

гетические ресурсы, на которые ориентирован проект – ископаемые и возобновляемые источники энергии.

Предложенные классификационные признаки и их составляющие не входят в противоречия между собой, что позволяет определить возможное число проектов реконструкции в соответствии с принятыми классификационными признаками, проводить их архивацию, поиск, обработку и др.

На основе предложенных классификационных признаков выполнена классификация проектов реконструкции систем теплоснабжения, которая обеспечивает их систематизацию при архивации.

Выполненная классификация проектов реконструкции систем теплоснабжения является основой для эффективного формирования содержательной части процессов и групп процессов управления ими.

1. Указ Президента Украины № 679/2008.

2. Про стан реалізації державної політики щодо забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів: Рішення Ради національної безпеки і оборони України від 30 травня 2008 р.

3. Пономаренко Л.А., Цюцюра С.В. Проектна реалізація стратегій управління підприємствами енергосміхних галузей // Зб. наук. праць Національного ун-ту кораблебудування: Вип.5 (410). – Миколаїв.: НУК, 2006. – С. 3-11.

4. Білоконь А.І., Вігютін С.Ю. Реструктуризація теплоенергетичного господарства міст як інструмент забезпечення стандартів якості надання послуг // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. Вип.1. – Дніпропетровськ: ПДАБтаА, 2006. – С. 9-19.

5. Ачкасов І.А., Торкатюк В.І., Пан М.П., Димченко В.В., Сухонос М.К. Моделювання модернізації інженерних мереж на комунальних підприємствах міста Харкова при реалізації енергозберігаючих проектів // Проблеми та перспективи енерго-, ресурсозбереження житлово-комунального господарства. – Харків: ХНАМГ, 2005. – С.115-117.

6. Харитонов Ю.Н. Управление проектами реконструкции на основе артефактных платформ // Авиационно-космическая техника и технологии: Науч.-техн. журнал. – Харьков: ХАИ, 2008. – № 8(55). – С.189-192.

7. Харитонов Ю.Н. Выбор стратегии реконструкции сложных технических систем // Авиационно-космическая техника и технологии: Науч.-техн журнал. – Харьков: ХАИ, 2007. – № 7(43). – С.192-194.

*Получено 25.06.2009*

УДК 621.51.68.004.15.001.24

**Ю.В.СКРЫПНИКОВ**

*Приднeпровская государственная академия строительства и архитектуры,  
г.Днепрoпетровск*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА СЖАТОГО ВОЗДУХА**

Определена эксергетическая мощность тепла, отведенного водой от сжатого воздуха, в промежуточных и конечном охладителях компрессорной установки.

Визначена ексергетична потужність тепла, що відводиться водою від стислого повітря, в проміжному та кінцевому охолоджувачах компресорної установки.

Eksergetik power of heat, taken water from the compressed air is certain, in intermediate and end-capping coolers of the compressor.

*Ключевые слова:* ексергетическая мощность тепла, турбокомпрессор, промежуточные воздухоохладители.

Создание менее энергоемких систем теплохладоснабжения промышленных объектов является актуальнейшей проблемой, особенно в условиях дефицита энергоресурсов. Одним из перспективных направлений решения данной проблемы является использование бросовых вторичных энергоресурсов, компрессорных и холодильных установок. Конструкция двухсекционных промежуточных и концевых воздухоохладителей позволяет отводить в первой (утилизационной) секции высокопотенциальное тепло, а во второй секции происходит доохлаждение сжатого воздуха.

Использование тепла, отводимого от сжатого воздуха турбокомпрессора (ТК), проводится при условии, что температура на входе не охлаждающей секции ступеней (НСС) ТК не повышается по сравнению с режимом без утилизации тепла. При этом считается, что промежуточные воздухоохладители (ПВО) – двухсекционные, причем первая по ходу воздуха секция – утилизационная, вторая – для охлаждения воздуха перед НСС.

Работа компрессорных установок связана с непрерывным отводом в окружающую среду тепла сжатия в промежуточных и концевых охладителях [1, 2]. В качестве промежуточного теплоносителя используется вода. Тепловая мощность, отведенная от сжатого воздуха водой в промежуточных и концевых охладителях сопоставима с электрической мощностью электродвигателя компрессора. Однако низкие значения температуры охлаждающей воды, отведенной в промежуточных и концевых охладителях (20-30 °С) делают проблематичным ее использование в системах отопления [2].

Разработанные принципиально новые схемы систем охлаждения компрессорных установок позволяют повысить температуру охлаждающей воды до 65-80 °С без изменения технологического цикла, что позволяет ее использовать в системах отопления гражданских и промышленных зданий [4, 5].

Эксергетический метод термодинамического анализа позволяет определить коэффициент полезного действия  $\eta_e$  адиабатной ступени сжатия компрессора, а также эксергетический КПД многоступенчатого

компрессора с  $n$  неохлаждаемыми ступенями, который можно выразить через КПД отдельных ступеней  $\eta_{ei}$  [3]. Представляется целесообразным использовать указанный метод при оценке эксергетической мощности тепла, отведенного в промежуточных и конечном охладителях компрессорной установки.

*Решение задачи.* Исходными давлениями являются (рис.1, 2):

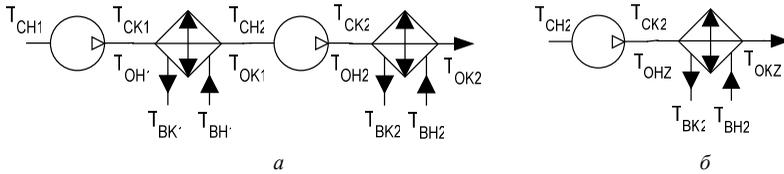


Рис.1 – Расчетная схема многоступенчатой компрессорной установки

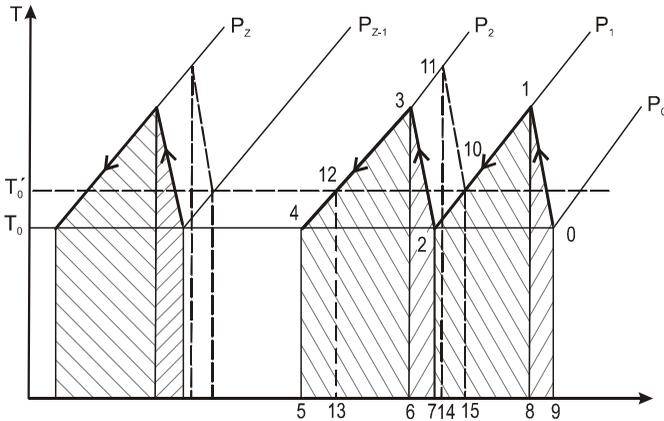


Рис.2 – Изменение параметров сжатого газа в многоступенчатой компрессорной установке в TS-диаграмме

1. Атмосферные условия: давление  $P_0$  и  $T_0$ , температура – начальная температура охлаждающей воды.

2. Характеристики НСС ТК:  $\varepsilon_i = f_i(V_{bi})$  и  $\Delta T_2 = f_2(V_{bi})$ .

3. Характеристики секций ПВО:  $\rho_{cp}$ ,  $\Delta p_i = f_1(G_k)$ ,

$$\Psi_i = \frac{T_{KK} - T_{WHi}}{T_{Hi} - T_{WHi}} = f(W_i G_K) \text{ (при определенной } T_{WH} \text{).}$$

$$4. \text{ Характеристика концевого ВО: } \Psi_i = \frac{T_{KK} - T_{WHK}}{T_{HK} - T_{WHK}} = f(W_K G_K),$$

где  $\Delta T_i$  и  $\varepsilon_i$  – повышение температуры воздуха, и степень повышения давления;  $V_{bi}$  – объемный расход воздуха на входе в  $i$ -ю НСС;  $\rho_{cpi}$ ,  $\Delta P_i$  – средняя плотность и потеря давления воздуха в  $i$ -й ПВО;  $G_K$  – массовая подача компрессора;  $\Psi_i$  – параметры характеристики ВО;  $T_{Ki}$ ,  $T_{Hi}$  – конечная и начальная температура воздуха в  $i$ -м ПВО;  $T_{KK}$ ,  $T_{HK}$  – то же в концевого ВО;  $W_i$  – расход воды через ВО.

Возможности утилизации тепла определяются для рабочего режима турбокомпрессора (ТК), т.е. для определенной подачи  $V_0$  и конечного давления  $p_K$ , при определенной начальной температуре охлаждающей и нагреваемой воды  $T_{WH}$  и  $T_{WHy}$ .

1. Алгоритм определения возможной эксергетической мощности утилизируемого тепла следующий:

ТК воздуха:

$$G_K = \frac{\rho_o}{RT_o} V_o. \quad (1)$$

2. По графикам или уравнениям характеристик первой НСС определяются конечные температура и давление воздуха в секции:

$$T_{K1} = T_0 + A_1 - B_1 V_{OK}; \quad (2)$$

$$p_{K1} = p_o (\alpha_1 + \beta_1 V_{OK} - \delta_1 V_o^2), \quad (3)$$

где  $A_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\alpha_1$ ,  $\delta_1$  – эмпирические коэффициенты уравнений характеристик первой НСС ТК.

3. Рассчитывается конечная температура воздуха в первой (утилизационной) секции первого ПВО:

$$T_{Ky1} = T_{WHy} + Y_{y1} (T_{Ki} - T_{WHy}), \quad (4)$$

где  $T_{WHy}$  – начальная температура воды, поступающей в утилизационную секцию ПВО;

$$\Psi_{y1} = (a_1 + b_1 G_k - c_1 W_{y1}) \left( \frac{T_{WHH}}{T_{WHy}} \right). \quad (5)$$

В свою очередь  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $c_1$  – эмпирические коэффициенты, определяющие характеристику утилизационной секции ПВО;  $W_{y1}$  – расход

нагреваемой воды через эту секцию.

4. Определяется тепловая мощность, отводимая от воздуха в утилизационной секции (УС) ПВО:

$$Q_{y1} = c_p G_K (T_{K1} - T_{Ky1}). \quad (6)$$

5. Конечная температура нагреваемой воды в УС ПВО:

$$T_{WKy} = T_{WHy} + \frac{Q_{y1}}{c_W W_{y1}}. \quad (7)$$

6. Потеря давления воздуха в УС первого ПВО:

$$\Delta p_1 = \frac{(T_{Ki} + T_{Ky})R}{2h_{Ki}} m_1 G^n, \quad (8)$$

где  $m_1$  и  $n$  – эмпирические коэффициенты характеристики УС ПВО.

7. Определяется необходимый расход воды, охлаждающей воздух до номинальной конечной температуры во второй секции первого ПВО:

$$W_{01} = \frac{1}{c_1} \left[ a_1 + b_1 G_K - \frac{T_{KH} - T_{WH}}{T_{Ky} - T_{WH}} \left( \frac{T_{WH}}{T_{WHH}} \right)^2 \right], \quad (9)$$

где  $T_{KH} = T_{H2}$  – температура воздуха на входе во вторую НСС;  $T_{WH}$  – начальная температура охлаждающей воды;  $T_{WHH}$  – начальная температура охлаждающей воды, при которой определена характеристика секции ПВО.

8. Потеря давления во второй секции первого ПВО:

$$\Delta p_1'' = \frac{(T_{Ky1} + T_{H2})R}{2(p_{K1} - \Delta p_1')} m G^n. \quad (10)$$

9. Давление воздуха перед второй НСС:

$$P_{H2} = P_{K1} - \Delta p_1' - \Delta p_1''. \quad (11)$$

10. Объемный расход воздуха на входе во вторую НСС:

$$V_{b2} = G_K \frac{RT_{H2}}{P_{H2}}. \quad (12)$$

11. Конечные параметры воздуха во второй НСС:

$$P_{K2} = P_{H2} (a_2 + b_2 V_{b2} - d_2 V_{b2}^2); \quad (13)$$

$$T_{K2} = T_{H2} + A_2 - B_2 V_{b2}. \quad (14)$$

12. Конечная температура воздуха в первой (утилизационной)

секции второго ПВО:

$$T_{Kv} = T'_{WHy} + (a_2 + b_2 G_{1K} - c_1 W_{y2}) \left( \frac{T_{WHH}}{T'_{WHy}} \right)^2 (T_{K2} \cdot T'_{WHy}), \quad (15)$$

где  $T'_{WHy}$  – начальная температура нагреваемой воды, поступающей в утилизационную секцию второго ПВО, в зависимости от схемы утилизации тепла может быть равной  $T_{WHy}$  (параллельная подача воды в ПВО) или  $T_{WKy}$  (последовательная подача воды в 1-й и 2-й ПВО);  $a_2, b_2, c_2$  – эмпирические коэффициенты уравнения характеристики секции второго ПВО.

13. Тепловая мощность, отводимая от воздуха в УС второго ПВО:

$$Q_{y2} = c_p G_k (T_{K2} - T_{Kv}). \quad (16)$$

14. Конечная температура нагреваемой воды в УС второго ПВО:

$$T_{WKv} = T'_{WHy} + \frac{Q_{y2}}{c_w W_{y2}}. \quad (17)$$

15. Потеря давления воздуха в УС второго ПВО:

$$Dp_2' = \frac{(T_{K2} + T_{Kv})R}{2p_{K2}} m_2 G^n. \quad (18)$$

16. Необходимый расход воды через вторую секцию ПВО для обеспечения номинальной температуры воздуха на входе в третью НСС

$$W_{02} = \frac{1}{c_2} \left( a_2 + b_2 G_2 - \frac{T_{KH} - T_{WH}}{T_{Kv} - T_{WH}} \frac{T_{WH}}{T_{WHH}} \right) \frac{Q_{y2}}{T_{WHH}}. \quad (19)$$

17. Потеря давления воздуха во второй секции второго ПВО

$$Dp_2'' = \frac{(T_{Kv} + T_{KH})R}{2(p_{K2} - Dp_2')} m G_K^n. \quad (20)$$

18. Давление и объемный расход воздуха на входе в третью НСС:

$$p_{H3} = p_{K2} - Dp_2' - Dp_2''; \quad (21)$$

$$V'_{b3} = G_K \frac{RT_{H3}}{p_{H3}}. \quad (22)$$

19. Давление и температура воздуха на выводе третьей НСС:

$$p_{K3} = p_{H3} (a_3 + b_3 V'_{b3} - d_3 V_{b3}^2); \quad (23)$$

$$T_{K3} = T_{H3} + A_3 - B_3 V'_{b3}. \quad (24)$$

20. Конечная температура воздуха после конечного воздухоохладителя (КВО):

$$T_{Kv} = T_{WHy}'' + (a_K + b_K G_K - c_K W_{yK}) \frac{\sum_{II} T_{WHH}''}{\sum_{III} T_{WHy}''} (T_{H3} - T_{WH3}). \quad (25)$$

21. Тепловая мощность, отводимая от воздуха в КВО:

$$Q_{y3} = c_p G_K' (T_{K3} - T_{Kv}). \quad (26)$$

22. Конечная температура нагреваемой воды в КВО:

$$T_{WKv} = T_{WHy}'' + \frac{Q_{y3}}{c_W W_{yK}}. \quad (27)$$

23. Эксергетическая мощность тепла, отводимого от воздуха в утилизационной секции ПВО и КВО:

$$\dot{Y}Q = e \sum_1^K c_W W_{yiD} T_{Wyi} - c_W T_0 e \sum_1^K W_{yi}' \ln \frac{T_{WKy}}{T_{WHy}}. \quad (28)$$

Используя эксергетический метод термодинамического анализа, разделены доли затрат на получение непосредственно сжатого воздуха в турбокомпрессорной установке и тепла, что можно использовать в системе теплообмена (таблица):

Секция установки	Коэффициент недоохлаждения воздуха		Доля затрат на получение	
	$\psi_1$	$\psi_2$	сжатого воздуха	теплоты
I	1,0	1,0	0,85	0,15
II	1,041	1,068	0,83	0,17
III	1,068	1,102	0,81	0,19

Здесь  $Y_1 = \frac{T_o}{T_{o.c}}$  – коэффициент недоохлаждения воздуха на входе в секцию, где  $T_{o.c}$  – температура окружающей среды,  $T_o$  – температура воздуха на входе в секцию;  $Y_2 = \frac{T_2}{T_{o.c}}$  – коэффициент недоохлаждения воздуха на выходе из охладителя;  $T_2$  – температура воздуха на выходе из охладителя.

Таким образом, приведенные выше аналитические исследования позволяют определить параметры воздуха и охлаждающей воды на выходе из промежуточных и конечного охладителя турбокомпрессорной установки, эксергетическую мощность отводимого в систему теп-

лоснабжения тепла, а также долю затрат компрессорной установки на получение сжатого воздуха и тепла.

1.Берман А.Я., Маньковский О.Н., Марр Ю.Н., Рафалович А.П. Системы охлаждения компрессорных установок. – Л.: Машиностроение, 1984. – 228 с.

2.Калинин Н.В., Мареев А.А. Определение эффективности утилизации теплоты сжатия в системах компримирования газов // Промышленная энергетика. – 1988. №4. – С.5-11.

3.Бродянский В.М., Фратшер В., Михалец К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 250 с.

4.Скрыпников В.Б., Савицкий Н.В., Бузунов Н.В., Салимов Э.З., Зайченко О.В., Скрыпников Ю.В. // Система отопления и горячего водоснабжения общественных и промышленных зданий. Декларационный патент (11) №55178А, (51)F24D11/00, 2002 г.

5.Скрыпников В.Б., Савицкий Н.В., Скрыпников Ю.В., Ляховецкая М.М., Зайченко О.В., Салимов Э.З // Система отопления и горячего водоснабжения общественных и промышленных зданий. Декларационный патент (11) №10340, (51)F24D11/00, 2006 г.

*Получено 31.05.2009*

УДК 697.7

Н.Н.БОЛОТСКИХ

*Харьковский государственный технический университет строительства и архитектуры*

### **ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ МИКРОКЛИМАТА В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ С ЛУЧИСТО-ВОЗДУШНЫМ ОТОПЛЕНИЕМ**

Приведены результаты и анализ замеров параметров микроклимата в производственных помещениях с лучисто-воздушным отоплением. Кроме того, даны сведения о разработанных в ХГТУСА методике и компьютерных программах для расчета и графического представления интенсивности облучения в любой точке рабочей зоны помещения, отапливаемого темными газовыми инфракрасными нагревателями.

Наведено результати та аналіз вимірів параметрів мікроклімату у виробничих приміщеннях з променисто-повітряним опаленням. Крім того, дані відомості про розроблені в ХДТУБА методику і комп'ютерні програми для розрахунку і графічного подання інтенсивності опромінення в будь-якій точці робочої зони приміщення, опалювального темними газовими інфрачервоними нагрівачами.

The results and analyse of investigations of microclimate factors within of workshop, heated with forced-air radiant heating are described. Moreover, information of working out in KSTUCA methods and computer programmes for calculation and graphical presentation of radiation intensity treatment in different points of workshop, heated with dark gas infra-red radiators are given.

*Ключевые слова:* лучисто-воздушное отопление, инфракрасные нагреватели, излучающая труба, интенсивность облучения, комфортные тепловые условия.

В качестве показателей, характеризующих микроклимат в производственных помещениях, ГОСТом [1] утверждены следующие пара-