

УДК 621.577

**Н.И. РАДЧЕНКО, Д.В. КОНОВАЛОВ***Национальный университет кораблестроения  
имени адмирала Макарова, Украина*

## **ХОЛОДИЛЬНЫЕ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ЦИКЛЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭФФЕКТА ТЕПЛОВОЙ КОМПРЕССИИ**

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. В отличие от известных случаев применения эффекта термопрессии предусматривается неполное испарение жидкости, что обеспечивает максимальное приращение давления за счет сокращения его потерь на преодоление сопротивления трения на завершающей стадии испарения. Предложены соответствующие схемные решения.

**теплоиспользующая эжекторная холодильная машина, термопрессия, пар, ускорение, скорость звука, впрыск жидкости, испарение**

### **1. Анализ проблемы и постановка цели исследования**

В настоящее время в технике применяются несколько типов теплоиспользующих холодильных машин. Среди них наиболее широкое распространение получили машины, которые могут производить холод за счет утилизации низкопотенциальной теплоты. К таким следует отнести следующие: турбокомпрессорные, абсорбционные и эжекторные холодильные машины. Вследствие относительной сложности, а соответственно, и повышенной стоимости изготовления турбоагрегата, турбокомпрессорные машины широкого распространения не получили. Более перспективными являются такие теплоиспользующие машины как абсорбционные и эжекторные. Принцип действия абсорбционных холодильных машин основан на применении бинарных смесей [1], которые в различных местах контура машины разделяются, а затем воссоединяются. В холодильной технике используются такие бинарные смеси, компоненты которых при одинаковом давлении имеют резко различающиеся температуры кипения. тепловой коэффициент  $\zeta$  водоаммиачных

абсорбционных холодильных машин составляет 0,4...0,5. Большой экономичностью обладают стационарные бромисто-литиевые холодильные машины ( $\zeta = 0,6...0,7$ ) [1,2]. Данный тип машин достаточно широко применяется в зарубежной стационарной практике, на американском военном флоте, есть перспективы применения их и на Украине. Абсорбционные холодильные машины имеют ряд существенных недостатков: большое количество теплообменных аппаратов со свободным уровнем жидкости, большие габариты и масса, корродирующее действие бромистого лития.

Теплоиспользующая эжекторная холодильная машина (ЭХМ), как и абсорбционная, работает по совмещенному циклу паросиловой установки и холодильной машины. В состав холодильного контура входит: эжектор, конденсатор, дроссельный клапан и испаритель, а в состав паросилового контура входит: парогенератор, эжектор, конденсатор и насос. В эжекторных машинах в качестве рабочего тела могут применяться вода и низкокипящие жидкости. Аммиачные эжекторные холодильные машины из-за вредного воздействия аммиака не получили доста-

точного распространения. Наиболее перспективными в настоящее время являются ЭХМ с использованием низкокипящих жидкостей (хладонов). Обладая всеми преимуществами водяных ЭХМ, хладоновые выгодно отличаются от водяных отсутствием вакуума, возможностью получения более низких температур ( $t_0 = -30...+10$  °C), большей простотой и компактностью, а также более высокой экономичностью работы [1, 3].

Однако тепловая эффективность таких ЭХМ не достаточно высока:  $\zeta = 0,2...0,4$ . Более высокого теплового коэффициента  $\zeta$  можно добиться, например, за счет применения двух- или трехступенчатого последовательного сжатия в эжекторной установке. При этом  $\zeta$  может быть увеличен на 5...10 %. Такой способ сжатия вызывает необходимость обеспечения промежуточного охлаждения между ступенями, что излишне усложняет конструкцию ЭХМ. Большой эффективности, возможно, добиться при введении регенерации. Повышение  $\zeta$  ЭХМ с использованием хладагентов R12, R142b составляет в среднем 25%. Е

ще большей эффективности можно достичь введением двойной регенерации [1]. Регенеративный теплообменник, устанавливаемый на всасывании эжектора, обеспечивает переохлаждение конденсата перед регулирующим клапаном, а соответственно, увеличение холодопроизводительности ЭХМ. Однако, рост всасываемых эжектором паров снижает коэффициент эжекции  $U$  и, следовательно, тепловой коэффициент  $\zeta$  ЭХМ [1, 3].

Большой эффективности можно было бы достичь за счет снятия перегрева с одновременным дополнительным повышением давления пара хладагента на всасывании в эжектор. Это может быть достигнуто путем применением эффекта тепловой компрессии (термопрессии). Этот эффект заключается в повышении давления и резком снижении температуры потока пара, движущегося с околосвуковой скоро-

стью, при впрыске в этот поток жидкости [4, 5]. Эффект термопрессии применяется для целей высокоскоростного охлаждения в двухступенчатых холодильных машинах [6, 7] и охлаждения отходящих газов двигателей [5, 8]. Применение же термопрессора для повышения эффективности работы эжектора ЭХМ ранее не рассматривалось.

**Целью** данного исследования является: оценка применения эффекта тепловой компрессии для повышения энергетической эффективности цикла эжекторной теплоиспользующей холодильной машины.

## 2. Анализ результатов исследования

Согласно [1], применение одно- и регенерации теплоты в ЭХМ дает повышение теплового коэффициента  $\zeta$  на 10...25 %. Дополнительно к этому, повысить  $\zeta$  возможно за счет увеличения коэффициента эжекции  $U$ , чего можно достичь за счет увеличения давления эжектируемого потока (степени повышения давления в эжекторе).

Повысить давление на всасывании в эжектор и при этом снять перегрев после регенеративного теплообменника (РТО) ЭХМ возможно за счет включения в схему установки термопрессора ТП (рис. 1, а). Установка работает следующим образом: эжектор Эж всасывает пар из испарителя И, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка 10 на рис.1, б), который поступает из генератора Гн, расширяется в его сопле до давления (точка 11), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из РТО (точка 1), и сжимает его до давления конденсации (точка 4); Процессы 9–10 и 7–8 – кипение (возможно с перегревом) в испарителе и генераторе рабочего пара высокого давления; 10–11 – расширение рабочего пара в сопле эжектора; 1–2 – понижение давления всасываемого из РТО пара в приемной камере эжектора; 2–3 и 11–3 – смешение холодного пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжек-

тора; 3–4 – 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 поступает в РТО, где переохлаждается за счет пара после испарителя

И (процесс 5–6) и дросселируется в инжекторе Ин (процесс 6–7) затем испаряется в испарителе (процесс 7–8) и полученный насыщенный пар перегревается в РТО (процесс 8–1). Второй поток – сжимается в насосе ЦН до высокого давления (процесс 5–9) и испаряется в генераторе Гн (процесс 9–10).

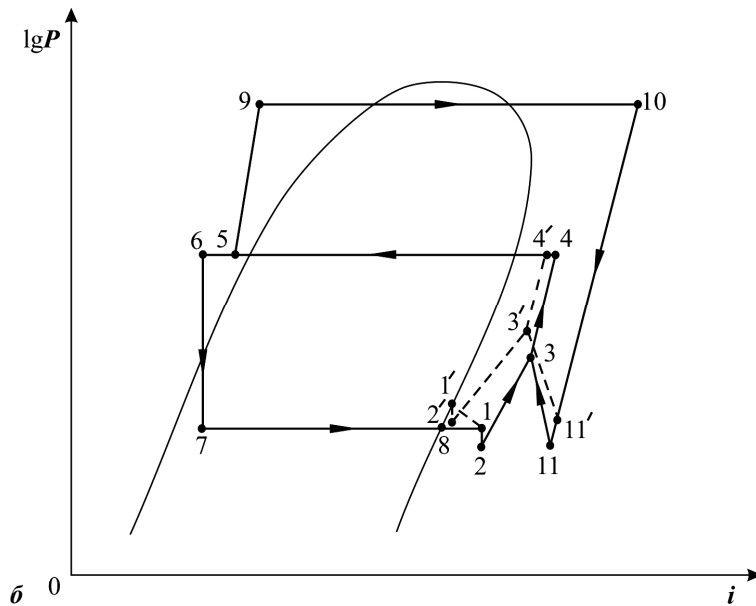
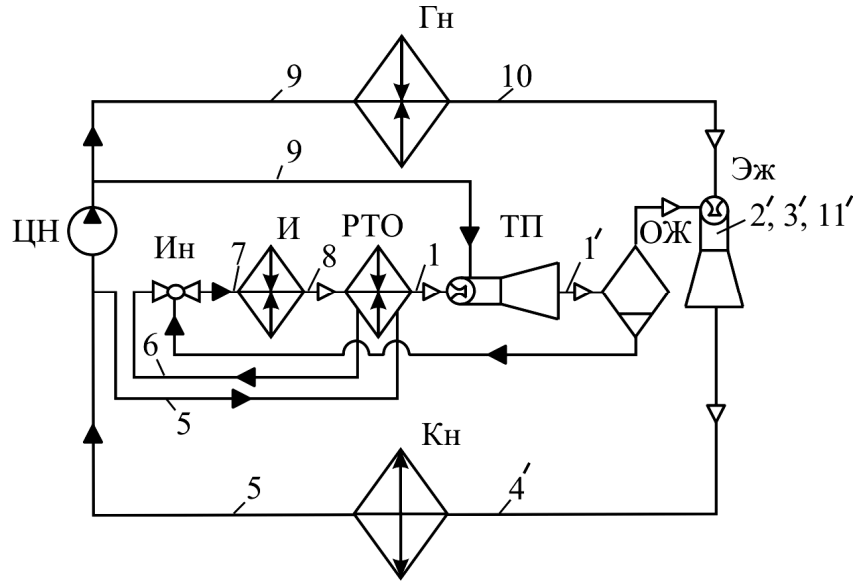


Рис. 1. Схема и цикл ЭХМ с применением термопрессора в комбинации с эжектором: Гн – генератор пара; Эж – эжектор; ТП – термопрессор; Кн – конденсатор; И – испаритель; Ин – инжектор; РТО – регенеративный теплообменник; ОЖ – отделитель жидкости; ЦН – циркуляционный насос

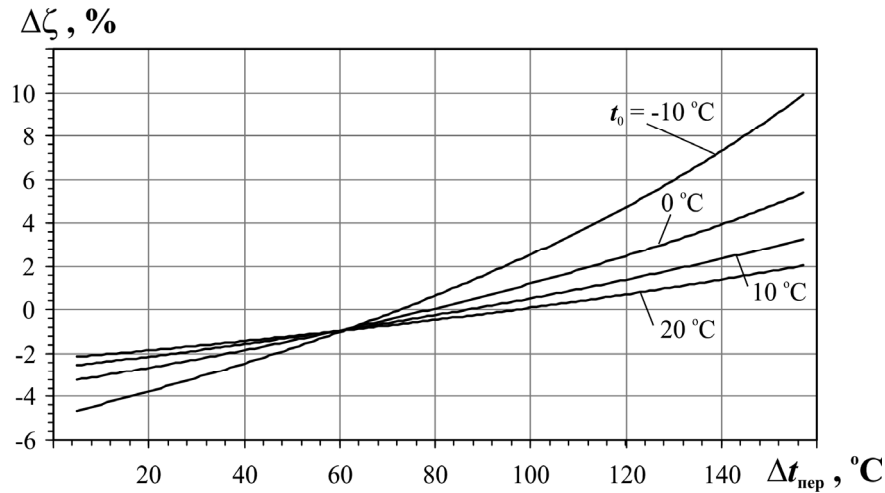
Термопрессор устанавливается на всасывании в эжектор после РТО. для снятия перегрева и повышения давления потока пара после РТО в рабочую

камеру термопрессора впрыскивается часть жидкости после циркуляционного насоса. Впрыскивание необходимо осуществлять в поток пара, движущего-

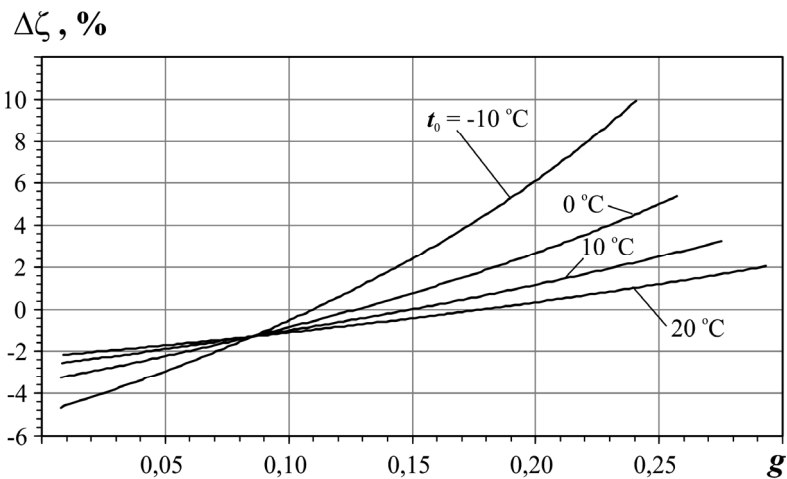
ся с околосвуковой скоростью [4, 5, 8]. Для получения эффекта как можно большего повышения давления необходимо, чтобы испарение жидкости было неполным [5]. За термопрессором устанавливается отделитель жидкости ОЖ. жидкость после ОЖ возвращается инжектором Ин в испаритель. При этом инжектор выполняет роль дроссельного клапана. На рис. 1, б пунктиром показаны процессы соответ-

ствующие циклу ЭХМ с применением термопрессора.

Анализ работы установки (рис. 2) при температурах кипения в испарителе  $t_0 = -10...+20^\circ\text{C}$ , показывает, что при перегреве после РТО  $\Delta t_{\text{пер}} = 100...140^\circ\text{C}$  увеличение теплового коэффициента ЭХМ в дополнение к эффекту от регенерации (в среднем 25%) составит  $\Delta\zeta = 2...8\%$ , с соответствующей долей впрыскиваемой жидкости  $g = 0,15...0,25$ .



а



б

Рис. 2. Зависимости увеличения теплового коэффициента  $\Delta\zeta$  от температуры снимаемого перегрева  $\Delta t_{\text{пер}}$  (а) и доли впрыскиваемой жидкости  $g$  (б) при различных температурах кипения  $t_0$

Расчет работы термопрессора осуществлялся согласно методикам, приведенным в [4, 5, 9], температура конденсации  $t_k$  хладагента R142b, для которого производились расчеты принима-

лась равной  $35^\circ\text{C}$ , а относительная длина рабочей камеры  $L/D = 3$ .

Увеличение давления в термопрессоре при данных температурах кипения составил  $0,2...0,4$  Бар.

Применение данной схемы позволяет поднять эффективность ЭХМ до  $\zeta = 0,5...0,7$ , что делает данный тип машин конкурентными с более громоздкими теплоиспользующими абсорбционными холодильными машинами.

### **Выводы**

1. Применение термопрессора обеспечивает повышение теплового коэффициента ЭХМ  $\zeta$  на 2...8 % в дополнение к эффекту от регенерации теплоты в цикле.
2. Комбинированная схема термопрессора и эжектора не ведет к усложнению контура ЭХМ вследствие простоты конструкции и отсутствия сложных механических узлов.
3. Предложено схемное решение эжекторной холодильной машины с применением одновременной регенерации и эффекта тепловой компрессии.

### **Литература**

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
2. Загоруйко В.А., Голиков А.А. Судовая холодильная техника. – К.: Наук. думка, 2000. – 608 с.
3. Коновалов Д.В. Энергетическая эффективность эжекторных холодильных машин, исполь-

зующих теплоту выпарных аппаратов судовых рыбомучных установок // Техногенна безпека: Наукові праці. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2005. – Т. 43, вип. 30. – С. 93-97.

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

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

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

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

8. 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.

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

*Поступила в редакцию 19.05. 2008*

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