

УДК 621.577

А.А. СИРОТА¹, Д.В. КОНОВАЛОВ², Н.И. РАДЧЕНКО²¹*Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина*²*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В СУДОВЫХ РЫБОМУЧНЫХ УСТАНОВКАХ**

Рассмотрено использование теплоты пара вторичного вскипания выпарных аппаратов рыбомучных установок для производства холода с помощью эжекторной холодильной машины. Проанализировано влияние температурных напоров в генераторах пара и испарителях на коэффициенты эжекции и тепловые коэффициенты холодильной машины. Вскрыты резервы повышения эффективности ее работы и предложено соответствующее схемное решение.

утилизация низкпотенциального тепла, эжекторная холодильная машина, рыбомучная установка, вторичный пар, коэффициент эжекции, тепловой коэффициент

Введение

Современные крупнотоннажные рыбопромышленные суда (водоизмещением свыше 1 000 рег. т) ведут не только промысел рыбы и морепродуктов (креветка, криль, краб и др.), но и их переработку. Большие морозильные траулеры, рыбоперерабатывающие плавучие заводы, рыбомучные плавбазы оборудованы рыбомучными установками (РМУ), предназначенными для переработки рыбных отходов и малоценного улова в рыбную муку. В их состав входят варильные и сушильные аппараты. При производительности РМУ свыше 25 т/сут по сырью они дополнительно укомплектованы выпарными аппаратами, служащими для получения концентрированного рыбного бульона (45 ... 50%).

1. Постановка проблемы. Выявление нерешенных задач

РМУ является наиболее крупным потребителем пара на рыбопромышленных судах (на промысле расход пара на них составляет 40% и выше в зависимости от типа судна). Однако в них имеют место значительные потери тепла с пролетным паром (паром, прорывающимся через конденсатоотводчики) и с вторичным паром (паром вторичного вскипания в выпарных аппаратах РМУ), достигающие 30...40%

всего количества пара, потребляемого РМУ. Поэтому **проблема** сокращения потерь тепла стоит довольно остро. Ее решение способствовало бы рациональному расходованию топливно-энергетических ресурсов на судне в целом.

Однако довольно низкий тепловой потенциал пара вторичного вскипания (давление $P_{\text{втор}} = 0,01 \dots 0,04$ МПа и температура $t_{\text{втор}} = 60 \dots 75$ °С) затрудняет его непосредственное использование в технологическом процессе самой РМУ. С другой стороны, на этих судах имеет место потребление значительного количества холода, в частности, системами технического кондиционирования для охлаждения рыбной муки и других сред. Покрыть эти потребности можно за счет производства холода в теплоиспользующих холодильных машинах, в частности, теплоиспользующих эжекторных холодильных машинах (ТЭХМ) [1 – 3]. ТЭХМ обладают такими неоспоримыми преимуществами, как простота конструкции и обслуживания, отсутствие в эжекторе движущихся частей, минимальное потребление электроэнергии (циркуляционный насос потребляет 10 ... 30 Вт электроэнергии на 1 кВт вырабатываемого холода [2]). Источником тепла для ТЭХМ может служить вторичный пар РМУ.

2. Постановка задачи исследования

Утилизация тепла вторичного пара РМУ в ТЭХМ анализировалась в работе [4]. Однако резервы повышения эффективности самих теплоиспользующих эжекторных холодильных машин не рассматривались. Наличие этих резервов связано с недостаточно высокой интенсивностью теплопередачи в генераторах и испарителях, обусловленной, прежде всего, крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к дисперсной смеси на завершающей стадии внутритрубного кипения, т.е. при переходе от дисперсно-кольцевого к дисперсному течению, сопровождающемуся осушением стенки трубы. При этом имеют место повышенные температурные напоры, от которых зависят температуры кипения и перегрева пара, а значит, и энергетические показатели ТЭХМ.

Задачей исследования является выявление резервов повышения энергетической эффективности ТЭХМ, использующих теплоту пара вторичного

вскипания выпарных аппаратов РМУ для производства холода, и разработка соответствующих схемных решений.

3. Анализ энергетической эффективности ТЭХМ

Схема утилизации тепла вторичного пара от РМУ в ТЭХМ приведена на рис. 1. Давление пара, вырабатываемого вспомогательными котлами на БМРТ, составляет 0,7...0,9 МПа, а на рыбоперерабатывающих плавбазах – 0,9...4 МПа.

Работа эжектора характеризуется коэффициентом эжекции $U = G_n/G_p$, где G_n – расход нерабочего пара (подсасываемого – вторичного пара); G_p – расход рабочего пара высокого давления от котла.

Значения коэффициента эжекции U парового эжектора Э1 (в схеме на рис. 1) в зависимости от давления P_c смешанного потока, подаваемого на генератор ТЭХМ, при давлении рабочего пара от котла $P_p = 0,98$ МПа, приведены на рис. 2.

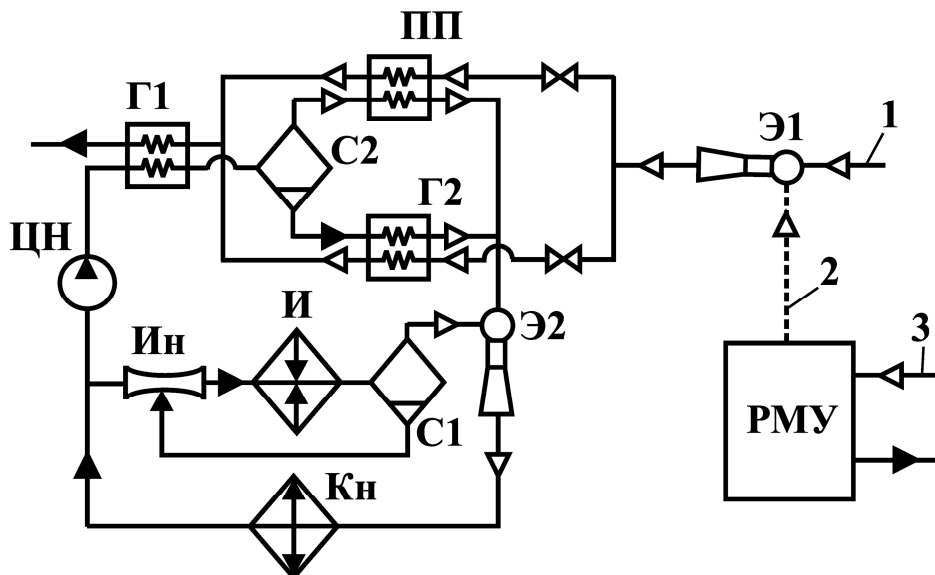


Рис. 1. Схема утилизации тепла в судовых РМУ: 1 – пар от котла; 2 – вторичный пар РМУ; 3 – пар на потребители РМУ; Г1, Г2 – генераторы пара первой и второй ступени; И – испаритель; ИИ – инжектор; КИ – конденсатор; ПП – пароперегреватель; С1 – сепаратор на линии всасывания; С2 – сепаратор на линии рабочего пара; ЦН – циркуляционный насос; Э1 – паровый эжектор поджатия вторичного пара; Э2 – эжектор холодильной машины

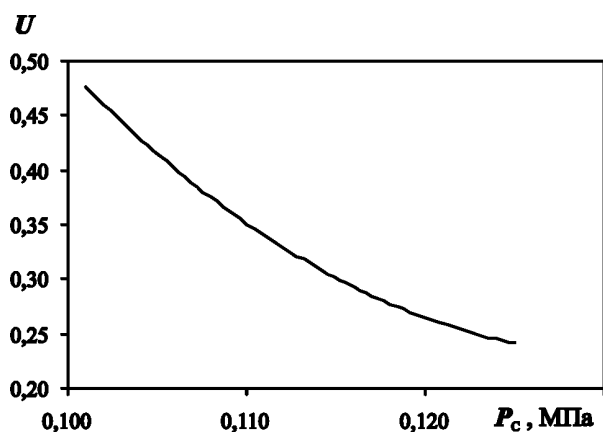


Рис. 2. Зависимость коэффициента эжекции U парового эжектора Э1 от давления смешанного потока P_c при давлении рабочего пара $P_p = 0,98$ МПа

Из рис. 2 видно, что увеличение давления смешанного потока на 0,02 МПа приводит к уменьшению U в два раза. Это обусловлено слишком низким давлением вторичного пара. Поэтому целесообразнее использовать эжектор для повышения давления смешанного потока, подаваемого на генератор ТЭХМ, не более 0,101 ... 0,105 МПа, чему соответствует $U = 0,43 \dots 0,48$.

Показателем энергетической эффективности ТЭХМ является тепловой коэффициент: $\zeta = Q_0/Q_g$, где Q_0 – холодопроизводительность ТЭХМ; Q_g – теплота, подводимая в генераторе.

Температура кипения хладагента в генераторе зависит от давления греющего пара (смеси острого и вторичного пара на выходе из Э1) и находится в диапазоне $t_r = 80 \dots 100$ °С. Режиму работы холодильных машин систем кондиционирования воздуха соответствуют температуры кипения в испарителе в диапазоне $t_0 = 0 \dots 10$ °С.

Из рис. 3 видно, что увеличение t_r с 80 до 100 °С приводит к увеличению коэффициента эжекции U эжектора ТЭХМ на 20...50% (в зависимости от температуры конденсации t_k – чем выше t_k , тем больше относительный эффект от увеличения t_r) и теплового коэффициента ζ на 30 ... 60%. В качестве хладагента принят R600 (бутан). За счет перегрева пара в

пароперегревателе ПП после генератора Г1 можно добиться повышения U на 6...12%, причем при более высокой t_r приращение U больше.

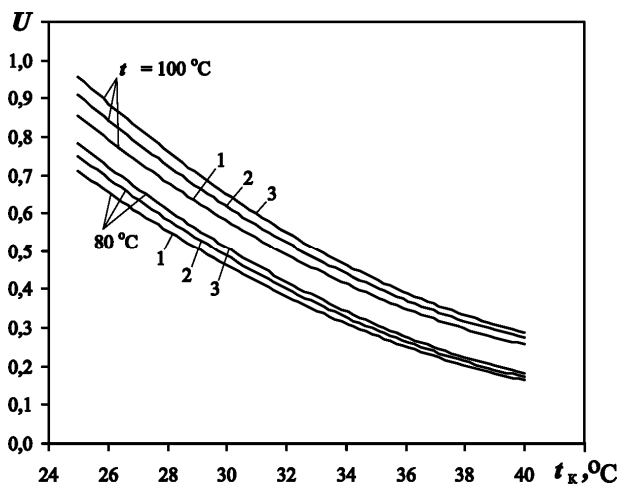


Рис. 3. Зависимость коэффициента эжекции U от температуры конденсации t_k при температуре кипения в испарителе $t_0 = 10$ °С, разных температурах кипения в генераторе t_r и перегревах рабочего пара Δt : 1 – $\Delta t = 0$ °С; 2 – $\Delta t = 20$ °С; 3 – $\Delta t = 30$ °С

Увеличение температуры кипения в испарителе t_0 на 2 ... 5 °С вызывает повышение U на 15 ... 30% и ζ на 30 ... 50% (рис. 4), а перегрев приведет к обратному эффекту. Так, перегрев $\Delta t_0 = 10 \dots 20$ °С уменьшает U на 3 ... 5%, а ζ на 5 ... 8% (рис. 5, б).

Повысить температуру кипения в испарителе на 3 ... 5 °С при том же температурном режиме можно за счет увеличения интенсивности теплообмена (при степени сухости пара $x = 0,9$ коэффициент теплоотдачи α значительно выше, чем при $x = 1$, а соответственно выше и коэффициент теплопередачи k). После испарителя И (рис. 1) влажный пар хладагента с $x \leq 0,9$ направляется в сепаратор С1, откуда жидкость подается обратно в испаритель с помощью инжектора Ин, а сухой насыщенный пар подсасывается эжектором Э1, смешивается с рабочим паром и подается в конденсатор Кн. После конденсатора жидкий хладагент разделяется на две части: первая поступает в испаритель на кипение, а вторая циркуляционным насосом ЦН нагнетается в генератор.

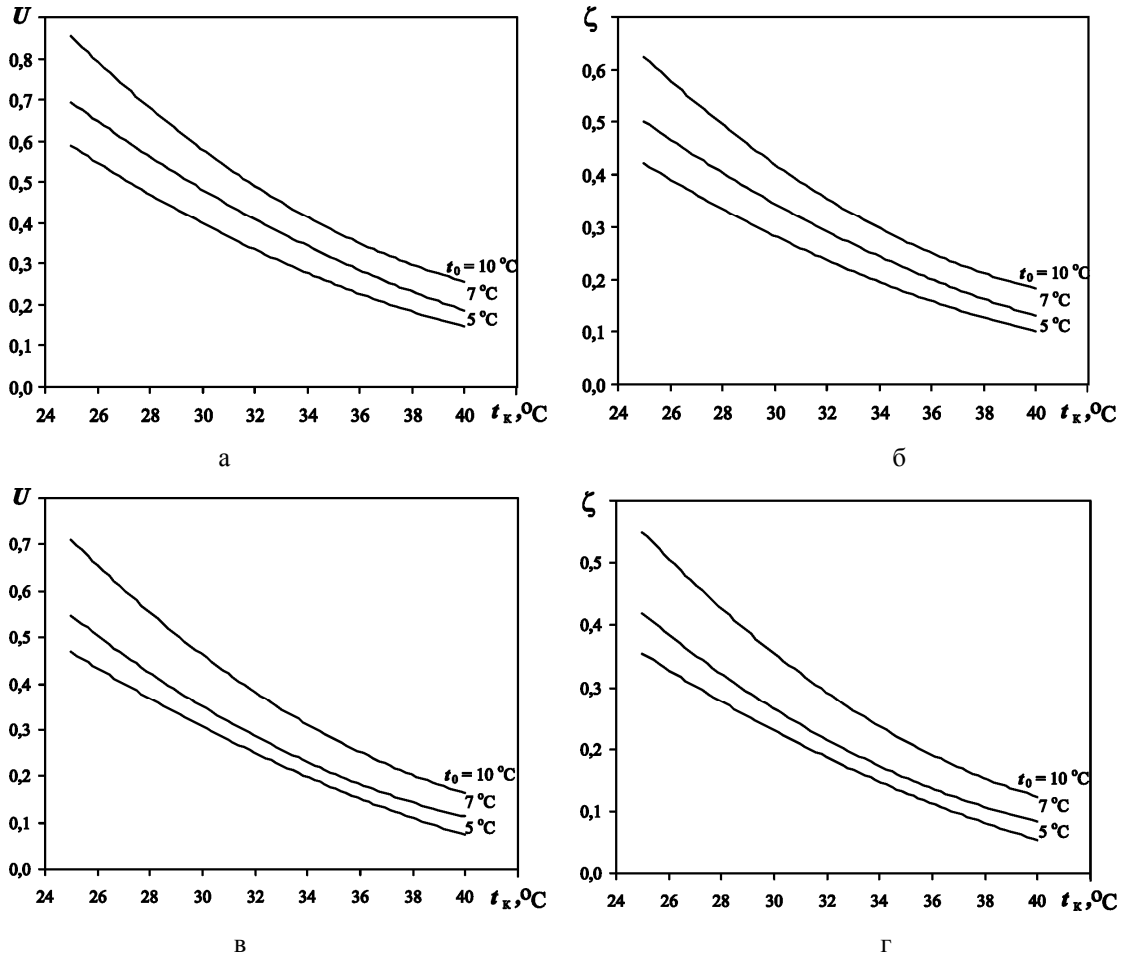


Рис. 4. Зависимость коэффициента эжекции U и теплового коэффициента ζ от температуры конденсации t_k при разных температурах кипения в испарителе t_0 и в генераторе t_r : а, б – $t_r = 80$ °С; в, г – $t_r = 100$ °С

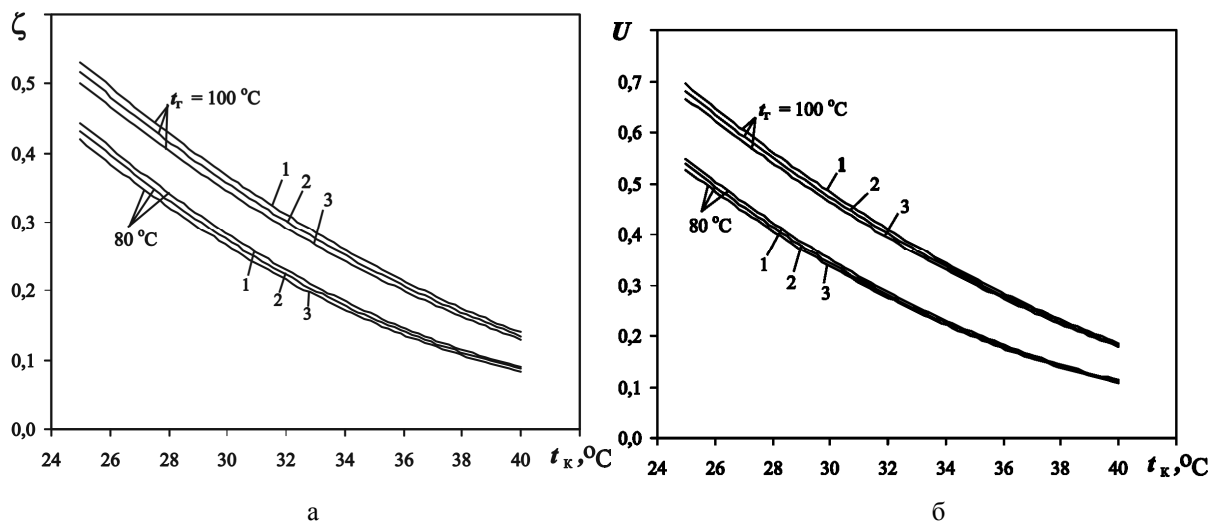
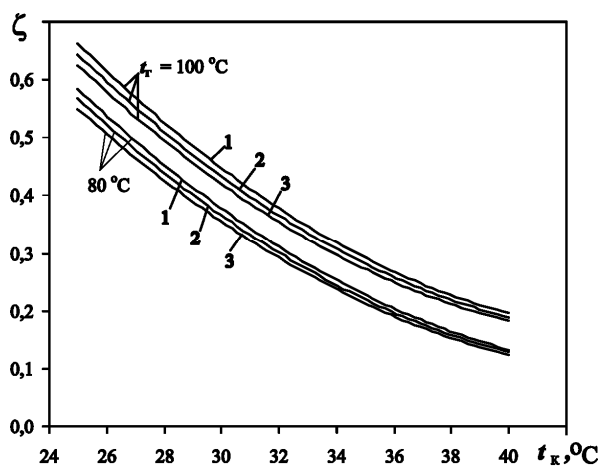
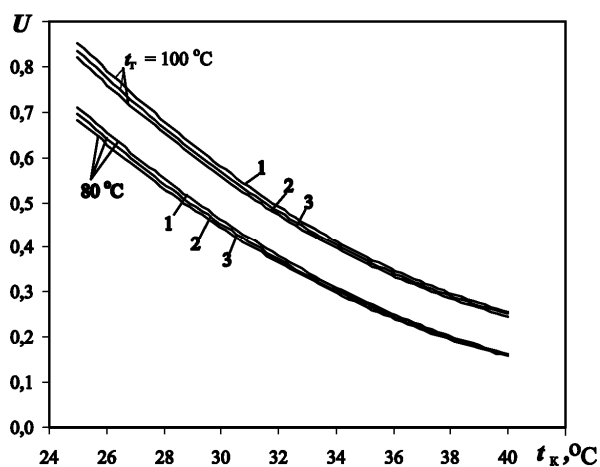


Рис. 5. Зависимость теплового коэффициента ζ (а) и коэффициента эжекции U (б) от температуры конденсации t_k при температуре кипения в испарителе $t_0 = 7$ °С, разных температурах кипения в генераторе t_r и перегреве нерабочего пара Δt : 1 – $\Delta t = 0$ °С; 2 – $\Delta t = 10$ °С; 3 – $\Delta t = 20$ °С



а



б

Рис. 6. Зависимость теплового коэффициента ζ (а) и коэффициента эжекции U (б) от температуры конденсации t_k при температуре кипения в испарителе $t_0 = 10$ °С, разных температурах кипения в генераторе t_r и перегревах нерабочего пара Δt : 1 – $\Delta t = 0$ °С; 2 – $\Delta t = 10$ °С; 3 – $\Delta t = 20$ °С

Для повышения температуры кипения в генераторе используется тот же эффект, что и в случае с испарителем: отвод пара из генератора Г1 осуществляется при $x \leq 0,8$. Разделение парожидкостной смеси происходит в сепараторе С2, доиспарение жидкости – в генераторе Г2, а перегрев пара – в пароперегревателе ПП. Такая схема утилизации тепла в судовых рыбомучных установках позволит достичь теплового коэффициента холодильной машины $\zeta = 0,5 \dots 0,62$.

Заключение

Предложен принцип работы теплообменных аппаратов ТЭХМ с неполным испарением и инжекторной рециркуляцией жидкости. Интенсивная теплопередача и сокращение температурных напоров обеспечивают перегрев пара в генераторе и его отсутствие в испарителе, в результате чего повышаются коэффициенты эжекции и тепловые коэффициенты ТЭХМ.

Перегрев рабочего пара позволяет повысить коэффициент эжекции ТЭХМ до $0,8 \dots 1,0$.

При температурах конденсации $t_k = 25 \dots 30$ °С тепловой коэффициент ТЭХМ составляет $\zeta = 0,5 \dots 1,0$, что делает их вполне конкурентноспособными по энергетической эффективности со значительно более сложными абсорбционными теплоиспользующими холодильными машинами.

Литература

Захаров В.Ю. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12 – 18.

Петренко В. А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16 – 21.

Сирота А.А., Радченко Н.И., Коновалов Д.В. Теплоиспользующий контур выпарных установок // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2003. – № 7 (42). – С. 67 – 72.

Поступила в редакцию 12.04.2004

Рецензент: канд. техн. наук И.И. Петухов, докторант, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.