

УДК 621.577

Д.В. КОНОВАЛОВ, Н.И. РАДЧЕНКО

*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина*

## УТИЛИЗАЦИЯ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК С ГЕНЕРИРОВАНИЕМ ХОЛОДА И ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭФФЕКТА ТЕРМОПРЕССИИ

Исследовано влияние температуры окружающей среды на эффективность судовых энергоустановок и показана целесообразность охлаждения воздуха дизельных двигателей эжекторной холодильной машиной, использующей сбросную теплоту. Проанализирована возможность повышения эффективности эжекторной теплоиспользующей холодильной машины путем увеличения промежуточного давления в рабочем цикле с помощью термопрессора. При этом использован эффект термопрессии, состоящий в повышении давления парового потока в результате испарения мелкодисперсной жидкости, впрыскиваемой в перегретый паровой поток, предварительно ускоренный до скорости, близкой скорости звука.

**энергоустановка, сбросная теплота, утилизация, теплоиспользующая эжекторная холодильная машина, термопрессия**

### 1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

На современных судах гражданского флота в качестве главного двигателя применяется обычно мало- и среднеоборотные двигатели внутреннего сгорания с турбонаддувом. Параметры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора существенно влияют на эффективность их работы. Повышение температуры воздуха приводит к ухудшению топливной экономичности ДВС.

Так, например, по данным [1 – 5] каждые 10 °С увеличения температуры воздуха на входе вызывают снижение эффективного КПД  $\eta_e$  судовых дизелей на 0,5...0,7% с соответствующим возрастанием удельного расхода топлива  $b_e$ . Сокращение мощности двигателя вызвано уменьшением массовой подачи воздуха в цилиндры двигателей, обусловленное, в свою очередь, снижением его плотности с возрастанием температуры. Возрастание температуры забортной воды  $t_{зв}$ , подаваемой на охладители наддувочного воздуха и отличающейся от температуры наружного воздуха на 2...4 °С, приводит к снижению эффективности охлаждения наддувочного воздуха, что могло бы нивелировать негативное

воздействие повышенных температур воздуха на входе турбокомпрессора. Следствием этого является дополнительное ухудшение показателей экономичности работы дизелей.

С другой стороны имеет место сравнительно невысокий температурный уровень вторичных энерго-ресурсов дизельных установок: температура уходящих после утилизационных котлов – около 180 °С; наддувочного воздуха – 140...220 °С в зависимости от степени повышения давления наддувочного агрегата; охлаждающей цилиндры двигателя воды – 90...120 °С.

Очевидно, что выход следует искать в направлении получения других видов энергии, в частности, холода. Здесь представляется весьма целесообразным утилизировать теплоту вторичных энерго-ресурсов дизельной энергетической установки с целью производства холода для снижения температуры воздуха на входе и наддувочного воздуха, т.е. для энергетических потребностей самих ДВС. В судовой энергетике в качестве таких теплоутилизационных контуров весьма перспективным представляется применение эжекторных теплоиспользующих холодильных машин (ЭХМ). Однако, следует отметить,

что энергетическая эффективность ЭХМ (тепловой коэффициент  $\zeta$ ) не столь велика [6, 7] по сравнению с более широко применяемыми, но и более громоздкими абсорбционными холодильными машинами. Весьма перспективным в отношении повышения эффективности ЭХМ является использование регенерации теплоты [8] и повышение степени расширения в сопле эжектора [8 – 10].

В последнее время появился ряд работ, касающийся применения эффекта термопрессии для целей высокоскоростного охлаждения отходящих газов двигателей [11 – 13], а также в двухступенчатых парокомпрессорных холодильных машинах [14, 15]. Однако, применение этого эффекта для увеличения давления газового потока, в аспекте повышения энергетической эффективности холодильного цикла, ранее не рассматривалась.

Таким образом, анализ данной проблемы позволил сформулировать основную цель данного исследования: оценка целесообразности применения эффекта термопрессии для повышения термодинамической эффективности цикла ЭХМ контура утилизации сбросной теплоты судовых энергетических установок.

## 2. Анализ результатов исследования

Согласно [8], применение одно- и двухступенчатой регенерации теплоты в ЭХМ дает повышение теплового коэффициента  $\zeta$  на 10...20%. Дополнительно к этому, повысить  $\zeta$  возможно за счет увеличения коэффициента эжекции  $U$ , чего можно достичь за счет увеличения степени расширения рабочего потока.

Эффективность любой теплоиспользующей холодильной машины определяется тепловым коэффициентом  $\zeta$ . Для ЭХМ он равен:

$$\zeta = U \cdot \frac{q_0}{q_2},$$

где  $U$  – коэффициент эжекции;

$q_0$  – удельная холодопроизводительность, кДж/кг;

$q_2$  – удельное количество теплоты, подводимое в генераторе, кДж/кг.

Увеличить степень расширения возможно несколькими путями: увеличением давления рабочего потока, поступающего из генератора и уменьшением давления пара хладагента (температуры конденсации) на выходе из диффузора эжектора. Увеличение давления рабочего потока ограничено невысоким тепловым потенциалом утилизируемой теплоты, а также невысокими критическими температурами хладагентов, традиционно применяемыми в ЭХМ. Существенно повысить  $\zeta$  (на 10...20%) возможно за счет уменьшения температуры (давления) конденсации [6, 7].

Простейшим способом для снижения давления пара на выходе из диффузора эжектора, при оставшейся постоянной температуре конденсации является применение термопрессора после эжектора перед конденсатором (рис. 1).

Термопрессор представляет собой струйный аппарат, предназначенный для высокоскоростного охлаждения газового потока с одновременным повышением давления [12, 16].

Установка, представленная на рис. 1 работает следующим образом: Эжектор Эж (рис. 1, а) всасывает пар из испарителя И, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка 8 на рис. 1, б), который поступает из генератора Гн, расширяется в его сопле до давления (точка 9), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из испарителя (точка 1), и сжимает его до давления конденсации (точка 4); Процессы 6–1 и 7–8 – кипение (возможно с перегревом) в испарителе и генераторе рабочего пара высокого давления; 8–9 – расширение рабочего пара в сопле эжектора; 1–2 – понижение давления всасываемого из испарителя пара в приемной камере эжектора; 2–3 и 9–3 – смешение холодного пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжектора; 3–1 – повышение давления смешанного пара в камере смешения и диффузоре эжектора.

Сжатый в эжекторе Эж пар конденсируется в конденсаторе Кн (процесс 4–5). Жидкий хладагент разделяется на два потока: первый дросселируется в РК (процесс 5–6) и испаряется в испарителе (процесс 6–1), второй – сжимается в насосе ЦН до высокого давления (процесс 5–7) и испаряется в генераторе Гн (процесс 7–8).

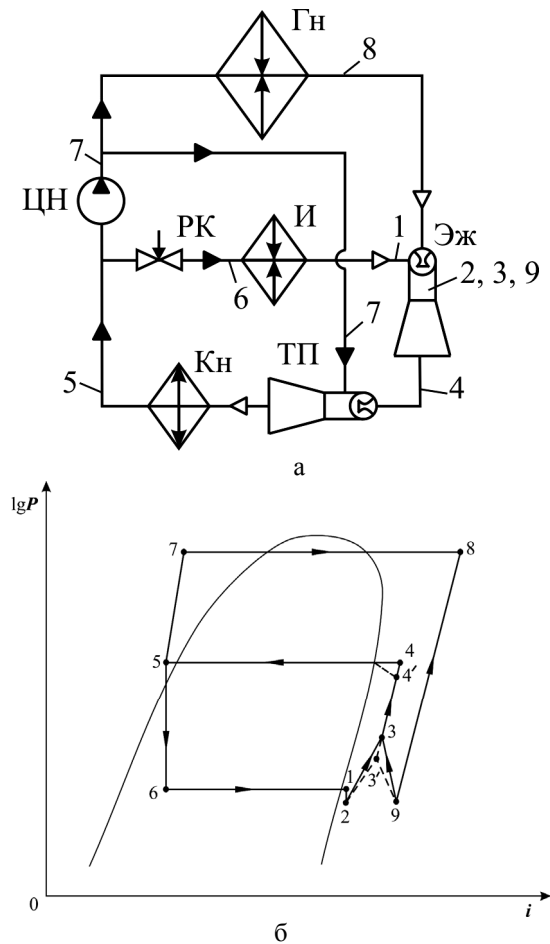


Рис. 1. Схема и цикл ЭХМ с применением термопрессора в комбинации с эжектором: Гн – генератор пара; Эж – эжектор; ТП – термопрессор; Кн – конденсатор; И – испаритель; РК – регулирующий дроссельный клапан; ЦН – циркуляционный насос

Термопрессор устанавливается за эжектором и перед конденсатором. Для впрыскивания в рабочую камеру термопрессора используется часть жидкости после циркуляционного насоса.

На рис. 1, б пунктиром показаны процессы соответствующие циклу ЭХМ с применением термопрессора.

На рис. 2 приведены зависимости увеличения давления в термопрессоре  $\Delta P$  от температуры снимаемого перегрева  $\Delta t_{пер}$  и доли впрыскиваемой жидкости  $g$  при температуре конденсации  $t_k = 35^\circ\text{C}$ .

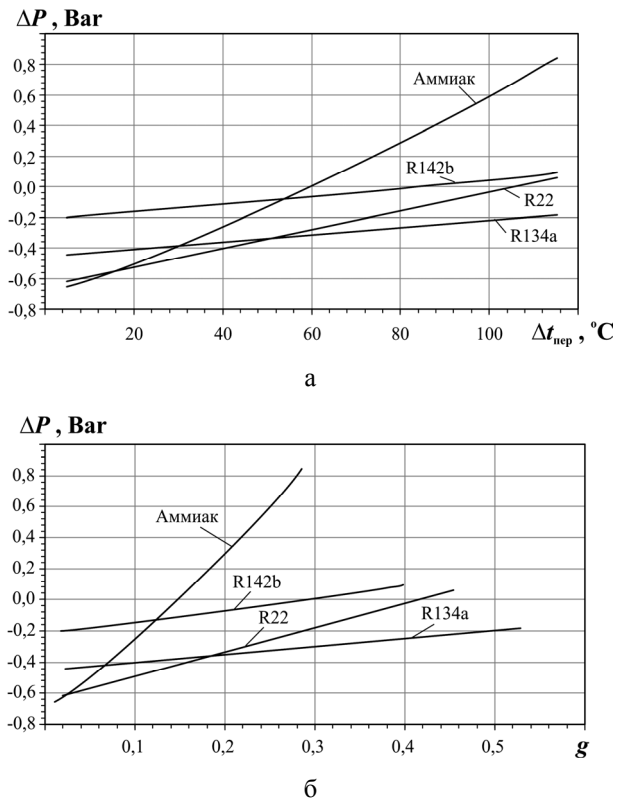


Рис. 2. Зависимости увеличения давления в термопрессоре  $\Delta P$  от температуры снимаемого перегрева  $\Delta t_{пер}$  (а) и доли впрыскиваемой жидкости  $g$  (б) для различных хладагентов

При расчете эжектора и термопрессора использованы методики предложенные в [10, 12].

Было проанализировано применение нескольких наиболее широко используемых в холодильной технике хладагентов.

Как видно из рис. 2 положительный эффект от применения термопрессии будет только в случае аммиака и хладона R142b. При этом  $\Delta P$  составил 0,1...0,8 Bar. Для хладагентов R22 и R134a наблюдается при температурах перегрева наоборот понижение давления, что связано в данном случае большими потерями на трение в рабочей камере термопрессора. Кроме того снятие перегрева в термопрессоре позволяет снизить тепловую нагрузку на конденса-

тор и тем самым уменьшить расход охлаждающей воды.

В дальнейшем рассматривался хладагент R142b, как традиционно применяемый в ЭХМ. На рис. 3 приведены зависимости увеличения давления в термопрессоре  $\Delta P$  для R142b при различных температурах конденсации.

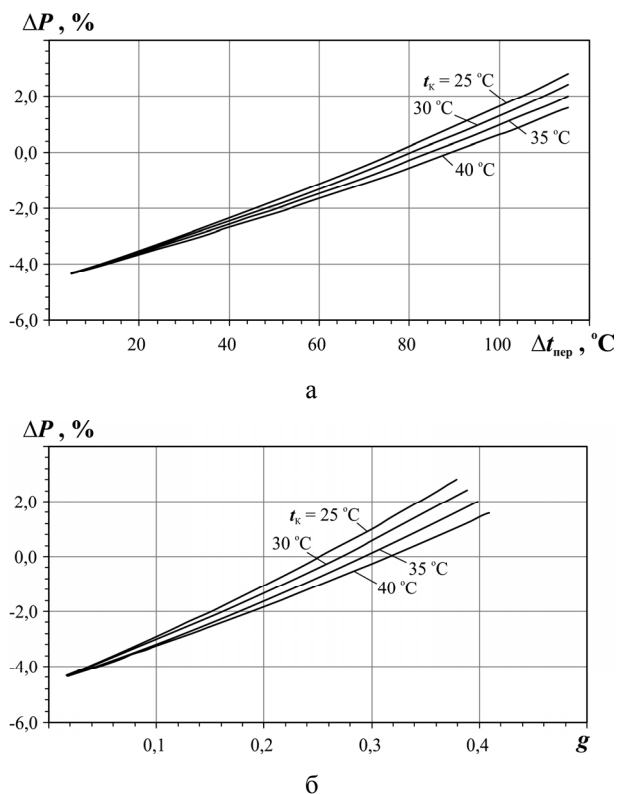


Рис. 3. Зависимости увеличения давления в термопрессоре  $\Delta P$  от температуры снимаемого перегрева  $\Delta t_{\text{пер}}$  (а) и доли впрыскиваемой жидкости  $g$  (б) для хладагента R142b при различных температурах конденсации

Результаты расчетов показывают, что повышение давления в термопрессоре для широкого диапазона температур конденсации, характерного в ЭХМ ( $t_k = 25 \dots 40^\circ\text{C}$ ) составляет 1 – 2% или 0,15...0,20 Бар при температуре снимаемого перегрева за эжектором  $\Delta t_{\text{пер}} = 80 \dots 110^\circ\text{C}$  и доли впрыскиваемой жидкости  $g = 25 \dots 40\%$ .

Прирост давления в 2% незначителен, однако достаточный, чтобы увеличить тепловой коэффициент  $\zeta$  ЭХМ дополнительно на 10...15% (рис. 4). Температура конденсации  $t_k$  соответствует температуре

насыщения пара на выходе из эжектора. Применение термопрессора позволяет понизить температуру насыщения, а значит и давление за эжектором. Из рис.4. видно, что уменьшение температуры даже на 1,5...2,0  $^\circ\text{C}$  приведет к увеличению  $\zeta$  на 0,1...0,15, что достаточно значительно, учитывая что среднее значение  $\zeta$  для ЭХМ традиционно составляет 0,3...0,4.

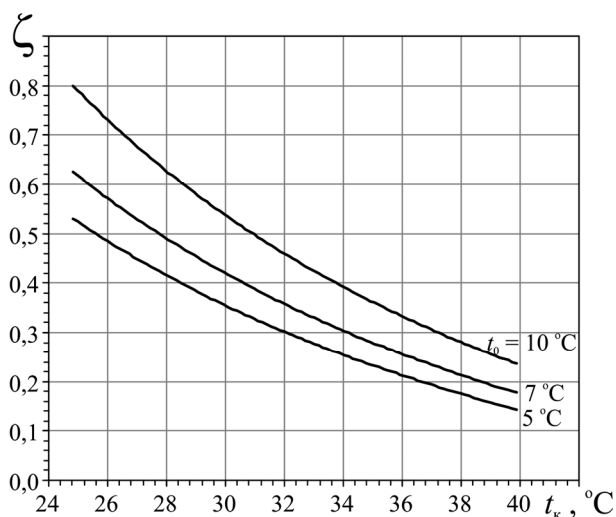


Рис. 4. Зависимость тепловой коэффициент  $\zeta$  от температуры конденсации для хладагента R142b при различных температурах кипения в испарителе  $t_0$  и температуре кипения в генераторе  $t_r = 100^\circ\text{C}$

## Выводы

1. Применение термопрессора обеспечивает повышение теплового коэффициента  $\zeta$  ЭХМ на 10...15% за счет повышения давления перед конденсатором.
2. Снятие перегрева в термопрессоре в дополнение к увеличению давления позволяет снизить тепловую нагрузку на конденсатор ЭХМ.
3. Предложенное схемное решение позволяет увеличить эффективность утилизации сбросной теплоты судовых энергоустановок.
4. Применение термопрессора не ведет к усложнению утилизационного контура вследствие простоты конструкции и отсутствия сложных механических узлов.
5. Использование в качестве рабочего тела R142b не дает значительного прироста давления. Следует

рассмотреть более широкий ряд хладагентов, с целью поиска оптимального для применения как в термопрессоре, так и в ЭХМ.

### Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr\\_low.pdf](http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf).

2. Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants // MAN-Burmeister & Wain Diesel A/S: Copenhagen, Denmark. – Publication No. P.352-99. – 2001.

3. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 200. – 238 с.

4. Very large Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants. – 2001. – 12 p.

5. Project Guide Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – Copenhagen, 1986.

6. Захаров Ю.В., Коновалов Д.В. Математическая модель теплоиспользующей эжекторной холодильной машины и результаты ее апробации // Зб. наук. праць. – Миколаїв: НУК, 2006. – № 2 (407). – С. 87-96.

7. Коновалов Д.В. Энергетическая эффективность эжекторных холодильных машин, использующих теплоту выпарных аппаратов судовых рыбобумучных установок // Техногенна безпека: Наукові праці. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2005. – Т. 43, вип. 30. – С. 93-97.

8. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. –

С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

9. Захаров Ю.В. Пути повышения эффективности судовых фреоновых эжекторных холодильных машин // Труды НКИ. – Николаев. – 1972. – Вып. 55. – С. 3-11.

10. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

11. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термопрессора // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – Вып. 147. – С. 25-30.

12. Степанов И.Р., Чудинов В.И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок. – Л.: Наука, 1977. – 200 с.

13. Spoonley P. Technological and social changes into the third millennium and the impact on refrigeration // International Journal of refrigeration. – 2001. – No. 7, Vol. 24. – P. 593-602.

14. Живица В.И. Промежуточные охладители с термопрессором для двухступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18-20.

15. Живица В.И. Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 2 (76). – С. 24-28.

16. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков. – М., Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.

*Поступила в редакцию 19.05.2008*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.