

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 вводится для изменения состояния пара перед компрессором из 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 идёт 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, 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 счёт 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 определяется площадью под кривой процесса $1'-1$, то есть пл. в- $1'-1$ -д. Для изобарного процесса перегрева, (1) где - средняя изобарная теплоёмкость холодильного агента при давлении в процессе перегрева на всасывании; - 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, 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 и холодного источника в процессе кипения рабочего тела испарителе 4-1'. Фигура 4-1'-5-10-9-3-4 равная площади фигуры 5-3-9-10 является графическим образом дополнительной работы связанной с теплообменом в испарителе при конечной разнице температур в теоретическом цикле по сравнению с идеальным циклом. С ростом 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 $\Delta S_{\text{пер}}^{\text{теор}}$, 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 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-e = пл. в-1'-1-д. Величина 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 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-e и в-1'-1-д вычлесть общую для них площадку в-1'-f-e, то получим равенство пл. 1'-5-6-f = пл. e-f-1-д. Тогда пл. 1-2-7-6-5-1' = пл. e-7-2-д-и дополнительная работа теоретического цикла $W_{\text{доп}}^{\text{теор}}$. Прирост энтропии рабочего тела в изобарном процессе перегрева 1'-1 составит (2) Температура рабочего тела при всасывании в компрессор здесь может изменяться от T_1 до T_2 . При равенстве подвод тепла к рабочему телу от холодного источника прекращается, и величина перегрева достигает максимально возможного значения. Прирост энтропии рабочего тела в обратимом процессе 5-6 составит $\Delta S_{\text{пер}}^{\text{идеал}}$. Из равенства пл. в-5-6-e = пл. в-1'-1-д следует или $\Delta S_{\text{пер}}^{\text{теор}} = \Delta S_{\text{пер}}^{\text{идеал}}$. Тогда дополнительный прирост энтропии горячего источника с учетом равенства составит (3) Дополнительная работа (первичные потери) теоретического цикла с перегревом на всасывании (4) Из вышеизложенного следует, что первичные потери зависят от величины перегрева и растут вместе с ростом T_2 . Однако при расчётах холодильных циклов ПХМ значение T_2 , 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 и параметра, характеризующего режим работы

ПХМ – теплового напора в испарителе . С ростом и величина 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). Причем 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 $2''^*-2^*-2-2''$. Высота трапеции определяется формулой (2), а её малое основание по выражению, выведенному в работе [1]: $\frac{1}{2} \frac{p_1}{p_2} \frac{v_1}{v_2}$, где $\frac{1}{2} \frac{p_1}{p_2} \frac{v_1}{v_2}$ – изобарная теплоёмкость насыщенного пара при температуре конденсации [1]. Большее основание определим из подобия треугольников $2'-2^*-2''^*$ и $2'-2-2''$. Так как $\frac{1}{2} \frac{p_1}{p_2} \frac{v_1}{v_2}$ с учетом выражения [1]: $\frac{1}{2} \frac{p_1}{p_2} \frac{v_1}{v_2} = \frac{1}{2} \frac{p_1}{p_2} \frac{v_1}{v_2}$, где $\frac{1}{2} \frac{p_1}{p_2} \frac{v_1}{v_2}$ – теплоёмкость пара в точке $1'$ процесса, идущего по линии насыщенного пара [1,4]. Большое основание трапеции определится (5) Тогда дополнительная работа цикла (вторичные потери) определятся: (6) Вторичные потери, при заданной величине перегрева на всасывании $\Delta t_{\text{пер}}^*$, зависят от термодинамических свойств холодильного агента и $\Delta t_{\text{пер}}^*$, режимных параметров $\Delta t_{\text{пер}}^*$ и $\Delta t_{\text{пер}}^*$. Причём рост приводит к снижению потерь, а рост к их росту. Раздвижка границ холодильного цикла, то есть роста снижение ведёт к росту вторичных потерь. Поскольку росту способствует и увеличение $\Delta t_{\text{пер}}^*$. 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 изоэнтальпное 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 $\Delta t_{\text{пер}}^*$, при которой процесс сжатия в компрессоре $1-2$ заканчивается на линии насыщенной жидкости. Проведём касательную к линии насыщенного пара в точке $1'$ до пересечения с осью абсцисс. Тогда отрезок $г-б$ будет графическим изображением величины теплоёмкости 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 $\frac{г-б}{1'-2} = \frac{1'-2}{2'-2-1}$, Откуда, (7) где η_c – холодильный коэффициент цикла Карно. Количество тепла, подведённое к рабочему телу в процессе его перегрева на всасывании $1'-1_0$ отображается площадкой $б-1'-1_0$ и, пренебрегая кривизной изобары на участке $1'-1_0$, может быть определено (8) С учётом выражений (7) и (8) минимальная величина перегрева на всасывании может быть определена (9) Из полученного выражения следует, что зависит от термодинамических свойств холодильного

агента – величин теплоёмкости и , а также от режимных параметров и . При этом, чем выше и меньше , тем больше величина перегрева на всасывании , при которой ещё не появляются потери от перегрева на нагнетании. Поскольку для ПХМ, как правило, , то рост отражается, главным образом, на изменении величины числителя выражения (9). Следовательно, рост приводит к росту величины . Если величина перегрева на всасывании вырастет до значений бóльших, чем , то в цикле появятся вторичные потери от перегрева на нагнетании. Обозначим . 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 (10)

Холодопроизводительность теоретического цикла с перегревом на всасывании (рис. 2) составит \sim пл. а-4-1'-1-д = пл. а-4-1'-в+ пл. в-1'-1-д. С учетом формул (7) и (1) получим (11) В формуле (11) - холодопроизводительность идеального цикла сжатием в области перегретого пара [1] или - 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.