

А.В. Троценко*, М.В. Поддубная**

Одесская государственная академия холода, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65082

*e-mail: trotalex@rambler.ru

**e-mail: marina.sak@mail.ru

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДВУХПОТОЧНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА В ЦИКЛЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ РАСХОДОВ РАБОЧИХ ТЕЛ

Предложен метод восстановления термодинамической работоспособности двухпоточных теплообменников путем варьирования в них отношения расходов рабочих тел. Исследованы изменения характеристик детандерного теплообменника и цикла высокого давления в процессе этого восстановления. Показано, что в данном случае эффективным вариантом восстановления является выбор в качестве исходного данного температуры на выходе обратного потока анализируемого теплообменника.

Ключевые слова: Термодинамическая работоспособность. Теплообменный аппарат. Криогенная техника. Цикл высокого давления.

A.V. Trotsenko, M.V. Poddubnaya

TERMODYNAMIC RESTORE OF DOUBLE-FLOW HEAT EXCHANGERS FOR HIGH-PRESSURE CYCLE BY CHANGE OF WORKING SUBSTANCES RATES

A method for restoring the thermodynamic efficiency double-flow heat exchanger by varying the working substances rates is proposed. Changes in characteristics of the heat exchanger for high pressure cycle are investigated. It is shown, that in this case the effective variant of restoring is choosing as input data the temperature on outputting of return flow analyzed heat exchanger.

Keywords: The thermodynamic performance. Heat exchanger. Cryogenic engineering. The cycle of high-pressure.

1. ВВЕДЕНИЕ

Восстановление работоспособности теплообменников является актуальной и распространенной задачей. Поиск в системе «Google» по ключевым словам «восстановление работоспособности теплообменника» только на русском языке дал более 50000 ссылок. Но все они связаны с эксплуатационными проблемами реальных теплообменников, такими как ремонт этих аппаратов, их промывка и очистка.

Между тем, при проектировании и анализе схем энергетических установок также используется понятие работоспособности теплообменного аппарата. Оно сводится к проверке на этапе проектирования выполнения II-го начала термодинамики при условиях на его концах, удовлетворяющих закону сохранения энергии (I-му началу термодинамики). Для того чтобы выделить задачи, связанные с термодинамическим анализом рассматриваемых аппаратов, в данной работе применяется термин «термодинамическая работоспособность».

Способы проверки термодинамической работоспособности теплообменников достаточно широко

представлены в литературе. Известен графический способ решения данной проблемы для двухпоточных аппаратов, предполагающий построение q, T — диаграммы, где q — текущее значение тепловой нагрузки, T — температура. Исследованы возможные виды q, T -диаграмм для чистых и многокомпонентных рабочих тел [1]. Сделана попытка распространить этот способ на многопоточные теплообменники [2]. Предложен общий критерий их термодинамической работоспособности, основанный на вычислении эксергетических потерь от необратимости процессов, протекающих в многопоточных теплообменниках [3].

В то же время неизвестны литературные источники, в которых бы излагались принципы и анализировались методы восстановления термодинамической работоспособности теплообменников. Особый интерес среди них представляют подходы, позволяющие выполнять это без изменения принципиальной схемы установки. Цель данной работы заключается в разработке способа восстановления термодинамической работоспособности варьированием расходами рабочих тел, а также изучение влияния процесса восстановления на характеристики рассматриваемого теплообменника и

всего цикла. Изменение расхода обратного потока использовалось ранее [4] для определения оптимальной доли детандерного потока в криогенных установках, работающих по циклу среднего давления.

2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Выбор анализируемой схемы цикла высокого давления обусловлен тем, что представленные в данной работе результаты являются частью более общей задачи, которая заключается в исследовании процедуры восстановления термодинамической работоспособности теплообменника в широком диапазоне температур и давлений. В цикле высокого давления, схема которого изображена на рис. 1 для рефрижераторного режима, в наибольшей мере подвержен нарушению термодинамической работоспособности теплообменник $T1$, что обусловлено различием расходов прямого и обратного потоков в нём. Для данного аппарата характерны температуры, близкие к температуре окружающей среды, и большие давления (10...20 МПа) в прямом потоке.

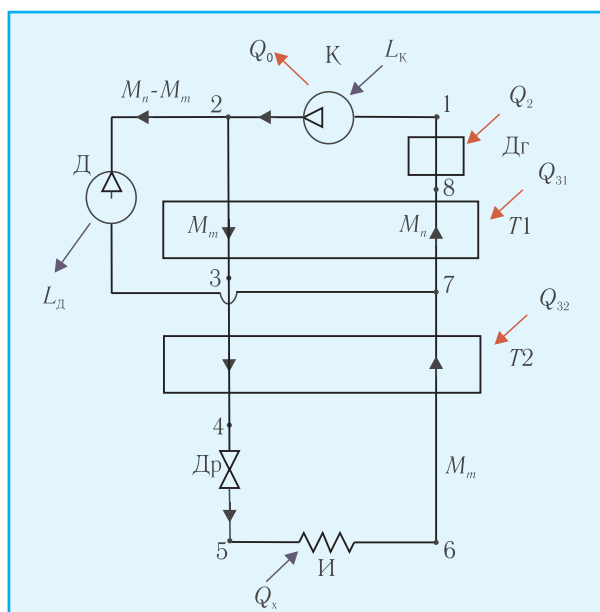


Рис. 1. Схема рефрижератора высокого давления :
 К — компрессор; Д — детандер; И — испаритель;
 T1, T2 — теплообменники; Др — дроссель,
 Дг — догреватель

На рис. 1 использованы следующие обозначения энергетических потоков: L_k — работа, затрачиваемая в компрессоре; L_d — работа, производимая в детандере; Q_x — холодопроизводительность цикла; Q_{31} , Q_{32} , Q_2 — теплопритоки из окружающей среды к теплообменникам $T1$, $T2$, догревателю Дг, соответственно; Q_0 — тепло, отдаваемое в окружающую среду. Величины M_n , M_m обозначают соответственно расходы прямого и обратного потоков в теплообменнике $T1$. Расчётные соотношения для вычисления значений L_k , L_d имеют вид:

$$L_k = \frac{M_n [T_{o.c.}(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)]}{\eta_k}, \quad (1)$$

$$L_d = (M_n - M_m)(h_2 - h_7), \quad (2)$$

где $T_{o.c.}$, η_k , h , s — соответственно, температура окружающей среды, изотермический КПД компрессора, энтальпия, энтропия. Нижний числовой индекс здесь и далее относит рассматриваемое свойство к номеру узловой точки.

Как известно, в натуральных опытах невозможно воспроизвести условия, характерные для термодинамически неработоспособного теплообменника, так как нарушения II-го закона термодинамики на практике недопустимы. Поэтому единственным способом исследования процесса восстановления термодинамической неработоспособности является проведение вычислительных экспериментов.

В работе представлены результаты компьютерных экспериментов, в которых термодинамические свойства рабочего тела определялись из уравнения состояния Редлиха-Квонга-Вильсона [5]. При этом считались заданными и фиксированными значения полной холодопроизводительности Q_x и температуры охлаждения T_x . Таким образом, рассматривался случай восстановления термодинамической работоспособности теплообменника $T1$ без изменения количества и качества получаемого в установке продукта. Так же в качестве исходных данных при термодинамическом расчёте цикла принимались значения: температуры окружающей среды $T_{o.c.}$, давлений p_1 , p_2 , адиабатного КПД детандера η_s , изотермического КПД компрессора η_k .

Дополнительно делалось допущение об отсутствии технических потерь, обусловленных гидравлическими сопротивлениями потоков рабочего тела и теплопритоков из окружающей среды. По нашим представлениям всякая потеря от необратимости способствует восстановлению термодинамической работоспособности, что может быть обосновано общей формулировкой II-го закона применительно к рассматриваемой задаче [3]. Поэтому данное допущение в определенной мере усложняет восстановление термодинамической работоспособности и, в то же время, позволяет использовать в задаче меньшее число независимых переменных.

Условие термодинамической работоспособности для теплообменника $T1$ основано на формулировке II-го начала по Клаузиусу, в соответствии с которой в любом сечении теплообменника по тепловой нагрузке температура прямого потока T_m должна быть не ниже температуры обратного потока T_n . Это условие приводит к требованию выполнения неравенства:

$$\Delta T_{\min} \geq 0, \quad (3)$$

где ΔT_{\min} — минимальный термодинамический напор между прямым и обратным потоками в сечении теплообменника. В случае $\Delta T_{\min} = 0$ имеет место теоретическая термодинамическая работоспособность, когда для практической реализации аппарата необходима бесконечно большая поверхность теплообмена F . При проектировании криогенных теплообменников исполь-

зудется более строгое, чем неравенство (3), условие:

$$\Delta T_{\min} \geq \Delta T_0, \quad (4)$$

где $\Delta T_0 = (3...5) \text{ К}$ [5]. Это обусловлено экономическими и техническими требованиями, в частности, к габаритам и металлоёмкости теплообменника.

Величина ΔT_{\min} вычислялась на основании уравнения энергетического баланса, который в общем виде для всего теплообменника может быть представлен как

$$M_m(h_2 - h_3) + Q_{31} = M_n(h_8 - h_7). \quad (5)$$

Для удельных величин выражение (5) трансформируется к виду:

$$h_2 - h_3 + q_{31} = \frac{M_n}{M_m}(h_8 - h_7), \quad (6)$$

где q_{31} — удельный теплоприток из окружающей среды к теплообменнику $T1$.

Формально на термодинамическом уровне величину ΔT_{\min} можно рассматривать как функцию 10-ти независимых переменных: по два термодинамических свойства в узловых точках теплообменника, удельные теплопритоки из окружающей среды и отношение расходов M_n/M_m .

Постановка данной задачи предполагает исследование влияния изменения отношения расходов M_n/M_m на основные характеристики теплообменника $T1$ и цикла в процессе восстановления термодинамической работоспособности этого теплообменника. При этом одна из температур T_8 или T_3 находилась из уравнения (6), а вторая принималась постоянной и равной значению в начальном состоянии термодинамически неработоспособного теплообменника. Точка, в которой задавалось значение температуры, считается фиксированной, а другая точка — рассчитываемой. Начальное состояние процесса восстановления определялось из условия, чтобы в нем имело место

$$\Delta T_{\min} \approx -3 \text{ К}.$$

Конечное состояние соответствовало приближенному равенству

$$\Delta T_{\min} \approx 3 \text{ К}.$$

Необходимо также подчеркнуть, что в данной постановке задачи сохранялось не только количество и качество продукта, но и схема установки.

3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Представленные ниже результаты получены на основании созданных моделирующих алгоритмов для термодинамических расчётов цикла и его элементов. В качестве рабочего тела выбран азот. Принятые исходные данные для расчёта цикла отражены в табл. 1.

Таблица 1. Основные данные для термодинамического расчёта цикла высокого давления

P_1 , МПа	P_2 , МПа	$T_{0.c}$, К	Q_x , Вт	η_s	T_x , К	η_K
0,1	20	293	100	0,8	78	0,65

Процесс сжатия в компрессоре вначале рассчитывали как изотермический, т.е. полагали $T_2 = T_1 = T_{0.c}$, а затем определяли его реальную мощность, учитывая значение изотермического КПД η_K (см. табл.1).

Начальное состояние теплообменника соответствовало $T_7 = 113 \text{ К}$, $T_8 = 283 \text{ К}$, $T_3 = 118 \text{ К}$, $M_n/M_m = 1,73$ и $\Delta T_{\min} = -3,0 \text{ К}$. На рисунках 2, 3 изображены q, T - и q, d_e -диаграммы теплообменника $T1$ в начальных и конечных состояниях при различных фиксированных узловых точках. Через d_e обозначены текущие мольные эксергетические потери от необратимости, которые рассчитывались по формуле:

$$d_e = T_{0.c} \left[s_3 - s_m + \frac{M_n}{M_m}(s_n - s_7) \right], \quad (7)$$

где s_m, s_n — значения энтропий прямого и обратного потоков, соответствующие тепловой нагрузке q .

На данных рисунках T_m, T_n — текущие температуры прямого и обратного потоков, соответственно. Из рисунков 2,а, 3,а видно, что линии $d_e(q)$ имеют в точках пересечения кривых $T_m(q)$ и $T_n(q)$ экстремумы. Для термодинамически работоспособных вариантов теплообменника $T1$ (рисунки 2,б, 3,б) наблюдается монотонно возрастающая зависимость для функции $d_e(q)$. Такой характер кривых $d_e(q)$ свидетельствует о корректности выполненного анализа термодинамической работоспособности этого теплообменника [3].

В табл. 2 приведены результаты проведенных вычислительных экспериментов, характеризующие изменение показателей теплообменника $T1$ при его переходе из начального в конечное состояние в зависимости от отношения расходов M_n/M_m .

В данной таблице использованы следующие обозначения: η_e, d_e — соответственно, эксергетический КПД и суммарные мольные эксергетические потери в теплообменнике $T1$; q_e — общая мольная тепловая нагрузка аппарата.

Расчёт величины d_e выполняется по формуле:

$$d_e = T_{0.c} \left[s_3 - s_2 + \frac{M_n}{M_m}(s_8 - s_7) \right].$$

Величина η_e определялась из соотношения:

$$\eta_e = \frac{e_2 + e_8}{e_3 + e_7},$$

где e — эксергетическая функция [6].

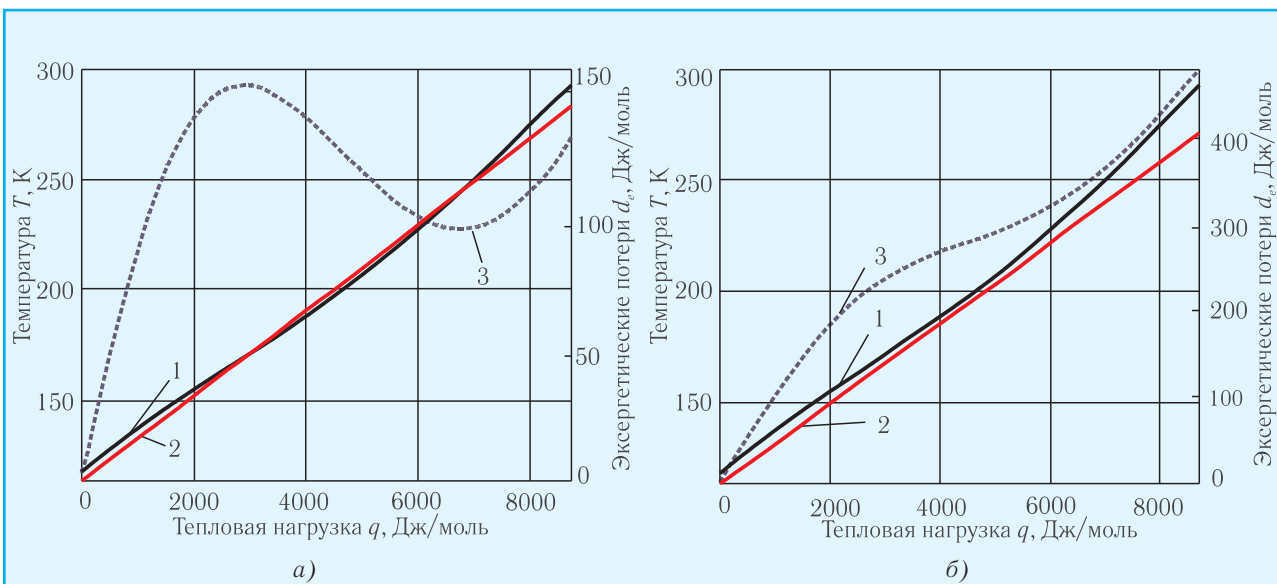


Рис. 2. Виды q,T - и q,d_e -диаграмм для состояний теплообменника T1 при определенной узловой точке 8 в начальном (а) и конечном (б) состояниях: 1, 2 — кривые для прямого и обратного потоков; 3 — эксергетические потери d_e

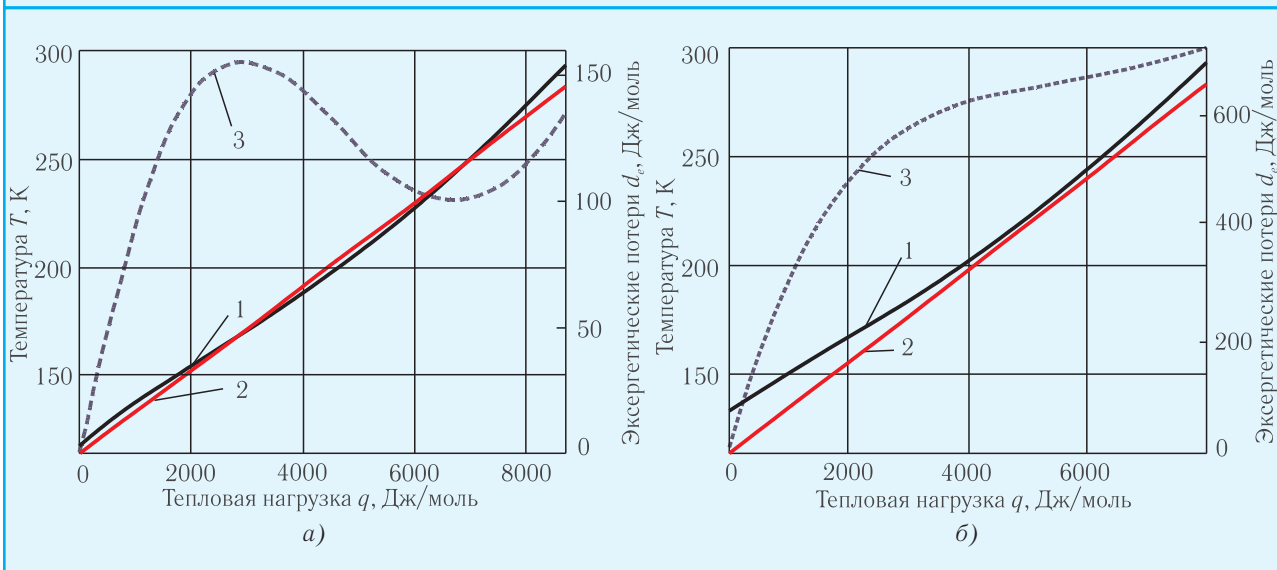


Рис. 3. Виды q,T - и q,d_e -диаграмм для состояний теплообменника T1 при определенной узловой точке 3 в начальном (а) и конечном (б) состояниях: 1, 2 — кривые для прямого и обратного потоков; 3 — эксергетические потери d_e

Расчётное выражение для вычисления q_e имеет вид:

$$q_e = \frac{M_n}{M_m} (h_8 - h_7)$$

Как следует из табл. 2, в данном случае главной особенностью процедуры восстановления термодинамической работоспособности, зависящей от выбора фиксированной узловой точки, является направление изменения отношения M_n/M_m . Если фиксирована точка 8, то данное отношение увеличивается. При фиксировании параметров точки 3 оно уменьшается. Причём абсолютное отклонение этого отношения слабо зависит от направления при условии, что конечные

величины ΔT_{\min} являются одинаковыми.

Для обоих вариантов восстановления характерны, как и следовало ожидать, монотонный рост зависимости $d_e(\Delta T_{\min})$ и монотонное уменьшение функции $\eta_e(\Delta T_{\min})$. Причем, при фиксированной узловой точке 3 темп изменения выше, что приводит к меньшему значению η_e и большим потерям d_e по сравнению с альтернативным вариантом.

Второй главной целью данной работы было исследование влияния процесса восстановления термодинамической работоспособности теплообменника T1 на энергетические показатели цикла. Кроме заданной холодопроизводительности Q_x , к таким рассматриваемым показателям относятся работы

Таблица 2. Изменение характеристик теплообменника Т1 при восстановлении его работоспособности

Фиксированная узловaя точка 8				Фиксированная узловaя точка 3				
M_n/M_m	$\Delta T_{\min}, \text{K}$	η_e	$d_e, \text{Дж/моль}$	M_n/M_m	$\Delta T_{\min}, \text{K}$	η_e	$d_e, \text{Дж/моль}$	$q_e, \text{Дж/моль}$
1,73	-3,2	0,992	133,8	1,73	-3,2	0,992	133,8	8723,2
1,76	-1,6	0,987	216,3	1,70	-1,8	0,983	268,2	8571,1
1,80	0,4	0,980	324,0	1,66	-0,2	0,974	430,2	8369,4
1,83	1,7	0,976	402,9	1,62	1,5	0,965	577,6	8167,8
1,86	3,0	0,971	480,2	1,58	3,0	0,957	710,9	7966,1

L_k, L_d , суммарные затраты работы в цикле L , холодильный коэффициент ϵ , эксергетический КПД цикла η_e^u .

Величина L определялась из равенства:

$$L = L_k - L_d.$$

Таблица 3. Изменение характеристик цикла при восстановлении работоспособности теплообменника

Энергетические показатели	$\Delta T_{\min}, \text{K}$			
	Фиксированная узловaя точка 8		Фиксированная узловaя точка 3	
	-3 K	3 K	-3 K	3 K
$L_k, \text{Вт}$	799,1	858,7	799,1	882,1
$L_d, \text{Вт}$	72,3	85,2	72,3	69,4
$L, \text{Вт}$	726,8	773,6	726,8	812,7
ϵ	0,138	0,129	0,138	0,123
η_e^u	0,379	0,356	0,379	0,339

Значение КПД цикла рассчитывалось как

$$\eta_e^u = \frac{L_{\min}}{L},$$

где L_{\min} — минимальная работа, необходимая для получения холода Q_x на температурном уровне T_x . Для выбранных исходных данных $L_{\min} = 275,6 \text{ Вт}$.

Значения энергетических показателей цикла для условий начального и конечного состояний теплообменника Т1 и альтернативных вариантов выбора фиксированной узловaя точки представлены в табл. 3.

Из данных табл. 3 следует, что с увеличением ΔT_{\min} все рассматриваемые энергетические показатели цикла ухудшаются. При этом для

одинакового конечного значения ΔT_{\min} все эти показатели для фиксированной точки 8 лучше, чем в случае фиксации точки 3.

Для анализа процесса восстановления термодинамической работоспособности теплообменника важны не только значения энергетических показателей соответствующего цикла в крайних состояниях этого теплообменника. Кроме того, представляет интерес характер изменения основных энергетических показателей цикла и отношения M_n/M_m как функции величины ΔT_{\min} . В случае наличия экстремумов у этих функций возникают дополнительные задачи, связанные с выбором оптимальной величины ΔT_{\min} .

На рис. 4 представлены в графической форме виды зависимостей показателей цикла L, η_e^u и отношения M_n/M_m от значения ΔT_{\min} . На них цифрой 1 обозначены линии, соответствующие фиксированной точке 8, цифрой 2 — точке 3.

Из рисунков следует, что все указанные выше зависимости имеют монотонный характер, близкий к прямолинейному. Это дает основание для экстраполяции полученных результатов за принятые границы диапазона изменения значений ΔT_{\min} .

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе впервые термодинамически показана возможность восстановления термодинамической работоспособности детандерного теплообменника в цикле криогенной установки без изменения её

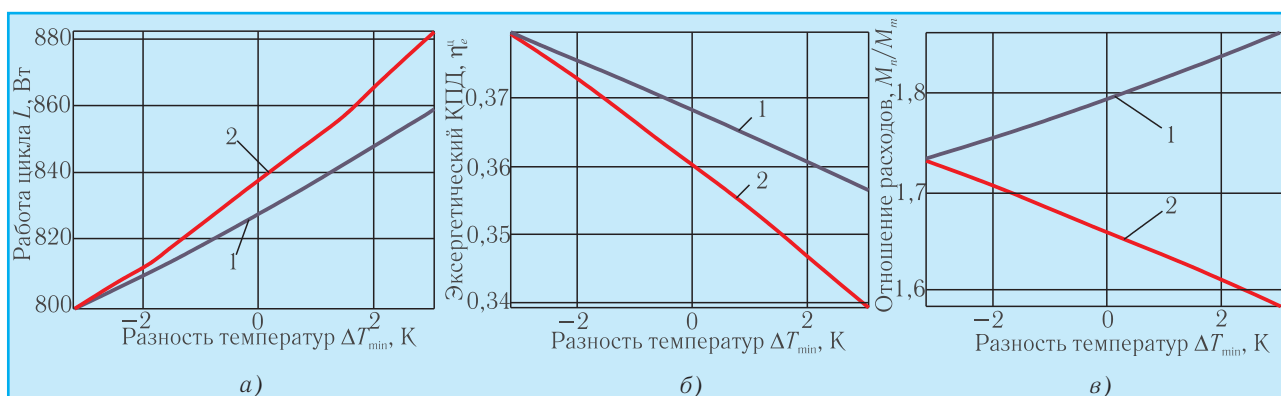


Рис. 4. Изменение энергетических характеристик цикла высокого давления при восстановлении работоспособности детандерного теплообменника (а, б, в — зависимости $L, \eta_e^u, M_n/M_m$ от ΔT_{\min} , соответственно)

схемы, а так же производительности и качества полученного продукта. Процесс этого восстановления сопровождается несущественным ухудшением энергетических показателей цикла. Более предпочтительным вариантом для проектирования рассматриваемого теплообменника является выбор, при котором в качестве исходного данного используется недо-рекуперация на теплом конце данного аппарата. Это позволяет уменьшить снижение энергетических показателей цикла.

Представленный подход восстановления термодинамической работоспособности путём изменения расходов прямого и обратного потоков может быть распространен на аппараты ступеней охлаждения с параллельным включением детандера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Троценко А.В., Табачник Э.И. Метод анализа q, T -диаграммы двухпоточных теплообменников// ИФЖ. —1986. — Т. 1. — С. 138-139.
2. Таран В.Н. Температурное поле и определение работоспособности многопоточного противоточного теплообменника с фазовыми переходами в потоках// Технические газы. — 2008. — № 2. — С. 13-21.
3. Троценко А.В. Анализ работоспособности многопоточных рекуперативных теплообменных аппаратов// Технические газы. — 2003. — № 2. — С. 9-15.
4. Архаров А.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И. Криогенные системы. Т.1. Основы теории и расчёта. — М.: Машиностроение, 1996. — 576 с.
5. Wilson G. M. Vapour-liquid equilibria correlation by means of modified Redlich-Kwong equation of state//Adv. Cryog. Eng. — 1964. —V. 27. — No 6. — P. 1197-1203.
6. Бродянский В.М., Семенов А.М. Термодинамические основы криогенной техники. — М.: Энергия, 1980. — 448 с.

ЧЕТВЕРТЫЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ СЕМИНАР



СЕМИНАР ПРОВОДИТСЯ
УКРАИНСКОЙ АССОЦИАЦИЕЙ
ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ
ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ
"УА-СИГМА"



ПОД ЭГИДОЙ:
– МИНИСТЕРСТВА ЭНЕРГЕТИКИ
И УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
УКРАИНЫ
– МИНИСТЕРСТВА
ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТОРГОВЛИ РФ
– ИНСТИТУТА ГАЗА НАН УКРАИНЫ

– ОДЕССКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ
АКАДЕМИИ ХОЛОДА
– МЕЖДУНАРОДНОЙ
АКАДЕМИИ ХОЛОДА

И ПРИ УЧАСТИИ:
– ГОСУДАРСТВЕННОЙ СЛУЖБЫ
ГОРНОГО НАДЗОРА
И ПРОМЫШЛЕННОЙ
БЕЗОПАСНОСТИ УКРАИНЫ
– ФЕДЕРАЛЬНОЙ СЛУЖБЫ
ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОМУ,
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ
И АТОМНОМУ НАДЗОРУ РФ



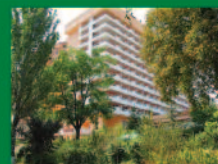
**«ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ
И БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМ
ПРОИЗВОДСТВА КОМПРИМИРОВАННОГО
И СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА»**

21-25 мая 2012 года
г. Одесса



Место проведения семинара:
гостиница "Виктория", расположенная
в знаменитом курортном районе г. Одессы — Аркадии.

Условия проживания:
одноместные номера со всеми удобствами.



Секретариат оргкомитета:
65026, Украина, Одесса-26, а/я 271
Тел/факс: + 380 48 777 00 87
E-mail: uasigma@paco.net
Http://www.uasigma.odessa.ua

Генеральный информационный спонсор



ИНФОРМАЦИОННАЯ ПОДДЕРЖКА:

