Fueling Strategy // SAE Pap. No 810495. 2. Horie K., Takahasi H., Akazaki S. Emissions Reduction during Warm-Up Period by Incorporating a Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy during Engine Starting // SAE Pap. No 952478. 3. Shayler P.J., Teo Y.C., Scarisbrick A. Fuel Transport Characteristics of Spark Ignition Engines for Transient Fuel Compensation // SAE Pap. No 950067. 4. Neyachenko I. Method of A/F Control during SI Engine Cold Start // SAE Pap. No 982521. 5. Неяченко И.И. Метод оценки смесеобразования в бензиновых двигателях внутреннего сгорания // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ, 2003. – Вип. 41/6. – С.16 – 21.

УДК 662.997

Н.А. Крестлинг, канд. техн. наук, В.В. Попов, инж.

ПУТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ НА СУДАХ

Использование тепловых насосов на судах флота

Более эффективное и полное использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) на судах морского флота возможно с помощью теплонасосных установок (ТНУ) повышающих потенциал теплоносителя. В данном случае повышение температуры теплоносителя происходит за счёт охлаждения низкотемпературных энергоносителей или источников теплоты. При этом происходит перенос теплоты от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой в обратных круговых процессах.

В этом плане (ТНУ) аналогичны холодильным машинам, но отличаются от них целевым назначением, а циклы этих установок отличаются положением интервала температур. В частности, холодильные машины позволяют получить искусственное охлаждение, тепловые насосы - нагрев.

Принципиальная целесообразность применения ТНУ для теплоснабжения на судах наглядно видна при сравнительном рассмотрении на *T- s* диаграмме процессов теплоснабжения острым паром и при помощи ТНУ (рис. 1).

Рассматривая процесс передачи теплоты теплоспринимающей среде (теплоприемника) как обратимый, количество теплоты, воспринятой им, изобразим площадью 4 - 5 - 5’ - 3’ - 4, равной по величине площади 1 - 4 - 3’ - 1’ - 1.

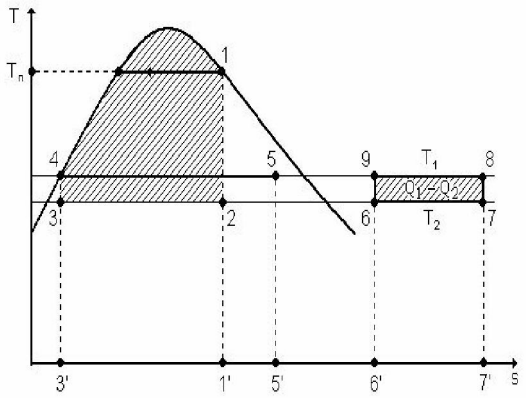


Рис. 1. Диаграмма процесса теплоснабжения острым паром при помощи ТНУ

Допустим, что при теплоснабжении ТНУ, использующим низкотемпературный источник теплоты с температурой T_2, двигатель, использующий острый пар и приводящий в движение тепловой насос, работает по циклу, выраженному площадью 1 - 2 - 3 - 4 - 1. Работа идеального ТНУ выражается

площадью 6 - 7 - 8 - 9 - 6, которая равна по величине площади цикла 1 - 2 - 3 - 4 - 1.

Количество теплоты, которую отдаёт теплоприёмнику ТНУ, выразится площадью 8 – 9 - 6' - 7' - 8 и будет равно $T_1(S_8 - S_9)$. [1]

Исходя из равенства работ, запишем:

$$Q_1 - T_2(S_1 - S_4) = (T_1 - T_2)(S_8 - S_9), \qquad (1)$$

откуда:

$$T_1(S_8 - S_9) = Q_1 + T_2[(S_8 - S_9) - (S_1 - S_4)]. \qquad (2)$$

Поскольку:

$$(T_n - T_2) > (T_1 - T_2),$$

то:

$$(S_8 - S_9) > (S_1 - S_4).$$

И, следовательно, при одинаковом расходе острого пара ТНУ передаёт в теплоприёмник больше теплоты, чем может быть отнято от острого пара.

Наиболее эффективными являются ТНУ, в которых греющей средой является низкотемпературные ВЭР. Перспективным и рациональным является комплексное использование ТНУ как для теплоснабжения, так и для процессов охлаждения. Такая установка с компрессионной ТНУ совмещает задачу зимнего отопления с летним кондиционирования воздуха на судах. (рис. 2).

В летний период вентили 2, 4, 9 и 15 открыты, а вентили 3, 5, 10 и 16 закрыты. Вода из внешнего источника подаётся насосом 1 в конденсатор 14 и затем сбрасывается наружу, Насос 8 прокачивает через кондиционер 6 воду, используемую в качестве хладоносителя. В кондиционере воздух охлаждается и нагревается вода. Подогретая вода поступает в испаритель 11, где охлаждается и снова направляется в кондиционер.

В зимний период вентили 2, 4, 9, и 15 закрыты, вентили 3, 5, 10 и 16 открыты. Насос 1 прокачивает внешнюю воду, являющуюся в это время источником теплоты низкого потенциала, через испаритель 11, после чего она сбрасывается наружу. Насос 8 прокачивает воду через кондиционер 6 и конденсатор 14. Вода, в последнем нагревается за счёт теплоты рабочего агента ТНУ и в кондиционере подогревает воздух помещения.

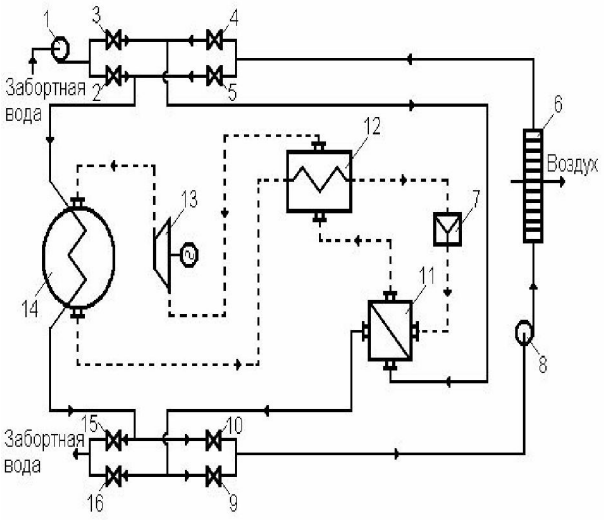


Рис. 2. Схема установки с компрессионной ТНУ: 1, 8 – насос; 2, 3, 4, 5, 9, 10, 15, 16, – вентиль; 6 – кондиционер; 7 – редукционный вентиль; 11 – испаритель; 12 – теплообменник; 13 – турбокомпрессор с электроприводом; 14 – конденсатор

Пары рабочего агента поступают в конденсатор 14, где конденсируются и жидкий рабочий агент через теплообменник 12 и редукционный вентиль 7 подаётся в испаритель 11. Из испарителя пары рабочего агента засасываются турбокомпрессором 13, имеющим электропривод. Перед поступлением в компрессор пары проходят теплообменник 12, где несколько подогреваются. В компрессоре происходит сжатие паров, и перегретые пары из компрессора поступают конденсатор 14 [3].

В схеме установки с абсорбционным тепловым насосом (рис. 3.) в отличие от компрессионного в качестве рабочего тела вместо однородной жидкости применяется двойная смесь, температура кипения которой при заданном давлении зависит от концентрации кипящего раствора.

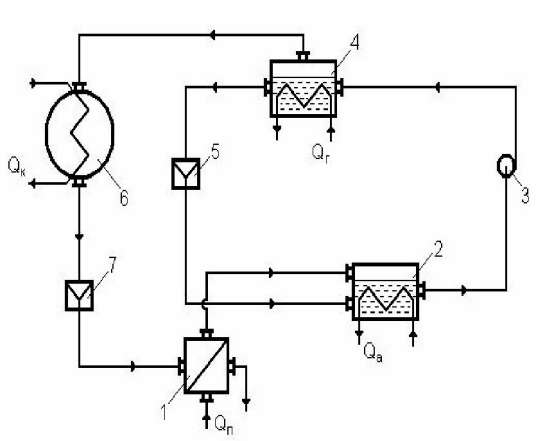


Рис. 3. Схема установки с абсорбционным тепловым насосом: 1 – испаритель; 2 – абсорбер; 3 – насос; 4 – генератор; 5, 7 – редукционный вентиль; 6 – конденсатор

В испарителе 1 происходит выпаривание из раствора легкокипящего компонента (аммиака). В абсорбере 2 пары аммиака абсорбируются слабым раствором, поступившим из генератора 4. Выделяющаяся при этом теплота Q_a отводится охлаждающей водой. Насыщенный раствор насосом 3 подаётся в генератор, в котором при более высоком давлении за счёт подводимой теплоты $Q_г$ происходит выпаривание аммиака. Пары последнего поступают в конденсатор 6, где конденсируются и через редукционный вентиль 7 снова подаются в испаритель. Генератор обогревается острым паром или паром из отборов турбин. Испаритель обогревается низкотемпературными ВЭР [2]. Из конденсатора отводится теплота к потребителям:

$$Q_к = Q_п + Q_г + Q_н - Q_a, \qquad (3)$$

где: $Q_н$ – тепловой эквивалент затраченной на насос работы.

Величина $Q_н$ незначительна по сравнению с $Q_п$ и $Q_г$.

Согласно уравнению:

$$\varepsilon_m^д = \varepsilon_m \eta_{т.н.},$$

действительный тепловой коэффициент абсорбционного теплового насоса будет равен:

$$\varepsilon_m^д = \frac{Q_п + Q_г}{Q_г}\eta_{т.н.}. \qquad (4)$$

В последнее время нашли применение термоэлектрические и термомагнитные тепловые насосы. Работа первых ТНУ основана на использовании эффекта Пельтье. Эффект заключается в выделении и поглощении теплоты на спаях двух разнородных металлов или полупроводников при прохождении через них тока.

В основе работы термомагнитных ТНУ лежит эффект Эттингсхаузена. При пропускании постоянного тока через полупроводник, находящийся в магнитном поле, в материале полупроводника возникает градиент температур, перпендикулярный направлению поля электрического тока.

Тепловые установки с компрессорными тепловыми насосами (ТН)

Энергетическая целесообразность применения ТН для получения пара по сравнению с котлом, работающим на жидком топливе, может быть доказана следующим образом.

Количество полезного тепла, произведённое:

- вспомогательным котлом:

$$Q_п = B_к Q_p^н \eta_{к.у}, \qquad (5)$$

- тепловым насосом:

$$Q_п = \mu B_д Q_p^н \eta_e, \qquad (6)$$

где: $B_к$, $B_д$ – расходы топлива на котёл и двигатель; приводящий во вращение компрессор ТН кг/ч;

$\eta_{к.у}$, η_e – к.п.д. котельной установки и двигателя теплового насоса.

Из совместного решения уравнений (5) и (6) получим:

$$B_д = B_к \frac{\eta_{к.у}}{\eta_e \mu}. \qquad (7)$$

Расход топлива на ТУ будет меньше, чем на вспомогательный котёл, если соблюдается неравенство:

$$\mu > \frac{\eta_{к.у}}{\eta_e}. \qquad (8)$$

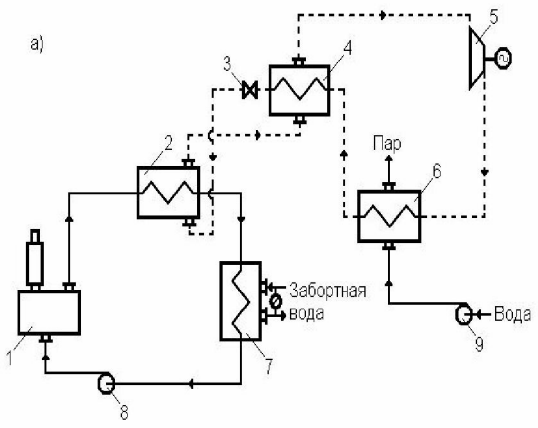
Полученное уравнение (8) является основным критерием, определяющим энергетическую целесообразность использования в судовых условиях теплового насоса вместо вспомогательного котла.

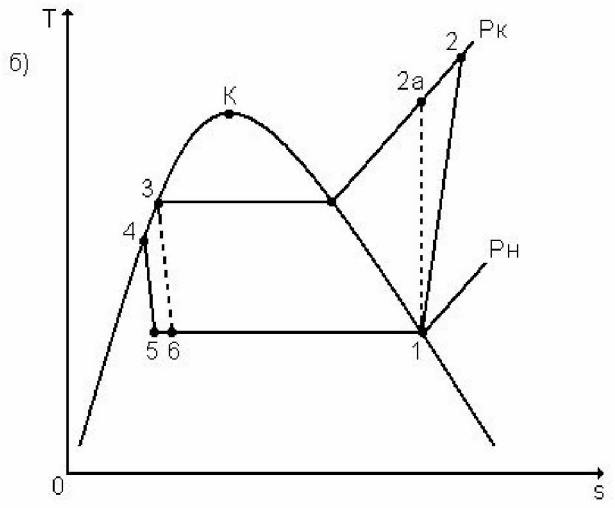
Принимая $\eta_{к.у} = 0{,}78 \div 0{,}82$, а $\eta_e = 0{,}35 \div 0{,}4$ и подставляя их в уравнение (8), видим, что тепловой насос может дать экономию топлива при условии, если его коэффициент эффективности равен $2{,}0 \div 2{,}5$.

При повышении температурного уровня во вторичном контуре системы охлаждения дизеля с 60 до 120° С коэффициент эффективности компрессорного теплового насоса, работающего по обратному циклу Карно, составит 6,6. Принимая для установок с теплопроизводительностью 8 млн. кДж/ч и более коэффициент суммарных потерь $\varphi_e = 0{,}6$, получаем действительное значение коэффициента эффективности теплового насоса, равное 4,0.

Из сказанного видна энергетическая целесообразность применения теплового насоса для повышения температурного уровня потери теплоты с охлаждающей водой при дальнейшем её использовании в системе теплоснабжения судна.

Рассмотрим схему такой установки (Рис. 4) и её цикл в диаграммах *T - s* и lg*P - i*.





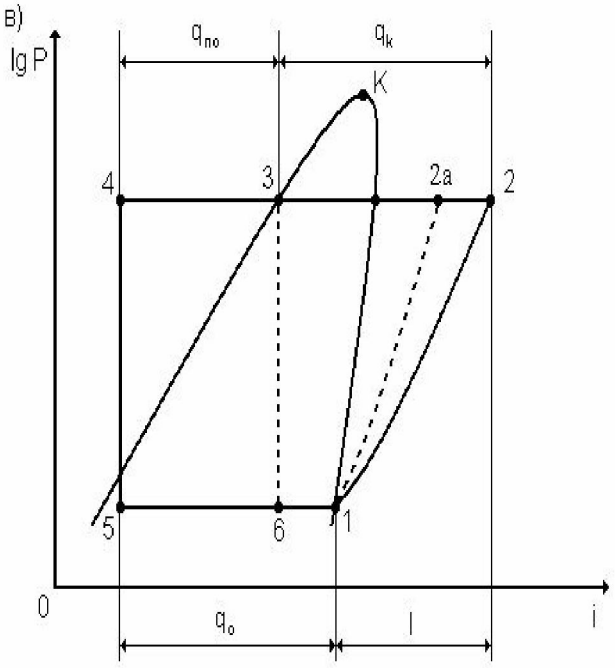


Рис. 4. Повышение температурного уровня во вторичном контуре системы охлаждения дизеля при помощи компрессорного теплового насоса:
а) - схема установки: 1 – двигатель; 2 – испаритель; 3 – кран; 4 – переохладитель; 5 – турбокомпрессор с электроприводом; 6 – конденсатор; 7 – холодильник; 8, 9 – насос;
б)- цикл в диаграмме T-s;
в)- цикл в диаграмме lgP- i

Установка состоит из испарителя 2, по трубкам которого прокачивается насосом 8 охлаждающая вода двигателя 1. В испарителе за счёт испарения

фреона охлаждается вода внутреннего контура двигателя на 6 - 10° С.

При работе теплонасосной установки на долевых режимах доохлаждение воды происходит в холодильнике двигателя 7, через который прокачивается забортная вода.

Из испарителя фреоновый пар с параметрами P_1 и t_o засасывается турбокомпрессором 5, имеющим электропривод. Перед поступлением в компрессор пар проходит переохладитель 4 конденсатора, где несколько подогревается. Применение в схеме переохладителя конденсатора позволяет повысить коэффициент эффективности теплового насоса. В компрессоре происходит сжатие фреона до давления P_2, соответствующего температуре конденсации $t_к$. Перегретый пар из компрессора поступает конденсатор 6, который является одновременно пароводяным котлом.

Вода насосом 9 подаётся в конденсатор 6, в котором за счёт конденсации фреонового пара при температуре $t_к$ образуется водяной пар давлением P_o в количестве:

$$D = \frac{q_в \Psi_в g_e N_e Q_p^н + 3600 P_e}{i'' - i_{п.в}}, \qquad (9)$$

где: N_e, P_e - мощность главного двигателя и компрессора, кВт;

i'', $i_{п.в}$ - энтальпия водяного пара, образовавшегося в котле, и питательной воды, кДж/кг.

Из конденсатора жидкий фреон через переохладитель идёт к дроссельному клапану 3. После дросселирования влажный фреоновый пар поступает в испаритель 2. В этой установке при большой теплопроизводительности можно использовать центробежные компрессоры. Расчётным путём доказано, что при работе теплового насоса можно получить дополнительно на 1 кВт·ч мощности главного двигателя 0,35 ÷ 0,50 кг насыщенного пара давлением 0,20 ÷ 0,25 МПа и тем самым уменьшить расход топлива по судну.

При низком значении к.п.д. не соблюдается неравенство (8) и полученный, за счёт работы теплового насоса, водяной пар полностью идёт на паровую турбину, приводящую во вращение компрессор.

Отсюда следует, применение компрессорного теплового насоса для получения пара за счёт теплоты охлаждающей воды может быть оправдано только при замещении им в ходовом режиме вспомогательного котла в дополнении к утилизационному котлу.

Список литературы:

1. Кутателадзе С.С., Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. – 416 с. 2. Справочник по теплообменникам: В 2 т.; Пер. с англ. / Под. ред. Б.С. Петухова, В.К. Широкова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 561 с. 3. Захаров А.П. Судовое холодильное оборудование и кондиционирование. – М.: Транспорт, 1976. – 210 с.