



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплоэнергетика и прикладная гидромеханика»

**Методические указания**  
к лабораторно-практической работе

**«Эксергетический анализ  
тепловой насосной уста-  
новки»**

Авторы  
Романов В. В., Нестеренко В. А.,  
Макеев К. С., Падалка А. Л.,  
Тепулян А. О.

Ростов-на-Дону, 2018



## Аннотация

Практикум предназначен для студентов магистров очной и заочной формы обучения направлений 15.04.01 Машиностроение, 16.04.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения

## Авторы

к.т.н., доцент кафедры «ТиПГ»  
Романов В.В.,  
магистр Нестеренко В.А.,  
магистр Макеев К.С.,  
магистр Падалка А.Л.,  
магистр Тепулян А.О.





## Оглавление

<b>Общие сведения</b> .....	<b>4</b>
<b>Анализ термодинамического цикла традиционного теплового насоса</b> .....	<b>6</b>
Пример определения внутренних и внешних потерь эксергии в ТН .....	9
<b>Список литературы</b> .....	<b>17</b>

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.

Эксергетический анализ является относительно новым разделом термодинамики; он основан на применении эксергии для исследования технических процессов. Этот метод находит широкое применение в анализе холодильных установок и различных криогенных систем, а также тепловых насосов. Данный метод удобен тем, что характер процессов в анализируемой системе не имеет принципиального значения. В некоторых новых системах термодинамический цикл вообще отсутствует. Все большее значение приобретает основное качество этого метода - универсальность. Кроме того, другие показатели эффективности не отражают реальность процессов. Например, адиабатный КПД сравнивает действительный процесс с адиабатным, т.е. с теоретическим, который в машине происходит. В отличие от них эксергетический КПД сравнивает две характеристики действительного процесса, протекающего в машине. Понятие эксергия существенно отличается от понятия энергия. В то время как энергия связана с фундаментальными свойствами материи, эксергия является частным понятием, которое характеризует превратность, пригодность энергии в данных условиях окружающей среды, параметры которой независимы от воздействия рассматриваемой системы [1].

Эксергия - свойство термодинамической системы или потока энергии, определяемое количеством работы, которое может быть внешним приемником энергии при обратном их взаимодействии с окружающей средой до установления полного равновесия [2]. При определении эксергии объект рассмотрения включает саму систему, окружающую среду, меру эксергии, отдаваемую внешнему приемнику энергию, и те объекты внешней среды, которые могут служить приемником энергии.

Термин "эксергия" был введен в 1956 г. югославским ученым З. Рантом [3] по предложению Р. Планка. Он состоит из двух частей: греческого слова ergon - работа, сила и приставки ex, означающей "из", "вне". Классическое определение эксергии как "максимальной работы, которую может совершить система в обратном процессе с окружающей средой в качестве источника даровых тепла и веществ, если в конце этого процесса все участвующие в нем виды материи приходят в состояние термодинамического равновесия со всеми компонентами окружающей среды", было дано Я. Шаргутом и Р. Петелой [2]. Ими введены понятия эксергии потока вещества, физической эксергии, химической эк-

сергии, ядерной эксергии - максимальной работы, которая может быть получена за счет ядерных реакций вещества системы.

Наибольший вклад в последующее развитие методов, использующих понятие эксергии, сделан профессором В.М. Бродянским [1; 2]. Им, в частности, были предложены понятия эксергии тепла

$$l_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = \tau_\varepsilon Q \quad (1)$$

где Q - поток тепла и эксергетической температуры;

$T_0$  - температура окружающей среды;

T - температура теплового потока;

$$\tau_\varepsilon = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (2)$$

и разработаны методы эксергетического анализа для целого ряда процессов и установок.

Эксергетические методы позволяют учесть не только количественные, но и качественные характеристики энергоресурсов, используемых в различных элементах энергетических и технологических установок, а также оценить диссипативные потери в этих элементах и установках в целом и определить эффективность использования энергии.

Эксергетический анализ основан на управлении эксергетического баланса, которое для произвольного числа потоков на входе и выходе рассматриваемого элемента установки имеет вид

$$\sum l' - (\sum l'' + \Delta l) = d \quad (3)$$

где  $\sum l'_M, \sum l''_M, \sum l'_Q, \sum l''_Q$  - суммы эксергии потоков (потоков вещества и тепла на входе и выходе установки);

$\sum l', \sum l''$  - суммарная работа, совершаемая окружающими телами над системой и системой над окружающими телами;

d - эксергетические потери.

Уравнение эксергетического баланса (3) замыкается эксергетическими потерями d, характеризующими диссипацию энергии, а эффективность установки оценивается величиной эксергетического КПД

$$\pi_\varepsilon = \frac{\sum l''}{\sum l'} \quad (4)$$

где  $\sum l''$  - потоки эксергии, определяющие полезный эффект;  $\sum l'$  - потоки эксергии, определяющие затраты.

Эксергетические потери могут быть найдены независимо по формуле Гюи-Стодолы

$$d = T_0 \cdot \Delta_i S \quad (5)$$

где  $T_0$  - температура окружающей среды;

$\Delta_i S$  - производство энтропии, вызванное диссипативными эффектами, другими словами, это сумма приращений энтропии всех тел, участвующих в процессах реальной химической системы. Величина  $\Delta_i S$  определяется из уравнения баланса энтропии [4], играющего основную роль в термодинамике необратимых процессов.

Из анализа научно-технической литературы следует, что методы эксергетического анализа на основе неравновесной термодинамики являются эффективными и перспективными и могут быть использованы при исследовании кавитационной технологии в гетерогенных системах.

## АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ТРАДИЦИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Основными элементами традиционного теплового насоса, принципиальная схема которого приведена на Рис.1 [5], являются поршневой компрессор КМ с электроприводом, конденсатор К, испаритель И, дроссельный вентиль ДР, регенеративный теплообменник РТ. На рис.2. приведена  $p, i$ -диаграмма изменения состояния рабочего тела в термодинамическом цикле ТН. В испарителе (И) осуществляется кипение рабочего тела при подводе теплоты НПИТ (процесс 5-6). Насыщенный пар рабочего тела при давлении  $P_0$  и температуре  $T_6 = T_0$  перегревается (процесс 6-1) в регенеративном теплообменнике обратным потоком жидкого рабочего тела, поступающего из конденсатора (К). Перегретый пар с температурой  $T_1$  поступает в компрессор (КМ), где происходит его сжатие (процесс 1-2) до давления  $P_k$  с повышением температуры до  $T_2$ . Из КМ перегретый пар поступает в К, охлаждаемый теплоносителем (нагретой водой) системы теплоснабжения, в результате чего происходит конденсация (процесс 2-3) паров рабочего тела при постоянном давлении  $P_k$ . После К происходит охлаждение жидкого рабочего тела с  $T_3$  до  $T_4$  (процесс 3-4) в регенеративном теплообменнике РТ. Затем поток жидкого рабочего тела дросселируется в дросселе (ДР) ( процесс 4-5) до давления  $P_0$  и температуры  $T_5 = T_0$ , после чего рабочее тело поступает в испаритель (И), и цикл замыкается.

Для того чтобы определить возможные пути совершенствования ТН, необходимо провести анализ, как его термодинамического цикла, так и процессов, происходящих в элементах,

входящих в его состав. Анализ проводится на основе эксергетического метода, в результате чего определяются потери эксергии  $d_i$  в отдельных элементах ТН.

Обычно [5;6] анализ проводится на уровне определения внешних и внутренних потерь эксергии, что позволяет определить величину этих потерь в каждом элементе ТН, удельный вес каждого элемента ТН в общей сумме потерь эксергии, и на первый взгляд, дает возможность определить последовательность и целесообразность их совершенствования.

При этом, как правило, потери эксергии в ТН по отдельным элементам распределяются следующим образом: 1) двигательно-компрессорный агрегат, 2) система распределения тепловой энергии потребителям, 3) дросселирующее устройство, 4) теплообменные аппараты (конденсатор, испаритель, охладитель, регенеративный теплообменник).

В качестве примера, взятого из работы [5] проведем анализ одноступенчатого парокомпрессионного ТН с регенеративным теплообменником работающего на фреоне – R-12 при следующих условиях (Рис.1): температура низкопотенциального источника теплоты (НПИТ)  $t_{\text{НПИТ}} = t_{\text{н1}} = 10^{\circ}\text{C}$ ; перепад температур в испарителе  $\Delta t_{\text{И}} = 6^{\circ}\text{C}$ ; конечная разность температур в испарителе  $\Delta t_0 = 4^{\circ}\text{C}$ ; температура нагреваемой вода на входе в конденсатор  $t_{\text{в2}} = 49^{\circ}\text{C}$ ; температура нагретой воды на выходе из конденсатора  $t_{\text{в1}} = 55^{\circ}\text{C}$ ; конечная разность температур в конденсаторе  $\Delta t_{\text{к}} = 5^{\circ}\text{C}$ ; коэффициент плотности компрессора  $\lambda_{\text{пл}} = 0.95$ ; коэффициент вредного пространства компрессора  $\alpha = 0.03$ ; электромеханический КПД компрессора  $\eta_{\text{эм}} = 0.95$ ; объемная теоретическая производительность  $V_0 = 208 \text{ м}^3/\text{час}$ ; температурный коэффициент регенерации  $\theta = 0.2$ . Процесс на р,i-диаграмме изображен на рис.2.

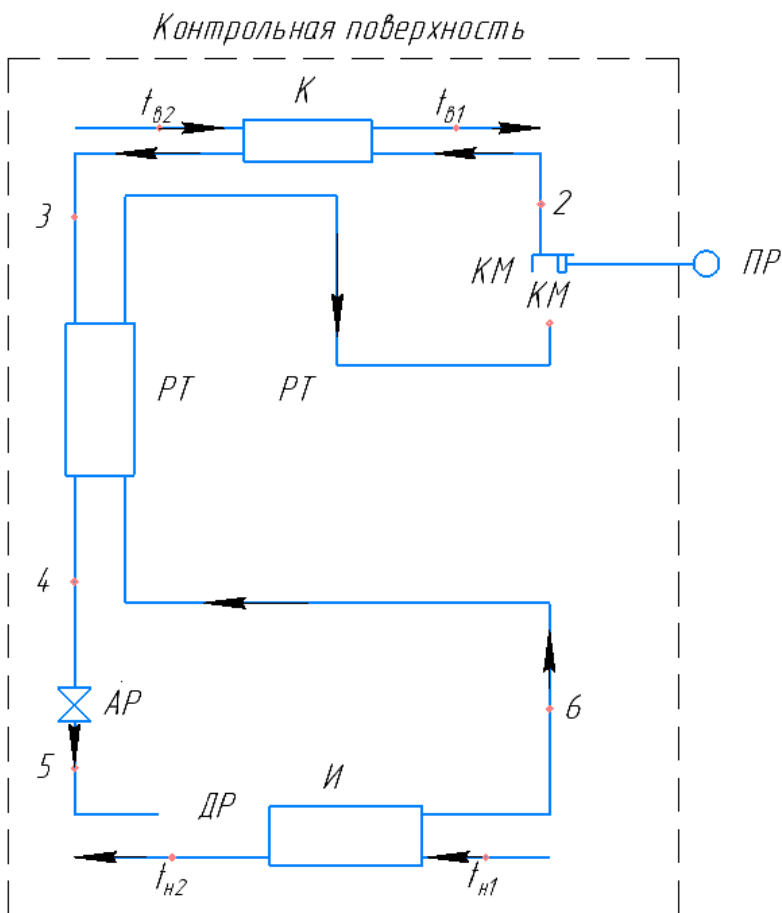


Рис.1. Принципиальная схема ТН

КМ – компрессор; К – конденсатор; РТ – регенеративный ТОА; ПР – привод; ДР – дроссель; И – испаритель;  $t_{h1}$  – температура НПИТ до испарителя;  $t_{h2}$  – температура НПИТ после испарителя;  $t_{c1}$  – температура носителя после конденсатора;  $t_{c2}$  – температура носителя до конденсатора; 1,2,3,4,5,6 – точки схемы, характеризующие состояние рабочего тела.



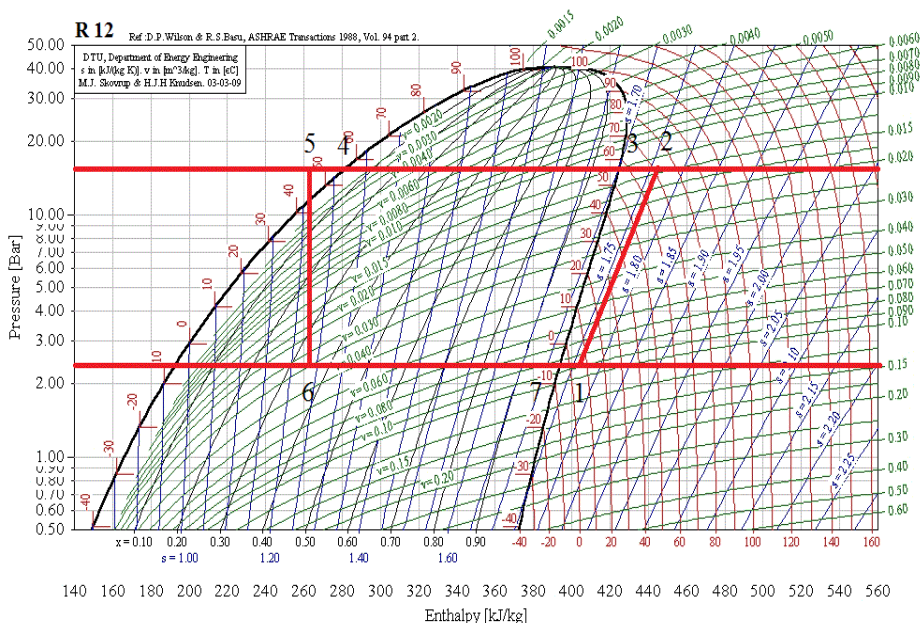


Рис.2. Схема  $p, i$  –1,2,3,4,5,6,7– точки схемы, характеризующие состояния рабочего тела

### Пример определения внутренних и внешних потерь эксергии в ТН

Температура сухого насыщенного пара рабочего тела на выходе из испарителя соответствует температуре кипения и составляет

$$t_6 = t_0 = t_{\text{нпит}} - \Delta t_0 - \Delta t_{\text{н}} = 10 - 4 - 6 = 0^\circ\text{C} \quad (1)$$

при этом давление кипения рабочего тела

$P_0 = 0.3091$  МПа. Температура конденсации рабочего тела

$$t_{\text{к}} = t_{\text{с1}} + \Delta t_{\text{к}} = 55 + 5 = 60^\circ\text{C} \quad (2)$$

при этом давление конденсации рабочего тела

$P_{\text{к}} = 1.519$  МПа. Температура перегретого пара рабочего тела на входе в компрессор

$$t_1 = t_6 + \theta \cdot (t_3 - t_6), ^\circ\text{C} \quad (3)$$

где  $t_3$ -температура жидкого рабочего тела после конденсатора К теплового насоса:  $t_3 = t_{\text{к}} = 60^\circ\text{C}$  (рис. 2);  $\theta$  - темпера-

турный коэффициент регенерации.  $t_1 = 0 + 0.2 \cdot (60 - 0) = 12^\circ\text{C}$

Степень сжатия рабочего тела в компрессоре:

$$\pi = P_K/P_0 = 1.519/0.3091 = 4.91 \quad (4)$$

Для неохлаждаемого поршневого компрессора значение индикаторного КПД определяется по формуле [5]

$$\eta_i = l_3/l_B = (i_3 - i_1)/(i_2 - i_1) = v \cdot \lambda \quad (5)$$

где  $l_3, l_B$  – удельные адиабатная и внутренняя работы сжатия компрессора;  $i_3, i_2, i_1$  – энтальпии рабочего тела после компрессора при адиабатном сжатии, после компрессора при реальном сжатии и перед компрессором соответственно (см. рис. 2);  $v > 1$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы компрессора;  $\lambda < 1$  – коэффициент подачи компрессора.

Коэффициент подачи: [5, 6]

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл} \quad (6)$$

где  $\lambda_c$  – объемный коэффициент, учитывающий влияние вредного пространства;  $\lambda_w$  – коэффициент подогрева, учитывающий снижение объемной производительности компрессора из-за подогрева всасываемого пара и испарения жидкости;  $\lambda_{пл}$  – коэффициент плотности, учитывающий снижение производительности компрессора из-за перетекания рабочего тела из пространства с более высоким давлением в пространство с меньшим давлением, который может быть принят для машин, работающих со смазкой  $\lambda_{пл} = 0.95 \div 0.98$

Объемный коэффициент:

$$\lambda_c = 1 - a \cdot [(P_K/P_0)^{1/m} - 1]. \quad (7)$$

где,  $a$  – коэффициент вредного пространства, определяемый как отношение объема вредного пространства к объему, описываемому поршнем за один ход. Для малых вертикальных компрессоров  $a = 0.03 \div 0.05$ , а для крупных -  $a = 0.01 \div 0.02$ . Для неохлаждаемых компрессоров показатель политропы расширения составляет в среднем  $m = 1$  [5, 6].

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(1.519/0.3091)^1 - 1] = 0.8826.$$

Коэффициент подогрева для неохлаждаемых компрессоров

$$\lambda_w = T_1/T_K = (12 + 273)/(60 + 273) = 285/333 = 0.8559 \quad (8)$$

где  $T_1, T_K$  – температуры рабочего тела перед компрессором и конденсации рабочего тела соответственно, К.

$$\text{Произведение } v \cdot \lambda_c = 1 \quad [5].$$

Тогда

$$\eta_i = \lambda_w \cdot \lambda_{пл} = 0.8559 \cdot 0.95 = 0.813 \quad (9)$$

$\lambda = 0.8826 \cdot 0.8559 \cdot 0.95 = 0.7176$  – коэффициент подачи компрессора, определяемый по формуле (6).

По таблице термодинамических свойств рабочего тела для R-12 определяем параметры рабочего тела в характерных точках схемы:  $h$  – энтальпию,  $s$  – энтропию,  $v$  – удельный объем.

точка 1:  $t_1 = 12^\circ\text{C}$ ;  $P_1 = P_0 = 0.3091$  МПа;  
 $i_1 = 559.77$  кДж/кг;  $s_1 = 4.5843$  кДж/(кг·К);  $v_1 = 0.0589$  м<sup>3</sup>/кг.

точка 2:  $P_2 = P_k = 1.519$  МПа;  $i_2 = 590.067$  кДж/кг;  
 $s_2 = s_1 = 4.5843$  кДж/(кг·К).

точка 3:  $P_3 = P_k = 1.519$  МПа.

Энтальпия перегретого пара рабочего тела на выходе из компрессора КМ при реальном сжатии

$$i_3 = i_1 + (i_2 - i_1) / \eta_i, \text{ кДж/кг} \quad (10)$$

$$i_3 = 559.77 + (590.067 - 559.77) / 0.813 = 597.04 \text{ кДж/кг},$$

а энтропия  $s_2 = 4.6038$  кДж/(кг·К) и температура  $t_2 = 87.11^\circ\text{C}$  – по известным  $i_2$  и  $P_2$ .

точка 4:  $t_3 = t_k = 60^\circ\text{C}$ ;  $P_3 = P_k = 1.519$  МПа.

По известным  $t_3$  и  $P_3$  определяем энтальпию  $h_3$  и энтропию  $s_3$  жидкого рабочего тела на выходе из конденсатора  
 $i_4 = 460.18$  кДж/кг;  $s_3 = 4.1956$  кДж/(кг·К).

точка 7:  $t_7 = t_0 = 0^\circ\text{C}$ ;  $P_6 = P_0 = 0.3091$  МПа;  
 $i_7 = 552.06$  кДж/кг;  $s_7 = 4.5567$  кДж/(кг·К).

точка 5:  $P_5 = P_k = 1.519$  МПа.

Энтальпия  $i_5$  определяется из теплового баланса регенеративного теплообменника РТ:

$$i_1 - i_5 = i_5 - i_6, \text{ кДж/кг} \quad (11)$$

$$i_5 = i_4 + i_7 - i_1 = 460.18 + 552.06 - 559.77 = 452.47 \text{ кДж/кг}$$

, а энтропия  $s_4 = 4.1728$  кДж/(кг·К) – определяется по известным  $h_4$  и  $P_4$ .

точка 6:  $P_6 = P_0 = 0.3091$  МПа.

Энтальпия влажного пара рабочего тела на входе в испаритель И составляет  $i_6 = i_5 = 452.47$  кДж/(кг·К), а энтропия  $s_6 = 4.1921$  кДж/(кг·К) – определяется по известным  $i_6$  и  $P_5$ .

Удельная внутренняя работа компрессора

$$l_5 = i_2 - i_1 = 597.04 - 559.77 = 37.27 \text{ кДж/кг}. \quad (12)$$

Удельная теплопроизводительность конденсатора

$$q_k = i_2 - i_5 = 597.04 - 460.18 = 136.86 \text{ кДж/кг}. \quad (13)$$

Удельная тепловая нагрузка испарителя

## «Теоретические основы холодильной техники и систем жизнеобеспечения населенных мест», «Проблемы энерго- и ресурсосбережения в теплоэнергетике»

$$q_0 = i_6 - i_7 = 552.06 - 452.47 = 99.59 \text{ кДж/кг} \quad (14)$$

Удельная тепловая нагрузка регенеративного теплообменника

$$q_{рт} = i_1 - i_6 = 559.77 - 552.06 = 7.71 \text{ кДж/кг}. \quad (15)$$

Коэффициент преобразования теплового насоса составляет

$$\mu = q_T \cdot \eta_{ЭН} / l_B = 136.86 \cdot 0.95 / 37.27 = 3.49. \quad (16)$$

Коэффициент работоспособности отведенного тепла (с потенциалом  $T_{в.к.}$ ):

$$(\tau_q)_{в.к.} = 1 - T_{о.с.} / T_i. \quad (17)$$

где  $T_{о.с.} = 280 \text{ К}$  – температура окружающей среды, а  $T_i$  – среднелогарифмическая температура теплообменивающейся среды и  $T_i = T_{в.к.}$  – среднелогарифмическая температура воды в конденсаторе К.

$$T_{в.к.} = (t_{в1} - t_{в2}) / \ln(t_{в1} / t_{в2}) + 273 \quad (18)$$

$$T_{в.к.} = (55 - 49) / \ln(55 / 49) + 273 = 324.94 \text{ К},$$

тогда

$$(\tau_q)_{в.к.} = 1 - 280 / 324.94 = 0.1383.$$

Эксергетический КПД теплового насоса

$$\eta_{э.тн} = q_K \cdot (\tau_q)_{в.к.} \cdot \eta_{ЭН} / l_B = 136.86 \cdot 0.1383 \cdot 0.95 / 37.27 = 0.48$$

(19)

Далее определяются действительные энергетические показатели элементов ТН.

Объемная действительная производительность компрессора составляет

$$V = V_0 \cdot \lambda = 208 \cdot 0.7176 = 149.26 \text{ м}^3/\text{час} = 0.04146 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (20)$$

Массовый расход рабочего тела

$$G_p = V / V_1 = 0.04146 / 0.0589 = 0.7039 \text{ кг/с}. \quad (21)$$

Тепловая нагрузка испарителя

$$Q_0 = q_0 \cdot G_p = 99.59 \cdot 0.7039 = 70.1 \text{ кДж/с}. \quad (22)$$

Теплопроизводительность конденсатора

$$Q_K = q_K \cdot G_p = 136.86 \cdot 0.7039 = 96.34 \text{ кДж/с}. \quad (23)$$

Мощность электропривода компрессора

$$N_{кн} = l_B \cdot G_p / \eta_{ЭН} = 37.27 \cdot 0.7039 / 0.95 = 27.62 \text{ кВт}. \quad (24)$$

Массовый расход нагреваемой воды через конденсатор

$$G_K = Q_K / (C_{рк} \cdot (t_{в1} - t_{в2})) = 96.34 / (4.175 \cdot (55 - 49)) = 3.846 \text{ кг/с}. \quad (25)$$

(25)

где  $C_{рк} = 4.175 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  – средняя изобарная теплоемкость нагреваемой воды при  $t_{в.к.} = 51.94^\circ\text{C}$ .

## «Теоретические основы холодильной техники и систем жизнеобеспечения населенных мест», «Проблемы энерго- и ресурсосбережения в теплоэнергетике»

Массовый расход НПИТ через испаритель

$$G_{\text{И}} = Q_0 / (C_{\text{рИ}} \cdot (t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}})) = 70.1 / (4.198 \cdot (10 - 4)) = 2.783 \text{ кг/с.} \quad (26)$$

где  $C_{\text{рИ}} = 4.198 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  – средняя изобарная теплоемкость НПИТ при  $t_{\text{н.ср.}} = 7.0^\circ\text{C}$ , где  $t_{\text{н.ср.}}$  – средняя температура НПИТ в испарителе.

Значение удельных эксергий рабочего тела в характерных точках процесса могут быть определены по формуле

$$e_i = i_i - i_{0,c} - T_{0,c} \cdot (s_i - s_{0,c}), \text{кДж/кг,} \quad (27)$$

где  $T_{0,c} = 280 \text{ К}$ ,  $i_{0,c} = 560.04 \text{ кДж/кг}$ ,  $s_{0,c} = 4.6601 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$  – температура, энтальпия и энтропия рабочего тела в условиях окружающей среды;  $i_i$ ,  $s_i$  – энтальпия и эксергия рабочего тела в характерных точках процесса. Значения термодинамических свойств и эксергий рабочего тела в характерных точках процесса приведены в таб.1.

Таблица 1

Параметры рабочего тела

Точки	Давление МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/кг	Эксергия, кДж/кг
1	0.3091	12.00	559.77	4.5843	20.95
2	1.5190	87.11	597.04	4.6038	52.76
3	1.5190	60.00	460.18	4.1956	30.20
4	1.5190	52.82	452.47	4.1728	28.87
5	0.3091	0.00	452.47	4.1921	23.47
6	0.3091	0.00	552.06	4.5567	20.97

На рис.1 пунктирной линией показана контрольная поверхность. Все потери эксергии, которые возникают внутри контрольной площадки относятся к внутренним потерям, а вне ее – к внешним.

Составим эксергетический баланс для 1 кг/с расхода рабочего тела. Удельное количество эксергии, вводимое в установку в виде электроэнергии на привод компрессора КМ, составляет

$$e_{\text{вх}} = N_{\text{КМ}} / G_p = 27.62 / 0.7039 = 39.24 \text{ кДж/кг.} \quad (28)$$

Удельные элетромеханические потери эксергии в компрессоре КМ (внешние)

$$d_{\text{ЭИ}} = e_{\text{вх}} \cdot (1 - \eta_{\text{ЭИ}}) = 39.24 - (1 - 0.95) = 1.962 \text{ кДж/кг} = 0.05 e_{\text{вх}}. \quad (29)$$

К компрессору КМ подводятся два потока эксергии: механическая энергия  $\eta_{\text{ЭИ}} \cdot e_{\text{вх}}$  и эксергия потока всасываемого рабоче-

го тела  $e_1$ ; из компрессора отводится эксергия потока рабочего тела  $e_2$ . Тогда потери эксергии в компрессоре КМ (внутренние)

$$d_{KM} = \eta_{ЭМ} \cdot e_{ВХ} + e_1 - e_2, \text{ кДж/кг} \quad (30)$$

$$d_{KM} = 0.95 \cdot 39.24 + 20.95 - 52.76 = 5.468 \text{ кДж/кг} = 0.139 e_{ВХ}$$

.Эксергетический КПД компрессора

$$\eta_{ЕКМ} = (e_{ВХКМ} - d_{KM})/e_{ВХКМ} \quad (31)$$

где

$$e_{ВХКМ} = e_{ВХ} - d_{ЭМ} = 39.24 - 1.96 = 37.28 \text{ кДж/кг} \quad (32)$$

$$\eta_{ЕКМ} = (37.28 - 5.47)/37.28 = 0.85.$$

Эксергия, отданная рабочим телом в конденсаторе К

$$e_{K1} = e_2 - e_3 = 52.76 - 30.20 = 22.56 \text{ кДж/кг} = 0.575 e_{ВХ}$$

(33)

Эксергия, полученная нагреваемой водой в конденсаторе

$$K \quad e_{K2} = q_K \cdot (\tau_q)_{В.К.} = 136.86 \cdot 0.1383 = 18.93 \text{ кДж/кг} = 0.482 e_{ВХ}$$

(34)

Тогда потери эксергии в конденсаторе К, вследствие необратимого теплообмена, составляют

$$d_K = e_{K1} - e_{K2} = 22.56 - 18.93 = 3.63 \text{ кДж/кг} = 0.093 e_{ВХ}.$$

(35)

Эксергетический КПД конденсатора

$$\eta_{ЕК} = (e_{ВХК} - d_K)/e_{ВХК}, \quad (36)$$

где

$$e_{ВХК} = e_{ВХКМ} = e_{ВХКМ} - d_{KM} = 37.28 - 5.47 = 31.81 \text{ кДж/кг}, \quad (37)$$

$$\text{тогда } \eta_{ЕК} = (31.81 - 3.63)/31.81 = 0.886.$$

Эксергия, отданная жидким рабочим телом в регенеративном теплообменнике

$$e_{РТ1} = e_3 - e_4 = 30.20 - 28.87 = 1.33 \text{ кДж/кг} = 0.034 e_{ВХ}.$$

(38)

Эксергия, отданная паром рабочего тела в регенеративном теплообменнике

$$e_{РТ2} = e_6 - e_1 = 20.97 - 20.95 = 0.02 \text{ кДж/кг}$$

(39)

Потери эксергии в регенеративном теплообменнике (внутренние)

$$d_{РТ} = e_{РТ1} + e_{РТ2} = 1.33 + 0.02 = 1.35 \text{ кДж/кг} = 0.034 e_{ВХ}.$$

(40)

Эксергетический КПД регенеративного теплообменника

$$\eta_{ЕРТ} = (e_{ВХРТ} - d_{РТ})/e_{ВХРТ}, \quad (41)$$

где

$$e_{\text{вхрт}} = e_{\text{выжк}} = e_{\text{вжк}} - d_{\text{к}} = 31.81 - 3.63 = 28.18 \text{ кДж/кг}, \quad (42)$$

тогда  $\eta_{\text{ерт}} = (28.18 - 1.35)/28.18 = 0.95$ .

Потери эксергии в дроссельном вентиле ДР (внутренние)

$$d_{\text{др}} = e_4 - e_5 = 28.87 - 23.47 = 5.4 \text{ кДж/кг} = 0.138 e_{\text{вж}}. \quad (43)$$

Эксергетический КПД дросселя

$$\eta_{\text{едр}} = (e_{\text{вхдр}} - d_{\text{др}})/e_{\text{вхдр}}, \quad (44)$$

где

$$e_{\text{вхдр}} = e_{\text{выхрт}} = e_{\text{вхрт}} - d_{\text{рт}} = 28.18 - 1.35 = 26.83 \text{ кДж/кг}, \quad (45)$$

тогда  $\eta_{\text{едр}} = (26.83 - 5.4)/26.83 = 0.779$ .

Эксергия, отданная рабочим телом в испарителе И

$$e_{\text{и1}} = e_5 - e_6 = 23.47 - 20.97 = 2.5 \text{ кДж/кг} = 0.061 e_{\text{вж}}. \quad (46)$$

При этом используется в виде эксергетической холодопроизводительности

$$e_{\text{и1}} = q_0 \cdot (\tau_q)_{\text{н}} = 0. \quad (47)$$

Т.к. коэффициент работоспособности полученного холода (с потенциалом  $T_{\text{н.ср}}$ )

$$(\tau_q)_{\text{н}} = 1 - T_{\text{о.с.}}/T_{\text{н.ср}} = 0, \quad (48)$$

где  $T_{\text{н.ср}} = t_{\text{н.ср}} + 273 = 7 + 273 = 280 \text{ К}$  – средняя температура НПИТ в испарителе И. Тогда потери эксергии в испарителе И вследствие необратимого теплообмена (внутренние)

$$d_{\text{и}} = e_{\text{и1}} - e_{\text{и}} = 2.5 - 0 = 2.5 \text{ кДж/кг} = 0.064 e_{\text{вж}}. \quad (49)$$

Эксергетический КПД испарителя

$$\eta_{\text{еи}} = (e_{\text{вжи}} - d_{\text{и}})/e_{\text{вжи}} \quad (50)$$

где

$$e_{\text{вжи}} = e_{\text{выхдр}} = e_{\text{вхдр}} - d_{\text{др}} = 26.83 - 5.4 = 21.43 \text{ кДж/кг} \quad (51)$$

тогда  $\eta_{\text{еи}} = (21.43 - 2.5)/21.43 = 0.883$ .

В таб.2 приведены значения внешних и внутренних потерь эксергии для каждого элемента ТН.

## Потери эксергии в элементах ТН

Наименование	Потери эксергии			
	Внешние		Внутренние	
	$d_i, \text{кДж/кг}$	$d_i/e_{\text{вх}}$	$d_i, \text{кДж/кг}$	$d_i/e_{\text{вх}}$
Электродвигатель	1.96	0.05	-	-
Компрессор	-	-	5.47	0.139
Конденсатор	-	-	3.63	0.093
Регенеративный Теплообменник	-	-	1.35	0.034
Дроссель	-	-	5.40	0.138
Испаритель	-	-	2.50	0.064
Суммарные потери эксергии в ТН $\Sigma d_i$ ; $\text{кДж/кг}$ ( $\Sigma d_i/e_{\text{вх}}$ )	20.31(0.518)			

Суммарные потери эксергии в тепловом насосе

$$\Sigma d_i = d_{\text{зм}} + d_{\text{км}} + d_{\text{к}} + d_{\text{рт}} + d_{\text{др}} + d_{\text{и}}, \text{кДж/кг}$$

(52)

$$\Sigma d_i = 1.962 + 5.468 + 3.636 + 1.350 + 5.400 + 2.500 = 20.316 \text{ кДж/кг} = 0.518 e_{\text{вх}}$$

Эксергетический КПД теплового насоса

$$\eta_e = e_{\text{вых}}/e_{\text{вх}} = (e_{\text{вх}} - \Sigma d_i)/e_{\text{вх}}$$

(53)

где  $e_{\text{вых}}$  – удельное количество эксергии на выходе из установки,  $\text{кДж/кг}$

$$\eta_e = (39.24 - 20.316)/39.24 = 0.482.$$

Суммарные внутренние потери эксергии в тепловом насосе

$$\Sigma d_{\text{внут}} = \Sigma d_i - d_{\text{зм}} = 20.316 - 1.962 = 18.354 \text{ кДж/кг} = 0.468 e_{\text{вх}}.$$

(54)

Проанализируем полученные результаты. Внешние потери эксергии составляют всего  $0.05e_{\text{вх}}$  (электромеханические потери в двигателе компрессора КМ). Внутренние потери эксергии в ТН по элементам распределяются следующим образом:

- 1) компрессор ( $0.139e_{\text{вх}}$ );
- 2) дроссель ( $0.138e_{\text{вх}}$ );
- 3) конденсатор ( $0.093e_{\text{вх}}$ );
- 4) испаритель ( $0.093e_{\text{вх}}$ );



5) регенеративный теплообменник ( $0.034e_{ex}$ ).

Как правило, анализ на основе эксергетического метода проводится с целью выявления элементов, устранение потерь эксергии в которых поможет привести к существенному повышению эксергетического КПД ТН  $\eta_e$ . На основе анализа полученных результатов, можно отметить следующее: в первую очередь необходимо устранять потери в компрессоре и дросселе, затем в теплообменных аппаратах (конденсаторе, испарителе, регенеративном теплообменнике).

Однако анализ на основе только внешних и внутренних потерь является недостаточно строгим, т.к. остается неясным, можно ли полностью устранить потери в том или ином элементе ТН или, до какого предела потери эксергии могут быть снижены, и можно ли полностью устранить потери в том или ином элементе ТН. Чтобы понять это рассмотрим пример: потери эксергии в ТОА и дросселе относятся к внутренним потерям и составляют значительную долю общих потерь в ТН. Снижение их величины позволило бы значительно повысить эксергетический КПД ТН в целом. При данной структуре ТН, существующих внутренних и внешних связях, потери в дросселе снизить, а тем более устранить полностью – невозможно, т.к. эти потери свойственны природе происходящего процесса в данном устройстве, т.е. это собственные потери. В ТОА можно устранить только те потери, которые вызваны несовершенством тепловой изоляции, гидравлическими потерями и теплообменом при конечных разностях температур, т.е. технические потери.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. - М.: Энергия, 1973. - 296с.
2. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие / Под ред. акад. А.А. Долинского; авторы Бродянский В.М. и др. - К.: Наукова думка, 1991. - 360 с.
3. Rantz. Bewertung und Praktische Verrechnung von Energien // Allg. Warmetechnik. - 1957. - Vol. 8, №2. - P. 25-32.
4. Гохштейн Д.П. Энтропийный метод расчета энергетических потерь. - М.-Л.: ГЭИ, 1963. - 112 с.
5. Применение тепловых насосов в теплоснабжении: монография/Г.Н. Петраков, В.Г. Стогней, А.В. Мартынов, О.Е. Работ-

«Теоретические основы холодильной техники и систем жизнеобеспечения населенных мест», «Проблемы энерго- и ресурсосбережения в теплоэнергетике»

кина. Воронеж: ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет», 2007.259 с.

6. Соколов Е.Я. Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения// М.: Энергоиздат, - 1981