

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ ВАРИАНТОВ РАБОТЫ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА С ТЕПЛООБМЕННИКОМ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И С ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ

Ф. А. Корсун, к. т. н.

Ключевые слова: система кондиционирования рудничного воздуха (СКРВ), теплообменник высокого давления (ТВД), гидрораспределитель (ГР), холодильная машина (ХМ)

Проблема. При передачи холода на глубокие горизонты шахт системой кондиционирования рудничного воздуха (СКРВ) с теплообменником высокого давления возникают большие потери холода. Холод передаётся рекуперативным путём. Большие потери холода – это значит большие потери электроэнергии для его приготовления. Для любого производства затраты электроэнергии нужно сократить. В этой статье предлагается заменить ТВД на гидрораспределитель, благодаря которому потери холода значительно сократятся. Предлагается методика работы системы кондиционирования рудничного воздуха с ТВД и гидрораспределителем. Сравняется коэффициент полезного действия при работе СКРВ с ТВД и с гидрораспределителем.

Анализ публикаций. Проблемой замены ТВД на гидрораспределитель в системе распределения хладоносителя глубоких шахт сотрудники нашей академии занимались более 20 лет. Было получено десятки авторских свидетельств и патентов. Гидрораспределитель, который предлагается здесь, разрабатывался более десяти лет. В этом гидрораспределителе нет гидравлических ударов при переключении потоков жидкости.

Цель статьи. Предлагается методика теплотехнического расчёта работы ТВД и гидрораспределителя системы кондиционирования рудничного воздуха шахт. Рассчитаем коэффициент полезного действия при работе системы с ТВД и с гидрораспределителем. Главная задача статьи – показать коэффициент полезного действия работы ТВД и гидрораспределителя и сравнить их эффективность.

Основной материал. Для анализа использован эксергетический метод. Сравнение вариантов приведено для одинаковых условий работы гипотетической СКРВ. Сравняются системы с теплообменником высокого давления и гидрораспределителем, который передаёт хладоноситель без его нагрева.

Показатели СКРВ с теплообменником высокого давления.

Расчётная схема приведена на рисунке 1.

Исходные данные: $Q = 15\,000$ кВт (кДж / с)

$t_1 = 4^\circ\text{C}$	$P_1 = 3$ атм	$t_5 = 14,5^\circ\text{C}$	$P_5 = 10$ атм
$t_2 = 5^\circ\text{C}$	$P_2 = 100$ атм	$t_6 = 15,5^\circ\text{C}$	$P_6 = 13$ атм
$t_3 = 10,5^\circ\text{C}$	$P_3 = 12$ атм	$t_7 = 10^\circ\text{C}$	$P_7 = 100$ атм
$t_4 = 11,5^\circ\text{C}$	$P_4 = 11$ атм	$t_8 = 11^\circ\text{C}$	$P_8 = 2$ атм

Расход хладоносителя в системе:

$$G = \frac{Q_1}{c \cdot \Delta t} = \frac{15000}{4,18 \cdot (11 - 4)} = 512,6 \quad (1)$$

где $c = 4,187$ кДж (кг × град)

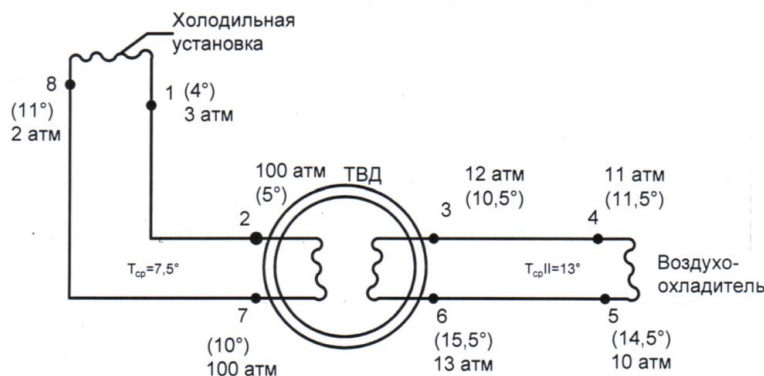


Рис. 1. Расчётная схема СКРВ с теплообменником высокого давления

Нагрузка теплообменника высокого давления составит:

$$Q_2 = G \cdot \Delta t \cdot c = 512,6(10 - 5) \cdot 4,187 = 10731 \text{ кВт} \quad (2)$$

Нагрузка агрегатированного воздухоохладителя:

$$Q_3 = G \cdot \Delta t \cdot c = 512,6 \cdot (14,5 - 11,5) \cdot 4,187 = 6439 \text{ кВт} \quad (3)$$

Эксергетический коэффициент полезного действия с теплообменником высокого давления:

$$\eta = \frac{E_{\text{вых}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100\% = \frac{109,02}{589,59} \cdot 100\% = 18,49\% \quad (4)$$

Диаграмма эксергетического баланса теплообменника высокого давления приведена на рисунке 2.

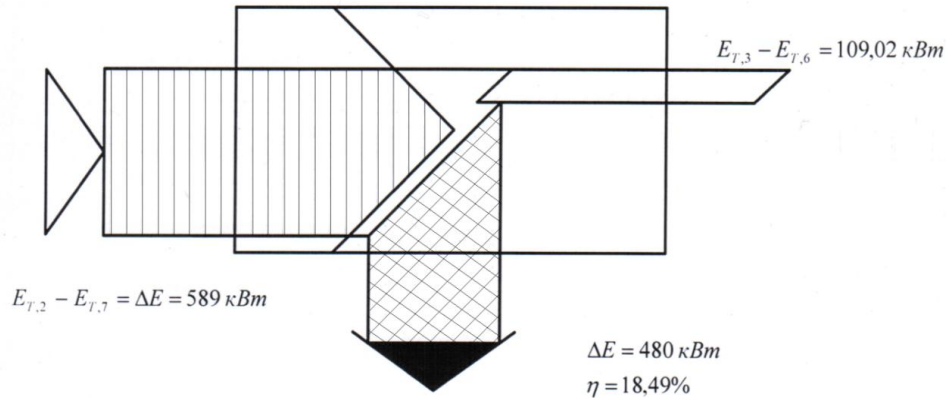


Рис. 2 Эксергетический баланс узла теплообменника высокого давления

Показатели СКРВ с гидрораспределителем, передающим хладоноситель без нагрева. Расчётная схема данного устройства приведена на рисунке 3.

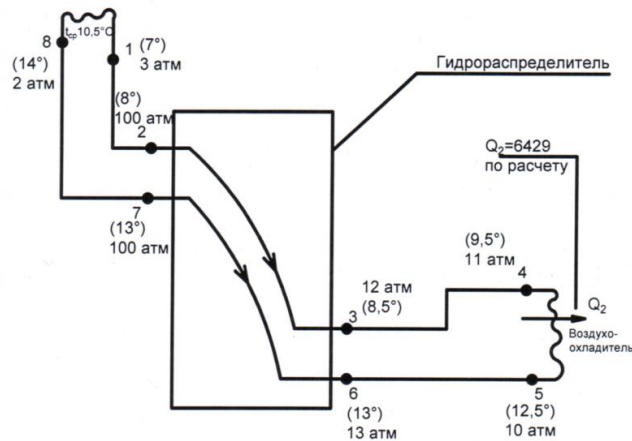


Рис. 3. Расчётная схема системы кондиционирования рудничного воздуха с гидрораспределителем

Исходные данные: $Q_1 = 15000 \text{ кВт}$, $G_1 = G_2 = 512,6 \text{ кг/с}$ (так как $G = \text{const}$)

$t_1 = 7^\circ\text{C}$	$P_1 = 3 \text{ атм}$	$t_5 = 12,5^\circ\text{C}$	$P_5 = 10 \text{ атм}$
$t_2 = 8^\circ\text{C}$	$P_2 = 100 \text{ атм}$	$t_6 = 13^\circ\text{C}$	$P_6 = 13 \text{ атм}$
$t_3 = 8,5^\circ\text{C}$	$P_3 = 12 \text{ атм}$	$t_7 = 13^\circ\text{C}$	$P_7 = 100$
			атм
$t_4 = 9,5^\circ\text{C}$	$P_4 = 11 \text{ атм}$	$t_8 = 14^\circ\text{C}$	$P_8 = 2 \text{ атм}$

Изменение температуры воды в испарителе:

$$\Delta t = \frac{Q_1}{c \cdot G} = \frac{15000}{(4,187 \cdot 512,6)} = 7^\circ\text{C} \quad (5)$$

Нагрузка агрегатированного воздухоохладителя:

$$Q_2 = G \cdot \Delta t \cdot c = 512,6 \cdot (12,5 - 9,5) \cdot 4,187 = 6439 \text{ кВт} \quad (6)$$

Эксергетический коэффициент полезного действия работы системы с гидрораспределителем будет:

$$\eta = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100\% = \frac{E_{T3} + E_{T7}}{E_{T2} + E_{T6}} \cdot 100\% = \frac{5903}{5990} \cdot 100\% = 98,55\% \quad (7)$$

Диаграмма эксергетического баланса работы системы с гидрораспределителем приведена на рисунке 4.

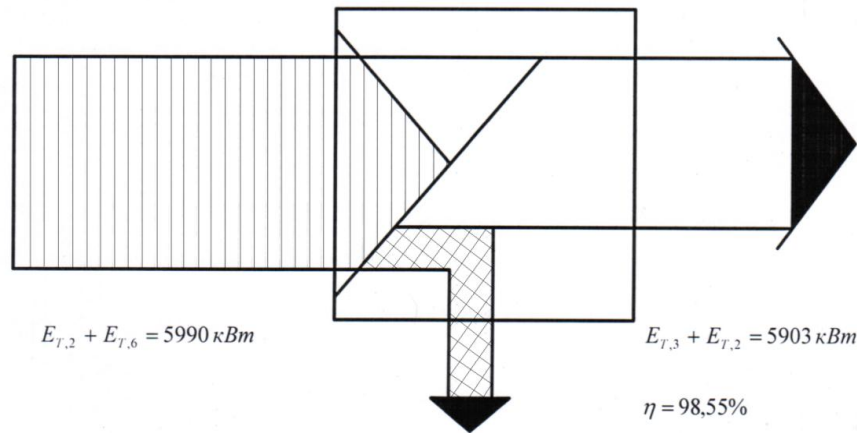


Рис. 4. Эксергетический баланс работы системы кондиционирования рудничного воздуха с гидрораспределителем

Сравнение вариантов по потерям эксергии.

Определяем количество эксергии системы кондиционирования рудничного воздуха на входе и выходе систем для I и II вариантов

$$E_{t=7,5}^{\text{нач}} = Q \frac{T_0 - T}{T_0} = 15000 \cdot \frac{293 - 280,5}{293} = 640 \text{ кВт} \quad (8)$$

На входе в систему:

$$E_{t=10,5}^{\text{нач}} = Q \frac{T_0 - T}{T_0} = 15000 \cdot \frac{293 - 283,5}{293} = 486,3 \text{ кВт} \quad (9)$$

На выходе к воздухоохладителям:

$$Q_1 = 6629 \text{ кВт} - E_{t=13}^{\text{нач}} = 6629 \cdot \frac{293 - 286}{293} = 158,4 \text{ кВт} \quad (10)$$

$$Q_2 = 6439 \text{ кВт} - E_{t=11}^{\text{нач}} = 6439 \cdot \frac{293 - 286}{293} = 197,8 \text{ кВт} \quad (11)$$

Величина коэффициента неадекватности составит для варианта с теплообменником высокого давления:

$$K_I = \frac{E_1^{\text{нач}}}{E_1^{\text{кон}}} = \frac{640}{158,4} = 4,04 \quad (12)$$

Величина коэффициента неадекватности при использовании гидрораспределителя, работающего без нагрева хладоносителя составит:

$$K_{II} = \frac{E_{II}^{\text{нач}}}{E_{II}^{\text{кон}}} = \frac{486,3}{197,8} = 2,46 \quad (13)$$

Соотношение коэффициентов неадекватности будет:

$$\frac{K_I}{K_{II}} = \frac{4,04}{2,46} = 1,64 \quad (14)$$

Из этого следует, что вариант с гидрораспределителем обеспечивает лучшее использование эксергии, что выражается более высокими термодинамическими показателями.

Выводы. 1. При передаче холода на глубокие горизонты с теплообменником высокого давления холод передаётся рекуперативным путём, а с гидрораспределителем проходит через гидрораспределитель и поступает прямо к воздухоохладителям в забой, этим достигается эффективное охлаждение воздуха в забое.

2. При передаче хладоносителя на глубокие горизонты в гидрораспределителе очень малые потери эксергии и этим экономятся затраты энергоресурсов.

3. Таким образом, видно, что система ПСРХ с гидрораспределителем будет работать эффективней, с меньшей затратой эксергии на передачу холода к воздухоохладителям.

4. Теплотехническое сравнение вариантов работы системы кондиционирования рудничного воздуха с теплообменником высокого давления и с гидрораспределителем показало, что при работе с ТВД $\eta = 18,49\%$, а с гидрораспределителем $\eta = 98,55\%$

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. **Аверин Ф. А.** Лабораторный практикум рудничной вентиляции / Ф. А. Аверин, В. А. Бойко, В. А. Долинский. – М. : Недра, 1966. – 64 с.
2. А. с. 1642204, МКИ F24 F13/06. Воздухораспределитель / В. Ф. Рожко, В. А. Стебловцев, И. С. Игнашкин (СССР). – № 4678905/29; Заявл. 14.04.89; Опубл. 15.04.91, Бюл. №14. – 3 с.
3. **Андрющенко А. И.** Термодинамические расчёты оптимальных параметров тепловых электростанций. – М. : Высш. шк., 1963. – 230 с.
4. **Андрющенко А. И.** Основы термодинамических циклов теплоэнергетических установок. – М. : Высш. шк., 1968. – 288 с.
5. **Андрющенко В. Н.** Методы измерения состояния микроклимата в горных выработках / В. Н. Андрющенко, В. Ф. Рожко. – М. : 1989. – 16 с. – Дек в ЦНИИЭИ – уголь 28.11.1989, №5011.
6. **Бродянский В. М.** Эксергетический метод термодинамического анализа. – М. : Энергия 1973. – 296 с.
7. Пат. 23867 А Украина, UA E21 F3/00 Гідророзподільник / В. Ф. Рожко, І. С. Ігнашкін, Л. О. Харук, Ф. О. Корсун та ін. / Опубл. 31.08.98. – Бюл. № 4. – С. 73 – 75.

SUMMARY

Problem. There are vast losses of cold that take place during the transition of cold to deep horizons of shafts by the mine air conditioning system (MASC) with high pressure heat exchanger. Cold is transferred by the recuperative way. Vast losses of cold mean vast losses of electricity to in order to supply it. Any enterprise requires the reduction of electricity consumption. This article gives proposals on how to replace HPHE into hydrodistributor which will considerably reduce cold losses. A method for mine air conditioning system using HPHE and hydrodistributor. Efficiency factor while using MASC with HPHE and hydrodistributor have been compared.

Literature review. The staff of our Academy has been investigating the problem of HPHE replacement by hydrodistributor in the system of cold-bearer distribution of deep shafts for more than 20 years now. A number of patents and inventor's certificate were received. Hydrodistributor proposed here has been elaborated for more than 10 years. There are no hydraulic impacts in this hydrodistributor at switching hydraulic flows.

Aim. A method of thermotechnical calculation of HPHE functioning and hydrodistributor of mine air conditioning system have been proposed. Efficiency factor while using HPHE and hydrodistributor have been calculated. The main task of the article is to show the efficiency factor of HPHE and hydrodistributor as well as to compare their efficiency.

We use exergic method to analyze heat engineering comparison of the variants of system operation. Correlation of the variants is given for similar operational conditions of hypothetic mine air conditioning system. Systems of cold bearer systems to the deep horizon with thermal exchanger of high pressure and a hydraulic distributor that transports cold bearer without heating it are compared.

In order to compare variant, certain locations in the pipelines are chosen where the temperature and pressure of cold bearer are estimated. Design models are given in Pictures 1 and 3.

Cold bearer expenditures in the system are calculated with the following formula

$$G = \frac{Q_1}{c\Delta t} = \frac{1500}{4,187(11-4)} = 512,6 \text{ kg}.$$

The load of high pressure heat exchanger will be

$$Q_2 = G \cdot t \cdot c = 512,6(10 - 5) \cdot 4,187 = 10731 \text{ kWt.}$$

Unit air cooler load will be

$$Q_3 = G \cdot t \cdot c = 512,6(14,5 - 11,5) \cdot 4,187 = 6439 \text{ kWt.}$$

Exergic coefficient of efficiency with high pressure heat exchanger will be

$$\eta = \frac{E_{\text{ВЫХ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100\% = \frac{109,02}{589,59} \cdot 100\% = 18,49\%$$

Picture 2 demonstrates exergic balance diagram of high pressure heat exchanger. Exergic coefficient of efficiency of the system equipped with hydraulic distributor will be

$$\eta = \frac{E_{\text{BbIX}}}{E_{\text{BX}}} \cdot 100\% = \frac{E_{T_3} + E_{T_7}}{E_{T_2} + E_{T_6}} \cdot 100\% = \frac{5903}{5990} = 98,55\%$$

Exergic balance diagram of system operation with hydraulic distributor is given in Picture 4.

Consequently, the variant with hydraulic distributor ensures a better use of exergy which results in higher thermodynamic indexes.

When the cold is transferred to deeper horizons with high pressure thermal exchanger, the cold is transferred by means of recuperation, whereas with hydraulic distributor it goes through the latter directly to air coolers in the bottomholes. By means of this, effective air cooling in the bottomhole is achieved and energy resources can be saved.

Heat engineering comparison of the variants of mine air conditioning system operation with high pressure thermal exchanger and a hydraulic distributor has shown that while working with high pressure thermal exchanger $\eta = 18,49\%$, whereas the same for hydraulic distributor is $\eta = 98,55\%$.

Conclusion. 1. In the process of cold transition to deep horizons with the help of high pressure thermal exchanger, the cold is conveyed in a recuperative way, whereas with hydraulic distributor it goes through the distributor it is conveyed directly to air-cooling unit in the bottomhole. By means of this effective air cooling is achieved.

2. A very small exergy loss is registered while cold bearer transition to deep horizons by hydraulic distributor. In such way energy resources are used more effectively.

3. Thus, it can be observed that the operation of the system with hydraulic distributor will be more efficient, with smaller exergy losses for cold conveyed to air cooling units.

4. Thermal technical correlation of performed for different variants of mine air conditioning with high-pressure thermal exchanger and hydraulic distributor has shown that while working with $\eta = 18,49\%$ and with hydraulic distributor it is $\eta = 98,55\%$.

REFERENCES

1. Averin F. A. Laboratornyj praktikum rudnichnoj ventiljacji / F. A. Averin, V. A. Bojko, V. A. Dolinskij. – M. : Nedra, 1966. – 64 s.
2. A. s. 1642204, MKI F24 F13/06. Vozduhoraspredelitel' / V. F. Rozhko, V. A. Steblovcev, I. S. Ignashkin (SSSR). – № 4678905/29; Zajavl. 14.04.89; Opubl. 15.04.91, Bjul. №14. – 3 s.
3. Andrjushhenko A. I. Termodinamicheskie raschjoty optimal'nyh parametrov teplovyh jelektrostancij. – M. : Vyssh. shk., 1963. – 230 s.
4. Andrjushhenko A. I. Osnovy termodinamicheskikh ciklov teplojenergeticheskikh ustanovok. – M. : Vyssh. shk., 1968. – 288 s.
5. Andrjushhenko V. N. Metody izmerenija sostojanija mikroklimata v gornyh vyrabotkah / V. N. Andrjushhenko, V. F. Rozhko. – M. : 1989. – 16 s. – Dek v CNIIJeI – ugol' 28.11.1989, №5011.
6. Brodjanskij V. M. Jeksergeticheskij metod termodinamicheskogo analiza. – M. : Jenergija 1973. – 296 s. 7. Pat. 23867 A Ukraina, UA E21 F3/00 Gidrorozpodilnik / V. F. Rozhko, I. S. Ignashkin, L. O. Haruk, F. O. Korsun ta in. / Opubl. 31.08.98. – Byul. № 4. – S. 73

УДК 622.4:532.595.2

Теплотехническое сравнение вариантов работы системы кондиционирования рудничного воздуха с теплообменником высокого давления и с гидрораспределителем / Ф. А. Корсун // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Д. : ПДАБА, 2014. – № 4. – С. 39 – 43. – рис. 4. – Бібліогр.: (7 назв.).

Приведено теплотехническое сравнение вариантов работы системы с теплообменником высокого давления и с гидрораспределителем.

Ключевые слова: система кондиционирования рудничного воздуха (СКРВ), теплообменник высокого давления (ТВД), гидроудар (ГУ), холодильная машина (ХМ).

Теплотехнічне порівняння варіантів роботи системи кондиціонування рудникового повітря з теплообмінником високого тиску та з гідророзподільвачем / Ф. А. Корсун // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Д. : ПДАБА, 2014. – № 4. – С. 39 – 43. – рис. 4. – Бібліогр.: (7 назв.).

Приведено теплотехнічне порівняння варіантів роботи системи з теплообмінником високого тиску і з гідророзподільвачем

Ключові слова: система кондиціонування рудникового повітря (СКРП), теплообмінник високого тиску (ТВТ), гідроудар (ГУ), холодильна машина (ХМ).

Thermotechnical comparison of possible operation variants for air conditioning system of mine air with high pressure heat exchanger and hydrodistributor / F. Korsun // Visnyk of Pridneprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture. – D. : PSACEA, 2014. – № 4. – P. 39 – 43. – pic. 4. – Bibliogr.: (7 names).

Presents a method used for calculation of thermotechnical comparison of possible operation variants for air conditioning system of mine air with high pressure heat exchanger and hydrodistributor.

Key words: mine air conditioning system (MACS), high pressure heat exchanger (HPHE), hydrodistributor (HD), refrigerating machine (RM).