

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

*д.т.н., проф. Савицкий Н.В., д.т.н., проф. Скрынников В.Б.,  
к.т.н., доц. Ляховецкая-Токарева М.М., инж. Гапонец А.С.*

*ГВУЗ «Приднепровская государственная академия  
строительства и архитектуры»*

**Проблема.** В системах кондиционирования воздуха жилых и промышленных зданий использование холодильных машин в теплый период года является необходимым. В холодный период года холодильные машины могут работать в режиме теплового насоса. Поэтому важно определить как эффективность работы всей машины, так и отдельных ее узлов, чтобы иметь возможность их совершенствования.

**Постановка задачи.** Данная проблема решается эксергетическим методом термодинамического анализа работы холодильной машины.

Эксергетический анализ выполнен для холодильной машины ТХТМ-235-2000, состоящей из турбокомпрессора, кожухотрубного испарителя, кожухотрубного конденсатора, дроссельного устройства.

Значения эксергий рабочего агента в характерных точках процесса могут быть определены по  $e$ - $i$  диаграмме или по формуле:

$$i = i - i_{0.з.} - T_0 S(S - S_{0.с.}), \quad (1.1)$$

где:  $T_0$  и  $S_{0.с.}$  – соответственно температура и энтропия окружающей среды.

Потери эксергии в конденсаторе определяются следующим образом:

$$E_{\text{конд}} = -E_{2-3} - \Delta E_{\text{ВЗ-В2}}, \quad (1.2)$$

где:  $E_{2-3}$  – эксергия, отданная хладогентом в конденсаторе:

$$E_{2-3} = \sigma(l_3 - l_2), \quad (1.3)$$

где:  $\sigma$  – массовый расход хладогента, кг/с;

$l_2, l_3$  – удельная эксергия хладогента, соответственно на выходе из компрессора и выходе из конденсатора, кДж/кг;

$E_{\text{ВЗ-В2}}$  – эксергия, полученная охлаждающей водой в конденсаторе:

$$E_{\text{ВЗ-В2}} = G \cdot q_k (W_q)_H^{\text{CP}}, \quad (1.4)$$

где:  $q_k$  – удельная нагрузка, кДж/кг,  $q_k = i_3 - i_2$ .

$$i_2 = i_1 + \frac{i_2' - i_1}{\eta}, \quad (1.5)$$

где:  $i_1, i_2, i_3, i_2'$  – энтальпия хладогента соответственно на входе в компрессор, на выходе из компрессора, на выходе из конденсатора, на входе в испаритель, кДж/кг;

$\eta$  – внутренний адиабатный КПД компрессора;  $\eta = 0,8$ ;

$(W_q)_H^{CP}$  – коэффициент работоспособности тепла:

$$(W_q)_H^{CP} = 1 - \frac{T_{o.c.}}{T_{H.CB}}, \quad (1.6)$$

где:  $T_{H.CB}$  - средняя термодинамическая температура:

$$T_{H.CB} = \frac{T_3 - T_2}{\ln \frac{T_3}{T_2}}, \quad (1.7)$$

$T_2$  и  $T_3$  – соответственно температура теплоносителя на входе и выходе из конденсатора, °К.

С учетом потерь обусловленных потоком и теплообменом с окружающей средой, суммарные потери эксергии в испарителе выразятся в виде:

$$E_{исп} = E_{4-1} - \Delta E_{x(2-1)}, \quad (1.8)$$

где:  $E_{4-1}$  - эксергия, отданная хладагентом в испарителе:

$$E_{4-1} = (l_4 - l_1) \cdot \sigma, \quad (1.9)$$

$l_1, l_4$  – соответственно удельная эксергия хладагента на входе в компрессор и входе в испаритель, кДж/кг;

$\Delta E_{x(2-1)}$  – эксергия хладагента, полученная в испарителе

$$\Delta E_{x(2-1)} = q_0 \cdot T_{qn}^{CP} \cdot \sigma, \quad (1.10)$$

где:  $T_{qn}^{CP}$  – коэффициент работоспособности холода:

$$T_{qn}^{CP} = 1 - \frac{T_{o.c.}}{T_{H.CP}}, \quad (1.11)$$

где:  $T_{H.CP}$  – средняя температура:

$$T_{H.CP} = \frac{T_{H1} - T_{H2}}{\ln \frac{T_{H1}}{T_{H2}}}, \quad (1.12)$$

где:  $T_{H1}$  и  $T_{H2}$  – абсолютные температуры хладагента на входе и выходе из испарителя, К.

Потери эксергии при дросселировании фреона 12 в дросселирующем устройстве определяются следующим выражением:

$$E_{ДР} = \sigma(l_3 - l_4), \quad (1.13)$$

С учетом электромеханических и механических потерь в двигателе суммарные потери эксергии в компрессоре рассчитывают следующим образом:

$$E_{компр} = N_э - \sigma(i_2 - i_1), \quad (1.14)$$

где:  $N_э$  - электрическая мощность компрессора, кВт.

$$N_э = l_{км} \cdot \sigma, \quad (1.15)$$

где:  $l_{км}$  – удельная работа:

$$l_{км} = \frac{i_2 - i_1}{\eta}, \quad (1.16)$$

Потери эксергии во всасывающем трубопроводе составляют 1-2% мощности электрического привода, а в изолированном нагнетательном трубопроводе и того меньше, поэтому ими можно пренебречь.

Исходные данные для расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчетов при  $t_H=40^\circ\text{C}$ .

№ точек	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг, I	Энтропия, кДж/кг, S	Холодопроизводительность, кВт, Q	Расход циркулирующего агента, кг/с, σ
1	-2,3	572,46	4,753		
2"	49	596,48	4,753		
2		602,39		1716	16,05
3	40	457,94	4,335		
4	-2,3	457,94	4,335		
1	-4,8	571,04	4,75		
2"	51	598,54	4,75		
2		605,36		1556	13,74
3	40	457,94	4,335		
4	-4,8	457,94	4,335		
1	5	575,52	4,75		
2"		595,19	4,75		
2		600,08		2529	21,48
3	40	457,94	4,335		
4	5	457,94	4,334		
1	10				
2"					
2				3974	25,66
3	40	457,94	4,331		
4	10	457,94	4,332		
1	15	579,12			
2"		593,52			
2		595,9		3900	32,4
3	40	457,94	4,331		
4	15	457,94			

Результаты расчетов эксергии процессов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты эксергетических расчетов при  $t_k=40^\circ\text{C}$  и  $t_0=(-4,8),(-2,3),(+5),(+10)^\circ\text{C}$

Температура испарения, $^\circ\text{C}$	$e_1-e_2$ , кДж/кг	$e_2-e_3$ , кДж/кг	$e_3-e_4$ , кДж/кг	$e_4-e_1$ , кДж/кг	$e_{км}$ , кДж/кг	$e_{конд}$ , кДж/кг
-4,8	27,04	16,21	5,83	7,32	38,14	11,09
-2,3	25,8	14,57	4,61	6,63	33,25	7,45
5	19,68	12,27	4,25	3,2	27,3	7,65
10	14,86	12,24	3,88	1,93	23,2	6,34
	N, кВт	$e_{в3}-e_{в2}$ , кДж/кг	$e_{2-3}-e_{в}$ , кДж/кг	$e_{р.в.}$ , кДж/кг	$e_{1x(2-1)}$ , кДж/кг	$e_{исп}$ , кДж/кг
-4,8	522,77	7,43	8,78	5,83	5,88	1,433
-2,3	505,18	7,28	7,35	4,61	2,74	3,88
5	588,52	7,15	5,11	4,25	1,85	1,35
10	597,33	7,07	5,17	3,88	0,418	1,512

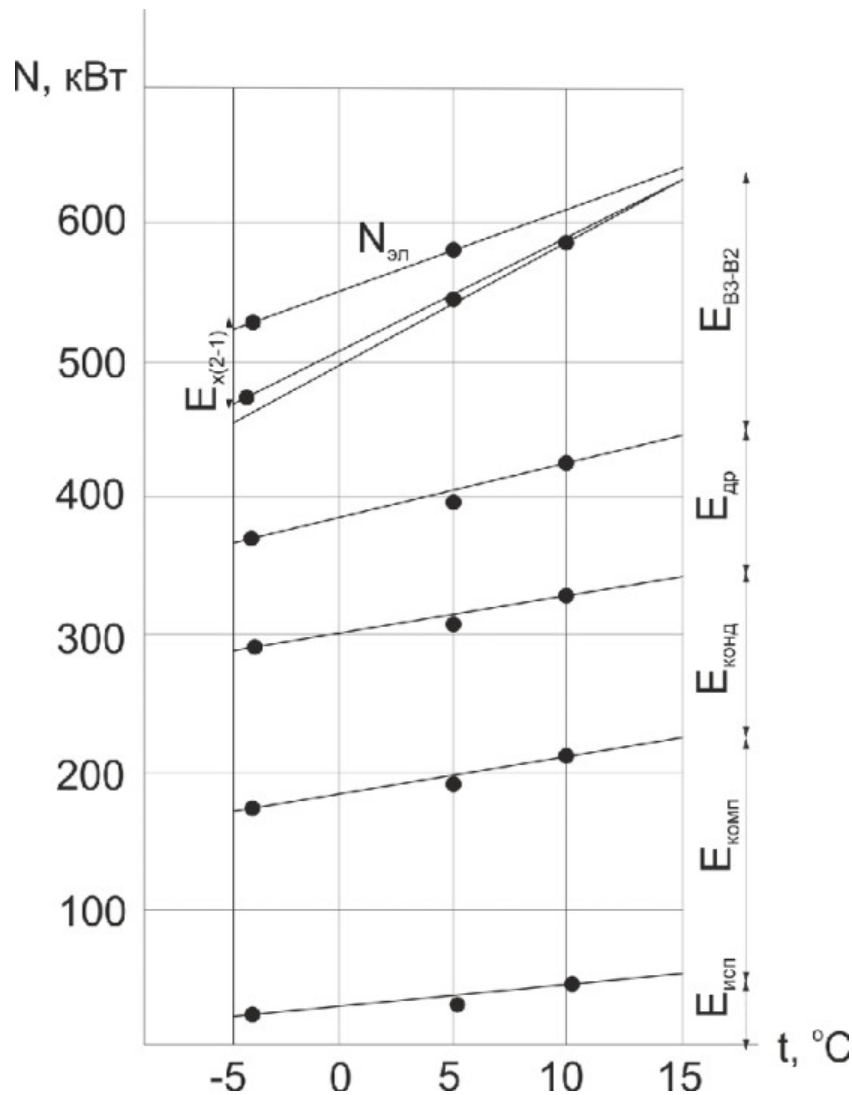


Рис.1. Потери эксергии холодильной машины ТХТМ-235-2000.

На рис.1. кумулятивно представлены потери эксергии холодильной машины ТХТМ-235-2000, работающей в режиме охлаждения, где в качестве холодоносителя используется хладон 12, а в качестве теплоносителя – вода (температура конденсации  $+40^{\circ}\text{C}$ ), при различных значениях температуры испарения:  $t_0=(-4,8),(-2,3),(+5),(+10)^{\circ}\text{C}$ , температура окружающей среды  $T_{0.c.}=290^{\circ}\text{K}$ .

Потери эксергии потока хладона состоят из суммы всех отдельных потерь. В режиме холодильной машины, когда тепло конденсации не используется, а отводится в окружающую среду, разность эксергии охлаждающей воды конденсатора нужно прибавить к потерям эксергии хладона:

$$E_{\text{пол}} = E_{\text{сум}} - \Delta E_{\text{В3-В2}} = N - E_{x(2-1)}, \quad (1.17)$$

где:  $E_{x(2-1)}$  - разность эксергий холодоносителя в испарителе.

Анализ представленных на рис.1 зависимостей показывает, что потери эксергии в испарителе и конденсаторе возрастают с увеличением мощности охлаждения.

Потери энергии при дросселировании при данных параметрах составляют от 8 до 10% мощности электрического двигателя (привода) компрессора. Поскольку они технологически обусловлены, повлиять на них при тех же параметрах холодоносителя и теплоносителя можно лишь уменьшая разность давлений  $P_k - P_0$  или осуществляя переохлаждение хладагента.

Наибольшие потери эксергии возникают в самом компрессоре (включая двигатель). В данном случае они составляют свыше 30% мощности электрического привода. Уменьшение указанных потерь достигается путем конструктивных и прочих мероприятий, позволяющих уменьшить механические и электрические потери в компрессоре и двигателе, потери хладагента и теплообмен в самом компрессоре. Потери эксергии во всасывающем и нагнетательном трубопроводах из-за незначительной величины не представлены.

**Заключение.** Графическая интерпретация приведенных выше аналитических зависимостей позволяет наглядно оценить эффективность работы всех узлов холодильной машины в расчетном режиме работы и определить пути их совершенствования.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Б.Я. Соколов, В.М. Бродянский. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. Москва. Энергоиздат. 1981г. с. 58-59.
2. Анализ термодинамических процессов в системах охлаждения и тепловых насосов. Под редакцией д.т.н. Скрыпникова В.Б. г. Днепропетровск. 2006г. с. 64-76.
3. Скрыпников В.Б. Энергосберегающая технология системы микроклимата промышленного объекта. г. Днепропетровск 2004г. с. 48-61.