

УДК 628.165

DOI:

А. Наими, В.А. Рассохин

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННОГО ЦИКЛА С ВПРЫСКОМ ПАРА И АНАЛИЗ ЕГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ОПРЕСНИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ

Газовая турбина (ГТ) рассмотрена как перспективный способ получения энергии. Использование циклов газотурбинной установки (ГТУ) с впрыском пара в объединенной системе опреснения воды и производства электроэнергии проанализировано с помощью критериев эффективности энергии и эксергии. Дано краткое описание и обоснование условий циклов ГТ и систем производства

электроэнергии и пресной воды двойного назначения. Смоделирована и проанализирована установка теплового опреснения. Исследована производительность систем на основе ГТУ с впрыском пара.

Ключевые слова: газовая турбина, многоколонная дистилляция, парожеттор, опреснение морской воды, критерии эффективности, моделирование.

A. Naeimi, V.A. Rassokhin

EFFICIENCY OF GAS-TURBINE CYCLE WITH STEAM INJECTION AND ANALYSIS OF ITS INTERACTION WITH WATER DESALINATION PLANT

A gas turbine (GT) is considered as a promising method for energy production. The use of GT cycles for a gas turbine plant (GTP) with steam injection in the integrated system for water desalination and energy production was analyzed with the aid of the criteria of energy and exergy efficiency. A brief description and substantiation of conditions for GT cycles and systems for the production of electric power and sweet water of double use are given. A plant for thermal desalination is modeled and analyzed. The results obtained led to the choice of the system of vapor-compression and multi-column distillation (METVC) for sweet water production from sea water; further there was investi-

gated the efficiency of systems on the basis of GTP with steam injection. The analysis carried out has improved comprehension of systems based on GTPs with steam injection for the production of electric power and water desalination and also methods for their optimization. The results have proved that METVC system for desalination is more preferable than MED system in those cases when operating steam pressure for starting a steam ejector is high enough, $> \sim 3$ Bar as in two combined analyzed systems.

Key words: gas turbine, multicolumn distillation, steam ejector, sea water desalination, efficiency criteria, simulation.

Введение

Газовая турбина (ГТ) - это перспективный способ выработки электроэнергии. Было исследовано включение этих турбин в систему многократного действия для производства энергии и пресной воды, с учетом синергии выработки электроэнергии и опреснения воды. По сравнению с комбинированными циклами основные преимущества газовой турбины следующие: большая эффективность, высокая удельная мощность, уменьшение удельных инвестиционных затрат, снижение выбросов оксидов азота и улучшенная производительность при частичной нагрузке [1; 2].

В некоторых засушливых областях много низкосортной тепловой энергии, температура которой обычно ниже 130 °С. В этих областях необходимо запустить те-

плоопреснительные установки для получения пресной воды из соленой, поскольку затраты эксергии слишком высоки для обеспечения энергии путем сжигания топлива в котле. Комбинированные электростанции и опреснительные установки производят большое количество синергии при выработке электроэнергии и воды. Комбинированные системы обычно называют системами двойного назначения [3-5]. Большинство систем двойного назначения, работающих в мире, сочетают паровые турбины и теплоопреснительные установки. Но в последние годы наблюдается явная заинтересованность в переходе к газовым турбинам или комбинированным циклическим системам [6; 7] в связи с их повышенной пропускной способностью.

Синергия одновременного производства энергии и воды дает не только значительную выгоду при производстве энергии, но и экономическую и экологическую пользу. Например, использование многоэтапного испарения (MSF) с паротурбинной установкой дало экономию в 44,4% при производстве воды, от 40 кВт·ч/м³ равноценной работы только для систем производства воды и до 22,3 кВт·ч/м³ для систем производства энергии и воды [8], и снижение стоимости воды в 44,7 %, от \$ 2,66/м³ до \$ 1,47/м³ [9]. Оценка жизненного цикла показала, что нагрузка теплоопреснительных технологий на окружающую среду была снижена примерно на 75% при работе в гибридной установке на основе комбинированного цикла [10].

Изучалось взаимодействие цикла газовой турбины и опреснения [11] на основе одновальной турбины мощностью 38,3 МВт, в которой 10 кг/с произведено-

го в котле-утилизаторе (КУ) пара было введено в камеру сгорания, а остаток был использован для запуска сначала двух паровых эжекторов, а затем двух опреснительных установок многоступенчатой дистилляции. Для дальнейшей утилизации тепла использовался теплообменник прямого контакта газ - морская вода.

Целью работы является разработка научно-технических основ создания систем когенерации электроэнергии и получения пресной воды, которые используют газовую турбину в качестве первичного источника. Для изучения производительности и выбора параметров при производстве воды была смоделирована и проанализирована теплоопреснительная установка. Также была исследована комбинированная система, созданная на предприятии с газотурбинной установкой с впрыском пара.

Система опреснения многоколонной дистилляции с парозежектором (METVC) Процессы опреснения

Многоэтапное испарение (MSF), многоколонная дистилляция (MED), тепловое сжатие пара (TVC) и обратный осмос (RO) - четыре часто используемых процесса опреснения. Первые три связаны с выделением тепла, но используют работу насоса. Преимуществами теплового опреснения считаются низкая чувствительность к засолению и качеству питающей воды, а также способность производить дистиллят более высокого качества, который может быть использован для практического применения, когда требуется более чистая вода, чем питьевая (например для питания котлов [11]). RO использует только механическую работу. По сравнению с текущим коммерческим тепловым опреснением RO - процесс гораздо более энергоэффективный, более компактный и гибкий при проектировании и эксплуатации. Он также обладает более простыми и быстрыми характеристиками пуска/отключения оборудования [5; 8]. В последние годы процесс RO увеличил свою долю на рынке, но технология теплового опреснения все еще доминирует. При тепловом опреснении используется низкотемпературная те-

плота, поэтому данная технология подходит для комбинирования с выработкой электроэнергии или другими промышленными процессами.

Опреснительные установки MED и METVC с наивысшей температурой раствора (ТВТ) ниже 70°C в последние годы привлекают к себе внимание [12]. По сравнению с широко используемой MSF опреснение MED имеет ряд преимуществ, таких как низкий уровень коррозии и низкая скорость образования окалина, низкие капитальные издержки, длительный срок эксплуатации и низкое потребление энергии приводного двигателя [13]. Когда доступен пар среднего давления (около 3 бар или выше [8]), он может быть эффективно использован для захватывания и сжатия пара, образующегося в последней стадии на предприятии опреснения MED с использованием парового эжектора. По сравнению с автономным предприятием опреснения MED METVC потребляет меньшее количество охлаждающей воды, а следовательно, меньше мощности приводного двигателя и снижает предварительные затраты [14; 15].

Рис. 1 схематически иллюстрирует

четыре эффекта (И1-И4 с взаимодействующими ИЯ1-ИЯ4) теплового сжатия пара (ТВС) с подогревателями морской воды (ПН1, ПН2, ПН3), которые являются сочетанием парового эжектора и традиционного опреснения многократного действия (MED). Управляемый движущим паром (1) паровой эжектор (ПЭ) погружает и сжимает часть водяного пара (2), полученного в последнем эффекте (И4). Пар 3, который называется нагревающим паром, выходит из парового эжектора, конденсируется в И1 и производит энергию для испарения морской воды. Часть конденсата (5) возвращается в котел или котел-утилизатор тепла отходящих газов (КУ), а оставшаяся часть (6) вводится в соответствующий испарительный ящик (ИЯ1), где небольшое количество пара (7) испаряется путём внезапного понижения давления. Пар 8, выпа-

риваемый из морской воды в И1, проходит через предварительный нагреватель (ПН1) для нагрева питающей морской воды (9), а затем направляется во второй эффект (И2) вместе с испаренным паром (7) из ИЯ1, выступающим в качестве источника тепла в И2. Сбалансированный солевой раствор (12) от И1 перетекает во второй эффект (И2) и, испаряясь, производит пар. Этот процесс повторяется для всех эффектов вплоть до последнего. Часть пара (2), образованная в последнем эффекте, захватывается паровым эжектором, а оставшаяся часть (13) вводится в конечный конденсатор (КК), где пар высвобождает скрытую теплоту путем нагрева морской воды (15). Часть нагретой морской воды (16) используется в качестве сырья для системы METVC, а остаток (17) отправляется назад в море.

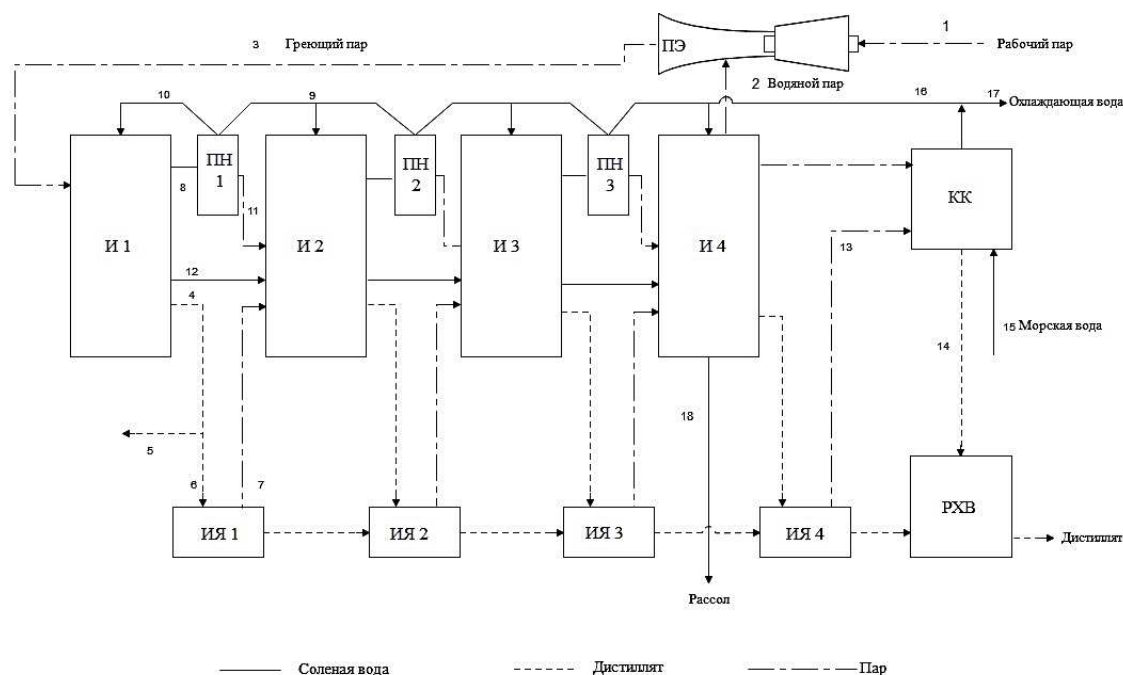


Рис. 1. Принципиальная схема многоколонной дистилляции с парозежектором:

КК - конечный конденсатор; И1-И4 - испарители; ИЯ1-ИЯ4 - испарительные ящики; ПН1-ПН3 - предварительные нагреватели; ПЭ - паровой эжектор; РХВ - резервуар для хранения воды

Критерии эффективности

Была изучена производительность METVC, которая затем была сопоставлена с производительностью MED с использованием следующих критериев:

1. Коэффициент эффективности (PR) - отношение массы производимой пресной воды m_w к массе потребленного движущего пара m_m :

$$PR = m_w / m_m . \quad (1)$$

2. Удельная поверхность теплопередачи (a) - поверхность теплопередачи, необходимая для производства 1 кг пресной воды:

$$a = A / m_w , \quad (2)$$

где A - общая площадь опреснительной установки, состоящая из области эффекта

A_{ef} и области конденсации конечного конденсатора A_{econ} .

3. Удельный расход эксергии (e_c) -

$$e_c = \frac{m_m(e_m - e_{hc})}{m_w} = \frac{m_m[(h_m - h_{hc}) - T_0(s_m - s_{hc})]}{m_w} \quad (3)$$

Здесь e_m - удельная эксергия рабочего пара; e_{hc} - удельная эксергия конденсата (пар 5 на рис.1) рабочего пара, выходящего из опреснительной установки; T_0 - температура окружающей среды.

4. Эффективность эксергии опреснительной установки (ε_D):

$$\varepsilon_D = \frac{m_w W_{min}}{m_m(e_m - e_{hc}) + W_p}, \quad (4)$$

где W_p - работа насоса, потребляемая при опреснении; w_{min} - минимальная работа, необходимая при обратимом сепарацион-

$$\varepsilon_E = \frac{m_{en}[(h_h - h_{en}) - T_0(s_h - s_{en})]}{m_m[(h_m - h_h) - T_0(s_m - s_h)]}, \quad (5)$$

$$\chi_E = \frac{T_0(m_h s_h - m_m s_m - m_{en} s_{en})}{m_m(e_m - e_{hc})} = \frac{T_0[m_m(s_h - s_m) + m_{en}(s_h - s_{en})]}{m_m[(h_m - h_{hc}) - T_0(s_m - s_{hc})]}. \quad (6)$$

Числитель и знаменатель в уравнении (5) представляют собой эксергию, которую увлеченный пар и движущийся пар теряют в процессе обработки паровым эжектором, а в уравнении (6) - разрушение эксергии в паровом эжекторе и эксергию, предусмотренную системой опреснения METVC.

Моделирование

Моделирование выполнено с использованием программного обеспечения, решающего проектные формулы (EES) [16]. Свойства морской воды и солевого раствора взяты из [3], коэффициенты теплопере-

эксергия, расходуемая на производство 1 кг пресной воды:

ном процессе для производства 1 кг пресной воды.

5. Эффективность эксергии (ε_E) и процент потерь эксергии (χ_E) парового эжектора. Паровой эжектор - основной компонент системы опреснения пароконпрессорной дистилляции многократного действия METVC, который отличает METVC от MED. Для оценки производительности парового эжектора используются два признака: эффективность эксергии и процент потери эксергии.

дачи испарения и конденсации, точка кипения, подъем уровня солевого раствора, а также неравновесная норма однократного испарения в испарительном боксе - из [17]. Производительность парового эжектора найдена из энергии [18]. При моделировании дистиллят, произведенный в каждом эффекте, считается бессолевым, а испарители, в соответствии с производственной практикой, имеют одинаковую поверхность теплопередачи [17]. В табл. 1 приведены условия расчета. Более подробную информацию о MED и METVC можно найти во многих публикациях [17; 19].

Таблица 1

Условия для расчета MED и METVC

Температура морской воды T_{sw} , °C	30
Температура отторгнутой охлажденной морской воды T_{cool} , °C	На 5°C ниже, чем T_{con}
Наивысшая температура раствора ТВТ, °C	69
Соленость морской воды X_{sw} , миллионные доли	36000
Соленость отторгнутого солевого раствора X_{br} , миллионные доли	70000
Состояние движущегося пара	Насыщение
Температура конденсации нагретого пара T_{hc} , °C	72
Давление нагретого пара p_h , МПа	0,03397*
Минимальная температура конденсации T_{con} в конечном конденсаторе, °C	40

*Температура насыщения - 72°C.

e_c и a_{ef} (коэффициент эффективности, удельная площадь эффектов, которая является соотношением A_{ef} и m_w) рассчитываются в условиях, идентичных заданным ранее [19-21]. Результаты приведены в табл. 2. Расчеты a_{ef} для основной части a в шести эффектах METVC приведены ниже (например, типичное значение a_{ef}/a - около 94%). Смоделированные прогнозы хорошо сопоставимы с данными в литерату-

ре (табл. 2), а относительные различия - в пределах 3%, за исключением a_{ef} . Большие различия в a_{ef} обусловлены разницей коэффициентов корреляции теплоотдачи и расчетной модели, используемой в данной работе и литературе [19]. Коэффициенты корреляции теплопередачи были проверены авторами путем сопоставления с другими корреляциями, имеющимися в экспериментах [17].

Таблица 2

Сравнение результатов моделирования с данными METVC

Условия вычисления	Пример 1 [18]	Пример 2 [18]	Пример 3 [19]	Пример 4 [20]	
n	6	6	4	4	
$T_{hc}, ^\circ\text{C}$	65	65	62	62,7	
$T_{br}, ^\circ\text{C}$	42,8	42,8	46,8	48,4	
$TBT, ^\circ\text{C}$	61,8	61,8	58,8	-	
$P_m, \text{МПа}$	2,5	2,5	2,5	2,4	
$T_{cool}, ^\circ\text{C}$	40	40	40	44	
$T_{sw}, ^\circ\text{C}$	30	30	-	33	
$\Delta T_{ph}, ^\circ\text{C}$	3,8	Без подогревателя	Без подогревателей	Без подогревателей	
m_m/m_{en}	1,36	1,36	0,86	0,8	
$X_{sw}, \text{миллионные доли}$	47800*	47800*	47800*	47800*	
$X_{br}, \text{миллионные доли}$	71500*	71500*	71500*	71500*	
PR	Референт	10,05 [18]	8,87 [18]	7,65 [19]	8,61 [20]
	Модель	10,11	9,10	7,73	8,49
$a_{ef}, \text{м}^2/(\text{кг}/\text{с})$	Референт	326,2 [18]	341 [18]	-	-
	Модель	353,4	354,8	347	363,7
$e_c, \text{кДж}/\text{кг}$	Референт	87,91 [18]	99,26 [18]	-	-
	Модель	89,44	99,3	117,09	106,05

*Предполагаемые значения основаны на содержании ссылочных документов.

Для исследования трех важных факторов провели параметрический анализ следующих данных: степени сжатия (CR), давления рабочего пара (p_m), а также подогрева морской воды в METVC.

Влияние коэффициента сжатия (CR)

Коэффициент сжатия (CR), представляющий собой отношение давлений греющего пара на входе в первый эффект и выходящего пара последнего эффекта,

$$CR = p_h / p_{en}, \quad (7)$$

и коэффициент расширения (ER), представляющий собой отношение давлений рабочего и выходящего паров,

$$ER = p_m / p_{en}, \quad (8)$$

это два параметра, которые определяют производительность парового эжектора и METVC при условиях расчета, приведенных в табл. 1.

Рис. 2 показывает влияние CR на PR

и a при фиксированном давлении рабочего пара. Рис. 3 показывает варианты e_c , ε_E и χ_E с CR , а рис. 4 - варианты ε_D для METVC. Увеличение CR для получения определенного количества эффектов n приводит к уменьшению значений a , PR и ε_D и увеличению e_c . Увеличение CR означает уменьшение p_{en} [см. соотношение (7)] и, следовательно, снижение T_{en} , что приводит к увеличению разницы температур между первым и последним действиями и, таким образом, к увеличению разницы температур каждого эффекта. Это приводит к уменьшению необходимой поверхности теплопередачи. В то же время увеличенная разница температур повышает необрати-

мость теплоотдачи в каждом эффекте, в результате чего повышается e_c и уменьшаются PR и ε_D . По той же причине при определенном CR большее количество эффектов n приводит к повышению PR , а и ε_D , но одновременно и к понижению e_c .

Следует отметить, что эффективность эксергии METVC очень низкая, < 3,5% (рис. 4), что указывает на большой потенциал для улучшения производи-

тельности опреснения.

Хорошо известно, что паровой эжектор не является эксергоэффективным компонентом. Как видно из рис. 3, при рабочем давлении 0,5 МПа и значениях CR между 1,8 и 4,5 только 16-25% ε_E и около 45% эксергии, предусмотренной процессом опреснения, теряется в паровом эжекторе.

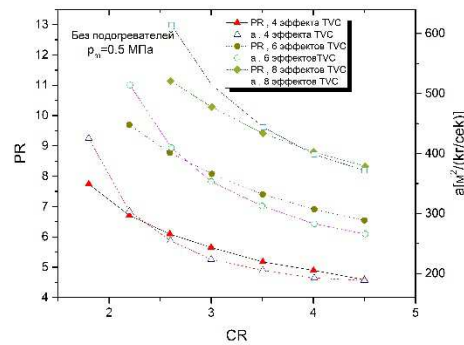


Рис. 2. Зависимость PR и a от CR и n в опреснении METVC

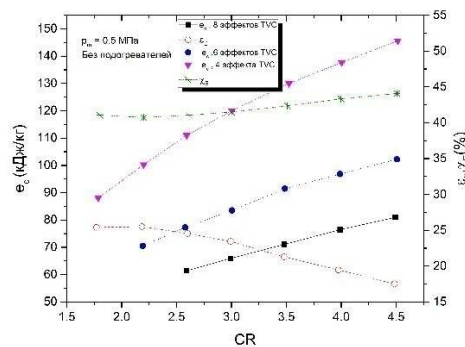


Рис. 3. Зависимость e_c , ε_E и χ_E от CR и n

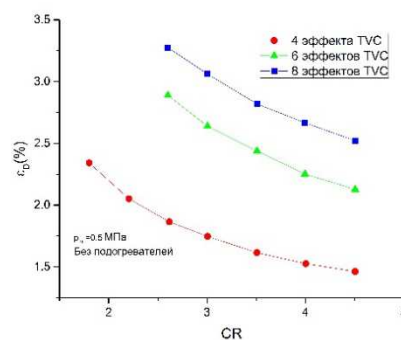


Рис. 4. Зависимость ε_D от CR и n в опреснении METVC

Влияние давления рабочего пара (p_m)

Как сказано в предыдущем разделе, технические характеристики CR и p_h определяют p_{en} , а производительность парового эжектора системы METVC можно рассчи-

тать с помощью p_m . Рис. 5 показывает влияние p_m на производительность METVC. Очевидно, что с увеличением p_m снижается PR . Когда паровой эжектор запускается рабочим паром высокого давления, он потребляет больше пара на по-

следнем эффекте, тем самым увеличивая количество нагревающего пара и производимой воды соответственно, что приводит к повышению PR . Скорость увеличения PR замедляется из-за увеличения эксергии рабочего пара и возрастания p_m , а увеличение разрушения пара в паровом эжекторе и испарителе при более высоком p_m [19] вызывает возрастание потребления удельной эксергии e_c (рис. 5).

Расчеты также показывают, что p_m оказывает незначительное влияние на a (рис. 5). Причина заключается в том, что

более высокая энтальпия рабочего пара при более высоком p_m приводит к более высокой температуре нагрева пара T_h , которая увеличивает разницу температур для переноса физического тепла в первом эффекте и несколько уменьшает a_{ef} . В то же время рабочий пар высокого давления увеличивает количество пара, задействованного в последнем эффекте. Это сокращает количество пара, который должен конденсироваться в конечном конденсаторе, что приводит к незначительному уменьшению a_{econ} .

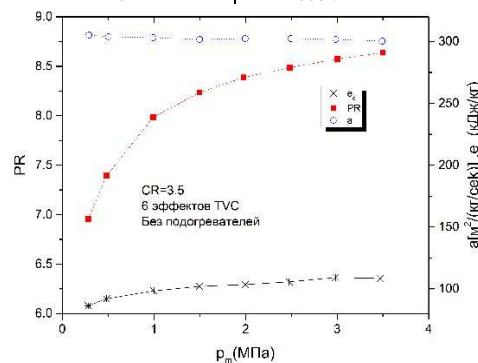


Рис. 5. Влияние p_m на PR , a и e_c в опреснении METVC

Рис. 6 показывает производительность стандартного опреснения MED, работающей на насыщенном паре при различных условиях: 72°C ($0,034$ МПа), $151,8^\circ\text{C}$ ($0,5$ МПа) и $242,6^\circ\text{C}$ ($3,5$ МПа). Представлена только одна кривая площадей водного зеркала из-за незначительного влияния p_m (T_m) на a . Сравнение с данными на рис. 2 и 5 показывает: хотя эффективность эксергии парового эжектора e_E чрезвычайно низкая (рис. 3), система METVC имеет значительное преимущество перед MED, работающей с тем же источником тепла, когда p_m достаточно высоко для запуска парового эжектора.

работающая на насыщенном паре при $3,5$ МПа, имеет уровень PR $5,5$ для определенной области 310 м²/кг. Однако METVC с шестью эффектами и показателем CR $3,5$ имеет коэффициент PR $8,6$ для определенной области 301 м²/кг. В отличие от MED, в которой не создается никакой работы, системой METVC производится обработка паровым эжектором при сжатии используемого пара, что является более эксергоэффективным, так как пар доступен при значительно более высоком давлении, чем требуется для подачи тепла в MED; вместо ненужного пара эжектор используется для сжатия пара в процессах системы METVC.

Например, MED с семью эффектами,

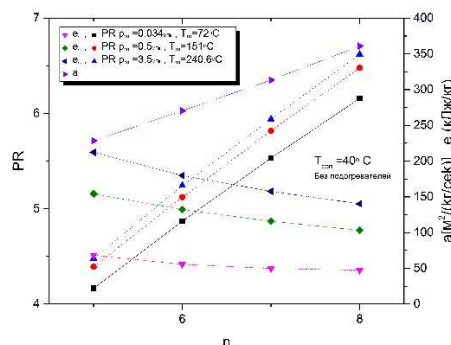


Рис. 6. Производительность блока MED

Рис. 7 показывает эффективность эксергии ε_D опреснения METVC с шестью эффектами и MED с семью эффектами для разного p_m . Выявлено, что повышение p_m приводит к понижению ε_D как для METVC, так и для MED из-за увеличенного потреб-

ления эксергии при производстве воды e_c (рис. 5 и 6). Используя одинаковый источник тепла, METVC имеет более высокое значение ε_D , чем MED, в связи с рабочим процессом парового эжектора METVC.

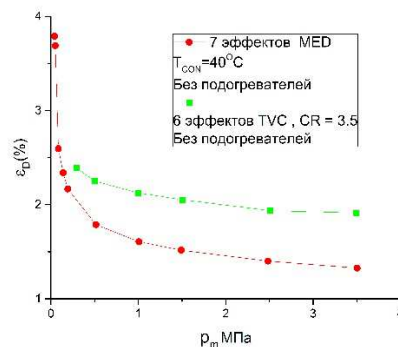


Рис. 7. Эффективность эксергии опреснения METVC и MED

В табл. 1 приведены условия для расчета METVC и MED, включая наивысшую температуру раствора (ТВТ) 69°C . Если предположить, что минимальная разность температур между нагреваемым паром и морской водой равна 3°C , температура нагреваемого пара — 72°C , то давление насыщения составляет $0,034$ МПа. Необратимость процессов парового эжектора и процесса передачи тепла между нагреваемым паром и морской водой уменьшается с увеличением температуры пара, когда она приближается к 72°C , а давление — к $0,034$ МПа, и увеличивается ε_D . Таким образом, MED работает при 72°C ($0,034$ МПа), насыщенный пар имеет более высокий показатель ε_D по сравнению с METVC. Опреснение MED работает при более высокой температуре/давлении пара, хотя имеет большее значение PR за счет более высокого e_c . Это хорошо видно на рис. 5-7. Например, MED с семью эффектами работает при 72°C ($0,034$ МПа), насыщенный пар обладает $\varepsilon_D = 3,8\%$, $PR = 5,5$ и $e_c = 51$ кДж/(кг дистиллята), в то время как METVC с шестью эффектами использует рабочий пар с температурой $240,6^\circ\text{C}$ ($3,5$ МПа) при $\varepsilon_D = 1,9\%$, $PR = 8,6$ и $e_c = 109$ кДж/(кг дистиллята). Следовательно, когда давление/температура пара выше $0,034$

МПа/ 72°C , более эффективно понизить температуру/давление до $72^\circ\text{C}/0,034$ МПа при проведении работы и только затем использовать пар как источник тепла для MED.

Влияние нагрева морской воды

Влияние нагрева морской воды в нагревателях представлено на рис. 8. Сильный нагрев ΔT_{ph} , при котором температура воды в каждом нагревателе высокая, приводит к повышению PR с небольшим увеличением удельной площади a по сравнению с METVC без нагрева. В MED или METVC подаваемая морская вода сначала нагревается до температуры кипения (процесс нагревания морской воды), а затем выкипает для производства пара (процесс выпаривания морской воды) путем поглощения тепла из предыдущего эффекта (нагрев пара используется на первом эффекте). Предварительный подогрев морской воды помогает уменьшить разницу температур между морской водой и конденсируемым паром в каждом эффекте (за исключением последнего), что приводит к более эксергоэффективному процессу передачи тепла и к увеличению производства воды, но также увеличивает удельную площадь, необходимую для нагревания морской воды.

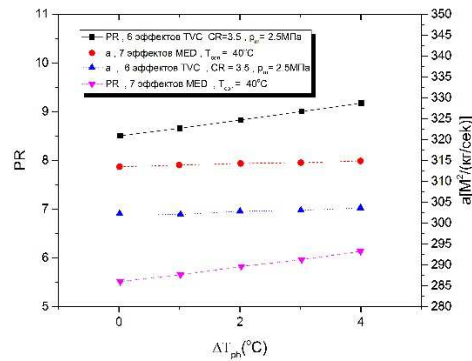


Рис. 8. Влияние нагрева морской воды на PR и a

Выбор параметров и производительность опреснения METVC

В системе METVC p_m определяется источником тепла (котел, электростанция или промышленный процесс) и имеет огромное влияние на PR , особенно когда $p_m < 1,5$ МПа (рис. 5), однако незначительно влияет на удельную площадь, в то время как коэффициент сжатия CR и количество эффектов n имеют значительное влияние как на PR , так и на a . Удельная площадь a влияет на стоимость оборудования и определяет CR и n в условиях расчетов, пред-

ставленных в табл. 1. Вместо детальных исследований экономики и технологической оптимизации, необходимых для выбора параметров, мы отобрали в работе, ссылаясь на информацию от коммерческих представителей, систему METVC [12], TVC с шестью эффектами и следующими параметрами: $CR = 3,5$, удельная поверхность ≈ 301 м²/(кг/с) (незначительно изменили только p_m) (рис. 5). Показатель PR системы с подогревом и без него показан на рис. 9.

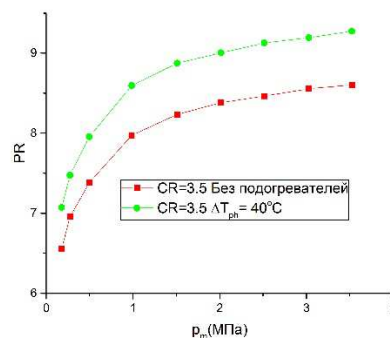


Рис. 9. PR системы опреснения с шестью эффектами

Выводы

Проведенный анализ улучшает понимание комбинированного процесса опреснения воды и получения электроэнергии, основанного на циклах ГТУ с впрыском пара, а также способов его улучшения и оптимизации. Результаты показыва-

ют, что система опреснения METVC предпочтительнее системы MED в тех случаях, когда давление рабочего пара для запуска парового эжектора достаточно высокое, $> \sim 3$ бар, как и в двух изученных комбинированных системах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Jonsson, M. Humidified gas turbines - a review of proposed and implemented cycles / M. Jonsson, J. Yan // Energy. - 2005. - № 30. - P. 1013-1078.
2. Poullikkas, A. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies / A. Poullikkas // Renewable Sustainable Energy Rev. - 2005. - № 9. - P. 409-443.

3. Husain, A. Integrated Power and Desalination Plants / A. Husain // *Eolss*. - Oxford, UK, 2003.
4. El-Nashar, A.M. Cogeneration for power and desalination - state of the art review / A.M. El-Nashar // *Desalination*. - 2001. - № 134. - P. 7-28.
5. Helal, A.M. Optimal design of hybrid RO/MSF desalination plants. Part 1. Modeling and algorithms / A.M. Helal, A.M. El-Nasher, E. Al-Katheeri, S. Al-Malek // *Desalination*. - 2003. - № 154. - P. 43-66.
6. Darwish, M.A. Co-generation power desalting plants: a new outlook with gas turbine / M.A. Darwish, N. Al-Najem // *Desalination*. - 2004. - № 161. - P. 1-12.
7. Szacs vay, T. Distillation desalination systems powered by waste heat from combined cycle power generation units / T. Szacs vay, M. Posnansky // *Desalination*. - 2001. - № 136. - P. 133-140.
8. Darwish, M.A. Energy consumption in equivalent work by different desalting methods: case study for Kuwait / M.A. Darwish, F. Al-Asfour, N. Al-Najem // *Desalination*. - 2002. - № 152. - P. 83-92.
9. Afgan, N.H. Sustainability assessment of desalination plants for water production / N.H. Afgan, M. Darwish, G. Garvalho // *Desalination*. - 1999. - № 124. - P. 19-31.
10. Raluy, R.G. Lifecycle assessment of desalination technologies integrated with energy production systems / R.G. Raluy, L. Serra, J. Uche, A. Valero // *Desalination*. - 2004. - № 167. - P. 445-458.
11. Dvornikov, V. Seawater multi-effect distillation energized by a combustion turbine / V. Dvornikov // *Desalination*. - 2000. - № 127. - P. 261-269.
12. Darwish, M.A. Technical comparison between TVC/MEB and MSF / M.A. Darwish, A. Alsairafi // *Desalination* - 2004. - № 170. - P. 223-239.
13. Kronenberg, G. Low-temperature distillation processes in single- and dual-purpose plants / G. Kronenberg, F. Kokiec // *Desalination*. - 2001. - № 136. - P. 189-197.
14. Economic and Social Commission for Western Asia // *Water desalination technologies in the ESCWA member countries*. - New York: United Nations Publication, 2001.
15. Naeimi, A. Numerical simulation and feasibility study of thermal desalination plants / A. Naeimi, V.A. Rassokhin // *Scientific and technical statements SPbSTU*. - 2014. - Vol. 4 (207). - P. 71-80.
16. <http://www.fchart.com/ees/ees.shtml/>.
17. El-Dessouky, H. Fundamentals of Salty Water Desalination / H. El-Dessouky, T. Hisham. - Amsterdam: Elsevier, 2002.
18. Power, R. Steam Jet Ejector for the Process Industries / R. Power. - New York: McGraw Hill, 1994.
19. Alafour, F.N. Thermal analysis of METVC+MEE desalination systems / F.N. Alafour, M.A. Darwish, A.O. Bin Amer // *Desalination*. - 2005. - № 174. - P. 39-57.
20. Darwish, M.A. The heat recovery thermal vapor-compression desalination system: a comparison with other processes / M.A. Darwish, H. El-Dessouky // *Appl. Thermal Eng.* - 1996. - № 16. - P. 523-537.
21. Michels, T. Recent achievements of low temperature multiple effect desalination in the western area of Abu Dhabi, UAE / T. Michels // *Desalination*. - 1993. - № 93. - P. 111-118.
1. Jonsson, M. Humidified gas turbines - a review of proposed and implemented cycles / M. Jonsson, J. Yan // *Energy*. - 2005. - № 30. - P. 1013-1078.
2. Poullikkas, A. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies / A. Poullikkas // *Renewable Sustainable Energy Rev.* - 2005. - № 9. - P. 409-443.
3. Husain, A. Integrated Power and Desalination Plants / A. Husain // *Eolss*. - Oxford, UK, 2003.
4. El-Nashar, A.M. Cogeneration for power and desalination - state of the art review / A.M. El-Nashar // *Desalination*. - 2001. - № 134. - P. 7-28.
5. Helal, A.M. Optimal design of hybrid RO/MSF desalination plants. Part 1. Modeling and algorithms / A.M. Helal, A.M. El-Nasher, E. Al-Katheeri, S. Al-Malek // *Desalination*. - 2003. - № 154. - P. 43-66.
6. Darwish, M.A. Co-generation power desalting plants: a new outlook with gas turbine / M.A. Darwish, N. Al-Najem // *Desalination*. - 2004. - № 161. - P. 1-12.
7. Szacs vay, T. Distillation desalination systems powered by waste heat from combined cycle power generation units / T. Szacs vay, M. Posnansky // *Desalination*. - 2001. - № 136. - P. 133-140.
8. Darwish, M.A. Energy consumption in equivalent work by different desalting methods: case study for Kuwait / M.A. Darwish, F. Al-Asfour, N. Al-Najem // *Desalination*. - 2002. - № 152. - P. 83-92.
9. Afgan, N.H. Sustainability assessment of desalination plants for water production / N.H. Afgan, M. Darwish, G. Garvalho // *Desalination*. - 1999. - № 124. - P. 19-31.
10. Raluy, R.G. Lifecycle assessment of desalination technologies integrated with energy production systems / R.G. Raluy, L. Serra, J. Uche, A. Valero // *Desalination*. - 2004. - № 167. - P. 445-458.
11. Dvornikov, V. Seawater multi-effect distillation energized by a combustion turbine / V. Dvornikov // *Desalination*. - 2000. - № 127. - P. 261-269.
12. Darwish, M.A. Technical comparison between TVC/MEB and MSF / M.A. Darwish, A. Alsairafi // *Desalination* - 2004. - № 170. - P. 223-239.
13. Kronenberg, G. Low-temperature distillation processes in single- and dual-purpose plants / G. Kronenberg, F. Kokiec // *Desalination*. - 2001. - № 136. - P. 189-197.
14. Economic and Social Commission for Western Asia // *Water desalination technologies in the ESCWA member countries*. - New York: United Nations Publication, 2001.
15. Naeimi, A. Numerical simulation and feasibility study of thermal desalination plants / A. Naeimi,

- V.A. Rassokhin // Scientific and technical statements SPbSTU. - 2014. - Vol. 4 (207). - P. 71-80.
16. <http://www.fchart.com/ees/ees.shtml/>.
17. El-Dessouky, H. Fundamentals of Salty Water Desalination / H. El-Dessouky, T. Hisham. - Amsterdam: Elsevier, 2002.
18. Power, R. Steam Jet Ejector for the Process Industries / R. Power. - New York: McGraw Hill, 1994.
19. Alafour, F.N. Thermal analysis of METVC+MEE desalination systems / F.N. Alafour, M.A. Darwish,

- A.O. Bin Amer // Desalination. - 2005. - № 174. - P. 39-57.
20. Darwish, M.A. The heat recovery thermal vapor-compression desalination system: a comparison with other processes / M.A. Darwish, H. El-Dessouky // Appl. Thermal Eng. - 1996. - № 16. - P. 523-537.
21. Michels, T. Recent achievements of low temperature multiple effect desalination in the western area of Abu Dhabi, UAE / T. Michels // Desalination. - 1993. - № 93. - P. 111-118.

Статья поступила в редколлегию 24.11.16.

Рецензент: д.т.н., профессор

Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

Лапин К.Л.

Сведения об авторах:

Наими Аббас, аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, e-mail: a.naeimi@turbinemachine.com.

Naimi Abbas, graduate of the St. Petersburg Polytechnic University Peter the Great, e-mail: a.naeimi@turbinemachine.com.

Рассохин Виктор Александрович, д.т.н., профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, e-mail: v-rassokhin@yandex.ru.

Rassokhin Viktor Alexandrovich, doctor of technical Sciences, Professor of Saint Petersburg Polytechnic University Peter the Great, e-mail: v-rassokhin@yandex.ru.