

*A.A. Костенко, В.П. Леонов, канд. техн. наук, Т.М. Розеноер, канд. техн. наук, А.Н. Паркин
(МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия). E-mail: kosrk1@gmail.com;
А.В. Поликарпов (НИИ Механики МГУ, г. Москва, Россия)*

Использование прямого и обратного циклов Ренкина для создания водоохлаждающей холодильной установки, работающей от источника сбросной теплоты

Наиболее распространенные холодильные установки — водоохлаждающие (чиллеры — chillers, машины для охлаждения жидкого теплоносителя). Достоинства использования воды (или водных растворов) в качестве промежуточного теплоносителя в холодильных системах: безопасность для человека и окружающей среды; низкая стоимость; доступность большого числа машин, аппаратов и элементов арматуры для организации технологического контура; высокие теплоемкость и плотность и низкая вязкость воды и др. Это позволяет просто и эффективно управлять потоками теплоты, что важно для проектировщиков холодильных систем.

Также актуально снижение энергопотребления, поэтому особый интерес представляют теплоиспользующие холодильные установки с утилизацией сбросной теплоты (например выхлопа продуктов сгорания топлив) или теплоты возобновляемых источников (солнечных концентраторов, коллекторов и т. д.). При решении данной задачи широкое распространение получили абсорбционные пароэжекторные теплоиспользующие холодильные установки для охлаждения жидких теплоносителей. Установка на основе двигательного цикла Ренкина и парокомпрессионного цикла может быть сопоставима по эффективности с абсорбционными холодильными установками.

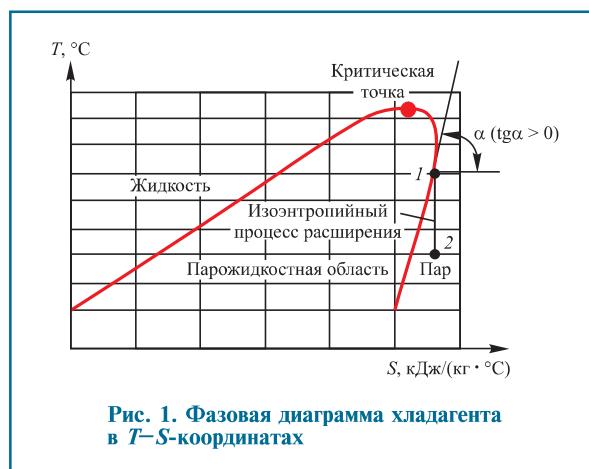
В теплоиспользующих холодильных установках реализуется комбинация прямого (двигательного) и обратного (холодильного) циклов. В 50-е годы XX в. была предложена схема теплоиспользующей холодильной установки на основе прямого и обратного (парокомпрессионный цикл) циклов Ренкина [1]. При этом рабочее тело циклов одно и то же — хладон-11 или хладон-12. Согласно данным [1] холодоизвлечательность таких установок на базе турбомашин может быть рекомендована от 100 кВт до 4,5 МВт на температурных уровнях, характерных для парокомпрессионных холодильных машин. В настоящее время эти сведения могут быть уточнены и расширены с учетом современного развития ORC-установок (ORC — Organic Rankine Cycle, т. е. «органический цикл Ренкина») и возможности использования рабочих тел ORC-установок в холодильных системах.

Применение органических рабочих тел (фреонов, спиртов и др.) в энергогенерирующих установках, работающих по циклу Ренкина, было начато в 70-е годы в СССР [2] и получило широкое развитие за рубежом. Создано большое количество установок электрической мощностью от нескольких ватт до нескольких

мегаватт [3, 4]. Совместив холодильную установку и ORC-установку, можно получить теплоиспользующую холодильную установку, где в каждом цикле применяется «свой» фреон. Так, в работе [5] приведен пример теплоиспользующей водоохлаждающей холодильной машины на базе спирального холодильного компрессора и спирального теплового расширителя (двигателя), где в прямом цикле Ренкина применен хладагент R245fa, а в обратном цикле — хладагент R134a.

Однако предпочтительно использование одного рабочего тела. В современных ORC-установках преимущественно используются вещества с положительным наклоном пограничной кривой на фазовой диаграмме (рис. 1). Результаты оценочных расчетов по использованию подобного органического вещества в водоохлаждающей холодильной машине [6] позволяют утверждать, что холодильный коэффициент в этом случае можно получить сопоставимым с холодильным коэффициентом установок, работающих на R12, R22, R134a (при одних и тех же условиях). Использование подобных веществ для двигательного цикла позволяет исключить возможность появления влаги в процессе расширения насыщенного пара, что, наряду с небольшим различием в плотности паровой и жидкой фаз, исключает эрозионный износ элементов расширительных машин и возможные гидроудары.

Успешный опыт испытания ORC-установок мощностью от нескольких десятков киловатт [7], в которых в качестве привода генератора применяется радиально-осевая центробежная турбина,



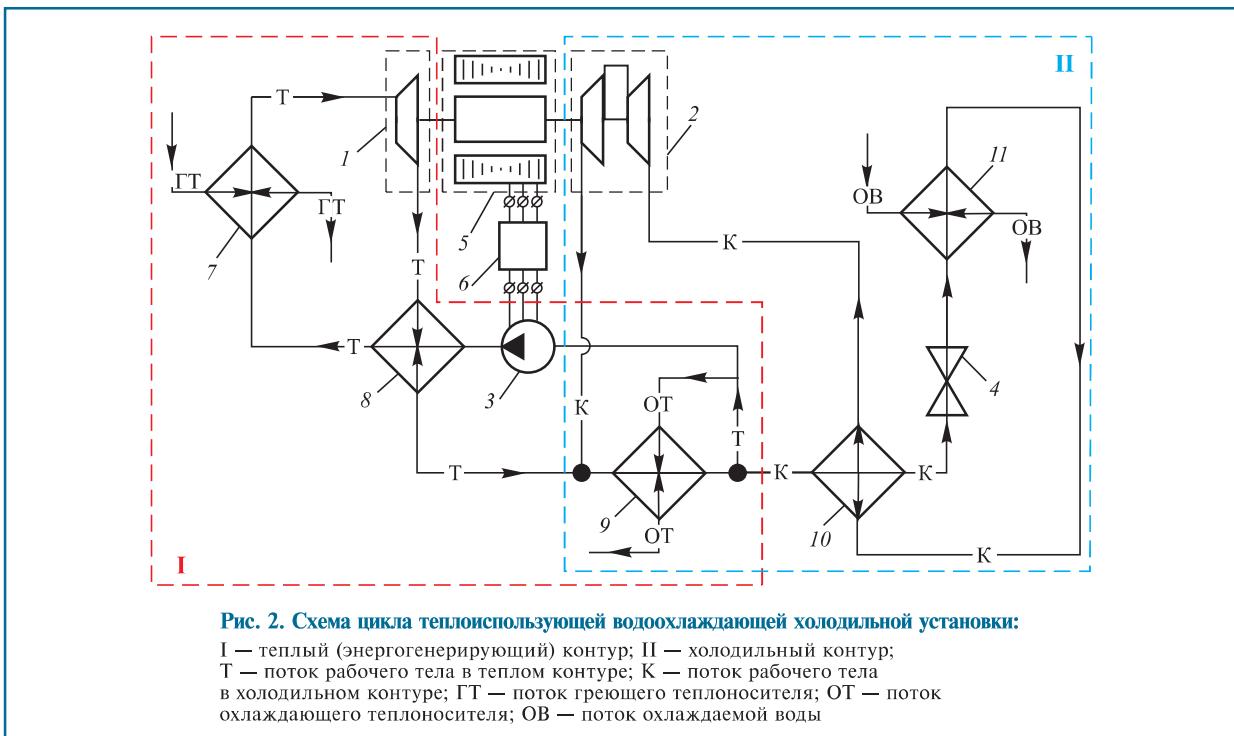


Рис. 2. Схема цикла теплоиспользующей водоохлаждающей холодильной установки:

I — теплый (энергогенерирующий) контур; II — холодильный контур;
T — поток рабочего тела в теплом контуре; K — поток рабочего тела
в холодильном контуре; ГТ — поток греющего теплоносителя; ОТ — поток
охлаждающего теплоносителя; OB — поток охлаждаемой воды

и разработки в области малоразмерных центробежных фреоновых компрессоров свидетельствуют о возможности создания теплоиспользующих холодильных установок холодопроизводительностью от нескольких киловатт на базе турбомашин. Примером является тепловой насос на базе центростремительной турбины и центробежного компрессора (внешний диаметр колес 18 и 20 мм, соответственно), основанный на прямом и обратном циклах Ренкина с использованием одного рабочего тела — R134a [8].

В теплоиспользующей водоохлаждающей холодильной установке (рис. 2), как и в тепловом насосе [8], можно применить малоразмерную центростремительную радиально-осевую турбину и центробежный компрессор. Дополнительно предусмотрен электрогенератор для питания электроэнергией «собственных нужд» установки (контрольно-измерительных приборов, вспомогательных циркуляционных насосов т. д.). Данная холодильная установка предназначена для получения холодной воды за счет использования «сбросной» тепловой энергии (как в ORC-установках) и включает в себя радиально-осевую центростремительную турбину 1, центробежный компрессор 2, питательный насос 3, дроссельный вентиль 4, маломощный высокочастотный электрогенератор 5, электрический преобразователь 6, «теплый» испаритель 7, «теплый» рекуператор 8, конденсатор 9, «холодный» рекуператор 10, «холодный» испаритель 11.

Энергопотребление подобной установки сопоставимо с энергопотреблением абсорбционной холодильной

установки, которое в основном складывается из мощностей электродвигателей насосов и управляющих контроллеров. В данной схеме необходимую электроэнергию (или немного больше, например, для питания циркуляционных водяных насосов) можно получить с применением маломощного высокочастотного электрогенератора, поэтому холодильная установка получается независимой от источника внешнего электропитания.

Результаты расчета теплового коэффициента ε_T теплоиспользующей водоохлаждающей холодильной установки (см. рис. 2), определенного как отношение холодопроизводительности к сумме подведенной тепловой нагрузки в «теплом испарителе» и потребляемой мощности насоса 3, представлены на рис. 3 (температура конденсации 35 °C, температура кипения в «холодном» испарителе 5 °C).

При расчете использовали значения эффективности, характерные для малых машин: изоэнтропийный КПД компрессора 0,7; изоэнтропийный КПД турбины 0,75; изоэнтропийный КПД насоса 0,6. Минимальную разность температур на «холодном» конце рекуператора 8 и на «теплом» конце рекуператора 10 принимали равной 8 K, переохлаждение в конденсаторе задавали на уровне 3 K, потери давления в аппаратах и магистралях не учитывали.

Зависимости построены для наиболее часто применяемых в ORC-установках веществ: R245fa, силоксан MDM ($C_8H_{24}Si_3O_2$), KetoneC6F (CF_3CF_2CO) $CF(CF_3)_2$). При расчете холодильный цикл не изменяли, меняли параметры силовой части (давление

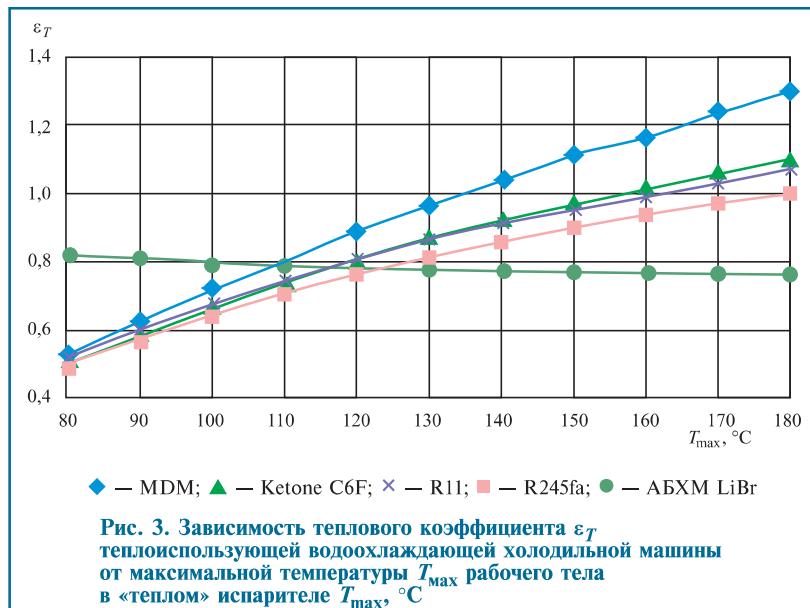


Рис. 3. Зависимость теплового коэффициента ε_T теплоиспользующей водоохлаждающей холодильной машины от максимальной температуры T_{\max} рабочего тела в «теплом» испарителе T_{\max} , °C

и температуру в «теплом» испарителе). Для каждой температуры определяли оптимальное значение давления перед турбиной (давления в «теплом» испарителе), которое равно давлению насыщения при заданной температуре. Однако с повышением температуры (при приближении к критической точке) оптимальное давление становится меньше давления насыщения и меньше критического давления при максимальной температуре (которая выше критической температуры в рассматриваемом диапазоне температур для каждого из веществ).

Для сравнения на рис. 3 приведены зависимости $\varepsilon_T(T_{\max})$ для установки, работающей на R11, и для простейшей абсорбционной холодильной машины (АБХМ), работающей на водном растворе бромистого лития. Для водного раствора бромистого лития (в простейшем цикле АБХМ без учета потерь) в области значений температуры греющего источника ниже $+110$ °C значения теплового коэффициента заметно выше, чем для фреонового комбинированного цикла на различных веществах. В области температур греющего источника выше 110 °C более высокие значения термического КПД, достижимые для прямой части комбинированного фреонового цикла, позволяют обеспечить более высокий уровень теплового коэффициента, чем для одноступенчатой АБХМ. Это обусловлено более низкими потерями в прямом фреоновом цикле по сравнению с прямым циклом АБХМ, где увеличение потенциала теплоты греющего источника приводит к повышению необратимых потерь при отводе в окружающую среду высокопотенциального тепла перегрева паров и теплоты конденсации, которые невозможно полезно использовать в схемах АБХМ с одноступенчатой генерацией пара. Для фреонового цикла повышение потенциала греющего ис-

точника не ведет к существенному повышению необратимых потерь и позволяет значительно увеличить изоэнтропный перепад на расширительной машине за счет увеличения отношения давлений в цикле.

Тепловой коэффициент для АБХМ снижается по мере увеличения температуры греющего источника. Это является следствием увеличения нагрузки на генератор при снижении (с уменьшением кратности циркуляции рабочего раствора) нагрузки на растворный теплообменник; снижение кратности циркуляции раствора, в свою очередь, вызвано увеличением зоны дегазации раствора. Кроме этого, следует учесть принципиальный предел работоспособности схемы, связанный с риском образования гидратов при охлаждении крепкого раствора в растворном теплообменнике. Фактически, предельным уровнем температур грею-

щего источника, при котором возможна устойчивая работа АБХМ по описываемой схеме, является $+95$ °C. Для использования греющих источников с более высокими температурами применяют циклы АБХМ с двумя и более ступенями генерации пара.

Схемы двухступенчатой генерации пара в АБХМ промышленно освоены и применяются в установках, предназначенных для работы с греющими источниками, температура которых может достигать $+180$ °C и более; в таких установках тепловой коэффициент достигает $1,4\dots1,45$. Существенным фактором, содержащим дальнейшее повышение температур греющего источника для АБХМ, является увеличение коррозионной активности водного раствора бромистого лития при повышении его температуры (наиболее подверженный коррозии элемент машины — генератор). В отличие от АБХМ, увеличение температуры для рассматриваемой установки (см. рис. 2) не приводит к коррозии металла и ограничено только температурной границей термической стабильности применяемого рабочего тела.

В качестве примера в таблице представлены значения давлений в основных аппаратах, степени сжатия в компрессоре и расширения в турбине и отношение расходов рабочего тела в прямом и обратном циклах при температуре рабочего тела перед турбиной (или при максимальной температуре в «теплом» испарителе) 120 °C. Подобные уровни давления в аппаратах позволяют применять турбомашины при механической мощности на валу от 1 кВт, холодопроизводительность при этом от 5 кВт. Также в таблице приведена степень термодинамического совершенства (СТДС) — отношение действительного теплового коэффициента к теоретическому. Так как в идеальном случае работа, полученная в двигательном цикле, полностью расходуется на выработку хо-

Параметры теплоиспользующей водоохлаждающей холодильной машины

Параметр	MDM	R245fa	Ketone C6F	R11	LiBr (АБХМ)
Давление конденсации p_{cond} , бар	0,00935	2,117	0,6039	1,4867	0,0563
Давление в «холодном» испарителе p_{cev} , бар	0,00118	0,6621	0,16194	0,49598	0,0087
Температура на входе в турбину T_{max} , °C	120				
Давление в «теплом» испарителе p_{Ev} , бар	0,395	19,274	7,008	12,363	0,0563
Тепловой коэффициент ε_T	0,89	0,76	0,81	0,81	0,78
Отношение расходов G_{REL}	0,86	1,08	0,92	1,02	—
Степень сжатия в компрессоре π_c	7,92	3,20	3,73	3,00	—
Степень расширения в турбине π_t	42,25	9,10	11,60	8,32	—
СТДС, %	44,4	37,9	40,41	40,41	38,8

лода (т. е. работа турбины и работа компрессора равны), то теоретический тепловой коэффициент равен произведению холодильного коэффициента на КПД цикла Карно, который для данного случая равен 2.

Проведены опыты с турбогенератором мощностью 1 кВт с лепестковыми газодинамическими подшипниками [9] на органическом рабочем теле Ketone C6F. Экспериментально определенный изоэнтропийный КПД приводной радиально-осевой центро斯特ремительной турбины при работе на номинальном режиме составил 74 % — следовательно, подобные маломощные установки реализуемы.

С увеличением номинальной холодопроизводительности тепловой коэффициент ε_T увеличивается, так как при этом увеличивается изоэнтропийный КПД. На параметры турбомашин (и, следовательно, на КПД) в значительной степени влияет величина гидравлических потерь в теплообменных аппаратах ввиду пониженного давления в них (ниже атмосферного), поэтому важен оптимальный выбор типа теплообменного аппарата. Может быть целесообразен поиск схемных решений без подобных теплообменных аппаратов (при сохранении уровня теплового коэффициента).

Таким образом, создание водоохлаждающей холодильной установки по схеме (см. рис. 2) является перспективным энергоэффективным направлением холодильной техники.

Список литературы

1. Чистяков Ф.М., Плотников А.Е. Холодильный турбоагрегат с приводом от турбины, работающий на холодильном агенте // Холодильная техника. 1952. № 3. С. 16–19. 2. Томаров Г.В., Никольский А.И., Семенов В.Н., Шипков А.А. Геотермальные энергетические

проекты в России // Вестник Российской Академии Естественных Наук. 2009. № 1. С. 30–37. 3. Musthafa Bin Mohd Tahir, Noboru Yamada. Characteristics of Small ORC System for Low Temperature Waste Heat Recovery // Journal of Environment and Engineering. 2009. V. 4. № 2. P. 375–385. 4. Neil P. Leslie, Ohad Zimron, Richard S. Sweetser, Therese K. Stovall. Recovered Energy Generation Using an Organic Rankine Cycle System // ASHRAE paper CH-09-024; in ASHRAE Transactions. 2009. Vol. 115. Pt. 1. Chicago 2009. 5. Hailei Wang, Richard Peterson, Kevin Harada et al. Performance of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Heat Activated Cooling // Energy. 2011, V. 37. I. 1. P. 447–458. 6. Biederman Bruce P., Mulugeta Jarso, Zhang Lili, Brasz Joost J. Cycle Analysis and Turbo Compressor Sizing With Ketone C6F as Working Fluid for Water-Cooled Chiller Applications // International Compressor Engineering Conference. 2006. Paper 1626. <http://docs.lib.psu.edu/icec/1626>. 7. Antti Uusitalo, Teemu Turunen-Saaresti, Juha Honkatukia et al. Siloxanes as Working Fluids for Mini-ORC Systems Based on High-Speed Turbogenerator Technology // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2013. V. 135. I. 4. 9 p. 8. Demierre J., Henchoz S., Favart D. Prototype of a thermally driven heat pump based on integrated Organic Rankine Cycles (ORC) // Energy. 2012. V. 41. P. 10–17. 9. Румянцев М.Ю., Сигачев С.И., Зотов С.Н., Сизякин А.В., Поликарпов А.В. Экспериментальное исследование высокоскоростного турбогенератора для автономной энергетической установки, работающей по органическому циклу Ренкина // Тр. Второй Всерос. науч.-практ. конф. «Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем» ЭНЕРГО-2012 (Москва, 4–6 июня 2012 г.). М.: Издательский дом МЭИ, 2012. С. 387–390.