

Обоснование методики расчёта теплонасосной установки для системы тепло- и хладоснабжения животноводческих и бытовых помещений

В.Г. Кушнир, д.т.н., профессор, И.В. Кошкин, к.т.н., Л.А. Азизова, магистрант, Костанайский ГУ; А.П. Козловцев, к.т.н., ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ; А.С. Кушнир, инженер, Санкт-Петербургский НиУ ИТМО

На сегодняшний день рациональное использование топливно-энергетических ресурсов представляет собой одну из актуальных проблем. Одним из перспективных путей решения этой проблемы является применение новых энергосберегающих технологий, основанных на использовании нетрадиционных источников энергии.

Тепло- и хладоснабжение с помощью тепловых насосов относится к области энергосберегающих экологически чистых технологий и получает всё большее распространение в мире. Тепловой насос — это устройство, используемое для обогрева и охлаждения. Работает ТН по принципу переда-

чи тепловой энергии от холодной среды к более тёплой, в то время как естественным путём тепло перетекает из тёплой области в холодную [1].

Материал и методы исследования. Для перевода работы теплового насоса в режим хладоснабжения четырёхходовой клапан компрессора переключается из одного крайнего положения в другое, в результате меняет направление поток фреона (рис. 1). Компрессор и дроссель продолжают работать в том же режиме, что и при отоплении здания. После смены направления движения процесс испарения в теплообменнике испарителя меняется на конденсацию, а процесс конденсации в теплообменнике конденсатора меняется на испарение. В итоге вода, которая циркулирует в контуре хладоснабжения, охлаждается и затем поступает на кондиционирование воздуха, а нагретый фреон отдаёт теплоту этиленгликолю, циркулирующему в первичном

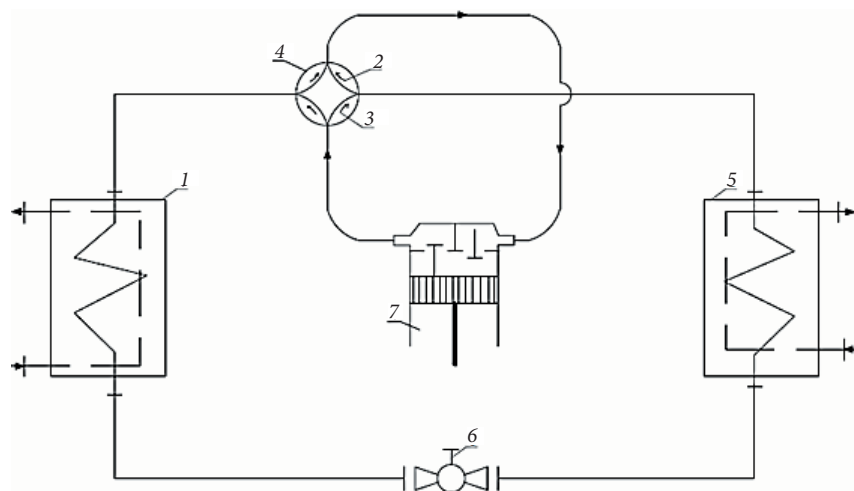


Рис. 1 – Принципиальная схема перевода теплового насоса в режим хладоснабжения:

1 – наружный теплообменник; 2 – направление движения хладагента при охлаждении помещения; 3 – направление движения хладагента при отоплении помещения; 4 – четырёхходовой клапан-переключатель; 5 – внутренний теплообменник; 6 – регулирующий вентиль; 7 – компрессор

контуре. Этиленгликоль отдаёт теплоту грунту, в результате чего происходит рассеивание тепловой энергии в грунте [1].

Представляем методику расчёта теплового насоса для системы теплоснабжения и системы хладоснабжения с условной нагрузкой 100 кВт с учётом условий климата Северного Казахстана. Исходными данными являются:

$Q_p^T = 100 \text{ кВт}$ – теплопроизводительность системы тепло- и хладоснабжения при расчётной температуре наружного воздуха;

$t_{исм} = 8^\circ\text{C}$ – температура источника теплоты низкого потенциала;

$t_{оп}^{np} = 70^\circ\text{C}$ – температура прямой воды в теплосети при расчётной температуре наружного воздуха;

$t_{оп}^{обп} = 40^\circ\text{C}$ – температура обратной воды в теплосети при расчётной температуре наружного воздуха;

$t_{н.в.р.} = -20^\circ\text{C}$ – расчётная температура наружного воздуха;

$t_{п}$ – температура воздуха в помещении.

В таблице 1 показана продолжительность отопительного сезона и сезона летнего кондиционирования для климатической зоны Северного Казахстана Костанайской области в зависимости от температур наружного воздуха.

Общая продолжительность отопительного сезона составляет 4440 час., а сезона летнего кондиционирования – 1992 час.

Расход теплоты на отопление связан с температурой наружного воздуха зависимостью:

$$Q^T = Q_p^T \frac{t_{п} - t_{н.в.}}{t_{п} - t_{н.в.р.}}, \quad (1)$$

где Q_p^T – расчётная теплопроизводительность системы, МВт;

$t_{п}$ – температура воздуха в помещении, °C;

$t_{н.в.}$ – температура наружного воздуха, °C.

Температуру прямой и обратной воды определяют по уравнениям:

$$t_{оп}^{np} = t_{п} + \Delta t' \bar{Q}^{0.8} + \bar{Q} \theta' / 2, \quad (2)$$

$$t_{оп}^{обп} = t_{п} + \Delta t' \bar{Q}^{0.8} - \bar{Q} \theta' / 2,$$

где $\Delta t' = \frac{t_{оп}^{np} + t_{оп}^{обп}}{2} - t_{п}$; $\theta' = t_{оп}^{np} - t_{оп}^{обп}$;

$\bar{Q} = Q^T / Q_p^T = (t_{п} - t_{н.в.}) / (t_{п} - t_{н.в.р.})$ – отношение расхода теплоты при выбранной температуре наружного воздуха к максимальному

расходу теплоты при расчётной температуре наружного воздуха [2].

Масса воды, циркулирующей в системе отопления, определяется расчётной теплопроизводительностью и разностью температур воды в системе при расчётной температуре наружного воздуха [2]:

$$G_{\omega}^k = \frac{Q_p^T}{c_{\omega} (t_{оп}^k - t_{оп}^{обп})}. \quad (3)$$

Теплопроводность теплового насоса определяется по формуле:

$$Q^{TH} = G_{\omega}^k c_{\omega} (t_{\omega}^k - t_{\omega}^{обп}), \quad (4)$$

где t_{ω}^k – температура воды, выходящей из конденсатора теплового насоса, °C;

c_{ω} – теплоёмкость воды.

Для определения температуры воды после конденсатора теплового насоса t_{ω}^k используется выражение:

$$t_{\omega}^k = t_k - \frac{t_k - t_{\omega}^{обп}}{e^m - 1}, \quad (5)$$

где $m = k_k F_k / (G_{\omega}^k c_{\omega})$; $k_k F_k = Q^{TH} / \theta_k$ – интенсивность теплопередачи в конденсаторе при максимальной теплопроизводительности, Вт/К (в расчёте принята неизменной) [2].

При температурах наружного воздуха более высоких по сравнению с той, при которой теплопроизводительность теплового насоса является максимальной, нет необходимости поддерживать температуру конденсации высокой. Температура конденсации определяется по выражению [2]:

$$t_k = \frac{e^m t_{\omega}^{np} - t_{\omega}^{обп}}{e^m - 1}. \quad (6)$$

Максимальная производительность системы пикового подогрева вычисляется по уравнению:

$$Q^{\Pi} = G_{\omega}^k c_{\omega} (t_{\omega}^{np} - t_{\omega}^k) = Q^T - Q^{TH}. \quad (7)$$

Эффективная мощность компрессоров N_g определяется по условиям термодинамического цикла. Результаты расчёта, выполненного по изложенной методике, сведены в таблицу 2.

Результаты исследования. На основании полученных данных был построен график изменения теплопроизводительности системы отопления в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 2).

На основании данных о продолжительности отопительного сезона, представленных в таблице 1

1. Продолжительность отопительного сезона и летнего кондиционирования

Отопительный сезон								
$t_{н.в.}, ^\circ\text{C}$	-30—-25	-24,9—-20	-19,9—-15	-14,9—-10	-9,9—-5	-4,9—0	0,1—5	5,1—10
$\tau, \text{ч}$	270	437	348	469	726	600	1200	390
Летнее кондиционирование								
$t_{н.в.}, ^\circ\text{C}$	25—30				30—35			
$\tau, \text{ч}$	1248				744			

2. Результаты расчёта теплового насоса в режиме отопительной нагрузки

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н.в.}$ °C								
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Q^T , кВт	125	112	100	87,5	75	62,5	50	37,5	25
Q^{TH} , кВт	63,8	57,3	53,9	52,59	54,74	51,6	50	37,5	25
t_{ω}^{np} , °C	80,6	75,33	70	64,6	59,05	53,4	47,6	41,5	35,2
$t_{\omega}^{обп}$, °C	43,1	41,58	40	38,3	36,55	34,6	32,6	30,3	27,7
t_{ω}^k , °C	62,4	58,9	56,3	34,2	53,1	50,2	47,6	41,5	35,2
G_{ω}^k , кг/с	0,79								
t^k , °C	43	41	40	40	40	37,2	35	33,2	30,4
θ^k , °C	2,8	3,2	4	6	7	8	7,5	5,6	3,2
$k_k F_{k2}$, Вт/К	7820								
Q^H , кВт	61,2	54,7	46,1	34,9	20,26	10,9	0	0	0
G_{ω}^u , кг/с	7,3								
$k_u F_{u2}$, Вт/К	9400								
N_{θ} , кВт	8,7	9,9	11,2	19	26,5	20,8	11,4	6,7	4,4

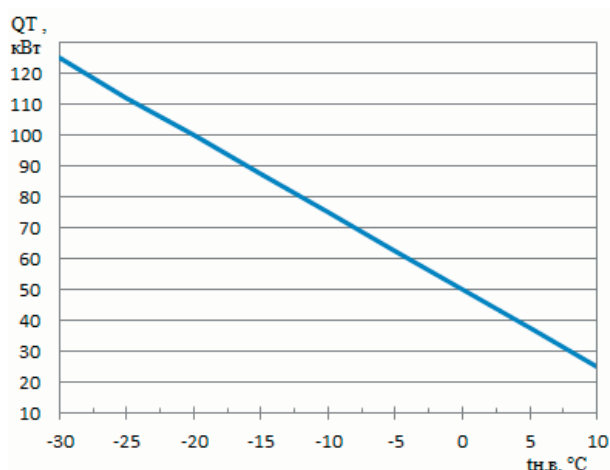


Рис. 2 – График изменения теплопроизводительности системы отопления

и на рисунке 2, был построен график зависимости теплопроизводительности системы отопления от продолжительности сезонной нагрузки (рис. 3).

Годовой расход энергии компрессорами теплового насоса, работающего на теплоснабжение, определяется с учётом продолжительности постоянства температур наружного воздуха путём суммирования соответствующих произведений [2]:

$$W_{компр} = \sum N_{всрi} \tau_i = 270(8.7+9.9)/2 + 437(9.9+11.2)/2 + 348(11.2+19)/2 + 469(19+26.5)/2 + 726(26.5+20.8)/2 + 600(20.8+11.4)/2 + 1200(11.4+6.7)/2 + 390(6.7+4.4)/2 = 62900 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Мощность насосов (циркуляционного и на испаритель) будет составлять, кВт:

$$N_{цирк} = G_{\omega}^k \text{ кН} / \eta = 0,79 \cdot 0,49 / 0,7 = 0,5;$$

$$N_{испар} = G_{\omega}^u \text{ иН} / \eta = 7,3 \cdot 0,15 / 0,7 = 1,6;$$

расход энергии насосами за отопительный сезон:

$$W_{нас} = \sum N_{нас} \tau = (0,5 + 1,6) 4440 = 9324 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Общее количество теплоты, отпускаемой потребителю системой теплоснабжения за отопительный сезон, и доля теплоты, приходящейся на тепловой насос и систему пикового подогрева, определяются с учётом их производительности и продолжительности постоянства температур наружного воздуха [2], МДж:

$$Q_{2од}^{TH} = \sum Q_i^{TH} \tau_i = 218110 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 785196;$$

$$Q_{2од}^{II} = \sum Q_i^{II} \tau_i = 79332 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 285595;$$

$$Q_{2од}^T = Q_{2од}^{TH} + Q_{2од}^{II} = 297442 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 1070791.$$

В режиме летнего кондиционирования воздуха тепловой насос работает как холодильная машина по обычному регенеративному холодильному циклу [3, 4].

Максимальная холодопроизводительность Q_{op} при расчётном режиме составляет:

$$Q_{op} = Q_p^T \frac{t_{н.в.р.}^l - t_{н.л}}{t_n^{зимн} - t_{н.в.р.}} = 100 \frac{30 - 22}{20 + 20} = 20 \text{ кВт},$$

где $t_{н.в.р.}^l = 30^\circ\text{C}$ – расчётная температура наружного воздуха;

$t_{н.л} = 22^\circ\text{C}$ – температура воздуха в помещении в период летнего кондиционирования.

С учётом тепловыделений людей, притока теплоты от солнечной радиации, с приточным воздухом и от других источников принимается:

$$Q_{op} + 10\% = 20 \text{ кВт} + 10\% = 22 \text{ кВт}.$$

Холодопроизводительность определяется по формуле:

$$Q_0 = Q_{op} \frac{t_{н.в.} - t_n}{t_{н.в.р} - t_n}. \tag{8}$$

Разность температур обратной и прямой воды при расчётной температуре наружного воздуха определяется по формуле:

$$t_{\omega}^k - t_{\omega}^{обп} = Q_{op} / (G_{\omega}^k c_{\omega}). \tag{9}$$

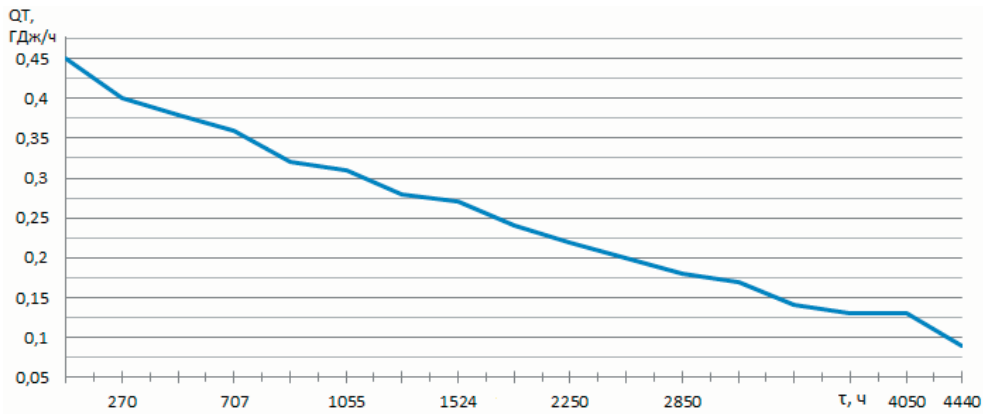


Рис. 3 – Изменение теплопроизводительности системы отопления и продолжительности сезонной нагрузки

3. Результаты расчёта теплового насоса в режиме летнего кондиционирования

Величина	Температура наружного воздуха $t_{н.в.}$, °C				
	35	32,5	30	27,5	25
Q_0 , кВт	35,75	28,8	22	15	8,25
$t_{\omega}^{обп} - t_{\omega}^{нп}$, °C	10,83	8,72	6,67	4,54	2,5
$t_{\omega}^{нп}$, °C	1,36	4,79	8,35	12,2	16,03
$t_{\omega}^{обп}$, °C	12,19	13,5	15,02	16,8	18,5
t_0 , °C	0	3,69	7,51	11,67	15,72
N_{ω} , кВт	5,97	3,8	2,63	2,13	1,4

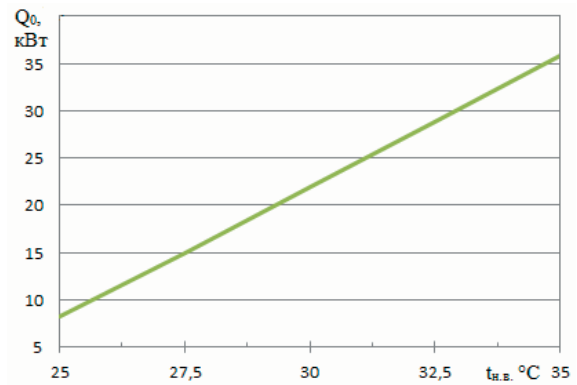


Рис. 4 – График изменения холодопроизводительности системы хладоснабжения

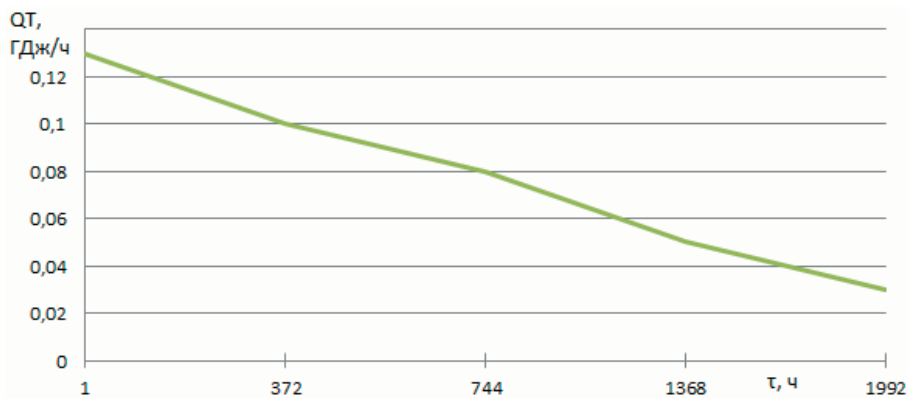


Рис. 5 – Изменение холодопроизводительности системы хладоснабжения в зависимости от продолжительности сезонной нагрузки

Температура прямой и обратной воды определяется по выражениям:

$$t_{\omega}^{нп} = t_0 + \frac{t_{\omega}^{обп} - t_{\omega}^{нп}}{e^{m'} - 1}, \quad (10)$$

где $m' = k_u F_u / (G_{\omega}^u c_{\omega})$; $t_{\omega}^{обп} = t_{\omega}^{нп} + (t_{\omega}^{обп} - t_{\omega}^{нп})$.

Результаты расчёта по приведённым выражениям сведены в таблицу 3.

На рисунке 4 представлен график изменения холодопроизводительности системы хладоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха, который был построен на основании полученных при расчётах данных.

На основании данных о продолжительности сезона летнего кондиционирования, представленных в таблице 3 и на рисунке 4, был построен график зависимости холодопроизводительности системы хладоснабжения от продолжительности сезонной нагрузки (рис. 5).

Годовой расход энергии компрессорами теплового насоса в режиме летнего кондиционирования:

$$W_{компр} = \sum N_{всрi} \tau_i = 5599,68 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Расход энергии насосами за сезон кондиционирования составляет:

$$W_{нас} = \sum N_{нас} c \tau = (0,5 + 1,6)1992 = \\ = 4183,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Количество теплоты, отведённой от охлаждаемого объекта за сезон кондиционирования, равно:

$$Q_{0 \text{ год}} = \sum Q_{0 i} \tau_i = 40621,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = \\ = 146239 \text{ МДж.}$$

Таким образом, на основании данных о продолжительности отопительного сезона и сезона летнего кондиционирования определены зависимости теплопроизводительности системы отопления от продолжительности сезонной нагрузки и изменения холодопроизводительности системы

летнего кондиционирования в зависимости от продолжительности сезонной нагрузки.

Литература

1. Половинкина Е.О. Использование тепловых насосов в системах теплоснабжения зданий и сооружений / Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. Нижний Новгород, Россия. [Электронный ресурс]. URL: <http://dropdoc.ru/doc/420764/polnaya-versiya-nauchnoj-raboty-1494-kb>.
2. Бамбушек Е.М., Бухарин Н.Н., Герасимов Е.Д. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин: учебное пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1987. 423 с.
3. Гоголин А.А. Рекомендации по расчёту и подбору испарительных конденсаторов. М.: ВНИИХИ, 1978. 55 с.
4. Квашенников В.И., Козловцев А.П., Панин А.А. Терминология при производстве и эксплуатации ледогенераторов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2014. № 2. С. 30–32.