

УДК 621.57

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ**Лысяков А.И., Сарайкин М.Н., Кургунов М.А., Глухов С.Н.***ФГБОУ ВО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева», Саранск,
e-mail: lisyakov_lai@mail.ru*

Большинство известных методов оценки технико-экономических параметров работы установок холодоснабжения сводятся к определению и сравнению мгновенных значений холодильных коэффициентов и удельной холодопроизводительности без учета изменения внешних параметров окружающей среды в период эксплуатации. В статье приводится методика оценки параметров работы системы холодоснабжения в реальных условиях. Для апробации методики выявлены наиболее распространенные методы регулирования производительности систем холодоснабжения: регулирование давления конденсации и метод пусков-остановок компрессора. Для сравнения методов регулирования по предлагаемой нами методике использовали в качестве примера аммиачную холодильную установку холодопроизводительностью 10 кВт, расположенную в г. Саранске. Для обоих методов регулирования построены термодинамические циклы в lgP-h диаграммах с учетом изменения условий окружающей среды, произведен расчет параметров работы установки: удельная холодопроизводительность цикла; удельная работа сжатия компрессора; удельная тепловая нагрузка на конденсатор; масса циркулирующего хладагента; холодильный коэффициент цикла; электрическая мощность компрессора и др. В результате произведенного расчета построены графики потребления электрической энергии в период эксплуатации, а также определена величина экономического эффекта. Предложенная методика позволяет достаточно точно определить величину затрат электрической энергии системой холодоснабжения.

Ключевые слова: методика, холодоснабжение, технико-экономические параметры, регулирование производительности, термодинамическая диаграмма

METHOD OF EVALUATION OF TECHNICAL AND ECONOMIC PARAMETERS OF THE COOLING SYSTEM**Lysyakov A.I., Saraykin M.N., Kurgunov M.A., Glukhov S.N.***National Research Mordovia State University, Saransk, e-mail: lisyakov_lai@mail.ru*

Most of the known methods for evaluating the technical and economic parameters of refrigeration supply systems are reduced to determining and comparing instantaneous values of refrigeration coefficients and specific cooling capacity without taking into account changes in external environmental parameters during the operation period. The article provides a methodology for assessing the parameters of the cooling system in real conditions. To test the methodology, the most common methods for regulating the performance of refrigeration systems are identified: condensation pressure control and compressor start-stop method. To compare the methods of regulation according to the method proposed by us, we used as an example an ammonia refrigeration unit with a cooling capacity of 10 kW, located in Saransk. For both methods of regulation, thermodynamic cycles were constructed in lgP-h diagrams taking into account changes in environmental conditions, the installation parameters of the plant were calculated: specific cooling capacity of the cycle; specific work of compression of the compressor; specific thermal load on the condenser; mass of circulating refrigerant; cycle cooling coefficient; electric power of the compressor, etc. As a result of the calculation, graphs of the consumption of electric energy during operation were constructed, and the magnitude of the economic effect was also determined. The proposed method allows you to accurately determine the amount of electrical energy costs of the cooling system.

Keywords: methods, cooling system, technical and economic parameters, regulation production, thermodynamic diagram

Выбор холодильного оборудования осуществляют по требуемым максимальным нагрузкам работы. При этом, в зависимости от температуры наружного воздуха, объемов охлаждаемой продукции, режимов работы предприятий и др., значительное время холодильные установки работают в широком диапазоне колебаний нагрузок. Поэтому для поддержания требуемых параметров работы (холодопроизводительность, температура испарения и др.) широко применяются различные системы регулирования. При выборе метода регулирования уточняют ряд критериев: характеристика регулирования; величина энергопотребления; стоимость выбранного решения; характеристики работы

компрессора и холодильной системы. Все известные методы имеют преимущества и недостатки в различных условиях работы. Поэтому перед реализацией системы регулирования производят оценку технико-экономических параметров внедрения. Большинство известных методов оценки [1–3] сводятся к определению и сравнению мгновенных значений холодильных коэффициентов и удельной холодопроизводительности, без учета изменения внешних параметров окружающей среды в период работы. На современном этапе развития энергосбережения этого недостаточно, поэтому методики [4, 5], направленные на анализ методов регулирования с оценкой работы в течение

характерного периода, получают всё большее распространение.

Цель данной статьи – разработать методику оценки технико-экономических параметров работы системы холодоснабжения и сравнить основные методы регулирования холодопроизводительности.

В ходе анализа выявлены наиболее распространенные методы регулирования производительности систем холодоснабжения [6, 7]:

- регулирование давления конденсации;
- метод пусков и остановок компрессора.

Первый метод подразумевает установку двух датчиков: один для преобразования давления на линии нагнетания компрессора (данное давление соответствует определенной температуре конденсации), другой для измерения температуры окружающей среды. Регулирование происходит по разности значений данных температур. Система сохраняет заданную разность между показаниями датчиков, поддерживая минимально возможное энергопотребление компрессорами.

Метод пусков и остановок компрессора не требует установки сложного регулирующего оборудования. Но частые пуски и остановки в режимах малой нагрузки существенно снижают срок службы компрессоров, а также вследствие достижения максимального давления конденсации во всех режимах снижается и эффективность работы.

Каждый из этих методов регулирования имеет достоинства и недостатки, выбор оптимального метода для конкретной холодильной установки осуществляют на основании всех критериев, в первую очередь на экономическую составляющую данного метода. Далее сравним два метода регулирования по предлагаемой нами методике, в качестве примера используем аммиачную холодильную установку холодопроизводительностью 10 кВт, расположенную в г. Саранске [8, 9]. Для данного региона соответствуют следующие параметры окружающей среды: абсолютная максимальная температура воздуха 29 °С, средняя максимальная температура воздуха наиболее теплого месяца 24,9 °С, средняя месячная температура наиболее теплого месяца 19,2 °С, средняя месячная температура наиболее холодного месяца 11,6 °С.

Расчет цикла берёт свое начало с определения температуры воды перед конденсатором:

$$t'_b = t^h + \Delta t_b \left(\frac{1}{\eta_{гр}} - 1 \right), \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\Delta t_b = 2 \div 4 \text{ } ^\circ\text{C}$ – изменение температуры воды в конденсаторе;

$\eta_{гр} = 0,35 \div 0,45$ – КПД агрегата, охлаждающего воду;

t^h – температура мокрого термометра, °С.

$$t'_b = 22 + 3 \left(\frac{1}{0,4} - 1 \right) = 26,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура мокрого термометра находится из графической зависимости «энтальпия – влагосодержание», а также из средней температуры окружающей среды самого теплого месяца $t_{н.р}$ и относительной влажности $\varphi_{н}$ по формуле

$$t_{н.р} = t_{ср.м} + 0,25 \cdot t_{а.м}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_{ср.м}$ – средняя температура самого теплого месяца, °С.

$$t_{н.р} = 19,2 + 0,25 \cdot 39 = 29 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура воды на выходе из конденсатора находится по формуле

$$t''_b = t'_b + \Delta t_b \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t''_b = 26,5 + 3 = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воды в конденсаторе определяется как среднеарифметическое значение

$$t_b^{ср} = \frac{t'_b + t''_b}{2} \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_b^{ср} = \frac{26,5 + 29,5}{2} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсации находится в виде

$$t_k = t_b^{ср} + \Delta t \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\Delta t = 4 \div 6 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$t_k = 28 + 5 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура аммиака перед испарителем будет равна

$$t'_p = 2 + t''_p \text{ } ^\circ\text{C},$$

где t''_p – температура после испарителя, °С.

$$t'_p = 2 + 0 = 2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура аммиака в испарителе находится по формуле

$$t_p^{ср} = \frac{t'_p + t''_p}{2} \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_p^{ср} = \frac{0 + 2}{2} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура вскипания аммиака рассчитывается как

$$t_0 = t_p^{ср} - \Delta t \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$t_0 = 1 - 5 = -4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура всасывания находится по формуле

$$t_{\text{вс}} = t_0 + \Delta t_{\text{вс}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \div 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ – для аммиачных
 $\Delta t_{\text{вс}} = 10 \div 45 \text{ } ^\circ\text{C}$ – для фреоновых машин.

$$\Delta t_{\text{вс}} = -4 + 8 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура переохлаждения перед регулирующим вентилем определяется, по формуле

$$t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - \Delta t_{\text{п.т}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\Delta t_{\text{п.т}} = 3 - 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ – необходимая разность температур между рабочим веществом в конденсаторе и окружающей средой для осуществления внешнего теплообмена.

$$t_{\text{п}} = 33 - 4 = 29 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

На построенной диаграмме (рис. 1) определяются в каждой точке конкретной схемы холодильной машины следующие параметры: давление P , Па; температура T , $^\circ\text{C}$; энтальпия h , кДж/кг; энтропия s , кДж/кг·К; в точках на линии всасывания перед компрессором определяется удельный объем паров рабочего вещества v , м³/кг. Для других температур расчёт повторяем.

На рис. 1 синим цветом изображен термодинамический цикл при температуре наружного воздуха $29 \text{ } ^\circ\text{C}$, черным – при температуре наружного воздуха $24,9 \text{ } ^\circ\text{C}$, красным – при температуре наружного воздуха $19,2 \text{ } ^\circ\text{C}$, зеленым – при температуре наружного воздуха $11,6 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Для выбора компрессора необходимо найти номинальную холодопроизводительность, а также теоретическую объемную подачу и мощность двигателя.

Таблица 1

Параметры состояния хладагента

Точка	Температура t , $^\circ\text{C}$	Давление P , Па	Удельный объем v , м ³ /кг	Энтальпия h , кДж/кг	Энтропия s , кДж/кг·К
Температура окружающего воздуха $29 \text{ } ^\circ\text{C}$					
1	-4	370 000	–	1460	5,7
1'	4	370 000	0,35	1480	5,75
2	94	1 280 000	–	1660	5,75
3'	33	1 280 000	–	360	1,55
3	29	1 280 000	–	330	1,45
4	-4	370 000	–	330	1,5
Температура окружающего воздуха $24,9 \text{ } ^\circ\text{C}$					
1	-4	370 000	–	1460	5,7
1'	4	370 000	0,35	1480	5,75
2	90	1 222 000	–	1650	5,75
3'	28	1 222 000	–	328	1,4
3	24	1 222 000	–	300	1,3
4	-4	370 000	–	300	1,35
Температура окружающего воздуха $19,2 \text{ } ^\circ\text{C}$					
1	-4	370 000	–	1460	5,7
1'	4	370 000	0,35	1480	5,75
2	82,5	1 067 000	–	1638	5,75
3'	25	1 067 000	–	292	1,45
3	21	1 067 000	–	292	1,35
4	-4	370 000	–	292	1,37
Температура окружающего воздуха $11,6 \text{ } ^\circ\text{C}$					
1	-4	370 000	–	1460	5,7
1'	4	370 000	0,35	1480	5,75
2	69	850 000	–	1625	5,75
3'	19	850 000	–	290	1,35
3	15	850 000	–	280	1,25
4	-4	370 000	–	280	1,3

Удельная холодопроизводительность цикла

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг,}$$

$$q_0 = 1480 - 330 = 1150 \text{ кДж/кг.}$$

Так как рабочие процессы в компрессорах объемного сжатия можно считать изэнтропными лишь теоретически, то в расчетах реальных установок необходимо учитывать индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = \lambda_{\omega'} + v t_0,$$

где $\lambda_{\omega'}$ – коэффициент невидимых потерь; v – эмпирический коэффициент, равный: 0,002 – для крейцкопфных машин; 0,001 – для бескрейцкопфных машин; 0,0025 – для хладоновых машин.

$$\eta_i = 0,89 + 0,001 \cdot 0 = 0,89.$$

Индикаторный коэффициент подачи

$$\lambda_i = \frac{P_0 - \Delta P_{\text{вс}}}{P_0} - c \left[\frac{P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{н}}}{P_0} - \frac{P_0 - \Delta P_{\text{вс}}}{P_0} \right],$$

где $\Delta P_{\text{н}}$, $\Delta P_{\text{вс}}$ – депрессия соответственно при нагнетании и всасывании, принимают 5–10 кПа; c – коэффициент мертвого пространства, равный отношению объема мертвого пространства к объему, описанному поршнем; в расчетах принимается равным $c = 0,05$.

$$\lambda_i = \frac{370 - 5}{370} - 0,05 \left[\frac{1280 + 10}{370} - \frac{370 - 5}{370} \right] = 0,86.$$

Коэффициент невидимых потерь для бескрейцкопфных компрессоров

$$\lambda_{\omega'} = \frac{T_0}{T_{\text{к}}},$$

$$\lambda_{\omega'} = \frac{0 + 273,15}{33 + 273,15} = 0,89.$$

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \lambda_{\omega'} \lambda_i.$$

$$\lambda = 0,89 \cdot 0,86 = 0,77.$$

Энтальпия аммиака после компрессора с учетом индикаторного КПД

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \text{ кДж/кг,}$$

$$h_{2'} = 1480 + \frac{1660 - 1480}{0,89} = 1682 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная работа сжатия компрессора на 1 кг пара

$$l = h_{2'} - h_1 \text{ кДж/кг,}$$

$$l = 1682 - 1480 = 202 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная работа сжатия компрессора с учетом его электромеханического КПД

$$l_{\text{км}} = \frac{l}{\eta_{\text{эм}}} \text{ кДж/кг,}$$

где $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД компрессора, принимаемый равным 0,9 – 0,93.

$$l_{\text{км}} = \frac{202}{0,9} = 224,4 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_{\text{к}} = h_{2'} - h_3 \text{ кДж/кг,}$$

$$q_{\text{к}} = 1682 - 330 = 1352 \text{ кДж/кг.}$$

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_{\text{км}}},$$

$$\varepsilon = \frac{1150}{224,4} = 5,125.$$

Для других значений температур наружного воздуха определим холодопроизводительность

$$Q_0 = Q_0^p \cdot \frac{t_{\text{п}}^{\text{сп}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{п}}^{\text{сп}} - t_{\text{н.о.}}} \text{ кВт,}$$

где $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{н.о.}}$ – проектируемая температура наружного воздуха для данной холодильной установки, °С.

Масса аммиака, проходящего рабочий цикл:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0} \text{ кг/с,}$$

$$G_0 = \frac{10}{1150} = 0,0087 \text{ кг/с.}$$

Действительный объем пара, поступающего в компрессор

$$V_0 = G_0 \vartheta_1 \text{ м}^3/\text{с,}$$

$$V_0 = 0,0087 \cdot 0,35 = 0,003 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Объемная производительность холода

$$q_{\vartheta} = \frac{q_0}{\vartheta_1} \text{ кДж/м}^3,$$

$$q_{\vartheta} = \frac{1150}{0,35} = 3286 \text{ кДж/м}^3.$$

Таблица 2

Расчет параметров работы компрессора при регулировании давлением конденсации

Температура окружающей среды, °С	29	24,9	19,2	11,6
Удельная холодопроизводительность цикла q_0 , кДж/кг	1150	1180	1188	1200
Индикаторный КПД компрессора η_i	0,89	0,907	0,916	0,93
Индикаторный коэффициент подачи λ_i	0,86	0,873	0,894	0,9235
Коэффициент невидимых потерь для бескрейцкопфных компрессоров λ_0	0,89	0,907	0,916	0,93
Коэффициент подачи компрессора λ	0,77	0,792	0,819	0,86
Энтальпия аммиака после компрессора с учетом индикаторного КПД h_2 , кДж/кг	1682	1667	1652	1636
Удельная работа сжатия компрессора на 1 кг пара l , кДж/кг	202	187	172	156
Удельная работа сжатия компрессора с учетом его электромеханического КПД $l_{км}$, кДж/кг	224,4	201,1	185	168
Удельная тепловая нагрузка на конденсатор q_k , кДж/кг	1352	1367	1360	1356
Холодильный коэффициент цикла ε	5,125	5,868	6,42	7,14
Производительность холодильной установки Q_0 , кВт	10	8,54	6,5	3,79
Расход аммиака G_0 , кг/с	0,0087	0,0072	0,0055	0,0032
Действительный объем пара, поступающего в компрессор V_0 , м ³ /с	0,003	0,0025	0,0019	0,0011
Объемная производительность холода q_0 , кДж/м ³	3286	3371	3394	3429
Теоретическая объемная подача компрессора V_T , м ³ /с	0,0039	0,0032	0,0023	0,0013
Производительность холода при условиях, заложенных в паспортных данных $Q_{0ст}$, кВт	6,73	5,442	3,98	2,19
Адиабатная мощность компрессора N_a , кВт	1,566	1,224	0,869	0,464
Индикаторная мощность N_p , кВт	1,759	1,35	0,949	0,499
Мощность трения $N_{тр}$, кВт	0,000195	0,000221	0,000138	0,00009
Электрическая мощность N_e , кВт	1,762	1,35	0,949	0,499
Электрическая мощность двигателя $N_{дв}$, кВт	1,958	1,452	1,02	0,537

Теоретическая объемная подача компрессора

$$V_T = \frac{V_0}{\lambda} \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_T = \frac{0,003}{0,77} = 0,0039 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Удельная объемная производительность холода в стандартных условиях

$$q_0^{ст} = \frac{q_0}{\vartheta_1^{ст}},$$

$$q_0^{ст} = \frac{1160}{0,15} = 2577,8 \text{ кДж/м}^3,$$

где $q_0^{ст}$, $\vartheta_1^{ст}$ – удельная массовая производительность холода и удельный объем, рассчитанные при условиях, заложенных в паспортных данных.

Коэффициент подачи компрессора в условиях, заложенных в паспортных данных:

$$\lambda_{ст} = \lambda_{0'ст} \cdot \lambda_{стi},$$

$$\lambda_{стi} = \frac{240-5}{240} - 0,05 \left[\frac{1200+10}{240} - \frac{240-5}{240} \right] = 0,77,$$

$$\lambda_{0'ст} = \frac{-15 + 273,15}{30 + 273,15} = 0,851,$$

$$\lambda_{ст} = 0,851 \cdot 0,77 = 0,66.$$

Производительность холода при условиях, заложенных в паспортных данных:

$$Q_{0ст} = \frac{Q_0 q_0^{ст} \lambda_{ст}}{q_0 \lambda} \text{ кВт},$$

$$Q_{0ст} = \frac{10 \cdot 2577,8 \cdot 0,66}{3286 \cdot 0,77} = 6,73 \text{ кВт}.$$

Адиабатная мощность компрессора:

$$N_a = G_0 (h_2 - h_1) \text{ кВт},$$

$$N_a = 0,0087(1660 - 1480) = 1,566 \text{ кВт}.$$

Индикаторная мощность:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \text{ кВт},$$

$$N_i = \frac{1,566}{0,89} = 1,759 \text{ кВт.}$$

Мощность трения:

$$N_{тр} = V_{тр} P_{тр}, \text{ кВт,}$$

где $P_{тр}$ – удельное давление трения: 49–69 Па – для бескрейцкопфных прямоточных аммиачных машин; 39–69 Па – для хладоновых прямоточных машин; 19–34 Па – для непрямоточных хладоновых машин.

$$N_{тр} = 0,0039 \cdot 0,05 = 0,000195 \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность:

$$N_e = N_i + N_{тр} \text{ кВт,}$$

$$N_e = 1,759 + 0,000195 = 1,762 \text{ кВт.}$$

Электрическая мощность двигателя:

$$N_{дв} = \frac{N_e}{\eta_{эм}} \text{ кВт,}$$

$$N_{дв} = \frac{1,762}{0,9} = 1,958 \text{ кВт.}$$

Аналогично проводим расчет для других значений наружных температур метода регулирования давлением конденсации и занесем в табл. 2.

В результате расчета, сравнивая два указанных метода регулирования, можно сделать вывод, что при регулировании методом пусков и остановов компрессора энтальпия

$h_2 = \text{const}$. Поэтому следующие параметры для определения экономического эффекта изменятся (табл. 3).

В результате произведенного расчета по предлагаемому методу построим график потребления электрической энергии в летний период эксплуатации (рис. 3).

Заключение

Из рис. 2 по площади под графиками видно, что регулирование при помощи пусков и остановов затрачивает $W_1 = 945,317$ кВт·ч электроэнергии в год, а регулирование при помощи изменения давления конденсации $W_2 = 855,036$ кВт·ч в год.

Как видно из расчета потребления электрической энергии, метод изменения давления конденсации эффективнее на

$$\Delta = \frac{W_1 - W_2}{W_1} \cdot 100\%,$$

$$\Delta = \frac{945,317 - 855,036}{945,317} \cdot 100\% = 9,55\%.$$

Для г. Саранска тариф на электроэнергию T составляет 6,00 рублей за 1 кВт·ч.

Экономическая эффект

$$\mathcal{E} = (W_1 - W_2) \cdot T, \text{ руб.,}$$

$$\mathcal{E} = (945,317 - 855,036) \cdot 6 = 541,7 \text{ руб.}$$

Таблица 3

Расчет параметров работы компрессора при регулировании методом пусков-остановов

Адиабатная мощность компрессора N_a , кВт	1,566	1,296	0,99	0,576
Индикаторная мощность N_i , кВт	1,759	1,429	1,081	0,619
Электрическая мощность N_e , кВт	1,762	1,429	1,081	0,619
Электрическая мощность двигателя $N_{дв}$, кВт	1,958	1,537	1,162	0,666

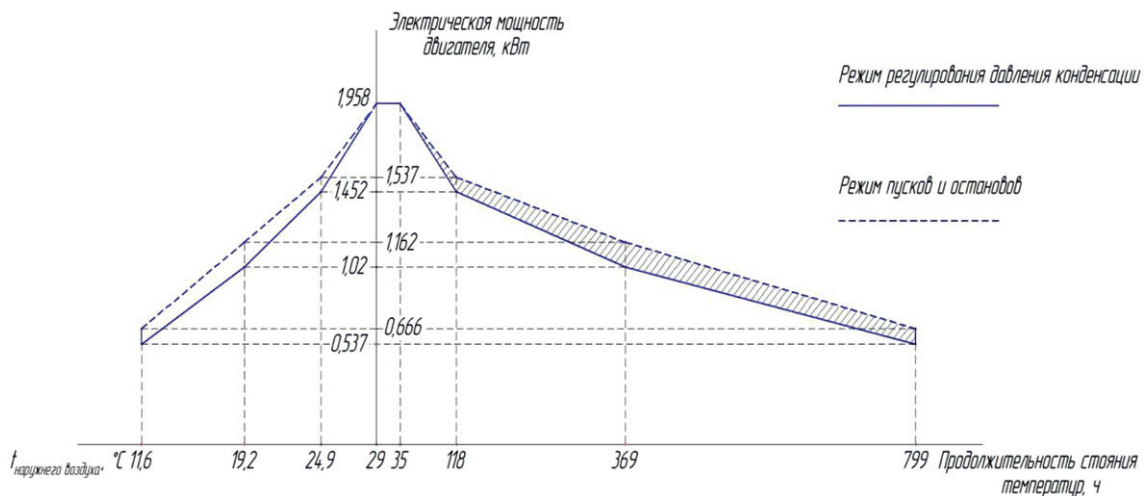


Рис. 2. Графики потребления электрической энергии для оцениваемых методов регулирования

Предложенная в статье методика позволяет определить параметры системы холодноснабжения с учетом реальных режимов её работы.

Список литературы

1. Ануфриев А.В. Повышение эффективности регулирования производительности холодильного винтового компрессора: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2014. 135 с.
2. Протопопов К.В., Жиребный И.П., Гаранов С.А. Способы регулирования производительности установок кондиционирования воздуха с режимом теплового насоса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 12 (657). С. 76–83.
3. Гужов В.И., Сажин И.А., Сажин А.И., Шумейко В.А. Метод регулирования процессом теплоотдачи в конденсаторе холодильной установки // Автоматика и программная инженерия. 2014. № 1 (7). С. 13–19.
4. Гурский А.А., Денисенко А.В. Система комбинированного регулирования производительности центробежного компрессора холодильной установки // Труды Одесского политехнического университета. 2009. № 2. С. 78–83.
5. Аверкин Н.С. Анализ методов регулирования производительности компрессоров, используемых в холодильных установках // Молодёжь и научно-технический прогресс: сборник докладов IX международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Белгород: Изд-во Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова, 2018. С. 110–113.
6. Ануфриев А.В., Пекарев В.И. Влияние способа регулирования холодопроизводительности и внешних условий на эффективность винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2008. № 1. С. 45–55.
7. Зимков А.А. Повышение эффективности регулирования производительности и геометрической степени сжатия холодильных винтовых компрессоров с помощью внутренних устройств: дис.... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2014. 129 с.
8. Левцев А.П., Лысяков А.И. Расчет пароконденсационных холодильных установок: учеб. пособие. Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2014. 100 с.
9. Лысяков А.И., Марков В.А., Чернышев Б.С., Жегалин В.В. Анализ и оценка систем холодноснабжения ООО МПК «Атяшевский» // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвузовский сборник научных трудов. Саранск, 2016. С. 160–164.