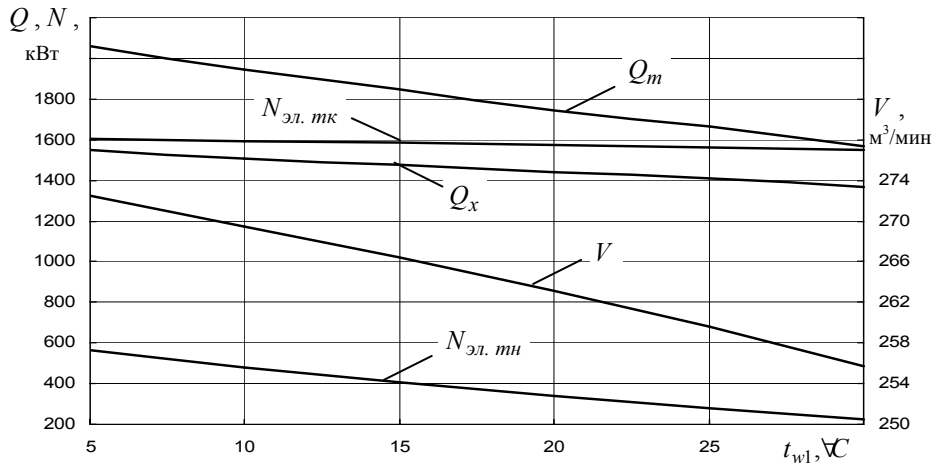


Рис. 3. Зависимости энергетических показателей системы ТК-ТН от  $t_{w1}$

На рис. 3 показано влияние  $t_{w1}$  на подачу воздушного компрессора  $V$  и энергетические показатели компрессорно-теплонасосной установки (КТНУ): теплопроизводительность теплового насоса  $Q_m$ , тепловую мощность, отводимую от охлаждаемого воздуха  $Q_x$ , электрическую мощность, потребляемую приводными двигателями компрессора теплового насоса  $N_{эл.тн}$  и воздушного турбокомпрессора  $N_{эл.тк}$ .

Из рис. 3 видно, что при снижении  $t_{w1}$  все эти величины возрастают. Возрастание количества тепла  $Q_x$ , отводимого от сжимаемого воздуха, обусловлено более глубоким его охлаждением и увеличением подачи компрессора  $V$ . В свою очередь, увеличение  $Q_x$  способствует росту теплопроизводительности  $Q_m$  и электрической мощности  $N_{эл.тн}$ , потребляемой приводом компрессора теплового насоса. Возрастание последней в значительной мере обусловлено также снижением коэффициента трансформации тепла теплового насоса  $K_{тр}$  при снижении температуры  $t_{w1}$  (рис. 4).

Из рис. 4 также видно, что при возрастании температуры низкопотенциального источника тепла  $t_{w1}$  до 30°C и температуре получаемой горячей воды 50°C коэффициент трансформации тепла теплового насоса повышается до 7, что является весьма высоким значением. Увеличение подачи воздушного компрессора приводит также к некоторому увеличению

мощности  $N_{эл.тк}$ , потребляемой его электродвигателем, хотя удельные затраты энергии  $L_{сж}$ , приходящиеся на 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха, при снижении температуры  $t_{w1}$  уменьшаются (рис. 4).

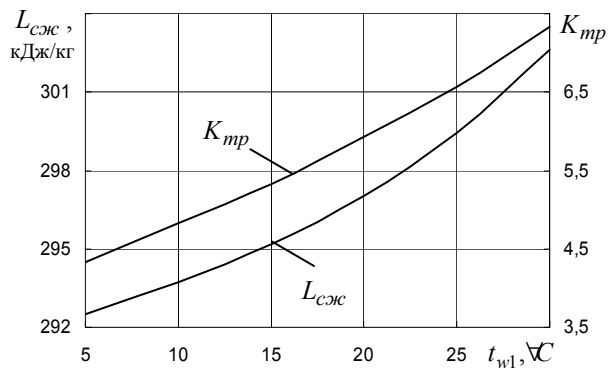


Рис. 4. Зависимость коэффициента трансформации тепла  $K_{тр}$  от  $t_{w1}$

Величина утилизируемой тепловой мощности в условиях турбокомпрессора К-250-61-5 составляет 1400–1550 кВт, а теплопроизводительность теплового насоса – 1600–2100 кВт. Влияние  $t_{w1}$  на эффективность получения сжатого воздуха и работу системы ТК-ТН представлено на рис. 5.

Из рис. 5 следует, что с увеличением  $t_{w1}$  стоимость выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха уменьшается, а при-



быль от работы системы ТК-ТН возрастает. Это говорит о том, что, несмотря на то, что рост  $t_{w1}$  приводит к увеличению работы сжатия турбокомпрессора и снижению его производительности прибыль от реализации тепла, производимого тепловым насосом, возрастает, способствуя уменьшению стоимости получения 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха. Это позволяет сделать вывод о целесообразности применения теплонасосной технологии для утилизации тепла сжатого воздуха турбокомпрессоров. Но при этом следует помнить, что стремление повысить  $t_{w1}$ , а значит и эффективность работы теплового насоса, приводит к уменьшению производительности турбокомпрессора, что может сказаться на нормальной работе потребителей сжатого воздуха.

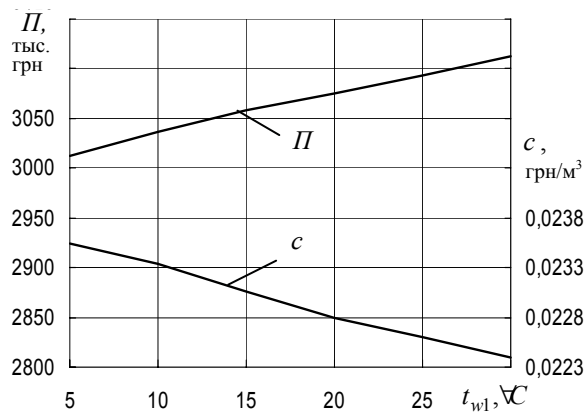


Рис. 5. Зависимость прибыли  $\Pi$  от работы системы ТК-ТН и стоимости выработки 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха  $c$  от  $t_{w1}$

Таким образом, результаты моделирования показывают, что, если сжатый воздух и тепло в виде горячей воды рассматривать как равноправные продукты КТНУ, то можно рекомендовать осуществлять охлаждение сжимаемого воздуха при более высоких температурах охлаждающей воды  $t_{w1}$  (до 30–35°C), чем при охлаждении по типовой схеме. Но поскольку основным назначением компрессорной установки является выработка сжатого воздуха, то следует, по видимому, отдать предпочтение таким режимам работы установки, при которых температура охлаждающей воды была бы не выше, чем в случае охлаждения воздуха по типовой схеме. Экономический эффект от применения теплонасосной технологии утилизации тепла в этом случае все равно значительный.

Еще одним важным достоинством данной технологии является замкнутость контура циркуляции охлаждающей воды, что обеспечивает отсутствие образования накипи на поверхностях теплообменных трубок и приводит к существенному увеличению сроков межремонтного обслуживания и снижению затрат на ремонт воздухоохлаждателей. Кроме того, утилизация бросового тепла компрессорных установок будет способствовать уменьшению вредных выбросов при сжигании топлива в котельных установках и снижению теплового загрязнения окружающей среды.

**Выводы.** Установлено, что в условиях действия трехзонного временного тарифа оплаты за потребленную электроэнергию наиболее рациональным режимом работы теплового насоса является круглосуточный, так как его эффективность при этом достигает наибольшего значения.

При возрастании температуры воды системы охлаждения турбокомпрессора от 5 до 30°C и температуре получаемой горячей воды 50°C, коэффициент трансформации тепла теплового насоса увеличивается от 3,7 до 7,0.

Применение теплонасосной технологии утилизации тепла, отводимого от сжатого воздуха, позволяет почти в 2 раза снизить стоимость его выработки, которая уменьшается при увеличении температуры охлаждающей воды.

При работе турбокомпрессора К-250-61-5 можно утилизировать 1400–1550 кВт тепла и получить прибыль в размере около 3100 тыс. грн / год.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод о перспективности и целесообразности применения теплонасосной технологии утилизации тепла, отводимого от сжимаемого воздуха в компрессорных установках.

#### Список литературы

1. Цейтлин Ю. А., Мурзин В. А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985. – 351 с.
2. Системы охлаждения компрессорных установок. / Берман Я.А, Маньковский О.Н., Марр Ю.Н., Рафалович А.П. – Л.: Машиностроение, 1984. – 228 с.
3. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – 3-е изд. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с

Виконано дослідження ефективності теплонасосної технології утилізації тепла повітряних турбокомпресорів при різних температурах охолоджуючої води з урахуванням дії трьохзонного тарифу оплати за електроенергію. Встановлено, що використання теплового насоса для утилізації тепла стиснутого повітря дозволяє майже в два рази знизити вартість його виробки, яка зменшується при підвищенні температури охолоджуючої води.

**Ключові слова:** тепловий насос, повітряний турбокомпресор, утилізація тепла, гаряче водопостачання, трьохзонний часовий тариф сплати за електроенергію

Heat pump technology efficiency assessment for air turbocompressor waste heat utilization subject to cooling water temperature and trizonal electricity prices has been investigated. It has been found that heat pump application for compressed air heat utilization allows double decrease of its production costs which reduces as cooling water temperature increases.

**Keywords:** heat pump, air turbocompressor, waste heat utilization, hot water supply, trizonal electricity prices

Рекомендовано до публікації д.т.н. С.О. Кириченко  
30.04.10