

А. М. Ибраев, М. С. Хамидуллин, И. И. Шарипов,
Р. Д. Шарипова

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ, СВЯЗАННЫХ С ПРОЦЕССОМ ПЕРЕГРЕВА РАБОЧЕГО ТЕЛА В ИСПАРИТЕЛЕ

Ключевые слова: холодильная машина, перегрев на всасывании, холодильный коэффициент, теоретический цикл.

В статье проведен анализ влияния перегрева хладагента в испарителе на показатели теоретического цикла холодильной машины. Получены уравнения, позволяющие рассчитать величину дополнительной работы цикла, обусловленной наличием перегрева в испарителе, в зависимости от термодинамических параметров рабочего тела, режимных параметров цикла и величины перегрева. Получена аналитическая зависимость величины удельной холодопроизводительности цикла с перегревом от вышеуказанных параметров.

Keywords: refrigerating machine, suction superheat, cooling rate, the theoretical cycle.

This article analyzes the effect of overheating the refrigerant in the evaporator on the performance of the theoretical cycle chiller. Equations that permit to calculate the amount of additional work cycle caused by the presence of overheating in the evaporator, according to the thermodynamic parameters of the working fluid cycle and operating parameters values overheating. The analytical dependence of the specific cooling cycle with the overheating of the above parameters.

В теоретическом цикле парокомпрессионной холодильной машины (ПХМ), в отличие от идеального цикла, присутствуют потери энергии связанные с необратимостью ряда его процессов [1, 2, 3, 4]. Одним из таких процессов является перегрев пара на всасывании в компрессор.

Этот процесс представляет собой изобарный нагрев 1'-1 (рис. 1). Тогда теоретический цикл с перегревом на всасывании - 1-2-3-4-1'. Равный ему по холодопроизводительности идеальный цикл Карно - 6-7-9-10.

Процесс перегрева на всасывании вводит для изменения состояния пара перед компрессо-

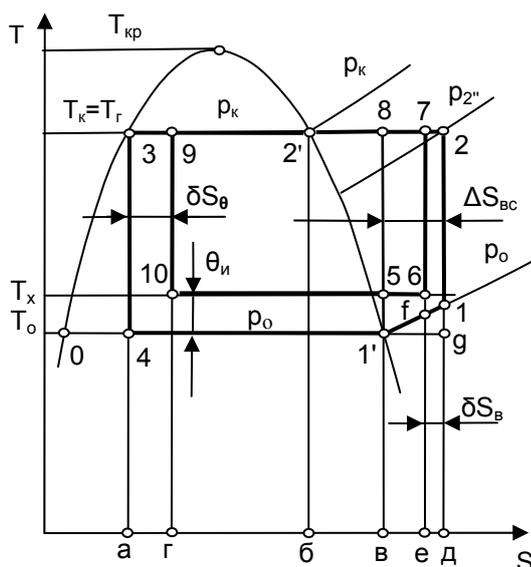


Рис. 1 - К рассмотрению влияния перегрева на всасывании в цикле ПХМ

ромиз насыщенного в перегретое (то есть для смещения точки 1 теоретического цикла от пограничной кривой насыщенного пара). Это способствует безопасной работе холодильного компрессора и

улучшению показателей его работы. Перегрев на всасывании идет с изобарным подводом тепла к рабочему телу от различных источников тепла.

Источником этой тепловой энергии может быть холодный источник - потребитель холода. При этом процесс кипения в испарителе идет при конечной разности температур $\Theta_{и} = T_x - T_o > 0$, а перегрев осуществляется непосредственно в испарителе.

Перегрев на всасывании может происходить от внешнего источника тепловой энергии (теплообмен с внешней средой). Например, в ряде конструкций компрессоров от горячей обмотки электродвигателя компрессора.

И, наконец, перегрев на всасывании может происходить в результате внутреннего (регенеративного) теплообмена между потоками рабочего тела.

Рассмотрим первый вариант подвода тепла к рабочему телу в процессе перегрева на всасывании. Перегрев идет непосредственно в испарителе за счет теплового контакта с холодным источником и предельная величина роста температуры рабочего тела в процессе перегрева теоретически равна тепловому напору в испарителе.

Влияние перегрева на всасывании на показатели теоретического цикла носит противоречивый характер.

Так, перегрев в испарителе увеличивает удельную холодопроизводительность цикла, то есть является холодопроизводящим процессом. Дополнительный прирост холодопроизводительности $q_{вс}$ определяется площадью под кривой процесса 1'-1, то есть пл. в-1'-1-д. Для изобарного процесса перегрева

$$q_{вс} = c_{p0} \cdot \Delta T_{вс}, \quad (1)$$

где c_{p0} - средняя изобарная теплоемкость холодильного агента при давлении p_o в процессе пере-

грева на всасывании; $\Delta T_{\text{вс}} = T_1 - T_1' = T_1 - T_0$ – величина перегрева на всасывании.

Другим положительным фактором является то, что при увеличении перегрева на всасывании, до некоторой оптимальной величины, улучшаются энергетические показатели компрессора в реальном процессе сжатия.

С другой стороны, процесс перегрева 1'-1 идёт с теплообменом при конечной разнице температур рабочего тела и холодного источника, и, следовательно, вносит в теоретический цикл дополнительную работу, связанную с необратимостью этого процесса (первичные потери). Кроме того, увеличение перегрева на всасывании приводит к росту величины потерь от перегрева на нагнетании (вторичные потери).

Если величина перегрева пара на всасывании стремилась бы к нулю ($\Delta T_{\text{вс}} \rightarrow 0$), мы имели бы теоретический цикл с теплообменом при конечной разности температур в испарителе 1'-8-3-4 и равный ему по холодопроизводительности идеальный цикл Карно 5-8-9-10. Здесь величина δS является дополнительным приростом энтропии горячего источника из-за теплообмена при конечной разнице температур рабочего тела T_0 и холодного источника T_x в процессе кипения рабочего тела испарителе 4-1'. Фигура 4-1'-5-10-9-Зравная площади фигурыа-3-9-г является графическим образом дополнительной работы связанной с теплообменом в испарителе при конечной разнице температур в теоретическом цикле по сравнению с идеальным циклом.

С ростом $\Delta T_{\text{вс}}$ происходит рост холодопроизводительности в теоретическом цикле и, соответственно, в равном ему по величине холодопроизводительности идеальном цикле. Однако, если прирост энтропии рабочего тела в результате перегрева на всасывании в теоретическом цикле составляет величину $\Delta S_{\text{вс}}$, то в идеальном цикле, в обратимом процессе 5-6, энтропия возрастает с S_5 до S_6 . Величина прироста энтропии в идеальном цикле определяется из условия, что дополнительная холодопроизводительность $q_{\text{вс}}$ от перегрева пара на всасывании в обратимом процессе 5-6 равна дополнительной холодопроизводительности, которую обеспечивает процесс 1-1'. То есть, если перейти к графическим образам пл. в-5-6-е = пл. в-1'-1-д.

Величина $\Delta S_{\text{вс}}$ является дополнительным приростом энтропии горячего источника из-за теплообмена при конечной разнице температур рабочего тела и холодного источника в процессе перегрева пара на всасывании 1'-1.

Дополнительная работа $\Delta l_{\text{вс}}$ теоретического цикла от перегрева пара на всасывании по сравнению с работой идеального цикла иллюстрируется площадкой 1-2-7-6-5-1'. Если из равных по величине площадок в-5-6-е и в-1'-1-Двычьсть общую для них площадку в-1'-f-е, то получим равенство пл. 1'-5-6-f = пл. е-f-1-д. Тогда пл. 1-2-7-6-5-1' = пл. е-

7-2-ди дополнительная работа теоретического цикла $\Delta l'_{\text{вс}} = \delta S_{\text{вс}} T_r$.

Прирост энтропии рабочего тела в изобарном процессе перегрева 1'-1 составит

$$\begin{aligned} \Delta S_{\text{вс}} &= s_1' - s_1 = c_{\text{po}} \cdot \ln\left(\frac{T_1}{T_0}\right) = \\ &= c_{\text{po}} \cdot \ln\left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_0}\right) = c_{\text{po}} \cdot \ln\left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_x - \Theta_{\text{и}}}\right). \end{aligned} \quad (2)$$

Температура рабочего тела при всасывании в компрессор T_1 здесь может изменяться от T_0 до T_x . При равенстве $T_1 = T_x$ подвод тепла к рабочему телу от холодного источника прекращается, и величина перегрева $\Delta T_{\text{вс}}$ достигает максимально возможного значения.

Прирост энтропии рабочего тела в обратимом процессе 5-6 составит

$$S_6 - S_5 = \Delta S_{\text{вс}} - \delta S_{\text{вс}}.$$

Из равенства пл. в-5-6-е = пл. в-1'-1-д следует

$$(S_6 - S_5) \cdot T_x = c_{\text{po}} \cdot \Delta T_{\text{вс}}$$

или

$$\left[c_{\text{po}} \cdot \ln\left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_0}\right) - \delta S_{\text{вс}} \right] \cdot T_x = c_{\text{po}} \cdot \Delta T_{\text{вс}}.$$

Тогда дополнительный прирост энтропии горячего источника с учетом равенства $T_0 = T_x - \Theta_{\text{и}}$ составит

$$\delta S_{\text{вс}} = c_{\text{po}} \cdot \left[\ln\left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_x - \Theta_{\text{и}}}\right) - \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_x} \right] \quad (3)$$

Дополнительная работа (первичные потери) теоретического цикла с перегревом на всасывании

$$\Delta l'_{\text{вс}} = T_r \cdot c_{\text{po}} \cdot \left[\ln\left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_x - \Theta_{\text{и}}}\right) - \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_x} \right] \quad (4)$$

Из вышеизложенного следует, что первичные потери зависят от величины перегрева и растут вместе с ростом $\Delta T_{\text{вс}}$. Однако при расчётах холодильных циклов ПХМ значение $\Delta T_{\text{вс}}$, как правило, заданная фиксированная величина. Тогда первичные потери от перегрева на всасывании, как следует из полученных формул (3) и (4), зависят от параметра, характеризующего термодинамические свойства холодильного агента – изобарной теплоёмкости c_{po} и параметра, характеризующего режим работы ПХМ – теплового напора в испарителе $\Theta_{\text{и}}$. С ростом c_{po} и $\Theta_{\text{и}}$ величина $\Delta l'_{\text{вс}}$ также растёт.

Процесс перегрева на всасывании приводит также к росту энергетических потерь от перегрева рабочего тела при теплообмене с горячим источником (вторичные потери).

Вторичные потери графически (рис.2) выражаются в росте площади фигуры 2'-2*-2''* (без перегрева на всасывании) до величины пл. 2'-2-2'' (с

перегревом на всасывании). Причём величина вторичных потерь не зависит от того, за счёт какого из тепловых источников был осуществлен перегрев на всасывании. Таким образом, дополнительная работа, вызванная вторичными потерями, иллюстрируется площадью трапеции 2''-2*-2-2''.

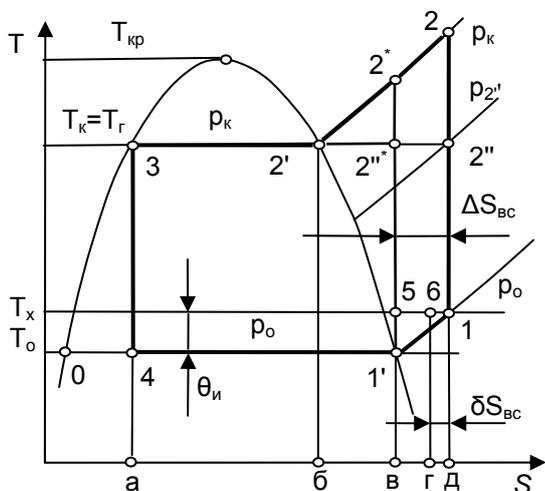


Рис. 2 - К рассмотрению влияния перегрева на всасывании в цикле ПХМ

Высота трапеции $\Delta S_{\text{вс}}$ определяется формулой (2), а её малое основание по выражению, выведенному в работе [1]:

$$\overline{2'' 2^*} = \frac{\Delta S}{c_p} \cdot T_k = \frac{c_x''}{c_p} \cdot \frac{T_k}{T_0} \cdot (T_k - T_0),$$

где c_p - изобарная теплоёмкость насыщенного пара при температуре конденсации [1].

Большее основание $\overline{2'' 2}$ определим из подобия треугольников $\overline{2' 2^* 2''}$ и $\overline{2' 2 2''}$.

Так как $\frac{\overline{2'' 2}}{\overline{2'' 2^*}} = \frac{\overline{2' 2''}}{\overline{2' 2^*}}$, то с учетом выражения [1]:

$$\overline{2'' 2} = \Delta S = c_x'' \cdot \frac{T_k - T_0}{T_0},$$

где c_x'' - теплоёмкость пара в точке 1' процесса $1' - 2'$, идущего по линии насыщенного пара [1,4].

Большое основание трапеции $\overline{2'' 2}$ определится

$$\overline{2'' 2} = \frac{T_k}{c_p} \cdot \left[c_{p0} \cdot \ln \left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_0} \right) + c_{p0} \cdot \ln \left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_0} \right) \right] \quad (5)$$

Тогда дополнительная работа цикла (вторичные потери) определятся:

$$\Delta_{\text{вс}}'' = \left[c_x'' \cdot \frac{T_k - T_0}{T_0} + \frac{c_{p0}}{2} \cdot \ln \left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_0} \right) \right] \times \frac{c_{p0}}{c_p} \cdot T_k \cdot \ln \left(1 + \frac{\Delta T_{\text{вс}}}{T_0} \right). \quad (6)$$

Вторичные потери, при заданной величине перегрева на всасывании $\Delta T_{\text{вс}}$, зависят от термодинамических свойств холодильного агента c_p и c_{p0} , режимных параметров Θ_i , T_k и T_0 . Причём рост c_p приводит к снижению потерь, а рост c_{p0} к их росту. Раздвижка границ холодильного цикла, то есть рост $T_k - T_0$ и снижение T_0 ведёт к росту вторичных потерь. Поскольку $T_0 = T_x - \Theta_i$ росту $\Delta_{\text{вс}}''$ способствует и увеличение Θ_i .

Определенный интерес представляет процесс перегрева на всасывании у холодильных агентов, имеющих участки на линии насыщенной жидкости с противоположным наклоном в зоне рабочих температур холодильного цикла (рис.3). К таким холодильным агентам относятся, например R600a, RC318, R142b. Для этих холодильных агентов изотропное сжатие в компрессоре с начальной точкой 1' на линии насыщенного пара заканчивается в области влажного пара (точка 2'). Следовательно, первичные потери перегрева здесь отсутствуют. Вторичные потери перегрева связанные с перегревом на всасывании появляются, начиная с некоторой минимальной величины перегрева на всасывании $\Delta T_{\text{вс.мин}}$, при которой процесс сжатия в компрессоре 1-2 заканчивается на линии насыщенной жидкости.

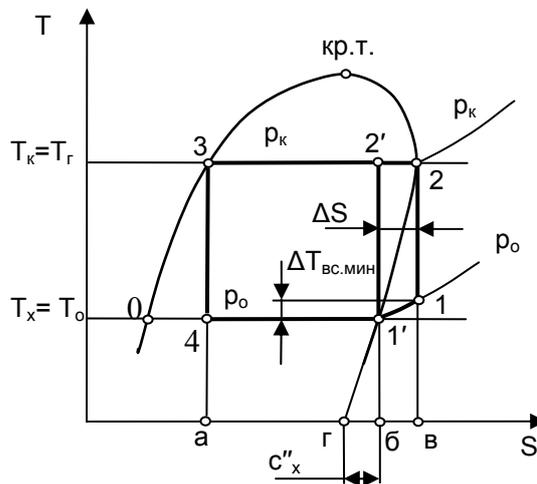


Рис. 3- К рассмотрению влияния перегрева на всасывании в цикле ПХМ

Проведём касательную к линии насыщенного пара в точке 1' до пересечения с осью абсцисс. Тогда отрезок г-б будет графическим изображением величины теплоёмкости c_x'' в точке 1' в процессе, идущем по линии насыщенного пара [4]. Если пренебречь кривизной линии насыщенного пара на участке $1' - 2'$, то из подобия треугольников г-б-1' и 2'-2-1' можно записать

$$\frac{c_x''}{\Delta S} = \frac{T_o}{T_k - T_o},$$

$$\text{Откуда } \Delta S = c_x'' \cdot \frac{T_k - T_o}{T_o} = \frac{c_x''}{\varepsilon_{\text{ид}}}, \quad (7)$$

где $\varepsilon_{\text{ид}}$ - холодильный коэффициент цикла Карно.

Количество тепла, подведённое к рабочему телу в процессе его перегрева на всасывании 1'-1 отображается площадкой б-1'-1-в и, пренебрегая кривизной изобары на участке 1'-1, может быть определено

$$\begin{aligned} \Delta S \cdot \frac{T_1 + T_1'}{2} &= \Delta S \cdot \left(T_o + \frac{\Delta T_{\text{вс мин}}}{2} \right) = \\ &= c_{\text{po}} \cdot \Delta T_{\text{вс мин}} \end{aligned} \quad (8)$$

С учётом выражений (7) и (8) минимальная величина перегрева на всасывании $\Delta T_{\text{вс мин}}$ может быть определена

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{вс мин}} &= \frac{2 \cdot c_x'' \cdot T_o \cdot (T_k - T_o)}{2 \cdot c_{\text{po}} \cdot T_o - c_x'' \cdot (T_k - T_o)} = \\ &= \frac{(T_k - T_o)}{\frac{c_{\text{po}}}{c_x''} - \frac{T_k - T_o}{2 \cdot T_o}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Из полученного выражения следует, что $\Delta T_{\text{вс мин}}$ зависит от термодинамических свойств холодильного агента – величин теплоёмкости c_x'' и c_{po} , а также от режимных параметров T_o и $(T_k - T_o)$. При этом, чем выше c_x'' и меньше c_{po} , тем больше величина перегрева на всасывании $\Delta T_{\text{вс мин}}$, при которой ещё не появляются потери от перегрева на нагнетании. Поскольку для ПХМ, как правило, $T_o \gg (T_k - T_o)$, то рост $(T_k - T_o)$ отражается, главным образом, на изменении величины числителя выражения (9). Следовательно, рост $(T_k - T_o)$ приводит к росту величины $\Delta T_{\text{вс мин}}$.

Если величина перегрева на всасывании $\Delta T_{\text{вс}}$ вырастет до значений больших, чем $\Delta T_{\text{вс мин}}$, то в цикле появятся вторичные потери от перегрева на нагнетании.

Обозначим $\delta T_{\text{вс}} = \Delta T_{\text{вс}} - \Delta T_{\text{вс мин}}$. Тогда для холодильных агентов, имеющих участки с обратным наклоном линии насыщенного пара дополнительная работа цикла из-за вторичных потерь, по аналогии с формулой (6), определится

$$\begin{aligned} \Delta l_{\text{вс}}'' &= \left[c_x'' \cdot \frac{T_k - T_o}{T_o} + \frac{c_{\text{po}}}{2} \cdot \ln \left(1 + \frac{\delta T_{\text{вс}}}{T_o} \right) \right] \times \\ &\times \frac{c_{\text{po}}}{c_p} \cdot T_k \cdot \ln \left(1 + \frac{\delta T_{\text{вс}}}{T_o} \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Холодопроизводительность теоретического цикла с перегревом на всасывании (рис. 2) составит $q_0 = (i_1 - i_4) \sim \text{пл. а-4-1'-1-д} = \text{пл. а-4-1'-в} + \text{пл. в-1'-1-д}$.

С учетом формул (7) и (1) получим

$$\begin{aligned} q_0 &= q_{\text{ид}} + q_{\text{вс}} = \left(\frac{r}{T_k} \pm \frac{c_x''}{\varepsilon_{\text{ид}}} \right) \cdot T_o + \\ &+ c_{\text{po}} \cdot \Delta T_{\text{вс}}. \end{aligned} \quad (11)$$

В формуле (11) $q_{\text{ид}} = \left(\frac{r}{T_k} + \Delta S \right) \cdot T_o$ - холодопроизводительность идеального цикла сжатием в области перегретого пара [1] или $q_{\text{ид}} = \left(\frac{r}{T_k} - \Delta S \right) \cdot T_o$ - холодопроизводительность идеального цикла 1'-2'-3-4 (рис. 3) для агентов с участком обратного наклона линии насыщенного пара.

Полученные уравнения (4), (6), (10), (11) позволяют рассчитать величину изменения холодопроизводительности и работы цикла при наличии перегрева в испарителе в зависимости от режимных параметров и свойств хладагентов. Это дает возможность определить оптимальные величины перегрева, соответствующие минимуму потерь энергии в цикле, а так же выбрать наиболее оптимальный тип хладагента для заданных режимных параметров.

Литература

1. *Ибраев, А.М.* Влияние потерь от перегрева на эффективность работы парокompрессионных холодильных машин / А.М. Ибраев, М.С. Хамидуллин, Т.Н. Мустафин // Вестник Казан. технол. ун-та. – 2013. - №7. – С. 225-229.
2. *Мустафин, Т.Н.* Расчет режима работы воздухоохлаждителя в составе холодильной машины с кипением CO_2 / Т.Н. Мустафин, Ю.А. Фирсова, А.К. Шагиева, И.И. Шарапов // Вестник Казан. технол. ун-та. – 2011. - №5. – С. 22-26.
3. *Розенфельд Л.М.* Холодильные машины и аппараты. / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев – М.: Госторгиздат, 1960. 656 с.
4. *Ибраев, А.М.* Теоретические основы холодильной техники: монография / А.М. Ибраев, А.А. Сагдеев. – Нижнекамск: НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012. – 124 с.