

ОЦЕНКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ШАХТНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Выполнен эксергетический анализ теплонасосной и когенерационной технологий утилизации тепла шахтных компрессорных установок. Установлено, что эксергетический КПД имеет наиболее высокое значение в случае когенерационной утилизации тепла, отводимого от сжимаемого воздуха при работе теплосиловой установки по теплофикационному циклу.

Проведено эксергетичний аналіз теплонасосної і когенераційної технологій утилізації тепла шахтних компресорних установок. Встановлено, що эксергетичний ККД має найбільш високе значення у випадку когенераційної утилізації тепла, що відводиться від стиснутого повітря, при роботі теплосилової установки за теплофікаційним циклом.

Second low analysis of heat pump and cogeneration technology implementation for waste heat recovery from mining compressors has been carried out. It has been found that the highest exergy efficiency has cogeneration waste heat recovery system running in heating mode.

В связи с истощением запасов топливных ресурсов и продолжающимся загрязнением окружающей среды все большую актуальность приобретают энергосберегающие технологии использования бросового тепла промышленных установок. На горных предприятиях одними из наиболее мощных источников бросового тепла являются воздушные компрессорные станции. В применяемых в настоящее время типовых системах охлаждения компрессорных установок все тепло, воспринимаемое охлаждающей водой, отводится в окружающую среду. Известны технологии, позволяющие полезно использовать бросовое тепло компрессорных установок для производства электрической и тепловой энергии. В работах [1,2] рассмотрены схемные решения, произведен анализ и определены основные энергетические показатели этих технологий.

Целью настоящего исследования является оценка термодинамического совершенства систем утилизации тепла шахтных компрессорных установок.

Основным показателем термодинамического совершенства теплотехнических установок и систем является эксергетический КПД, определяемый по формулам, приведенным в [3,4]

$$\eta_{ex} = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}}, \quad (1)$$

или

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\Delta E}{E_{\text{ВХ}}}, \quad (2)$$

где $E_{\text{ВХ}}$, $E_{\text{ВЫХ}}$ и ΔE – поток эксергии (эксергетическая мощность) на входе, выходе системы и эксергетические потери в системе.

Эксергетическая мощность в каком-либо сечении потока определяется произведением массового расхода вещества на удельную эксергию потока в данном сечении и рассчитывается по формуле Луи – Стодолы [3]:

$$e = (i - i_0) + T_0(s - s_0), \quad (3)$$

где i , s – соответственно удельные энтальпия и энтропия потока вещества в рассматриваемой точке системы; i_0 , s_0 и T_0 – удельные энтальпия, энтропия вещества и абсолютная температура окружающей среды в условном состоянии отсчета.

Эксергетические потери в отдельном элементе системы определяются как разность между потоками эксергии на его входе и выходе. Например, для теплообменного аппарата эксергетические потери при передаче тепла от греющего теплоносителя к нагреваемому:

$$\Delta E = m_1(e_a - e_b) - m_2(e_d - e_c), \quad (4)$$

где e_a , e_b и m_1 – удельная эксергия потока греющей среды на входе и выходе аппарата и ее массовый расход, e_c , e_d и m_2 – удельная эксергия потока нагреваемой среды на входе и выходе аппарата и ее массовый расход.

Относительный эксергетический КПД элементов определяется как отношение потерь эксергии в каждом отдельном элементе к суммарным потерям эксергии в системе $\sum \Delta E$

$$\eta_{ex}^r = \frac{\Delta E}{\sum \Delta E}. \quad (5)$$

Исследование проводилось для турбокомпрессоров К–250–61–5, широко применяющихся на горных предприятиях.

Эксергетический анализ производился при следующих условиях: температура и давление окружающей среды соответственно $t_0 = 15$ °С, $p_0 = 0,1$ МПа; конечное давление сжатого воздуха (абсолютное) $p_k = 0,9$ МПа, температура охлаждающей воды $t_w = 30$ °С; температура воды, отдаваемой в систему горячего водоснабжения, была принята равной $t_h = 50$ °С.

Схемы компрессорных установок с типовой системой охлаждения и с применением теплонасосной и когенерационной технологий утилизации тепла представлены на рис. 1–3.

В качестве входной эксергии компрессорных установок с типовой системой охлаждения и с применением когенерационной технологии утилизации тепла принималась электрическая энергия, потребляемая приводным двигателем турбокомпрессора, для теплонасосной технологии – электрическая энергия, потребляемая приводными двигателями турбокомпрессора и компрессора теплового насоса. В качестве выходной эксергии принималась сумма эксергий потока сжатого воздуха, генерируемой электроэнергией (в случае когенерационной утилизации тепла) и получаемой горячей воды для систем теплоснабжения (в случаях когенерационной и теплонасосной утилизации тепла).

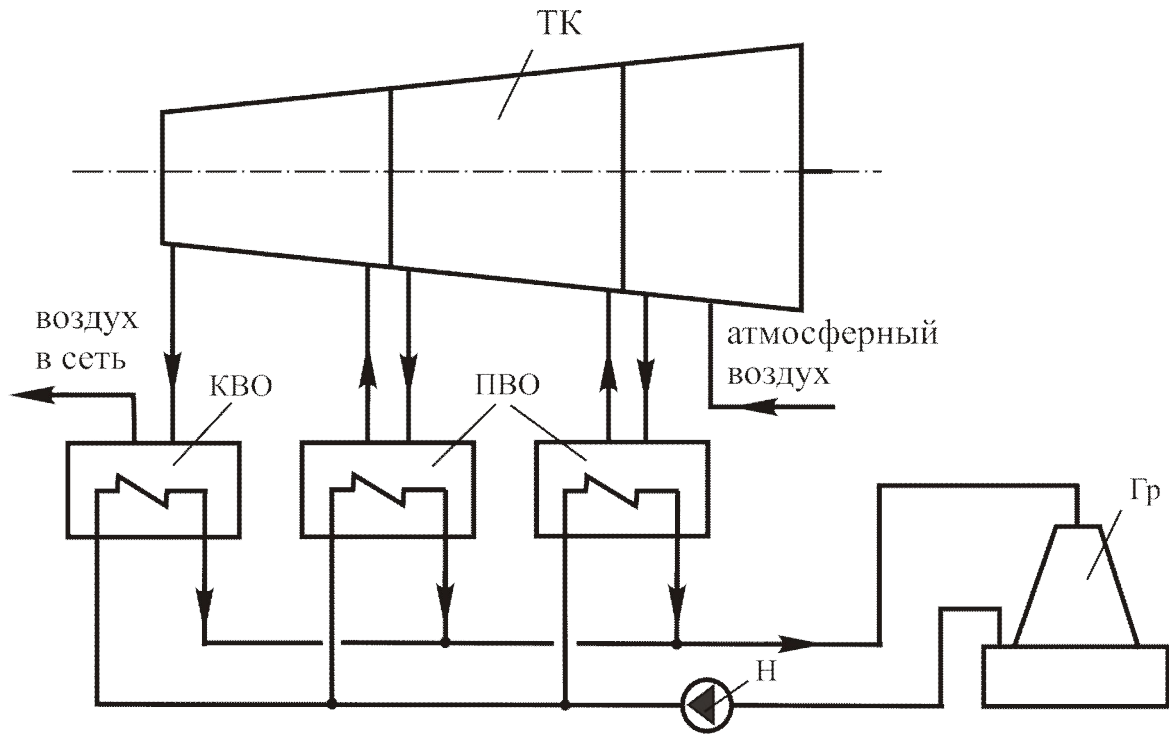


Рис. 1. Схема компрессорной установки с типовой системой охлаждения (без утилизации тепла): ТК – турбокомпрессор; ПВО, КВО – промежуточный и конечной воздухоохладители; Гр – градирня; Н – водяной насос

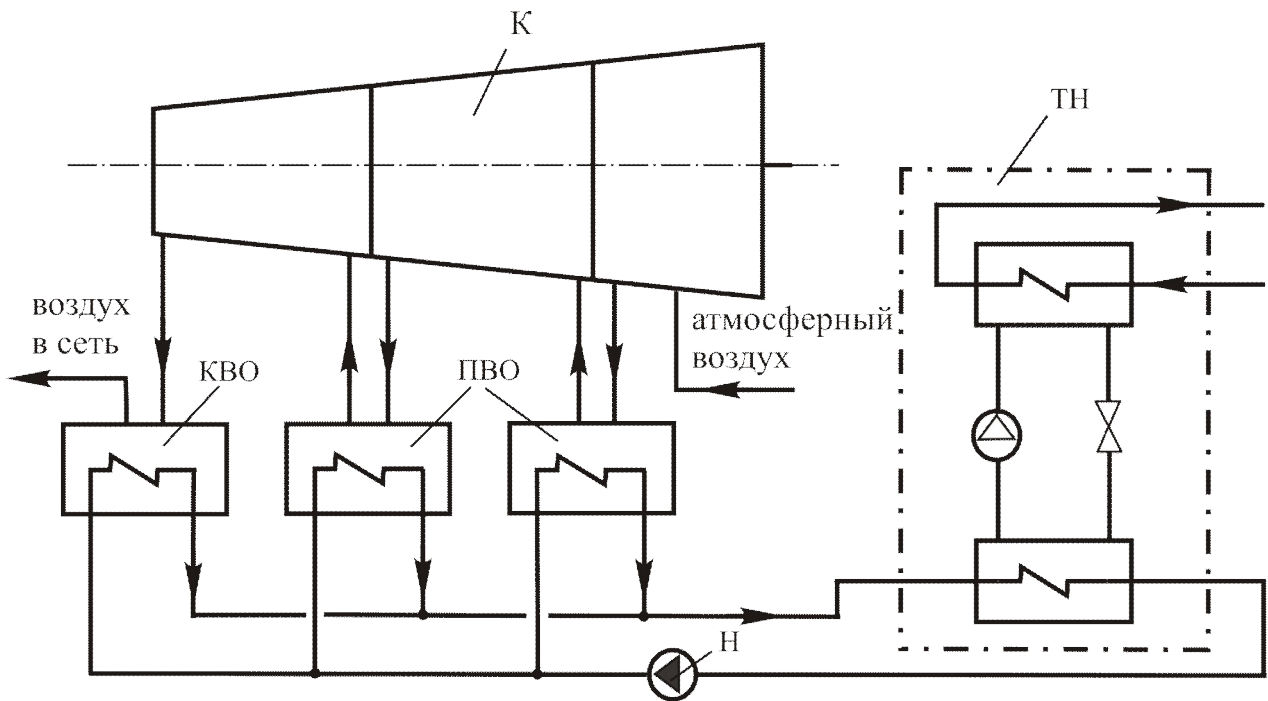


Рис. 2. Схема теплонасосной утилизации тепла турбокомпрессора: ТН – тепловой насос

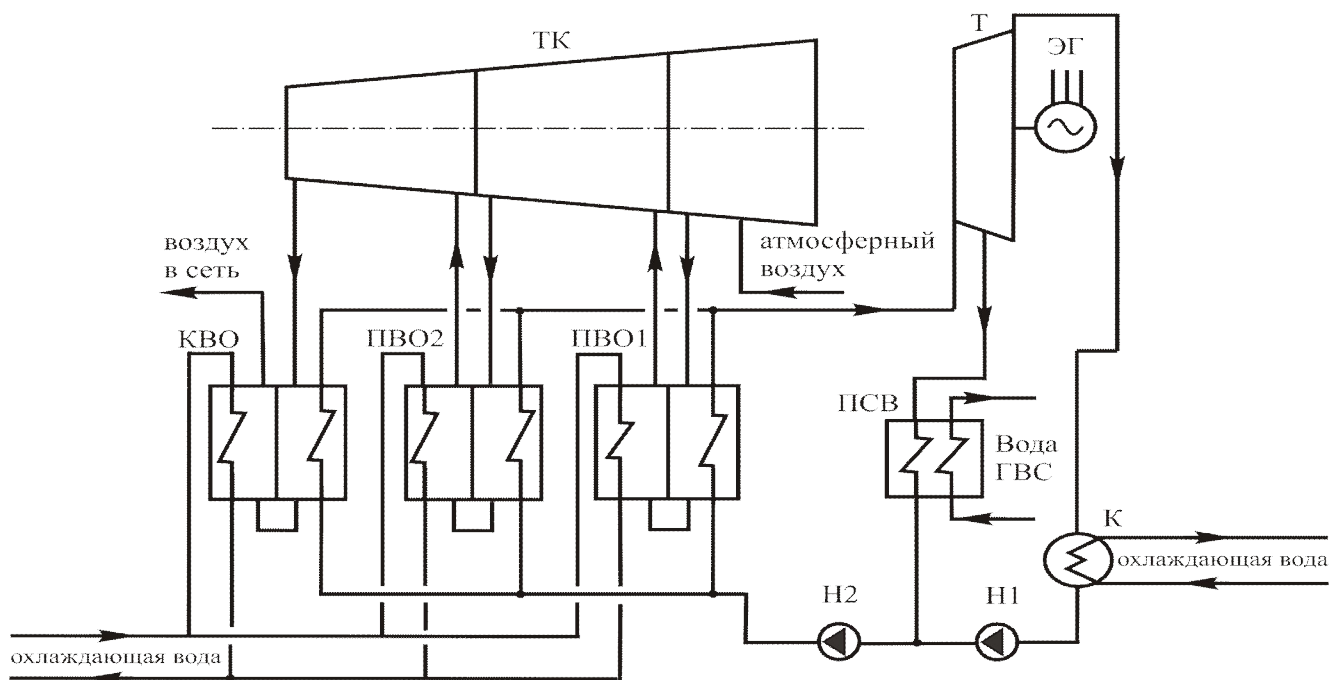


Рис. 3. Схема когенерационной утилизации тепла турбокомпрессора:
 ПСВ – подогреватель сетевой воды; К – конденсатор; Т – турбина;
 ЭГ – электрогенератор

Основные результаты эксергетического анализа компрессорных установок с различными системами охлаждения приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты эксергетического анализа компрессорных установок

Системы охлаждения	$E_{вх}$, кВт	$E_{вых}$, кВт	ΔE , кВт	η_{ex}
Типовая	1447,7	933,8	513,9	0,645
Теплонасосная	1752,4	1092,6	659,8	0,624
Когенерационная (теплофикационный режим)	1447,7	1032,5	415,2	0,713
Когенерационная (конденсационный режим)	1447,7	1021,2	426,5	0,705

Из таблицы видно, что эксергетический КПД имеет наиболее высокое значение в случае когенерационной утилизации тепла, отводимого от сжимаемого воздуха при работе теплосиловой установки по теплофикационному циклу.

Для рассмотренных систем утилизации тепла был произведен детальный эксергетический анализ каждого элемента и построены диаграммы потоков эксергии. В качестве примера на рис. 4 приведена диаграмма потоков эксергии для теплофикационного режима когенерационной утилизации тепла сжатого воздуха.

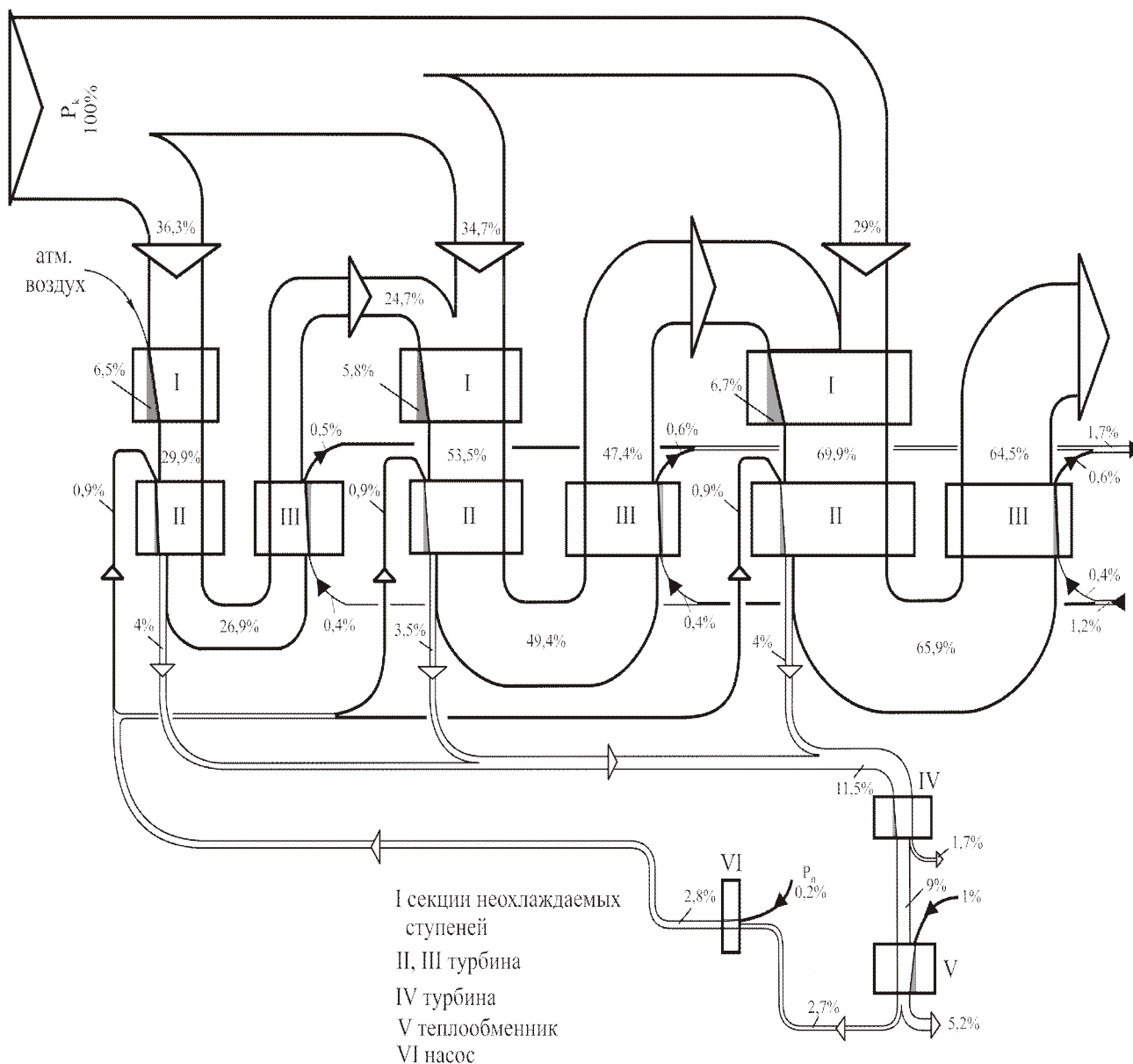


Рис. 4. Диаграмма потоков эксергии когенерационной утилизации тепла (теплофикационный режим)

Из рис. 4 видно, что как при теплонасосной, так и при когенерационной утилизации тепла наибольшие потери эксергии имеют место в испарителях и конденсаторах вследствие существенной необратимости протекающих в них процессов теплообмена. Поэтому, для повышения эксергетического КПД систем утилизации тепла необходимо, прежде всего, совершенствовать конструкцию и оптимизировать параметры и режимы теплообменного оборудования.

Выводы. На основании эксергетического анализа установлено, что наиболее термодинамически совершенной системой утилизации тепла, отводимого от сжимаемого воздуха в компрессорных установках, является когенерационная, работающая по теплофикационному циклу. Показано, что как при теплонасосной, так и при когенерационной утилизации тепла наибольшие потери эксергии имеют место в теплообменных аппаратах.

Список литературы

1. Самуся, В.И. Оценка эффективности теплонасосной технологии утилизации тепла воздушных турбокомпрессоров / В.И. Самуся, Ю.И. Оксень, М.В. Радюк // Науковий вісник НГУ. – 2010. – №6. – С. 78 – 82.
2. Радюк, М.В. Оценка энергетической эффективности когенерационной утилизации низкопотенциального тепла воздушных турбокомпрессоров // Науковий вісник НГУ. – 2009. – №11. – С. 42 – 45.
3. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела – М. : Энергия, 1968. – 279 с.
4. Бродянский, В.М. Эксергетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Кириченком Є.О.
Надійшла до редакції 26.04.12*

УДК 622.8

© А.В. Бессчастный, В.Г. Марченко, В.В. Марченко

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕПЛОИЗБЫТКОВ ПОДЗЕМНЫХ СООРУЖЕНИЙ ОТ СЕЗОННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

На основе многолетних наблюдений теплового режима подземного сооружения разработана математическая модель расчета теплоизбытков в зависимости от времени года.

На основі багаторічних спостережень теплового режиму підземної споруди розроблена математична модель розрахунку теплонадлишків в залежності від пори року.

On the basis of long-term observations of the thermal regime of underground facilities designed mathematical and physical model of calculation of heat in the seasons.

Источники поступления тепла в подземные выработки, используемые для нужд народного хозяйства, разделяются на технологические и природно-климатические.

Так для условий Инкерманского завода марочных вин (ИЗМВ) технологические тепловыделения – это тепловыделения от людей, пропарки бутов, электрооборудования; они относительно стабильны и согласно нашим расчетам равны 23,4 тыс. ккал/ч.

Природно-климатические теплопоступления в горные выработки обусловлены сезонными колебаниями температуры наружного воздуха, радиационным прогревом вмещающих пород и их теплофизическими характеристиками. Часть тепла, поступающего в цех, теряется через кровлю, почву, стены выработок. Оставшаяся часть осуществляет "натоп" помещения, т.е. повышает температуру воздуха в цехе.

Расчеты по методике [1–3] позволяют определить усредненное значение теплоизбытков, обуславливающих "натоп" горных выработок. Для наших условий по расчету величина теплоизбытков составляет 75700 ккал/ч. Фактические среднемесячные значения теплоизбытков могут значительно отличаться от расчетных, что обусловлено несовершенством методики расчета и нестабильностью теплопритоков, обусловленных в первую очередь природно-климатическими факторами. Существующая методика анализа изменения тепловой нагрузки на систему [3] предназначена для промышленных зданий и сооружений и неприменима для подземных горных выработок.