

УДК 621.565.93

**Скрыпников В.Б.**, д-р техн. наук, профессор,  
**Ляховецкая-Токарева М.М.**, канд. техн. наук,  
**Завгородняя Е.П.**, магистр,  
**Шапран Я.Н.**, студентка  
(ГВУЗ «ПГАСА»)

## **ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

**Скрипніков В.Б.**, д-р техн. наук, професор,  
**Ляховецька-Токарева М.М.**, канд. техн. наук  
**Завгородня О.П.**, магістр,  
**Шапран Я.М.**, студентка  
(ДВУЗ «ПДАБА»)

## **ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН**

**Skrypnikov V.B.**, D. Sc. (Tech.), Professor  
**Lyachovetskaya-Tokareva M.M.**, Ph.D. (Tech.)  
**Zavgorodnyaya Ye.P.**, M.Sc. (Tech.)  
**Shapran Ya.N.**, Student  
(SHEI «PSACEA»)

## **EVALUATION OF THE EFFICIENCY OF REFRIGERATION MACHINES**

**Аннотация.** Целью данной работы является снижение общей потребности в энергии холодильных и рефрижераторных установок путем оптимизации этих установок. Для достижения поставленной цели предложено использование известных физиологических зависимостей с применением современной техники регулирования. В качестве параметров должны устанавливаться: температура испарения и конденсации холодильных машин; потребление мощности компрессорными холодильными машинами, как функция температуры конденсации и загрузки установки; изменение производительности испарительного охладителя по теплопередаче в зависимости от энтальпии воздуха; потребление мощности насосами и вентиляторами; загрузка установки; эксплуатационные пределы установки; взаимное влияние вышеуказанных параметров. В ходе изучения различных процессов преобразования энергии возникает необходимость оценить термодинамическую эффективность процессов в целом и источники потерь в них. Для этого используется термодинамический метод – эксергетический. Представлены результаты эксергетических исследований для холодильной машины с разными температурами конденсации. Оптимальная схема в регулировании должна учитывать вышеизложенные зависимости с целью минимального потребления мощности всеми приводами компрессоров, насосов и вентиляторов. Однако при этом нужно принимать эксплуатационные пределы различных компонентов установки. С помощью вычислительной машины рассчитывается энергетический оптимум. Таким образом, можно, в зависимости от загрузки установки при переменной температуре, определить оптимальную температуру охлаждающей воды. Затем при ней можно минимизировать подводимые в целом мощности приводов для компрессоров, водяных насосов и вентиляторов башенных охладителей. Эта оптимизация реализуется в замкнутом цикле путем использования системы регулирования с вычислительной машиной.

**Ключевые слова:** холодильная установка, теплообмен, испаритель, компрессор, насос, температура охлажденной воды, эксергия, эксергетический анализ.

Холодильные и рефрижераторные установки эксплуатируются во многих отраслях (системы кондиционирования воздуха и т.д.). Можно достичь экономии расходов на энергию и эксплуатацию путем последовательного использования известных физиологических зависимостей с применением современной техники регулирования.

Путем оптимизации установки общая потребность установки в энергии (холодильных компрессоров, водяных насосов, вентиляторов, установок охлаждения оборотной воды) в зависимости от внешних и внутренних параметров сводится к минимуму [1].

В качестве параметров должны устанавливаться [2]:

- температура испарения и конденсации холодильных машин;
- потребление мощности компрессорными холодильными машинами, как функция температуры конденсации и загрузки установки;
- изменение производительности испарительного охладителя по теплопередаче в зависимости от энтальпии воздуха;
- потребление мощности насосами и вентиляторами;
- загрузка установки;
- эксплуатационные пределы установки;
- взаимное влияние вышеназванных параметров.

Требуемая холодопроизводительность установки по холодной воде в замкнутом цикле создается подводимой мощностью компрессоров.

Обе мощности, согласно первого закона термодинамики, преобразуются в подлежащей отводу теплоту конденсации, которая отводится через охладитель в окружающую среду.

Этот теплообмен с окружающей средой подвержен влиянию внешних условий, т.е. колебания энтальпии воздуха в зависимости от времени дня и периода года.

Эти изменения оказывают очень сильное влияние на холодопроизводительность башенных охладителей (градирен) при постоянстве подводимой мощности вентиляторов и насосов.

В зависимости от разницы энтальпий холодоагента после конденсатора и энтальпией наружного воздуха может отводиться различное по величине количество теплоты конденсации. Величина отводимой теплоты конденсации оказывает влияние на температуру конденсации, а следовательно, на потребление мощности компрессором. Последнее снова влияет на конденсацию.

Как правило, охладители воды работают в расчетном режиме менее 1% общего времени года. В оставшийся период времени они работают в условиях, отличающихся от расчетного режима. Например, при средней температуре атмосферного воздуха и также при более низком уровне его влажности.

Производительность воздухоохладителя не является постоянной величиной, она зависит от величины потоков воздуха и воды, от начального состояния ох-

лаждаемого воздуха и холодной воды. Разности температур и давления водяного пара являются критериями интенсивности теплопередачи.

Эти величины показаны на рис.1: максимальная разность температур  $\Delta t_{\max}$  представлена на ординате, максимальная разность влажности воздуха  $\Delta x_{\max}$  – на оси абсцисс. Последняя определена как разность между содержанием водяного пара в охлаждаемом и охлажденном до температуры холодной воды воздухе. Так как на состояние воздуха в месте установки воздухоохладителя до начала процесса охлаждения воздействовать практически невозможно, то из этого следует очень важный вывод, что температуру поступающей холодной воды надо сделать столь низкой, сколь это позволяют технические возможности. Как показано на рис. 1, с понижением температуры холодной воды на входе в воздухоохладитель повышается потенциал как температуры, так и давления паров воды.

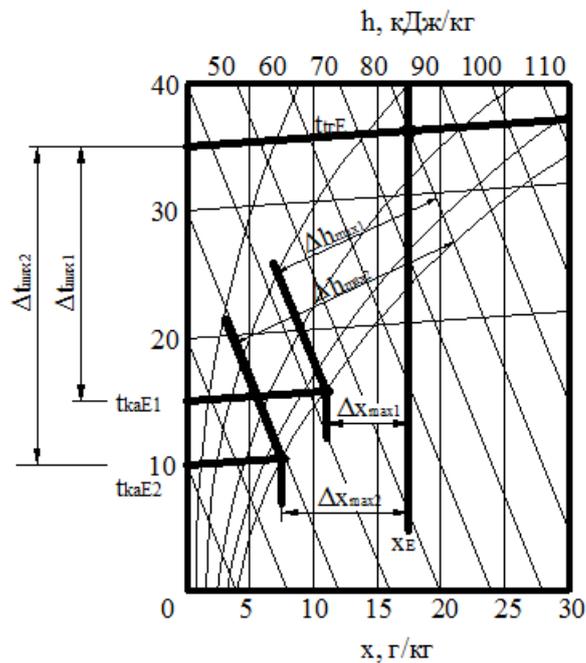


Рисунок 1 - Изменение состояния охлажденного воздуха при понижении температуры холодной воды на входе в воздухоохладитель:  $t_{t2E}$  – начальная температура воздуха по сухому термометру;  $t_{KaE}$  – температура холодной воды на входе в воздухоохладитель;  $x$  – влажность воздуха;  $h$  – теплосодержание воздуха

Дальнейшее уменьшение количества холодильного агрегата в испарителе приводит к его накоплению в конденсаторе, уменьшению эффективной внутренней теплообменной поверхности и некоторому повышению давления конденсации. Вместе с тем падает и давление на линии всасывания (рис.2). Таким образом, перепад давлений на капилляре возрастает. Кроме того, переохлаждение дросселируемой жидкости приводит к возрастанию расхода через капиллярную трубку из-за увеличения плотности. Происходит «саморегулирование» системы. Но установка становится малоэффективной, так как при понижении температуры наружного воздуха испаритель заполняется не полностью, что влечет за собой уменьшение холодопроизводительности. Немаловажно и то, что при сильных морозах давление всасывания может быть ниже расчетного, а,

как известно, такие режимы работы нежелательны для холодильных установок, т.к ухудшается возврат масла в компрессор.

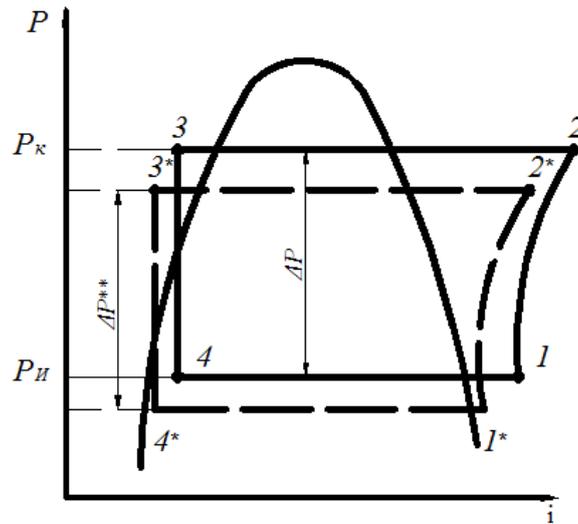
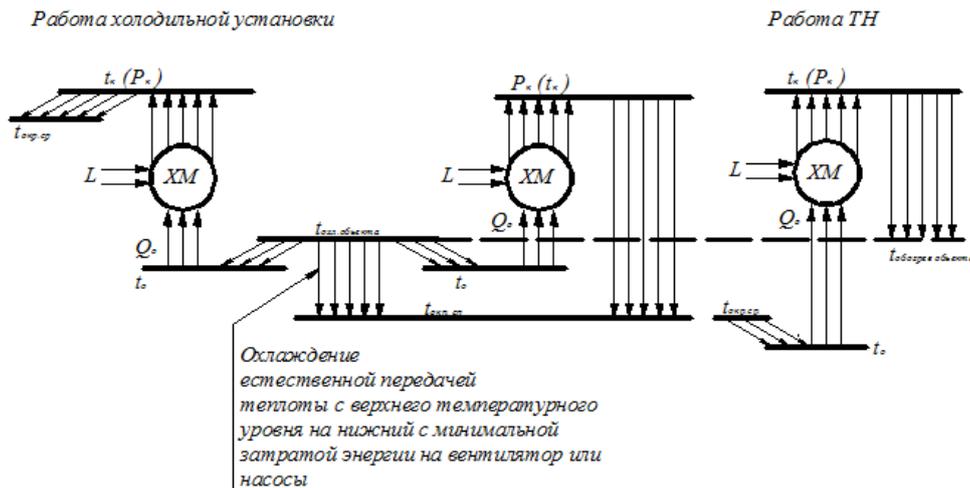


Рисунок 2 - Работа холодильной машины при пониженной температуре окружающего воздуха (установившийся режим)

Когда охладитель (испаритель) работает в нерасчетных условиях, охлаждающая нагрузка может быть ниже предусмотренной расчетами и температура оборотной воды может быть ниже расчетной (рис. 3).

*Работы ХМ в "неординарном" режиме (температура окружающей среды ниже температуры охлаждаемого объекта).*



$Q_o$  – теплота, отведенная от объекта за счет кипения хладагента в испарителе;  $L$  – энергия, затраченная компрессором на сжатие хладагента;  $t_o$  – температура кипения хладагента в испарителе;  $t_c, P_c$  – температура и давление конденсации;  $t_{охл. об.}, t_{обогр. об.}$  – температура охлаждаемого и обогреваемого объекта (температура воздуха в помещении);  $t_{окр. ср.}$  – температура окружающей среды

Рисунок 3 - Механизм передачи теплоты для различных условий работы холодильной машины

Это позволяет сделать установку более экономичной в плане энергопотребления.

При более низких нагрузках испаритель (воздухоохладитель) может осуществлять необходимое охлаждение даже если температура охлаждающей воды на входе несколько выше, так как необходимость в удалении влаги меньше. При повышении температуры охлажденной воды на выходе из установки нагрузка компрессора понижается и это обуславливает уменьшение энергопотребления.

Выбор значения температуры охлажденной воды позволяет достичь экономии энергии в системах кондиционирования воздуха с непрерывной циркуляцией охлажденной воды. При переменной циркуляции охлажденной воды для выбора значения температуры охлажденной воды необходимы дополнительные исследования.

### **Результаты**

Повышение температуры охлажденной воды на выходе позволяет снизить расход энергии охладителем (испарителем) и приводит к повышению потребления энергии насосом, т.к. для необходимого охлаждения до той же температуры требует больше охлаждающей воды.

Будет ли экономия энергии в охладителе более существенной с дополнительными затратами в насосе – зависит от особенностей системы.

При более низкой температуре охлаждающей воды конденсатора снижается температура конденсации и давление холодоагента, в результате двигатель компрессора потребляет меньше энергии. При полной нагрузке экономия энергии составляет 1,5 % при каждом снижении температуры конденсации воды на входе на 1°C.

В ходе изучения различных процессов преобразования энергии возникает необходимость оценить термодинамическую эффективность процессов в целом и источники потерь в них. Для этого используется термодинамический метод – эксергетический.

Приведенные соображения наглядны в таблице 1, где представлены результаты эксергетических исследований для холодильной машины с разными температурами конденсации, а на рис. 4 указанные расчеты приведены графически в виде потоков эксергии [3].

По мощности теплопередачи башенных охладителей (градирен) потребности в мощности для водяных насосов и вентиляторов составлены специфические для установки расчетные характеристики. Температура мокрого термометра описывает теоретический предел охлаждения, вплоть до предела охлаждения при теоретической бесконечной обменной площади башенного охладителя (градирни), который мог охладить конденсаторную воду. Из-за ограниченной обменной поверхности башенного охладителя (градирни) охлаждение воды не достигает температуры мокрого термометра. Эта разница температур определяется как дистанция границы охлаждения и в расчетной точке устанавливается путем определения параметров башенного охладителя (градирни). Проек-

тирование башенного охладителя производится по максимуму температуры мокрого термометра, при которой еще должна быть обеспечена расчетная мощность установки.

Таблица 1 – Результаты эксергетических исследований для холодильной машины с разными температурами конденсации

Условия процессов		
	Вариант А	Вариант Б
Температура наружной среды $T_n$	290°K = 17°С	290°K = 17°С
Температура охлаждаемого помещения $T_o$	258°K = -15°С	258°K = -15°С
Температура испарения $T_o^x$	253°K = -20°С	250°K = -23°С
Температура конденсации $T$	298°K = 25°С	301°K = 28°С
Температура переохлаждения, $T_{ук}$	293°K = 20°С	296°K = 23°С
$\eta_{isentrop}$	0,80	0,78
Холодоагент	R 12	R 12
Давление в конденсаторе	1,5103 бар	1,3418 бар
Давление в испарителе	6,5102 бар	7,0566 бар
Результаты расчетов		
Удельная холодопроизводительность $q_o$ , кДж/кг	126,11	121,71
Работа компрессора $w_t$ , кДж/кг	32,04	37,36
Холодильный коэффициент $\varepsilon$	3,94	3,26
Подведенная к охлаждаемому помещению эксергия, кДж/кг	15,64	15,10
Отведенная эксергия, кДж/кг	141,75	136,81
Эксергетический КПД $\xi$	0,488	0,404
Потери эксергии в испарителе $e_{vисп}$ , кДж/кг	2,80	4,38
Потери эксергии в компрессоре $e_{vкомпр}$ , кДж/кг	5,48	7,33
Потери эксергии в конденсаторе $e_{vконд}$ , кДж/кг	4,48	5,94
Потери эксергии в дроссельном вентиле $e_{vDross}$ , кДж/кг	3,64	4,16
Суммарные потери эксергии $e_v$ , кДж/кг	16,40	22,26

## Выводы

Оптимальная схема в регулировании должна учитывать вышеизложенные зависимости с целью минимального потребления мощности всеми приводами компрессоров, насосов и вентиляторов. Однако при этом нужно принимать эксплуатационные пределы различных компонентов установки.

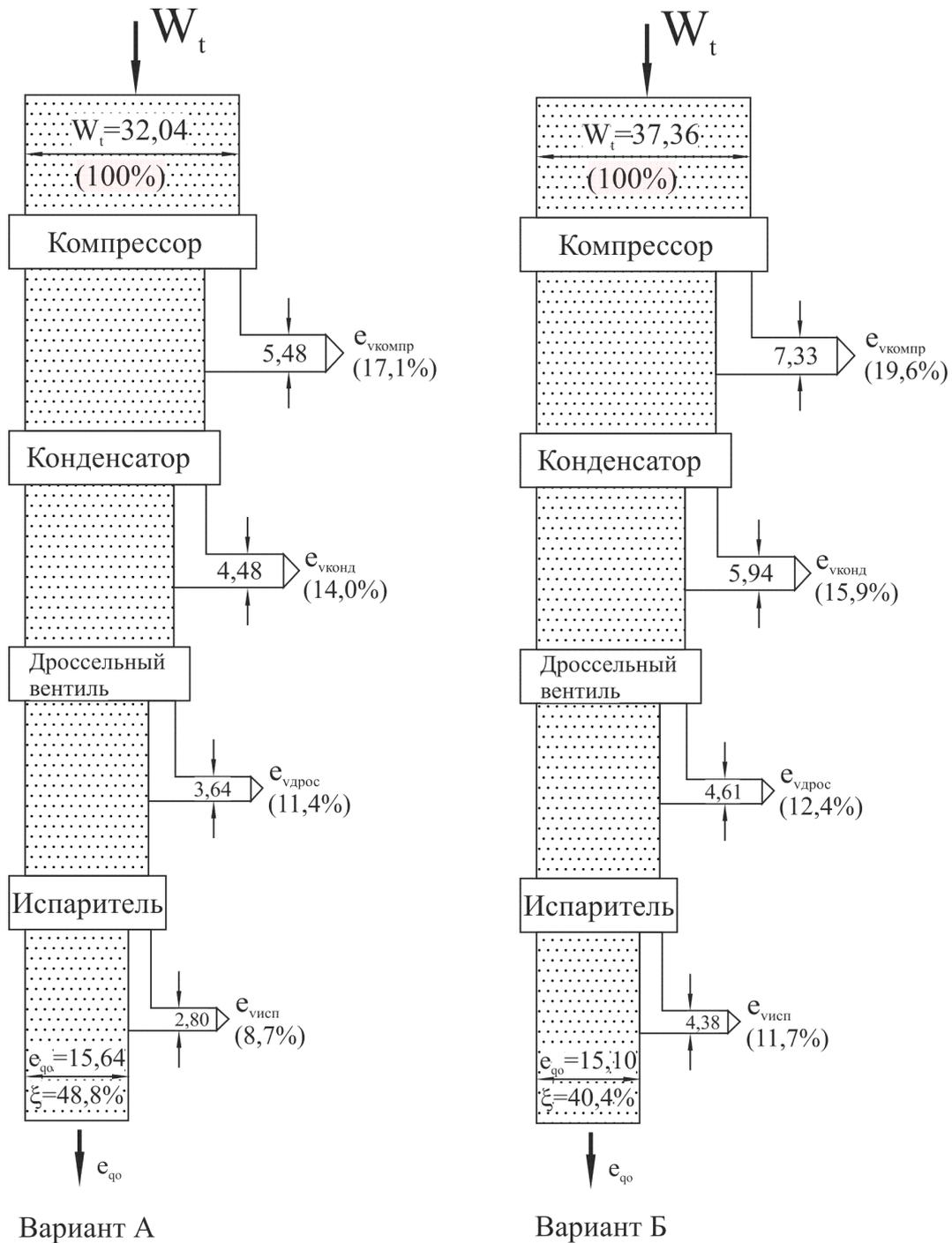


Рисунок 4 - Результаты эксергетических исследований для холодильной машины с разными температурами конденсации графически в виде потоков эксергии

С помощью вычислительной машины рассчитывается энергетический оптимум. Таким образом, можно, в зависимости от загрузки установки при переменной температуре, определить оптимальную температуру охлаждающей воды. Затем при ней можно минимизировать подводимые в целом мощности приводов для компрессоров, водяных насосов и вентиляторов башенных охладителей. Эта оптимизация реализуется в замкнутом цикле путем использования системы регулирования с вычислительной машиной. Способ действия представлен на рис. 5.

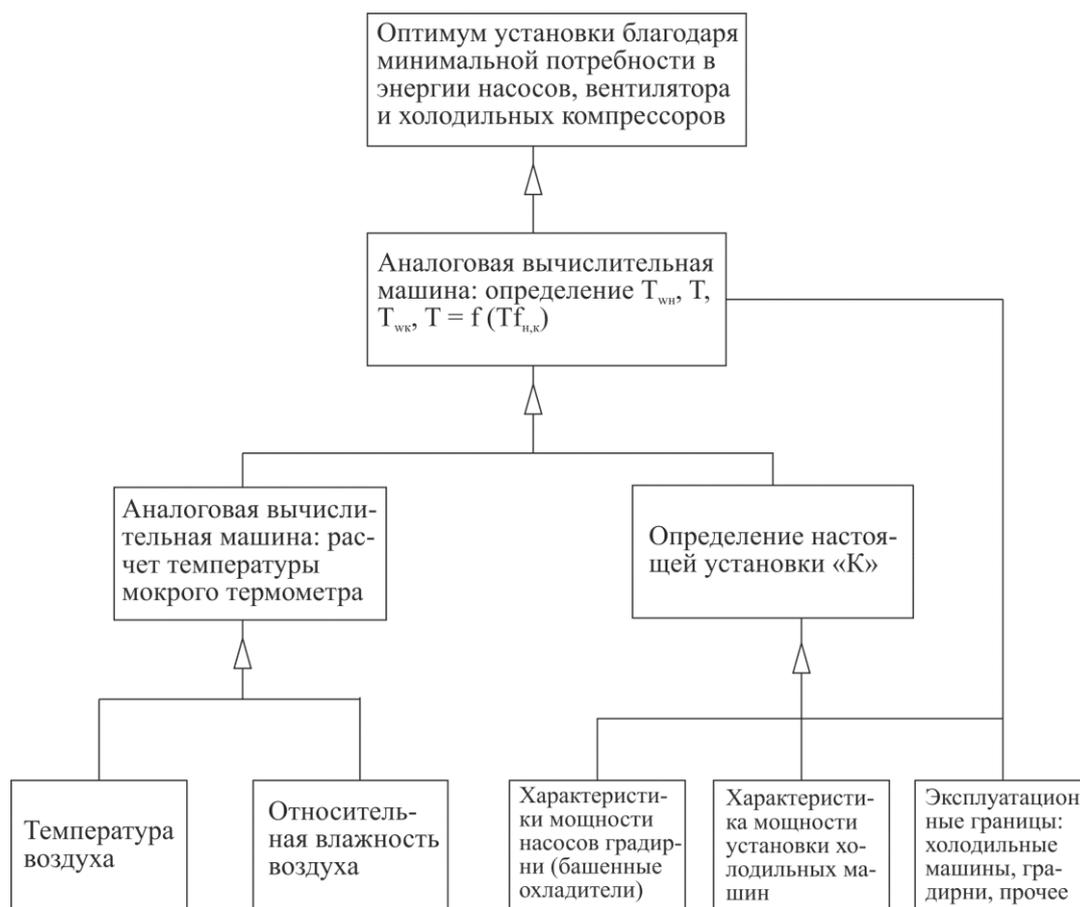


Рисунок 5 - Способ действия системы регулирования работы холодильной установки

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bretting, H.L. Kühlanlage optimiert / Bretting H.L. – G. : Betrieb und Energie, 1/83, 1983. – pp. 75-76.
2. Буркхарт, Эндрю. Семь методов повышения эффективности работы охлаждающих установок / Эндрю Буркхарт // Американское общество инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха (ASHRAE). - Энергосовет. – 2013. – № 4 (29). – С. 48–53.
3. Reif, W. Exergetische Untersuchungen an Kaltdampf-Kälteanlagen / W. Reif. – G.: Heft 4, Eingelangt, November 1974. – pp. 111-114.
4. Мюке, Г. Проветривание шахт и кондиционирование воздуха при разработке угля на больших глубинах / Мюке Г. // Издательство «Недра», «Глюкауф», русский перевод, 1985. - №4. – С. 10-18.
5. Савицкий, Н. В. Влияние параметров внешней среды на эффективность холодильных установок / Н.В. Савицкий, В.Б. Скрыпников, М.М. Ляховецкая-Токарева, Я.Н. Шапран // Сборник научных трудов. Строительство, материаловедение, машиностроение. Серия «Энергетика, экология, компьютерные технологии в строительстве». - Днепропетровск, 2015. – Вып. 82. – С. 247-253.

## REFERENCES

1. Bretting, H. L. (1983), «Refrigeration system optimized», *Operation and Energie*, no. 1/83, pp. 75-76.
2. Endryu Burkhart (2013), «Seven methods to increase the efficiency of the cooling units», *American society of engineers for heating, cooling and air conditioning (ASHRAE) Energosovet*, № 4 (29), pp. 48-53.
3. W. Reif (1974), «Exergetische investigations on cold-vapour refrigeration systems», *G.: Heft 4, Eingelangt*, pp. 111-114.
4. Mucke, G. (1985), «Mine Ventilation and air conditioning in the development of coal at great depths», *Publishing house "Nedra", "Glückauf", Russian translation*, no. 4, pp. 10-18.
5. Savitskyi, M.V. , Skrypnikov V.B., Lyakhovetskaya-Tokareva M.M. and Shapran Ya.N. (2015), «The

influence of environmental parameters on the efficiency of refrigeration systems», // *Collection of scientific works. Construction, material science, mechanical engineering. The series "Energy, ecology, computer technology in construction"*, Vol. 82, pp. 247-253.

### Об авторах

**Скрыпников Вениамин Борисович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры отопления, вентиляции и качества воздушной среды Государственного высшего учебного заведения «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры» (ГБУЗ «ПГАСА»), Днепропетровск, Украина, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua)

**Ляховецкая-Токарева Марина Марковна**, кандидат технических наук, доцент кафедры отопления, вентиляции и качества воздушной среды Государственного высшего учебного заведения «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры» (ГБУЗ «ПГАСА»), Днепропетровск, Украина, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua)

**Завгородняя Елена Петровна**, ассистент кафедры отопления, вентиляции и качества воздушной среды Государственного высшего учебного заведения «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры» («ГБУЗ ПГАСА»), Днепропетровск, Украина, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua)

**Шапран Яна Николаевна**, студентка Государственного высшего учебного заведения «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры» («ГБУЗ ПГАСА»), Днепропетровск, Украина, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua)

### About the authors

**Skrypnikov Veniamin Borisovich**, Doctor of Technical Sciences (Dr. Sc.), Professor, Professor of Department of heating, ventilation and quality of air environment of State higher educational establishment the «Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture» (SHEI PSACEA), Dnepropetrovsk, Ukraine, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua).

**Lyakhoveckaya-Tokareva Marina Markovna**, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Associate Professor of department of heating, ventilation and quality of air environment of State higher educational establishment the «Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture» (SHEI PSACEA), Dnepropetrovsk, Ukraine, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua).

**Zavgorodnyaya Elena Petrovna**, Master of Science, Assistant of Department of heating, ventilation and quality of air environment of State higher educational establishment the «Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture» (SHEI PSACEA), Dnepropetrovsk, Ukraine, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua).

**Shapran Yana Nikolaevna**, Student of State higher educational establishment the «Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture» (SHEI PSACEA), Dnepropetrovsk, Ukraine, [postmaster@pgasa.dp.ua](mailto:postmaster@pgasa.dp.ua).

**Анотація.** Метою даної роботи є зниження загальної потреби в енергії холодильних і рефрижераторних установок шляхом оптимізації цих установок. Для досягнення поставленої мети запропоновано використання відомих фізіологічних залежностей із застосуванням сучасної техніки регулювання. В якості параметрів повинні встановлюватися: температура випаровування і конденсації холодильних машин; споживання потужності компресорними холодильними машинами, як функція температури конденсації і завантаження установки; зміна продуктивності випарного охолоджувача по теплопередачі в залежності від ентальпії повітря; споживання потужності насосами і вентиляторами; завантаження установки; експлуатаційні межі установки; взаємний вплив вищезазначених параметрів. В ході вивчення різних процесів перетворення енергії виникає необхідність оцінити термодинамічну ефективність процесів у цілому та джерела втрат в них. Для цього використовується термодинамічний метод – ексергетичний. Представлені результати ексергетичних досліджень для холодильної машини з різними температурами конденсації. Оптимальна схема в регулюванні повинна враховувати вищевикладені залежності з метою мінімального споживання потужності всіма приводами компресорів, насосів і вентиляторів. Однак при цьому потрібно брати експлуатаційні межі різних компонентів установки. За допомогою обчислювальної машини розраховується енергетичний оптимум. Таким чином, можна, у залежності від завантаження установки при змінній температурі, визначити оптимальну температуру охолоджуючої води. Потім при ній можна мінімізувати підводиться в цілому потужності приводів для компресорів, водяних

насосів і вентиляторів баштових охолоджувачів. Ця оптимізація реалізується в замкнутому циклі шляхом використання системи регулювання з обчислювальною машиною.

**Ключові слова:** холодильна установка, теплообмін, випарник, компресор, насос, температура охолодженої води, ексергія, ексергетичний аналіз.

**Abstract.** Objective of this work was to reduce overall energy consumed by cooling and refrigerating plants through their optimization. To this end, it was proposed to apply the known physiological dependencies in combination with the up-to-date regulating practices. The following parameters should be set: temperature of evaporation and condensation in refrigerating machines; power consumption for the compressor cooling machines as a function of condensing temperature and machine usage; change of the evaporative cooler performance by its heat transfer depending on the air enthalpy; power consumption for the pumps and fans; machine usage; operational limits for the machine; and mutual influence of all of above listed parameters. During the study of various energy conversion processes it is needed to evaluate a thermodynamic efficiency of the processes as a whole and sources of loss in particular. To this end, a thermodynamic – exergic - method is used. The article presents results of different studies of energy consumption of refrigerating machines at different condensing temperatures. Optimal scheme of the regulation should take into account the above mentioned dependencies in order to minimize power consumption of all the drives of compressors, pumps and fans. And, at the same time, it is necessary to satisfy operational limits of various components of the machine. The energy optimum is calculated by computer. By this way, it is possible to determine optimal temperature for the cooling water depending on the machine usage and variable temperature. Afterwards, having the optimal temperature value, it is possible to minimize the overall power consumption for the compressor drives, water pumps and cooling-tower fans. Such optimization is implemented in a closed loop through the use of regulatory system with computing machine.

**Keywords:** refrigerating system, heat exchange, evaporator, compressor, pump, cooling water temperature, exergy, exergic analysis

*Стаття постуила в редакцію 10.12.2015*

*Рекомендовано к печати д-ром техн. наук Т.В. Бунько*