

УДК 665.63:66.045.126

Арсеньєва О.П., Петар Варбанов, Капустенко П.А., Хавин Г.Л., Лидия Чучек,  
Юзбашьян А.П., Бочарников И.А.**ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА И ПРОГНОЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ  
ПОДОГРЕВА ОТОПИТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕМ ЗАВОДЕ**

**Введение.** Реконструкция нефтеперерабатывающих заводов является одной из важнейших задач общей модернизации технологии переработки нефти, энергосбережения и экологической безопасности. Процесс нефтеперегонки включает в себя множественные этапы нагрева и охлаждения, что позволяет применять рекуперацию тепла различных стадий обработки сырья. Все это делает весьма привлекательным использование излишков тепла в коммунальном теплоснабжении, а именно для приготовления централизованной сетевой воды. Такая реконструкция технологической схемы, а также замена или модернизация теплового оборудования для повышения уровня энергосбережения, является актуальной задачей, имеющей научную и практическую ценность.

**Анализ исследований и публикаций.** Настоящая публикация является продолжением исследования, представленного в статье Л.Л. Товажнянского, О.П. Арсенъевой, Петара Варбанова (Венгрия), П.А. Капустенко, Г.Л. Хавина и Лидии Чучек (Словения) «Проектирование системы теплообменников подогрева отопительной воды на нефтеперерабатывающем заводе» [1], опубликованной в настоящем сборнике.

Среди недавних работ, посвященных реконструкции отделения предварительной подготовки сырой нефти можно отметить работу [2], где авторам удалось промоделировать теплообменную сеть с лучшими показателями по сравнению с существующей сетью. Проведенный анализ показал не только возможность повышения выходной температуры сырой нефти, но и экономии тепла для достижения этой цели.

Приложению пластинчатых теплообменных аппаратов в промышленных приложениях посвящены работы [3,4], где рассмотрены проблемы математического моделирования при проектировании и практического приложения пластинчатых теплообменников в различных отраслях промышленности.

В статье [5] сформулирован системный подход оптимизации годового экономического эффекта, учитывающий одновременно стоимость продукта и стоимость потребления энергии. Для процесса перегонки сырой нефти операционные переменные процесса дистилляции оказывают критическое влияние на стоимость продукции и потребление энергии. Однако существует противоречие между минимальным потреблением энергии и максимальным выходом продукции, которое не позволяет добиться максимального экономического эффекта.

В работе [6] представлен двухуровневый подход для модификации теплообменных сетей, с целью максимизировать производительность и минимизировать эксплуатационные расходы существующих тепловых интегрированных систем дистилляции сырой нефти. На первом уровне допускается изменение топологии существующей сети: добавление, удаление, перестановка и перемещение теплообменников, изменение тепловой нагрузки, разветвление потоков, а также изменение разделения потоковых фракций. На втором уровне происходит проверка нарушения ограничений и устранение ошибок, которое производится нелинейным методом наименьших квадратов.

Особенно важную задачу представляет проектирование в условиях загрязнения теплообменной поверхности в процессе эксплуатации. Эта задача актуальна не только как финансовая проблема функционирования оборудования, но и, прежде всего, это задача корректного проектирования теплообменных аппаратов. В работах [7,8] предложен полуэмпирический универсальный подход к учету фактора загрязнения при проектировании пластинчатых теплообменных аппаратов для различных отраслей промышленности и для различных теплоносителей.

**Цель работы и постановка задачи.** Целью настоящего исследования является обоснование выбора рационального теплообменника из уже рассчитанных в [1] и прогнозирование его работоспособности на каждой конкретной позиции. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов для последовательной и параллельной схем подогрева отопительной сетевой воды, [1, рис. 1,2]. Анализируются позиции E206B, E260, E213A и E1720 для потоков, представленных на рис. 1,2 в работе [1].

Для каждого из теплообменников в качестве греющего теплоносителя могут использоваться среды: легкий и тяжелый вакуумный газойль (LVGO и HVGO) и обычный газойль (GO). Эти среды в процессе эксплуатации завода могут использоваться в четырех модификациях – LWS; LSS; HWS; HSS, в зависимости от времени года и содержания серы составе теплоносителя. Для каждой из сред и их модификаций, в результате расчетов получена отдельная тепловая нагрузка и значения входящей и выходящей температуры.

**Результаты решения.** В результате анализа схем установки теплообменников, давления и температурных режимов работы к установке были приняты сварные теплообменники перекрестного тока типа Comrabloc с пластинами из нержавеющей стали AISI 316L, толщиной 0,8 мм (для теплообменников марки CPL50 и выше толщина пластины – 1 мм). Теплообменники типа Comrabloc предназначены для работы с температурами до 350 °С и давлением до 40 бар. Расчеты проводились с запасом коэффициента теплопередачи 10 %.

В первую очередь обеспечение рекуперации должно быть достигнуто с минимальными капитальными затратами. Для этого на всех упомянутых выше позициях необходимо подобрать один теплообменный аппарат или обосновать установку двух или более теплообменников. Поставленная задача требует не только корректного расчета теплообменников, но и учета их работоспособности во времени, когда появляются значительные отклонения от проектных характеристик из-за загрязнения теплопередающей поверхности.

В качестве одного аппарата на позиции E206B в последовательной схеме рекомендуется к установке CPL50 с компоновкой 3×12М+3×13М /4×19М и площадью теплопередающей поверхности 42,41 м<sup>2</sup>, табл. 1. Несмотря на то, что он работает на позициях 1–3 с очень низким коэффициентом теплопередачи и огромным запасом, но все-таки он выполняет условия теплопередачи и обеспечивает приемлемое значение касательного напряжения на стенке. Установка такого аппарата возможна, но его поверхность теплообмена слишком велика для работы на позициях 1–3. В качестве одного аппарата в параллельной схеме, для обеспечения работы по потоку HSS, необходимо установить теплообменник CPL50 с компоновкой 2×16М+4×17М / 1×16М+5×17М и площадью поверхности теплообмена 56,36 м<sup>2</sup>. В этом случае для других позиций такой аппарат слишком велик (табл. 1), имеет крайне низкий коэффициент теплопередачи и практически нулевые значения касательного напряжения по стороне воды. Установка такого аппарата не допускается.

Таблица 1 – Главные показатели работы одного теплообменника на все потоки для теплообменника E206B

Поток	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Запас, %	Касательное напряжение на стенке (горячая /холодная), Ра	Потери давления по горячей стороне, кПа
Последовательная: CPL50 с компоновкой 3×12М+3×13М /4×19М				
LWS	49,03	1590	39,37/41,32	41,28
LSS	70,94	1020	38,06/42,80	36,30
HWS	50,29	1340	32,97/47,68	33,10
HSS	465,2	17	35,67 / 42,75	49,62
Параллельная: CPL50 с компоновкой 2×16М+4×17М / 1×16М+5×17М				
LWS	34,62	1480	15,81 / 0,11	25,13
LSS	45,63	974	14,67 / 0,16	23,15
HWS	37,16	1210	12,61 / 0,13	20,03
HSS	382,5	25	26,05 / 4,18	34,58

Данные по расчету одного теплообменника E260 для последовательной и параллельной схемы нагрева воды (рис. 1,2 [1]) представлены в табл. 2.

Для заданных условий в последовательной схеме может быть установлен один аппарат марки CPL75 с компоновкой 5×14М+2×15М /4×20М +1×21М и площадью теплопередающей поверхности 133,1 м<sup>2</sup>, табл. 2. При этом для потока LSW потери давления будут превышать заданные в техническом задании, и

его работа будет осуществляться с большим запасом. Для потока LSS аппарат слишком большой и будет работать в крайне не выгодных условиях с низким коэффициентом теплопередачи и малыми значениями касательных напряжений на стенке.

Для заданных условий в параллельной схеме может быть установлен один аппарат марки CPL50 с компоновкой  $3 \times 16M + 6 \times 17M / 2 \times 16M + 7 \times 17M$  и площадью теплопередающей поверхности  $84,26 \text{ м}^2$ , табл. 2. При этом для потока LSW потери давления будут превышать заданные в техническом задании и его работа буде осуществляться с большим запасом. Для потока LSS аппарат слишком большой и будет работать в крайне не выгодных условиях с низким коэффициентом теплопередачи и предельно малыми значениями касательных напряжений на стенке.

Данные по расчету одного теплообменника E213A для последовательной и параллельной схемы нагрета воды (рис. 1,2 [1]) представлены в табл. 3.

Таблица 2 – Главные показатели работы одного теплообменника на все потоки для теплообменника E260

Поток	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Запас, %	Касательное напряжение на стенке (горячая / холодная), Па	Потери давления по горячей стороне, кПа
Последовательная: CPL75 с компоновкой $5 \times 14M + 2 \times 15M / 4 \times 20M + 1 \times 21M$				
LWS	206,3	125	25,30/15,66	51,25
LSS	63,65	105	1,71/16,90	3,61
HWS	230,9	16	13,54 / 16,62	33,25
HSS	202,9	28	12,82/15,27	30,88
Параллельная: CPL50 с компоновкой $3 \times 16M + 6 \times 17M / 2 \times 16M + 7 \times 17M$				
LWS	252,5	115	43,13 / 6,03	69,13
LSS	53,24	112	6,25 / 0,17	6,27
HWS	253,5	15	23,20 / 3,77	46,28
HSS	217,8	32	24,12 / 2,30	45,80

Таблица 3 – Главные показатели работы одного теплообменника на все потоки для теплообменника E213A

Поток	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Запас, %	Касательное напряжение на стенке (горячая / холодная), Па	Потери давления по горячей стороне, кПа
Последовательная: СРК40 с компоновкой $4 \times 15M / 2 \times 20M + 1 \times 21M$				
LWS	1115	22	30,78/64,78	23,09
LSS	1023	40	32,95/62,64	24,68
HWS	1209	10	32,60/67,18	24,48
HSS	1098	20	38,54/61,45	25,17
Параллельная: СРК40 с компоновкой $5 \times 16M / 3 \times 11M + 4 \times 12M$				
LWS	765	58	27,13 / 7,18	25,41
LSS	610,4	104	29,06 / 5,73	27,20
HWS	915,4	30	28,71 / 7,82	26,91
HSS	1015	12	29,47 / 5,23	27,62

Установка теплообменника СРК40 с компоновкой  $4 \times 15M / 2 \times 20M + 1 \times 21M$  и площадью теплообмена  $20,01 \text{ м}^2$  на всех позициях в последовательной схеме возможна, табл. 3. Для всех потоков это приводит к небольшому падению коэффициента теплопередачи, но аппарат работает в достаточно благоприятных условиях. Эксплуатация такого аппарата на всех позициях допускается.

Установка теплообменника СРК40 с компоновкой  $5 \times 16M / 3 \times 11M + 4 \times 12M$  и площадью теплопередающей поверхности  $26,57 \text{ м}^2$  на всех позициях в параллельной схеме возможна, табл. 3. Для потоков LSW и LSS это приводит к падению коэффициента теплопередачи, и аппарат будет работать в не совсем благоприятных условиях. Частично такая ситуация наблюдается и для потока HSW. Кроме того, имеются

низкие значения касательного напряжения по стороне воды. В целом эксплуатация такого аппарата на всех позициях не рекомендуется.

Данные по расчету одного теплообменника E1720 для последовательной и параллельной схемы нагрева воды (рис. 1,2 [1]) представлены в табл. 4.

В качестве одного аппарата в случае последовательной схемы принимается теплообменник марки СРК40 с компоновкой 3×25М+1×25М /3×25М+1×26М и площадью теплопередающей поверхности 33,13 м<sup>2</sup>, табл. 4. Установка такого теплообменника для потоков LSW, HSS и HSW приводит к завышению площади поверхности теплопередачи, что сильно уменьшает значение касательного напряжения на стенке по стороне газойля, и поэтому установка такого аппарата не желательна.

Если в качестве одного аппарата выбрать теплообменник марки СРК40 с компоновкой 4×13М+2×14М/3×27М и площадью теплопередающей поверхности 26,57 м<sup>2</sup>, табл. 4, то его установка на позиции 2 (LSS) обеспечивает коэффициент теплопередачи 1852 Вт/(м<sup>2</sup>·К), касательное напряжение на стенке по горячей и холодной стороне соответственно 45,92 и 37,37 Па, что улучшает показатели работы аппарата. Однако установка такого аппарата приводит к недогреву воды не более 1 %, что, в принципе, является невыполнением технических условий расчета.

Таблица 4 – Главные показатели работы одного теплообменника на все потоки для теплообменника E1720

Поток	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Запас, %	Касательное напряжение на стенке (горячая /холодная), Па	Потери давления по горячей стороне, кПа
Последовательная: СРК40 с компоновкой 3×25М+1×25М /3×25М+1×26М				
LWS	1101	39	18,77 / 42,36	14,37
LSS	1485	18	29,99 / 42,52	22,99
HWS	1198	13	12,83 / 44,84	9,80
HSS	1089	13	9,40 / 41,26	7,16
Параллельная: СРЛ50 с компоновкой 2×16М+4×17М / 1×16М+5×17М				
LWS	742,7	111	25,18 / 13,16	36,99
LSS	951,3	93	40,28 / 25,46	59,10
HWS	885,0	53	17,22 / 8,00	25,27
HSS	1015	12	29,47 / 5,23	27,62

В качестве одного аппарата в случае параллельной схемы предлагается принять теплообменник марки СРЛ50 с компоновкой 2×16М+4×17М / 1×16М+5×17М и площадью теплопередающей поверхности 56,36 м<sup>2</sup>. Установка аппаратов с меньшей теплопередающей поверхностью приводит к недогреву для потока HSS. Главные показатели работы такого аппарата на всех позициях представлены в табл. 4.

Установка такого теплообменника для потоков LSW, LSS и HSW приводит к завышению площади поверхности теплопередачи. Это, в свою очередь, снижает коэффициент теплопередачи, увеличивает запас поверхности и уменьшает значение касательного напряжения на стенке. Кроме того для потока LSS имеет место небольшое превышение потерь давления по сравнению с допустимым значением. Установка такого аппарата возможна, но не желательна так, как имеет место крайне низкое значение касательного напряжения, что приведет к катастрофически быстрому загрязнению поверхности теплообмена и потере работоспособности аппарата.

**Заключение.** Из проведенных расчетов одного теплообменного аппарата на все позиции и их анализа можно сделать следующие основные выводы. На все позиции, представленные в техническом задании, предложены пластинчатые теплообменные аппараты перекрестного тока типа «Сomplobloc», которые полностью удовлетворяют заданным рабочим условиям и обеспечивают достаточно высокую работоспособность при длительной эксплуатации.

Попытки подобрать к установке единый аппарат на 4-е потока – LSW, LSS, HSW и HSS для нагрева воды натолкнулись на значительные трудности. При примерно близких теплофизических свойствах теплоносителей (кроме воды), примерно одинаковых входных и выходных температурах зачастую имеется резкое отличие в заданной тепловой нагрузке. Последнее обстоятельство приводит к тому, что для потока с высокой тепловой нагрузкой выбирается аппарат с большой площадью теплообмена. При установке такого аппарата для других потоков происходит уменьшение скорости теплоносителей в каналах, существенное снижение коэффициента теплопередачи и касательного напряжения. Аппарат работает с большим запасом и имеет склонность к интенсивному загрязнению поверхности теплообмена. Такая ситуация нежелательна как с экономической точки зрения, так и с эксплуатационной.

#### Литература

1. Проектирование системы теплообменников подогрева отопительной воды на нефтеперерабатывающем заводе / Л.Л. Товажнянский, О.П. Арсеньева, Петар Варбанов, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, Лидия Чучек // Статья в настоящем сборнике.
2. A step toward saving energy using thermal modification of crude oil preheat network: A case / Shamseddini A., Heravi M., Jokar S.M., Rahimpour M.R. // *Energy Management and Efficiency for the Process Industries*, 2015. – 51, N6. – P. 79–87.
3. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries / O.P. Arsenyeva, L.L. Tovazhnyansky, P.O. Kapustenko, G.L. Khavin // *Energy*. – 2011. – 36(8). – P. 4588–4598.
4. Shell-and-Plate Heat Exchangers for Efficient Heat Recovery under the Industrial Application / O. Arsenyeva, L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, G. Khavin, A. Yuzbashyan // *Chemical Engineering Transactions*. – 2011. – 45. – P. 1231–1236.
5. Simultaneous optimization of heat-integrated crude oil distillation systems / Luo Y., Wang L., Wang H., Yuan X. // *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2015.– in press.
6. Optimization of Heat-Integrated Crude Oil Distillation Systems. Part II: Heat Exchanger Network Retrofit Model / Ochoa-Estopier L.M., Jobson M., Chen L., Rodriguez-Forero C.A., Smith R. // *Ind. Eng. Chem. Res.*, 2015. – 54 (18). – P. 5001–5017.
7. The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production / P. Kapustenko., S. Boldyryev, O. Arsenyeva, G. Khavin // *Journal of Cleaner Production*. – 2009. – 17(10). – P. 951–958.
8. Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers / O.P. Arsenyeva, B. Crittenden, M. Yang, P.O. Kapustenko // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – 61(1). – P. 53–59.

#### Bibliography (transliterated)

1. Proektirovanie sistemyi teploobmennikov podogreva otopitel'noy vodyi na neftepererabatyivayuschem zavode. L.L. Tovazhnyansky, O.P. Arsenyeva, Petar Varbanov, P.A. Kapustenko, G.L. Khavin, Lidiya Chuchek. Statya v nastoyaschem sbornike.
2. A step toward saving energy using thermal modification of crude oil preheat network: A case. Shamseddini A., Heravi M., Jokar S.M., Rahimpour M.R. *Energy Management and Efficiency for the Process Industries*, 2015. – 51, N6. – P. 79–87.
3. Optimal design of plate-and-frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries. O.P. Arsenyeva, L.L. Tovazhnyansky, P.O. Kapustenko, G.L. Khavin. *Energy*. – 2011. – 36(8). – P. 4588–4598.
4. Shell-and-Plate Heat Exchangers for Efficient Heat Recovery under the Industrial Application. O. Arsenyeva, L. Tovazhnyansky, P. Kapustenko, G. Khavin, A. Uzbashian. *Chemical Engineering Transactions*. – 2011. – 45. – P. 1231–1236.
5. Simultaneous optimization of heat-integrated crude oil distillation systems. Luo Y., Wang L., Wang H., Yuan X. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2015.– in press.
6. Optimization of Heat-Integrated Crude Oil Distillation Systems. Part II: Heat Exchanger Network Retrofit Model. Ochoa-Estopier L.M., Jobson M., Chen L., Rodriguez-Forero C.A., Smith R. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 2015. – 54 (18). – P. 5001–5017.
7. The use of plate heat exchangers to improve energy efficiency in phosphoric acid production. P. Kapustenko, S. Boldyryev, O. Arsenyeva, G. Khavin. *Journal of Cleaner Production*. – 2009. – 17(10). – P. 951–958.

8. Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers. O.P. Arsenieva, B. Crittenden, M. Yang, P.O. Kapustenko. Applied Thermal Engineering. – 2013. – 61(1). – P. 53–59.

Автори благодарят за финансовую поддержку ЕС FP7 проект “Distributed Knowledge-Based Energy Saving Networks” – DISKNET, Grant Agreement No: PIRSES-GA-2011-294933.

УДК 665.63:66.045.126

Арсеньева О.П., Петар Варбанов, Капустенко П.О., Хавін Г.Л., Лідія Чучек, Юзбашьян Г.П.,  
Бочарніков І.О.

**ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ І ПРОГНОЗ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТЕПЛООБМІННИКІВ  
ПІДГРІВУ ОПАЛЮВАЛЬНОЇ ВОДИ НА НАФТОПЕРЕРОБНОМУ ЗАВОДІ**

Розглянуто задачу проектування теплообмінників для підігріву сітьової води централізованого теплопостачання на нафтопереробному заводі. Для кожної позиції вибору теплообмінника проводився розрахунок 4-ох технологічних потоків. Було розглянуто послідовна та паралельна схеми приєднання теплообмінників. Запропоновано у якості рекуперативних теплообмінників підігріву води використовувати сварні апарати перехресного току типу «Comprobloc». Зроблено висновок, що як для послідовної схеми приєднання, так і для паралельної, установка одного апарату (для 4-ох потоків) на усіх позиціях неможлива.

Arsenyeva O.P., Petar Varbanov, Kapustenko P.A., Khavin G.L., Lidija Čuček, Uzbashian A.P.,  
Bocharnikov I.A.

**GROUND OF CHOICE AND PREDICTION OF OPERABILITY HEAT EXCHANGERS  
FOR HEATER OF HEATING WATER ON THE OIL REFINERY FACTORY**

The problem of the design of heat exchangers for heating of the district water on the oil refinery factory is considered. For each positions was selected the heat exchanger calculations for 4 process streams. The serial and parallel connections of system heat exchangers are considered. As a recuperative heat exchanger for heating water was propose to use welding cross-flow type «Comprobloc». Was concluded that both the series circuit connection, and for the parallel installation of the devices (for 4 threads) for all items recovery is not possible.