

Смит Р., Клемеш Й., Товажнянский Л.Л.,
Капустенко П.А., Ульев Л.М.

**ОСНОВЫ ИНТЕГРАЦИИ
ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ**

ИТЭ

**Смит Р.
Клемеш Й.
Товажнянский Л.Л.
Капустенко П.А.
Ульев Л.М.**

ОСНОВЫ ИНТЕГРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

МОСКВА 2004

ББК 31.15
О-75
УДК 338.45: 662.6

**Смит Р., Клемеш Й., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А.,
Ульев Л.М.**

О-75 Основы интеграции тепловых процессов. Харьков. НТУ “ХПИ”. –
Библиотека журнала ИТЭ. – Харьков: НТУ “ХПИ”. 2000. – 458 с.

В монографии впервые на Украине приведены современные методы и принципы интеграции процессов с иллюстрацией их применения на объектах химической технологии, пищевой промышленности и энергетического хозяйства. Сформулированы общие положения, касающиеся выбора критериев оптимальности при проектировании промышленных производств. Особое внимание уделено систематическому изложению методов и правил пинч-анализа, которые позволяют создавать ресурсо- и энергосберегающие технологические схемы экологически чистых промышленных предприятий.

Книга рассчитана на широкий круг научных и инженерно-технических работников предприятий, исследовательских и проектных организаций химической и смежных с ней отраслей промышленности, в которых используются химико-технологические методы переработки и производства продуктов, и, несомненно, будет полезна специалистам предприятий топливно-энергетического комплекса. Она может быть полезна аспирантам и студентам химических и теплоэнергетических специальностей вузов.

В книге содержится 338 рисунков, 34 таблицы и 87 библиографических ссылок.

ISBN 5-7763-2107-7

**ББК 31.15
О-75**

Надруковано за рішенням редакційної колегії щоквартального науково-практичного журналу “Інтегровані технології та енергозбереження”

Рецензенты: докт. техн. наук, проф. Зозуля А.И.
докт. техн. наук, проф. Фокин В.С.

© Р. Смит,
Й. Клемеш,
Л.Л. Товажнянский,
П.А. Капустенко,
Л.М. Ульев, 2004

Smith R., Klemes J., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.A., Ulyev L.M.

Foundations of heat processes integration. Kharkov. NTU “KhPI”. – Library of “ITE” journal. Kharkov. NTU “KhPI”. 2000. – 456 p.

The modern methods and principles of process integration are given in the monograph. Their use is illustrated on the object of chemical, food industries and utility systems. The general regulations for choice of optimal criteria with the processes design are formulated. The method and rules of pinch-analysis are expounded in details. These methods allow to create the resources saving and energy saving flowsheet of ecology clean plants.

The book is counted on the researchers and technical officers of factories, scientific research institute and design organizations of chemical and adjacent industries. It will be useful to utility system officers. This book may be useful to chemical and heat-and-power engineering, students and post-graduate students.

Интернет-адреса организаций, в которых работают авторы:

www.cpi.umist.ac.uk; www.kpi.kharkov.ua;

Содержание

Предисловие	9
Основные условные обозначения	13
Введение	17
ЧАСТЬ I ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ИНТЕГРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ	21
Глава 1. Структура и иерархия проектирования химико-технологических систем	21
1.1. ХТС как объект проектирования	21
1.2. Методика проектирования ресурсо- и энергосберегающих ХТС. Луковичная диаграмма	23
Глава 2. Введение в пинч-принципы	35
2.1. Построение составных кривых технологических потоков и определение энергетических целей	36
2.2. Алгоритм табличной задачи	52
2.3. Деление исходной системы потоков на тепловой сток и тепловой источник	61
2.4. Представление сети теплообменных аппаратов	71
2.5. Сбор данных	77
2.5.1. Точность данных	77
2.5.2. Выбор потоков	79
Глава 3. Проектирование тепловых сетей с максимальной рекуперацией энергии	83
3.1. Начинать проект необходимо от пинча	84
3.2. CP правила для теплообменников	85
3.3. CP таблица	90
3.4. Правило эвристической отметки	91
3.5. Методы расщепления потоков	100
Глава 4. Теплообменные сети и утилиты. Определение капитальных затрат и целевых значений для общей стоимости	110
4.1. Количество теплообменных аппаратов (размещение теплообменников на сеточной диаграмме)	110
4.2. Определение целевых значений площади поверхности теплообмена	

в тепловой сети	118
4.3. Определение целевых значений для числа секций в кожухотрубчатых теплообменниках	131
4.4. Определение целевых значений для капитальных затрат	140
4.5. Целевые значения для общей стоимости проекта	150
4.5.1. Выводы	154
4.6. Упрощение тепловых сетей	155
4.7. Заключение	166
Глава 5. Выбор и размещение утилит	167
5.1. Краткие рекомендации по выбору утилит	167
5.2. Размещение утилит с помощью составных кривых. Утилитный пинч	168
5.3. Проектирование теплообменных систем при наличии утилитных пинчей	170
5.4. Большая составная кривая	176
5.5. Использование БСК	186
5.6. Анализ работы печей с помощью БСК	190
5.7. Анализ работы систем с комбинированной выработкой теплоты и электрической энергии	201
5.7.1. Интеграция паровой турбины	203
5.7.2. Интеграция газовой турбины	205
5.8. Интеграция теплового насоса	215
5.9. Интеграция холодильных циклов	218
5.10. Заключение	226
ЧАСТЬ II ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ГЛАВЫ ИНТЕГРАЦИИ ПРОЦЕССОВ	227
Глава 6. Дополнительные принципы пинч-анализа	227
6.1. Методы модификации процессов	227
6.2. Пороговые задачи	242
6.3. Принцип анализа остающейся задачи	250
6.4. Общий обзор традиционных методов пинч-анализа	251
6.5. Методы построения теплообменных сетей с минимальной поверхностью теплообмена	253
6.5.1. Использование СР-правил	254
6.5.2. График движущей силы	255
6.5.3. Использование анализа остающейся задачи	260
Глава 7. Реконструкция	265
7.1. Методология целеуказания при реконструкции	265

7.2. Метод проектирования теплообменных систем при реконструкции	277
7.3. Выводы	298
7.4. Сетевой пинч	298
7.4.1. Существующие методы реконструкции	298
7.4.2. Ограничения в структуре теплообменных систем с использованием действующих теплообменников	300
7.4.3. Определение локализации сетевого пинча	307
7.4.4. Кривые целевых значений для реконструкции теплообменных систем	308
7.4.5. Устранение сетевого пинча	310
7.4.6. Выбор изменений структуры при реконструкции теплообменной системы	310
7.4.7. Определение возможности разделения потоков	312
7.4.8. Комплексный алгоритм оптимальной реконструкции теплообменной системы с использованием действующих теплообменников	313
7.4.9. Этап диагностики и структурных изменений	314
7.4.10. Этап оптимизации	316
Глава 8. Пинч-анализ наиболее распространенных процессов химической технологии	318
8.1. Использование составных кривых для определения эксергетических потерь в системе теплообмена	318
8.2. Профили дистилляционных колонн	324
8.3. Проектирование низкотемпературных процессов	328
8.4. Интеграция периодических процессов	335
Глава 9. Интеграция процессов в пределах производственно-территориального комплекса	338
9.1. Общие профили для производственных комплексов. Определение целевых энергетических значений для производственных комплексов	339
9.2. Пример интеграции процессов в производственно-территориальном комплексе	344
9.3. Составные кривые производственного комплекса	349
9.4. Определение целевых значений вредных выбросов	351
ЧАСТЬ III ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПРИЛОЖЕНИЯ МЕТОДОВ ПИНЧ-АНАЛИЗА	356
Приложение А. Определение энергосберегающего потенциала промышленных предприятий с помощью построения составных кривых технологических потоков	356

A1. Введение	356
A2. Метод исследования	357
A3. Применение	366
Приложение Б. Реконструкция теплообменных сетей промышленных предприятий с помощью методов пинч-анализа	373
Приложение В. Реконструкция утилитных систем с помощью пинч-анализа	385
Приложение Г. Анализ интеграции процессов и предложения по реконструкции установки каталитического крекинга	400
Г1. Аннотация	400
Г2. Введение	401
Г3. Описание тепловой установки каталитического крекинга	402
Г4. Представление методологии	405
Г4.1. Реконструкция ТОС и метод сетевого пинча	405
Г4.2. Ограничивающие сочетания теплоносителей	407
Г4.3. Стадия оптимизации	407
Г5. Сбор данных	407
Г5.1. Сбор и представление данных	408
Г5.2. Стоимостные данные	408
Г6. Пинч-анализ процесса	410
Г6.1. Энергопотребление	410
Г6.2. Энергетические цели и возможные усовершенствования	411
Г7. Цели реконструкции и ход ее осуществления	413
Г7.1. Цели реконструкции процесса	413
Г7.2. Использование метода сетевого пинча при реконструкции	415
Г7.2.1. Стадия диагностики	415
Г7.2.2. Стадия оптимизации и проект реконструкции	417
Г8. Выводы	419
Г9. Рекомендации по реконструкции	421
Приложение Д. Интеграция тепла в пищевой промышленности	422
Д1. Аннотация	422
Д2. Улучшение интеграции тепла в производстве сахара из сахарной свеклы	423
Д2.1. Введение	423
Д2.2. Типичное производство сахара из сахарной свеклы в Болгарии	423
Д2.3. Анализ интеграции процессов	427
Д2.4. Результаты и выводы	429

Д3. Интеграция тепла в производстве подсолнечного масла	434
Д3.1. Введение	435
Д3.2. Маслоэкстракционный завод в Болгарии	436
Д3.3. Анализ интеграции процесса	437
Д3.4. Результаты и выводы	438
Приложение Е. Роль программного обеспечения в практике интеграции процессов	441
Е1. Целеуказание	441
Е2. Проектирование теплообменных сетей	442
Заключение	444
Глоссарий	446
Список литературы	450
Краткие сведения об авторах	454

Предисловие

Украина в настоящее время обеспечена собственными энергетическими ресурсами не более чем на 40% [1], а средняя стоимость энергии, приходящаяся на удельный продукт, выпускаемый украинской промышленностью, даже с учетом теневого производства, в 1,5-2 раза превышает этот показатель для индустриально-развитых стран. В значительной мере это происходит из-за того, что технологические схемы действующих сейчас на Украине промышленных предприятий были созданы во время относительно дешевых энергоносителей. В настоящее время, когда стоимость энергии резко возросла, и на Украине существует ее дефицит, вопрос экономии энергии для промышленных предприятий является жизненно важным. Поэтому большинство украинских предприятий требуют реконструкции, а при строительстве новых предприятий необходимо использовать современные ресурсо- и энергосберегающие методы проектирования.

Один из таких методов, известный в настоящее время под названием “Пинч-анализ”, появился в индустриально развитых странах во время нефтяного кризиса 70-х годов двадцатого века. Основная заслуга в развитии этого метода, как технологии проектирования сложных теплообменных систем, принадлежит коллективу кафедры Интеграции процессов Университета Манчестерского института науки и технологии во главе с профессором Бодо Линнхоффом и Робертом Смитом.

Пинч-технология предоставила инженерам-конструкторам, технологам и проектировщикам мощный интерактивный инструмент, принципиально отличавшийся от существовавших в то время математических методов, которые были подобны “черному ящику”.

Применяя принципы пинч-технологии, инженер может использовать простые и понятные принципы и правила, учитывающие контроль и управление, компоновку и коммуникации проектируемого предприятия, безопасность, контроль загрязнений окружающей среды и т.д. с целью получения интегрированного проектного решения, которое, как правило, является не только энергетически оптимальным, но и технически приемлемым и выполнимым.

Со времени появления пинч-технологии, экономическая ситуация в западном мире сильно изменилась (можно предположить, что не без влияния обсуждаемого метода), и вопреки прогнозам стоимость энергоносителей снизилась. Тем не менее, важность повышения эффективности проек-

тов увеличивается благодаря трем основным требованиям: во-первых – это необходимость повышения эффективности использования капитальных вложений; во-вторых – необходимость уменьшения техногенного влияния промышленных предприятий на окружающую среду и в-третьих – это требование к общему увеличению “качества” в широком смысле. Эти три направления способствовали дальнейшему развитию пинч-технологии и расширению ее применения. Пинч-технология сегодня применяется при создании разделительных систем, систем переработки промышленных и бытовых отходов, а также при энергоаудите больших производственно-территориальных комплексов. Ее методы приводят к успеху и при решении неэнергетических задач, таких как, повышение эффективности инвестиций и эксплуатации, уменьшения выбросов вредных веществ в окружающую среду. Благодаря ее эффективности в настоящее время пинч-технология признана, как всеобщая методология проектирования.

За время своего существования методы пинч-технологии получили значительные развития, а сфера их применения увеличилась. Сейчас практически во всех существующих системных методах проектирования идеи и правила пинч-технологии используются для энергоаудита и определения оптимальных значений целевых функций, поэтому эту методологию принято рассматривать в большей степени как анализ, чем технологию.

Проектирование промышленных производств может быть разделено на два уровня. Первый уровень – это проектирование индивидуальных установок, таких как, реакторы, печи, системы разделения, теплообменные аппараты, сушилки и т.д. Второй уровень – это объединение этих установок в интегрированные системы производственных процессов. Пинч-анализ связан со вторым уровнем. Технология проектирования индивидуальных установок хорошо развита, но задача выбора оптимального размещения аппаратов и их взаимодействия исключительно сложна. Для решения этой задачи в пинч-анализе разработаны методы и правила, базирующиеся на основных термодинамических законах. Изложению методов пинч-анализа и технологии их применение при проектировании и посвящается данная монография.

Первая часть книги посвящена методам и правилам пинч-анализа, которые получили широкое распространение в индустриально-развитых странах за последние 20 лет.

В главах 1-3 вводятся основные принципы пинч-анализа, рассматриваются методы построения составных кривых, определения целевых энергетических значений и проектирования оптимальных сетей теплообменников. Глава 4 посвящена описанию метода определения необходимых капитальных затрат. В пятой главе рассматриваются методы выбора энергоносителей и их оптимального взаимодействия с проектируемыми процессами.

Во второй части книги освещаются принципы пинч-анализа, получившие развитие за последние годы.

В шестой и седьмой главах обсуждаются принципы пинч-анализа, дающие возможность оптимально модифицировать технологические процессы и их теплообменные системы.

В главах 8-9 дано краткое введение в одно из последних по времени достижений пинч-анализа, а именно, методы, позволяющие проводить стоимостную оптимизацию работы больших производственно-территориальных комплексов.

В третьей части монографии рассмотрены некоторые применения методов пинч-анализа при решении практических задач. Приведен пример алгоритма для программы построения составных кривых технологических потоков, с помощью которого определяется энергосберегающий потенциал действующего процесса производства диоксида титана. Рассмотрены также применения методов интеграции процессов при реконструкции установок и процессов в нефтехимической промышленности, пищевой промышленности и утилитных системах.

Практически все изложение материала в книге ведется с помощью рассмотрения эксплуатации химико-технологических систем. Такое представление материала выбрано потому, что химические процессы и реакторы, объединенные в химико-технологические системы, составляют основу производства во многих отраслях промышленности, в том числе химической, нефтехимической, минеральных удобрений, металлургии черных и цветных металлов, целлюлозной и лесохимической, строительных материалов, пищевой, химико-фармацевтической, переработки сельскохозяйственной продукции и различных процессах биотехнологии. Поэтому методы, изложенные в книге, могут быть с успехом применены в любой из названных отраслей промышленности, что иллюстрируется приложениями, представленными в третьей части книги.

Книга рассчитана на широкий круг научных и инженерно-технических работников предприятий, исследовательских и проектных организаций химической и смежных с ней отраслей промышленности, в которых используются химико-технологические методы переработки и производства продуктов, и, несомненно, будет полезна специалистам предприятий топливно-энергетического комплекса. Она может быть полезна аспирантам и студентам химических и теплоэнергетических специальностей вузов.

Книга также будет полезна инженерам и научным работникам, занимающимся разработкой и применением системных методов проектирования. Материал, представленный в монографии, является первой публикацией на Украине, посвященный изложению методов и принципов пинч-анализа и может рассматриваться как введение в современные методы интеграции процессов.

За время существования пинч-анализа и его практического применения была выработана специальная терминология, частично представленная в глоссарии. Авторы понимают, что представление новых научно-технических сведений, особенно в бурно развивающейся области, всегда будет связано с определенными недостатками в изложении, и поэтому искренне надеются на получение отзывов, замечаний и рекомендаций, касающихся данной монографии, которые можно направлять по адресу:

редакция журнала “Інтегровані технології та енергозбереження”, НТУ “ХПИ”, ул. Фрунзе 21, Харьков, 61 002.

Книга написана при поддержке Программы Региональных Партнерских связей (REAP) (Проект UKR/395/41/0007), финансируемой фондом Объединенного Королевства “Know-How”.

Основные условные обозначения

- A – поверхность теплообмена, m^2 ;
 A^* – модифицированное значение площади поверхности теплообмена, m^2 ;
 A – стоимость установки теплообменного аппарата, \$ (или другая денежная единица);
 A_{\min} – минимальная целевая поверхность теплообмена, m^2 ;
 $A_{\text{сущ.}}$ – существующая поверхность теплообмена, m^2 ;
BC – барометрический конденсатор;
 b – коэффициент, отражающий стоимость $1 m^2$ поверхности теплообмена, \$;
 C – охладитель;
 $C_{1,2,\dots}$ – холодный поток с соответствующим номером;
CE – центрифуга;
CR –резервуар сиропа;
 C_3 – пропановые углеводороды;
 C_4 – бутановые углеводороды;
 CO_x – окислы углерода;
 c – коэффициент, отражающий нелинейность зависимости стоимости теплообменного аппарата от площади теплообменной поверхности;
 c_p – удельная теплоемкость, Дж/кг К;
CP – потоковая теплоемкость, Вт/ К;
 CP_H, CP_C – потоковые теплоемкости горячих и холодных потоков, Вт/ К;
 CS_i – стоимость $i^{\text{го}}$ теплообменника, \$;
 CS_j – стоимость $j^{\text{го}}$ нагревателя, \$;
 CO_k – стоимость $k^{\text{го}}$ вспомогательного нагревателя, \$;
DC₃ – депропанизатор;
D-вариант – первый вариант для модификаций с использованием метода сетевого пинча;
DR – сушка;
E-вариант – второй вариант для модификаций с использованием метода сетевого пинча;
 F – поправочный коэффициент для расчета среднелогарифмической разности температур в теплообменниках со сложным течением теплоносителей;
 F – фильтр (приложение Д);
FD – промежуточная емкость;
FH – огневой подогреватель, котел;
 H – нагреватель (кипятильник пара низкого давления) на сеточных диаграммах;
 $H_{1,2,\dots}$ – горячий поток с соответствующим номером.
 H – потоковая энтальпия, Вт;
 h – коэффициент теплоотдачи, Вт/ m^2K ;
 h^* – модифицированный коэффициент теплоотдачи, Вт/ m^2K ;
 K – коэффициент теплопередачи, Вт/ m^2K ;
LV – дефекация;
 M – массовый расход, кг/с;
 M_{kl} – массовый расход $k^{\text{го}}$ теплоносителя в $l^{\text{м}}$ нагревателе или холодильнике, кг/ч;

N_a – количество вспомогательных теплоносителей;
 N_{co} – число холодильников;
 N_{ho} – число нагревателей;
 N_T – число теплообменников;
 P – тепловая эффективность теплообменника;
 PV – предефекация;
 PR – пресс;
 q_j – тепловой поток от $j^{го}$ технологического потока;
 Q_H – мощность, подводимая к процессу, Вт;
 Q_{Hmin} – целевое значение величины горячих утилит, потребляемых процессом, Вт;
 Q_C – мощность, отводимая от процесса, Вт;
 Q_{Cmin} – целевое значение величины холодных утилит, потребляемых процессом, Вт;
 Q_R, Q_{Rec} – мощность рекуперации в теплообменной сети, Вт;
 Q_{Real} – реальное потребление утилит, Вт;
 Q_T – целевое значение утилит, Вт;
 $Q_{ВД}$ – теплота, подводимая к процессу с помощью пара высокого давления, Вт;
 $Q_{НД}$ – теплота, подводимая к процессу с помощью пара низкого давления, Вт;
 $Q_{Потери}$ – потери теплоты в котле и паровых магистралях, Вт;
 $Q_{ТН}$ – теплота, “перекачиваемая” тепловым насосом, Вт;
 $Q_{Топл}$ – теплота, выделяемая при сгорании топлива, Вт;
 R – отношение теплоемкостей теплоносителей в теплообменном аппарате;
 S – число потоков, включая утилиты;
 SV – сатурация;
 T, T_S, T_T – температура текущая, начальная (снабжения) и конечная (целевая), К (или °С);
 T_0 – температура окружающей среды, К (или °С);
 T_{PC} – пинч-температура холодных потоков, К (или °С);
 T_{PH} – пинч-температура горячих потоков, К (или °С);
 T_C, T_H – температуры холодных и горячих потоков, К (или °С);
 $T_{вх}$ – температура потока на входе в теплообменный аппарат, К (или °С);
 $T_{вых}$ – температура потока на выходе из теплообменного аппарата, К (или °С);
 $T_{теор}$ – теоретическая температура горения, К (или °С);
 T_{hS} – температура входа горячего потока, К (или °С);
 T_{ht} – температура выхода горячего потока, К (или °С);
 T_{cs} – температура входа холодного потока, К (или °С);
 T_{ct} – температура выхода холодного потока, К (или °С);
 T^* – интервальные (сдвинутые) температуры, К (или °С);
 $TnC_4/бут. скл.$ – тяжелые бутано/бутиленопроизводные на склад;
 U, V, W, X, Y, Z – тепловые нагрузки на теплообменные аппараты (при анализе циклов и утилитных путей), Вт;
 VP – вакуум-аппарат;
 W – работа, Дж;
 XP – общий поток тепловой энергии через пинч, Вт;
 XP_1 – поток тепловой энергии от горячих утилит к подсистеме, находящейся ниже пинча, Вт;
 XP_2 – поток тепловой энергии через пинч от процесса к процессу, Вт;
 XP_3 – поток теплоты от подсистемы, находящейся выше пинча, к холодным утилитам, Вт;
 $АФ$ – аффинация;

БСК – большая составная кривая;
БЭСК – большая эксергетическая составная кривая;
В – воздух;
ВГ – вакуумный газойль;
ВК – вторичный конденсат;
ВД – пар высокого давления;
ВД см. – вход в ресивер высокого давления;
Верх ГК – продукт верхней части главной ректификационной колонны;
Верх осуш. и ДС₃ – верх колонны депропанатора и сушки;
Вт. абс. рец в ГК – рециркуляция вторичного абсорбера в главную ректификационную колонну;
ВП – выпар корпусов выпарной установки;
ВЦО – верхнее циркуляционное орошение;
ВЦО ГК – верхнее циркуляционное орошение главной ректификационной колонны;
ВЦО Перв. Абс. – ВЦО первичного абсорбера;
Вх. 2ст. Компр. – вход на 2-ю ступень компрессора или вход в межступенчатый ресивер;
Верх ДС₃ – верх депропанатора;
ГП – греющий пар;
ДФ – диффузионный сок;
ДС – дефекованный сок;
КЗ – капитальные затраты;
КК – каталитический крекинг в псевдоожиженном слое катализатора;
кон – конденсатор;
кот – котел;
ЛТД – легкое дизельное топливо;
ЛЦН из ГК - легкие циклические нефтепродукты из главной ректификационной колонны;
ЛЦН из ГК отд. – то же из отделителя главной ректификационной колонны;
ЛнС₄/бут. skl. – легкие бутано/бутиленопроизводные на склад;
НСГ пит. в ДС₃ кип. - сжиженный нефтяной газ в кипятильник депропанатора;
НД – пар низкого давления;
НЛП – нелинейное программирование;
НЦО – нижнее циркуляционное орошение;
НЦО КГ – НЦО главной ректификационной колонны;
НЦО Перв. Абс. – НЦО первичного абсорбера;
НТО – низкотемпературное охлаждение;
ОВ – охлаждающая вода;
ОВД – пар очень высокого давления;
ОС – очищенный сок;
ОТ – охлаждение до отрицательных температур по Цельсию;
П – продукт;
ПГПГ – принцип проектирования – “Поддерживай горячие потоки - горячими”;
ПК – конденсат греющего пара;
ПКЗ – приведенные капитальные затраты;
пит – питание;
ПИПК – профиль источника производственного комплекса;
Питание УКК – подача нефти из хранилищ в установку каталитического крекинга;
Проп. отд. НП – нижний продукт отделения пропилена;
Проп. отд. ВП – верхний продукт отделения пропилена;

ПП – процессный пинч;
 ПСПК – профиль стока производственного комплекса;
 ПХПХ – принцип проектирования – “Поддерживай холодные потоки - холодными”;
 С – сырье;
 СВ – свежая вода;
 СД – пар среднего давления;
 СПВ – сок перед выпаркой;
 СС – сок сатурации;
 СТ – свекольная стружка;
 ТДТ – тяжелое дизельное топливо;
 ТЦН – тяжелые циклические нефтепродукты;
 ТЦН в кип. дебут. – тяжелые циклические нефтепродукты в кипятильник дебутанизатора;
 УТП – утилитный пинч;
 ШДФ – широкая дизельная фракция;
 Ц – стоимость теплообменного оборудования, \$;
 ЦПП – центральный профиль процесса;
 α – коэффициент эффективности использования теплопередающей поверхности сети теплообменников;
 α_j – коэффициент теплоотдачи для $j^{\text{го}}$, Вт/м²К; (приложение II);
 δ_{pb} – нормативный коэффициент окупаемости, год⁻¹;
 δ_{ra} – норма амортизации, год⁻¹;
 ΔE_x – изменение потоковой эксергии, Вт;
 ΔT_{\min} – минимальная разность температур между потоками на теплообменном оборудовании, К (или °С);
 ΔT – разность температур, К (или °С);
 ΔT_{LM} – среднелогарифмическая разность температур, К (или °С);
 ΔH – изменение потоковой энтальпии, Вт;
 η_c – КПД цикла Карно;
 ϵ_{np} – коэффициент преобразования теплового насоса;
 ϵ_x – холодильный коэффициент;
 П – приведенные затраты, \$/год;
 θ – продолжительность годовой эксплуатации оборудования, ч/год.

Индексы

in – обозначает потоки, входящие в пинч;
 out – обозначает потоки, выходящие из пинча;
 С – относящийся к холодным потокам;
 cold, хол – относящийся к холодным потокам;
 Н – относящийся к горячим потокам;
 hot, гор – относящийся к горячим потокам;
 pinch – для величин, локализованных в точке пинча;
 S – относящийся к начальным температурам (температурам снабжения);
 T – относящийся к конечным температурам (целевым температурам);
 сеть – относящийся ко всей сети теплообмена.

Введение

Промышленные предприятия различных отраслей промышленности (химической, нефтехимической, минеральных удобрений, металлургии черных и цветных металлов, целлюлозной и лесохимической, строительных материалов, пищевой, химико-фармацевтической и др.) являются крупнейшими мировыми потребителями энергетических ресурсов как в виде сырья, используемого для производства промежуточных и конечных продуктов, так и в виде энергии в разных ее формах, необходимой для осуществления производственных процессов. Вместе с этим многие производства названных отраслей промышленности располагают внутренним теплом экзотермических процессов и вторичных энергоресурсов.

Сокращение потребления топливно-энергетических ресурсов в промышленности сопряжено с широкомасштабной реализацией современных энергосберегающих технологий, созданием высокоэффективных энерготехнологических комплексов. Хотя этот вопрос далеко не нов, например, для химической промышленности, в последнее десятилетие добавились два фактора, которые придали особое значение экономии энергии на Украине и вынуждают расширять диапазон используемых для этой цели методов и средств.

Во-первых, рост цен на энергию побуждают более экономично использовать энергоресурсы с тем, чтобы уменьшить общие затраты. Более того, все предприятия, спроектированные и построенные во времена низких цен на энергоносители, в настоящее время, работают далеко не в оптимальном режиме с точки зрения потребления энергии.

Во-вторых, значительно уменьшились темпы роста производства, а в некоторых отраслях произошло снижение производства. Это означает, что уменьшились возможности введения в строй новых заводов и освоения новых технологических процессов и внимание направляется все больше в сторону повышения эффективности использования существующего оборудования.

Улучшения в этом направлении достигаются путем модернизации заводов, рационализации и совершенствования производственных операций. Если появляется возможность построить новый завод, очень важно, чтобы он был спроектирован для работы с лучшей экономической эффективностью в отношении, как окупаемости капиталовложений, так и увеличения срока экономически оправданной работы в период снижения темпов роста производства или его спада.

Эффективность работы предприятия оценивается не только чисто экономическими показателями, но к факторам эффективности необходимо отнести такие показатели как влияние производства на окружающую среду, т.е. экологический фактор, факторы надежности и технологической безопасности, простоту контроля технологических линий и управления процессами, а также гибкость используемого способа производства по отношению к внешним и внутренним возмущающим воздействиям.

Производственные процессы в химической, нефтехимической и родственных к ним отраслях промышленности характеризуются как большим разнообразием выпускаемой продукции, так и большой сложностью. Общая характерная черта всех этих процессов состоит в том, что для превращения исходного сырья в целевой продукт необходимо сравнительно большое число функционально различных ступеней переработки. Условия протекания отдельных стадий могут быть весьма различными: от высоких температур ($\sim 1550^{\circ}\text{C}$) в случае электрокрекинга газообразных углеводородов до очень низких температур при разделении воздуха, от высоких давлений при производстве аммиака и метанола до низких в процессах вакуумной перегонки.

Несмотря на большие качественные и количественные разнообразия отдельных технологических процессов, их различные мощности, различие продуктов, условий протекания и т.д., все они имеют общие свойства, а именно: являются структурно сложными, перерабатывают вещество и энергию и, кроме того, взаимодействуют с внешней средой.

Существуют еще два свойства, может быть, наиболее важные из рассматриваемых, которые присущи всем этим объектам.

Первое из них – это свойство интерэктности, т.е. наличие взаимосвязанных и взаимодействующих частей; второе – эмерджентность, характеризующее способность порождения новых, присущих целому (системе), системных, интегративных свойств.

Последние два свойства совместно со структурной сложностью, т.е. наличием подсистем, определяют производства химической и нефтехимической промышленности как системы, которые называются химико-технологическими системами, и основная задача которых – это производство продукта заданного качества и в требуемом количестве.

Отметим, что характерным признаком интерэктности обладает энергия, потребляемая химико-технологической системой (ХТС) от внешних энергоносителей. Действительно, как правило, мощность, потребляемая ХТС от внешних источников, значительно меньше, чем суммарная мощность потребляемая каждым производственным процессом в отдельности, что происходит благодаря взаимодействию процессов и организации рекуперации энергии.

Вследствие интерэктности и эмерджентности для получения наибольшего эффекта при оптимизации действующих и вновь проектируемых

производств исследовать ХТС необходимо, применяя в полной мере методы системного анализа.

Среди всех факторов и мероприятий интенсификации химико-технологических процессов в ХТС особую роль играют эффекты, связанные с оптимальным выбором структуры и элементов системы. Опыт показывает, что экономический эффект от оптимальной структуры ХТС примерно на порядок выше эффектов от оптимальной организации отдельных элементов или оптимального управления процессом. Реакция этих эффектов достигается не только при создании новых производств, но часто и при реконструкции действующих ХТС.

Примерно с 1970 г. ведутся многочисленные исследования как по выявлению общих законов и свойств оптимальных ХТС, так и по разработке методов и алгоритмов их синтеза. Обзор этих исследований подробно приводится в работах [2, 3].

Различают синтез: альтернативных вариантов ХТС, ХТС в стадии эскизного проекта, проектируемой ХТС, схемы ХТС в связи с интенсификацией или ее реконструкцией. Одним из основных затруднений при поиске оптимальной ХТС для задач промышленного масштаба является комбинаторная проблема, т.е. огромное число возможных вариантов ХТС. Так, например, при синтезе системы теплообменников, состоящей из 25 холодных и горячих потоков, существует 10^{117} различных вариантов структуры или, например, для разделения смеси из 18 компонентов на отдельные компоненты в системе главных колонн существуют около 25 миллионов различных структур.

Такое обилие альтернативных вариантов возможных ХТС в свою очередь порождает многочисленные принципы и подходы к анализу и синтезу ХТС, среди которых можно выделить два направления. Первое направление основано на поиске оптимальной ХТС строгими алгоритмическими методами с решением сложных оптимизационных задач. Второе связано с использованием разных эвристических методов. Оба направления обладают рядом недостатков. Чистые эвристические методы (эвристики) часто дают противоречивые и неоднозначные результаты.

Среди алгоритмических методов синтеза и анализа оптимальных ХТС можно выделить две больших группы. Это интегральные методы и декомпозиционные методы.

Суть интегральных методов заключается в объединенном математическом описании отдельных подсистем, процессов и аппаратов. Они обычно очень громоздки, требуют большой объем информации, вследствие чего получение решения осложняется возможностью появления локальных оптимумов.

При декомпозиционном подходе каждый аппарат, процесс или подсистему рассчитывают отдельно, а расчет всей ХТС состоит из последова-

тельного расчета ее элементов. Очевидно, что данный подход страдает физикализмом, т.е. не в состоянии учесть свойство эмерджентности ХТС.

Существуют и различные комбинации рассмотренных методов.

Чтобы избежать недостатков и трудностей, присущих описанным ранее методам, и достичь желаемого результата при синтезе оптимальной структуры ХТС необходимо использовать методы, обладающие следующими специфическими свойствами: возможность нахождения альтернативных структур в районе оптимума, минимальный объем требуемой информации, возможность учета качественно различных требований к свойствам синтезируемой ХТС (многокритериальность), получение простых структур, возможность диалога между проектировщиком и вычислительной машиной, возможность незатрудненного внесения "личного опыта" проектировщика в алгоритм, применимость к решению больших промышленных задач.

Метод проектирования, обладающий указанными свойствами, появился на Западе во время энергетического кризиса середины 70^х годов и интенсивно развивается последние два десятилетия. Известен он под названием "Пинч-анализ", к рассмотрению которого мы приступим в следующем разделе.

ЧАСТЬ I

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ИНТЕГРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ

Глава 1

СТРУКТУРА И ИЕРАРХИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ХИМИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

1.1. ХТС как объект проектирования

Выше мы выяснили, что ХТС являются структурно сложными объектами, состоящими из различных химико-технологических процессов, в каждом из которых происходят промежуточные физико-химические преобразования (химические реакции, смешение, разделение, изменение давления и размеров частиц, нагревание, охлаждение и т.д.)

Для целенаправленного изменения свойств сырьевых потоков выбираются необходимые процессы, которые затем объединяются с помощью технологических потоков в технологическую схему химического производства, реализующую все физико-химические операции преобразования исходного сырья в конечный продукт.

После синтеза структуры ХТС приступают к построению ее математической модели. Математическая модель представляет собой систему уравнений математического описания, отражающую сущность явлений, протекающих в объекте моделирования, которая с помощью определенного алгоритма позволяет прогнозировать поведение объекта при изменении входных и управляющих параметров.

Под входными параметрами обычно подразумеваются параметры, значения которых могут быть измерены, но возможность воздействия на них отсутствует. Для ХТС это может быть контролируемый состав потоков исходного сырья, не поддающийся регулировке в процессе эксплуатации.

Под управляющими понимают параметры, на которые можно воздействовать в соответствии с необходимостью управления процессами. Такими параметрами для ХТС могут быть расходы технологических потоков, их температуры, давления в химических реакторах и т.д.

К выходным параметрам обычно относят характеристики получаемой продукции. Схематически ХТС, как объект моделирования, изображены на рис. 1.1.

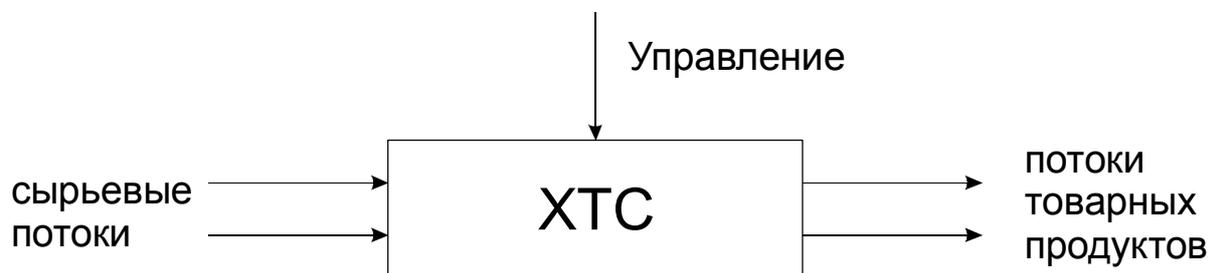


Рис. 1.1. Условное изображение ХТС с основными группами параметров

Математическая модель ХТС позволяет прогнозировать поведение ХТС. С помощью построения математической модели мы можем рассчитать значения расходов, составов, температур и давлений продуктов. Она также позволяет рассчитывать геометрические размеры отдельных единиц оборудования (аппаратов и машин химической технологии) и прогнозировать количества требуемого сырья и потребляемой энергии.

После этого можно рассчитать показатели различных свойств ХТС: показатели устойчивости, чувствительности, надежности, безопасности и т.д.

Выделяют несколько видов показателей эффективности ХТС: экономические, экологические, надежность и экологическая безопасность, простота контроля и управления, гибкость.

Некоторые показатели эффективности ХТС, например, экономические и экологические, можно точно рассчитать. Другие, например, сложность, гибкость – нельзя. В этом случае необходимо использовать экспертные оценки проектировщиков.

Вычисляемые показатели можно определить с помощью математической модели. Отсюда следует насколько важно иметь такую модель ХТС, которая позволяет, не затрагивая сами процессы, определить, какое решение нужно принять, чтобы улучшить показатели ХТС, т.е. оптимизировать ее.

Задача оптимизации ХТС – это задача внесения изменений в исходный проект ХТС для улучшения его экономических показателей.

Существует два вида задач оптимизации ХТС:

- структурная оптимизация ХТС – это задача синтеза и оценки альтернативных технологических схем ХТС;
- параметрическая оптимизация ХТС – это задача изменения параметров химико-технологических процессов и аппаратов внутри каждой структуры ХТС.

Таким образом, проектирование сложных ХТС состоит из трех задач:

- задача синтеза технологической схемы ХТС;
- задача построения математической модели анализа ХТС;
- задача оптимизации ХТС.

Поскольку сложные ХТС обладают свойствами интерэктности и эмерджентности, то и процесс проектирования ХТС, очевидно, будет отличаться от проектирования индивидуальных элементов системы.

Указанные три этапа проектирования оказывают взаимное влияние друг на друга, поэтому возникает необходимость их совместного решения, т.е. сам процесс проектирования также является системной задачей.

В дальнейшем изложении под системным проектированием мы будем подразумевать метод интеграции процессов, с помощью которого при выполнении проекта устанавливаются технологически возможные связи между технологическими потоками ХТС с целью синтеза экономически, экологически и социально оптимального проекта ХТС.

1.2. Методика проектирования ресурсо- и энергосберегающих ХТС.

²Луковичная диаграмма²

В виду большой сложности процедура системного проектирования ХТС не может быть проведена в один этап. Поэтому существует определенная последовательность этапов проектирования (иерархия проектирования) сложных ХТС, предполагающая последовательную многоступенчатую процедуру, которую часто сравнивают с луковицей, имеющей сложную структуру.

В большинстве ХТС для физико-химического преобразования потоков исходного сырья **С** в товарный продукт **П** используются химические реакторы, с рассмотрения которых и начинается проектирование (рис.1.2). Сначала обычно выбирается вид сырья (потоки питания реактора) и определяются продукты реакции, степени превращения в реакторе и т.д.

Отметим основные этапы проектирования реакторов в ХТС, которые формируют внутренний круг луковичной диаграммы (рис. 1.2):

- Выбор маршрутов химического синтеза молекул, заданного целевого продукта с учетом сырья и известных химических реакций;
- Выбор типа и конструкции реактора:
 - реакторы непрерывного, периодического или полунепрерывного действия;
 - емкостные или трубчатые реакторы;
 - изотермические, адиабатические или политропические реакторы;
- Выбор структуры реакторной подсистемы:
 - одиночный реактор;

- реакторы, соединенные параллельно или последовательно;
- реакторная система с рециклом или без него;
- Расчет технологических показателей эффективности каждого реактора и реакторной системы в целом:
 - степень превращения;
 - селективность;
 - выход целевого продукта.

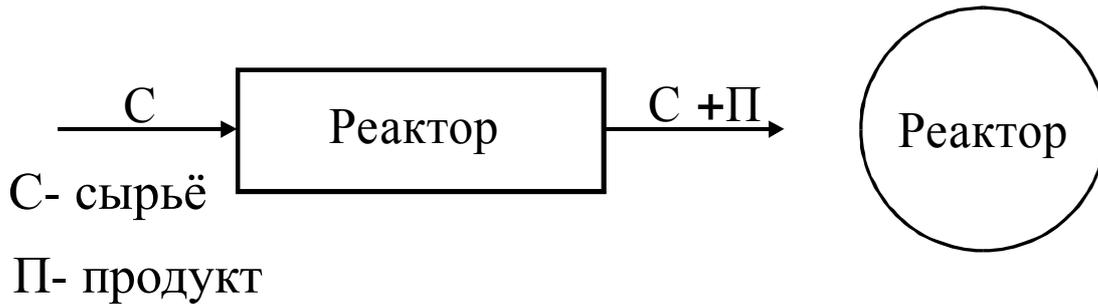


Рис. 1.2. Проектирование ХТС начинается с реактора, который формирует внутренний круг луковичной диаграммы

При расчете и оптимизации реакторной подсистемы можно использовать модели реакторов идеального смешения, идеального вытеснения,

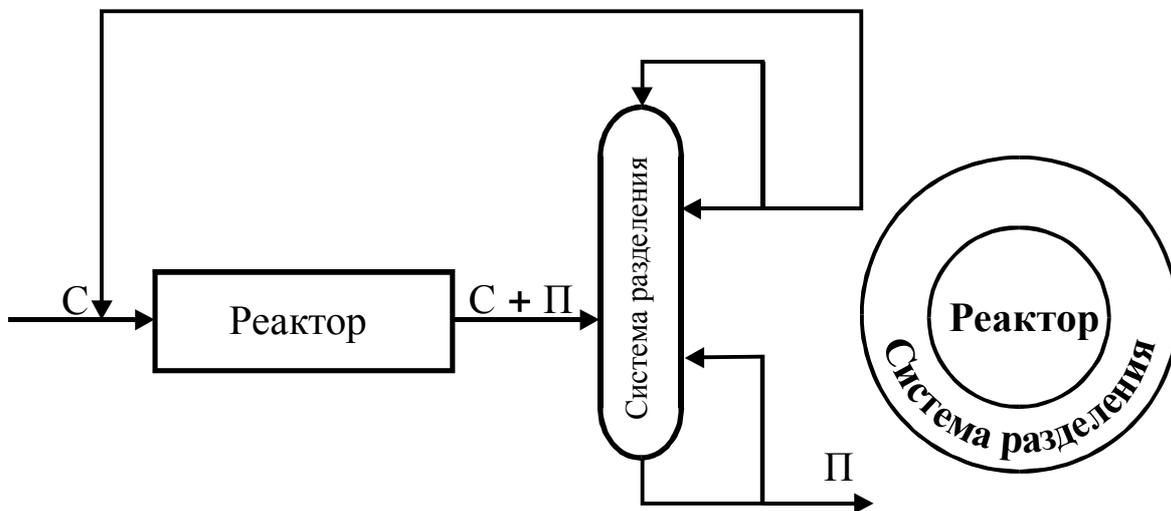


Рис. 1.3. Система разделения формирует следующий слой луковичной диаграммы модели с перемешиванием и модели каскадов реакторов.

Расчет и оптимизация реакторных систем представляет собой сложную, самостоятельную задачу и рассматривается в курсах химической технологии.

После выполнения проекта системы химических реакторов становятся известными такие величины, как выход конечного продукта и выход не-

прореагировавшего вещества, которые являются исходными данными для проектирования системы разделения и системы рециркуляции непрореагировавшего вещества. Следовательно, после проектирования реактора следует проектирование системы разделения и рециркуляции, которые представляют собой второй слой луковичной диаграммы (рис. 1.3).

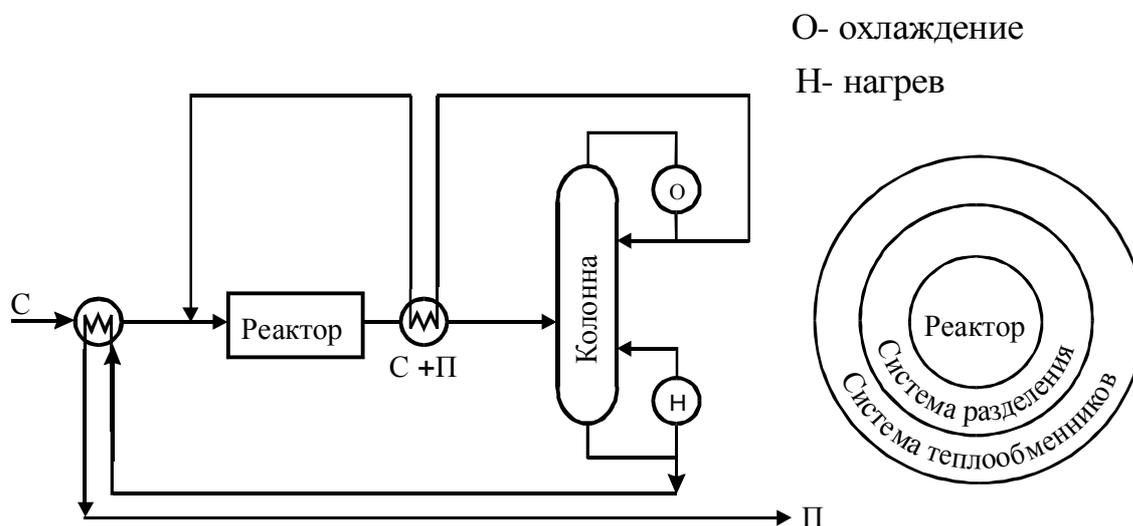


Рис. 1.4. Система теплообмена проектируется после того, как становятся известными материальный и энергетический балансы ХТС

После выполнения проектов реакторной системы и системы разделения нам становятся известными материальный и энергетический балансы процесса, на основании которых мы можем проектировать систему теплообмена, чтобы достичь требуемых в ХТС температур технологических потоков (рис. 1.4). Таким образом, проектирование теплообменной системы является третьим слоем луковичной диаграммы.

Часть требуемой тепловой нагрузки ХТС можно обеспечить за счет рекуперации теплоты технологических потоков. Оставшаяся часть тепловой нагрузки требует подвода внешних источников энергии (например, охлаждающая вода и т.д.) (рис. 1.4).

Внешние энергоносители в дальнейшем будем именовать *внешними утилитами*. Энергоносители, подводящие энергию к ХТС, такие как пар, горячий газ и т.д., будем называть *горячими утилитами*, а энергоносители, отводящие энергию от процессов – охлаждающая вода и др., будем называть *холодными утилитами*.

После того, как мы выполнили проект теплообменной системы процесса, становятся известными значения внешних утилит, необходимые для достижения, поставленных перед ХТС целей, эти значения становятся исходными данными для проектирования системы внешних энергоисточников и энергоносителей. Проектирование этой системы является четвертым этапом всей процедуры проектирования, а сама система – четвертым слоем луковичной диаграммы (рис. 1.5).

Выше мы отмечали, что все этапы и процедуры проектирования взаимосвязаны и взаимообусловлены.

Рассмотрим, например, два центральных слоя луковичной диаграм-

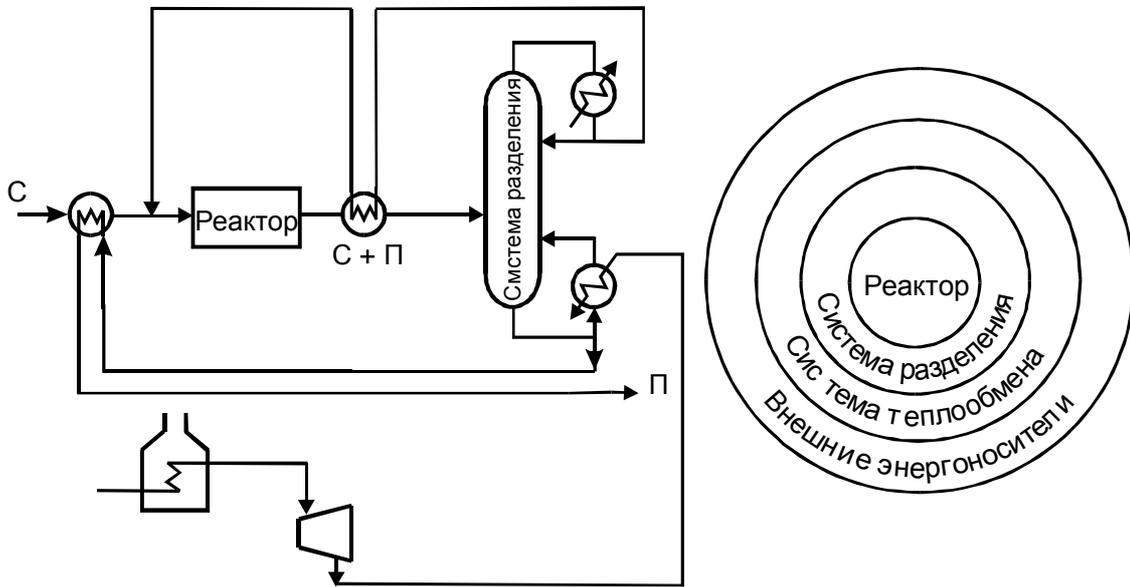


Рис. 1.5. Имея схему процесса и теплообменной системы, выбираются внешние энергоносители

мы, которые определяют реакторную систему и систему разделения (рис. 1.6).

Если мы будем производить изменения в химическом процессе та-

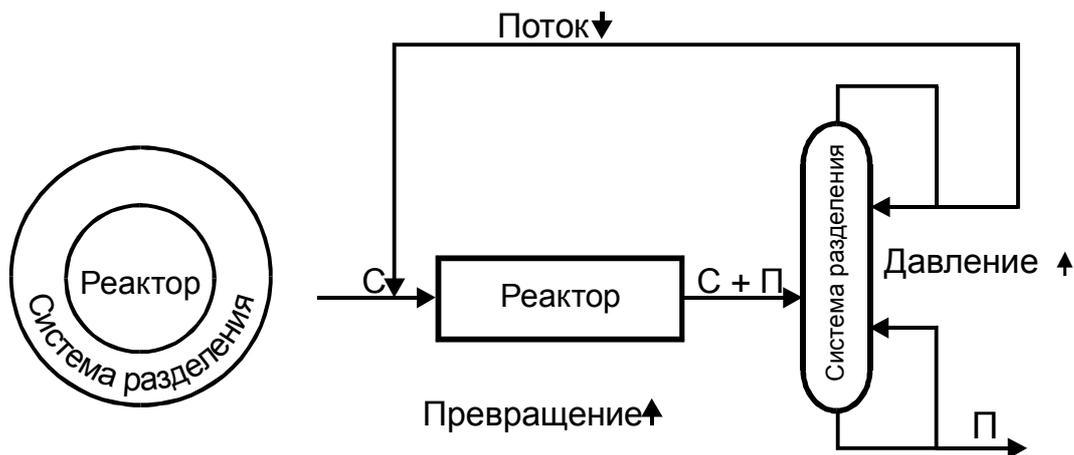


Рис. 1.6. Модификация процесса улучшает начальные данные перед началом проектирования теплообменной системы

ким образом, что будет увеличиваться степень превращения исходного сырья, то это приведет к увеличению выхода продукта, меньшим затратам на разделение, уменьшению потока рециркуляции и к снижению общей

стоимости проекта, т.е. к более лучшей структуре ХТС перед началом проектирования теплообменной системы, но возможно и обратное влияние. Все слои нашей "луковицы" взаимодействуют друг с другом. Так, что изменения в процессе вызывают изменения и в теплообменной системе и в



Рис. 1.7 Проектное взаимодействие между слоями луковичной диаграммы

количестве потребляемых внешних энергоносителей – внешних утилит. Аналогично изменение в теплообменной системе будут вызывать изменения и в химическом процессе и в требованиях к внешним утилитам (рис. 1.7).

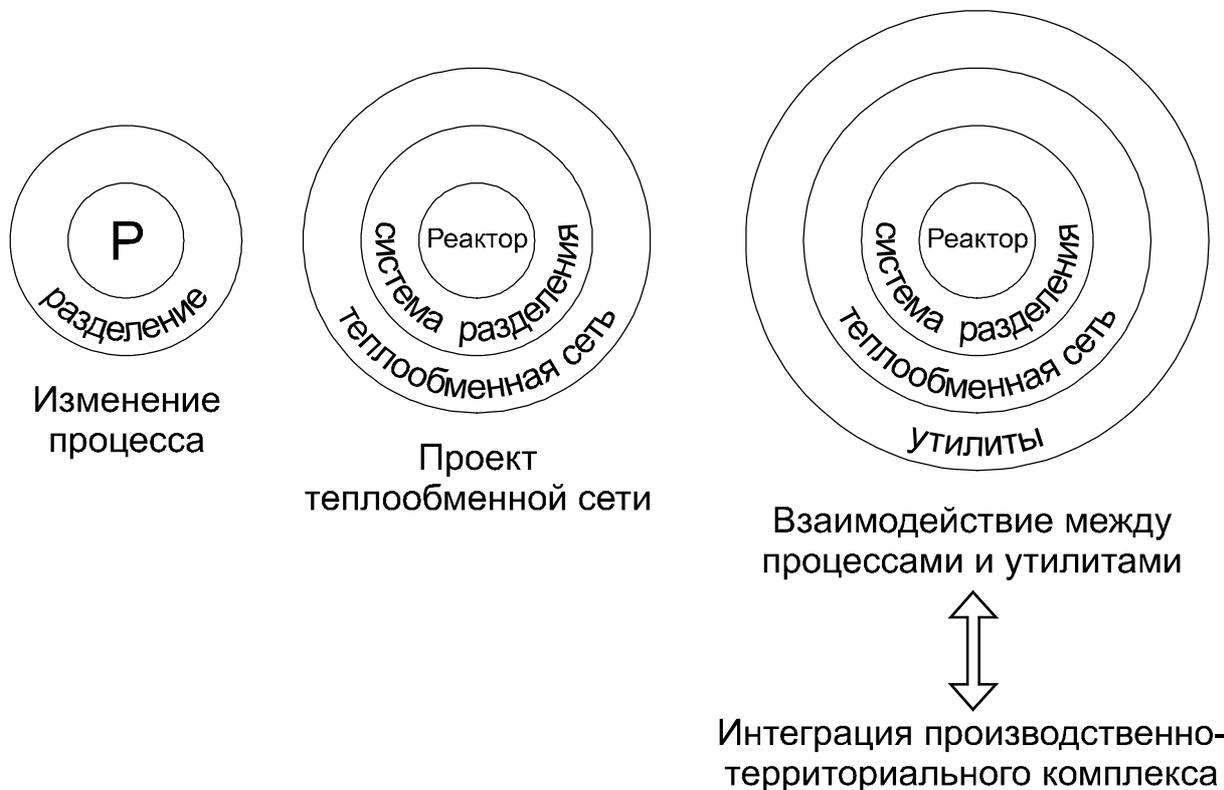


Рис.1.8. Этапы проектной интеграции и взаимодействие между ними

В результате рассмотренного нами взаимодействия между этапами проектирования, проектировщик в пинч-анализе имеет возможность рассматривать модификации процессной системы и выбирать лучшую из них перед началом проектирования теплообменной сети. Он может предсказать также и наиболее приемлемую систему утилит как для индивидуального процесса, так и для производственно-территориального комплекса в целом (рис. 1.8).

Рассмотрим несколько примеров улучшения проектов, выполненных с помощью пинч-анализа.

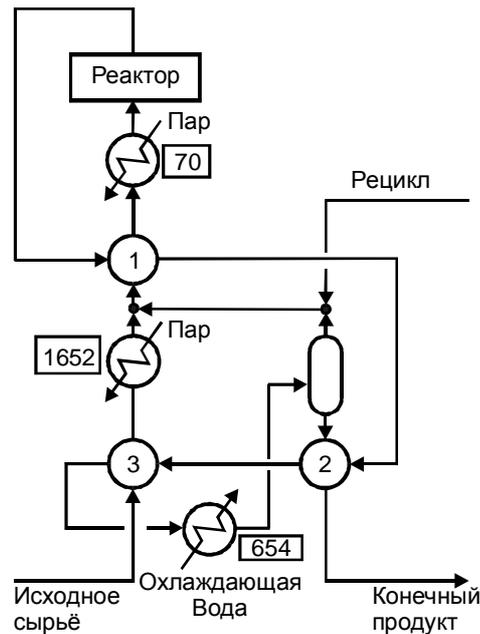


Рис. 1.9. Является ли интеграция данного процесса оптимальной?

На рис. 1.9 представлена основная часть взаимодействующих потоков специального химического процесса. Процесс простой и имеет только три технологических потока (питание реактора, продукты реакторного взаимодействия и продукты системы разделения), которые могут участвовать в теплообмене друг с другом. Предлагаемая на рис. 1.9 система теплообмена была спроектирована без применения методов пинч-анализа и потребляет 1722 единицы тепловой энергии для нагрева посредством пара, а 654 единицы тепловой энергии отдается холодному теплоносителю, в данном случае охлаждающей воде. Теплообменная сеть состоит из 6 теплообменных аппаратов: три рекуперативных теплообменника, два паровых нагревателя и одно охлаждающее устройство. Давайте, применим методы и правила пинч-анализа к проектированию предложенного процесса и посмотрим, какие улучшения в проекте могут быть достигнуты.

Методы пинч-анализа позволяют устанавливать цели проектирования (оптимальные значения выбранных целевых функций) еще до создания проекта теплообменной системы.

Проект химического процесса, показанный в правой части рис. 1.10, был выполнен уже после определения выбранных целей, которые были достигнуты в процессе проектирования. В данном случае целями при выполнении проекта являлись: число теплообменников в теплообменной сис-

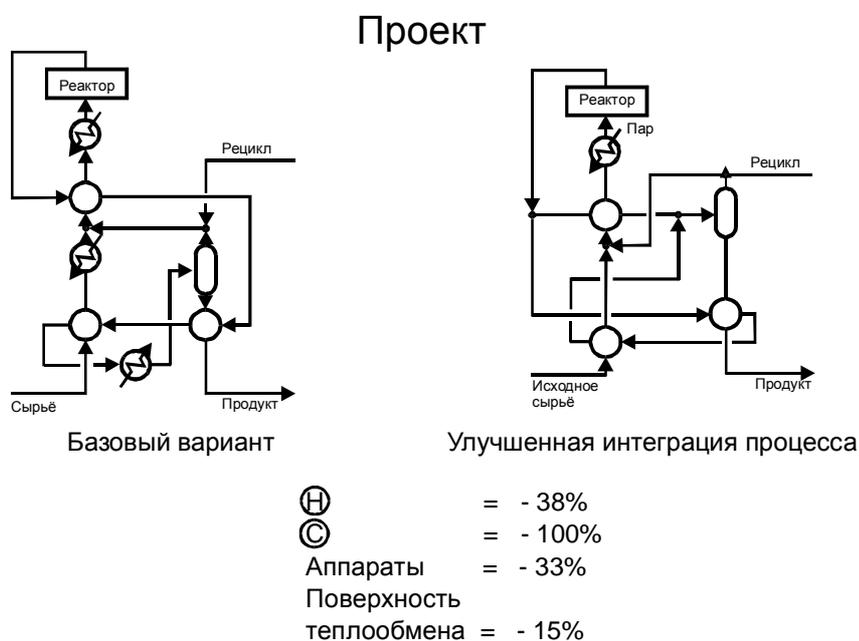


Рис. 1.10. Методы пинч – анализа позволяют увеличить рекуперацию теплоты и улучшить другие показатели ХТС

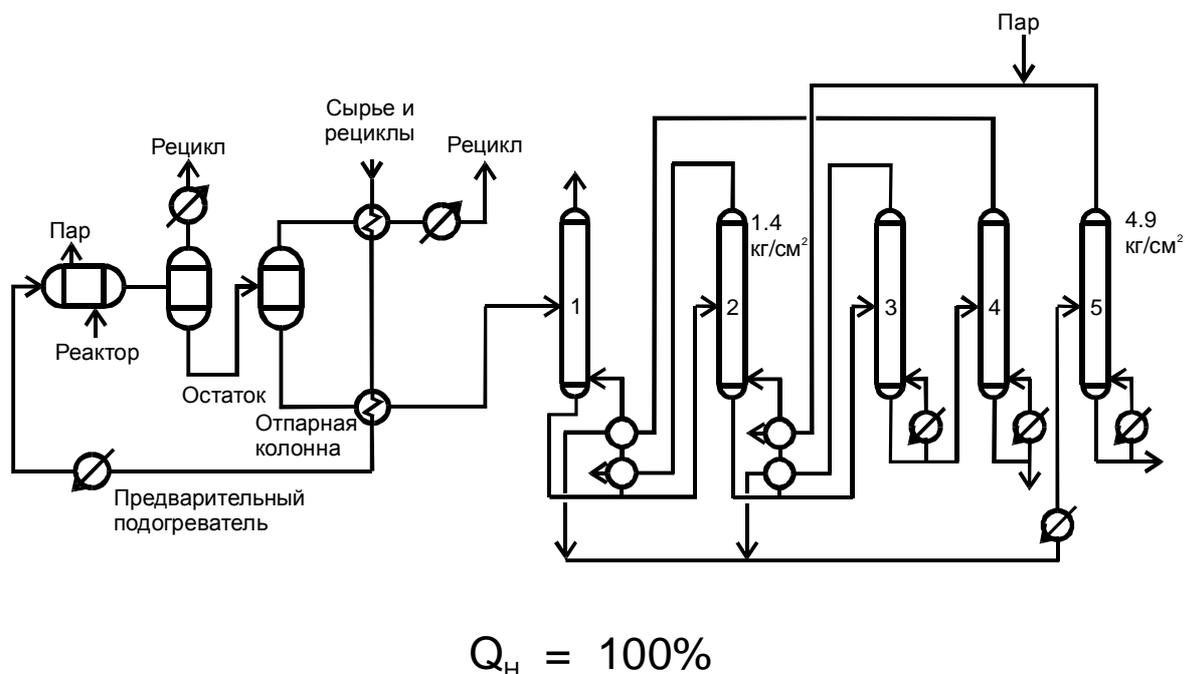


Рис. 1.11. Один из процессов Union Carbide перед реконструкцией
теме, их общая площадь поверхности теплообмена и значения потребляе-

мых утилит. В итоге из проекта было полностью исключено использование охлаждающей воды, потребление энергии снижено на 38%, число теплообменных аппаратов сократилось вдвое, а их общая площадь поверхности теплообмена уменьшена на 15%.

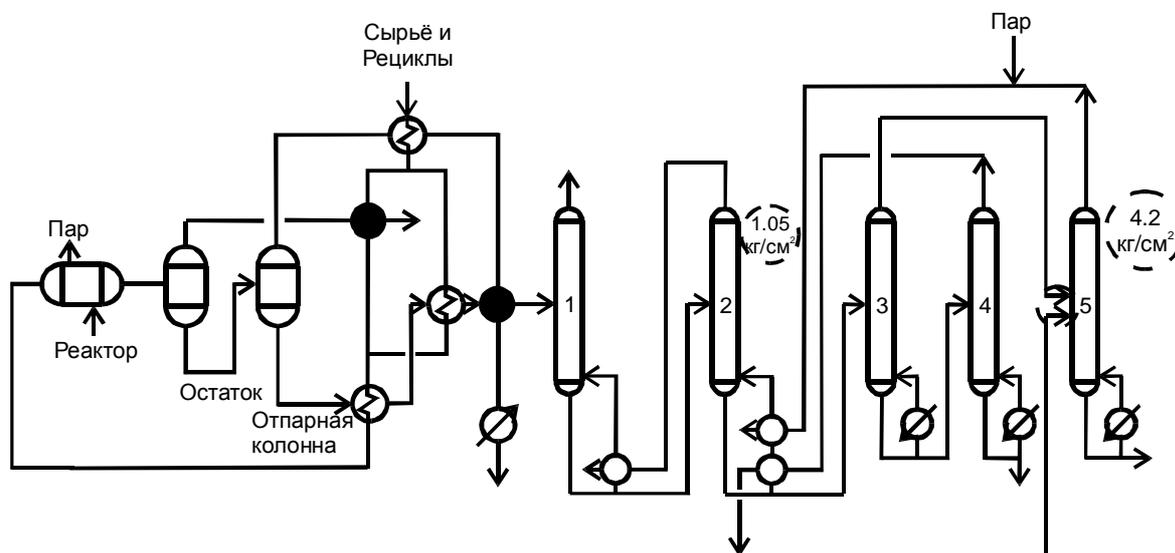


Рис. 1.12. Процесс после реконструкции

В качестве следующего примера рассмотрим реконструкцию теплообменной системы и процесса, который состоит из реактора, вакуумной перегонки и более сложной, чем в предыдущем процессе системы очистки (рис. 1.11).

Данный процесс уже высоко интегрирован с хорошо установленными связями между технологическими потоками. Система теплообмена содержит 13 теплообменников. Основным заданием при реконструкции рассматриваемой ХТС является снижение энергопотребления процессом с помощью модификации теплообменной сети. Технологическая схема реконструкции процесса выполненная с помощью методов пинч-анализа, показана на рис. 1.12. Модификация процесса включает изменения давления в колонне №2 от 0,14 МПа до 0,105 МПа, а в колонне №5 от 0,49 МПа до 0,42 МПа. В теплообменную сеть необходимо установить два новых теплообменника вместо трех теплообменников, которые нельзя использовать в модернизированной сети из-за их несоответствия новым технологическим условиям, но их стоимость равна стоимости вновь устанавливаемым теплообменникам, и поэтому дополнительных капиталовложений в модернизацию ХТС можно избежать.

В результате указанных мероприятий нагрузка на внешние энергоносители снижается на 27%, а срок окупаемости выполненного проекта составит 6 месяцев.

В заключение проведенного нами краткого рассмотрения методологии проектирования отметим, какие улучшения позволяет сделать интеграция процесса:

- 1) качественное улучшение процесса проектирования;
- 2) снижение затрат на энергоносители;
- 3) уменьшение выбросов вредных веществ в окружающую среду;
- 4) лучшее использование капитальных вложений;
- 5) повышение производительности после реконструкции.

Укажем кратко на применимость методов пинч-анализа:

- 1) прикладные разработки;
- 2) энергосбережение;
- 3) уменьшение вредных выбросов;
- 4) экономия капитальных вложений;
- 5) использование как для новых проектов, так и для реконструкций;
- 6) применимость для непрерывных и для периодических процессов;
- 7) применимость для всех производственных процессов.

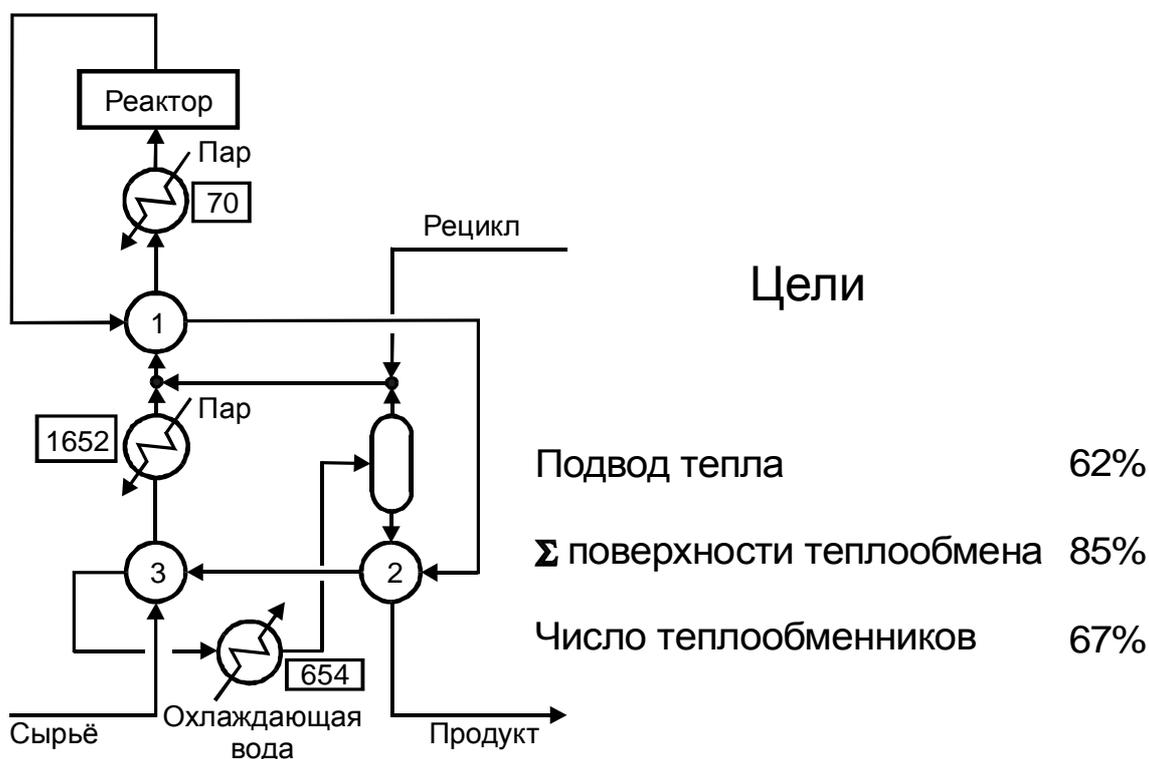


Рис. 1.13. Пинч – анализ позволяет устанавливать цели перед проектированием

Отметим еще два очень важных свойства, являющихся неотъемлемой частью пинч-анализа. Первое – это возможность установления целей проектирования перед началом самого проектирования. Если вернуться к

примеру 1 (рис. 1.13), мы видим значения тех величин, которые должны быть достигнуты в процессе выполнения проекта.

Вторым важным свойством является возможность интегрирования процессов в пределах большого производственно-территориального комплекса (рис. 1.14).

Процессы в большом производственно-территориальном комплексе функционируют независимо друг от друга, и порой трудно сделать выбор для вложения денежных средств с целью улучшения экономических показателей. С помощью методов пинч-анализа мы можем получить информацию о энергетических требованиях для всего комплекса, рассматривая один процесс эквивалентный всему комплексу. В итоге мы можем получить инвестиционные планы, определить энергетические цели и цели для

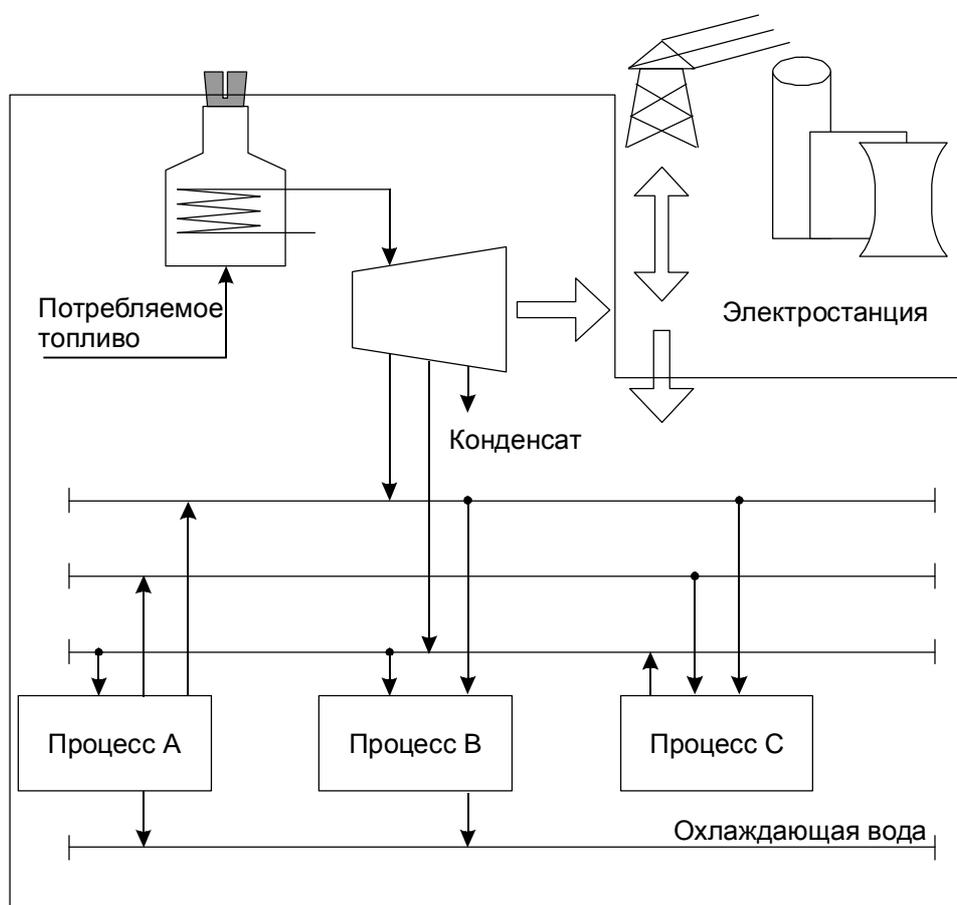


Рис. 1.14. Интеграция производственно-территориального комплекса

снижения эмиссии вредных веществ как для существующих процессов, так и для проектируемых.

За последнее десятилетие университетом "UMIST" и членами научно-исследовательского консорциума UMIST-а [www.cpi.umist.fc.uk] выполнено более 2600 проектов создания новых и модернизации действующих производств в различных отраслях промышленности и различных странах.

Некоторые результаты воплощения этих проектов приведены в таблицах 1.1-1.3 ниже.

Таблица 1.1. Результаты применения Пинч-технологии в “Union Carbide”

Процесс	Тип проекта	Экономия за счет снижения энергетических затрат, \$/год	Кап. вложения, \$	Время окупаемости, мес
Нефтехимический Специальной химии	Модиф.	1 050 000	500 000	6
	Модиф.	139 000	57 000	5
— // —	Модиф.	82 000	6 000	1
Лицензионная установка	новый	1 300 000	экономия	—
Органической объемной химии	Модиф.	1 000 000	600 000	7
— // —	Модиф.	1 243 000	1 835 000	18
— // —	Модиф.	2 000 000	800 000	5
Спец. Химия	Модиф.	570 000	200 000	4

Таблица 1.2. Результаты применения Пинч-технологии в “ICI”

Процесс	Тип проекта	Экономия за счет снижения энергетических затрат, \$/год	Кап. вложения, \$
Объемной орг. химии	Новый	800 000	800 000
Спец. химии	— // —	1 600 000	экономия
Грубой переработки	Модиф.	1 200 000	— // —
Неорг. объемн. химии	Новый	320 000	— // —
Спец. химии	Модиф.	200 000	160 000
Новый завод	Новый	30 – 40 %	30 % экономии
Не профильный	Модиф.	300 000	800 000
Нефтехимия	— // —	фаза I	2 000 000
		фаза II	200 000
			600 000
			1 200 000

Таблица 1.3. Анализ применения Пинч-технологии в различных отраслях промышленности

Отрасль	Экономия	Окупаемость проекта
Нефтехимия	40% от потребляемого топлива	10-24 месяца
Неорг. химия	30% общей энергии	9-16 месяцев
Химия	30% общей энергии	15 месяцев
Фармакология	20-40% общей энергии	2-2,5 года
Полимерная	25% + увеличение производительности	до 2,5 лет
Красители	15% общей энергии	15 месяцев
Металлургия	50% увеличение мощности	2 года
Пищевая	35% общей энергии	1 – 2 года

Выводы

- Иерархия проектирования процесса может быть представлена концентрической (“луковичной”) диаграммой;
- Цели обеспечивают:
 - стимул к поиску лучших решений;
 - уверенность, что при их достижении ничего не упущено;
- Пинч-анализ имеет широкий диапазон применения.

Глава 2

ВВЕДЕНИЕ В ПИНЧ-ПРИНЦИПЫ

Согласно рассмотренной в предыдущем разделе иерархии проектирования, выполнение проекта начинается с построения проекта реакторной системы – первый слой луковичной диаграммы, а затем переходит ко второму слою, в котором совместно рассматриваются системы разделения и рециклы. Результатом выполнения этих двух внутренних этапов должны стать материальный и энергетический балансы ХТС.

Таким образом, нам становится известной тепловая нагрузка и нагрузка на хладагенты для двух внешних слоев луковичной диаграммы (т. е. для теплообменной системы и системы энергоносителей). В большинстве применяющихся в настоящее время методов проектирования для полной оценки проекта необходимо выполнить все четыре этапа проектирования, заключенные в луковичную диаграмму, независимо от того, выполняется проект вручную проектировщиком или с помощью автоматизированных систем.

В пинч-анализе, как мы уже упоминали, целевые значения, которые должен достигнуть проектировщик в результате выполнения проекта, можно получить после выполнения двух внутренних этапов луковичной диаграммы, т. е. мы можем сделать экономическую оценку всего проекта, реально не выполняя проекты для двух внешних слоев диаграммы. Более того, установление целей проектирования позволяет проектировщику внести улучшения во внутренние слои луковичной диаграммы (реактор, системы разделения и рецикла), что в свою очередь дает возможность корректировать энергетические и инвестиционные данные (цели) для внешних слоев и т. д.

Такой подход позволяет быстро и эффективно проанализировать большое количество альтернативных проектов, такое количество, которое при полном проектировании и расчете ХТС трудно было бы проанализировать за обозримое время даже большому количеству хороших профессионалов.

Для того, чтобы освоить технику пинч-анализа нам предстоит разобраться и понять, что лежит в основе этого метода.

2.1. Построение составных кривых технологических потоков и определение энергетических целей

Все технологические потоки ХТС можно разделить на две группы. В одну из них войдут те потоки, которые требуют охлаждения перед дальнейшей их обработкой. Мы будем называть такие потоки – *горячими потоками*. Во вторую группу потоков войдут те потоки, которые необходимо нагреть – *холодные потоки*.

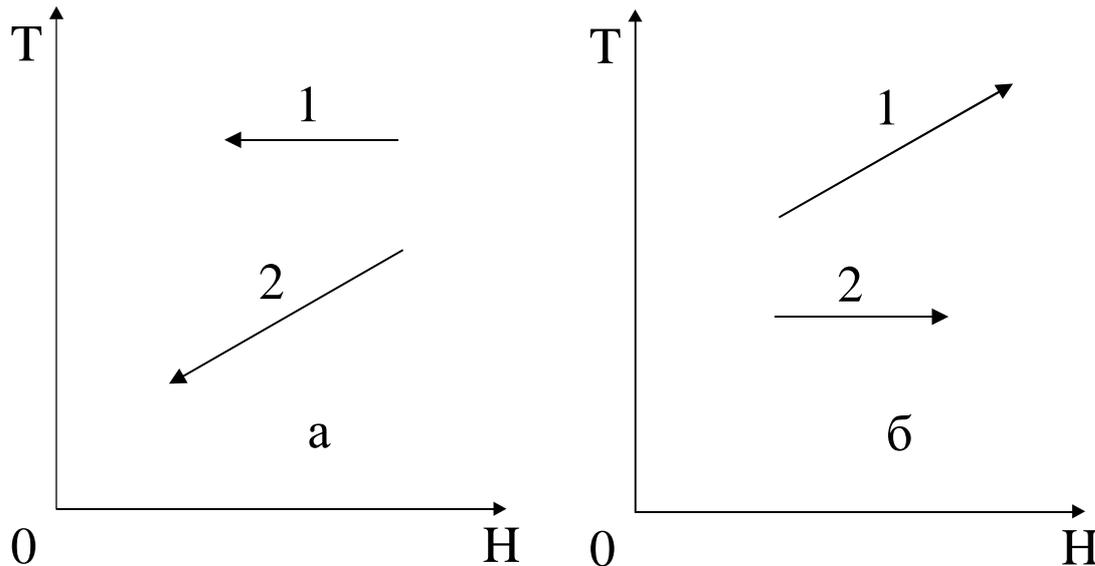


Рис. 2. 1. Представление технологических потоков на температурно–энтальпийной плоскости: а) – представление горячих потоков: 1 – конденсация, 2 – охлаждение; б) – холодные потоки: 1 – нагревание; 2 – испарение

Изменение теплосодержания технологических потоков удобно анализировать на температурно–энтальпийной диаграмме (рис. 2.1).

Горячие технологические потоки принято обозначать вектором, направленным справа налево в температурно–энтальпийных координатах. Это связано с тем, что у горячих тепловых потоков происходит уменьшение их теплосодержания – энтальпии как при охлаждении, так и при изменении их фазового состояния (рис. 2.1.А).

Аналогично у холодных технологических потоков ХТС при нагревании или изменении их фазового состояния теплосодержание возрастает, и поэтому в координатной плоскости температура – энтальпия такие потоки будут изображаться векторной линией, направленной слева направо.

Заметим, что представление изменения энтальпии технологического потока в зависимости от изменения его температуры отобразить прямой линией возможно только для потоков, теплоемкость которых в пределах изменения температуры потока можно считать постоянной величиной.

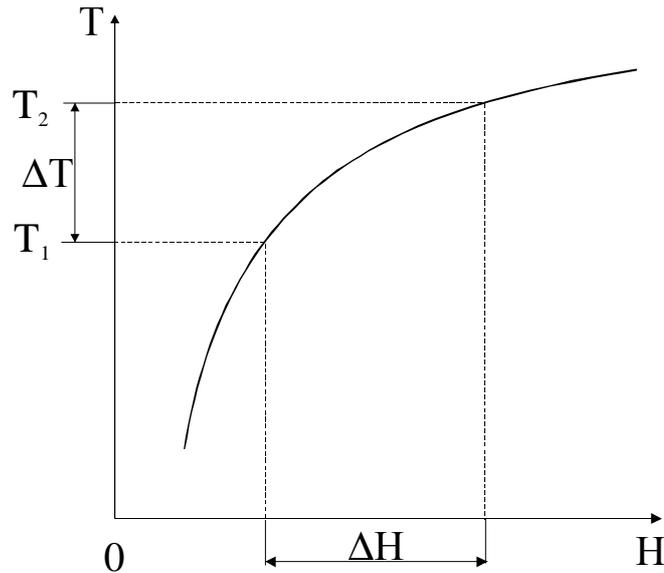


Рис. 2.2. Функциональная зависимость между изменением температуры и изменением энтальпии потока

Действительно, связь между изменением температуры потока и уменьшением его теплосодержания – энтальпии в общем случае будет выражаться нелинейной функцией (рис. 2.2) приращения энтальпии потока при изменении температуры и определяться следующим образом :

$$dH = c_p M dT \quad (2.1)$$

где c_p – удельная теплоемкость вещества технологического потока при постоянном давлении, Дж/кг·К; M – массовый расход вещества потока, кг/с; T – температура, К; H – теплосодержание потока, Вт.

Следовательно, общее изменение теплосодержания технологического потока в пределах изменения его температуры может быть вычислено с помощью выражения:

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} c_p M dT. \quad (2.2)$$

Если теплоемкость вещества потока в пределах изменения температуры $[T_1, T_2]$ остается постоянной, то (2.2) примет вид:

$$\Delta H = c_p M (T_2 - T_1) \quad (2.3)$$

Произведение удельной теплоемкости c_p и расхода M принято называть теплоемкостью потока или потоковой теплоемкостью и обозначать идентификатором CP :

$$CP = c_p M. \quad (2.4)$$

Размерность потоковой теплоемкости определяется как $[CP] = \text{Дж/К}\cdot\text{с}$.

Заметим, что необходимо при работе с методами пинч-анализа очень четко представлять различие между удельными величинами и потоковыми величинами. *Потоковая теплоемкость CP определяет количество энер-*

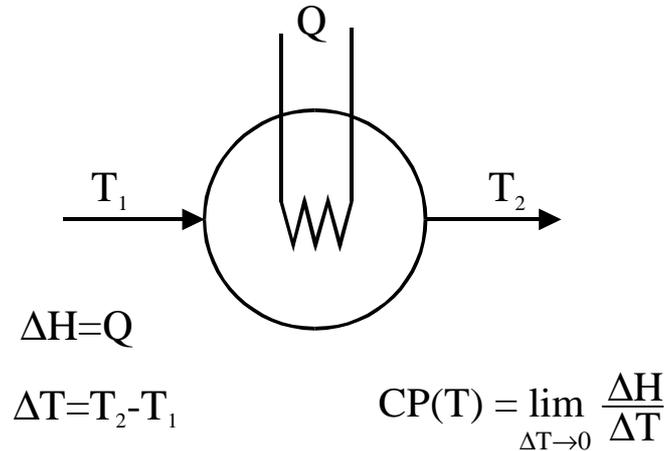


Рис. 2.3. Определение потоковой теплоемкости CP

гии, которое необходимо подвести к потоку, чтобы повысить температуру вещества, проходящего через поперечное сечение потока за одну секунду на один градус. Формально определить потоковую теплоемкость можно рассмотрев поток, нагреваемый в теплообменном устройстве (рис. 2.3.).

Потоковую теплоемкость можно также определять как отношение мощности, потребляемой технологическим потоком к разности его конечной и начальной температур, $CP = \Delta H / (T_2 - T_1)$, что бывает полезно при быстрой оценке потенциала энергосбережения действующих предприятий.

Из (2.3.), (2.4.) следует, что изменение энтальпии потока ΔH определяет количество энергии, которое необходимо подвести к потоку, чтобы изменить температуру вещества, проходящего в течении 1 секунды через поперечное сечение потока от значения T_1 до значения T_2 (2.3.). Отсюда следует, что фактически ΔH представляет энергетическую мощность, которую необходимо подводить к потоку, чтобы удовлетворить проектным требованиям. В дальнейшем изложении, исключительно с целью большей наглядности, мы будем при использовании терминов теплота, энергия, энтальпия, теплосодержание, относящихся к технологическим потокам, подразумевать, что это потоковые величины, а случаи, в которых это может привести к искажению смысла, мы будем специально оговаривать.

Следующим основополагающим понятием, которым оперирует пинч-анализ, является наименьший тепловой напор в теплообменной ХТС или

минимальная разность температур ΔT_{\min} между технологическими потоками в теплообменном оборудовании.

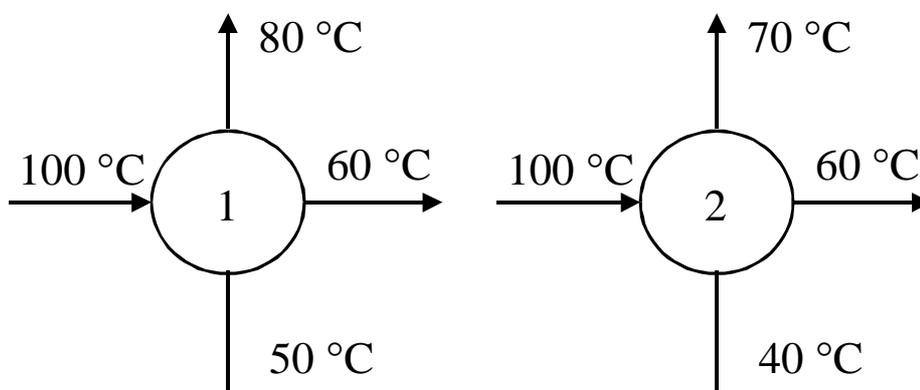


Рис. 2.4. К определению минимальной разности температур между теплоносителями в теплообменных аппаратах

Рассмотрим два теплообменника (рис. 2.4.) и определим ΔT_{\min} для каждого из них. Представим потоки теплоносителей на температурно-энтальпийной диаграмме, и поскольку изменение теплосодержания по абсолютной величине одинаковое у холодного и горячего потока, мы легко определяем ΔT_{\min} . Первый теплообменник имеет минимальную температур-

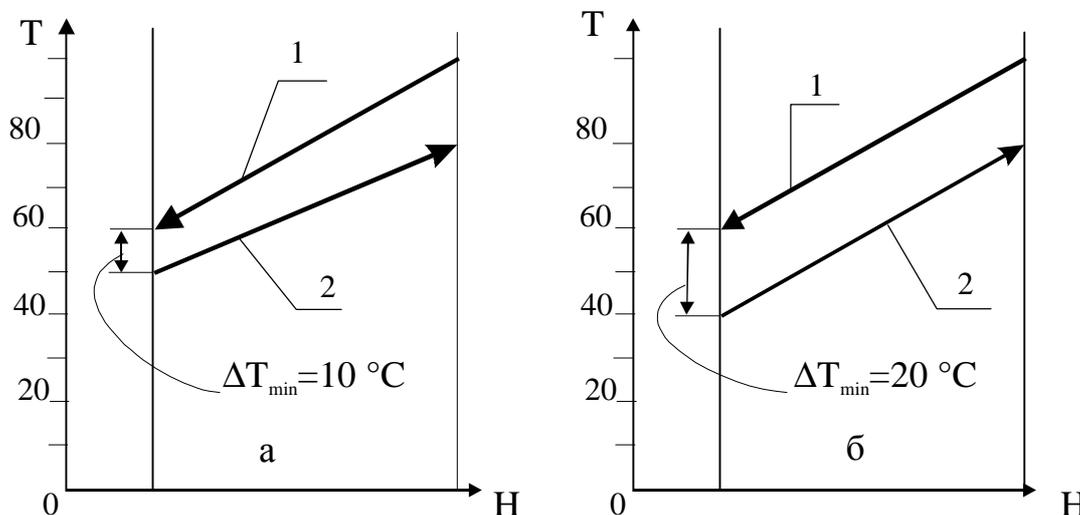


Рис. 2.5. Определение ΔT_{\min} с помощью температурно-энтальпийной диаграммы: а – изменение теплосодержания потоков в теплообменнике – 1; б – 2; 1 – горячий поток; 2 – холодный поток

ную разность между теплоносителями 10 °C , а второй – 20 °C (рис. 2.5).

Рассмотрим технологическую схему простого химического процесса, имеющего два химических реактора, систему разделения и рецикл (рис. 2.6.). Система теплообмена имеет четыре теплообменных аппарата, два рекуперативных теплообменника, один теплообменник, подогревающий по-

ток рецикла с помощью конденсации пара и один теплообменник, в котором охлаждается уходящий с установки, полученный в процессе продукт. В этом теплообменнике для охлаждения используется техническая вода (рис. 2.6.).

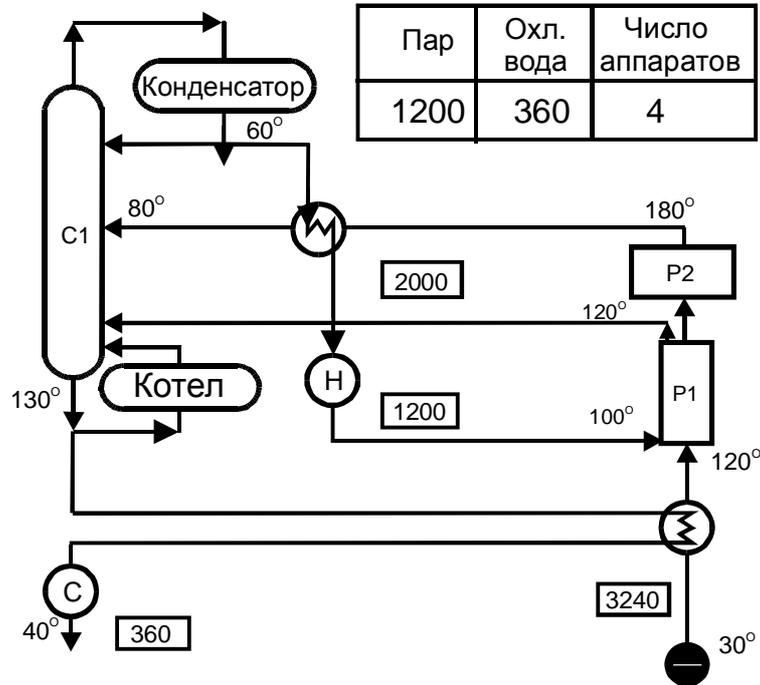


Рис. 2.6. Простая технологическая схема с двумя реакторами P1, P2 и системой разделения C1. Обозначения традиционные – С - охлаждение, Н – нагревание. Необходимо ответить на вопрос “Является ли интеграция данного процесса оптимальной?”

Анализ технологической схемы ХТС начинается с определения источников теплоты (горячие потоки) и стоков теплоты (холодные потоки). Технологическая схема (рис. 2.6.) имеет два горячих и два холодных потока, которые могут участвовать в теплообмене. В пинч-анализе начальные температуры технологических потоков обычно называются температурами снабжения и обозначаются T_s (от английского *supply*), а конечные температуры потоков обычно именуется целевыми температурами и обозначаются T_t (от английского *target*).

Снабжающие и целевые температуры потоков указаны на технологической схеме, там же указаны тепловые нагрузки, т.е. мы в данном случае можем определить СР потоков как отношения

$$CP = \frac{\Delta H}{T_s - T_t}, \quad (2.4)$$

и записать полученные данные в таблицу 2.1.

Используемыми утилитами являются: пар при температуре 200°C и охлаждающая вода 25°C → 30°C. Процесс потребляет от внешних источников энергию мощностью 1200 кВт, а мощность, отводимая от процесса к охлаждающей воде, равна 360 кВт. Запишем энтальпийный баланс, рассматриваемой ХТС (рис. 2.7). Разность между мощностью потребляемой от горячих утилит и мощностью отводимой от процесса с помощью холодных утилит равняется дисбалансу в энтальпии между горячими и холодными потоками. В нашем случае она равна 840 кВт.

Таблица 2.1. Поточковые данные для процесса на рис. 2.6

№ потока и тип	Температура снабжения T_S , (°C)	Целевая температура T_T , (°C)	Потоковая теплоемкость CP , (кВт/°C)	Тепловая нагрузка ΔH , (кВт)
1 гор.	180	80	20	2000
2 гор.	130	40	40	3600
3 хол.	60	100	80	-3200
4 хол.	30	120	36	-3240

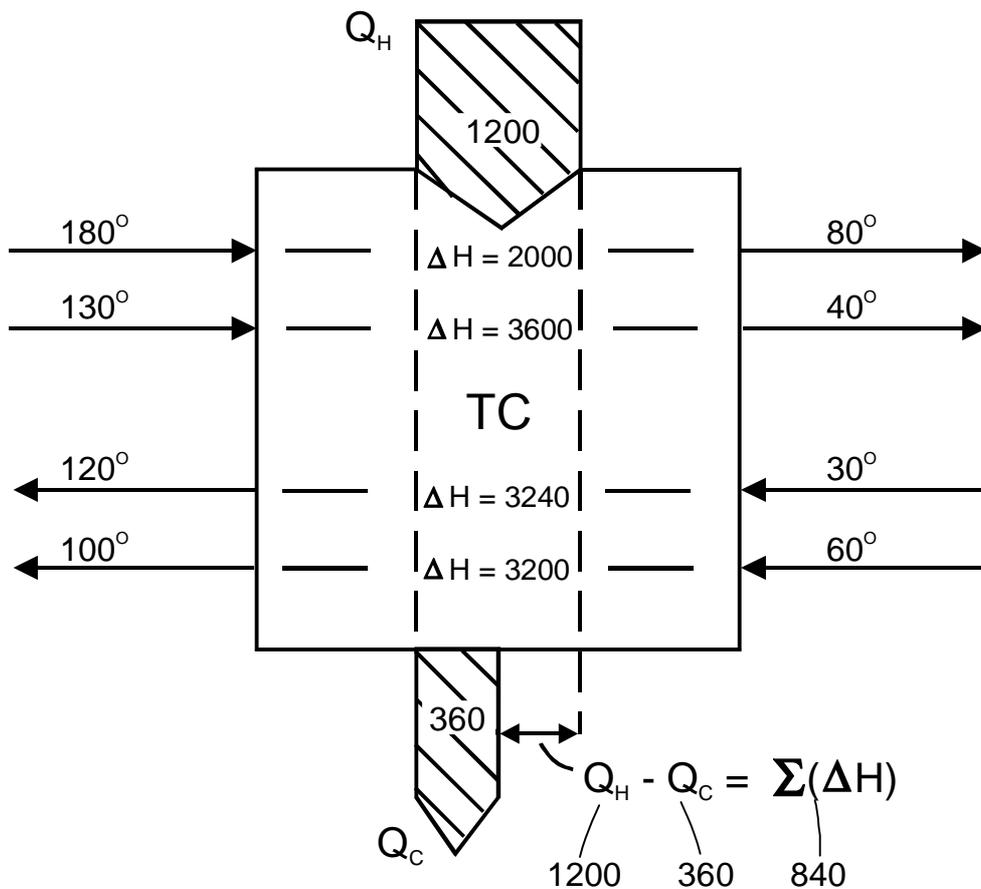


Рис. 2.7. Энтальпийный баланс ХТС. Q_H – теплота, потребляемая от внешних энергоисточников; Q_C – теплота, отводимая от ХТС внешними хладагентами; ТС – теплообменная система. На линиях, обозначающих технологические потоки, проставлены начальные и конечные температуры, а также их тепловые нагрузки

Уменьшая или увеличивая потребление энергии от горячих утилит, мы будем только увеличивать или уменьшать энергию, отдаваемую холод-

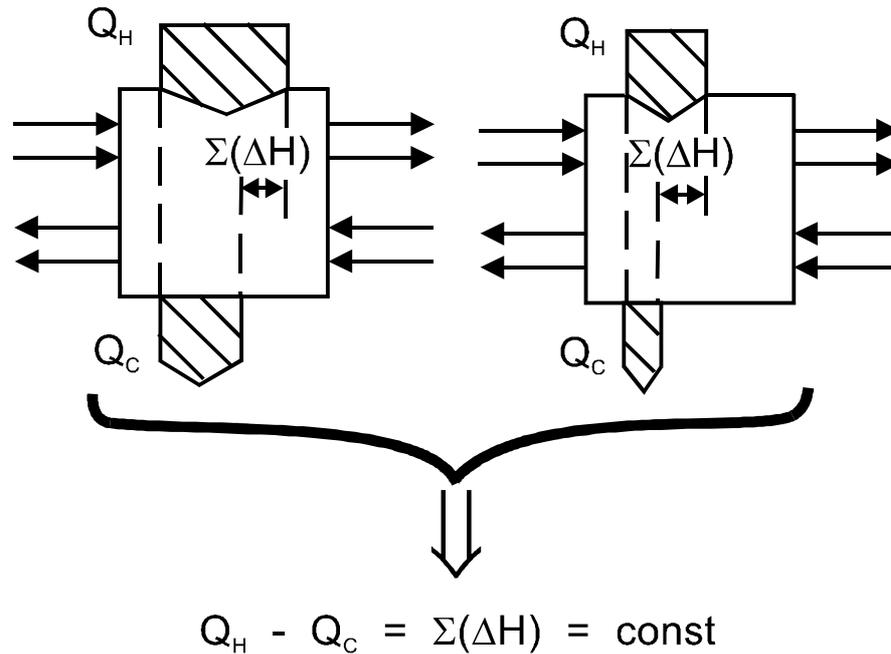


Рис. 2.8. Изменение энергии потребляемой ХТС будет приводить только к изменению энергии, отводимой от ХТС

ным утилитам, т.е. охлаждающей воде, а значение энтальпии, необходимой для нагрева холодных потоков, которое не может быть удовлетворено за счет теплообмена с горячими потоками, будет оставаться постоянным (рис. 2.8.).

На вопрос "Будет ли являться значение 840 кВт минимальным значением горячих утилит для рассматриваемого процесса?" с помощью рассмотрения энтальпийного баланса ХТС ответить нельзя. Для ответа на этот вопрос нам необходимо рассмотреть движущие силы процесса теплообмена в системе. Движущей силой в процессе теплопередачи является температурный напор или по-другому разность между температурами теплоносителей, участвующих в теплообмене.

Для определения движущих сил в теплообменной сети ХТС мы должны вернуться к температурно-энтальпийной диаграмме и рассмотреть простую задачу с одним горячим потоком (тепловой источник) и одним холодным потоком (тепловой сток).

Потоковые данные – тип потоков, снабжающие температуры, целевые температуры и изменения энтальпий потоков, приведены в таблице 2.2.

В качестве внешних энергоносителей используется пар с температурой 180°C и охлаждающая вода с температурой 20°C.

Таблица 2.2. Поточковые данные для двухпоточковой задачи рекуперации теплоты.

Поток	Тип	Снабжающая температура T_s , (°C)	Целевая температура T_t , (°C)	ΔH , (МВт)
1	хол.	30	100	14
2	гор.	150	30	-12

Понятно, что наиболее простым решением будет нагревание холодного потока с помощью пара и охлаждение горячего потока с помощью охлаждающей воды. Однако, такой подход приведет к чрезмерной стоимости энергоносителей и к противоречию с требованием промышленных предприятий использовать минимально возможное количество энергии при производстве.

Для того, чтобы определить возможность сохранения тепловой энергии в системе мы представим оба технологических потока на температурно-энтальпийной плоскости. Возможность теплообмена между рассматриваемыми потоками будет существовать только в том случае, если температура горячего потока выше температуры холодного потока во всех точках

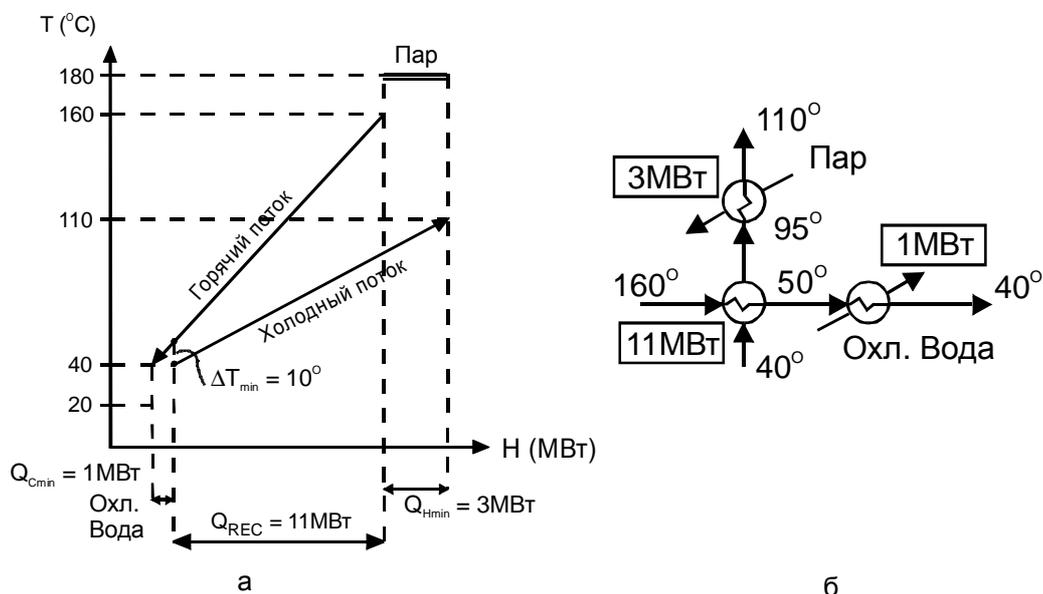


Рис. 2.9. Двухпоточковая задача рекуперации теплоты: (а) – температурно – энтальпийный график технологических потоков для $\Delta T_{\min} = 10^\circ \text{C}$; (б) – технологическая схема процесса

рисунка (рис. 2.9.). Разность температур между потоками по вертикальной оси и будет являться движущей силой теплопередачи.

Рисунок 2.9а. представляет температурно-энтальпийную диаграмму рассматриваемой задачи для минимальной разности температур $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$. Область перекрытия (потоки находятся один над другим) потоков вдоль энтальпийной оси определяет значение тепловой энергии, которую можно рекуперировать в данном процессе (для $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$). В нашем случае возможно сохранить 11 МВт, т.е. $Q_{\text{REC}} = 11 \text{ МВт}$. Часть холодного потока, которая располагается за началом горячего потока (рис. 2.9а.), не мо-

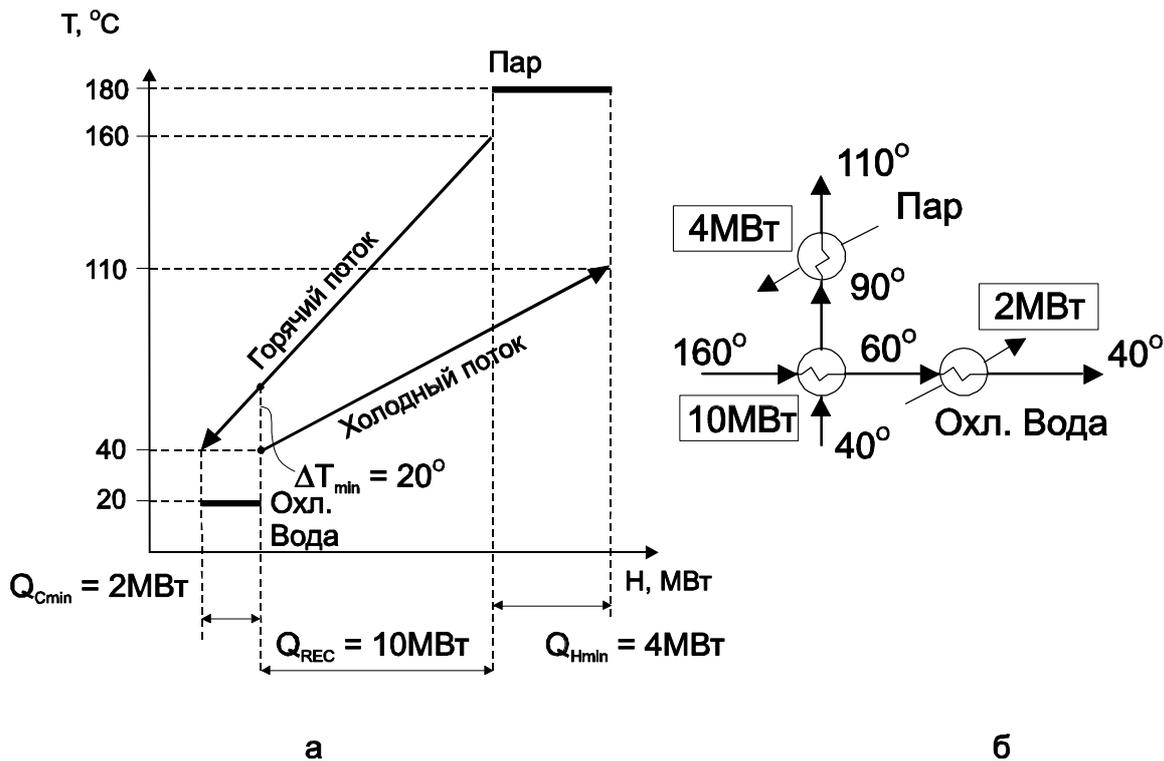


Рис. 2.10. Начальные и конечные температуры потоков величины заданные и изменяться не могут, а значения начальной и конечной энтальпий потоков величины относительные. Абсолютными, наравне с граничными температурами, являются изменения энтальпии потоков, т.е. потоки могут сдвигаться горизонтально

жет быть нагрета за счет теплообмена с горячим потоком и должна быть нагрета паром. Это и есть минимальное значение, требуемое для горячих утилит, или энергетическая цель Q_{Hmin} в рассматриваемой задаче $Q_{\text{Hmin}} = 3 \text{ МВт}$. Часть горячего потока, которая выдвинута за начало холодного потока, не может быть охлаждена при теплообмене с холодным потоком, и для её охлаждения требуется охлаждающая вода (рис. 2.9а). Это минимальное значение холодных утилит, необходимое для удовлетворения требованиям рассматриваемого процесса $Q_{\text{Cmin}} = 1 \text{ МВт}$. Технологическая схема, соответствующая диаграмме рис. 2.9а., приведена на рис. 2.9б.

Изменение теплосодержания потоков и их начальные и конечные температуры (т.е. наклон в температурно-энтальпийном представлении потока) – величины заданные и изменяться не могут, но относительное поло-

жение потоков на температурно-энтальпийной диаграмме мы можем изменять, передвигая потоки относительно друг друга вдоль оси абсцисс, т.е. в горизонтальном направлении. Это возможно потому, что изменять тепло-содержание каждого потока мы можем независимо от других потоков. Действительно, нагревать холодный поток в ХТС мы можем независимо от охлаждения горячих потоков, например, подводя к нему энергию от внешних энергоносителей.

На рис. 2.10а показаны сдвинутые потоки рассматриваемого примера таким образом, что в новой позиции ΔT_{\min} равно 20°C . Область перекрытия потоков уменьшилась (т.е. уменьшилась рекуперация тепловой энергии) до 10 МВт. Большая часть холодного потока оказалась выдвинута за начало горячего потока, вследствие чего необходимая величина мощности внешней энергии, подводимой с помощью пара, увеличилась до 4 МВт. Внизу диаграммы горячий тепловой поток оказался больше выдвинут за начало холодного потока, что ведет к увеличению потребления охлаждающей воды, т.к. сейчас необходимо отводить от потока мощность, равную 2 МВт. Технологическая схема соответствующая диаграмме на рис. 2.10а, приведена на рис. 2.10б.

Анализ простой двухпотоковой технологической схемы позволяет нам сделать несколько важных выводов.

Во-первых: совместное построение температурно-энтальпийных графиков технологических потоков позволяет определить минимально необходимые значения горячих утилит $Q_{H\min}$ и холодных утилит $Q_{C\min}$ для каждого заданного значения ΔT_{\min} , т.е. существует корреляция между значениями ΔT_{\min} и $Q_{H\min}$, $Q_{C\min}$. Здесь стоит отметить, что значение ΔT_{\min} не может быть больше разности начальных температур горячего и холодного потока.

Во-вторых: мы увидели, что если к процессу подводить большую мощность, то и отводить от него необходимо большую мощность, т.е. $Q_{H\min} + X \Rightarrow Q_{C\min} + X$. Кратко это можно сформулировать следующим образом: "Больше вошло, больше вышло".

Давайте сейчас применим рассматриваемый выше подход к технологической схеме, содержащей несколько горячих и холодных потоков.

Предполагается, что расходы, температуры и тепловые нагрузки каждого потока известны. Технологическая схема Рис. 2.11. имеет два горячих потока (источника теплоты) и два холодных потока (стока теплоты). Считая, что потоковые теплоемкости постоянные величины, мы можем вычислить их с помощью данных, представленных на технологической схеме (рис. 2.11.). Действительно, потоковые теплоемкости могут быть определены с помощью выражения (2.4), если известны изменения энтальпии потоков ΔH , начальные и конечные температуры потоков T_s и T_t . Заметим, что CP будет величиной постоянной, т.е. не будет зависеть от температуры

в том случае, когда удельная теплоемкость вещества потока c_p - величина постоянная, т.к. $CP = M \cdot c_p$.

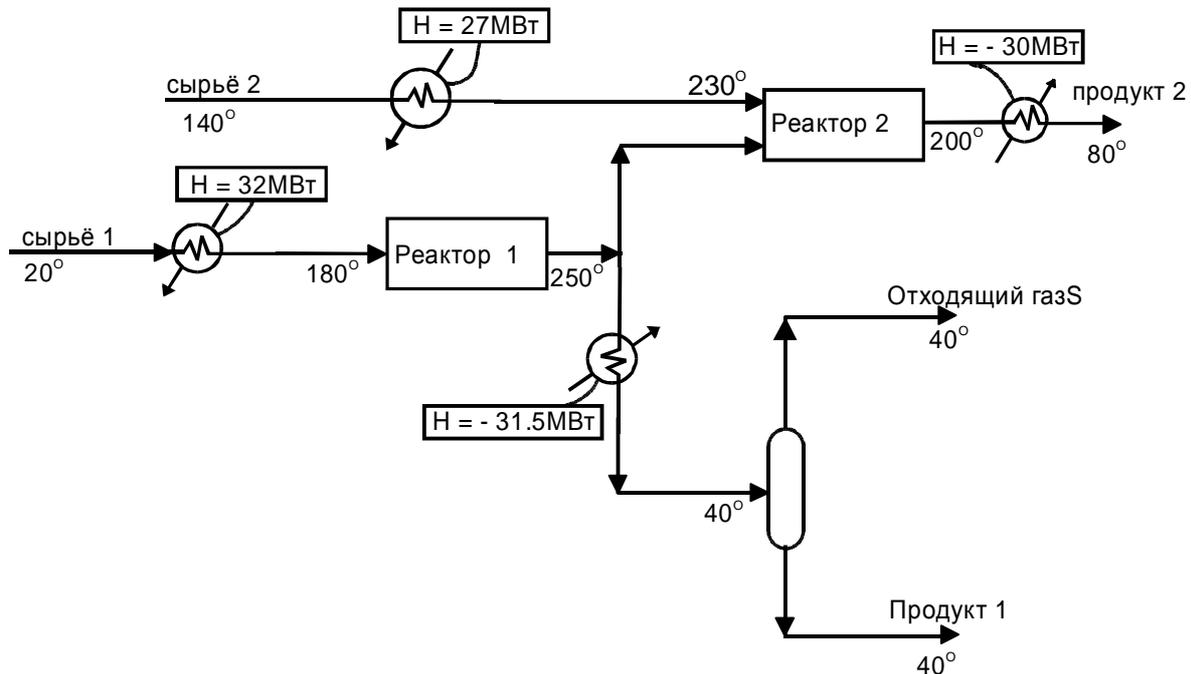


Рис. 2.11 Технологическая схема ХТС с двумя горячими и двумя холодными потоками. Обозначения стандартные

В том случае, когда c_p существенно зависит от температуры, температурно-энтальпийная диаграмма потока будет представлена нелинейной функцией (см. рис. 2.2). Но мы можем условно разделить температурный интервал, в котором происходит изменение теплосодержания потока, на ряд интервалов, в каждом из которых c_p можно считать постоянной величиной, и вычислить ΔH для каждого из этих интервалов. Такой подход позволяет представить нелинейную Т-Н диаграмму потока в виде последовательно соединенных линейных сегментов. Для потоков технологической схемы (рис. 2.11) CP постоянные величины, и результаты вычислений мы можем записать в виде таблицы 2.3.

Нарисуем два горячих потока на температурно-энтальпийной плоскости отдельно друг от друга. Их начальные и конечные температуры сейчас делят температурную ось на три интервала: T_1-T_2 , T_2-T_3 и T_3-T_4 (рис. 2.12а.). В температурном интервале между T_1 и T_2 присутствует только один поток – поток №2 и теплота доступная в этом интервале, будет вычисляться выражением $\Delta H_1 = CP_2(T_1 - T_2) = 0,15 \cdot 50 = 7,5$ МВт.

В интервале температур между T_2 и T_3 присутствуют два потока, поэтому общее изменение теплосодержания потоков в этом интервале можно определить, суммируя индивидуальные изменения теплосодержания потоков, т.е. $\Delta H_2 = (CP_2 + CP_4)(T_2 - T_3) = (0,15 + 0,25) \cdot 120 = 48$ МВт.

В следующем интервале температур опять находится поток №2, и изменение энтальпии в этом интервале температур равно $\Delta H_3 = CP_2(T_3 - T_4) = 6 \cdot 10^3$ кВт.

Далее в температурных интервалах, которые образованы граничными температурами потоков, последовательно откладываются общие изменения энтальпий потоков, как это показано на рис. 2.12б. В результате мы получили так называемую *составную кривую горячих потоков*.

Таблица 2.3. Поточковые данные технологической схемы

Поток	Тип	Начальная температура. $T_s, ^\circ\text{C}$	Целевая температура. $T_T, ^\circ\text{C}$	$\Delta H \cdot 10^{-3}, \text{кВт}$	Расходная теплоемкость $CP, \text{кВт}/^\circ\text{C}$
1. Реактор 1 питание	ХОЛ	20	180	32,0	200
2. Реактор 1 продукт	ГОР	250	40	-31,5	150
3. Реактор 2 питание	ХОЛ	140	230	27,0	300
4. Реактор 2 продукт	ГОР	200	80	-30,0	250

Построенная нами составная кривая горячих потоков показывает, как

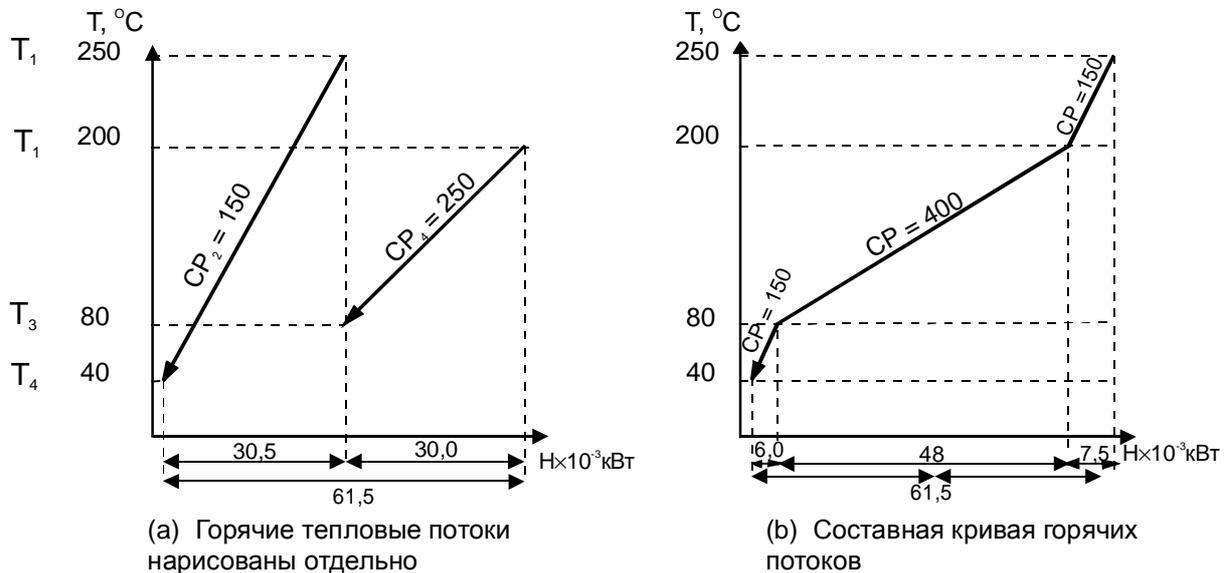


Рис. 2.12 Построение составной кривой горячих технологических потоков. Суммирование теплоты, имеющейся в температурном интервале для каждого температурного интервала – (а) формирует составную кривую – (б)

происходило бы изменение энтальпии и температуры индивидуальных потоков, если они были бы одним потоком, т.е. потоком, у которого потоковая теплоемкость зависит от температуры, а в рассматриваемых температурных интервалах её можно было бы считать постоянной.

Аналогичная процедура позволяет построить составную кривую холодных потоков рассматриваемой задачи (рис. 2.13).

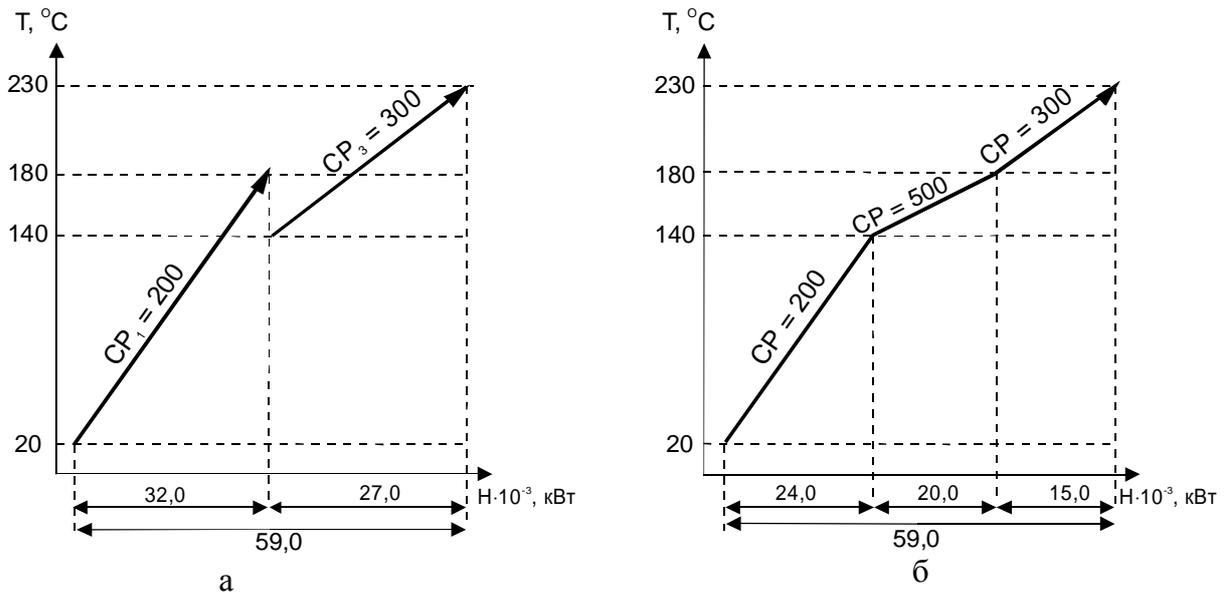


Рис. 2.13 Построение составной кривой холодных технологических потоков аналогично построению составной кривой горячих потоков

Составные кривые холодных и горячих потоков могут быть нарисованы на одной температурно-энтальпийной плоскости (рис. 2.14). Минимальное расстояние между составными кривыми вдоль оси ординат – температурной оси, определяет ΔT_{\min} в теплообменной сети, соответствующей данной температурно-энтальпийной диаграмме, а сама область наимень-

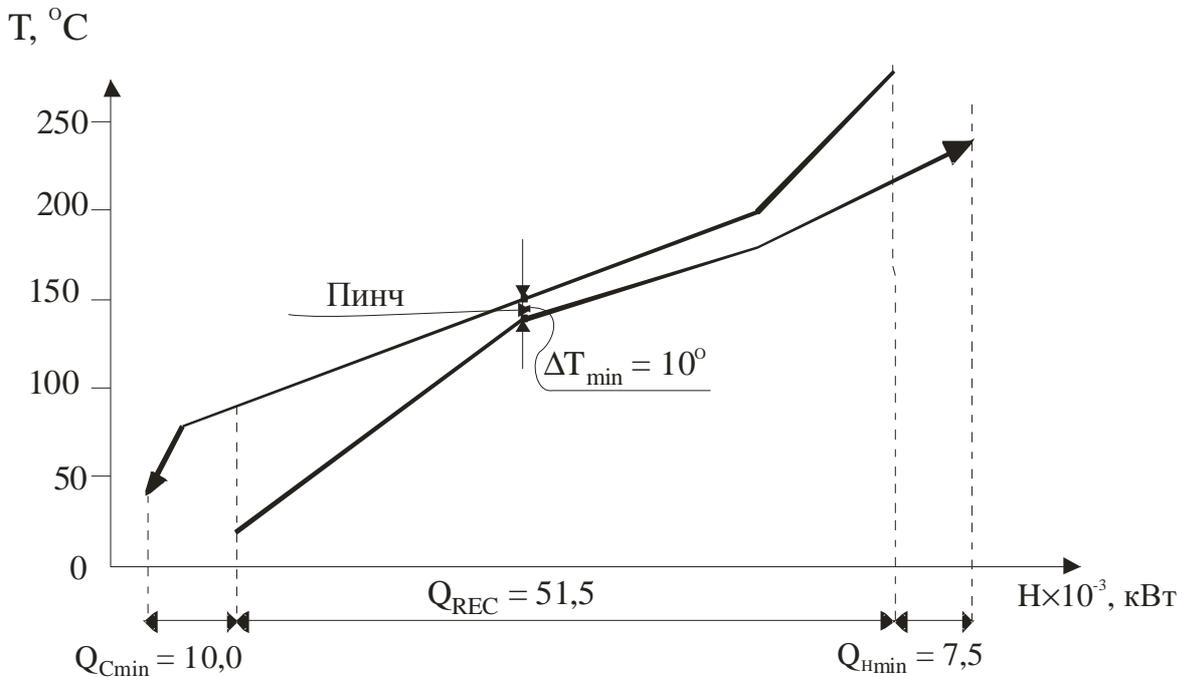


Рис. 2.14 Совместное изображение (рисование) горячей и холодной составных кривых позволяет получить целевые энергетические значения для горячих и холодных энергоносителей

шего сближения вдоль оси Т – пинчем (рис. 2.14). На рис. 2.14 кривые изображены с минимальной разностью температур $\Delta T_{\min}=10^{\circ}\text{C}$.

Область перекрытия кривых вдоль оси абсцисс определяет количество теплоты, которое может быть передано вертикально от горячих потоков, содержащихся в этой части горячей составной кривой, холодным потокам, которые содержит холодная составная кривая. Расположение составных кривых на Т-Н диаграмме (т.е. монотонное снижение горячей составной кривой и монотонный рост холодной составной кривой) всегда будет приводить к максимальному перекрытию, а, следовательно, и к максимальной рекуперации тепловой энергии для заданного ΔT_{\min} . В рассматриваемой задаче для $\Delta T_{\min}=10^{\circ}\text{C}$ максимальная рекуперация теплоты $Q_{\text{REC}}=51,5$ МВт. В области на энтальпийной оси, где холодная составная располагается за началом горячей составной кривой (рис. 2.14), рекуперация теплоты невозможна, и энергия к холодной составной кривой должна поступать от внешних горячих утилит, например, пара. Эта область на энтальпийной оси определяет целевые значения горячих утилит Q_{Hmin} . Для рассматриваемой задачи при $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{Hmin}} = 7,5$ МВт. В энтальпийной области, где горячая составная кривая располагается перед началом холодной составной, рекуперация теплоты снова невозможна, и потоки горячей составной кривой должны отдавать свою энергию внешним холодным утилитам, например, потоку охлаждающей воды. Эта область определяет целевые значения для холодных утилит Q_{Cmin} (рис. 2.14). В нашей задаче для $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{Cmin}} = 10,0$ МВт.

Точное задание значения величины горячих утилит, холодных утилит или ΔT_{\min} фиксирует относительное положение составных кривых. При анализе нашего простого процесса (рис. 2.11) относительное положение составных кривых определяет степень свободы проектирования теплообменной системы. Подобно двухпоточковой задаче, рассмотренной ранее, относительное положение составных кривых может быть изменено горизонтальным переносом кривых относительно друг друга. Очевидно, что для того, чтобы рекуперировать тепловую энергию горячих потоков холодными, горячая кривая должна быть нарисована выше холодной составной кривой во всех точках энтальпийного интервала. Практически при рисовании составных кривых это означает, что горячая составная кривая должна располагаться ближе к температурной оси для всех доступных на ней температур, чем холодная составная кривая (рис. 2.14). После такого построения путем горизонтальной сдвижки одной из кривых может быть выбрано необходимое их положение.

На рис. 2.15 показаны составные кривые, расположенные так, что $\Delta T_{\min} = 20^{\circ}\text{C}$. Это достигнуто путем относительного их перемещения вдоль оси Н. Энтальпийная область перекрытия кривых уменьшилась, а значит

уменьшилась и тепловая энергия, доступная для рекуперации до $Q_{\text{REC}} = 47,5$ МВт. Целевые значения горячих и холодных утилит увеличились до 11,5 и 14 МВт соответственно.

Поскольку стоимость проекта теплообменной системы ХТС (более корректно приведенные затраты) состоит как из стоимости потребляемых внешних утилит, так и из стоимости теплообменного оборудования, то величина ΔT_{min} должна оказывать существенное влияние на значение общей стоимости проекта.

Рисунок 2.16 иллюстрирует зависимость общей стоимости теплооб-

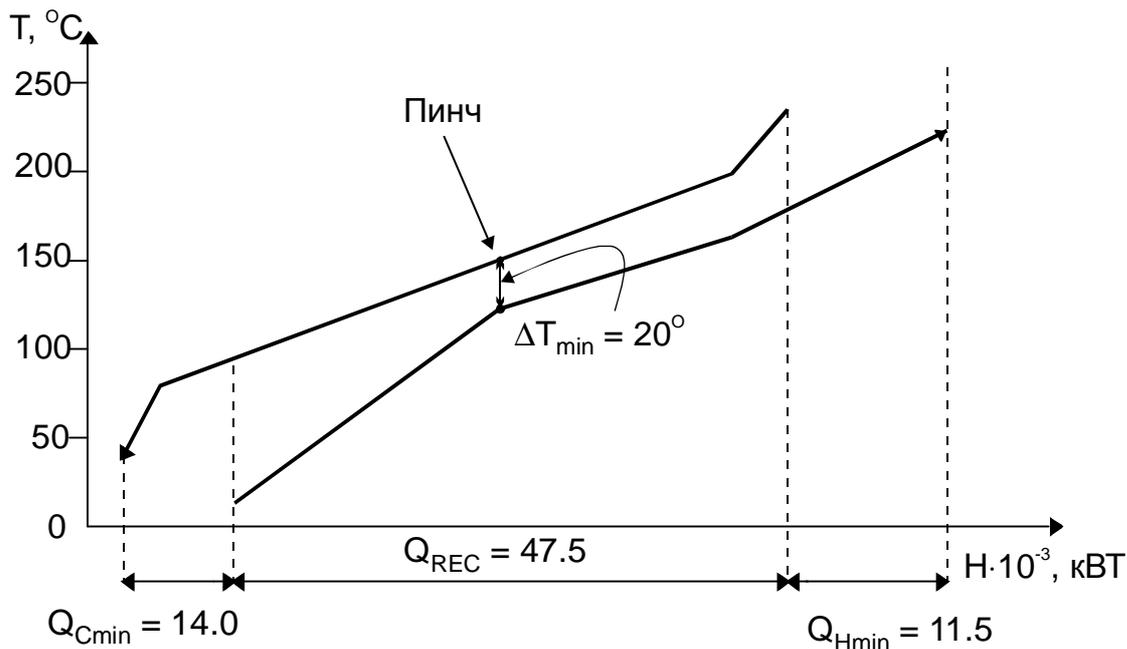


Рис. 2.15 Увеличение ΔT_{min} приводит к одновременному увеличению целевых энергетических значений

менной системы, включающую стоимость оборудования и стоимость внешних утилит, от величины ΔT_{min} . Если составные кривые касаются друг друга, то в одной из точек процесса движущая сила теплопередачи равна нулю, а это означает, что для передачи конечного значения теплоты от горячих потоков холодным требуется бесконечно большая площадь поверхности теплообмена и, как следствие, бесконечно большая её стоимость. При увеличении ΔT_{min} увеличивается температурный напор между теплоносителями и уменьшается доступная к рекуперации энергия. Оба эти фактора ведут к уменьшению общей площади поверхности теплообмена рекуперативной системы и, следовательно, к снижению капитальных вложений. С другой стороны, увеличение ΔT_{min} ведет к увеличению целевых значений внешних утилит, а значит и к увеличению стоимости потребляемой энергии и хладагентов. Следовательно, общая стоимость проекта складывается из двух конкурирующих величин. Одна из них – капитальные вло-

жения – уменьшается при увеличении ΔT_{\min} , а другая – стоимость внешних утилит – возрастает, что приводит к немонокотному характеру зависимости общей стоимости от ΔT_{\min} (рис. 2.16). Это означает, что наличие конкурирующих свойств дает возможность поставить и решить оптимизационную задачу, в которой критерием оптимизации является материальные затраты на создание и эксплуатацию проектируемой или модернизируемой ХТС. Совершенно очевидно, что в процессе оптимизации должно быть определено такое ΔT_{\min} , которое приводит к материальным затратам, близким к минимально возможным (рис. 2.16), на чём мы более подробно остановимся в дальнейшем изложении. Сейчас же остановимся на некоторых ограни-

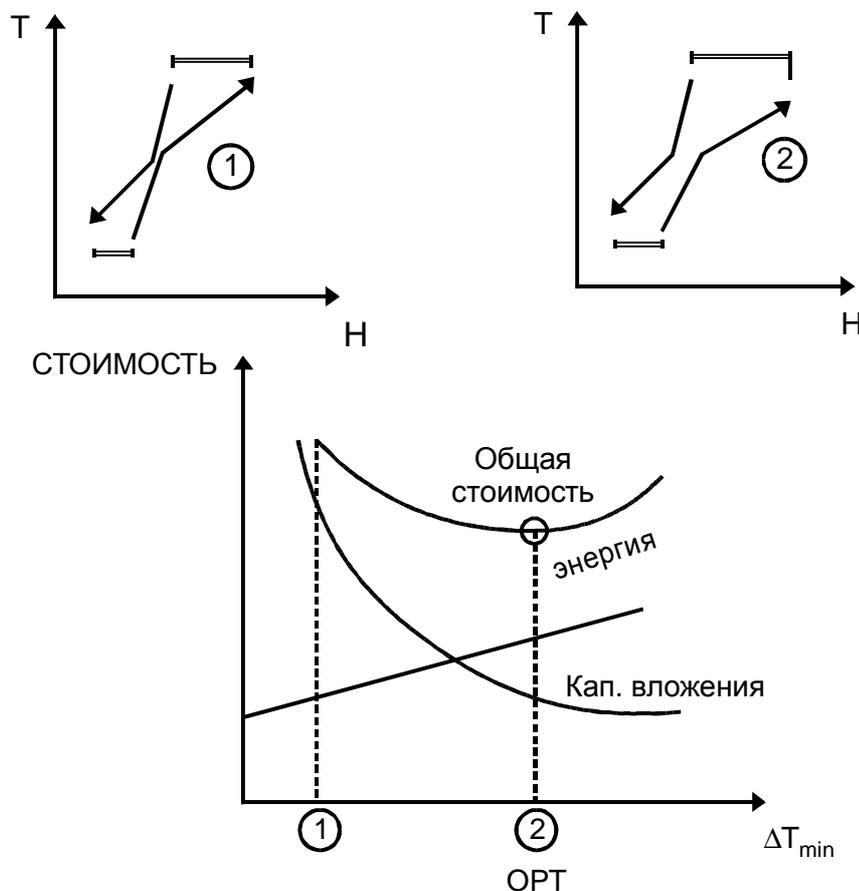


Рис. 2.16 Корректное значение ΔT_{\min} определяется экономическим компромиссом между конкурирующими зависимостями от минимальных движущих сил теплопередачи в ХТС, стоимости внешних энергоносителей и капитальных вложений

чениях, которые могут встретиться при определении ΔT_{\min} .

Установление в проекте малых значений ΔT_{\min} требует использование теплообменников, работающих в чисто противоточном режиме. При применении кожухотрубчатых теплообменников не следует устанавливать ΔT_{\min} меньше, чем 10°C , т.к. даже в одноходных теплообменниках присутствуют периодические поперечные течения в межтрубном пространстве. При использовании пластинчатых теплообменных аппаратов ΔT_{\min} может

достигать 5°C , а при установке пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов ΔT_{\min} может быть снижено до $1-2^{\circ}\text{C}$.

Заметим, что ограничения, связанные с обязательным достижением ΔT_{\min} , относятся только к теплообменным аппаратам, работающим на потоках, температуры которых близки к температурам пинча (далее мы выясним почему?).

После проделанного анализа теплообменных систем ХТС мы можем вернуться к процессу, изображенному на рис. 2.6, и ответить на поставленный там вопрос. Но получение ответа оставим читателю для самостоятельной работы.

Сделаем некоторые выводы из рассмотренного материала:

- Температурно-энтальпийная диаграмма может быть использована для определения значения возможной рекуперации тепловой энергии.
- Составные кривые могут быть использованы для определения целевых значений внешних утилит в случае многих горячих и холодных потоков.
- Энергетические цели устанавливаются из энергетического баланса и задания величины ΔT_{\min} .
- Возможны вариации для получения различных целевых значений.
- Возможна оптимизация теплообменной сети промышленного предприятия (ХТС) для выбранных целевых функций.

2.2 Алгоритм табличной задачи.

Рассмотренные в предыдущем разделе составные кривые могут быть успешно использованы для определения целевых энергетических значений, но для этого необходимо использовать графическое построение, а это не всегда удобно. Сейчас мы рассмотрим метод, с помощью которого можно без построения графиков вычислять целевые энергетические значения.

Интервал температур, в котором происходят изменения температур технологических потоков проектируемого процесса или ХТС, сначала разделяется на меньшие интервалы так, как это мы делали при построении составных кривых, т.е. границы температурных интервалов будут начальные и конечные температуры потоков (рис. 2.17).

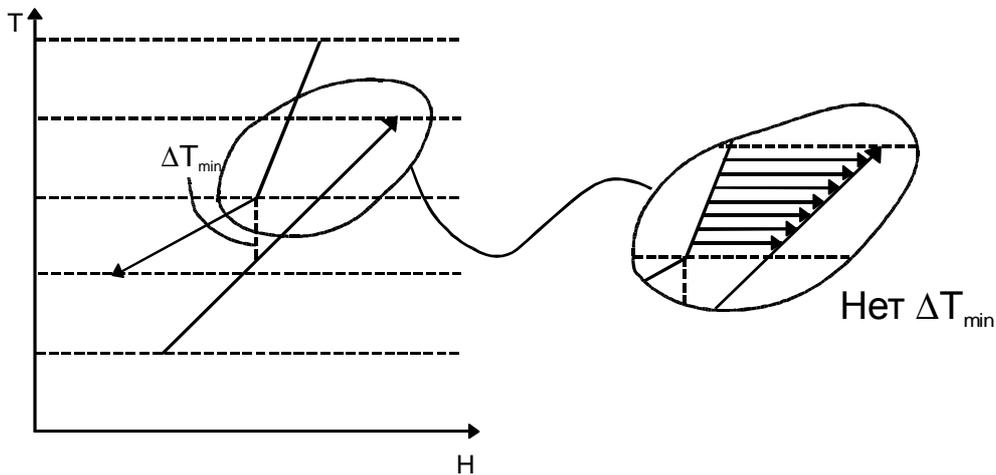


Рис. 2.17. Разделение температурно – энтальпийной диаграммы на температурные интервалы. ΔT_{\min} не достижимо в пределах каждого температурного интервала

Из рисунка 2.17 видно, что невозможно рекуперировать всю теплоту горячих потоков холодными, находящимися в одном температурном интервале потому, что не для всех частей составных кривых в каждом выбранном интервале будет существовать необходимый температурный на-

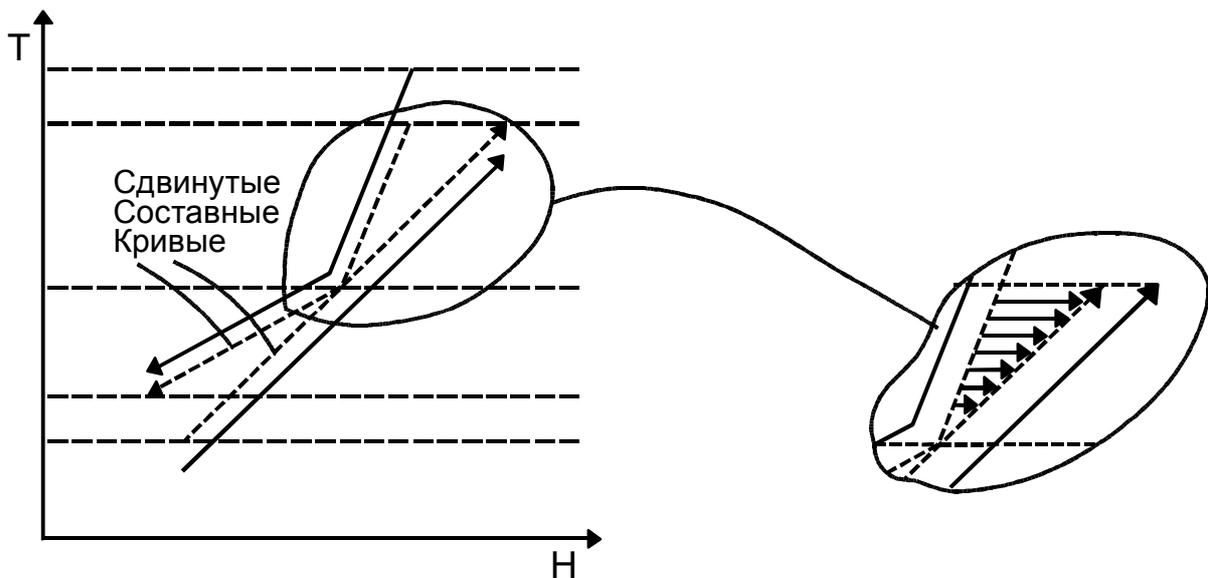


Рис. 2.18. Сдвигание составных кривых по оси температур позволяет осуществить полную рекуперацию теплоты в пределах каждого интервала температур

пор (ΔT_{\min}). Эту проблему можно преодолеть, если исключительно для возможности конструктивного решения представить, что горячая составная кривая на $\Delta T_{\min}/2$ холоднее, чем в действительности, а холодная составная кривая на $\Delta T_{\min}/2$ горячее, чем на самом деле (рис.2.18). Сдвинутые составные кривые сейчас касаются в точке пинча. В результате такой сдвижки становится возможной теплопередача между потоками, содержащимися в горячей и холодной составных кривых в пределах каждого температурного интервала, как показано на рис. 2.18 Действительно, горячие потоки реально горячее на $\Delta T_{\min}/2$, а холодные холоднее на $\Delta T_{\min}/2$, и тогда в пределах каждого температурного интервала горячие потоки горячее холодных как раз на величину ΔT_{\min} .

Очень важно отметить здесь, что вертикальное перемещение кривых не изменяет величины энтальпийного интервала их перекрытия, показывающего, как мы уже выяснили, значение максимально возможной рекуперации тепловой энергии в процессе. Поэтому при вертикальной сдвижке составных кривых не изменяется величина холодной составной кривой, располагающаяся за началом горячей кривой на горячем конце диаграммы. Аналогично остается неизменной величина горячей составной кривой, располагающаяся перед началом холодной составной кривой на холодном конце диаграммы. Сдвигка составных кривых просто обеспечивает рассмотрение возможности теплообмена между горячими и холодными потоками, которые содержатся в соответствующих составных кривых в пределах каждого температурного интервала.

Техника сдвигания составных кривых позволяет создать метод вычисления целевых энергетических значений без привлечения графических средств построения составных кривых:

1. Устанавливаются сдвинутые температурные интервалы с помощью вычитания величины $\Delta T_{\min}/2$ от границ температурных интервалов, которые определяются начальными и конечными температурами (температурами снабжения и целевыми температурами) горячих потоков и добавлением $\Delta T_{\min}/2$ к границам температурных интервалов, которые сформированы начальными и конечными температурами холодных потоков (см. рис. 2.18).
2. После определения сдвинутых температурных интервалов в каждом из них вычисляется энергетический баланс:

$$\Delta H_i = \left(\sum_{\substack{\text{Все холодные} \\ \text{потоки}}} CP_C - \sum_{\substack{\text{Все горячие} \\ \text{потоки}}} CP_H \right)_i \Delta T_i, \quad (2.5)$$

где ΔH_i – тепловой баланс для $i^{\text{го}}$ сдвинутого интервала, ΔT_i – величина $i^{\text{го}}$ температурного интервала. Здесь ΔH_i есть ничто иное, как разность между энтальпией, которую холодные потоки, содержащиеся в холодной составной кривой в $i^{\text{м}}$ температурном интервале, должны получить в этом интервале и энтальпией, которую в $i^{\text{м}}$ интервале могут передать горячие потоки холодным. Поэтому, если в рассматриваемом интервале температур преобладают холодные потоки над горячими, температурный интервал имеет нетто-дефицит тепловой энергии, и ΔH_i величина – положительная. Если же в температурном интервале горячие потоки преобладают над холодными, то температурный интервал имеет избыток теплоты, и ΔH_i – отрицательно. Это находится в соответствии со стандартными термодинамическими правилами (например, ΔH экзотермической реакции отрицательно).

Поскольку при вычислении тепловых балансов в сдвинутых температурных интервалах мы не учитывали тепловую энергию, получаемую холодными потоками от горячих внешних энергоносителей, то наши расчеты эквивалентны построению составных кривых, сдвинутых не только вертикально, но и с дополнительной сдвижкой холодной составной кривой влево на величину целевого значения для горячих утилит (рис. 2.19а).

3. Перекрытие составных кривых такое, как на рис. 2.19а означает, что теплообмен в данном случае невозможен. Понятно, что в точке пинча, т.е. в точке, где сдвинутые вертикально составные кривые должны были касаться друг друга, сейчас наблюдается максимальное расстояние между ними вдоль энтальпийной оси (рис. 2.19а).

Для того, чтобы откорректировать взаимное расположение полученных составных кривых, мы должны учесть значение максимального расхождения между кривыми по оси H как необходимое значение горячих утилит. При этом нам необходимо распределить тепловую энергию, получаемую от горячих утилит, между интервалами так, чтобы получить значения вычисляемых величин, которые эквивалентны составным кривым, касающимся в точке пинча, хотя реальные кривые будут отдельны друг от друга на расстояние ΔT_{min} в этой точке (рис. 2.19б).

На основании описанных идей проф. Б.Линнхоффом был разработан метод вычисления целевых энергетических значений, получивший название ² *Алгоритм табличной задачи*² [4].

Для иллюстрации работы этого алгоритма вернемся к процессу,

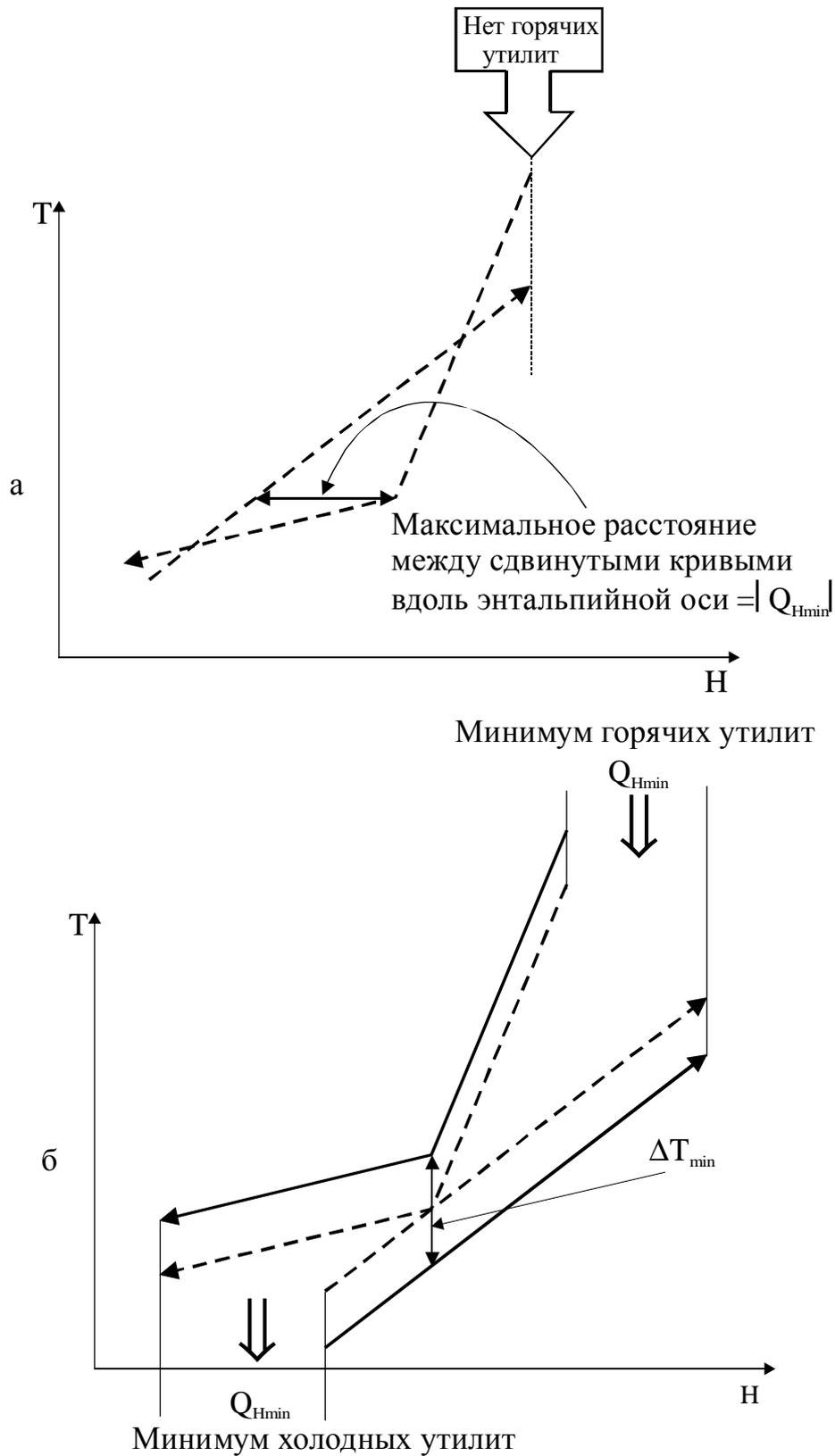


Рис. 2.19. Целевые энергетические значения могут быть определены с помощью вычисления максимального расстояния между сдвинутыми составными кривыми по энтальпийной оси

представленному на рис. 2.11. Данные о потоках для этого процесса приведены в таблице 2.3. Определять целевые энергетические значения и локализацию пинча будем для $\Delta T_{\min}=10^{\circ}\text{C}$. Сначала определим сдвинутые температурные интервалы из реальных температур снабжения и целевых температур технологических потоков процесса. Для этого все горячие потоки сдвинем по температурной оси вниз на $\Delta T_{\min}/2$, а холодные потоки поднимем на $\Delta T_{\min}/2$, как показано в таблице 2.4.

Таблица 2.4. Сдвинутые температуры потоков для данных из таблицы 2.3

Поток	Тип	$T_S, ^{\circ}\text{C}$	$T_T, ^{\circ}\text{C}$	$T_S^*, ^{\circ}\text{C}$	$T_T^*, ^{\circ}\text{C}$
1	Хол	20	180	25	185
2	Гор	250	40	245	35
3	Хол	140	230	145	235
4	Гор	200	80	195	75

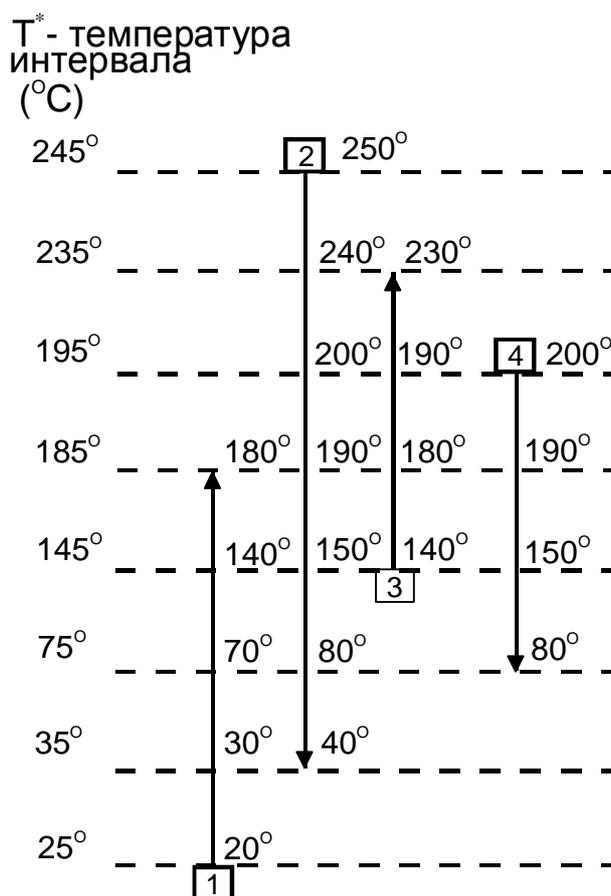


Рис. 2.20. Расположение сдвинутых температурных интервалов и технологических потоков вдоль температурной оси

Технологические потоки рассматриваемого процесса на рис. 2.20 показаны в соответствии с изменением их температуры и сдвижки на

$\Delta T_{\min}/2=5^{\circ}\text{C}$. Далее мы вычисляем тепловые балансы в пределах каждого сдвинутого интервала в соответствии с (2.5) и заносим результаты в таблицу. В таблице 2.5 совместно с результатами вычислений показаны граничные температуры сдвинутых интервалов и распределение потоков. Из таблицы видно, что в некоторых сдвинутых интервалах наблюдается избыток тепловой энергии, в других её – дефицит.

Таблица 2.5. Тепловой баланс в температурных интервалах

Температуры на границах интервалов	Распределение потоков	$\Delta T_{\text{интервала}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$\Sigma C P_c - \Sigma C P_n$ (кВт/ $^{\circ}\text{C}$)	$\Delta H_{\text{интервала}}$ (кВт)	Избыток/недостаток
245 $^{\circ}\text{C}$ —		—	—	—	—
235 $^{\circ}\text{C}$. —		10	- 150	- 1500	избыток
195 $^{\circ}\text{C}$ —		40	150	6000	недостаток
185 $^{\circ}\text{C}$ —		10	- 100	- 1000	избыток
145 $^{\circ}\text{C}$ —		40	100	4000	недостаток
75 $^{\circ}\text{C}$ —		70	- 200	- 14000	избыток
35 $^{\circ}\text{C}$ —		40	50	2000	недостаток
25 $^{\circ}\text{C}$ —		10	200	2000	недостаток

Тепловой баланс внутри каждого сдвинутого интервала позволяет максимально рекуперировать теплоту внутри данного интервала. Но мы также должны предусмотреть возможность рекуперации теплоты между интервалами.

Расположим наши температурные интервалы вдоль температурной шкалы ниспадающим вниз каскадом, как показано на рис. 2.21, и направим вниз по температурной шкале любой избыток теплоты от интервала к интервалу. Это возможно потому, что любой избыток тепловой энергии, доступной от горячих потоков в рассматриваемом интервале, обладает достаточной температурой для теплообмена с холодными потоками, находящимся на более низком температурном интервале. На рисунке 2.21 показан такой каскад для рассматриваемой задачи.

Сначала предположим, что первый температурный интервал не получает тепловой энергии от внешних энергоисточников (рис. 2.21а). Пер-

вый интервал имеет избыток тепловой энергии 1500 кВт, который передается следующему интервалу. Второй интервал имеет недостаток тепловой энергии 6000 кВт, который уменьшается за счет теплоты, полученной от первого интервала до -4500 кВт и передается третьему температурному интервалу процесса, у которого избыток теплоты в 1000 кВт. Третий температурный интервал передает четвертому -3500 кВт и т.д. Тепловая энергия передается каскадом из интервала в интервал к холодным утилитам.

Построив каскад тепловых потоков между температурными интерва-

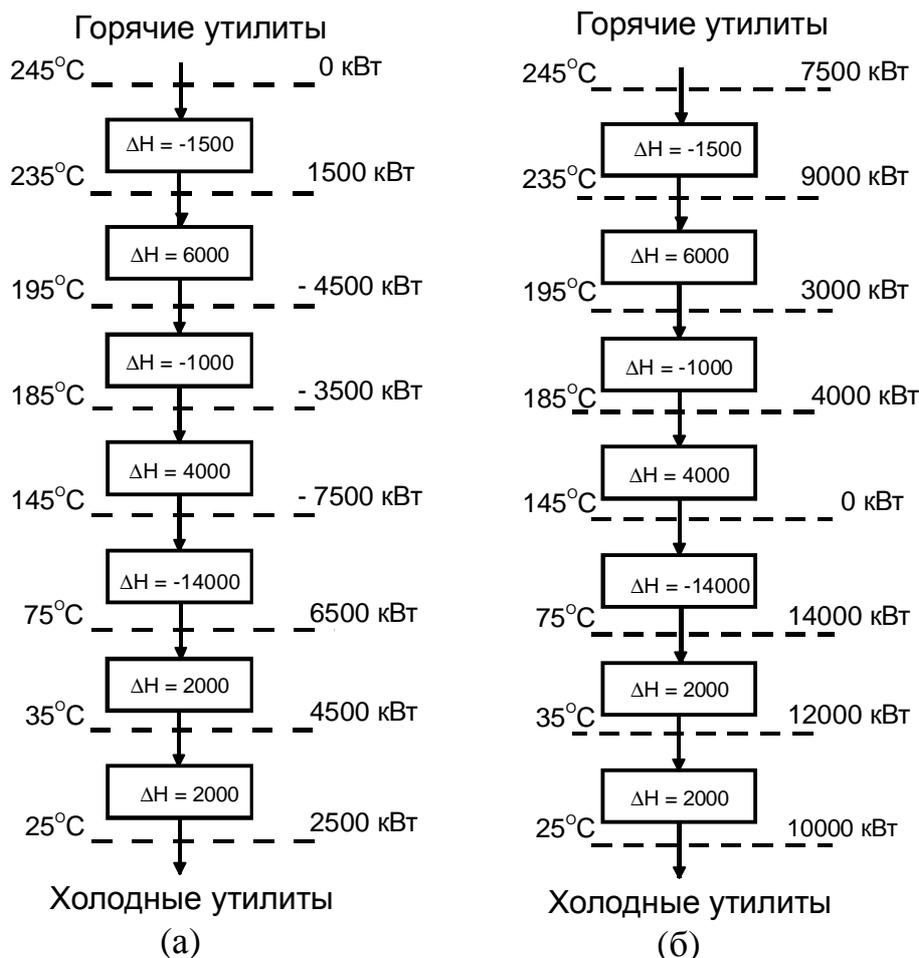


Рис. 2.21. Каскад табличного алгоритма: (а) – каскад различных остатков теплоты при нулевых горячих утилитах; (б) – при целевых значениях горячих утилит. ΔH – тепловой баланс температурного интервала, кВт

лами, мы видим, что некоторые из них отрицательны, а это невозможно. Теплоту нельзя передавать вверх по температурной шкале от низких температур к более высоким. Чтобы сделать каскад возможным, необходимо подвести к первому температурному интервалу такое количество тепловой энергии, которое при каскадировании его вниз сделает отрицательные тепловые потоки по крайней мере равными нулю. Наименьшее значение тепловой нагрузки на горячие утилиты равно наибольшей отрицательной величине теплового потока на рис. 3.5а, т.е. 7500 кВт. На рисунке 3.5б 7500

кВт добавляются первому температурному интервалу от горячих внешних энергоносителей. Это не изменяет тепловой баланс в пределах каждого температурного интервала, но увеличивает все тепловые потоки между интервалами на 7500 кВт, делая один из тепловых потоков равным нулю, а именно, тепловой поток между интервалами с температурной границей равной 145°C. Первому температурному интервалу может быть подведена мощность от горячих утилит большая, чем 7500 кВт, но для установления целевых энергетических значений мы должны установить минимальное значение мощности внешних утилит, необходимое для проведения процесса.

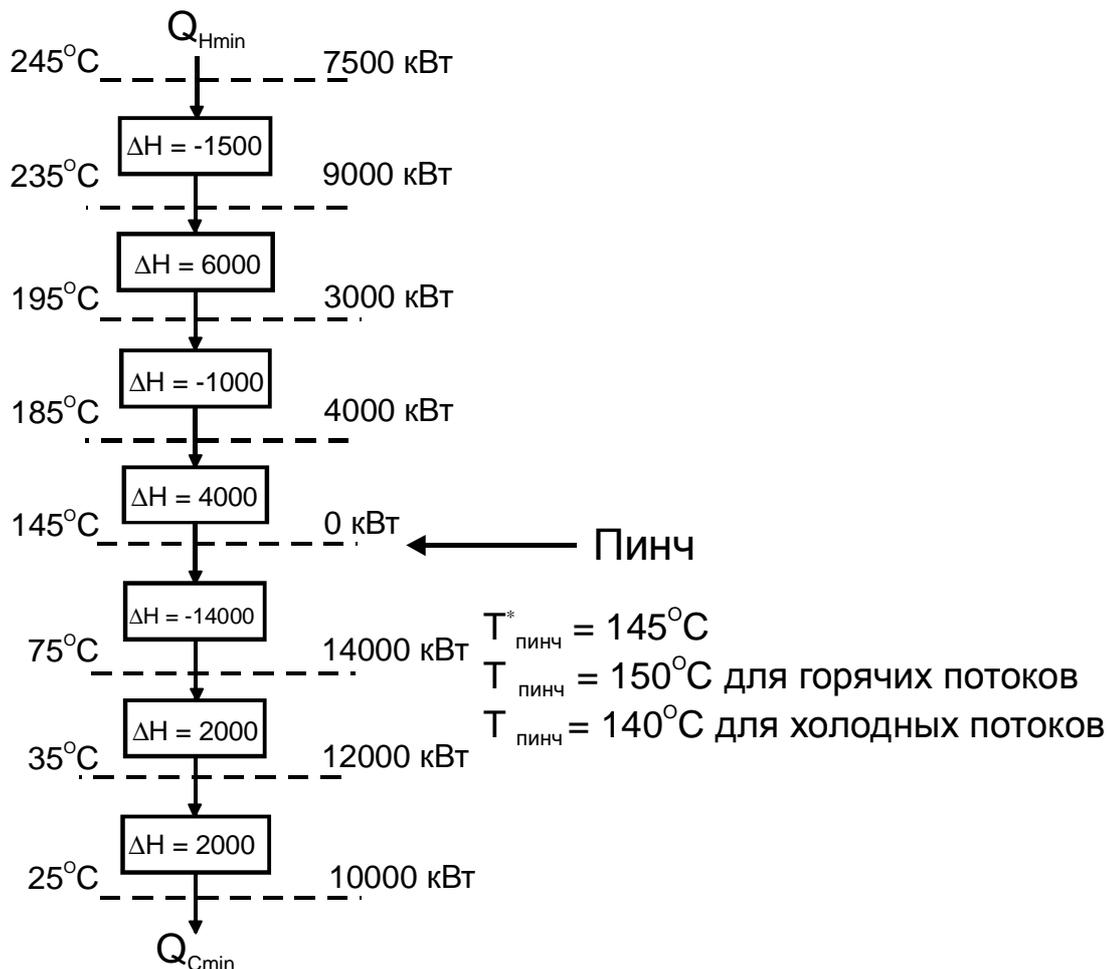


Рис. 2.22. Результаты, получаемые с помощью каскада тепловых потоков: ΔH – тепловой баланс температурного интервала, кВт

Из рисунка 2.21б следует, что $Q_{Hmin}=7500$ кВт, а $Q_{Cmin}=10000$ кВт. Эти значения согласуются с величинами, полученными нами при построении составных кривых на рис. 2.14.

Построение теплового каскада позволяет получить ещё одну очень важную информацию – информацию о локализации пинча в рассматриваемом процессе. Значение температуры, при котором тепловой поток на гра-

нице интервалов равен 0, соответствует расположению пинча и обычно называется пинч точкой (рис. 2.22). Таким образом, реальные пинч температуры для горячих и холодных потоков соответственно равны 150 °С и 140°С. Этот результат также совпадает с результатом, полученным из построения составных кривых (рис. 2.14).

Начальное построение теплового каскада (рис. 2.21а) соответствует ситуации, когда вертикально сдвинутая на $\Delta T_{\min}/2$ холодная составная кривая перемещена влево относительно сдвинутой вертикально на $-\Delta T_{\min}/2$ горячей составной кривой на величину мощности, которая должна поступать к процессу от горячих утилит (рис. 2.18). Построение теплового каскада для нулевых или положительных величин тепловых потоков на границах температурных интервалов (рис. 2.21б) соответствует построению сдвинутых составных кривых на рис. 2.18.

Сделаем некоторое обобщение пройденного материала и выводы из него.

Табличный алгоритм задачи состоит из следующих шагов:

1. Корректировка ΔT_{\min} – правило сдвига.
2. Установка границ новых температурных интервалов.
3. Вычисление температурных балансов в температурных интервалах.
4. Построение теплового каскада без потребления внешней энергии.
5. Построение каскада положительных тепловых потоков.

В результате выполнения этого алгоритма мы устанавливаем значения $Q_{H\min}$, $Q_{C\min}$ и место локализации пинча без рисования графиков.

Сравнивая метод построения составных кривых и табличный алгоритм, мы можем сказать, что первый необходим для концептуального понимания процесса, а второй более удобен в практических расчетах.

2.3. Деление системы потоков ХТС на тепловой сток и тепловой источник и взаимодействие между ними

В пункте 2.1 мы познакомились с техникой построения составных кривых технологических процессов ХТС, с помощью которых можно определить целевые энергетические значения при проектировании системы теплообмена. Мы видели, что если сблизить кривые (помним, что перенос составных кривых может осуществляться только горизонтально, вдоль энтальпийной оси), то они будут касаться в одной точке, которая называется пинчем рекуперации теплоты или коротко пинч-точкой (рис. 2.23). В этой точке движущие силы теплопередачи равны нулю, и для передачи конечного значения тепловой энергии требуется бесконечно большая площадь

поверхности теплообмена, что физически не осуществимо. Но такое построение имеет важное значение, т.к. определяет абсолютный предел для возможного значения рекуперированной энергии в рассматриваемом процессе – область перекрытия составных кривых вдоль энтальпийной оси (рис. 2.23).

Составные кривые, построенные для реального процесса, будут на-

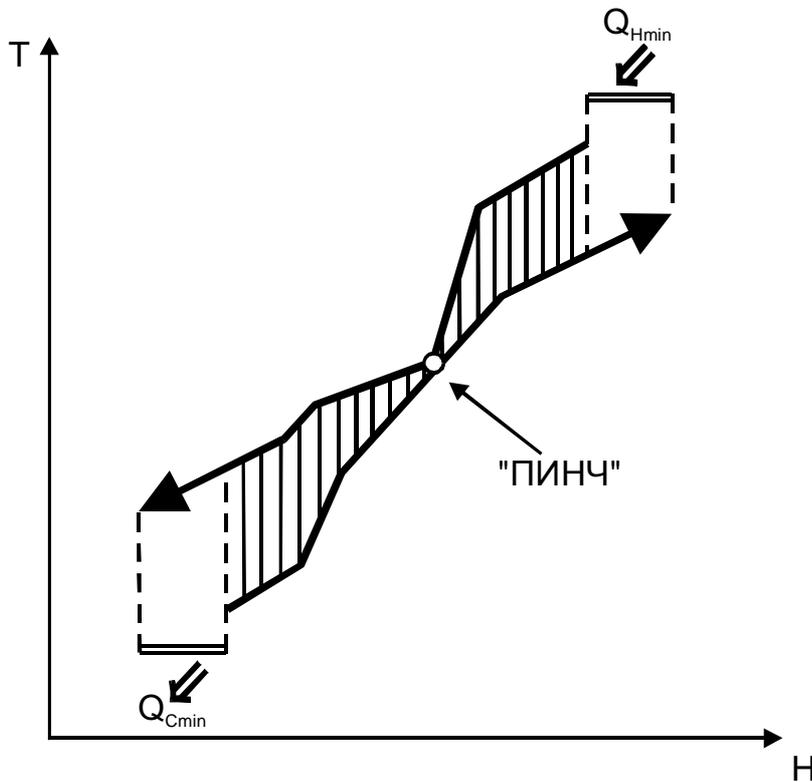


Рис. 2.23. Пинч устанавливает абсолютные пределы для процесса рекуперации теплоты

ходиться в области наибольшего сближения по температурной оси на расстоянии ΔT_{min} . Поэтому пинч температура горячих потоков будет отличаться от пинч температуры холодных потоков (рис. 2.24). Оптимальное значение ΔT_{min} определяется из экономического компромисса между двумя конкурирующими зависимостями – зависимостью стоимости внешних утилит от ΔT_{min} и зависимостью величины капитальных вложений в проект от ΔT_{min} (рис. 2.16). Предположение, что величина экономически корректного значения ΔT_{min} известна, фиксирует относительное положение составных кривых и позволяет определить целевые энергетические значения Q_{Hmin} и Q_{Cmin} . Значением ΔT_{min} также определяется возможная рекуперация тепловой энергии с помощью сети теплообменных, в которых теплоносителями являются горячие и холодные технологические потоки.

Поскольку значение ΔT_{min} должно быть минимальной разностью температур в системе, то, очевидно, минимальная разность температур ме-

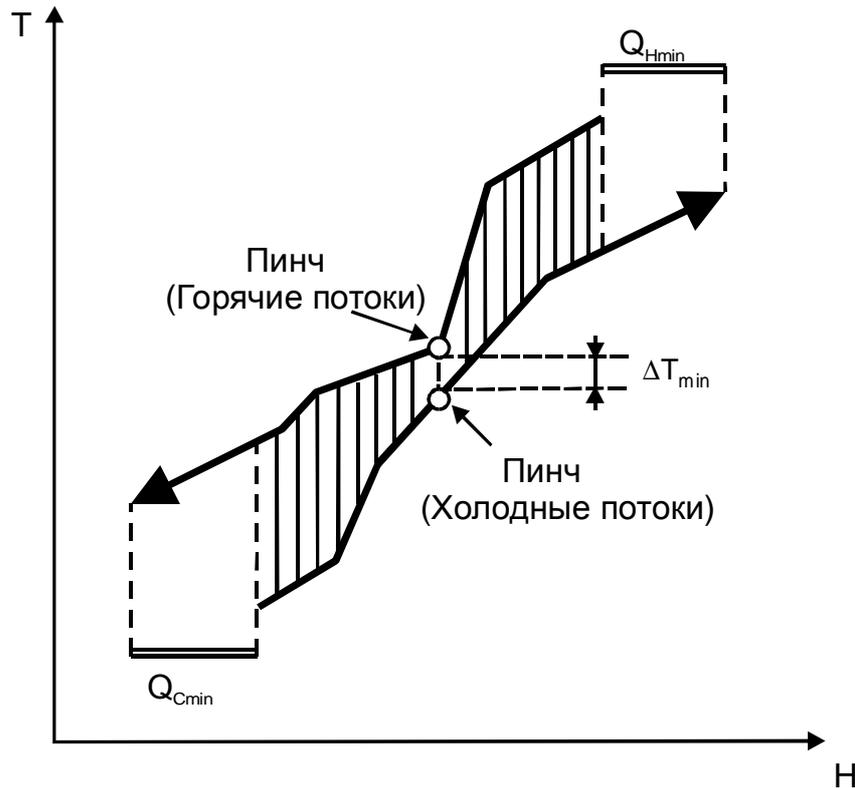


Рис. 2.24. Для реального процесса пинч температуры холодных и горячих потоков различны

жду теплоносителями на отдельных аппаратах не должна быть меньше, чем ΔT_{min} между составными кривыми.

Внимательно взглянув на диаграмму составных кривых (рис. 2.23, 2.24), мы увидим, что пинч делит рисунок на две части, расположение которых обладает некоторой симметрией относительно пинча. Такая симметрия имеет глубокий физический смысл. Действительно, в области ниже пинча по температурной оси или левее его по энтальпийной оси (рис. 2.25) тепловая энергия, потребляемая холодными потоками ХТС, полностью обеспечивается рекуперацией энергии горячих потоков. Оставшаяся часть тепловой энергии горячих потоков отводится к холодным утилитам, или мы можем просто сказать, что она отводится от ХТС хладагентами, например, холодной водой. Следовательно, ниже точки пинча процесс находится в тепловом балансе с минимальным значением холодных утилит Q_{Cmin} (рис. 2.25). Тепловая энергия отводится к холодным утилитам и не поступает сюда извне, т.е. процесс ниже пинча работает как источник тепловой энергии (рис. 2.25).

Процесс выше пинча по температурной оси находится в тепловом балансе с минимальным значением горячих утилит Q_{Hmin} . Здесь холодные потоки используют всю теплоту горячих потоков и дополнительную тепло-

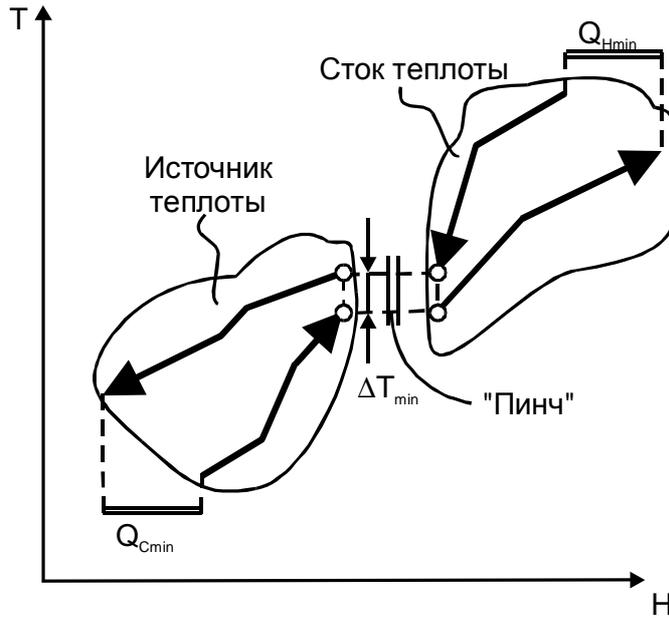


Рис. 2.25. Пинч разделяет химико-технологическую систему на тепловой источник и тепловой сток

ту внешних энергоисточников, т.е. процесс выше пинча работает как тепловой сток (рис. 2.25).

Следовательно, мы можем заключить, что пинч делит ХТС или рас-

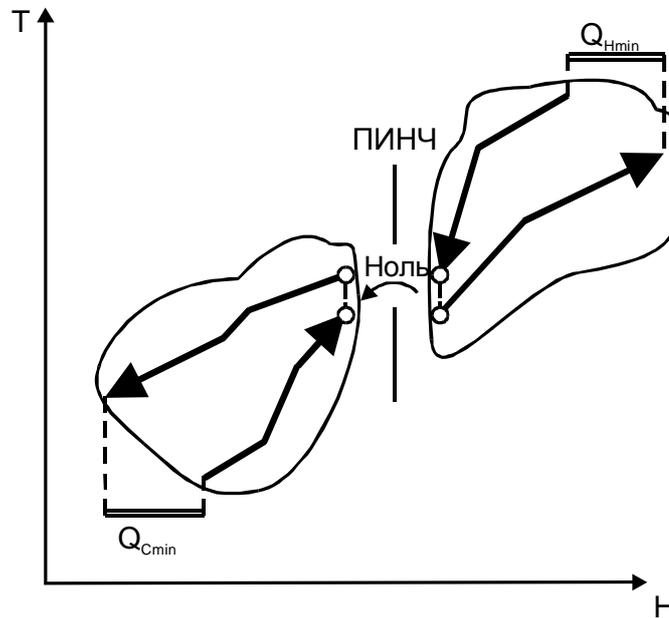


Рис. 2.26. Тепловой сток и тепловой источник находятся в тепловом балансе со своими целевыми энергетическими значениями Q_{Hmin} и Q_{Cmin} , если тепловой поток через пинч равен нулю

смаатриваемый процесс на две энергетически независимые подсистемы, одна из которых, располагающаяся выше пинча является тепловым стоком и находится в тепловом балансе с минимальным значением горячих утилит

Q_{Hmin} . Вторая, располагающаяся ниже пинча, является тепловым источником и находится в тепловом балансе с минимальным значением холодных утилит Q_{Cmin} . Тепловой поток между системами равен нулю (рис. 2.26).

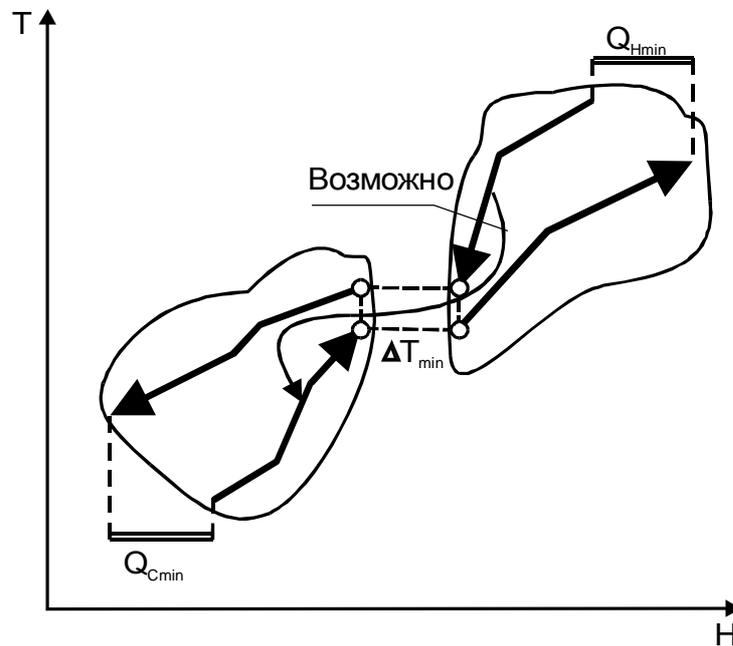


Рис. 2.27. Существует возможность передачи теплоты от подсистемы потоков выше пинча к подсистеме потоков, находящейся ниже пинча

Рассмотрим сейчас возможность передачи теплоты между двумя подсистемами, на которые пинч делит ХТС. Рисунок 2.27 показывает, что передача теплоты от горячих потоков, находящихся выше пинча, к тепловым потокам, находящимся ниже пинча, возможна. Действительно, пинч температура горячих потоков на ΔT_{min} выше пинч температуры холодных потоков, и тогда передача теплоты от горячих потоков системы, находящейся выше пинча, к холодным потокам в системе ниже пинча может осуществляться с минимальной разностью температур между теплоносителями в индивидуальных теплообменных аппаратах $\Delta T \geq \Delta T_{min}$. Очевидно, что такой теплообмен не будет нарушать требования минимальности ΔT_{min} . С другой стороны, передача теплоты от горячих потоков из подсистемы, находящейся ниже пинча, холодным потокам из подсистемы, находящейся выше пинча, без нарушения ΔT_{min} не возможна.

Действительно, как видно из рисунка 2.28 максимальная разность температур между горячими и холодными потоками в этом случае равна ΔT_{min} , и тогда при теплообмене между ними наименьшая разность температур в индивидуальных теплообменниках, очевидно, будет меньше ΔT_{min} , т.е. $\Delta T < \Delta T_{min}$.

Давайте предположим, что некоторое количество теплоты ХР пере-

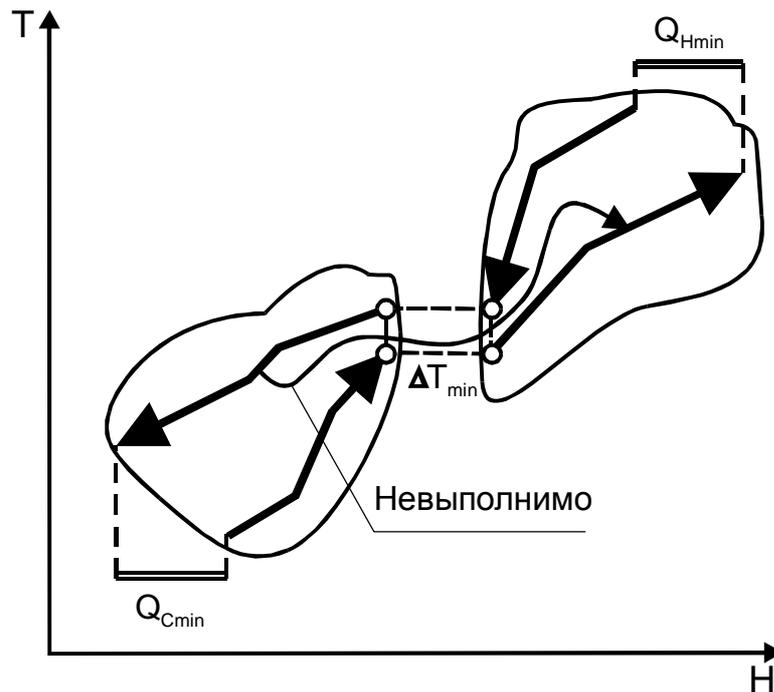


Рис. 2.28. Передача теплоты от подсистемы потоков ниже пинча к подсистеме потоков находящейся выше пинча, невыполнима

дается из подсистемы, находящейся над пинчем, в подсистему ниже пинча (рис. 2.29). Подсистема потоков выше пинча, которая находилась в тепловом балансе с Q_{Hmin} горячих утилит, при таком теплообмене теряет ХР единиц тепловой энергии, передаваемых в подсистему ниже пинча. И для того, чтобы восстановить тепловой баланс нам необходимо увеличить по-

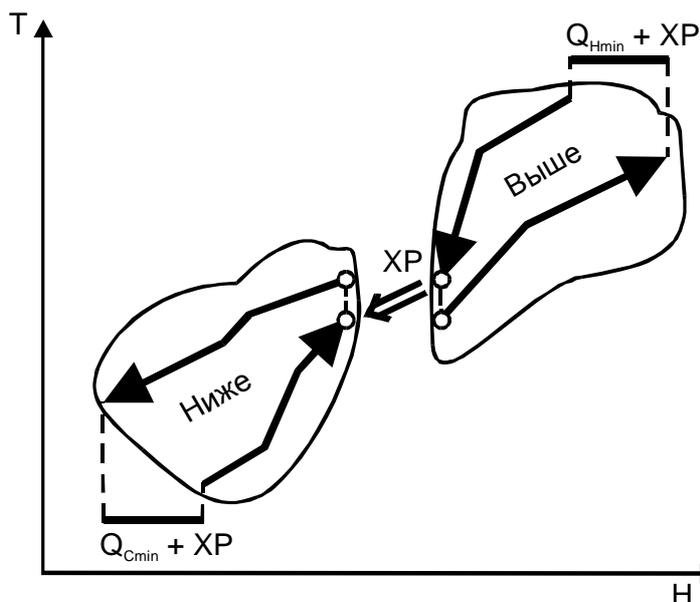


Рис. 2.29. Передача ХР единиц тепловой энергии поперек пинча приводит к увеличению целевых энергетических значений Q_{Hmin} и Q_{Cmin} на величину ХР

требление энергии от горячих утилит именно на величину потерь, т.е. на ХР единиц. В подсистеме ниже пинча существует избыток теплоты горячих потоков, который отводится холодными утилитами, а мы сюда ещё добавляли ХР единиц теплоты. Поэтому холодные утилиты также должны быть увеличены на ХР единиц (рис. 2.29).

Следовательно, если в сети теплообмена ХТС передается "ХР" единиц энергии от подсистемы ХТС, находящейся выше пинча, к подсистеме ниже пинча, то это увеличивает целевые энергетические значения на "ХР" единиц как для горячих, так и для холодных энергоносителей. Кратко это можно назвать так:

Реальное потребление = Цели + Передача поперек пинча,

или в виде выражения:

$$Q_{\text{Real}} = Q_{\text{T}} + \text{ХР}, \quad (2.6)$$

которое называется уравнением пинча.

Подобные эффекты возникают при неправильном использовании

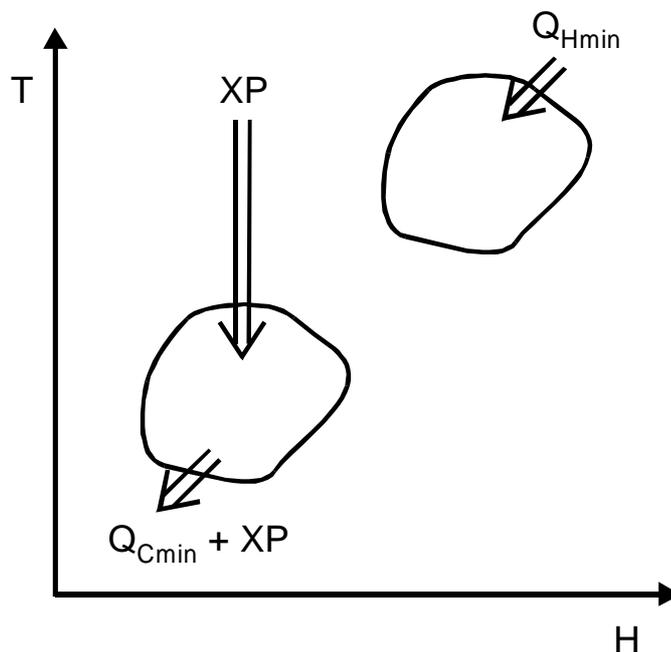


Рис. 2.30. Передача теплоты от горячих утилит выше пинча, к процессу ниже пинча

внешних утилит. Утилиты используются должным образом тогда, когда они необходимы для устранения дисбаланса в рассматриваемой части ХТС (рис. 2.24). Например, ниже пинча требуется холодная вода для устранения энтальпийного дисбаланса.

Рисунок 2.30 иллюстрирует, что происходит при неправильном использовании внешних утилит, например, если используется ХР единиц теплоты пара ниже пинча. Для устранения возникшего дисбаланса в подсистеме ниже пинча мы должны увеличить потребление холодных утилит на ХР единиц, т.е. сейчас необходимо использовать $(Q_{Cmin}+XR)$ единиц охлаждающей воды. Выше пинча используется Q_{Hmin} единиц пара для устранения энтальпийного дисбаланса между потоками, и мы ещё используем ни-

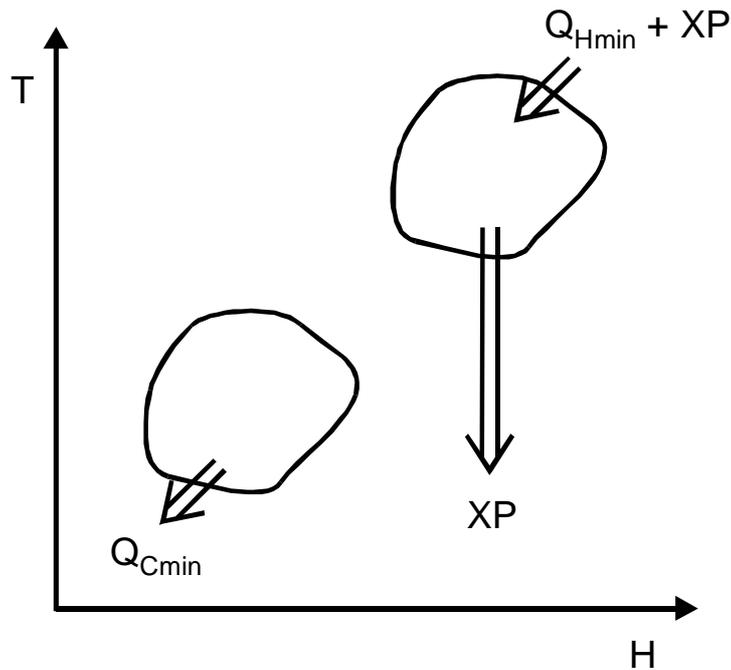


Рис. 2.31. Передача теплоты от процесса выше пинча к холодным утилитам ниже пинча

же пинча ХР единиц пара, т.е. общее количество используемого пара равно $(Q_{Hmin}+XR)$.

Другое неподходящее использование утилит наблюдается при охлаждении некоторых горячих потоков выше пинча холодными утилитами, например, охлаждающей водой (рис. 2.31). Пусть для этой цели используется охлаждающая вода, отводящая ХР единиц теплоты. Поскольку подсистема потоков ХТС находится в тепловом балансе с Q_{Hmin} единицами пара, использование охлаждающей воды здесь приводит к дисбалансу, устранить который можно увеличением потребления пара на ХР единиц. И тогда общее потребление пара будет составлять $(Q_{Hmin}+XR)$ единиц. В то же время подсистема потоков ХТС ниже пинча находится в балансе с Q_{Cmin} единицами охлаждающей воды, и, следовательно, ее потребление будет равно $(Q_{Cmin}+ XR)$ единицам (рис. 2.31).

Итак мы определили структуру теплового потока поперёк пинча, наличие которого приводит к увеличению целевых энергетических значений. Он состоит из трёх компонентов (рис. 2.32):

- Подсистема выше пинча → подсистема ниже пинча;
- Горячие утилиты выше пинча → подсистема ниже пинча;
- Подсистема выше пинча → холодные утилиты ниже пинча.

Отсюда можно вывести три основных правила, руководствуясь кото-

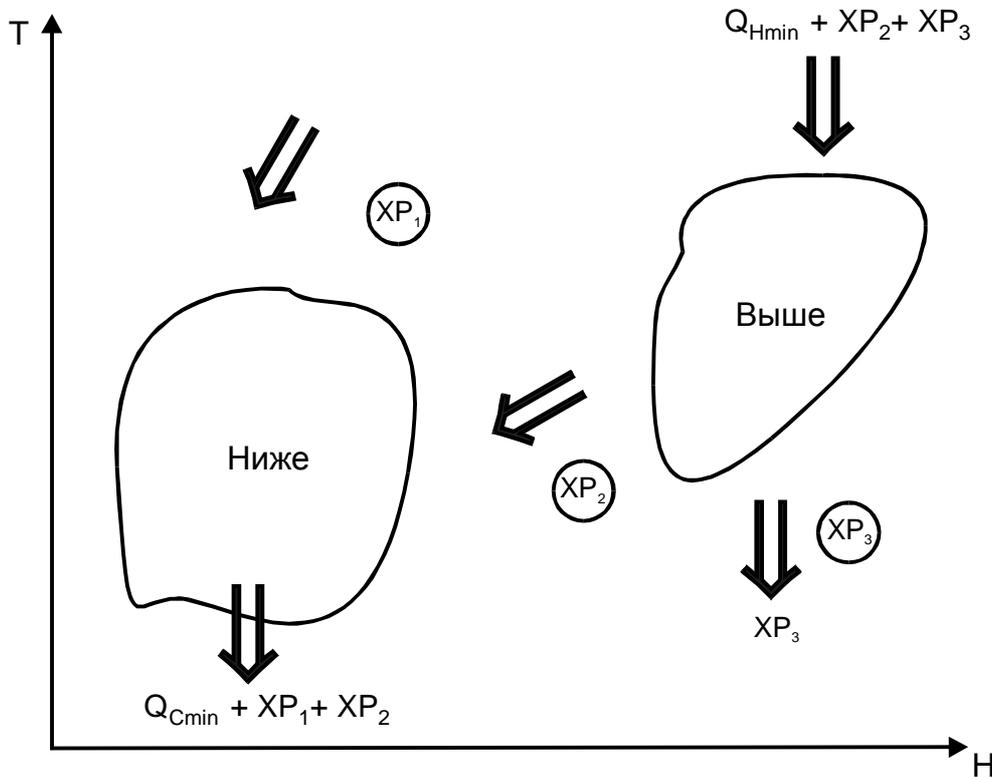


Рис. 2.32. Три составные части теплового потока через пинч

рыми проектировщик может создать проект с минимальным потреблением внешних энергоносителей для экономически оптимального ΔT_{\min} :

1. Не должно быть теплопередачи поперёк пинча;
2. Не должно использоваться охлаждение выше пинча;
3. Не должен использоваться нагрев ниже пинча.

Эти три правила пинч анализа играют ключевую роль при создании теплообменных сетей, с помощью которых достигаются целевые энергетические значения, установленные с помощью составных кривых или методом табличного алгоритма. При этом, конечно же, должно выполняться установленное ранее нами правило, которое гласит, что в теплообменной сети не должно быть теплообменников с минимальной разностью температур меньшей, чем ΔT_{\min} .

Три полученные нами правила можно обобщить как:

- Источник (под пинчем) и сток (над пинчем) должны быть разделены.
- Горячие утилиты использовать в области над пинчем, холодные – под пинчем.

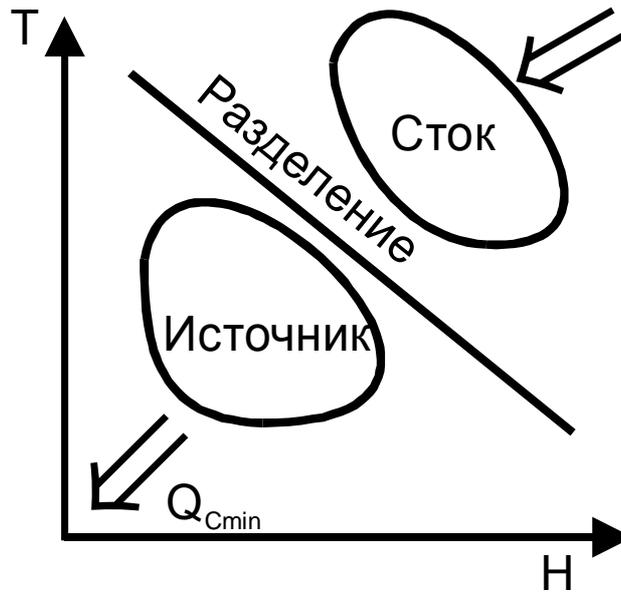


Рис. 2.33. Разделение ХТС при проектировании

Такое обобщение ведет к простому правилу проектирования энерго-сберегающих ХТС:

- При проектировании ХТС необходимо разделить ХТС на две части (рис. 2.33.), часть выше пинча и часть ниже пинча, а затем выполнять проекты раздельно для них. Такое разделение приведет к выполнению установленных нами правил и позволит достичь целевых энергетических значений.

Заключение.

- Пинч делит ХТС на тепловой сток и тепловой источник.
- При достижении целевых энергетических значений нет передачи теплоты через пинч:
 - от процесса к процессу;
 - при неправильном использовании энергоносителей.

2.4. Представление сети теплообменных аппаратов

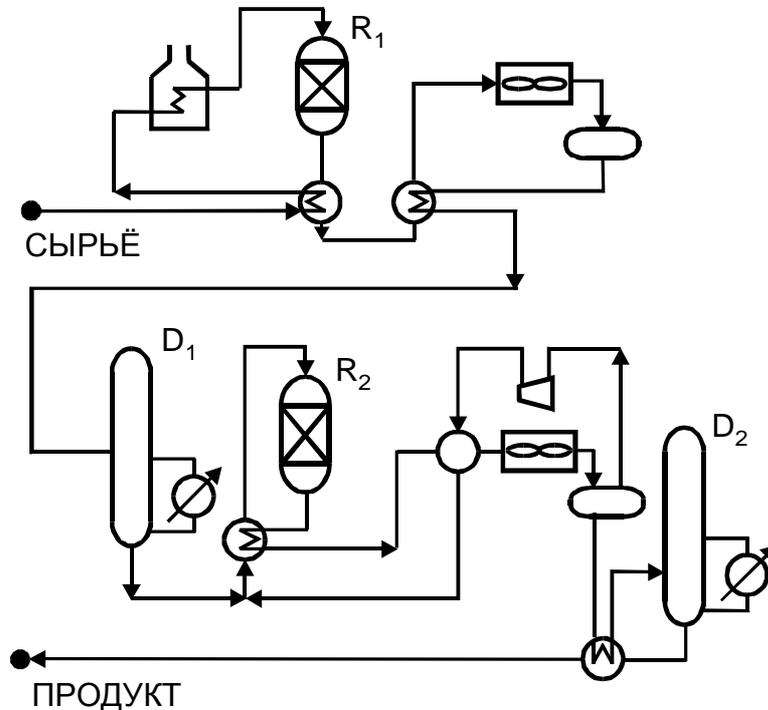


Рис. 2.34. Типичная технологическая схема ХТС: R – реактор, D – ректификационная колонна

Инженеры-технологи, проектировщики, конструкторы работают с разнообразными технологическими схемами ХТС. Это могут быть структурные, функциональные, принципиальные и другие виды технологических схем, на которых технологическое оборудование и связи между различными аппаратами – технологические потоки изображаются унифицированным способом, благодаря чему специалисты могут свободно ориентироваться в различных технологических схемах.

Пример стандартной технологической схемы приведен на рис. 2.34. Теплообменные аппараты на схеме показаны понятными и подходящими символами, технологические потоки также легко могут быть идентифицированы.

В предыдущем разделе нашего курса мы выяснили, что при проектировании теплообменной системы ХТС должна быть разделена на две части – подсистему, находящуюся выше пинча и подсистему, находящуюся ниже пинча. После чего, для исключения переноса теплоты через пинч, проектирование теплообменных систем для каждой из этих подсистем выполняются отдельно. Но можно ли представить разделение ХТС на две части с по-

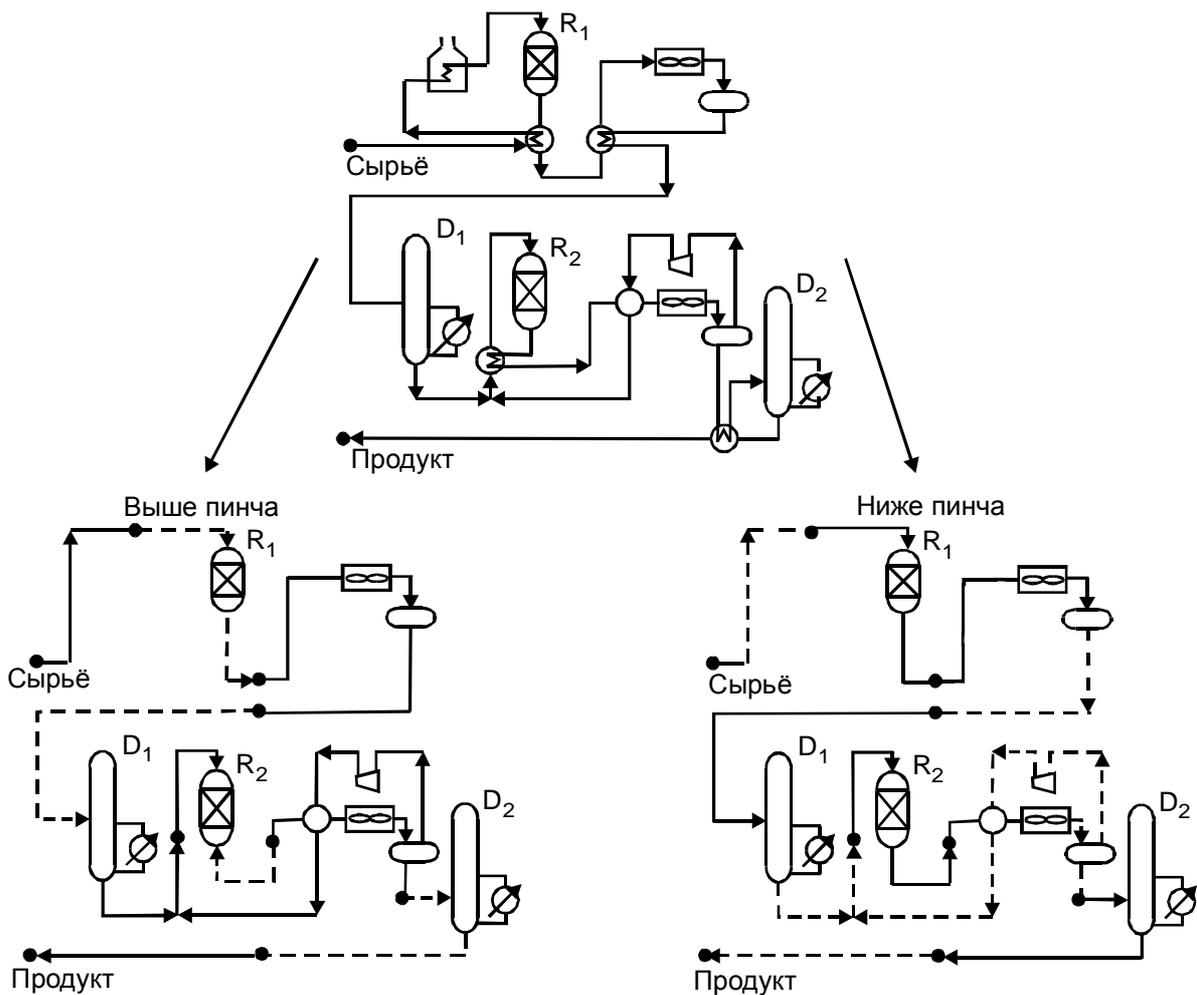


Рис. 2.35. На обычной технологической схеме очень трудно провести разделение ХТС на подсистему, находящуюся выше пинча, и подсистему ниже пинча: R – реактор, D – ректификационная колонна

мощью пинча? После того, как мы определили пинч температуры для горячих и холодных потоков, можно на традиционной технологической схеме выделить те потоки либо части потоков, которые будут принадлежать подсистеме, находящейся ниже пинча, и таким образом получить различное изображение потоков, находящихся выше пинча и ниже пинча (рис. 2.35). Получилась достаточно сложная структура. При этом необходимо ещё различать холодные и горячие потоки, а если ХТС будет содержать несколько десятков потоков, то работать с такими схемами будет очень трудно и сложно.

Но если рассматривать только те потоки, которые необходимо нагреть или охладить, и отбросить при анализе всё оборудование, за исключением теплообменных аппаратов, нагревателей и охладителей (теплообменники, где одним из теплоносителей является хладагент), ХТС может быть представлена на сеточной диаграмме. Горячие потоки на сеточной

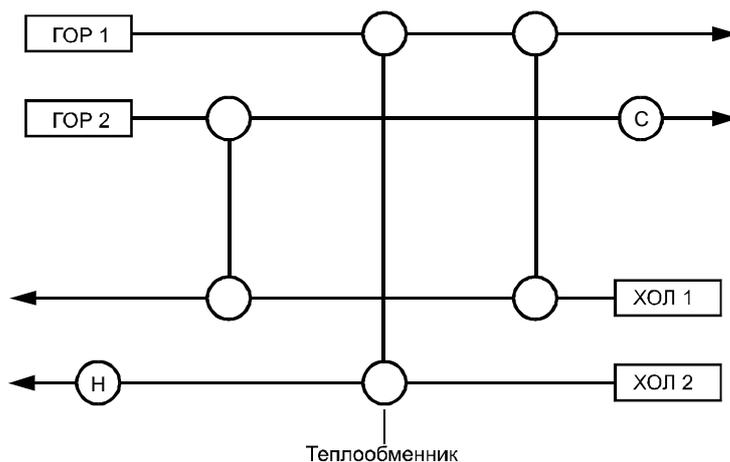


Рис. 2.36. Представление технологических потоков и связывающих их теплообменников на сеточной диаграмме: Н – нагреватель, С – охладитель

диаграмме показываються линиями, направленными слева направо в верхней части диаграммы, а холодные потоки – линиями, направленными справа

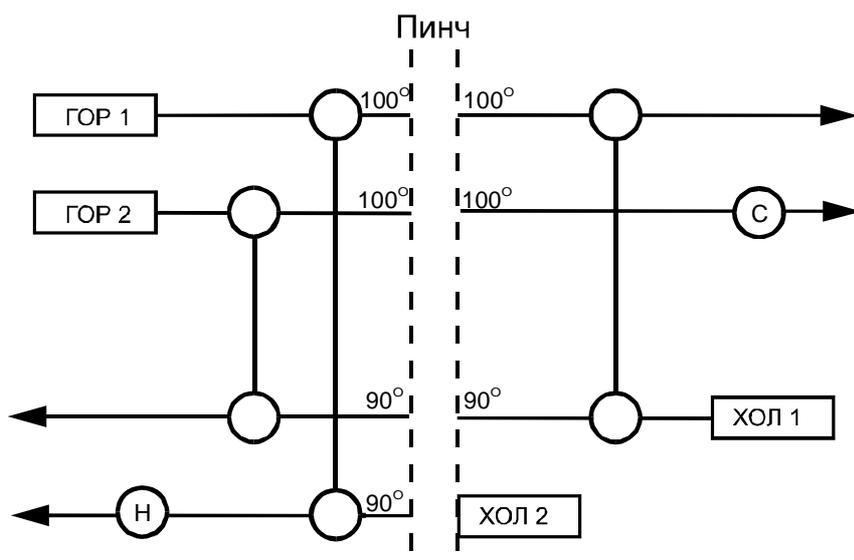


Рис. 2.37. Разделение ХТС на две подсистемы. Вертикальные линии показывают локализацию пинча. Слева от вертикальных линий находится подсистема потоков, располагающаяся выше пинча, справа – ниже. Н – нагреватель, С – охладитель

ва налево в нижней части диаграммы (рис. 2.36).

Теплообменные аппараты между технологическими потоками изображаются двумя окружностями на соответствующих потоках. Окружности соединены линией (рис. 2.36). Нагреватели и охладители изображаются одной окружностью, внутри которой пишется буква Н или С соответственно. Тепловые нагрузки обычно проставляются внизу изображения теплообменника, а температуры потоков над – соответствующими линиями.

На сеточной диаграмме достаточно просто показывается локализация пинча. Пинч изображается вертикальной линией или двумя параллельными

вертикальными линиями, разделяющими сеточную диаграмму на две части, а именно на потоки, принадлежащие подсистеме, находящейся над пинчем, и потоки ниже пинча (рис. 2.37). Потоки, находящиеся над пинчем после разделения будут находиться в левой части сеточной диаграммы, а

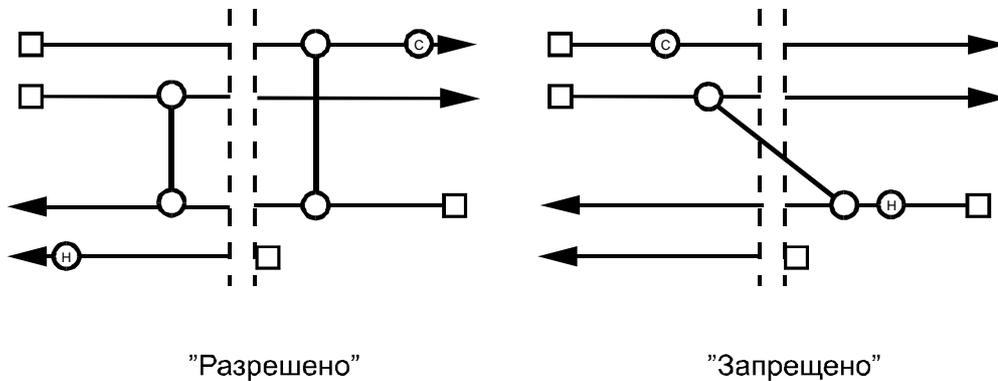


Рис. 2.38. Применение сеточной диаграммы легко позволяет выявить перенос теплоты через пинч

потоки ниже пинча – в правой (рис. 2.37). Поскольку пинч температуры горячих и холодных потоков отличаются на ΔT_{\min} , то и на сеточной диаграмме разделение горячих и холодных потоков происходит на их пинч температурах (рис. 2.37).

Направленные линии, изображающие технологические потоки на се-

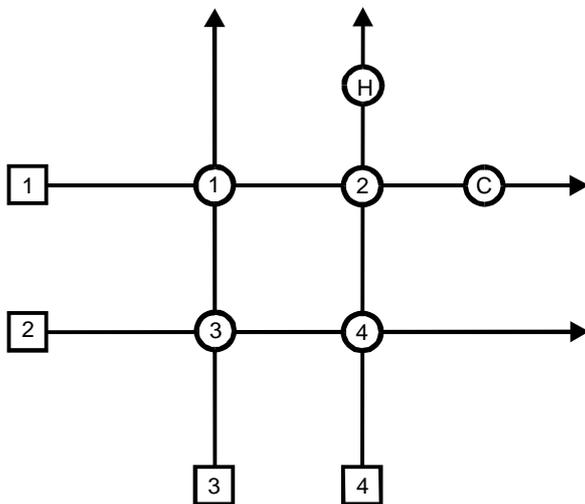


Рис. 2.39. Традиционная потоковая схема теплообменной сети

точной диаграмме, рисуются в соответствии с изменением температуры потоков, а это легко позволяет при анализе, действующих ХТС идентифицировать теплообменные аппараты, посредством которых теплота переносится поперёк пинча, и выполнять проекты, запрещающие перенос теплоты через пинч (рис. 2.38).

Традиционная технологическая схема теплообменной сети хорошо знакома технологам и конструкторам. На такой схеме изображаются только теплообменные аппараты и технологические потоки (рис. 2.39). Горячие потоки изображаются идущими слева направо, а холодные – снизу вверх. Также, как и на сеточной диаграмме на традиционной потоковой схеме теплообменные аппараты, в которых используются внешние утилиты, изображаются одиночными окружностями на потоках с

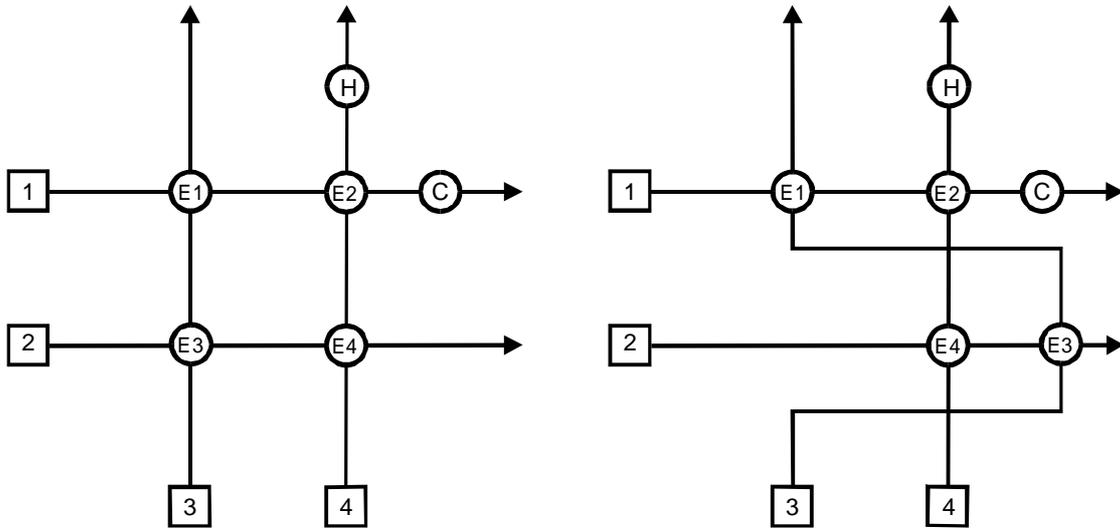


Рис. 2.40. Изменение расположения теплообменников E3 и E4 на традиционной схеме теплообменной сети требует перерисовать маршрут технологических потоков

буквой Н внутри для нагревателей и буквой С для охладителей (рис. 2.39). Но в отличие от сеточной диаграммы рекуперативные теплообменные аппараты изображаются одной окружностью, располагающейся на пересечении холодного и горячего потока (конечно там, где это необходимо). Но

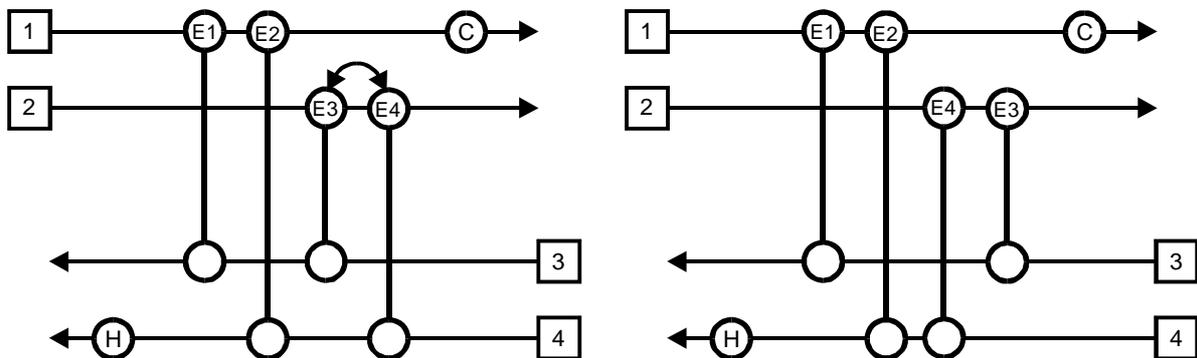


Рис. 2.41. Изменение расположения теплообменников E3 и E4 на сеточной диаграмме такое представление теплообменной системы крайне неудобно при её проектировании или её реконструкции, особенно если эта работа выполняется вручную. Действительно, каждое изменение расположения теплообменных аппаратов требует перерисовывать маршрут технологического потока (рис. 2.40), а если потоков много, то это только запутывает и загрязняет технологическую схему. В то же время при использовании сеточной диаграммы изображения теплообменных аппаратов просто передвигаются вдоль потоков и нет необходимости перерисовывать маршрут потоков (рис. 2.41), что особенно удобно, если в ХТС насчитывается несколько десятков потоков.

Внимательный читатель видимо уже заметил, что направление технологических потоков, изображённых на сеточной диаграмме, противопо-

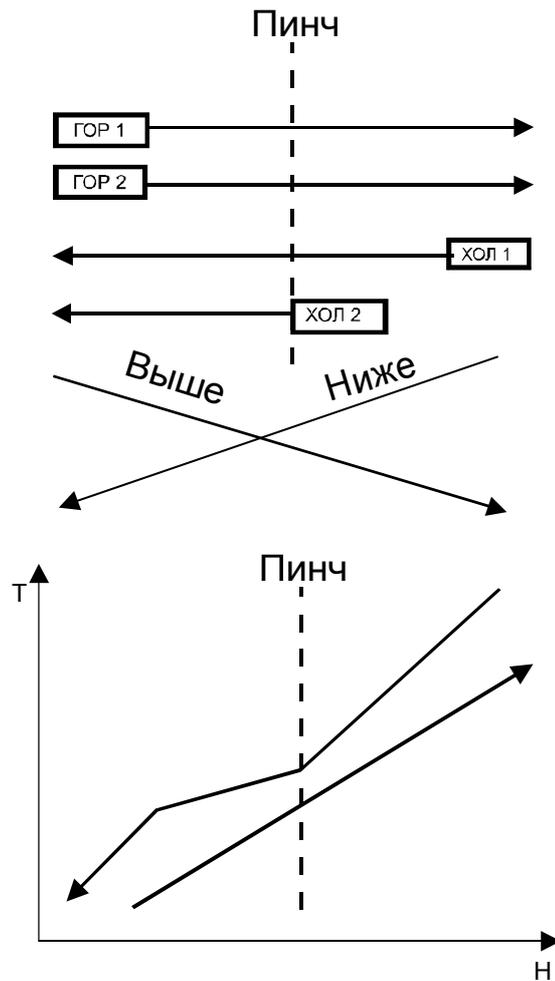


Рис. 2.42. Направление горячих и холодных потоков на сеточной диаграмме противоположно направлению соответствующих составных кривых

ложно направлению составных кривых на температурно-энтальпийной диаграмме (рис. 2.42), а именно, если на сеточной диаграмме горячие потоки изображаются идущими слева направо, то составная кривая горячих потоков на температурно-энтальпийной диаграмме имеет обратное направление. Аналогично и для холодных потоков.

Такое представление потоков является исторически сложившейся традицией в пинч-анализе, поскольку техники построения составных кривых и сеточных диаграмм развивались независимо друг от друга.

Заключение.

Сеточная диаграмма

- ясно показывает локализацию и значение пинча;
- позволяет выполнять полный проект без изменения маршрута технологических потоков.

2.5 Сбор данных

Проектируя технологическую схему системы теплообмена для любого процесса, инженер опирается на свой опыт и опыт создания подобных процессов и использует при этом потоковые данные, полученные при создании первых двух слоёв луковичной диаграммы. И от качества этих данных зависит возможность достижения оптимума в выполняемом проекте. Понятно, что если в исходных для проектирования данных будут ошибки, то, независимо от опыта проектировщиков и используемого ими инструментария, проект может быть не только не оптимальным, но и вообще не работоспособным, поскольку целевые значения, достигнутые при проектировании, были ошибочными. Аналогичная зависимость существует и при выполнении проектов реконструкции предприятий, поэтому жизненно

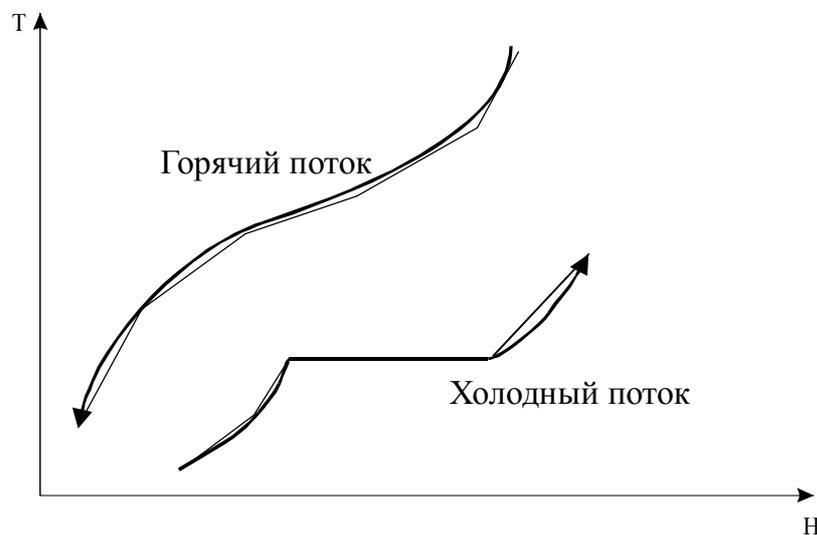


Рис. 2.43 Сегментирование и линеаризация горячего и холодного потоков важно получить исходные данные адекватные проектируемому процессу.

2.5.1 Точность данных

При изучении определения целевых значений с помощью алгоритма табличной задачи мы предполагали, что все потоковые теплоёмкости не зависят от температуры. В реальных задачах удельные теплоёмкости продуктов технологических потоков всегда зависят от температуры, поэтому очень важно знать в каких пределах может применяться линейная аппроксимация температурно-энтальпийной зависимости.

Рассмотрим составные кривые некоторого процесса, в котором зависимости потоковых теплоёмкостей от температуры существенны (рис. 2.43). Очевидно, что наибольшее влияние на установление энергетических

целей будут оказывать погрешности определения потоковых теплоёмкостей в области пинча. Поэтому в этой области мы должны наиболее тщательно аппроксимировать CP потоков.

Там, где линеаризация $CP = \text{const}$ не приемлема, потоки должны быть разделены на температурные сегменты, в каждом из которых допустимо считать потоковую теплоёмкость постоянной. Линеаризацию необходимо производить так, как это показано на рис. 2.43, т.е. ломаная линия, аппроксимирующая горячую составную кривую, должна располагаться с её холодной стороны, и наоборот ломаная, аппроксимирующая холодную составную кривую, должна находиться с её горячей стороны. Это даёт уверенность, что достигнутые в проекте целевые значения могут быть реализованы на практике.

В главе 2 мы уже кратко останавливались на способах определения потоковых теплоёмкостей, например (2.4). Давайте ещё раз посмотрим, как это может быть сделано на простом примере, приведенном на рис. 2.44. Используя технологическую схему, мы можем отобразить тепловой баланс потока на температурно-энтальпийной диаграмме с указанием тепловых нагрузок теплообменных аппаратов. С помощью такой диаграммы и соотношения (2.4) мы вычислим потоковые теплоёмкости в различных интервалах температуры. Но в таком подходе существуют возможности сделать ошибки. Укажем две наиболее вероятные из них. Во-первых, проектная нагрузка на оборудование, указанная на технологических схемах, далеко не всегда совпадает с реально существующей. Во-вторых, данный метод не может идентифицировать температурные интервалы, в которых могут происходить фазовые переходы или неизотермические химические реакции, а это может привести к существенной ошибке, если они локализуются в районе пинч-температур.

Таким образом, при получении данных должны быть выполнены следующие правила:

- получение грубых данных;
- определение локализации пинча;
- уточнение данных в области, прилегающей к пинчу.

Заметим, что в случаях, когда имеются фазовые переходы в технологических потоках, их температуры должны быть заранее выбраны как точки излома составных кривых при линеаризации, если это, конечно, необходимо. Это должно быть сделано потому, что пинч очень часто локализуется именно в этих точках.

2.5.2 Выбор потоков

Давайте ещё раз рассмотрим систему подогрева исходного сырья для его подачи в ректификационную колонну (рис. 2.44). Для дальнейшего анализа технологической схемы на рис. 2.44 необходимо сделать её потоковое представление и определить потоковые данные. Но сколько потоков мы должны использовать для этого? Предположим, что для представления питания мы выбрали три потока, т.е. первый поток – это поток между температурами 10°C и 25°C, второй – между 25°C и 70°C и третий – между 70°C и 150°C. Совершенно понятно, что это не очень хорошая идея, пото-

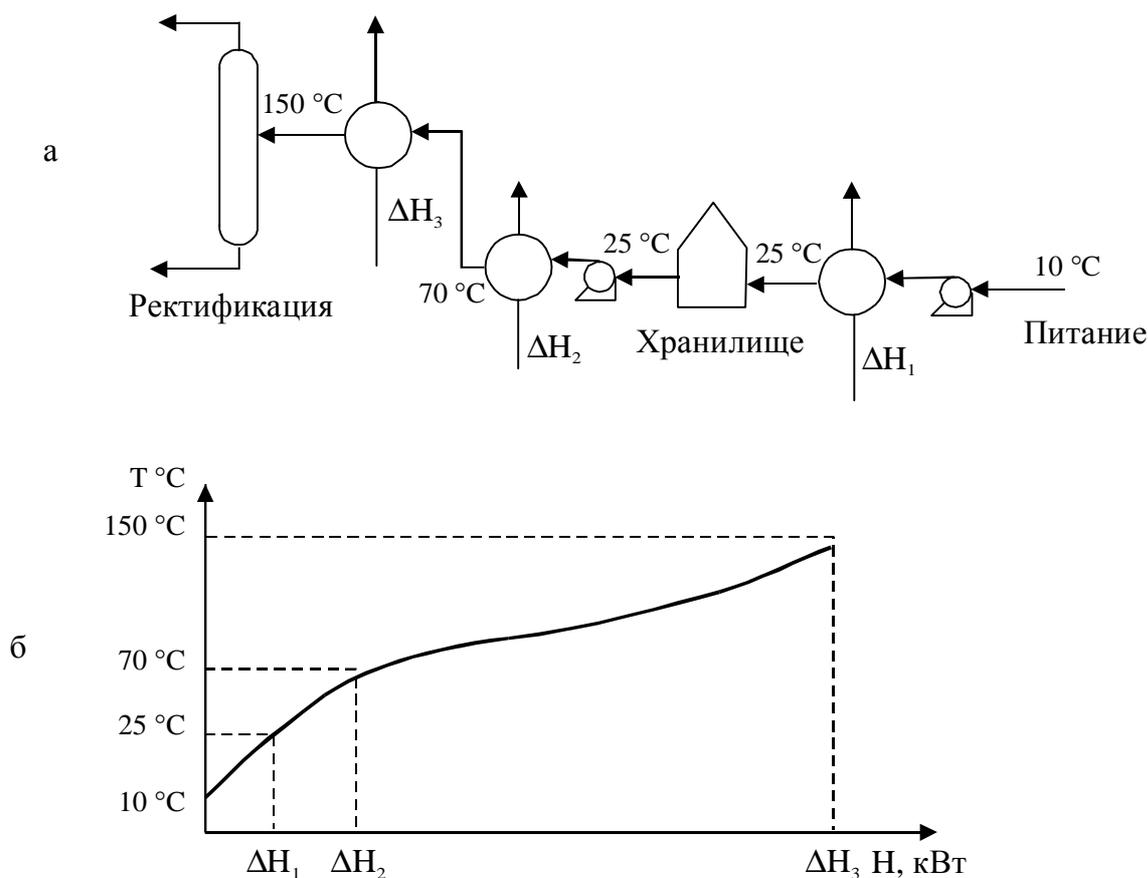


Рис. 2.44 Определение потоковой теплоёмкости с помощью графического представления изменения теплосодержания потока: а – технологическая схема подготовки потока сырья, питающего ректификационную колонну; б – температурно-энтальпийная диаграмма потока

му что на стадии построения технологической схемы возможно определение в качестве предпочтительного "партнера" для размещения рекуперативной теплообменной связи уже реально существующего "партнера". Это означает большую вероятность синтеза оригинальной технологической схемы. Далее предположим, что для представления исследуемой схемы были выбраны два потока: один от 10°C и до температуры хранения, равной 25°C, и второй от температуры 25°C и до целевой температуры сырья -

150°C. Такой выбор позволяет найти размещения, отличные от существующих, и улучшить проект.

Однако температура хранения 25°C скорее всего не является критической температурой, поэтому, если представить питание колонны одним потоком, идущим от температуры 10°C до температуры 150°C, то вероят-

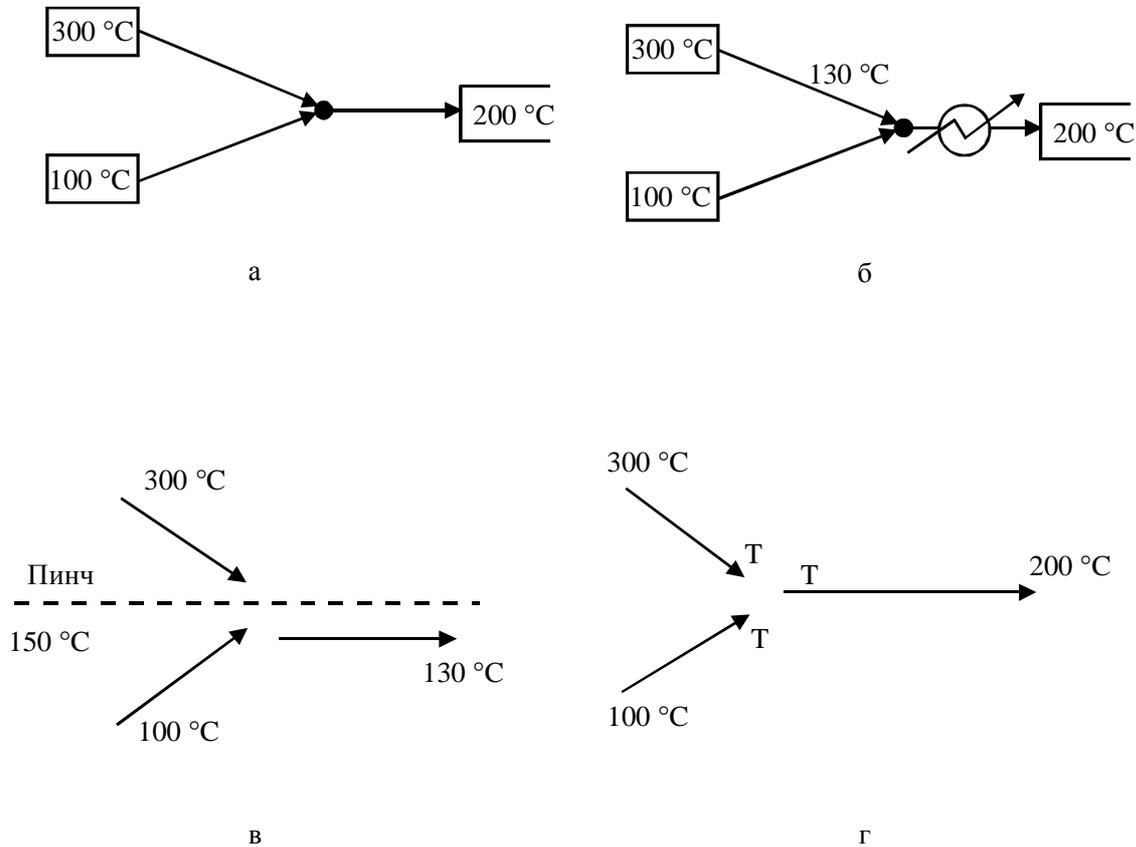


Рис. 2.45 Анализ и обработка смешивающихся потоков: а – базовая схема смешения потоков; б – для приведения результирующего потока к целевой температуре необходим один теплообменник; в – два смешивающихся потока разделены пинчем; г – изотермическое смешение

ность улучшить существующую схему значительно возрастает. Температура хранения сырья в данном случае может быть фиксирована, как температура естественного разрыва потока между двумя размещениями.

Как правило, проектировщик, начиная проект, должен определить, какие снабжающие и целевые температуры будут жёстко фиксированы, а какие нет. В то же время всегда может случиться так, что, выполнив проект технологической схемы системы теплообмена, проектировщик увидит возможность его улучшения путём изменения оригинальных (полученных при обследовании) температур, которые были классифицированы, как жёсткие температуры. Понятно, что принятие подобных решений почти полностью определяется технологией проектируемого процесса и в некоторой степени опытом проектировщика. Однако, инженер всегда должен искать возмож-

ность улучшения его теплообменной сети с помощью возможного изменения первоначальных потоковых данных.

Значительные сложности при выборе потоков также могут появиться, когда в базовой технологической схеме присутствует смешение потоков или объединение потоков. На рисунке 2.45а схематически показаны два технологических потока, выходящих из установки разделения с разными температурами, после чего они должны быть смешаны и нагреты до общей

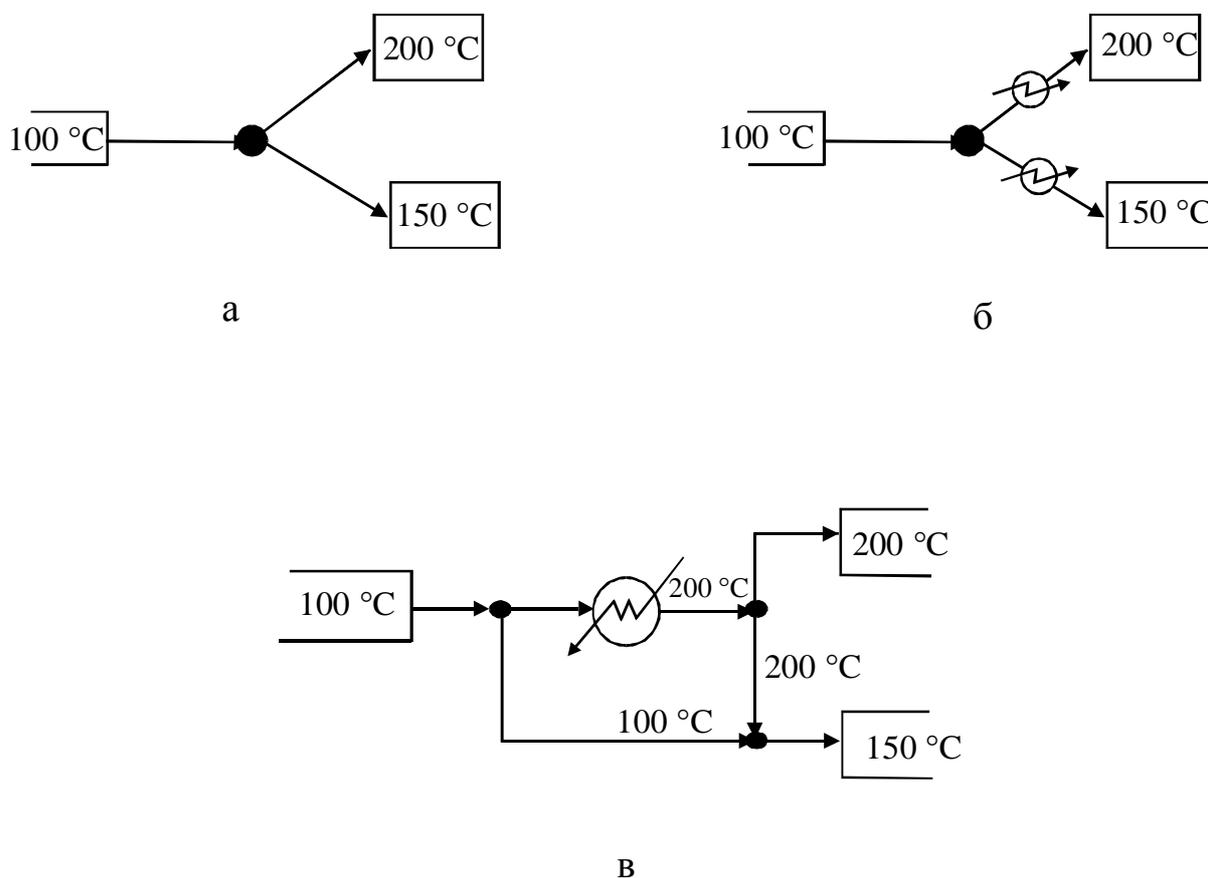


Рис. 2.46 Анализ и обработка расщепляющихся потоков: а – базовая схема потокового расщепления; б – потоковое расщепление с различными целевыми температурами представляется двумя потоками при определении капитальных и энергетических целей; в – с помощью байпасного потока можно исключить один нагреватель

целевой температуры. С точки зрения определения целевых капитальных затрат данную систему потоков необходимо было бы рассматривать, как один технологический поток потому, что её энергетические требования могут быть удовлетворены с помощью одного теплообменного аппарата (рис. 2.45б).

На рисунке 2.45в показано, что может произойти, если данная система будет рассматриваться, как один технологический поток при определении энергетических целей. Если температура смешения двух потоков лежит ниже пинча, тогда "охлаждающая способность" холодного потока ниже пинча исчезает, из-за этого большое количество теплоты должно быть

передано холодным утилитам. Эта теплота будет передаваться через пинч вследствие энтальпийного баланса, что в свою очередь увеличит использование горячих утилит. Поэтому для получения правильных энергетических целей мы должны предположить смешение потоков изотермическим, как показано на рис. 2.36г. Если $T = 200^{\circ}\text{C}$, то данная система рассматривается как два потока, а при $T < 200^{\circ}\text{C}$ она должна быть рассмотрена, как система, состоящая из трёх потоков. Данное обстоятельство не должно служить причиной замешательства при проектировании. Оно просто означает, что в тех случаях при проектировании теплообменных сетей с минимальным потреблением энергии, когда процесс смешения потоков нельзя рассматривать неизотермическим, проектировщик должен увеличить минимальное число размещений на единицу.

Рассмотрим случай, когда в базовой технологической схеме происходит расщепление потока, т.е., когда ветви потока имеют различные целевые температуры и они не объединяются вновь (рис. 2.46а). При наличии такого расщепления необходимо использовать два теплообменных аппарата вследствие различных целевых температур ветвей потока (рис. 2.46б). При определении целевых значений для капитальных затрат такая система обычно представляется двумя потоками. Аналогично при энергетическом целеуказании две различные целевые температуры означают два потока. Однако, на рисунке 2.46в показан способ, с помощью которого можно обойтись одним теплообменным аппаратом, если воспользоваться байпасным потоком, который за счёт смешения с исходным потоком выполняет роль нагревателя и тем самым его заменяет.

Сейчас мы кратко укажем действия, которые должны выполняться при выборе потоков:

- необходимо избегать переопределения задачи;
- необходимо искать возможность улучшения проектируемой системы за счёт изменения условий проведения процесса;
- необходимо избегать неизотермического смешения на стадии определения энергетических целей.

В заключении заметим, что для того, чтобы быть уверенным в правильном определении и достижении энергетических целей, необходимо горячие потоки определять как горячие с наибольшей возможной для них температурой, холодные потоки должны быть определены с наименьшей возможной для них температурой. Это может быть выражено принципом, который звучит как: "Поддерживай горячие потоки горячими, а холодные – холодными". С этим принципом мы ещё встретимся в последующих главах.

Глава 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ С МАКСИМАЛЬНОЙ РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ

Во второй главе книги мы обсуждали компромисс между капитальными затратами и стоимостью энергии при проектировании тепловых сетей ХТС и выяснили, что при изменении ΔT_{\min} от малых значений к большим капитальные затраты уменьшаются, а стоимость энергии растет (рис. 2.16). Если две этих стоимости объединить, то получим, что общая стоимость будет немонотонной функцией от ΔT_{\min} , которая сначала снижается с ростом ΔT_{\min} , достигает своего минимального значения, и далее, с увеличением ΔT_{\min} , растет. Значение ΔT_{\min} , при котором суммарная стоимость минимальна и является оптимальным для проектирования теплообменной системы. В следующих главах мы более подробно рассмотрим метод определения ΔT_{\min} . Сейчас же мы остановимся на анализе основных правил, используемых при проектировании тепловых сетей. В главе 2 отмечалось, что компромисс между стоимостью энергии и капитальными затратами предполагает, что ни один из теплообменников в сети теплообмена не имеет температурной разности меньше, чем ΔT_{\min} между составными кривыми. Это требование в пинч анализе называется критерием ΔT_{\min} .

Основываясь на этом критерии, мы вывели три основных правила пинч анализа. Если в проекте ХТС величины используемых внешних энергоносителей равны целевым энергетическим значениям, установленным с помощью составных кривых или табличного алгоритма задач, то в этом проекте отсутствует перенос тепловой энергии через пинч:

1. между технологическими потоками;
2. при использовании холодных утилит выше пинча;
3. при использовании горячих утилит ниже пинча.

Правила 2 и 3 иногда объединяют в одно: должен отсутствовать тепловой поток через пинч, вызванный неподходящим использованием энергоносителей.

Приведенные правила и критерий ΔT_{\min} при проектировании тепловых сетей ХТС должны выполняться, а в противном случае проектировщик не сможет обеспечить достижения в проекте целевых энергетических значений. Для того чтобы были выполнены правила пинча, и отсутствовала передача теплоты через пинч, ХТС при проектировании должна быть

разделена на две части, подсистему выше пинча и подсистему ниже пинча. И как было показано в предыдущем разделе, наиболее удобно для дальнейшей работы это сделать представлением технологических потоков ХТС с помощью сеточной диаграммы. На рисунке 3.1 показаны данные техно-

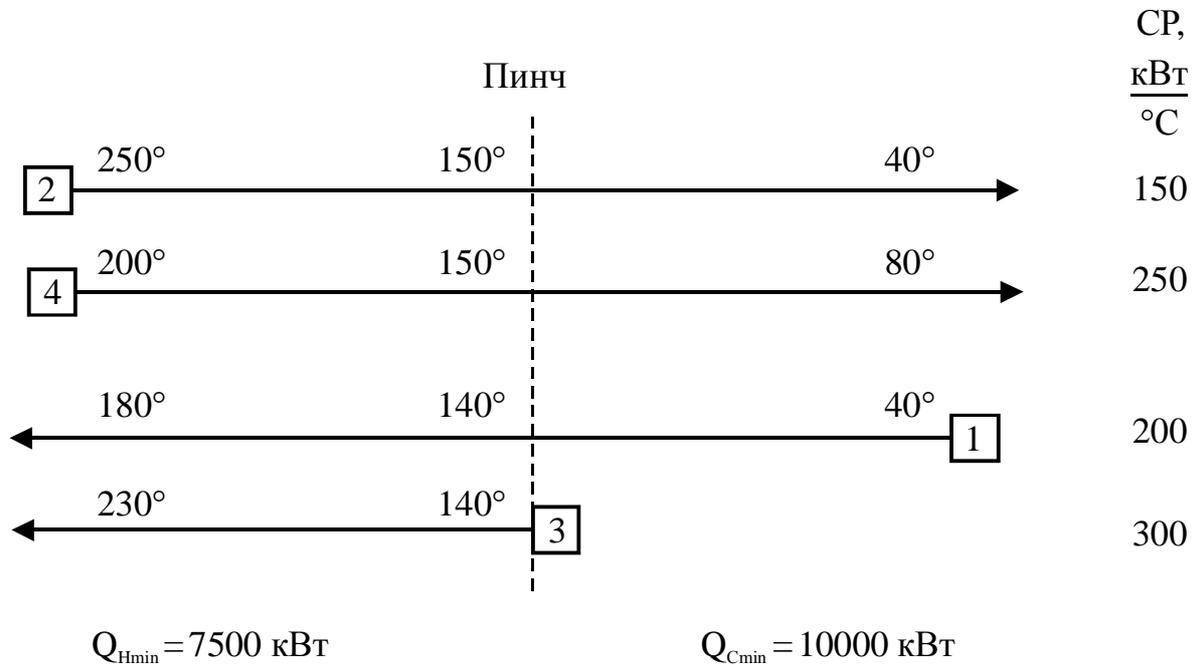


Рис. 3.1. Сеточная диаграмма для данных из таблицы 2.3

логических потоков из таблицы 2.3 в форме сеточной диаграммы. Разделение ХТС на пинче показано с помощью вертикальной линии. При построении составных кривых для заданного $\Delta T_{min} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 2.14) мы определили целевые энергетические значения. Выше пинча к ХТС должна с помощью пара подводиться мощность $Q_{Hmin} = 7500$ кВт, ниже пинча с помощью охлаждающей воды необходимо отводить мощность $Q_{Hmin} = 10000$ кВт. Но с помощью каких методов мы можем создать тепловую сеть, обеспечивающую эти показатели? В пинч анализе разработаны достаточно простые приемы позволяющие это сделать.

3.1. Начинать проект необходимо от пинча

Составные кривые на рис. 2.14. показывают нам, что выше пинча вся теплота горячих потоков может быть рекуперирована холодными потоками, а ниже пинча, что вся необходимая для нагрева холодных потоков энергия может быть получена от горячих потоков. А это значит, что выше пинча все горячие потоки должны быть приведены к температуре пинча посредством теплообмена с холодными потоками. Аналогично ниже пин-

ча, все холодные потоки должны быть приведены к своей пинч температуре, в результате взаимодействия с горячими потоками.

В области пинча действуют наименьшие движущие силы теплопередачи, поэтому это самая стесненная область для возможных размещений

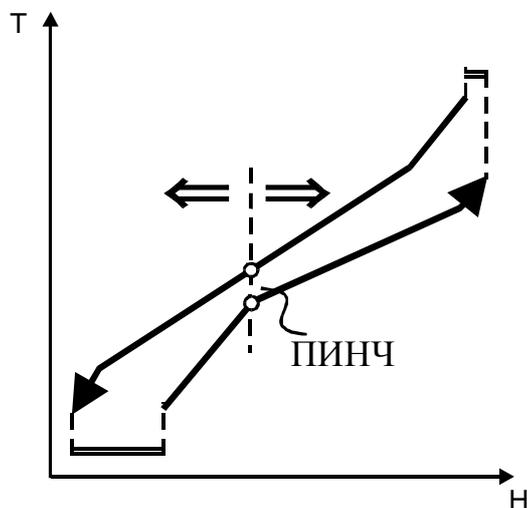


Рис. 3.2. Начинать проектирование теплообменной сети необходимо в точке пинча и двигаться от него в сторону

рекуперативных теплообменников. Действительно, на всех теплообменных аппаратах в районе пинча минимальная разность температур должна быть строго равна ΔT_{\min} . В том случае, когда проектировщик начинает размещение теплообменников с горячего или холодного края сеточной диаграммы, он может обнаружить, что в районе пинча невозможно обеспечить выполнения критерия ΔT_{\min} без нарушения пинч правил. Поэтому, необходимо начинать размещение теплообменных аппаратов начиная от пинча (рис.3.2), выполнить размещение в более стесненной части задачи, что значительно уменьшает вероятность встретить трудности при дальнейшем выполнении проекта.

3.2. СР правила для теплообменников

Рассмотрим подсистему, располагающуюся под пинчем (рис. 3.3) и попробуем расположить теплообменник на горячем потоке №4 и холодном потоке №1. Поточковая теплоемкость горячего потока, в данном случае, больше, чем поточковая теплоемкость холодного потока (рис. 3.3). На рисунке 3.3б представлены температурные профили потоков на температурно-энтальпийной плоскости (здесь мы должны помнить, что направления потоков на сеточной диаграмме и температурно-энтальпийной диаграмме противоположны, т.е. если горячие потоки на сеточной диаграмме направлены слева направо, то на Т-Н диаграмме они будут направлены справа налево, а для холодных потоков соответственно наоборот). Поскольку СР холодного потока меньше, чем горячего, то при изменении температуры

горячего и холодного потока на одинаковую по модулю величину, к холодному потоку потребуется подвести меньше энергии, чем отвести от горячего потока. Из-за этого наклон температурного профиля холодного потока будет круче, чем горячего. Поэтому при движении от пинча по эн-

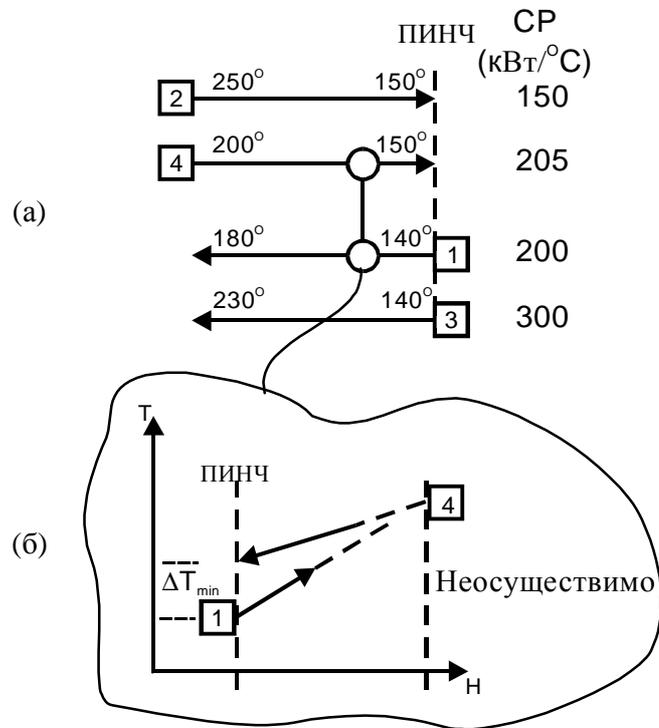


Рис. 3.3. Критерии для теплообменных связей размещаемых на пинче в подсистеме находящейся выше пинча. (а) – Размещение теплообменника на потоках с $CP_H \geq CP_C$; (б) – температурные профили потоков в теплообменнике

тальпийной оси (рис. 3.3б) температурная разность между теплоносителями в теплообменнике будет уменьшаться. И поскольку рассматриваемое размещение теплообменника находится вблизи пинча и выше него, на холодной стороне теплообменника температурная разность должна быть равна ΔT_{min} . Но, как мы уже выяснили, температурные профили в данном теплообменнике при удалении от пинча будут сближаться (рис. 3.3б), и температурная разность между теплоносителями будет уменьшаться, что, очевидно, нарушает критерий ΔT_{min} , и поэтому данное размещение теплообменника неприемлемо.

С другой стороны на рисунке 3.4. показано размещение теплообменника, включающего тот же горячий поток, но с холодным потоком, имеющим потоковую теплоемкость $CP = 300$ кВт, т.е. большую, чем у горячего потока. В этом случае температурный профиль холодного потока будет более пологий, чем у горячего, и при размещении теплообменника в районе пинча, с температурной разностью на холодном конце обязательно равной ΔT_{min} , а разность температур между теплоносителями в направле-

нии от холодного конца теплообменника к горячему будет только увеличиваться. Следовательно, при таком размещении температурная разность на горячей стороне теплообменника будет больше ΔT_{\min} , т.е. критерий ΔT_{\min} не будет нарушаться, и тогда размещение теплообменника на выбранных потоках возможно.

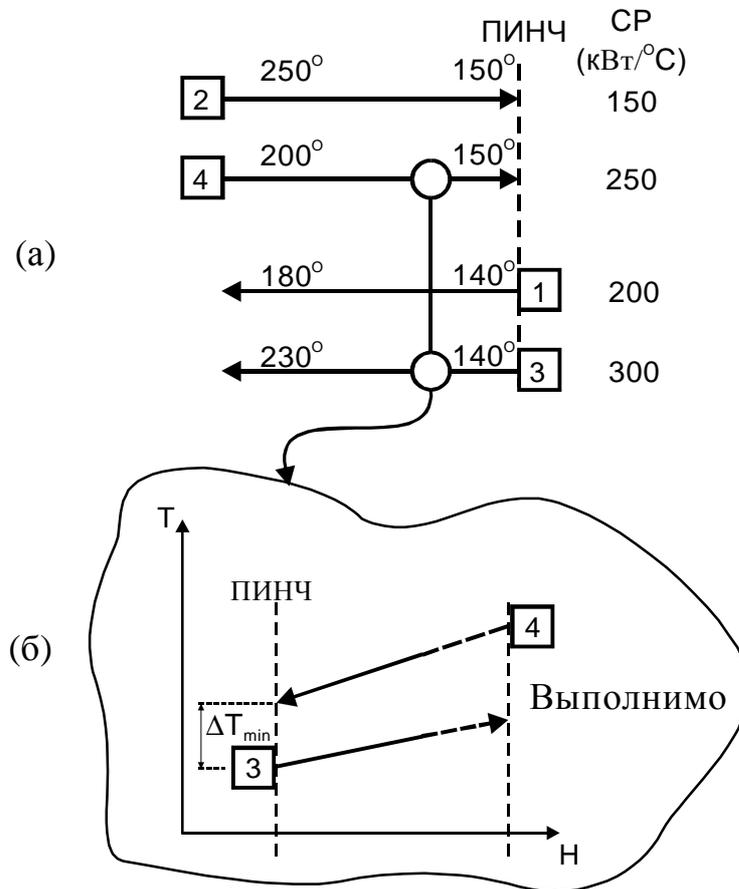


Рис. 3.4. Критерии для теплообменных связей размещаемых на пинче в подсистеме находящейся выше пинча: (а) – Размещение теплообменника на потоках с $CP_H \leq CP_C$; (б) – температурные профили потоков в теплообменнике

Таким образом, для того чтобы температурная разность между теплоносителями в теплообменниках, размещенных вблизи пинча и выше его, не уменьшалась, необходимо выполнение условия:

$$CP_H \leq CP_C \text{ (выше пинча)}. \quad (3.1)$$

Из этого неравенства вытекают достаточно простые правила выбора потоков для начала размещения теплообменных аппаратов. Из рис. 3.4. видно, что для горячего потока №2 возможно объединение с любым из холодных потоков, т.к. он имеет наименьшую потоковую теплоемкость, и соотношение (3.1) будет всегда выполнено. Для следующего горячего потока выбор холодного партнера для теплообмена уже меньше, и в данном случае для потока № 4 теплообмен возможен только с потоком № 3.

Поэтому при выборе размещения теплообменников на пинче в подсистеме выше пинча, мы должны начать с горячего потока, имеющего максимальную потоковую теплоемкость CP , найти ему партнера для теплообмена среди холодных потоков так, чтобы выполнялось условие (3.1). Затем пе-

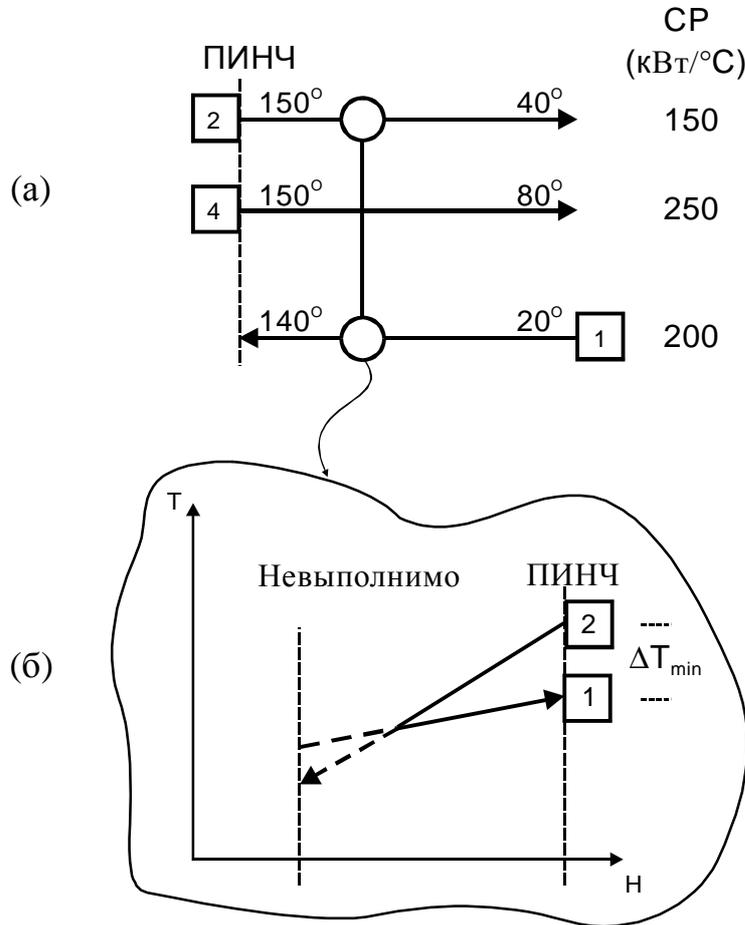


Рис. 3.5. Критерии для теплообменных связей, размещаемых на пинче в подсистеме находящейся ниже пинча: (а) – Размещение теплообменника на потоках с $CP_H \leq CP_C$; (б) – температурные профили потоков в теплообменнике

реходим к рассмотрению горячего потока, имеющего следующую (меньшую) потоковую теплоемкость и т.д.

Проанализируем возможность размещения теплообменников ниже пинча, на пинче. Если при таком размещении объединяется холодный поток с горячим, у которого потоковая теплоемкость CP меньше, чем у холодного (т.е. у горячего потока наклон температурного профиля круче (рис. 3.5а), то температурная разность между теплоносителями, в направлении от горячего конца теплообменника к холодному, будет уменьшаться (рис. 3.5б). И поскольку горячая сторона теплообменника размещается на пинче и имеет температурную разность ΔT_{min} , то температурная разность на холодном конце будет меньше, чем ΔT_{min} . Следовательно, нарушается критерий ΔT_{min} , и такое размещение теплообменника не выполнимо. Если

мы объединим этот же холодный поток с горячим потоком, у которого $СР$ больше, т.е. он имеет более пологий температурный профиль (рис. 3.6), то как видно из рис. 3.6б температурная разность на горячем конце будет больше, чем ΔT_{\min} . Критерий ΔT_{\min} не нарушается, и такое размещение возможно. Следовательно, для того, чтобы температурная разность в направлении от пинча не уменьшалась, при размещении теплообменника на пинче ниже пинча, необходимо выполнение условия:

$$СР_H \geq СР_C \text{ (ниже пинча)}. \quad (3.2)$$

Заметим, что строгое выполнение $СР$ неравенств (3.1) и (3.2) необходимо только, когда один из концов теплообменника находится в условиях пинча. Из неравенства (3.2) следует, что начинать выполнение размещения теплообменников в подсистеме ХТС, находящейся ниже пинча, мы должны с определения холодного потока, обладающего наибольшей потоковой теплоемкостью, подыскать ему партнера для теплообмена среди горячих

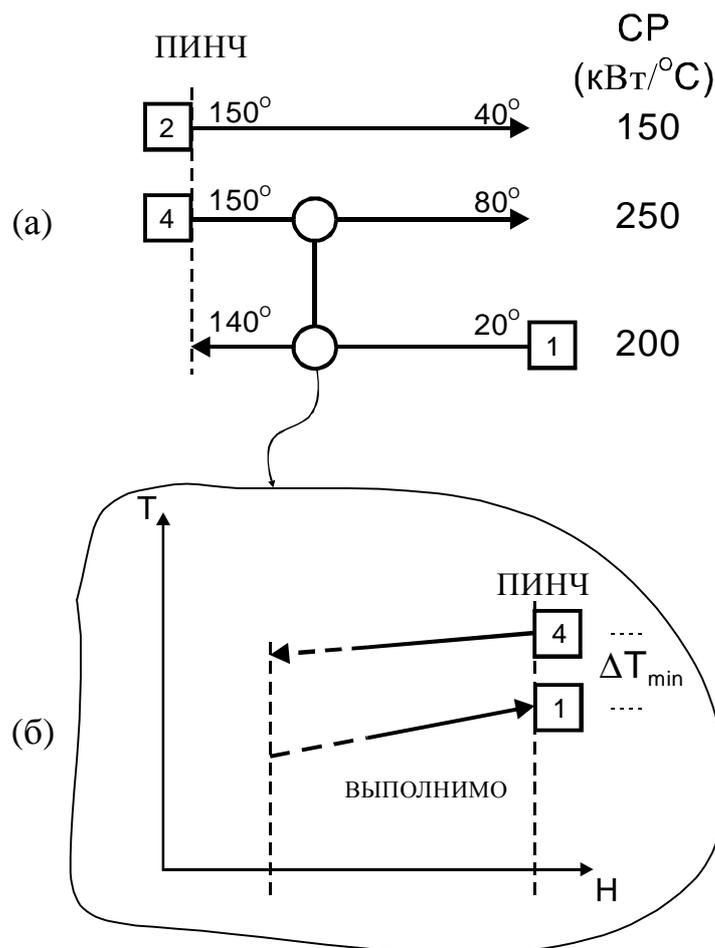


Рис. 3.6. Критерии для теплообменных связей, размещаемых на пинче, в подсистеме находящейся ниже пинча: (а) – Размещение теплообменника на потоках с $СР_H \geq СР_C$; (б) – температурные профили потоков в теплообменнике

потоков так, чтобы выполнялось условие (3.2), а затем переходить к рассмотрению возможного теплообмена для холодного потока с меньшей величиной CP и т.д.

Полученные нами соотношения можно кратко сформулировать следующим образом: размещение теплообменника на пинче возможно только для тех потоков, у которых потоковая теплоемкость, входящего в пинч потока, не превышает потоковой теплоемкости, выходящего из пинча потока, или $CP_{in} \leq CP_{out}$.

Начать размещения теплообменников мы должны с рассмотрения возможности теплообмена для потока, имеющего наибольшую величину CP_{in} . Подобрать ему партнера из выходящих потоков и затем перейти к рассмотрению потока со следующим по величине значением CP_{in} и т.д.

3.3 CP таблица

Идентификация внутренних размещений теплообменников в районе пинча становится более ясной при использовании CP таблиц. В CP таблице величины потоковых теплоемкостей горячих и холодных потоков записываются в убывающем порядке.

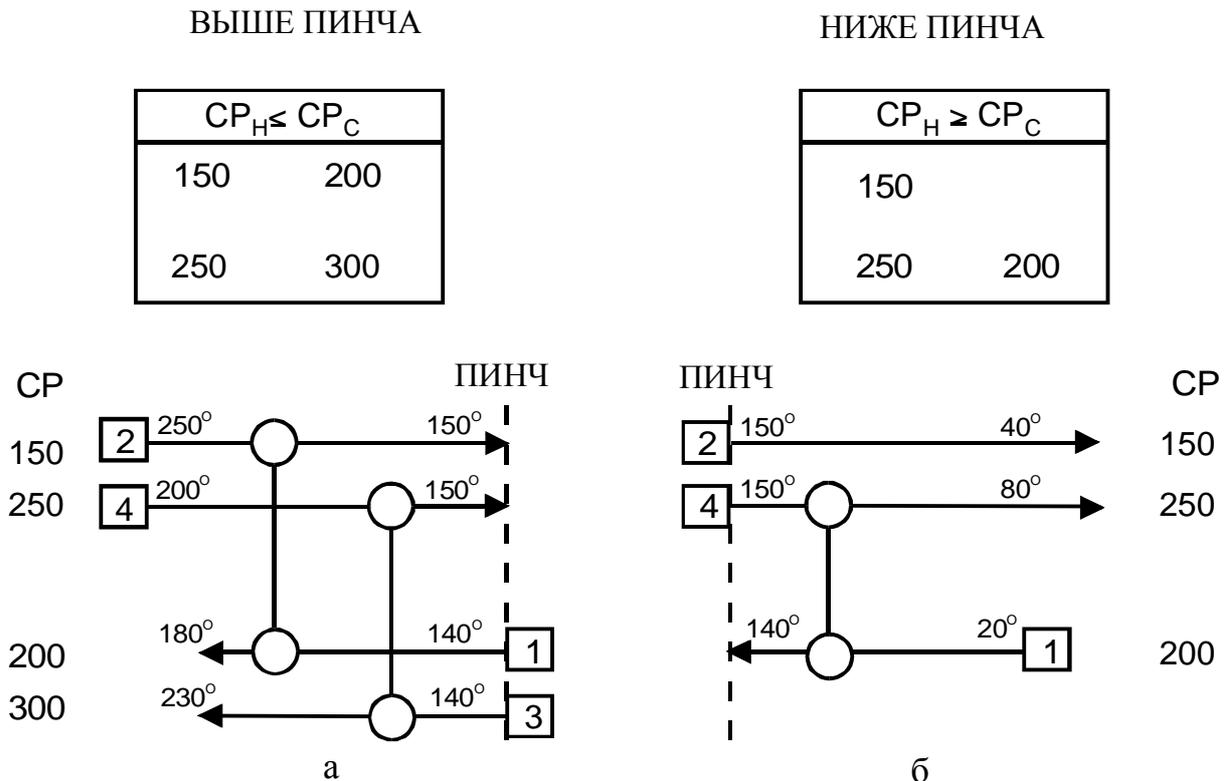


Рис. 3.7. CP таблицы для проектов теплообменных сетей выше пинча – (а) и ниже – (б), для задачи из таблицы 2.3

Рисунок 3.7(а) показывает сеточную диаграмму потоков и CP таблицу для проекта подсистемы ХТС, находящейся выше пинча. Холодные

утилиты в этой части не могут быть использованы, поэтому горячие потоки должны быть охлаждены до температуры пинча с помощью рекуперации тепловой энергии холодными потоками. Если это будет необходимо, то выше пинча могут быть использованы горячие утилиты для нагрева холодных потоков. Заметим также, что если горячий поток доходит до пинча или пересекает его, то вблизи пинча он должен быть связан теплообменником с холодным потоком, выходящим из пинча. В противном случае, будет нарушаться ограничение ΔT_{\min} на пинче. На рисунке 3.7(а) показана возможная установка теплообменников выше пинча, при которой нет температурных разностей между теплоносителями на индивидуальных теплообменных аппаратах меньше, чем ΔT_{\min} . Еще раз заметим, что СР неравенства обязательны только для теплообменников, холодная сторона которых находится на пинче. При движении по потокам в сторону от пинча температурные разности между холодными и горячими потоками увеличиваются, и нет необходимости строгого соблюдения СР неравенств для удовлетворения критерия ΔT_{\min} на устанавливаемых теплообменниках.

На рисунке 3.7(б) приведена сеточная диаграмма и СР таблица для проекта подсистемы, находящейся ниже пинча. Ниже пинча нельзя использовать горячие утилиты, а это означает, что холодные потоки должны быть нагреты до температуры пинча рекуперацией теплоты горячих потоков. Холодные утилиты для отвода теплоты горячих потоков могут использоваться ниже пинча, если в этом будет необходимость.

Таким образом, каждому холодному потоку в подсистеме ХТС ниже пинча необходимо подобрать горячего партнера. Кроме того, если холодный поток располагается на пинче, то и горячий поток, с которым будет связан теплообменником рассматриваемый холодный поток, должен удовлетворять условиям пинча. Иначе ограничение ΔT_{\min} на пинче будет нарушено. На рисунке 3.7(б) показано проектное размещение теплообменника ниже пинча, которое удовлетворяет критерию ΔT_{\min} .

Выполнив размещение теплообменников вокруг пинча, необходимо определить тепловую нагрузку на них.

3.4. Правило эвристической отметки

Выбрав возможные размещения теплообменников вокруг пинча, мы удовлетворили критерию ΔT_{\min} , ограничению ΔT_{\min} на пинче и пинч правилам, запрещающим перенос теплоты через пинч, т.е. выбранные размещения обеспечивают минимальное потребление энергии. Вполне естественно будет, если дальнейшее развитие проекта ХТС пойдет по пути минимизации капитальных затрат. Капитальные затраты достаточно сильно зависят от количества теплообменных аппаратов, использующихся в теплообменной сети (конечно существуют и другие факторы, влияющие на капитальные затраты, но мы их рассмотрим в дальнейшем изложении), поэтому мы

будем при проектировании максимизировать нагрузку каждого устанавливаемого теплообменника. Вследствие того, что общая нагрузка на рекуперационные теплообменники фиксирована для выбранного ΔT_{\min} , и определяется перекрытием составных кривых по энтальпийной оси (рис. 2.14), то максимизируя нагрузку на каждом устанавливаемом теплообменнике, мы будем стремиться уменьшить число теплообменных аппаратов в тепловой сети ХТС. Поток, изменение потоковой энтальпии которого наименьшее из двух потоков, соединяемых на сеточной диаграмме теплообменником, и определяет тепловую нагрузку на этот теплообменник.

Таким образом, делая отметку на одном из потоков сеточной диаграммы и максимизируя тепловую нагрузку для теплообменника, размещаемого на данном потоке, мы всегда будем удовлетворять изменению энтальпии одного из связываемых теплообменником потоков, за исключением того случая, когда требуемые изменения энтальпии обоих потоков равны. В этом случае оба потока будут удовлетворены одновременно. Это правило в пинч анализе носит название правила "эвристической отметки". Иногда его также называют эвристикой "галочки". Это связано с тем, что "галочкой" отмечают те потоки, энергетические требования которых удовлетворены. А это в свою очередь автоматически выявляет потоки, для которых требуется сток или источник энергии.

Применим описанные правила к идентификации теплообменников, которые мы уже разместили на сеточной диаграмме выше и ниже пинча (рис. 3.7), и попробуем выполнить полный проект теплообменной системы для рассматриваемой ХТС.

Сначала посмотрим, что у нас получилось выше пинча (рис.3.8). Здесь мы имеем две связи между потоками, находящиеся на пинче и удовлетворяющие СР и пинч правилам, и критерию ΔT_{\min} . Сейчас мы должны максимизировать нагрузку на этих теплообменниках. Для этого вычислим

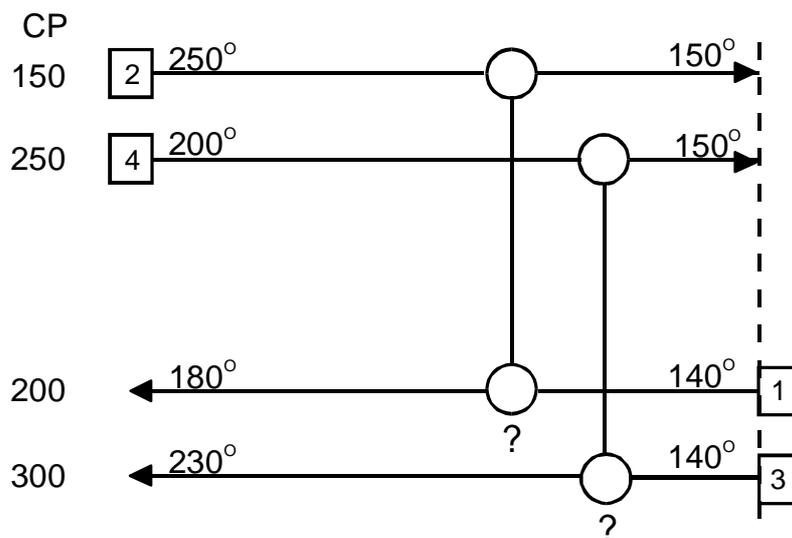


Рис. 3.8. Тепловая нагрузка на теплообменниках, размещенных выше пинча, пока не известна

изменение потоковой энтальпии каждого потока. Изменение энтальпии горячих потоков:

$$\Delta H_2 = CP_2(T_{PH} - T_{S2}) = 150 \cdot (-100) = -15000 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_4 = CP_4(T_{PH} - T_{S4}) = -12500 \text{ кВт},$$

где T_{PH} – пинч температуры горячих потоков.

Изменение энтальпии холодных потоков:

$$\Delta H_1 = CP_1(T_{t1} - T_{PC}) = 8000 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_3 = CP_3(T_{t3} - T_{PC}) = 27000 \text{ кВт},$$

где T_{PC} – пинч температуры холодных потоков.

Запишем эти значения на потоковой диаграмме рядом с соответствующими потоками. Отмечаем входящий в пинч поток с наибольшим CP (рис. 3.9) и максимизируем нагрузку теплообменного аппарата, размещенного на нем. В этом случае минимальное изменение энтальпии у горячего потока $\Delta H_4 = -12500$ кВт, поэтому и тепловая нагрузка данной теплообменной связи будет равна 12500 кВт. Максимизируем тепловую нагрузку второго теплообменного аппарата, размещенного на потоках 1 и 2. Минимальное изменение потоковой энтальпии для этого теплообменника у холодного потока (рис. 3.9), и поэтому тепловая нагрузка на эту теплообмен-

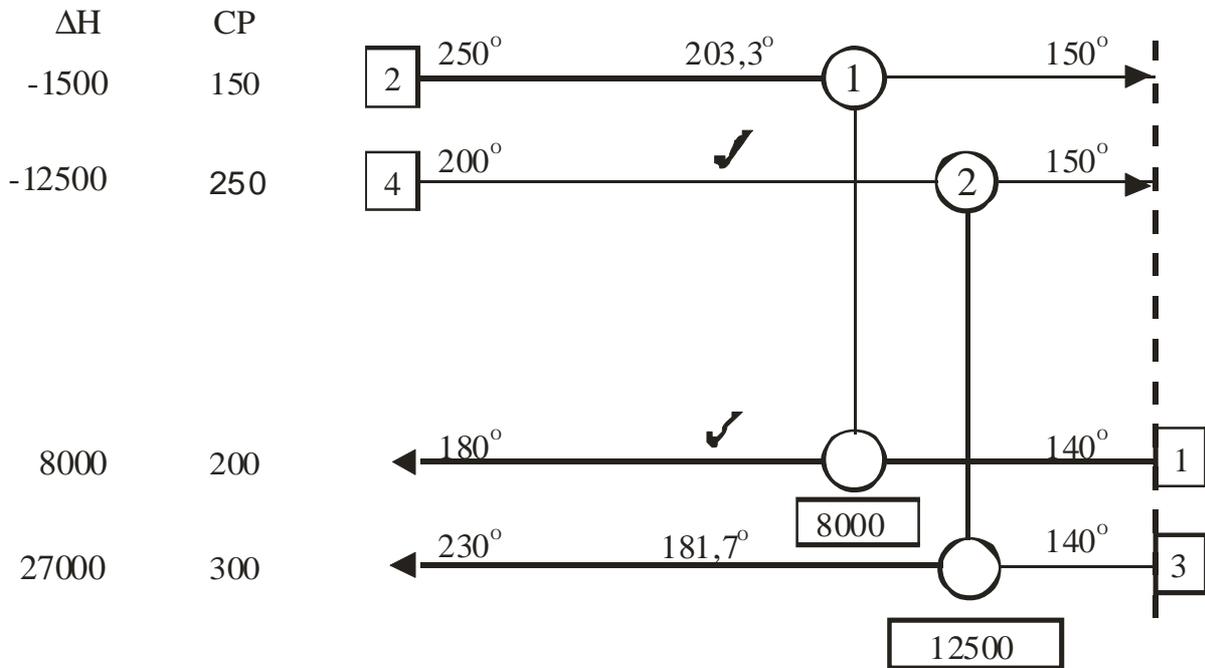


Рис. 3.9. Определение тепловой нагрузки на теплообменниках, размещены выше пинча, при помощи эвристических отметок (максимизации нагрузок к помеченным потокам)

ную связь будет равна 8000 кВт. Запишем значения тепловых нагрузок под соответствующим изображением теплообменного аппарата на сеточной диаграмме (рис. 3.9).

После максимизации тепловой нагрузки на установленных теплообменниках, мы полностью удовлетворили необходимым изменениям потоковой энтальпии потоков 1 и 4. Поток 4 приводится к пинч температуре посредством рекуперации его тепловой энергии потоком 3, а поток 1 достигает целевой температуры, рекуперировав тепловую энергию потока 2.

Температуры теплоносителей на холодной стороне, установленных теплообменников у нас известны. Это температуры горячих и холодных потоков на пинче, и, поскольку, нам известны тепловые нагрузки теплообменников, мы можем, используя уравнения для баланса энтальпии, вычислить недостающие температуры на горячей стороне теплообменников для потоков 2 и 3 (рис. 3.9).

Уравнение баланса энтальпии для теплообменника на 2-м потоке имеет вид:

$$CP_2(T_{\text{вх1}}-T_{\text{PH}})=8000 \text{ кВт},$$

где T_{PH} – пинч температура горячих потоков.

Откуда температура горячего теплоносителя на горячей стороне теплообменника 1 (рис. 3.9)

$$T_{\text{вх1}}= T_{\text{PH}}+8000/CP_2=203,3^\circ\text{C}$$

Аналогично вычисляем температуру холодного теплоносителя на горячей стороне теплообменника 2:

$$T_{\text{вых2}}= T_{\text{PC}}+12000/CP_3=181,7^\circ\text{C}$$

где T_{PC} – пинч температура холодных потоков.

Записываем эти температуры рядом с теплообменниками, над линией, изображающей потоки теплоносителей (рис. 3.9)

Температуры теплоносителей, совместно с их теплофизическими свойствами и расходами, важны для расчета и выбора теплообменных аппаратов.

Установленные теплообменники полностью обеспечивают необходимое изменение энтальпии потоков 1 и 4. У горячего потока №2 осталась неудовлетворенной нагрузка величиной 7000 кВт. Это значение потоковой энтальпии необходимо отвести от потока 2, чтобы он мог достичь температуры пинча. Охлаждающую воду выше пинча мы не можем использовать, поэтому для охлаждения горячих потоков под пинчем, тепловая нагрузка которых не удовлетворена полностью теплообменниками, размещенными

на пинче, мы должны использовать дополнительные рекуперативные теплообменные аппараты, соединяющие горячие потоки с холодными, тепловая нагрузка которых также не была полностью удовлетворена пинч размещением. Таким потоком является в нашем случае поток №3 (рис. 3.9). Размещаем на сеточной диаграмме теплообменник между потоками 2 и 3 (рис. 3.10) и максимизируем нагрузку на нем, что полностью удовлетворяет необходимому значению изменения потоковой энтальпии потока 2. Зная нагрузку на 3-м теплообменнике, вычисляем температуру холодного потока на горячей стороне теплообменника:

$$T_{\text{вых}3} = T_{\text{PC}} + 7000 / CP_3 = 205^\circ\text{C},$$

и записываем ее на сеточной диаграмме рядом с теплообменником (рис. 3.9).

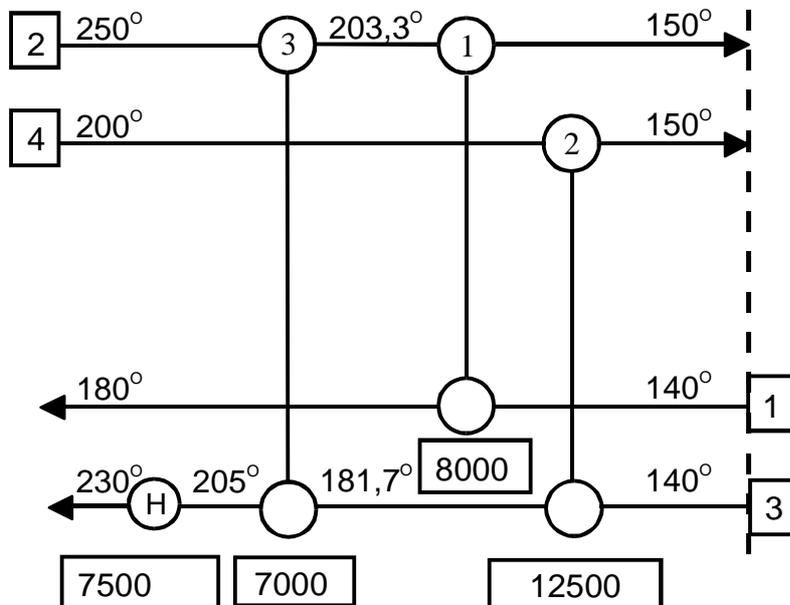


Рис. 3.10. Выполнение установки теплообменников на остающейся тепловой нагрузке

После размещения на сеточной диаграмме третьего теплообменника у нас осталась неудовлетворенной нагрузка на холодном потоке №3 мощностью 7500 кВт. Эта мощность необходима для того, чтобы нагреть 3-й поток от 205°С, после 3-го теплообменника, до его целевой температуры, равной 230°С. Вся теплота горячих потоков под пинчем уже рекуперирована холодными, с помощью размещения трех теплообменников, поэтому, чтобы привести поток №3 к его целевой температуре, нам необходимо использовать горячие утилиты, например, нагреть поток паром. Покажем это на сеточной диаграмме, размещением нагревателя на неудовлетворенной нагрузке холодного потока №3 (рис. 3.10). Мы помним, что горячие

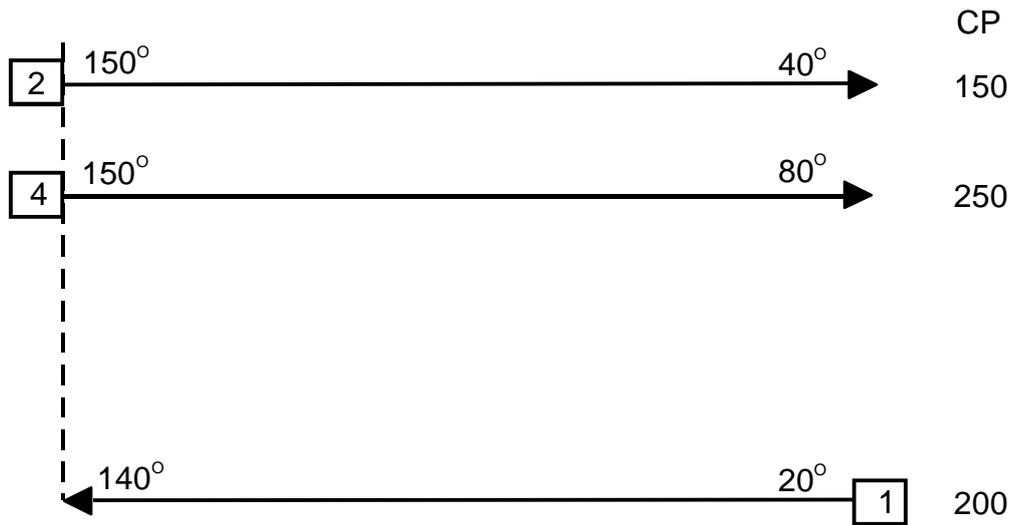


Рис. 3.11. Система потоков ниже пинча

утилиты слева от пинча на сеточной диаграмме, мы вправе использовать. Таким образом, мы закончили проектирование системы теплообмена ХТС выше пинча.

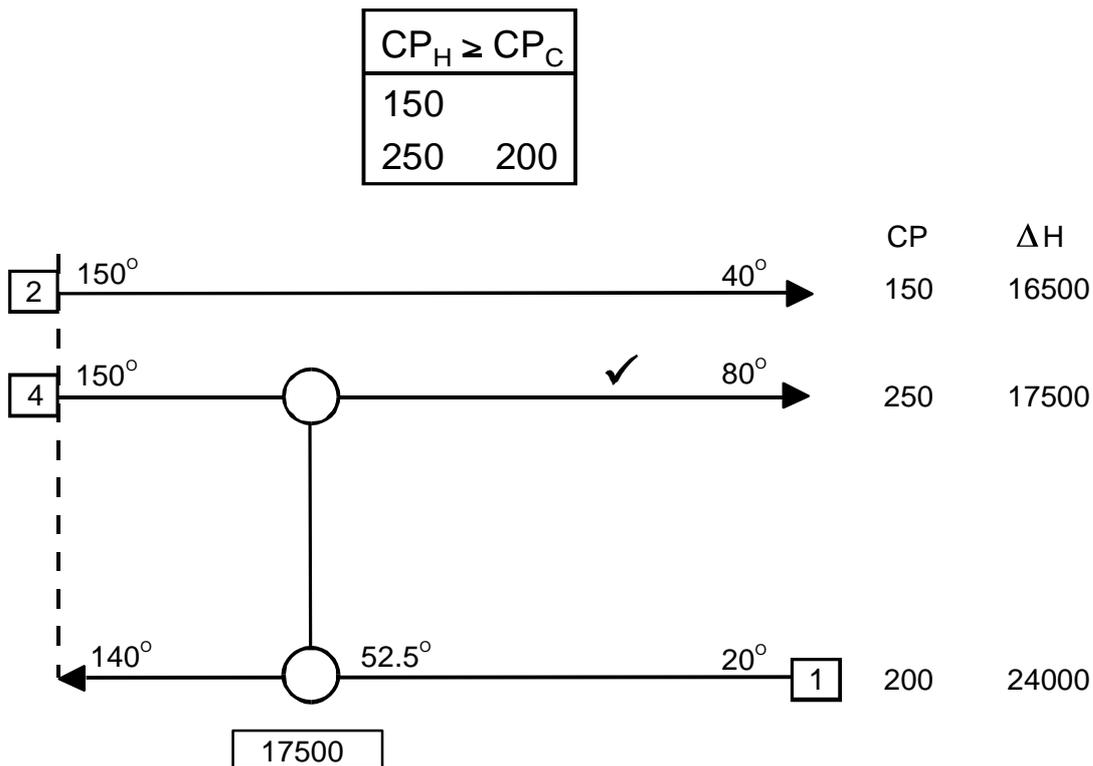


Рис. 3.12. Размещение теплообменника на пинче, ниже пинча при помощи CP таблицы и правила эвристической отметки потока

Рассмотрим проектирование системы теплообмена для подсистемы, находящейся ниже пинча. В нашем случае она имеет два горячих потока и только один холодный (рис. 3.11). Проектирование начинается с определения потока, входящего в пинч и имеющего наибольшее значение потоковой теплоемкости CP из всех потоков, входящих в пинч, т.е. холодных по-

токов. В нашем случае имеется один холодный поток № 1, и выбирать не из чего, поэтому именно для него будем искать партнера, удовлетворяющего условиям размещения теплообменника на пинче.

Поскольку размещение должно быть сделано на потоках, для которых выполняется соотношение $CP_{in} \leq CP_{out}$, мы должны выбрать горячий поток с потоковой теплоемкостью большей, чем у холодного, конечно, если это размещение теплообменной связи выполняется на пинче. Подбор такого потока удобно сделать с помощью CP таблицы (рис 3.12), из которой видно, что имеется только один кандидат для размещения теплообменника – горячий поток №4. Ставим отметку на этот поток (рис. 3.12), производим размещение теплообменника на сеточной диаграмме и максимизируем тепловую нагрузку на нем. Но сначала мы должны определить необходимые изменения потоковой энтальпии каждого потока ниже пинча и, вычисляя, получим:

$$\Delta H_1 = CP_1(T_{PC} - T_{S1}) = 200 \cdot (140 - 20) = 24000 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_2 = CP_2(T_{t2} - T_{PH}) = -16500 \text{ кВт},$$

$$\Delta H_3 = CP_3(T_{t3} - T_{PH}) = -17500 \text{ кВт},$$

где T_{PH} , T_{PC} – пинч температуры горячих и холодных потоков.

Фиксируем эти значения рядом с изображением потоков на сеточной диаграмме. Наименьшее изменение потоковой энтальпии для двух потоков, связанных теплообменником, имеет горячий поток №4 (рис. 3.12), оно и будет определять нагрузку теплообменника на пинче, равную 17500 кВт.

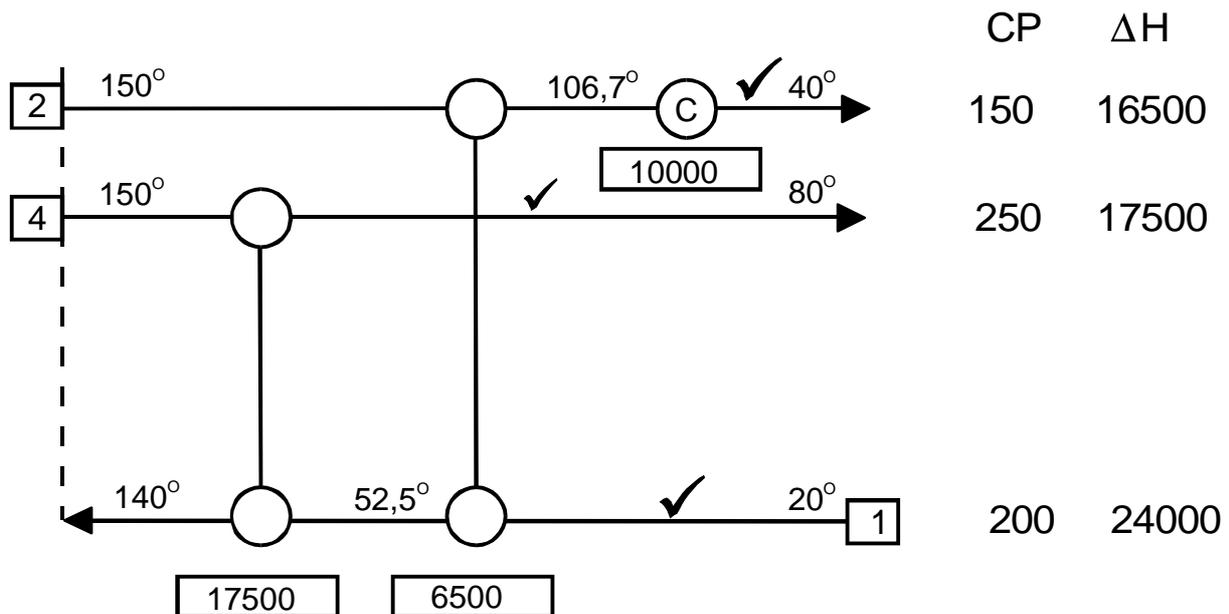


Рис. 3.13. Удовлетворяем оставшейся тепловой нагрузке при помощи правила эвристической отметки

Наше размещение не удовлетворяет полному изменению энтальпии холодного потока, поэтому вычислим избыточную температуру на холодной стороне теплообменника:

$$T = T_{PC} - 17500 / CP_1 = 52,5^{\circ}C.$$

Заметим, что если после размещения теплообменников на пинче в подсистеме потоков ниже пинча остается неудовлетворенной тепловая нагрузка на холодный поток, мы должны использовать дополнительные ре-

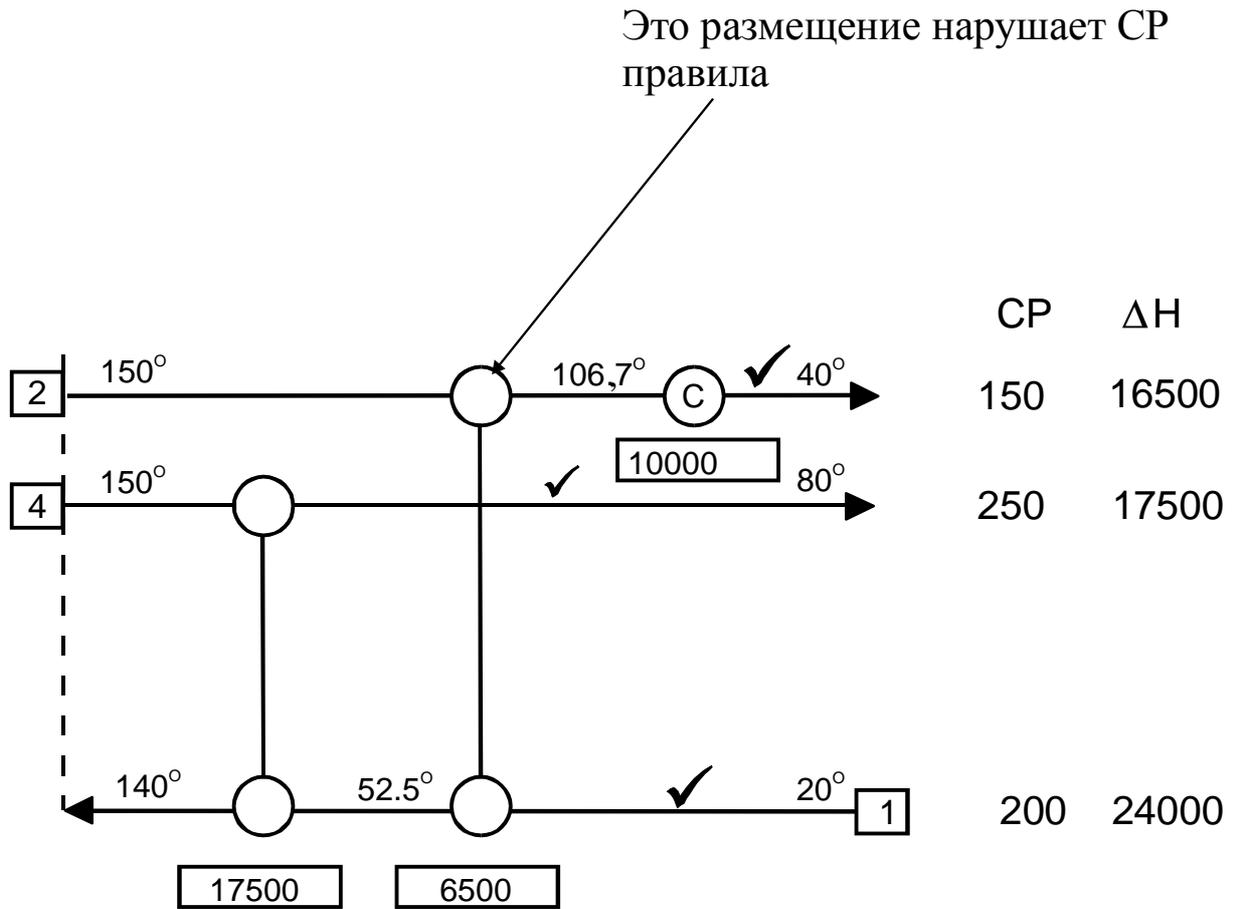


Рис. 3.14. Вдали от пинча строгость CP правил теряет свою силу

куперационные теплообменные аппараты, передающие теплоту от горячих потоков холодным, т.к. ниже пинча нельзя использовать горячие утилиты. Для удовлетворения оставшегося изменения энтальпии холодного потока у нас имеется только один горячий поток № 2. Размещаем на сеточной диаграмме теплообменник и максимизируем тепловую нагрузку. Тепловую нагрузку определяет оставшееся изменение энтальпии первого потока, равное 6500 кВт, и тем самым холодный поток № 1 будет нагрет до температуры пинча, посредством теплообмена с горячими потоками. Но это размещение не удовлетворяет изменению энтальпии потока 2. Оставшаяся те-

пловая нагрузка потока 2 равна 10000 кВт, и поскольку нет холодного потока, который мог бы рекуперировать эту теплоту, мы должны будем использовать холодные утилиты, например, охладить поток от 106,7°C до 40°C, с помощью охлаждающей воды (рис. 3.13). Тем самым мы закончили проектирование теплообменной сети для системы потоков, находящейся ниже пинча.

Заметим, что размещение теплообменника на потоках 1 и 2 нарушает CP правила (рис. 3.14), но оно находится вдали от пинча, где температурные разности между теплоносителями значительно больше ΔT_{\min} . Поэтому, несмотря на то, что температурные профили в этом теплообменном аппарате будут сближаться, разность между ними на холодной стороне не станет меньше, чем ΔT_{\min} , т.е. это размещение не нарушает критерий ΔT_{\min} . Но следует иметь в виду, что, когда теплообменная связь между потоками нарушает CP правила, необходимо всегда проверять выполнение критерия ΔT_{\min} на таком размещении. Окончательный проект теплообменной системы ХТС получаем, сшивая проекты выполнения выше пинча и ниже пинча (рис. 3.15). Нагрузка на горячие утилиты равна 7500 кВт, на холодные – 10000 кВт, что согласуется с целевыми энергетическими значениями $Q_{H\min}$ и $Q_{C\min}$, предсказанными с помощью составных кривых и с помощью алгоритма табличной задачи.

Представленная процедура проектирования известна в мире под названием: *пинч метода проектирования теплообменных систем*. В заключении кратко сформулируем основные этапы этого метода:

- Разделение задачи на пинче на две отдельные задачи;

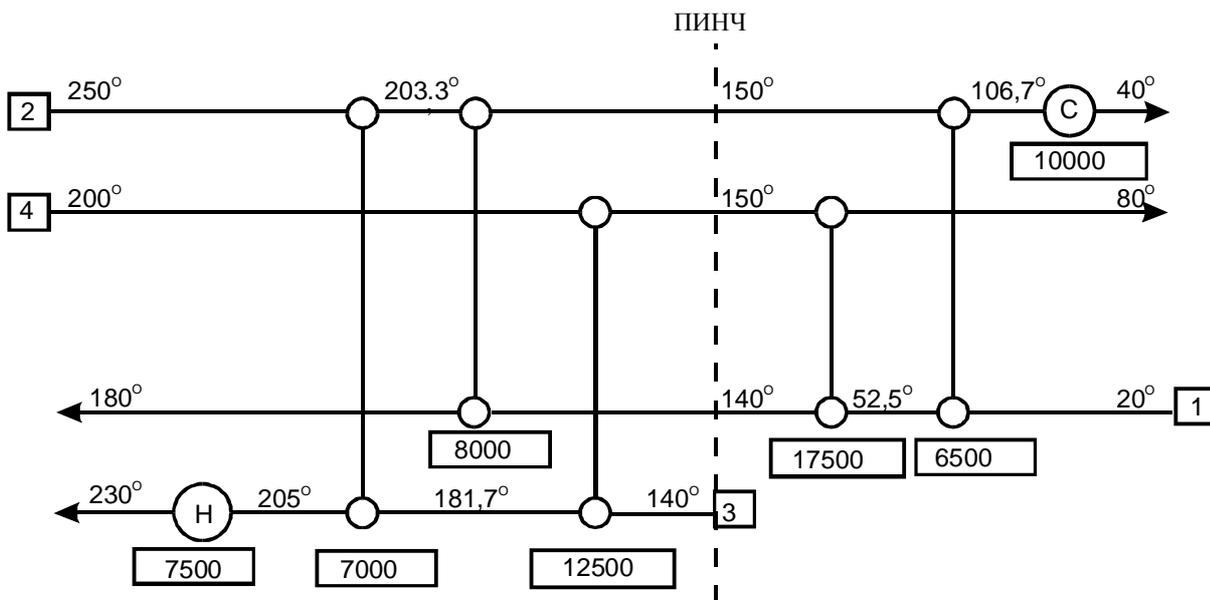


Рис. 3.15. Полный проект для данных из таблицы 2.3

- Проект для каждой из задач начинается на пинче и движется в сторону от него;
- Для теплообменных связей вблизи пинча должно выполняться соотношение $CP_{in} < CP_{out}$;
- Необходимые размещения определяются с помощью CP таблицы;
- Используем эвристические отметки для максимизации нагрузок;
- Затем заполняем остаток;
- Сшиваем проект на пинче.

3.5. Методы расщепления потоков

В предыдущем разделе мы рассмотрели правила и руководящие принципы пинч метода для проектирования теплообменных сетей ХТС,

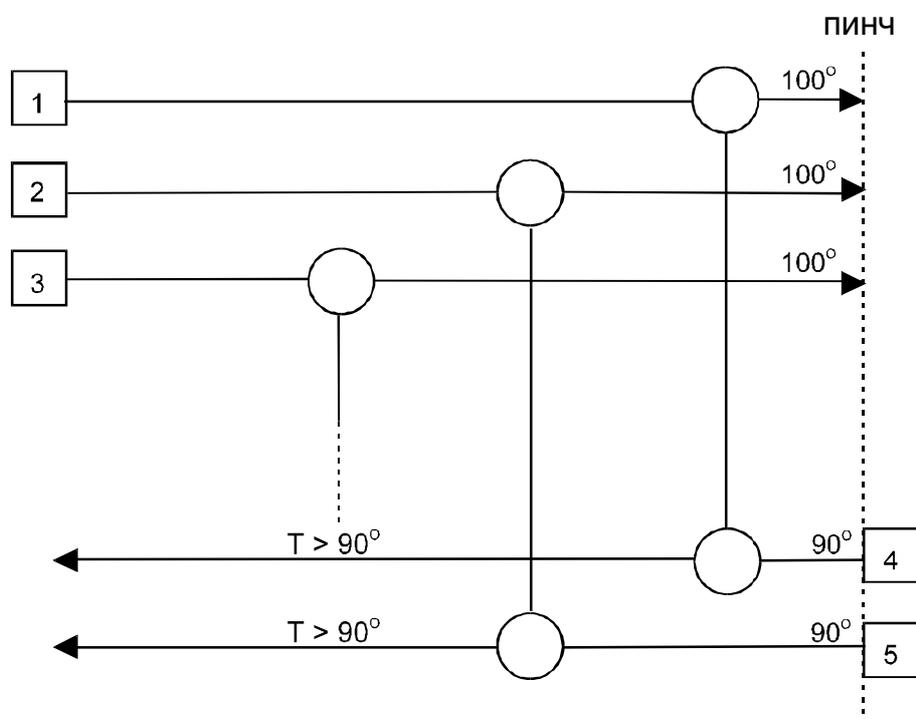


Рис. 3.16. Если выше пинча число горячих потоков больше числа холодных потоков, то не всем горячим потокам можно найти партнера без нарушения CP правил

которые позволяют создавать проекты с минимальным потреблением внешних утилит (или с максимальной рекуперацией тепловой энергии в ХТС) при использовании минимального числа теплообменных аппаратов. Но при проектировании оптимальных теплообменных сетей могут встретиться случаи, когда на сеточной диаграмме мы не можем найти приемлемое размещение теплообменной связи вследствие того, что тот или иной критерий пинч метода не может быть выполнен. Рассмотрим несколько таких случаев и методы преодоления, возникающих в них трудностей.

На рисунке 3.16 показана сеточная диаграмма подсистемы некоей ХТС выше пинча с $\Delta T_{\min}=10^{\circ}\text{C}$. Выше пинча запрещено использование холодных утилит, поэтому все горячие потоки должны быть охлаждены до пинч температуры, с помощью рекуперации их тепловой энергии холодными потоками. Подсистема потоков имеет выше пинча три горячих потока и два холодных потока (рис. 3.16). Даже безотносительно к значениям потоковых теплоемкостей СР потоков один из горячих потоков не может быть охлажден до температуры пинча без нарушения критерия ΔT_{\min} . Действительно, если мы устанавливаем теплообменную связь между любыми двумя горячими потоками, например, 1 и 2 с двумя имеющимися холодными потоками (рис. 3.16), температура холодных потоков на горячей стороне размещенных теплообменников будет выше пинч температуры холодных потоков. Это означает, что мы уже не можем организовать теплообмен горячего потока №3 с холодными, без нарушения критерия ΔT_{\min} . Решить данную проблему можно только расщеплением одного из холодных потоков на две параллельных ветви, как показано на рис. 3.17. Сейчас

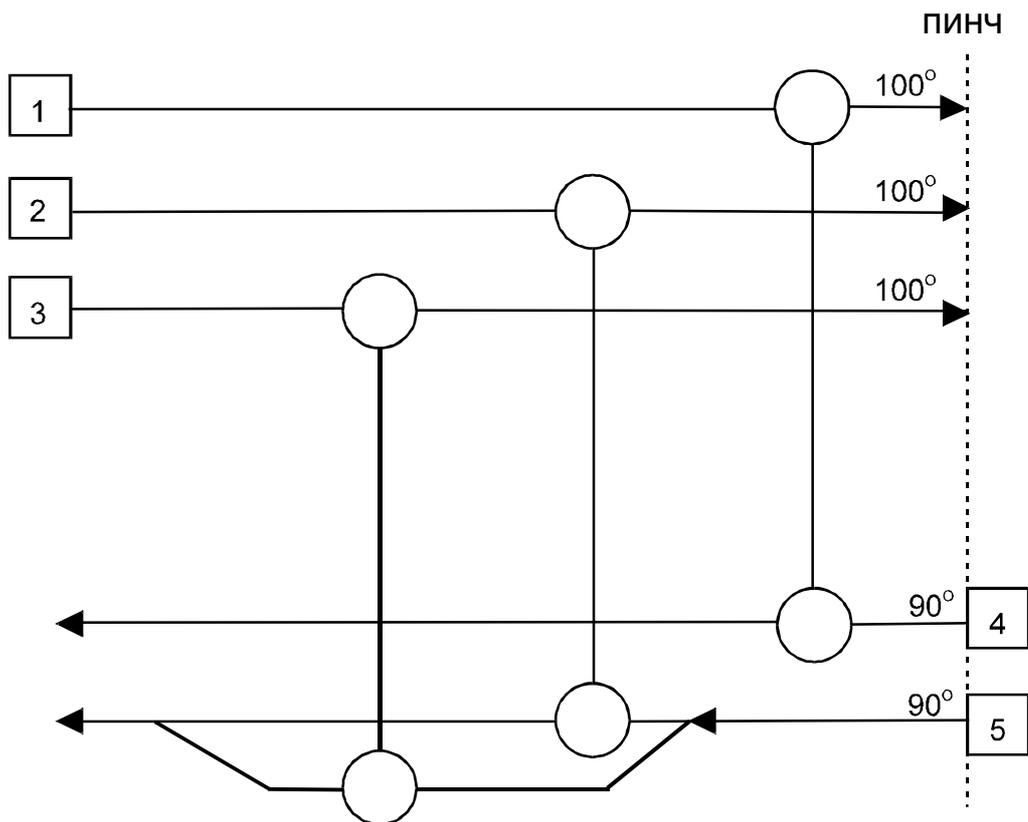


Рис. 3.17. В этом случае необходимо расщеплять один из холодных потоков для каждого горячего потока можно подобрать холодный поток, который способен охладить до его пинч температуры.

Если число холодных потоков в подсистеме ХТС над пинчем больше, чем горячих, то это не будет создавать каких-либо проблем в проекти-

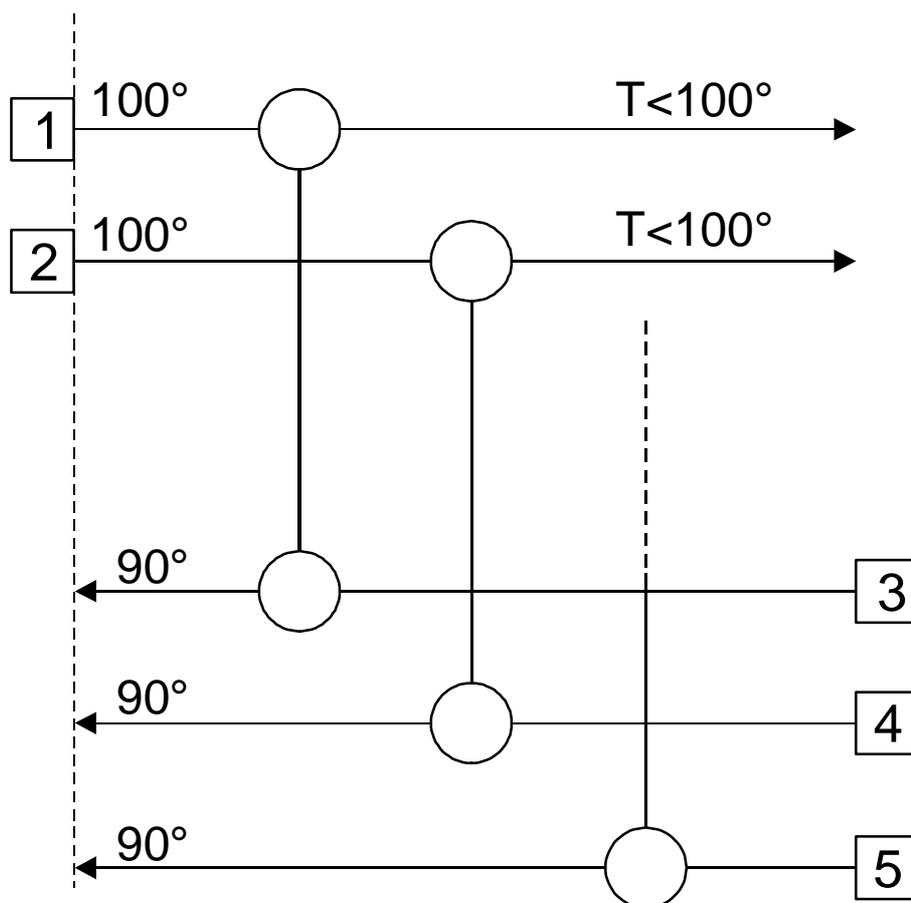


Рис. 3.18. Если ниже пинча число холодных потоков больше горячих потоков, то не всем холодным потокам можно найти партнера без нарушения СР правил

ровании тепловой сети, т.к. выше пинча могут быть использованы горячие утилиты. Таким образом, в дополнение к введенным ранее критериальным СР неравенствам мы получили критерий числа потоков выше пинча, который можно сформулировать, как: *для того, чтобы выше пинча осуществить рекуперацию тепловой энергии горячих потоков холодными потоками, количество горячих потоков не должно быть больше числа холодных потоков.*

Кратко данный критерий можно записать следующим образом:

$$N_H < N_C \text{ (выше пинча),} \quad (3.3)$$

где N_H – количество горячих потоков на пинче (включая ветви); N_C – количество холодных потоков (включая ветви).

Рассмотрим проект подсистемы, находящейся ниже пинча, как и раньше $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 3.18). Здесь нельзя использовать горячие утилиты, а это означает, что все холодные потоки должны быть нагреты за счет рекуперации тепловой энергии горячих потоков. Подсистема ниже пинча имеет три холодных потока и два горячих (рис. 3.18). И снова, безотноси-

тельно к величинам CP для потоков, один из холодных потоков не может быть нагрет до пинч температуры без нарушения критерия ΔT_{\min} . Действительно, если мы на сеточной диаграмме разместим теплообменные аппараты на любых двух холодных потоках, например на 3 и 4, и на двух имеющихся горячих потоках, то температура горячих потоков на холодной стороне размещенных теплообменников, будет меньше пинч температуры горячих потоков, вследствие рекуперации их теплоты холодными потоками.

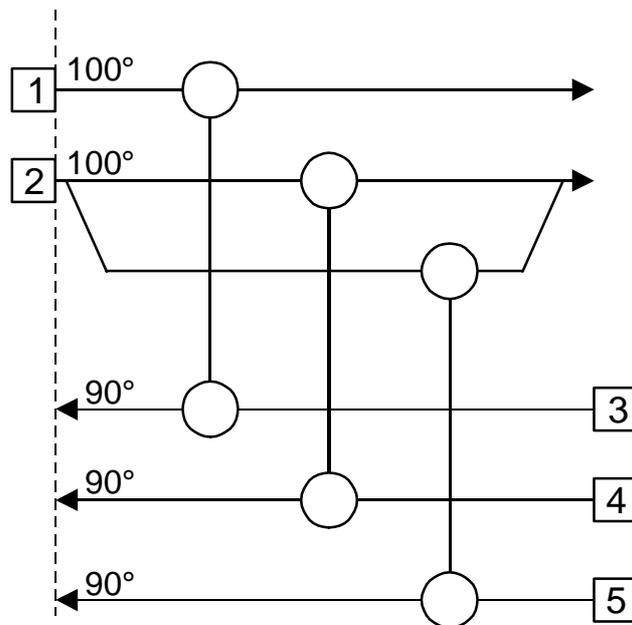


Рис. 3.19. В этом случае необходимо расщеплять один из горячих потоков

А это означает, что размещение теплообменника на холодном потоке 5 и на любом из горячих потоков приведет к нарушению критерия ΔT_{\min} на горячей его стороне (рис. 3.18).

Данная проблема может быть решена только расщеплением горячего потока на две параллельные ветви, как показано на рис. 3.19. Сейчас для каждого холодного потока можно подобрать горячий поток, который способен нагреть холодный до его пинч температуры. Если ниже пинча число горячих потоков больше числа холодных потоков, то при проектировании теплообменной системы это не вызовет каких-либо проблем, т.к. ниже пинча могут быть использованы холодные утилиты. Это позволяет сформулировать критерий числа потоков ниже пинча: *для того, чтобы ниже пинча нагреть холодные потоки до их пинч температуры за счет рекуперации тепловой энергии горячих потоков, число холодных потоков не должно быть больше числа горячих потоков*. Или это кратко можно записать при помощи следующего неравенства:

$$N_H \geq N_C \text{ (ниже пинча)}. \quad (3.4)$$

Только что введенные два критерия для числа потоков выше пинча и ниже пинча мы можем просто объединить одной формулировкой, а именно: *число потоков, входящих в пинч, не должно превышать числа потоков, выходящих из пинча*, или

$$N_{in} \leq N_{out} \tag{3.5}$$

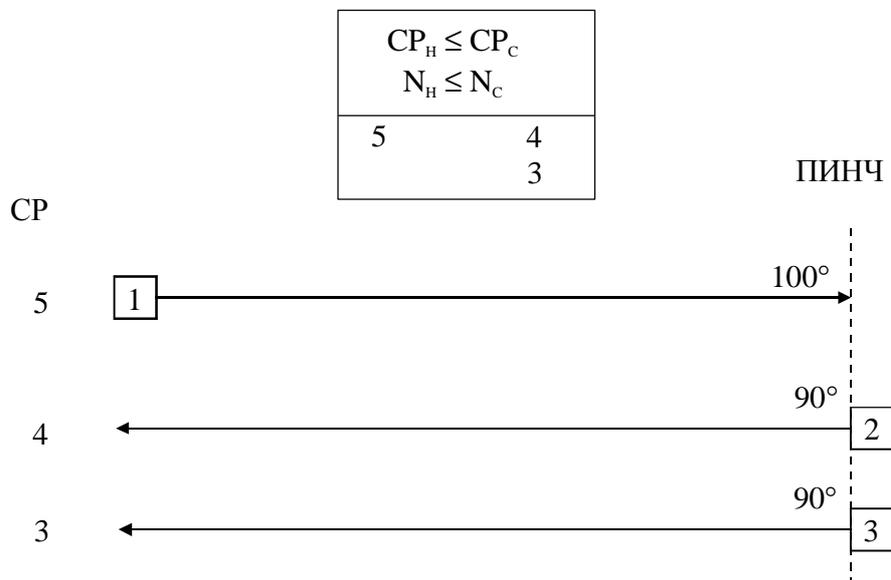


Рис. 3.20. Пример подсистемы выше пинча, в которой произвести расщепление потока вынуждает невыполнение CP критерия на пинче

Необходимость производить расщепление потоков на пинче может

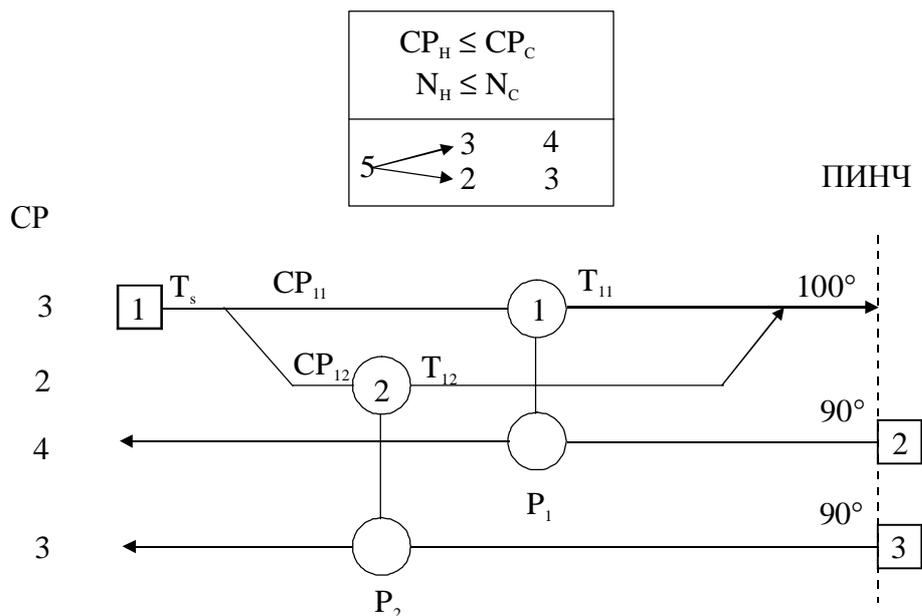


Рис. 3.21. Удовлетворение CP критерия на пинче выше пинча с помощью расщепления горячего потока

возникнуть не только вследствие невыполнения критерия числа потоков (3.5). В некоторых случаях критериальные СР неравенства (3.1) не могут быть выполнены без расщепления потока.

Рассмотрим в качестве примера часть некоторого проекта, находящуюся выше пинча (рис. 3.20). Число горячих потоков здесь меньше числа холодного, т.е. критерий (3.3) выполнен. Однако, СР неравенства (3.1.) на пинче также должны выполняться, т.е. при выполнении размещений теплообменников на пинче, выше пинча, СР горячего потока не должна быть больше СР холодного потока. В нашем примере СР горячего потока боль-

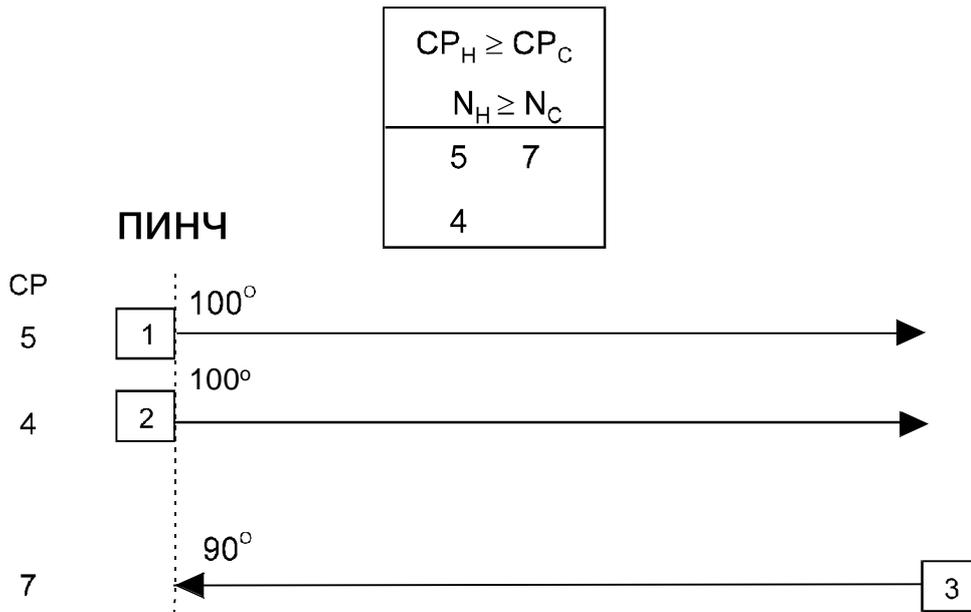


Рис. 3.22. Пример подсистемы ниже пинча, в которой произвести расщепление потока вынуждает невыполнение СР критерия на пинче.

ше СР любого из холодных потоков. Для того, чтобы выполнить проект теплообменной системы для задачи (рис. 3.20), нам необходимо разделить горячий поток на две параллельных ветви, потоковая теплоемкость каждой из которых не будет больше потоковой теплоемкости хотя бы одного холодного потока, и выполнить соответствующие размещения теплообменных связей (рис. 3.21).

На рисунке 3.22. показана часть задачи ниже пинча. Количество горячих потоков здесь больше количества холодных потоков, т.е. критерий числа потоков (3.4) выполнен. Однако, не один из двух горячих потоков не имеет достаточно большой потоковой теплоемкости, чтобы удовлетворить СР критерию на пинче (3.2). Для решения этой проблемы нам необходимо разделить холодный поток на два параллельных потока, у каждого из которых потоковая теплоемкость не будет больше потоковой теплоемкости хотя бы одного из горячих потоков (рис. 3.23). Это позволит удовлетворить СР правилам и выполнить размещение теплообменников на пинче.

Однако, здесь следует отметить, что в некоторых проектах, отличных от рассмотренных, при расщеплении потоков для удовлетворения СР критерию (3.1, 3.2), будет нарушаться критерий числа потоков (3.3.). Понятно, что это потребует дополнительного расщепления потоков для удов-

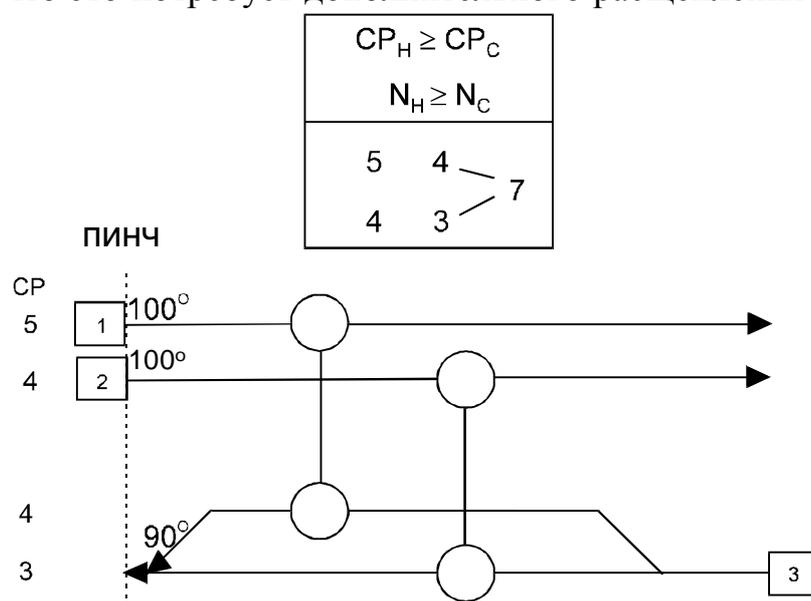


Рис. 3.23. Удовлетворение СР критерия на пинче, ниже пинча с помощью расщепления холодного потока

летворения критерию (3.5). Обобщенный алгоритм расщепления потоков приведен на рисунке 3.24. После анализа потоковых данных сначала проверяется критерий числа потоков (3.5), и если он выполняется, проверяется СР критерии (3.1, 3.2), если и он выполняется мы производим размещение теплообменников. В случае, когда один из критериев не выполнен, производится расщепление потока или потоков и снова проверяются оба указанных критерия. Описанная итерационная процедура выполняется до тех пор, пока оба критерия не будут удовлетворены, и после этого мы можем выполнять размещения теплообменников на сеточной диаграмме. Понятно, что описанный алгоритм пригоден как для расщепления потоков в подсистеме выше пинча, так и в подсистеме ниже пинча.

В заключение мы должны сделать очень важное замечание относительно расщепления потоков.

На рисунке 3.21. горячий поток расщеплен на две параллельные ветви, с потоковыми теплоемкостями равными 3 и 2 для того, чтобы удовлетворить СР правилам на пинче. Однако, мы можем выбрать различные расщепления горячего потока на два потока, т.е. на две параллельные ветви с различными наборами значений СР. Например, потоковые теплоемкости ветвей в расщеплении могут быть равны следующим наборам значений: 4 и 1; 2,5 и 2,5; 2 и 3 и т.д. Каждое из этих расщеплений будет удовлетворять СР правилам. Поэтому в проекте существует степень свободы для выбора расхода в ветвях расщепления. Этим свойством, например, можно

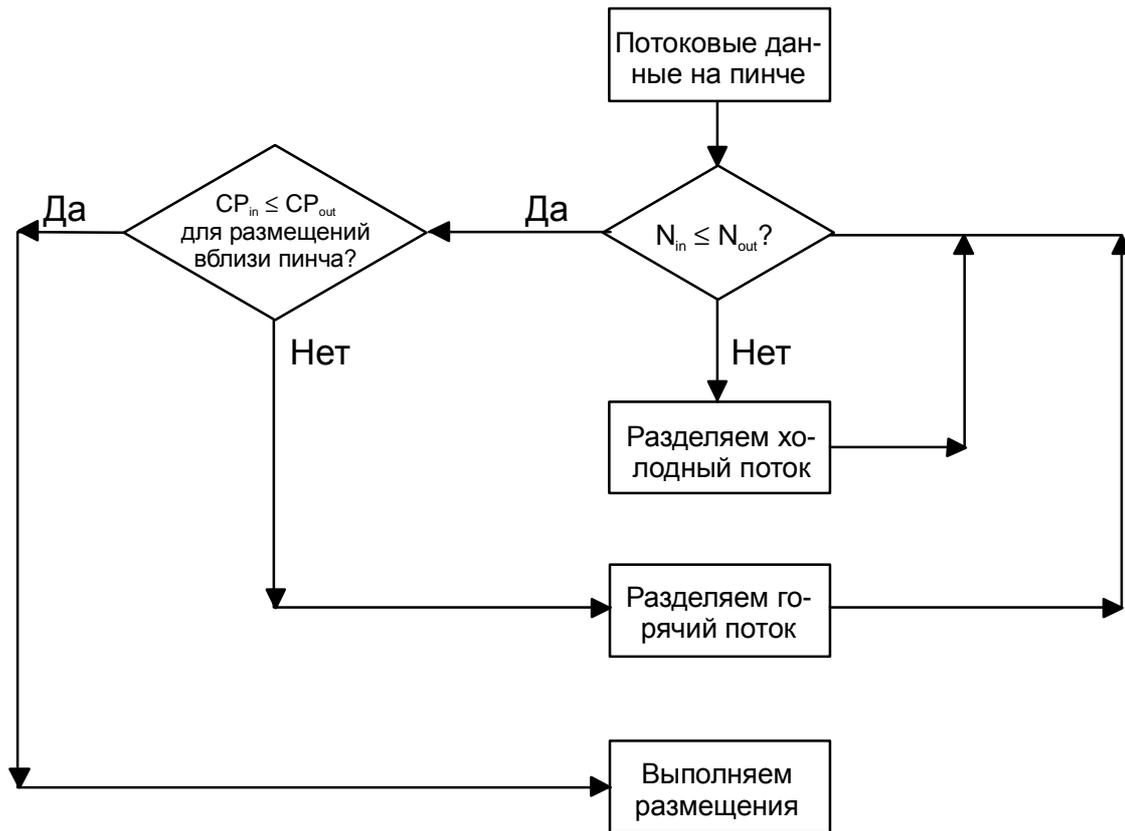


Рис. 3.24. Алгоритм потокового расщепления

воспользоваться для изменения движущих сил теплообмена в теплообменниках, размещенных на ветвях расщепления.

Действительно, если мы зафиксируем нагрузку на теплообменниках, размещенных на ветвях расщепления (рис. 3.21.), пусть это будут значения P_1 и P_2 , то тем самым, мы зафиксировали и температурный профиль холодных теплоносителей в теплообменниках.

Тепловая нагрузка через потоки в ветвях выразится следующим образом:

$$P_1 = CP_{11}(T_{S1} - T_{11}), \quad (3.6)$$

$$P_2 = CP_{12}(T_{S1} - T_{12}). \quad (3.7)$$

Общая тепловая нагрузка на первом потоке:

$$P_1 + P_2 = CP_1(T_{S1} - T_{PH}), \quad (3.8)$$

$$CP_1 = CP_{11} + CP_{12}. \quad (3.9)$$

Тогда температуры потоков ветвей на холодной стороне теплообменников (рис. 3.21.) будут равны:

$$T_{11} = T_{S1} - \frac{P_1}{CP_{11}}, \quad (3.10)$$

$$T_{12} = T_{S1} - \frac{P_2}{CP_{12}} = T_{S1} - \frac{CP_1(T_{S1} - T_{PH}) - P_1}{CP_1 - CP_{11}}. \quad (3.11)$$

Отсюда видно, что, увеличивая, в доступных пределах CP_{11} , темпе-

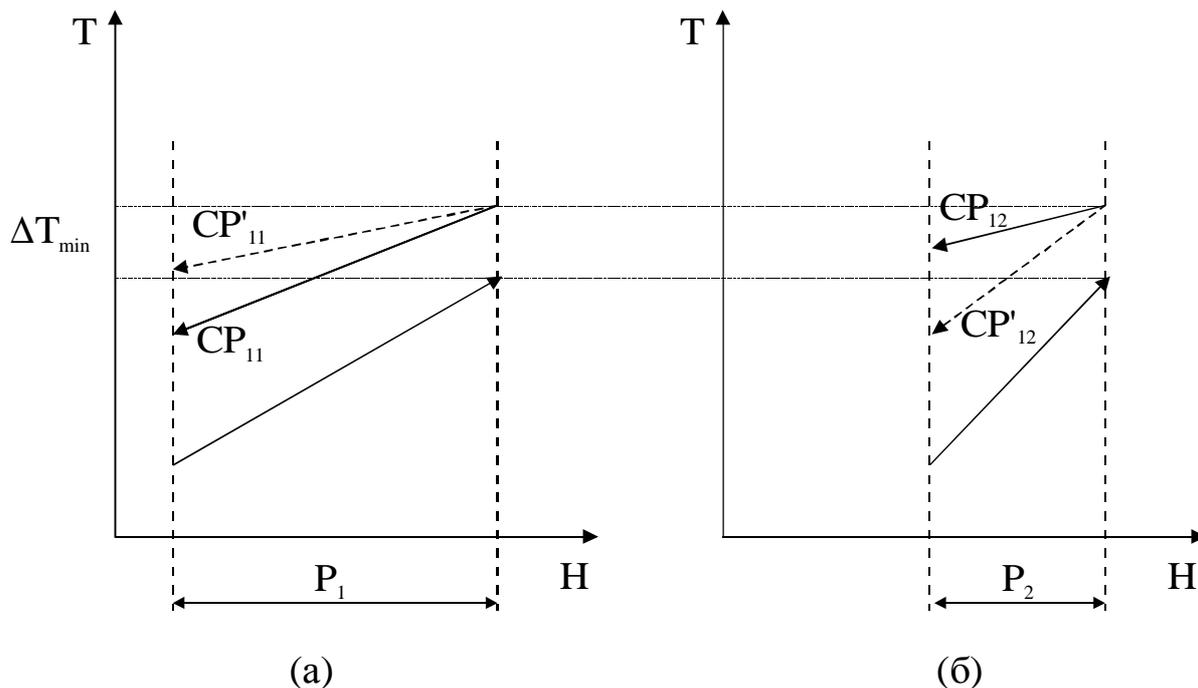


Рис. 3.25. Изменяя расходы в ветвях расщепления, мы можем управлять движущими силами в теплообменниках, расщепленных на расщепленных потоках: (а) для теплообменника 1 на рис. 3.20: $CP'_{11} > CP_{11}$; (б) – для теплообменника 2: $CP'_{12} < CP_{12}$.

ратура T_{11} будет увеличиваться, а T_{12} будет уменьшаться. Температурный профиль в первом случае будет становиться более пологим для потока ветви в теплообменнике 1, т.е. движущие силы будут возрастать (рис. 3.25). Во втором теплообменнике движущие силы будут уменьшаться.

Несмотря на изменение температуры расщепленных потоков на холодном конце теплообменников при изменении расходов в ветвях, температура объединенного потока, входящего в пинч, будет равна пинч-температуре горячих потоков.

Действительно, записывая энтальпийный баланс для расщепленного потока:

$$CP_{11}(T_{S1} - T_{11}) + CP_{12}(T_{S1} - T_{12}) = CP_1(T_{S1} - T_X), \quad (3.12)$$

и подставляя в (3.12) значения температур из (3.10) и (3.11,) получим, что $T_X = T_{PH}$.

Оптимальный выбор расщепления потоков может быть сделан только на основе стоимостного анализа всей теплообменной сети для различных значений расхода в ветвях расщепления. Это важная степень свободы при оптимизации полученной теплообменной сети. Эти же соображения пригодны к проекту на холодной стороне ХТС (рис. 3.23).

Глава 4

ТЕПЛООБМЕННЫЕ СЕТИ И УТИЛИТЫ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАПИТАЛЬНЫХ ЗАТРАТ И ЦЕЛЕВЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДЛЯ ОБЩЕЙ СТОИМОСТИ

Ранее мы рассмотрели методы определения целевых энергетических значений, к которым необходимо стремиться при проектировании ХТС. Но стоимость энергоносителей – это только часть общей стоимости проекта. Немалую долю стоимости проекта теплообменной системы будут составлять капитальные затраты на оборудование и его установку. Методы пинч-анализа позволяют с достаточно большой точностью предсказать капитальные затраты при проектировании теплообменных систем исходя из материального и энергетического баланса ХТС без выполнения самого проекта системы. Основными компонентами, вносящими вклад в капитальные затраты, являются:

- Количество теплообменных аппаратов;
- Площадь поверхности теплообмена;
- Количество секций в теплообменных аппаратах;
- Конструкционные материалы;
- Тип оборудования;
- Уровень давления.

Давайте приступим к рассмотрению каждого из этих пунктов.

4.1. Количество теплообменных аппаратов (теплообменных связей между потоками на сеточной диаграмме)

Для выяснения основной зависимости числа теплообменников от структуры теплообменной сети сначала рассмотрим процесс, изображенный на рис. 1.9 и рассмотрим только два внутренних круга луковичной диаграммы, т.е. проект реактора и системы разделения (рис. 4.1).

Данный процесс имеет четыре технологических потока: один горячий и три холодных. Определение целевых энергетических значений для этого процесса было выполнено с помощью алгоритма табличной задачи и показано, что необходимы только горячие утилиты, а охлаждение в данном процессе не требуется. На рисунке 4.2 внутри окружностей показаны тепловые нагрузки горячего потока и трех холодных. Сами окружности пред-

ставляют потоки. Целевое значение горячих утилит показано аналогично. Заметим, что система находится в энтальпийном балансе, т.е. теплосодер-

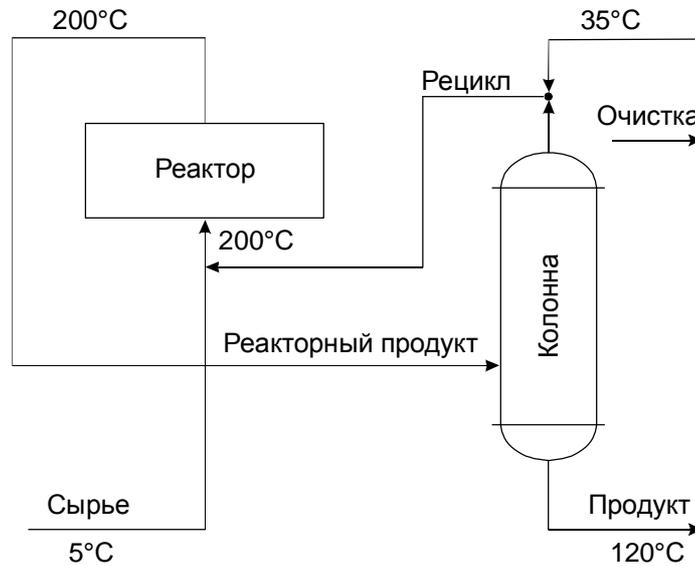


Рис. 4.1. Технологическая схема без теплообменной системы для процесса, изображенного на рис. 1.9

жание горячих потоков в сумме с энергией утилит равна энергии, необходимой для нагрева холодных потоков.

Предположим, что температурные ограничения позволяют нам делать любые размещения теплообменников. Тогда начнем с пара и соединим его теплообменной связью с холодным потоком 1. Максимизированная нагрузка полностью удовлетворяет энергии пара или "отмечает" пар, а

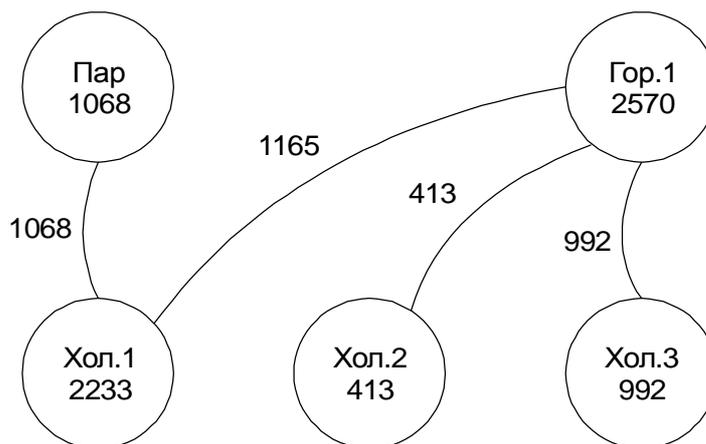


Рис. 4.2. Иллюстрация к проекту с минимальным числом теплообменных связей
холодному потоку 1, чтобы достичь его целевых температур, необходимо еще 1165 единиц энергии. Соединяем холодный поток 1 с горячим потоком и максимизируем нагрузку, и "отмечаем" 1165 единиц энергии, требуемой для холодного потока. После этого остается 1405 единиц теплоты,

которую можно получить от горячего потока. Далее организуем теплообменную связь между горячим потоком и холодными потоками 2 и 3, максимизируем нагрузки на этих парах и затем "отмечаем" остатки теплоты горячего потока и теплоту, необходимую для нагрева холодных потоков 2 и 3. Так, что применение принципа максимизации тепловых нагрузок, т.е. правила "эвристической отметки" для утилитной нагрузки, и остающихся энергетических требований потоков, приводит к проекту с четырьмя теплообменными аппаратами. Это число аппаратов является наименьшим для этой задачи (рис. 1.10).

Заметим, что число аппаратов в проекте на единицу меньше суммы технологических потоков и утилит. Это можно записать:

$$N_{\min} = S - 1, \quad (4.1)$$

где N_{\min} – минимальное число теплообменных аппаратов, включая утилитные нагреватели и охладители; S – число потоков, включая утилиты.

Действительно, возможно выполнить проект теплообменной системы для рассматриваемого процесса, который будет включать 4 теплообменных аппарата, как показано на рис. 1.10.

Соотношение (4.1) получено при проектировании частной задачи, и необходимо выяснить всегда ли оно справедливо. Рассмотрим задачу с двумя холодными и двумя горячими потоками (рис. 4.3а) с использованием горячих и холодных утилит. Как и в предыдущем случае размещать теплообменные связи будем с помощью правила эвристической отметки, т.е. максимизируя тепловые нагрузки, отмечая энергетически удовлетворенные потоки и вычисляя остатки тепловых нагрузок на потоках и т.д. Такой подход приводит к $S-1$ размещению теплообменных связей в рассматриваемой системе. Однако, приведенный на рисунке 4.3б. проект имеет на одну теплообменную связь меньше.

Вследствие чего это происходит, нетрудно увидеть из рисунка 4.3б, который показывает, что в подсистеме, находящейся в полном энтальпийном балансе, существуют две подсистемы потоков, а именно, подсистемы, состоящие из потоков Гор.1, Хол.2 и пара и из потоков Гор.2, Хол.1 и Охл. воды. Данные подсистемы находятся в собственном тепловом балансе. А это означает, что для данной задачи мы можем проектировать две отдельные тепловые сети, с формулой $N_{\min}=S-1$, применимой к каждой из них индивидуально. Поэтому, общее число теплообменных связей для полной системы будет равно $(3-1)+(3-1)=4$, или на одну меньше, чем на рисунке 4.3а. Эта ситуация называется "подсистемным паритетом" или равенством подсистем при проектировании. При этом говорят, что набор данных содержит два компонента. Поэтому при проектировании тепловых систем проектировщик должен обдуманно изменять тепловые нагрузки, используя подсистемный паритет для уменьшения числа теплообменных связей.

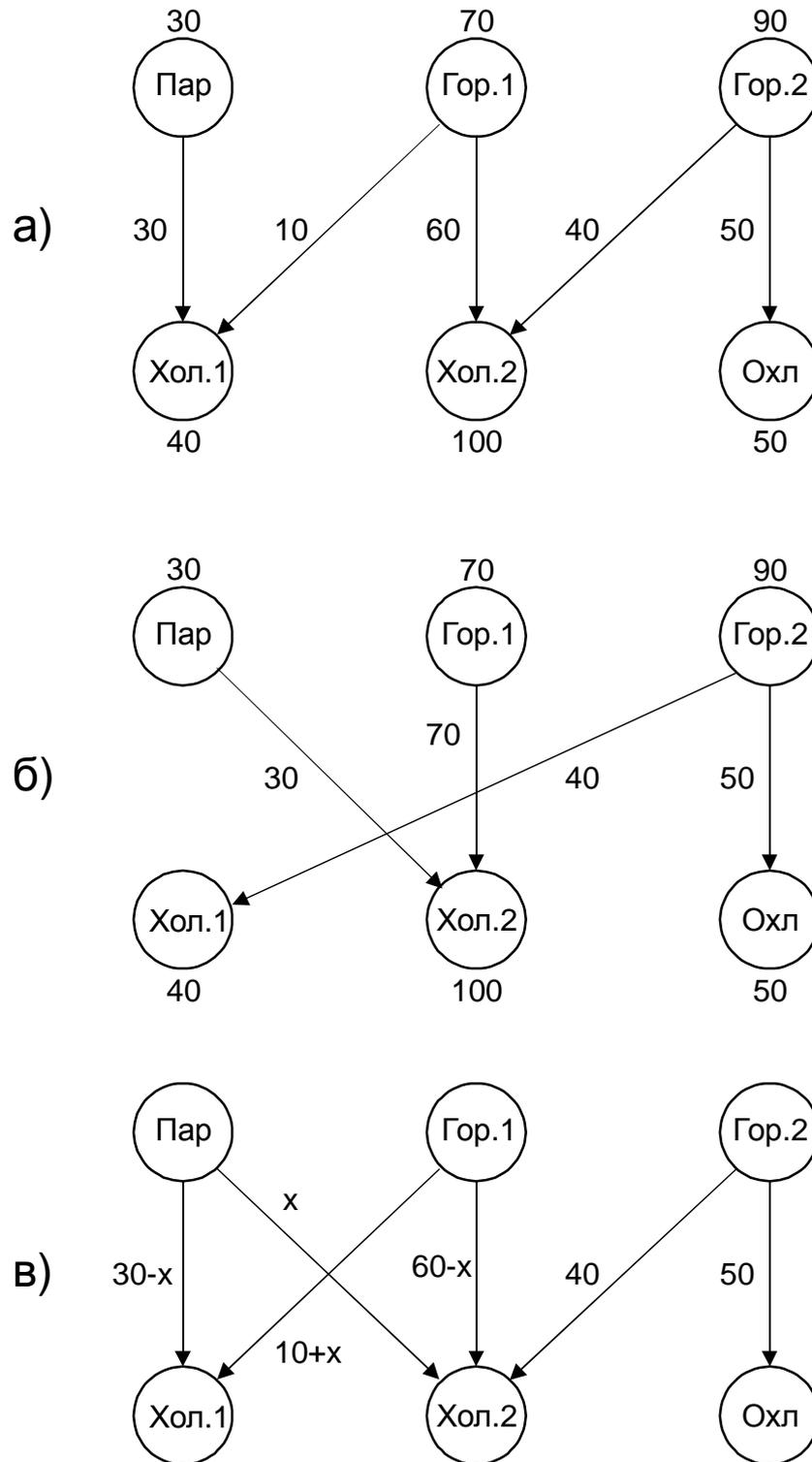


Рис. 4.3. Возможные варианты размещения теплообменных связей между потоками и утилитами: (а) – число связей на единицу меньше числа потоков, включая утилиты; (б) – появление независимой подсистемы уменьшает количество связей на единицу; (в) – каждый цикл добавляет одну связь

На рисунке 4.3в показана теплообменная сеть, содержащая на одну теплообменную связь больше, чем на рис. 4.3а. Новая связь между паром и потоком Хол.2 вводит так называемый "цикл" или, иначе, "петлю" в сис-

тому. В дальнейшем мы будем использовать первый термин. Наличие цикла означает существования *замкнутого пути* в системе. Например, начиная с горячей утилиты – пара, далее цикл проходит через рекуперативный теплообменник с потоком Хол.1, от Хол.1 к потоку Гор.1, от Гор.1 к потоку Хол.2 и от Хол.2 возвращается к пару. Наличие цикла вводит элемент гибкости в проект. Предположим, что нагрузка новой связи между паром и холодным потоком Хол.2 равна “х” единицам. Тогда из теплового баланса следует, что нагрузка между паром и Хол.1 равна $30-x$, а между Хол.1 и Гор.1 – $10+x$, между Гор.1 и Хол.2 – $60-x$. Ясно, что “х” может быть любой величиной от 0 до 30. При $x = 30$ связь между паром и потоком Хол.1 исчезает. Гибкость, которую в проект вводят циклы, иногда очень полезна, особенно при выполнении реконструкции уже существующих теплообменных систем.

Для определения минимального числа теплообменных связей при большом количестве потоков и лучшего понимания некоторых особенностей при проектировании сложных систем теплообменников, используются некоторые основные результаты, полученные в математической теории графов. Поэтому мы сейчас рассмотрим основные определения и понятия теории графов, которые понадобятся нам в дальнейшем.

Будем исходить из первичного понятия *множества*. Пусть задано некоторое множество $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, элементы которого будем называть *вершинами*. В нашем случае вершинами являются потоки и утилиты. Образует из элементов множества X новое множество $U = \{u_1, u_2, \dots, u_m\}$, состоящие из пар элементов (x_i, x_j) множества X . Будем при этом различать два случая:

- а) когда безразлично, в каком порядке берутся вершины при образовании из них пар; в этом случае пара (x_i, x_j) (или (x_j, x_i)) – все равно называется *ребром*, соединяющим вершины x_i и x_j ;
- б) когда существенно, в каком порядке выбираются вершины, т.е. когда пара (x_i, x_j) и (x_j, x_i) считаются различными; в этом случае пару (x_i, x_j) будем называть *дугой*.

Понятно, что в случае теплообменных систем теплообменная связь между потоками, например (Гор.2, Охл) на рисунке 4.3, будет являться ребром.

Пара множеств $G = (X, U)$ называется *конечным графом*, если имеет место случай “а”. В случае “б” пара (X, \tilde{U}) называется *конечным ориентированным графом*, или *орграфом*.

Здесь U и \tilde{U} – множества ребер и дуг соответственно. В случае графа говорят, что ребро (x_i, x_j) *инцидентно* вершинам x_i и x_j . В свою очередь вершины x_i и x_j инцидентны ребру (x_i, x_j) . Если граф ориентированный, то говорят, что дуга (x_i, x_j) исходит из вершины x_i и заходит в вершину x_j . Иногда удобно называть вершину x_i *предшественником* вершины x_j , а вершину x_j *последователем* вершины x_i . *Подграфом* графа $G(X, U)$ называ-

ется граф $\tilde{G} = (\tilde{X}, \tilde{U})$ такой, что \tilde{X} является подмножеством множества X , а \tilde{U} - подмножеством множества U . Если при этом \tilde{X} совпадает с X , то граф \tilde{G} называется *остовным подграфом графа G* . Граф называется *полным*, если для любых двух его вершин существует их ребро.

На рис. 4.4а изображен граф, на рис.4.4б его подграф, а на рис. 4.4в остовной подграф этого графа. Заметим, что линии AF и BF, AF и CF и т.д. на рис. 4.4а пересекаются, т.е. геометрическое представление графа должно быть сделано в трехмерном пространстве. Действительно, в теории графов доказывается следующая теорема: *Для каждого конечного графа су-*

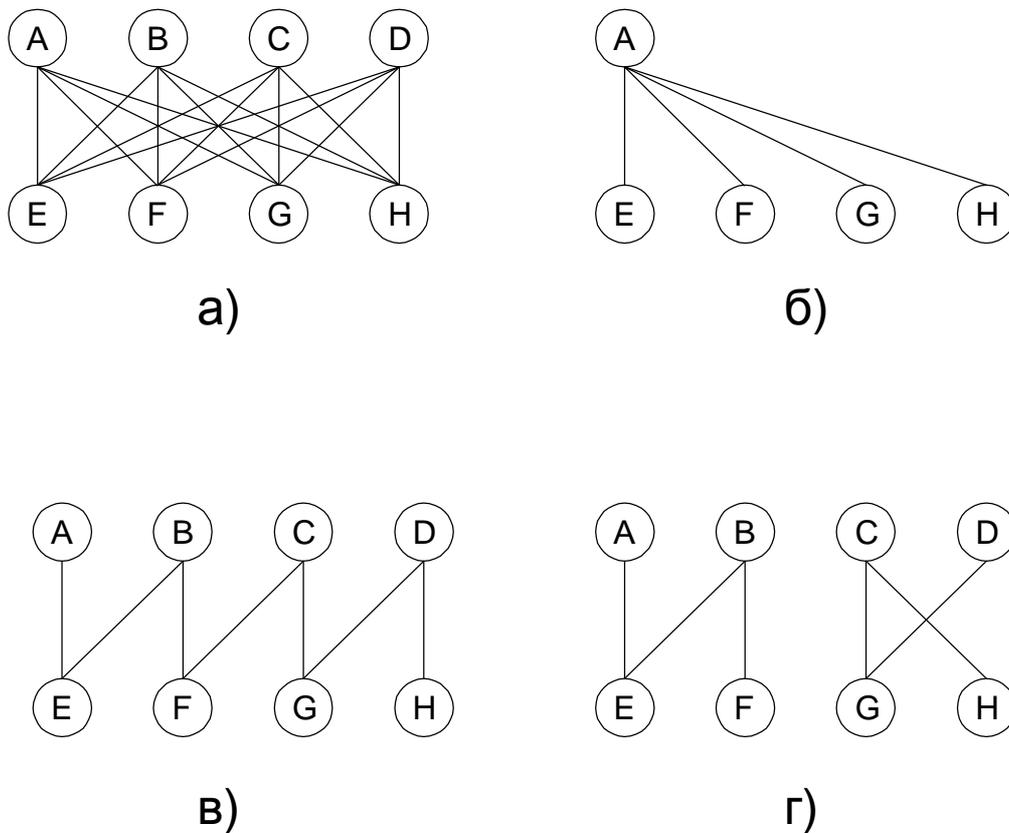


Рис. 4.4. Представление графа на плоских диаграммах: (а) – граф; (б) – его подграф; (в) – остовной подграф графа (а); (г) – альтернативный граф

ществует его геометрическая реализация в трехмерном пространстве. А для того, чтобы граф имел геометрическую реализацию в двухмерном пространстве, т.е. на плоскости необходимо и достаточно, чтобы он не имел подграфов. Поэтому, для любого графа картинки его представления на плоскости, в отличие от геометрической реализации, обычно называют диаграммами графа (рис. 4.4).

Для многих практических задач удобным является понятие *взвешенного графа*. Граф называется *взвешенным*, если каждому его ребру (x_i, x_j) поставлено в соответствие число $p(x_i, x_j)$, называемое *весом* этого ребра.

Приведем еще несколько понятий и определений, которые потребуются нам в дальнейшем.

Простой путь в графе – это последовательность смежных ребер, у которой все вершины, за исключением, быть может, последней и первой, различны. Простой путь можно задавать последовательностью смежных вершин $\{x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{ip}\}$. Длиной пути в графе называется число ребер в нем.

В графе G расстояние от вершины x_i до вершины x_j – это наименьшая из длин путей между ними. Если в пути первая и последняя вершины совпадают, то он называется *циклом*. С циклом мы уже встречались на рис. 4.3в. Если для любой пары вершин существует хотя бы один путь между ними, то граф называется *связным*.

Говорят, что граф формирует два *компонента*, если любые две вершины в каждой из них могут быть объединены путем. Так на рис. 4.4а. показан связный граф, а на рис. 4.4г. граф, состоящий из двух независимых компонентов.

Примером пути на графе (рис. 4.4а) является последовательность ребер АЕСGD, а примером цикла – CGDHC. Если два цикла имеют общее ребро (линию), то они могут быть объединены для создания нового цикла путем исключения общего ребра. На рис. 4.4а, например, циклы BGCEB и CGDHC могут быть объединены исключением ребра CG в цикл BGDHCEB. В этом случае говорят, что последний цикл зависит от его формирующих циклов.

Из теории графов нам понадобится еще один очень важный для дальнейшего изложения результат, а именно теорема Эйлера для обобщенных сетей, с помощью которой определяется количество независимых циклов в графе. В случае сетей теплообменных систем эта теорема может быть представлена, как:

$$N_T = S + L - C, \quad (4.2)$$

где N_T – число теплообменных связей или теплообменников (ребер в теории графов); S – число потоков, включая утилиты (вершины в теории графов); L – число независимых циклов; C – число компонентов.

Как мы уже говорили, в окончательном проекте количество теплообменных связей должно быть минимальным, т.к. излишние связи ведут к увеличению капитальных затрат. Очевидно, что для минимизации числа теплообменных связей в уравнении (4.2) число независимых циклов L должно быть равно нулю, а число компонентов C должно быть максимальным. Предположение, что число независимых циклов в окончательном проекте равно нулю вполне разумно, а вот по поводу числа независимых компонентов C такой ясности нет. Рассмотрим представление сети на рис. 4.4г. Для того, чтобы этот граф содержал два независимых компонента не-

обходимо, чтобы тепловые нагрузки потоков А и В были сбалансированы с нагрузками потоков Е и F.

Аналогично тепловая нагрузка потоков С и D должны быть сбалансированы тепловыми требованиями потоков G и H. Вероятность такого баланса, как правило, очень мала и трудно предсказуема. Поэтому лучшим предположением значения величины С будет $S = 1$. Это приводит к важному специальному случаю, когда граф, представляющий теплообменную сеть, имеет один компонент и не содержит циклов. В этом случае

$$N_T = S - 1, \quad (4.3)$$

что совпадает с ранее полученным результатом при частном анализе сети (4.1).

Уравнение (4.3) говорит о том, что необходимое минимальное число теплообменных связей между потоками на единицу меньше числа потоков (включая утилиты). Это очень полезный результат потому, что после предположения об отсутствии в проектируемой теплообменной сети циклов и, о том, что она состоит только из одного компонента, мы в состоянии предсказать необходимое количество размещений теплообменников на технологических потоках, исходя только из известного числа потоков. Если проектируемый процесс не имеет пинча, то уравнение (4.3) предсказывает минимальное число теплообменников. Если процесс имеет пинч, тогда (4.3) применяется на каждой стороне пинча отдельно:

$$N_{\min} = \left(S_{\text{выше пинча}} - 1 \right) + \left(S_{\text{ниже пинча}} - 1 \right). \quad (4.4)$$

В качестве примера попробуем определить минимальное число теплообменных связей для процесса, изображенного на рис. 2.11. с заданной пинч-температурой горячих потоков 150°C и холодных потоков 140°C . Рисунки 4.5. показывает сеточную диаграмму потоков с пинчем, делящим процесс на две части.

В подсистеме потоков выше пинча находится пять потоков, включая пар, а ниже пинча – четыре потока, включая охлаждающую воду. Применяя (4.4), получим:

$$N_{\min} = (5-1)+(4-1) = 7.$$

Проект, выполненный нами ранее для этой задачи и представленный на рис. 3.15, фактически содержит 7 теплообменников, а значит эта величина является минимальной для проекта с максимальной рекуперацией

теплоты, т.е. для проекта, в котором достигаются целевые энергетические значения.

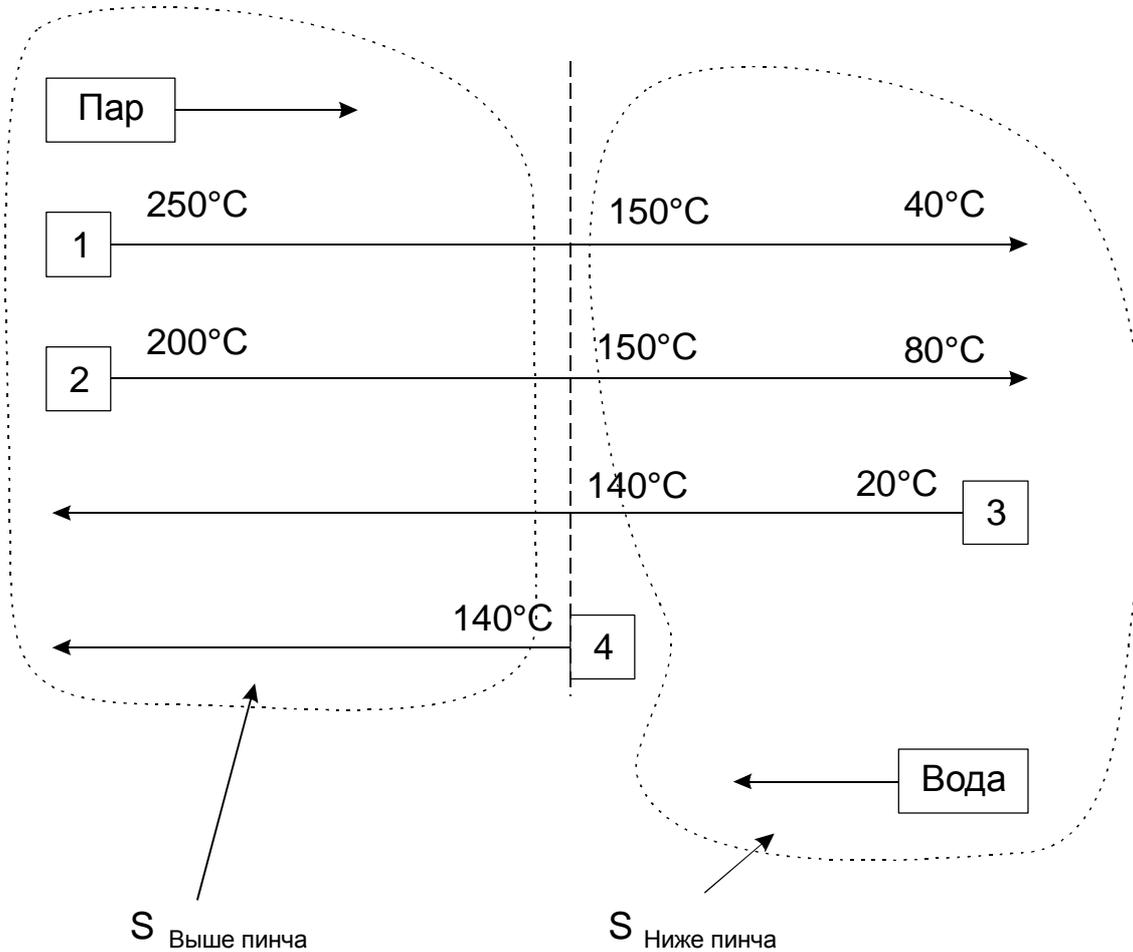
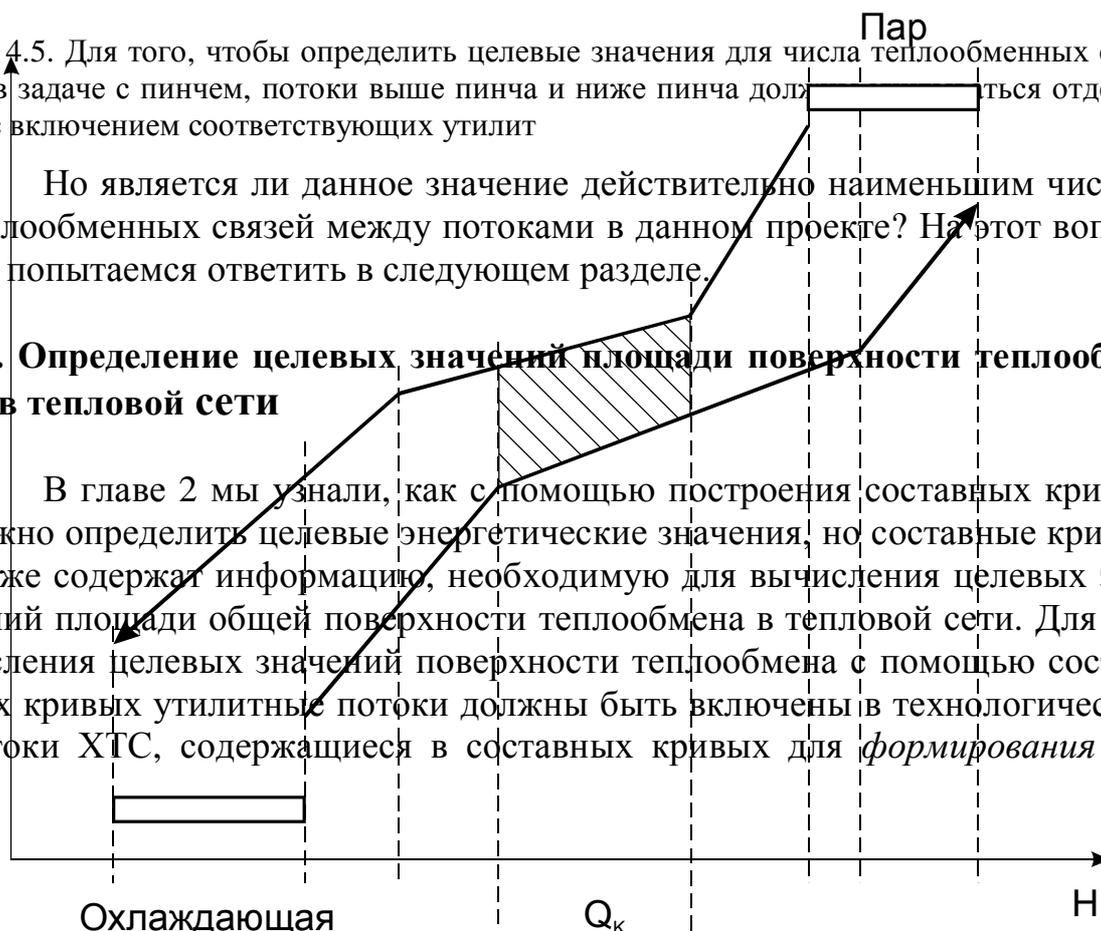


Рис. 4.5. Для того, чтобы определить целевые значения для числа теплообменных связей в задаче с пинчем, потоки выше пинча и ниже пинча должны рассматриваться отдельно, с включением соответствующих утилит

Но является ли данное значение действительно наименьшим числом теплообменных связей между потоками в данном проекте? На этот вопрос мы попытаемся ответить в следующем разделе.

4.2. Определение целевых значений площади поверхности теплообмена в тепловой сети

В главе 2 мы узнали, как с помощью построения составных кривых можно определить целевые энергетические значения, но составные кривые также содержат информацию, необходимую для вычисления целевых значений площади общей поверхности теплообмена в тепловой сети. Для вычисления целевых значений поверхности теплообмена с помощью составных кривых утилитные потоки должны быть включены в технологические потоки ХТС, содержащиеся в составных кривых для формирования ба-



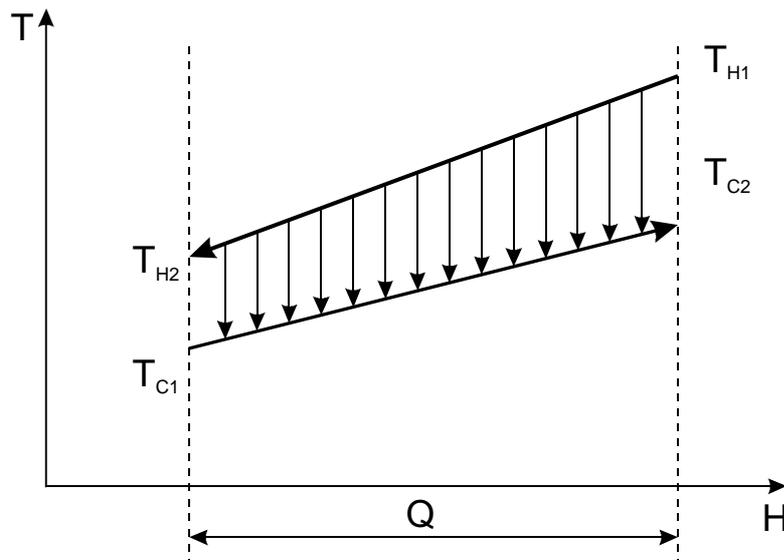


Рис. 4.7. Температурно-энтальпийная диаграмма простого противоточного теплообменника.

лансных составных кривых, для построения которых используются те же самые процедуры, что и для составных кривых (рис. 2.12, 2.13), но с включением утилитных потоков. В итоге балансные составные кривые не имеют требований к дополнительным внешним энергоисточникам, т.к. все потоки находятся в полном энтальпийном балансе друг с другом. Далее балансные составные кривые делятся на энтальпийные интервалы таким образом, чтобы границами энтальпийных интервалов были точки на энтальпийной оси, в которых составные кривые меняют свой наклон. Имеются в виду все точки изменения наклона или разрыва, как на горячей балансной составной кривой, так и на холодной (рис.4.6).

Для определения целевой площади сетевой теплообменной поверхности сначала предположим, что коэффициент теплопередачи между теп-

Рис. 4.6. Балансные составные кривые и деление их на энтальпийные интервалы. Q_K – изменение энтальпии в K -м энтальпийном интервале

лоносителями является постоянной величиной и одинаков для всех теплообменных аппаратов, имеющих в теплообменной сети. Далее предполагаем, что во всех энтальпийных интервалах происходит противоточный теплообмен между теплоносителями, который в случае составных кривых называется *вертикальным теплообменом*. Действительно, если рассмотрим температурно-энтальпийную диаграмму для одиночного противоточного теплообменника (рис. 4.7), то тепловые потоки между теплоносителями на ней будут изображаться вертикальными линиями. Площадь поверхности теплообмена для такого теплообменника определится выражением:

$$A = \frac{Q}{K\Delta T_{LM}}, \quad (4.5)$$

где A – площадь поверхности теплообмена противоточного теплообменника; Q – тепловая нагрузка теплообменника; K – коэффициент теплопередачи; ΔT_{LM} – среднелогарифмическая разность температур или среднелогарифмический температурный напор, который для противоточного теплообменника определяется как

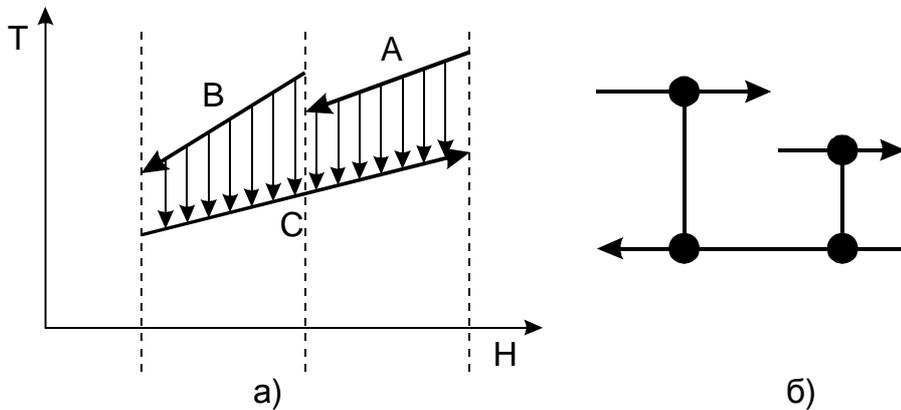
$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{H_2} - T_{C_1}) - (T_{H_1} - T_{C_2})}{\ln \frac{T_{H_2} - T_{C_1}}{T_{H_1} - T_{C_2}}}. \quad (4.6)$$

Но если в энтальпийном интервале имеется несколько горячих и хо-

Рис. 4.8. Размещение теплообменников, при котором выполняется вертикальный теплообмен: (а) – температурно-энтальпийная диаграмма двух противоточных теплообменников; (б) – размещение на сеточной диаграмме

лодных потоков, и на каждом из них расположен теплообменник или несколько теплообменников, каждый из которых работает в противотоке, то они могут быть соединены так, что в общем уже не будут работать в противотоке. Покажем, как это может быть. Допустим, что в энтальпийном интервале имеется два горячих потока и один холодный, тогда для организации вертикального теплообмена они должны быть соединены теплообменниками так, как показано на рисунке 4.8.

Если разместить теплообменники так, как показано на рисунке 4.9, то они уже не будут совместно создавать вертикальный теплообмен между потоками. Такое размещение теплообменников будем называть *перекрестным соединением*, а теплообмен между теплоносителями – *перекрестным теплообменом*.



Можно прямым вычислением, используя соотношение (4.5), показать, что площадь поверхности теплообмена в случае перекрестного теплообмена будет больше, чем в случае вертикального теплообмена. Поэтому, при определении целевого значения площади общей поверхности теплообмена в сети мы будем предполагать, что в энтальпийных интервалах

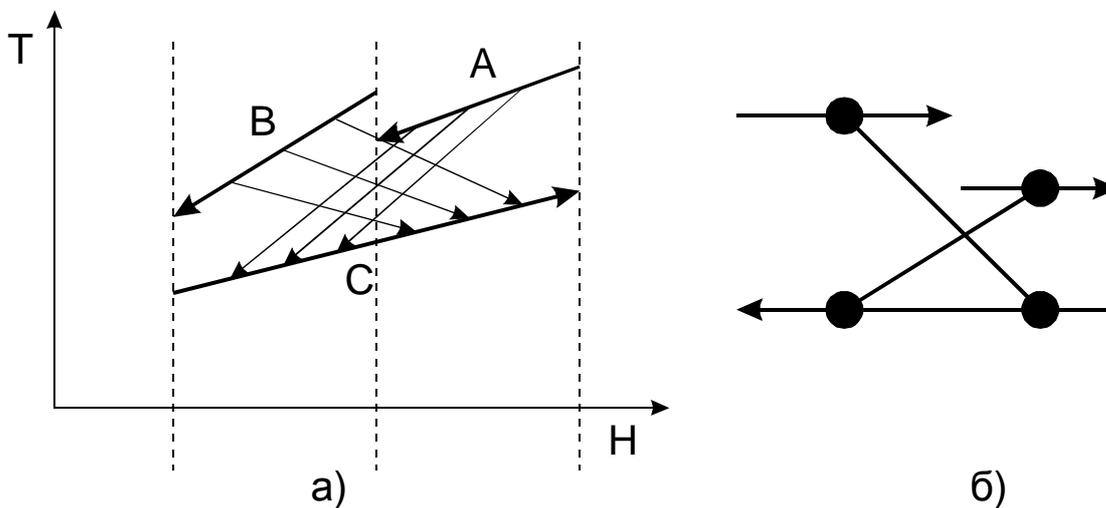


Рис. 4.9. Перекрестный теплообмен: (а) – температурно-энтальпийная диаграмма двух противоточных теплообменников при перекрестном теплообмене; (б) – сеточная диаграмма перекрестного теплообмена.

осуществляется вертикальный теплообмен между горячими потоками, содержащимися в горячей балансной составной кривой, и холодными пото-

ками из холодной балансной составной кривой. Тогда площадь поверхности теплообмена для k – го энтальпийного интервала определится как:

$$A_{\text{сеть } k} = \frac{\Delta H_k}{K \Delta T_{\text{LM}k}}, \quad (4.7)$$

где $A_{\text{сеть } k}$ – площадь поверхности теплообмена в k – м интервале;

ΔH_k – изменение энтальпии в k – м интервале;

$\Delta T_{\text{LM}k}$ – логарифмическая разность температур в k – м интервале;

K – коэффициент теплопередачи, общий для всех интервалов.

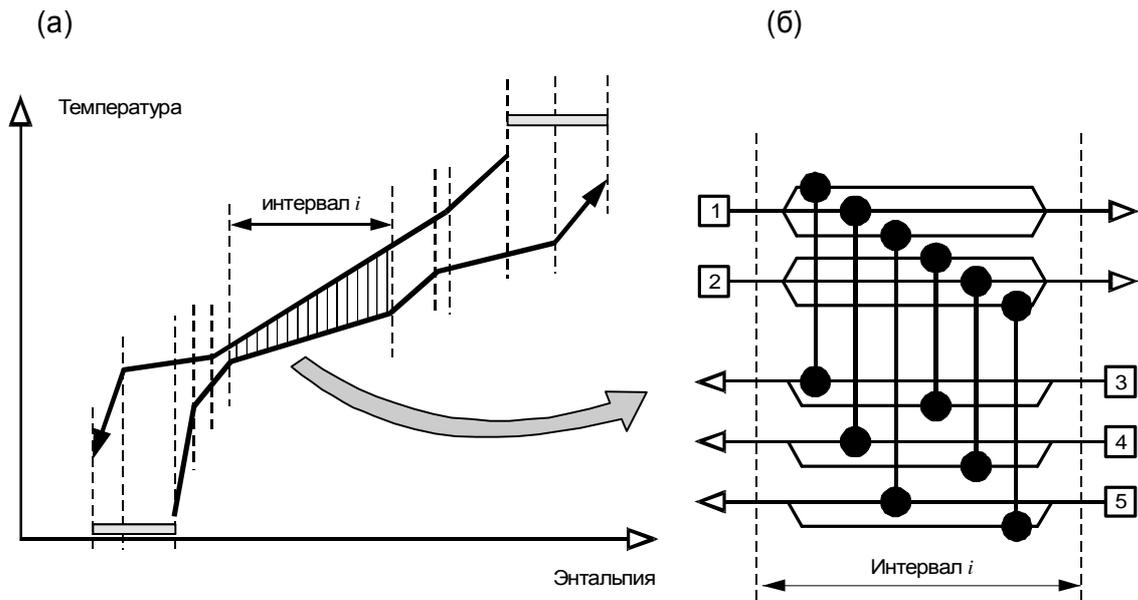
Для того, чтобы получить общую площадь поверхности теплообмена, мы должны просуммировать выражение (4.7) по всем энтальпийным интервалам:

$$A_{\text{сеть}} = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^M \frac{\Delta H_k}{\Delta T_{\text{LM}k}}, \quad (4.8)$$

где $A_{\text{сеть}}$ – площадь поверхности для вертикального теплообмена, необходима для достижения энергетических целевых решений; M – общее число энтальпийных интервалов, включая утилитные интервалы.

Выражение (4.8) позволяет оценивать общую площадь теплообменной поверхности в тепловой сети еще до выполнения проекта самой сети, используя предположение о равенстве коэффициентов теплопередачи во всех теплообменниках и для всех потоков. Данное предположение является очень сильным приближением и не всегда справедливо, поэтому далее мы разовьем изложенный выше метод так, чтобы он позволил учитывать различие в значениях коэффициентов теплопередачи для различных потоков.

Выделим на балансных составных кривых один энтальпийный интервал, в котором полностью удовлетворены требования по нагреву и охлаждению потоков (рис. 4.10), находящихся в этом интервале. Далее предполагаем, что в каждом энтальпийном интервале осуществляется вертикальный теплообмен между горячими и холодными потоками. На рисунке 4.10 продемонстрирована такая возможность для интервала, содержащего два горячих потока и три холодных. Каждый горячий поток расщеплен на количество ветвей, равное числу холодных потоков в этом интервале, а каждый холодный поток расщеплен на количество ветвей, равное числу горячих потоков в этом интервале. Поэтому каждый горячий поток может быть связан теплообменником с каждым холодным потоком и наоборот. Так что температуры теплоносителей на выходе и входе будут равны крайним температурам энтальпийного интервала. Эти температуры можно подобрать изменением расходов теплоносителей в ветвях расщепления. Тем



самым мы показали, что теплообмен системы таких теплообменников, как на рис. 4.10, на составных кривых должен появляться как вертикальный теплообмен.

Рис. 4.10. Пример возможной организации вертикального теплообмена между холодными и горячими потоками, находящимися в одном энтальпийном интервале составных кривых: (а) – энтальпийный интервал; (б) – расщепление технологических потоков и размещение теплообменных связей на них

Заметим, что число предполагаемых размещений в каждом энтальпийном интервале при описанной конструкции равно $N_H \cdot N_C$, где N_H (N_C) – число горячих (холодных) потоков в интервале. Но действительный минимум размещений теплообменников в интервале для вертикального теплообмена равен $S - 1$ [5], где S – общее число потоков в интервале. Более того, всегда можно с помощью регулирования расходов теплоносителей в ветвях расщепления добиться того, что температурные профили на каждом размещенном в интервале теплообменнике будут совпадать с температурным профилем составных кривых в данном энтальпийном интервале. Поэтому для определения минимальной целевой поверхности мы можем в качестве модели использовать структуру сети, показанную на рис. 4.10.

Если коэффициенты теплопередачи между потоками различны, то площадь поверхности теплообмена для k – го интервала со структурой теплообменной сети показанной на рис. 4.10, определяется выражением:

$$A_k = \frac{1}{\Delta T_{LM\ k}} \left[\frac{Q_{13}}{K_{13}} + \frac{Q_{14}}{K_{14}} + \frac{Q_{15}}{K_{15}} + \frac{Q_{23}}{K_{23}} + \frac{Q_{24}}{K_{24}} + \frac{Q_{25}}{K_{25}} \right], \quad (4.9)$$

где Q_{ij} – тепловая нагрузка на теплообменнике, связывающем горячий поток i и холодный поток j ; K_{ij} – коэффициент теплопередачи между потоками i и j и т. д.

Формулу (4.9) можно записать в общем виде для любого числа потоков в интервале:

$$A_k = \frac{1}{\Delta T_{LM k}} \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \frac{Q_{ij}^k}{K_{ij}}, \quad (4.10)$$

где Q_{ij}^k – тепловая нагрузка между i – м горячим и j – м холодным потоками; K_{ij} – коэффициент теплопередачи между ними; I – количество горячих потоков в k – м интервале; J – количество холодных потоков в k – м интервале.

Заметим, что в выражении (4.9) нумерация для горячих и холодных потоков общая, как показано на рис. 4.10, а в выражении (4.10) для горячих и холодных потоков различные нумерации, т. е. номера горячих потоков изменяются от 1 до I , а холодных от 1 до J .

Введем индивидуальные коэффициенты теплоотдачи для каждого потока h , тогда коэффициенты теплоотдачи в выражении (4.9) определяются как:

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_{13}} &= \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_3}, \\ \frac{1}{K_{14}} &= \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_4}, \\ \frac{1}{K_{15}} &= \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_5}, \\ \frac{1}{K_{23}} &= \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_3}, \\ \frac{1}{K_{24}} &= \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_4}, \\ \frac{1}{K_{25}} &= \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_5}, \end{aligned} \quad (4.11)$$

а для выражения (4.10) термические сопротивления между потоками запишутся как:

$$\frac{1}{K_{ij}} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j}, i = 1, 2, \dots, I; j = 1, 2, \dots, J. \quad (4.12)$$

Отметим также, что индивидуальные коэффициенты теплоотдачи h определяются с учетом пленочного термического сопротивления, термических сопротивлений стенок и загрязнений. Подставляя выражения (4.11) в (4.9) и группируя члены с одинаковыми коэффициентами теплоотдачи, получим для A_k :

$$A_k = \frac{1}{\Delta T_{LMk}} \left[\frac{1}{h_1} (Q_{13} + Q_{14} + Q_{15}) + \frac{1}{h_2} (Q_{23} + Q_{24} + Q_{25}) + \frac{1}{h_3} (Q_{13} + Q_{23}) + \right. \\ \left. + \frac{1}{h_4} (Q_{14} + Q_{24}) + \frac{1}{h_5} (Q_{15} + Q_{25}) \right], \quad (4.13)$$

Но сумма $Q_{13} + Q_{14} + Q_{15}$ является суммой тепловых нагрузок теплообменников, размещенных на горячем потоке 1, и поэтому представляет собой изменение энтальпии потока 1 в $k - m$ энтальпийном интервале $-(q_1)_k$, т. е. мы можем записать:

$$Q_{13} + Q_{14} + Q_{15} = (q_1)_k,$$

$$Q_{23} + Q_{24} + Q_{25} = (q_2)_k,$$

$$Q_{13} + Q_{23} = (q_3)_k, \quad (4.14)$$

$$Q_{14} + Q_{24} = (q_4)_k,$$

$$Q_{15} + Q_{25} = (q_5)_k.$$

Подставляя (4.14) в (4.13), получим площадь поверхности теплообмена, необходимую для вертикального теплообмена в $k - m$ энтальпийном интервале:

$$A_k = \frac{1}{\Delta T_{LMk}} \left[\frac{(q_1)_k}{h_1} + \frac{(q_2)_k}{h_2} + \frac{(q_3)_k}{h_3} + \frac{(q_4)_k}{h_4} + \frac{(q_5)_k}{h_5} \right]. \quad (4.15)$$

Для получения общего выражения, с помощью которого можно будет вычислять целевое значение площади теплообменной поверхности в энтальпийном интервале, подставим выражения (4.12) в (4.10) и произведем суммирование:

$$\begin{aligned}
 A_k &= \frac{1}{\Delta T_{LM}} \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J Q_{ij}^k \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_j} \right) = \\
 &= \frac{1}{\Delta T_{LM}} \left[\sum_{i=1}^I \frac{1}{h_i} \sum_{j=1}^J Q_{ij}^k + \sum_{i=1}^I \frac{1}{h_j} \sum_{j=1}^J Q_{ij}^k \right] = \\
 &= \frac{1}{\Delta T_{LM}} \left[\sum_{i=1}^I \frac{q_i^k}{h_i} + \sum_{j=1}^J \frac{q_j^k}{h_j} \right],
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

где $q_i^k = \sum_{j=1}^J Q_{ij}^k$ – изменение энтальпии i -го горячего потока в k -м энтальпийном интервале,

$q_j^k = \sum_{i=1}^I Q_{ij}^k$ – изменение энтальпии j -го холодного потока в k -м энтальпийном интервале.

Чтобы получить целевое значение поверхности вертикального теплообмена всей сети, нам необходимо просуммировать выражение (4.16) по всем энтальпийным интервалам:

$$A_{\text{сеть}} = \sum_{k=1}^M \frac{1}{\Delta T_{LMk}} \left[\sum_{i=1}^I \frac{q_i^k}{h_i} + \sum_{j=1}^J \frac{q_j^k}{h_j} \right], \tag{4.17}$$

где M – количество энтальпийных интервалов.

Эта простая формула позволяет определить целевую площадь поверхности теплообмена для всей теплообменной сети в случае, когда коэффициенты теплоотдачи для всех потоков различны. Основанием для такого определения служит предположение о вертикальном теплообмене между горячими и холодными потоками. Однако, если различия в коэффициентах теплоотдачи потоков очень значительны, то выражение (4.17) не дает точного представления минимальной поверхности теплообмена.

Действительно, рассмотрим рисунок 4.11а, на котором показано, что горячий поток А с низким коэффициентом теплоотдачи соединен теплообменной связью с холодным потоком С, имеющим высокий коэффициент теплоотдачи. Горячий поток В с высоким коэффициентом теплоотдачи со-

единен с холодным потоком D, имеющим низкий коэффициент теплоотдачи. Из рисунка видно, что при таком размещении теплообменников теплообмен между составными кривыми является вертикальным. При этом общая площадь поверхности теплообмена равна 1616 м^2 .

На рисунке 4.11б показано другое размещение теплообменников. Горячий поток A с низким коэффициентом теплоотдачи связан теплообменником с холодным потоком D, имеющим также низкий коэффициент теплоотдачи, но при этом используется большая разность температур между теплоносителями, чем при вертикальном теплообмене. Горячий поток B связывается с холодным потоком C, оба эти потока имеют высокие коэффициенты теплоотдачи, но разность температур между теплоносителями меньше, чем вертикальная. Такое перекрестное расположение теплообменников требует 1250 м^2 площади теплообменной поверхности, что на 23% меньше, чем при вертикальном их расположении.

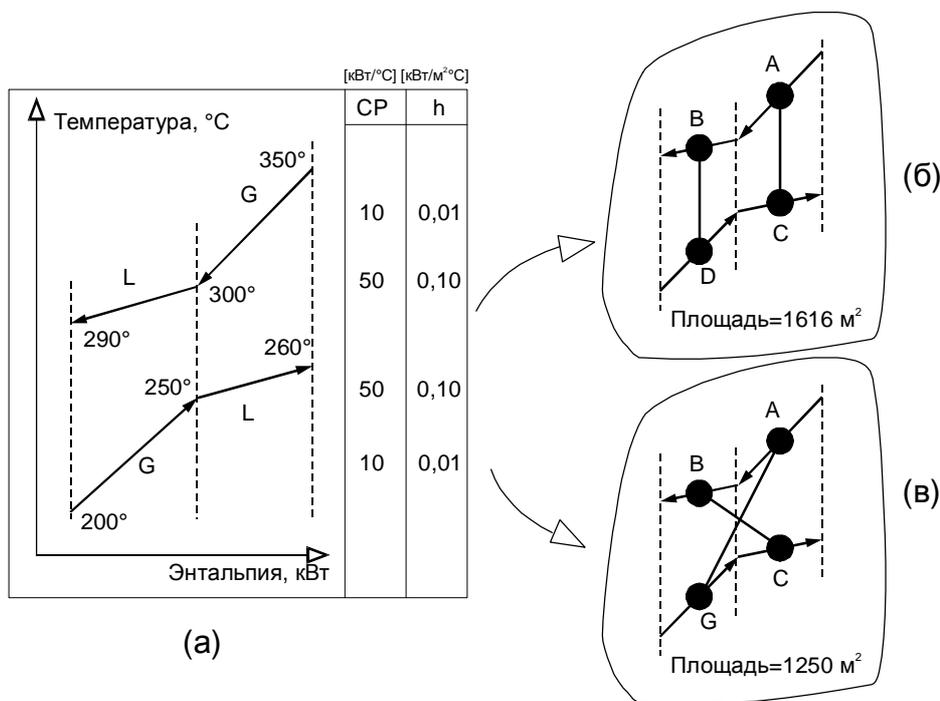


Рис. 4.11. Теплообмен между технологическими потоками со значительным различием в коэффициентах теплоотдачи: (а) – расположение потоков на составных кривых; (б) – вертикальный теплообмен между потоками; (в) – перекрестный теплообмен между потоками

Таким образом, при значительном изменении коэффициентов теплоотдачи выражение (4.17) не дает точного значения для минимальной поверхности теплообмена. В подобных случаях используются методы линейного программирования [6–7]. Однако, уравнение (4.17) может быть по-

лезно при вычислении площади сетевой теплообменной поверхности с целью оценки капитальных затрат по следующим причинам:

1. Если различие в коэффициентах теплоотдачи технологических потоков меньше одного порядка величины, тогда уравнение (4.17) предсказывает площадь сетевой теплообменной поверхности с точностью до 10% от реальной ее величины.
2. При выполнении проектов теплообменных сетей ХТС обычно не стремятся к достижению минимальной поверхности теплообмена потому, что такие проекты очень сложны для практической реализации. С другой стороны при значительном уменьшении сложности проекта, по сравнению с проектом для минимальной сетевой поверхности, площадь сетевой теплообменной поверхности увеличивается незначительно.
3. Площадь сетевой поверхности теплообмена, которая может быть получена с помощью выражения (4.17), обычно используется для предпроектной оптимизации, т. е. как при определении ΔT_{\min} из компромисса между капитальными затратами и стоимостью энергии, так и при выборе технологической схемы из рассмотрения различных конфигураций реакторно-разделительной системы. Вычисление целевых значений площади теплообменной поверхности используется для определения капитальных затрат, относящихся к построению системы теплообмена. Более того, капитальные затраты, предсказанные с помощью выражения (4.17), часто более реальны, чем оценки капитальных затрат для основного вида оборудования ХТС, т. е. для реакторов и дистилляционных колонн системы разделения.

Отметим также, что коэффициенты теплоотдачи обычно можно найти в справочной литературе или вычислить, пользуясь приемами и методами, которые излагаются в курсах общей химической технологии, процессов и аппаратов, теплопередачи и т. д.

Давайте теперь для процесса, изображенного на рис. 2.11, вычислим целевые значения площади сетевой поверхности теплообмена. В качестве горячих энергоносителей используется пар при температуре 240°C , и он конденсируется при 239°C . Для охлаждения используется техническая вода на 20°C , которая возвращается на градирню при 30°C . В таблице 4.1 предоставлены все потоковые и утилитные данные вместе с коэффициентами теплоотдачи для каждого потока.

Таблица 4.1. Полные потоковые и утилитные данные для процесса на рисунке 2.11.

№ п.п.	Поток	Снабжающая температура, $T_s, ^\circ\text{C}$	Целевая температура, $T_T, (^{\circ}\text{C})$	ΔH , кВт	Расходная теплостойкость, CP , кВт/ $^{\circ}\text{C}$	Коэффициент теплоотдачи h , кВт/ $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
1	Питание реактора 1	20	180	32000	200	0,6
2	Продукт реактора 1	250	40	-31500	150	1
3	Питание реактора 2	140	230	27000	300	0,8
4	Продукт реактора 2	200	80	-30000	250	0,8
5	Пар	240	239	-7500	7500	3
6	Охлаждающая вода	20	30	10000	1000	1

Сначала мы должны построить балансные составные кривые, используя полный набор данных из таблицы 4.1, которые показаны на рисунке 4.12. Заметим, что пар при построении горячей балансной кривой рассматривался как горячий поток совместно с технологическими потоками, и поэтому горячая балансная составная кривая изображает непрерыв-

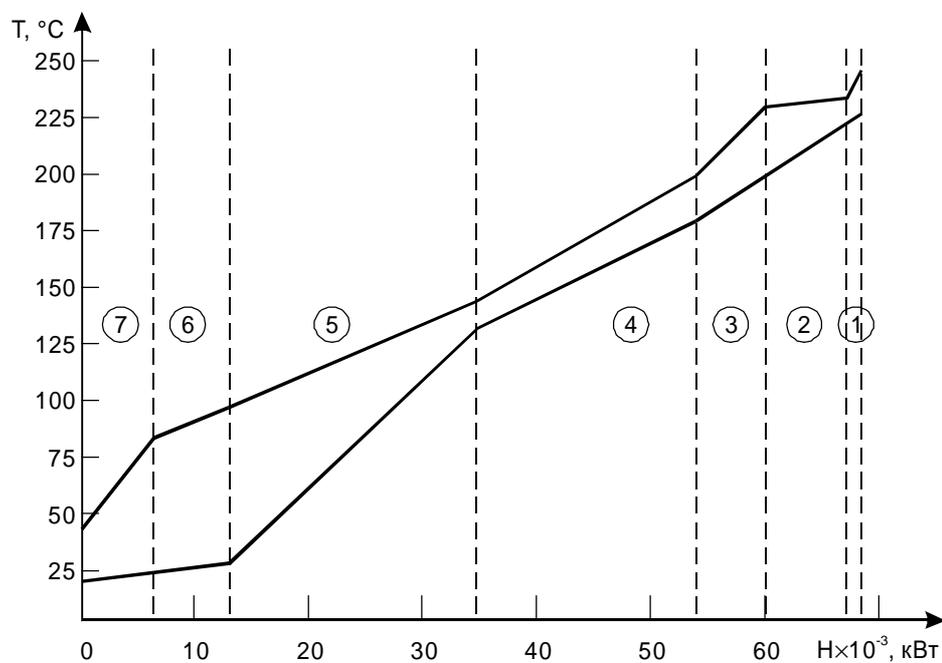


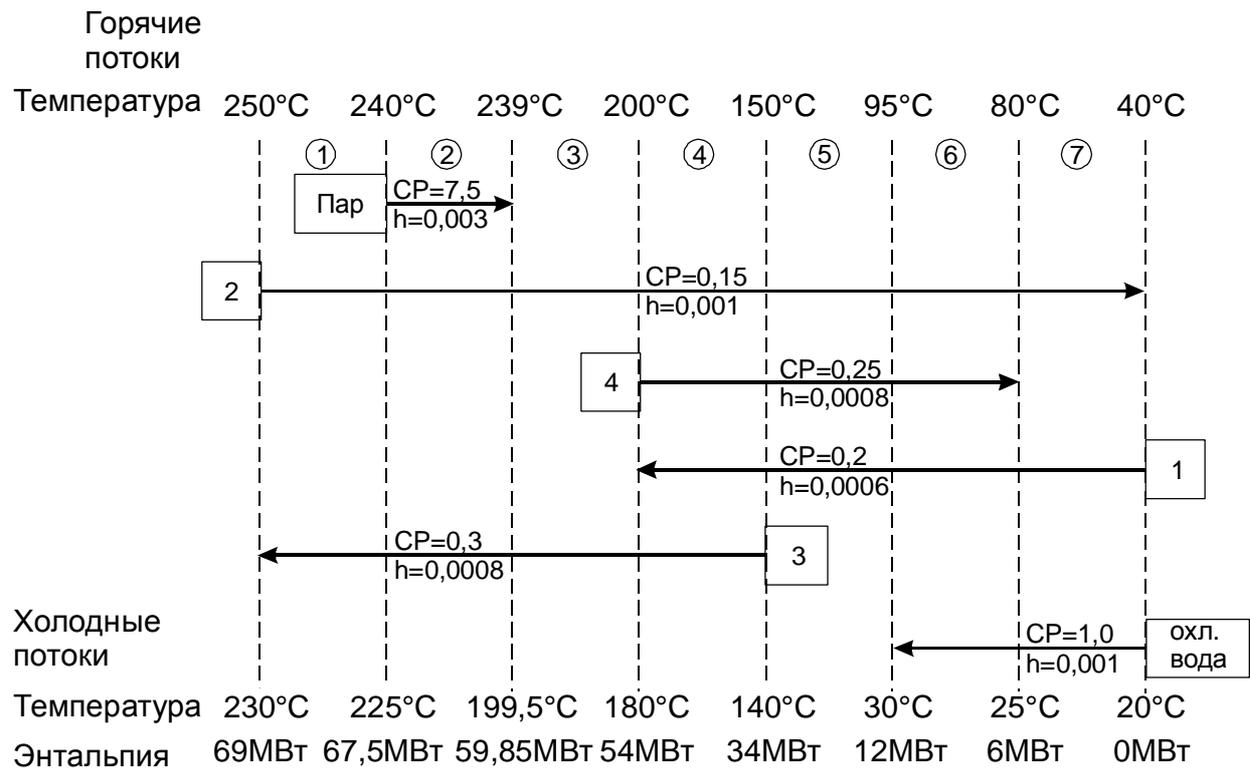
Рис. 4.13. Множество потоков в энтальпийных интервалах.
Рис. 4.12. Энтальпийные интервалы для балансных составных кривых.

ную, монотонную функцию от энтальпии. Это же замечание справедливо и для потока охлаждающей воды в балансной составной кривой.

На рисунке 4.12 также показаны энтальпийные интервалы, на которые делятся балансные составные кривые. Границы энтальпийных интервалов являются координатами точек, в которых любая из балансных составных кривых меняет свой наклон.

На рисунке 4.13 показано множество потоков для каждого энтальпийного интервала вместе с горячими и холодными потоковыми температурами. Далее, вычисляя члены суммы, входящие в уравнение (4.17), составляем таблицу их значений (таблица 4.2).

В итоге мы получаем, что общая площадь теплообменной поверхно-



сти для достижения целевых энергетических значений при ΔT_{\min} равна 7410 м^2 .

Таблица 4.2. Площадь сетевой поверхности для процесса на рисунке 2.11.

Энтальпийный интервал	ΔT_{LMk}	Горячие потоки $\sum \left(\frac{q_i}{h_i} \right)_k$	Холодные потоки $\sum \left(\frac{q_i}{h_i} \right)_k$	A_k
1	17,38	1500	1875	194,2
2	25,30	2650	9562,5	482,7
3	28,65	5850	7312,5	459,4
4	14,43	23125	28333,3	3566,1
5	29,38	25437,5	36666,7	2113,8
6	56,86	6937,5	6666,7	227,3
7	34,60	6000	6666,7	366,1

$$\sum A_k = 7409,6$$

В проекте тепловой сети, выполненном для этого процесса и показанном на рисунке 3.15, достигаются значения минимального энергопотребления. Давайте сейчас сделаем оценку площади сетевой теплообменной поверхности, используя коэффициенты теплоотдачи, приведенные в таблице 4.1. Суммарная площадь поверхности теплообмена в проекте на рисунке 3.15 равна $\approx 8341 \text{ м}^2$, что на 13% больше, чем вычисленное нами целевое значение. Мы напомним, что при выполнении проекта (рис. 3.15) решалась задача минимизации числа теплообменных аппаратов, а не площади поверхности теплообмена. Действительно, если в проекте стремиться к минимальной поверхности необходимо располагать теплообменные аппараты так, чтобы тепловой баланс между холодными и горячими потоками строго выполнялся в каждом энтальпийном интервале (рис. 4.13).

4.3. Определение целевых значений для числа секций в кожухотрубчатых теплообменниках

Кожухотрубчатые теплообменники вероятно наиболее распространенный тип теплообменников, используемых в химической промышленности. Наиболее простой тип таких теплообменников – теплообменники, выполненные по схеме 1–1¹, т.е. теплообменник с одним ходом движения теплоносителя в межтрубном пространстве и одним ходом движения теплоносителя по трубам (рис. 4.14а).

Практически все теплообменники, изготовленные по схеме 1–1, показывают параметры теплообмена очень близкие к параметрам чисто противоточных теплообменников, и поэтому при их конструировании используется основное уравнение противоточного теплообмена:

$$Q = KA\Delta T_{LM}. \quad (4.18)$$

Для заданных нагрузки Q и при коэффициенте теплопередачи K кожухотрубчатые теплообменники, выполненные по схеме 1–1, имеют наименьшую площадь теплообменной поверхности среди всех типов кожухотрубчатых теплообменников. Существуют и другие организации течения теплоносителей в кожухотрубчатых теплообменниках. Наиболее широко распространенным вариантом является схема с одним ходом движения теплоносителя в межтрубном пространстве и с четным числом ходов

¹ Обозначения, используемые в классификации ТЕМА – классификации типов кожухотрубчатых аппаратов, принятой Американской ассоциацией изготовителей трубных теплообменников (Tubular Exchange Manufacturers Association – ТЕМА).

труб. Она обозначается как 1–2N. Среди этого класса теплообменников наиболее часто используется схема с двумя ходами труб или 1–2. Эффективная температурная разность для последней схемы исполнения теплообменников будет меньше, чем при чисто противоточном движении теплоносителей, т.к. эта схема показывает частично противоточный теплообмен и частично прямоточный. При расчете и проектировании таких теплообменников используют метод поправочного коэффициента, с помощью которого определяют эффективную разность температур:

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM} \cdot F, \quad (4.19)$$

где ΔT_{LM} – среднелогарифмическая разность температур между теплоносителями в теплообменнике, F – поправочный коэффициент, равный единице для противоточных теплообменников в идеальных условиях. При всех других схемах движения коэффициент F меньше единицы, т.е. $0 < F \leq 1$, тогда уравнение (4.18) запишется:

$$Q = KA\Delta T_{LM} F. \quad (4.20)$$

Таким образом, для для одних и тех же значений тепловой нагрузки схема 1–2 требует большей поверхности теплообмена, чем схема 1–1. Однако у схемы 1–2 больше практических преимуществ, в частности, учет

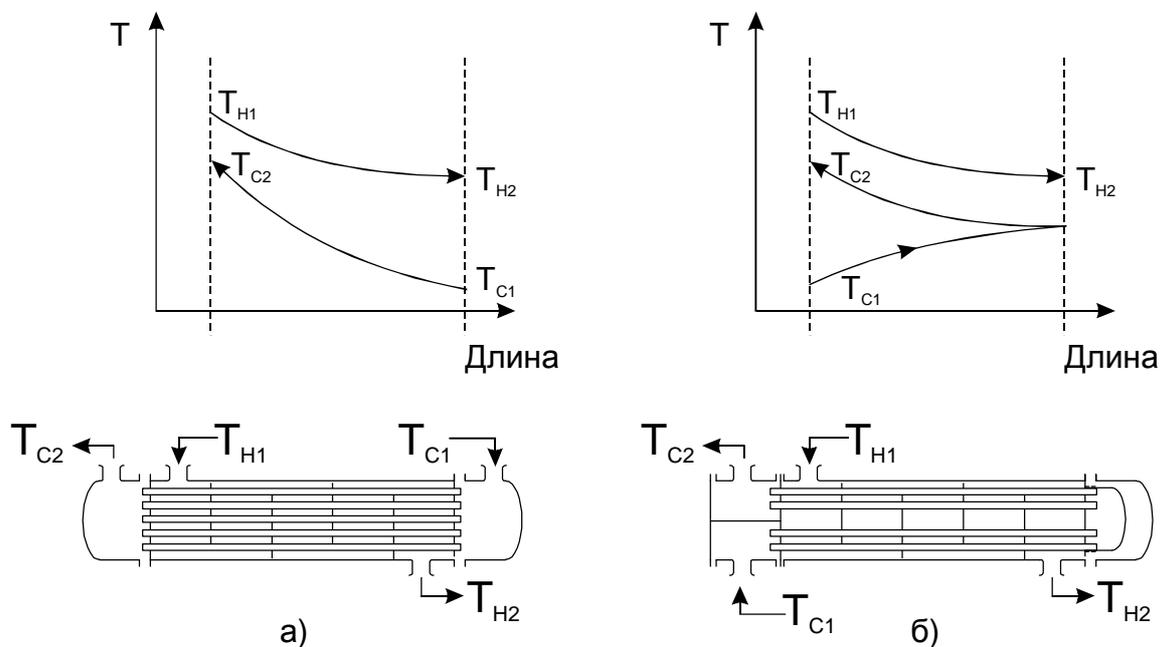


Рис.4.14. Схемы использования кожухотрубчатых теплообменников: (а) – теплопередача при схеме 1–1 приближается к чисто противоточному теплообмену; (б) – схема 1–2 показывает частично теплообмен при противотоке, а частично – при прямотоке

термического расширения, более легкая механическая очистка поверхности теплообмена и более высокие локальные коэффициенты теплоотдачи внутри труб, благодаря более высокой скорости теплоносителя.

Корректирующий множитель F обычно представляется как функция двух безразмерных параметров, отношения расходных теплоемкостей теплоносителей R и второго – тепловой эффективности теплообменника P .

$$F = f(R, P), \quad (4.21)$$

где

$$R = \frac{CP_C}{CP_H} = \frac{T_{H1} - T_{H2}}{T_{C2} - T_{C1}}, \quad (4.22)$$

$$P = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{H1} - T_{H2}}. \quad (4.23)$$

Для вычисления F получена зависимость [8]

$$F = \frac{n}{\delta \ln \left\{ \frac{2 - P(1 + R - \eta)}{2 - P(1 + R + \eta)} \right\}}, \quad (4.24)$$

$$\text{где } \eta = \sqrt{R^2 + 1}, \quad \delta = \frac{R - 1}{\ln[(1 - P)/(1 - RP)]} \Big|_{R=1} = \frac{1 - P}{P} \Big|_{R \rightarrow 1}.$$

Уравнение (4.24) считается справедливым для любого четного числа ходов в трубах, при этом не имеет значения, является ли течение внутри труб первого хода противоточным или однонаправленным по отношению к теплоносителю в межтрубном пространстве. Значение коэффициента F можно определить с помощью F - P диаграмм [8].

Заметим, что коэффициент F зависит от входных и выходных значений температур теплоносителей, что позволяет рассмотреть три основных ситуации, которые могут встретиться при использовании 1–2 теплообменников (Рис. 4.15):

1. Конечная температура горячего потока выше, чем конечная температура холодного потока (рис. 4.15а). Такая ситуация называется температурным сближением и не вызывает трудностей при проектировании теплообменника, т.к. ее всегда можно реализовать в одной секции теплообменника, выполненной по схеме 1–2.

2. Температура горячего потока на выходе из теплообменника слегка ниже, чем температура холодного потока на выходе из теплообменника (рис. 4.15б). Такое распределение температур называется температурным пересечением. Эта ситуация также не вызывает трудностей при проектировании и может быть достигнута в одной секции 1–2.
3. При большой величине температурного пересечения (рис. 4.15в) появляются значительные трудности при проектировании, а именно, может возникнуть локальное обращение теплового потока, что приведет либо к значительному увеличению площади теплообменной поверхности, либо вообще проект теплообменника 1–2 может быть невыполним.

Максимальное температурное пересечение, которое может быть приемлемо, обычно устанавливается с помощью эмпирических правил, например, $F \geq 0.75$. При этом очень важно быть уверенным, что $F > 0.75$, поскольку любые отклонения, вносимые упрощающими предположениями, ведут к значительным эффектам в области F – P диаграммы, где наклоны F графика особенно крутые. Любые неопределенности и неточности в проектных данных также будут приводить к более значительным отклонениям от реально требуемой величины F в области крутых наклонов. Следовательно, для того, чтобы быть уверенным в создаваемом проекте, та часть F – P диаграммы, где F график имеет крутые наклоны, должна быть исключена безотносительно к значению $F \geq 0.75$.

Достичь этого можно простым методом, основанным на том факте, что для любых величин R существует максимальное асимптотическое значение P при $F \rightarrow \infty$:

$$P_{\max} = \frac{2}{R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}}. \quad (4.25)$$

Практически важная область значений P будет являться некоторой частью P_{\max} для любых F , т.е.

$$P = X_p P_{\max}, \quad 0 < X_p < S, \quad (4.26)$$

где X_p постоянная, определяемая проектировщиком.

На рисунке 4.16 показаны линии, на которых величины X_p и F имеют постоянные значения. Мы видим, что кривая, на которой имеет постоянное

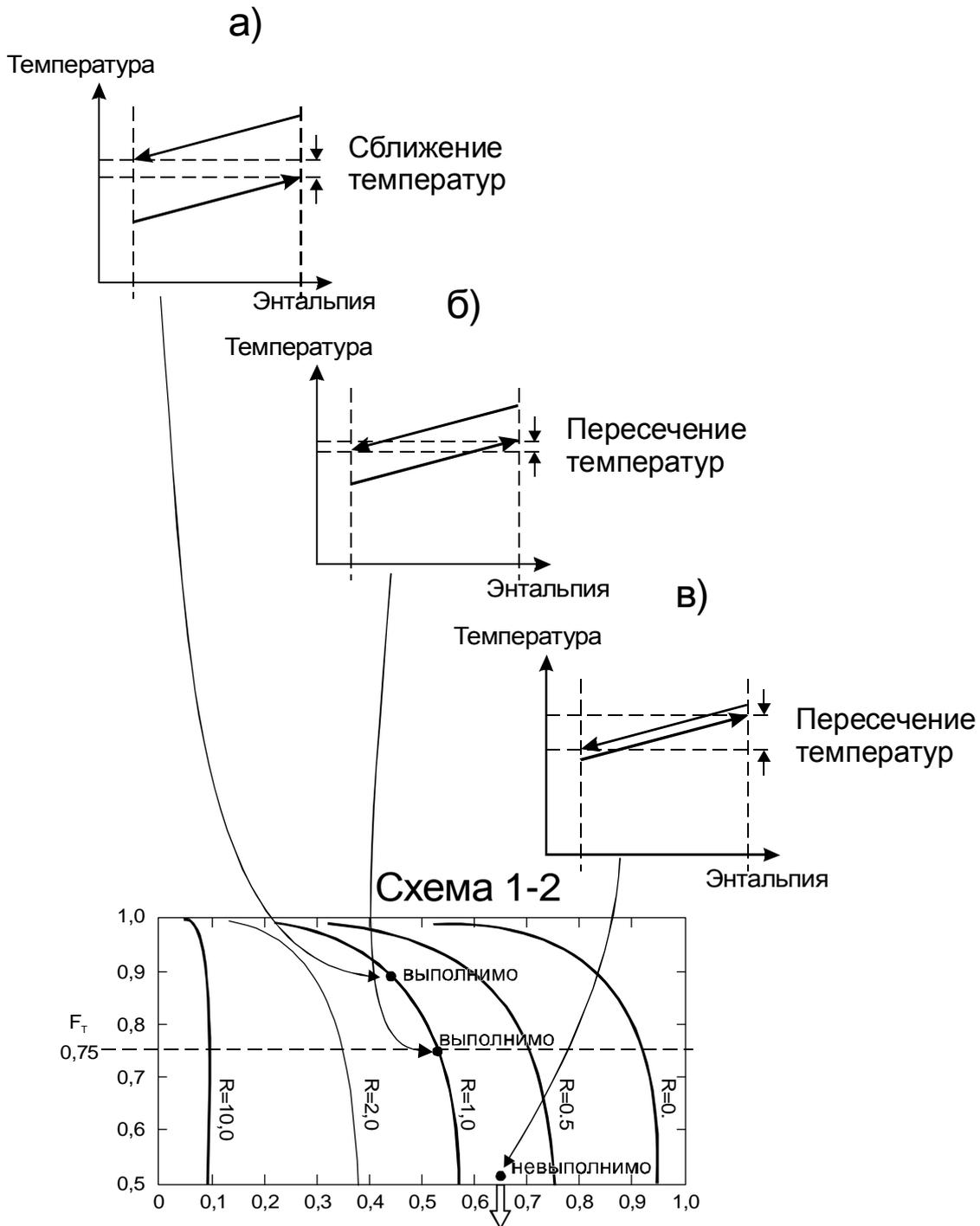


Рис. 4.15. Теплообмен между теплоносителями при температурном сближении или незначительной величине температурного пересечения может быть осуществлен в одной секции противоточного теплообменника, а при больших значениях температурного пересечения это сделать в одной секции невозможно

значение X_p , отделяет область с крутыми наклонами F . Но на практике также встречаются случаи, когда значение F очень мало или, что то же са-

мое, наклон $F(P)$ очень велик. В этих случаях необходимо рассматривать различные схемы теплообменных секций кожухотрубчатых теплообменников или организовывать последовательное соединение 1–2 секций (рис. 4.17). Располагая 1–2 секции теплообменника в ряд, мы получаем, что температурное пересечение в каждой отдельной секции уменьшается и становится меньше, чем для одной секции типа 1–2 с полной тепловой нагрузкой. Профили температур, показанные на рисунке 4.17, в принципе могут быть получены либо на двух секциях 1–2, соединенных в ряд, либо в одной секции со схемой 2–4.

Обычно проектировщик создает проект для теплообменника методом проб и ошибок. Сначала определяется множитель F для одной секции, а если он не приемлем, тогда число секций постепенно увеличивается, пока для каждой секции не будут найдены удовлетворительные значения F . Но в пинч-анализе существует более удобный метод определения количе-

Схема 1-2

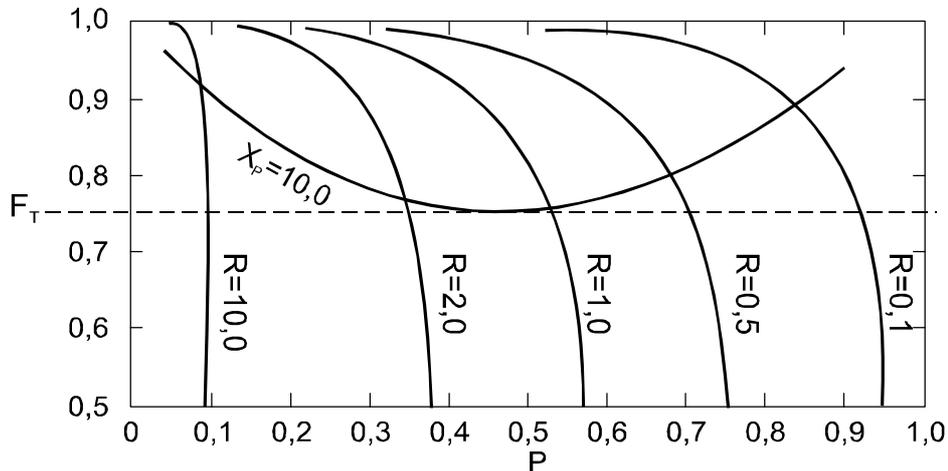


Рис. 4.16. X_p параметр исключает область, где кривые F_T имеют крутые наклоны

ства секций в теплообменнике. Он основан на использовании критерия (4.26) и исключает метод проб и ошибок, что позволяет делать проектирование теплосетей ХТС контролируемым и осознанным процессом [9].

Число секций в теплообменнике вычисляется с помощью выражений:

при $R \neq 1$

$$N_{\text{секц}} = \frac{\ln\left(\frac{1-RP}{1-P}\right)}{\ln W}, \quad (4.27)$$

где

$$W = \frac{R + 1 + \sqrt{R^2 + 1 - 2RX_p}}{R + 1 + \sqrt{R^2 + 1 - 2X_p}}, \quad (4.28)$$

а при $R=1$

$$N_{\text{секц}} = \frac{\left(\frac{P}{1-P} \right) \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2} - X_P \right)}{X_P}. \quad (4.29)$$

В этих выражениях X_P выбирается так, чтобы можно было удовлетворить минимально возможному значению F (например, для $F > 0.75$, $X_P = 0.9$). Если вычисления $N_{\text{секц}}$ получается дробное (не целое) значение, то оно округляется до ближайшего большего целого числа.

Пример. Необходимо охладить горячий поток от 410°C до 110°C с помощью теплообмена в одном теплообменнике с холодным потоком, который должен быть нагрет от 0 до 360°C . Предлагается вычислить необходимое число секций кожухотрубчатого теплообменника при $X_P = 0,9$.

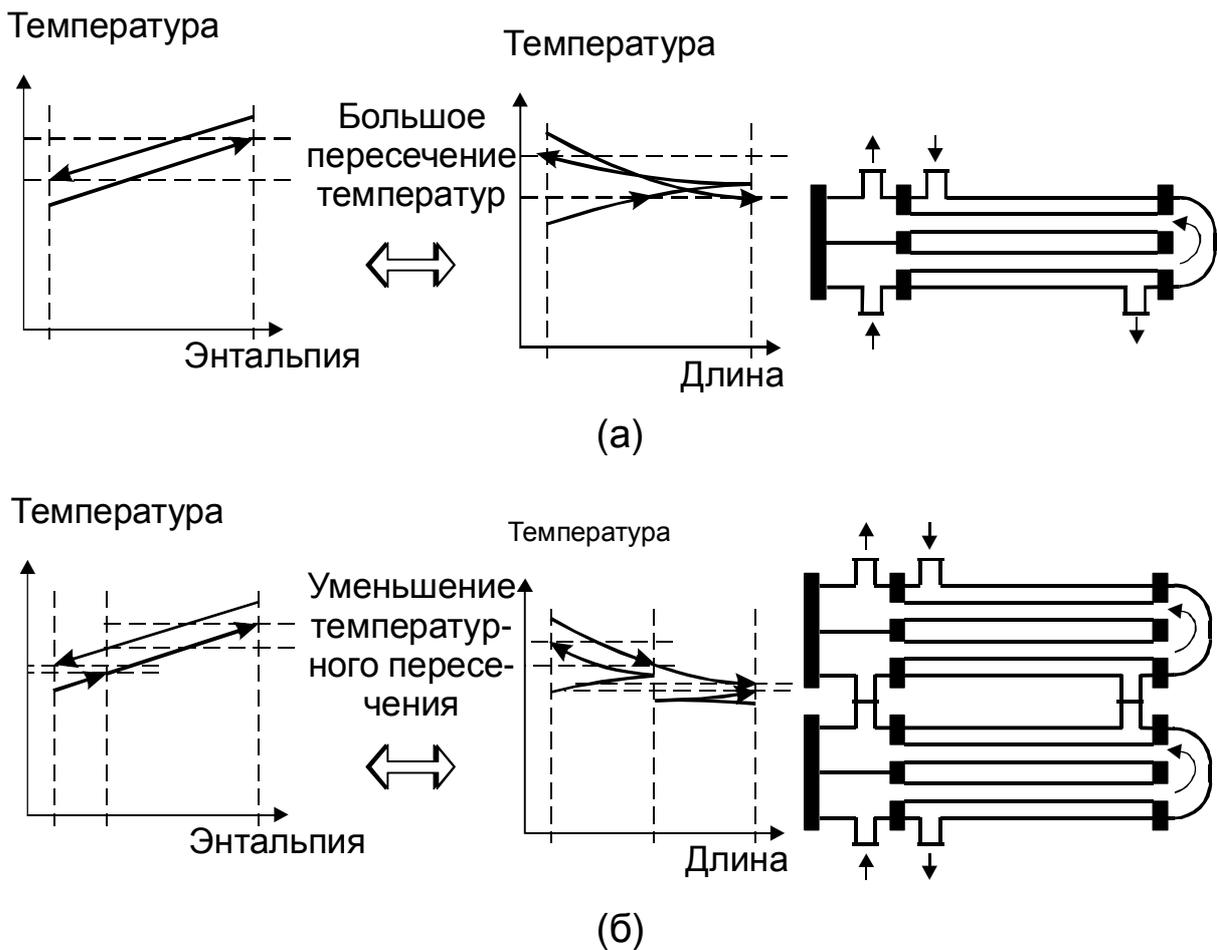


Рис. 4.17. Большие температурные пересечения не позволяют воспользоваться схемой (1-2) – (а); (б) – располагая теплообменные секции (1-2) в ряд, мы уменьшаем температурные пересечения в секциях

Решение:

$$R = \frac{T_{H1} - T_{H2}}{T_{C2} - T_{C1}} = \frac{410 - 110}{360 - 0} = 0,8333;$$

$$P = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{H1} - T_{H2}} = \frac{360 - 0}{410 - 0} = 0,8780;$$

$$W = \frac{\left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1 - 2RX_p} \right)}{\left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1 - 2RX_p} \right)} = 1,225;$$

$$N_{\text{секц}} = \frac{\ln \left[\frac{1 - RP}{1 - P} \right]}{\ln W} = 3,9.$$

Следовательно, необходимое число секций равно 4.

В том случае, когда в теплообменной сети ХТС используется чисто противоточные теплообменники, число секций будет равно числу индивидуальных теплообменников, конечно, если площадь поверхности теплообмена не превосходит пределы, установленные для одной секции. Однако, если используется не полностью противоточные теплообменники, например, кожухотрубчатые теплообменники схемы 1–2, тогда

$$N_{\text{секц}} \geq N_{\text{теплооб}}. \quad (4.30)$$

Поскольку число секций может оказывать значительное влияние на капитальные затраты, было бы очень полезно иметь возможность устанавливать целевое значение числа теплообменных секций в проекте до выполнения самого проекта.

Алгоритм для вычисления целевого значения числа секций в проекте теплообменной сети, т.е. минимально возможного значения числа секций в теплосети, основан на рассмотрении составных кривых технологических потоков ХТС подобно тому, как это делалось для определения целевого значения площади теплообменной поверхности.

Сначала составные кривые, или в общем случае балансные составные кривые, делятся на вертикальные энтальпийные интервалы точно так, как это мы делаем на рисунке 4.6, т.е. границами энтальпийных интервалов являются точки на оси энтальпии, в которых составные кривые меняют свой наклон или имеют разрыв.

На странице 118 уже было отмечено, что всегда можно создать проект тепловой сети в энтальпийном интервале, содержащем S_k потоков, с помощью S_k-1 теплообменника, каждый из которых будет иметь температурный профиль, подобный профилю составных кривых в данном интервале. Если для выбранного k -го интервала выполнен такой проект, тогда число

секций у каждого размещенного в этом интервале теплообменника будет одним и тем же. Это происходит потому, что число секций, определенных с помощью уравнений (4.27) и (4.29), зависит только от температур для установленного теплообменника, а поскольку для каждого теплообменника, установленного в пределах интервала, начальные и конечные температуры потоков равны, то каждый теплообменник будет состоять из одинакового количества секций.

Если каждый теплообменник в k -ом интервале состоит из N_k секций, тогда минимальное количество секций, необходимое для этого интервала, будет равно:

$$N_{\text{секц.}k} = N_k (S_k - 1), \quad (4.31)$$

поскольку температуры, с помощью которых определено N_k , обеспечиваются теплообменом теплоносителей в S_k-1 теплообменнике. И тогда общее количество теплообменных секций определится суммированием по всем интервалам:

$$N_{\text{секц}} = \sum_{k=1}^M N_k (S_k - 1), \quad (4.32)$$

где M – общее число энтальпийных интервалов на балансных составных кривых.

Если при определении общего количества теплообменных секций для всей тепловой сети значения чисел секций N_k в энтальпийных интервалах получаются дробными, то важно работать именно с этими значениями, используя свойство аддитивности при суммировании секций по всем интервалам.

При определении целевого значения числа секций необходимо учитывать деление ХТС на пинче. Следовательно, число секций на каждой стороне пинча будет определяться как ближайшее большее целое число для величины $N_{\text{секц}}$, т.е.

$$[N_{\text{секц}}] = \left[(N_{\text{секц}})_{\text{выше пинча}} \right] + \left[(N_{\text{секц}})_{\text{ниже пинча}} \right], \quad (4.33)$$

где символ $[N]$ обозначает округление к ближайшему большему целому числу.

Суммируя выше изложенное, мы можем сказать, что целевое значение числа теплообменных секций может быть вычислено, исходя из основных потоковых данных и задания величины X_p (или F_{\min} , что эквивалентно).

Величина корректирующего множителя F зависит как от значения X_p , так и от интервальных температур на составных кривых, т.е. каждый k -й энтальпийный интервал будет иметь свое значение F_k , что позволяет модифицировать выражение (4.17) для вычисления целевой площади теплообменной поверхности применительно к использованию в тепловой сети теплообменников со схемой 1–2:

$$A_{\text{сеть,1-2}} = \sum_{k=1}^M \frac{1}{\Delta T_{\text{LMK}} F_k} \left(\sum_{i=1}^I \frac{q_i}{h_i} + \sum_{j=1}^J \frac{q_j}{h_j} \right). \quad (4.34)$$

Следует отметить, что среднее значение площади теплообменной поверхности $\frac{A_{\text{сеть,1-2}}}{N_{\text{секц}}}$ также должно рассматриваться на этапе определения целевых значений. Если эта величина больше, чем максимально допустимая площадь поверхности одной секции теплообменника $A_{\text{сеть,1-2}}$, тогда количество секций следует рассчитывать по формуле:

$$[N_{\text{секц}}] = \left[\frac{A_{\text{сеть,1-2}}}{A_{\text{секц, макс}}} \right], \quad (4.35)$$

и это выражение должно быть применено к каждой стороне пинча.

4.4. Определение целевых значений для капитальных затрат

Для того, чтобы вычислить капитальную стоимость тепловой сети ХТС, мы сначала должны определить стоимость одного теплообменника. Обычно она определяется соотношением:

$$\text{Капитальная стоимость} = a + bA^c, \quad (4.36)$$

где “а”, “b” и “с” коэффициенты в законе стоимости, которые изменяются в соответствии с материалами конструкции, уровнем давления и типом теплообменника, A – площадь поверхности теплообмена. Коэффициент “а” можно идентифицировать со стоимостью монтажа теплообменника, коэффициент “b” – эквивалентен стоимости 1 м^2 поверхности теплообмена, а коэффициент “с” отражает нелинейную зависимость стоимости теплообменника от площади теплообменной поверхности.

Во время определения целевых значений капитальных затрат распределение целевой поверхности теплообмена между теплообменниками, как правило, еще неизвестно. Поэтому, для того, чтобы использовать вы-

ражение (4.36) мы должны предположить некоторое распределение теплообменной поверхности между теплообменниками.

Наиболее простым и естественным предположением будет предположение о равномерном распределении теплообменной поверхности по теплообменникам, что приводит к следующему определению капитальных затрат на строительство и установку теплообменников:

$$КЗ = N \cdot \left[a + b \left(\frac{A_{\text{сеть}}}{N} \right)^c \right], \quad (4.37)$$

где КЗ – капитальные затраты, необходимые на строительство теплообменной системы, N – число теплообменников или теплообменных секций в сети. Выбирается то, что наиболее приемлемо для оценки стоимости.

На первый взгляд предположение о равенстве площади поверхности теплообмена в теплообменниках, использованное в (4.37), может показаться грубым, однако, как показывает опыт, является вполне допустимым и дающим результаты, хорошо согласующиеся с опытными данными [6].

Если в данной задаче преобладает оборудование одной спецификации (т.е. с использованием одинаковых конструкционных материалов, типа оборудования, уровня давления и т.д.), тогда капитальные затраты могут быть вычислены из (4.37) с подбором подходящих коэффициентов. Однако, если спецификации используемого оборудования должны быть различны, например, различные потоки требуют различных конструкционных материалов, метод расчета должен быть модифицирован.

Функция стоимости (4.37) связывает воедино целевые значения количества теплообменников (или теплообменных секций) и площади поверхности теплообмена всей сети. Различия в стоимости оборудования можно учесть введением новых функций стоимости или соответствующим изменением площади поверхности теплообмена. Это может быть сделано введением весовых коэффициентов при определении коэффициентов теплоотдачи технологических потоков. Например, если для потока, вызывающего значительную коррозию, требуются более дорогие материалы, чем для других потоков, то он будет вносить больший вклад в капитальную стоимость тепловой сети, чем некоррозионные потоки. Это может быть учтено искусственным уменьшением коэффициента теплоотдачи этого потока, что сделает вклад этого потока в общую поверхность теплоотдачи большим. Стоимость этой фиктивной поверхности будет давать дополнительный вклад в стоимость общей теплосети, которая определяется по (4.37) и будет отражать большую стоимость конструкционных материалов, используемых в теплообменниках, расположенных на коррозионных потоках.

Посмотрим, как это может быть осуществлено технически.

Целевое значение площади сетевой теплообменной поверхности вычисляется суммированием площадей поверхностей каждого энтальпийного интервала, на которые разделены составные кривые (4.17) это уравнение может быть переписано в эквивалентное выражение, в котором суммируются теплообменные поверхности, находящиеся на каждом потоке:

$$A_{\text{сеть}} = \sum_{k=1}^M \frac{1}{\Delta T_{\text{LMk}}} \left(\sum_{i=1}^I \frac{q_i}{h_i} + \sum_{j=1}^J \frac{q_j}{h_j} \right) = \sum_{i=1}^I \left(\sum_{k=1}^M \frac{q_i}{\Delta T_{\text{LMk}} h_i} \right) + \sum_{j=1}^J \left(\sum_{k=1}^M \frac{q_j}{\Delta T_{\text{LMk}} h_j} \right) = \sum_{i=1}^I A_i + \sum_{j=1}^J A_j, \quad (4.38)$$

где A_i – вклад в целевую поверхность теплообмена от i – го горячего потока; A_j – вклад в целевую поверхность теплообмена от j – го холодного потока; I – общее количество горячих потоков, J – общее количество холодных потоков, M – число энтальпийных интервалов.

Уравнение (4.38) показывает, что каждый технологический поток ХТС вносит определенный вклад в площадь общей поверхности теплообмена, который определяется тепловой нагрузкой потока, его положением на составных кривых и присущей ему величиной коэффициента теплоотдачи h . Этот вклад в поверхность теплообмена означает также и вклад в капитальную стоимость тепловой системы.

Для того, чтобы ввести весовые множители на поток в целом, начнем рассмотрение с одного обычного теплообменника, стоимость которого определяется как:

$$\text{Cost } H_1 = a_1 + b_1 A^{c_1}, \quad (4.39)$$

где a_1 , b_1 , c_1 – коэффициенты в законе стоимости для обычного теплообменника.

Стоимость теплообменника другой спецификации может быть представлена в виде:

$$\text{Cost } H_2 = a_2 + b_2 A^{c_2}, \quad (4.40)$$

где a_2 , b_2 , c_2 – коэффициенты в законе стоимости специального теплообменника.

Как говорилось выше, для введения весовых множителей нам необходимо выразить стоимость специального теплообменника с помощью закона стоимости для первого из рассматриваемых аппаратов, но через модифицированное значение площади поверхности теплообмена A^* :

$$\text{Cost } H_2 = a_1 + b_1 A^{*c_1}. \quad (4.41)$$

Поскольку коэффициент “а” отражает стоимость монтажа теплообменника, он может быть принят одинаковым для всех модификаций теплообменных аппаратов, и тогда из выражений (4.40) и (4.41) мы можем получить значение площади модифицированной поверхности, как функцию реальной поверхности А и коэффициентов b_1 и b_2 :

$$A^* = \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^{1/c_1} A^{c_1^{c_2-1}} A. \quad (4.42)$$

Площадь поверхности теплообмена определяется выражением:

$$A = \frac{Q}{\Delta T_{LM} K}, \quad (4.43)$$

где Q – тепловая нагрузка теплообменника, K – коэффициент теплопередачи. Отношение $\frac{Q}{\Delta T_{LM} K}$ – величина постоянная для одного теплообменника, а, следовательно, мы можем определить модифицированный коэффициент K^* .

Действительно:

$$\frac{Q}{\Delta T_{LM}} = AK = A^* K^* = \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^{1/c_1} A^{c_1^{c_2-1}} AK^*,$$

или

$$\frac{1}{K^*} = \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^{1/c_1} A^{c_1^{c_2-1}} \frac{1}{K}. \quad (4.44)$$

Коэффициент теплопередачи в теплообменнике K определяется как термическое сопротивление тепловому потоку со стороны обоих технологических потоков. Каждый такой вклад состоит из пленочного сопротивления, сопротивления стенки и ее загрязнения. На коэффициент теплопередачи также большое влияние оказывает характер организации технологических потоков в теплообменном аппарате. Но все эти детали практически невозможно определить на этапе определения целевых значений. По-

этому на этой стадии мы будем предполагать, что коэффициент теплопередачи не зависит от характера организации течения в теплообменнике и определяется только коэффициентами теплоотдачи (но учитывающими термическое сопротивление стенок и загрязнений) со стороны потоков:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_H} + \frac{1}{h_C}. \quad (4.45)$$

Вводя модифицированные коэффициенты теплоотдачи, со стороны потоков запишем аналогичное соотношение для модифицированного коэффициента теплопередачи:

$$\frac{1}{K^*} = \frac{1}{h_H^*} + \frac{1}{h_C^*}. \quad (4.46)$$

Подставляя последние два выражения в (4.44), получим связь между модифицированным и не модифицированным коэффициентами теплоотдачи для потоков:

$$h_j^* = \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^{\frac{1}{c_1}} A^{1-\frac{c_2}{c_1}} h_j. \quad (4.47)$$

Теперь мы можем определить весовой фактор, с помощью которого можно определить модифицированный коэффициент теплоотдачи специального потока:

$$\phi_j = \frac{h_j^*}{h_j} = \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^{\frac{1}{c_1}} A^{1-\frac{c_2}{c_1}}. \quad (4.48)$$

Описанный метод позволяет определять целевое значение площади теплообменной поверхности всей сети с помощью учета взвешенных вкладов от каждого технологического потока в сетевую поверхность. При этом появится некоторая неточность, связанная с тем, что мы считаем площади теплообменных поверхностей одинаковыми для всех теплообменников, но поток может проходить через несколько теплообменников с различной поверхностью. Но на стадии определения целей нам распределение поверхности теплообмена по теплообменникам неизвестно, и именно поэтому мы предполагаем равенство площадей для всех теплообменных поверхностей теплообменников. Тогда весовой фактор для специального потока j определится выражением:

$$\varphi_j = \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^{\frac{1}{c_1}} \left(\frac{A_{\text{сеть}}}{N} \right)^{1 - \frac{c_2}{c_1}}. \quad (4.49)$$

Определяя весовой фактор φ для каждого потока, мы можем вычислить целевое значение взвешенной сетевой поверхности, в которой различие в стоимости оборудования, устанавливаемого на потоках, будет учитываться с помощью весовых коэффициентов:

$$A_{\text{сеть}}^* = \sum_{k=1}^M \frac{1}{\Delta T_{LMk}} \left(\sum_{i=1}^I \frac{q_i}{\varphi_i h_i} + \sum_{j=1}^J \frac{q_j}{\varphi_j h_j} \right). \quad (4.50)$$

Отметим, что для практических расчетов, как правило, можно считать без значительной потери точности вычислений, что коэффициенты c_i в законе стоимости равны для различных спецификаций, и тогда весовой фактор (4.49) определится, как:

$$\varphi = \left(\frac{b_1}{b_2} \right)^{\frac{1}{c}}. \quad (4.51)$$

Таким образом, для вычисления целевого значения капитальных затрат, необходимых для строительства тепловой сети ХТС, содержащей теплообменные аппараты различных спецификаций, необходимо выполнить следующие вычисления:

1. Выбирается базовый закон стоимости, описывающий стоимость теплообменника, включающий стоимость его установки. При этом большая точность вычислений достигается в том случае, если в качестве базовых потоков выбираются потоки, которые вносят наибольший вклад в капитальную стоимость тепловой сети.
2. Вычисляем весовой фактор для тех потоков, спецификация оборудования для которых отлична от базовой. Используем для этого выражения (4.49) или (4.50). Если используется уравнение (4.49), то сначала должна быть вычислена площадь поверхности тепловой сети для базового варианта оборудования, т.е. при $\varphi = 1$ по уравнению (4.17) или (4.30), также вычисляются целевые значения $N_{\text{теплооб.}}$ или $N_{\text{секций}}$, то,

что будет наиболее подходящим по мнению проектировщика.

3. Вычисляется взвешенная площадь сетевой теплообменной поверхности по формуле (4.50). Когда весовые значения коэффициента теплоотдачи различаются более, чем на десятичный порядок, лучшее приближение для величины $A_{\text{сеть}}^*$ может быть получено с помощью линейных методов программирования [7, 9].
4. Вычисляются целевые значения капитальных затрат для создания теплообменной сети ХТС, в которой используются теплообменные аппараты различной спецификации по формуле (4.37), используя стоимостные коэффициенты закона стоимости, выбранного для базовой спецификации.

Давайте опять вернемся к процессу, изображенному на рисунке 2.11, все потоковые и утилитные данные которого приведены в таблице 4.1. Предположим, что в сети теплообмена будут использованы чисто противоточные (1 – 1) кожухотрубчатые теплообменники.

Необходимо вычислить:

- а) целевые капитальные затраты, если стоимость или капитальные затраты на один теплообменник – $KЗ_T$ для всех теплообменников задаются соотношением:

$$KЗ_T = 40000 + 500A (\$),$$

где A – площадь поверхности теплообмена, m^2 ;

- б) целевые капитальные затраты, если для холодного потока 3 из таблицы 4.1 необходим более дорогой материал. Стоимость теплообменников, изготовленных из этого материала, задается выражением:

$$KЗ_T = 40000 + 1100A (\$),$$

где A – площадь поверхности теплообмена, m^2 .

- а) Целевые капитальные затраты на сетевую теплообменную поверхность могут быть вычислены с помощью (4.37), но для применения этой формулы требуются следующие значения: N – минимальное число аппара-

тов в сети и $A_{\text{сеть}}$ – целевое значение для площади теплообменной поверхности. Ранее на стр. 117 мы вычислили, что $N_{\text{min}} = 7$, а на стр.130, что $A_{\text{сеть}} = 7410 \text{ м}^2$. Таким образом:

$$KЗ = 7 \cdot \left[40000 + 500 \cdot \left(\frac{7410}{7} \right)^1 \right] = 3,985 \cdot 10^6 \$.$$

б) Для вычисления капитальных затрат на теплообменную сеть, состоящую из теплообменников, изготовленных из различных конструкционных материалов, необходимо выбрать сначала базовый материал, и закон стоимости теплообменников, изготовленных из него, принять за базовый. В принципе, любой материал можно выбрать в качестве базового. Однако большая точность достигается в том случае, если в качестве базового материала принимается материал, принадлежащий к потокам, которые вносят наибольший вклад в капитальные затраты. В нашем случае за базовый материал должен быть выбран более дешевый материал. Сейчас вычислим ϕ фактор для тех потоков, для которых спецификация теплообменных аппаратов отлична от базовой, т.е. для потока 3. Поскольку постоянные “с” в обоих законах стоимости равны, мы можем использовать уравнение (4.51):

$$\phi_3 = \left(\frac{500}{1100} \right)^{1/1} = \frac{1}{2,2} = 0,455,$$

$$\phi_3 h_3 = 0,0008 \cdot 0,455 = 3,64 \cdot 10^{-4}.$$

После этого мы можем пересчитать целевую площадь сетевой поверхности теплообмена, производя замену h_3 на $\phi_3 h_3$ в (4.17) и пользуясь рисунком 4.16, как делали это раньше. Результаты расчета записываем в таблицу 4.3, аналогичную таблице 4.2.

Таким образом, площадь взвешенной поверхности теплообмена $A_{\text{сеть}}^*$ равна 9546 м^2 . Далее вычисляем капитальные затраты на теплообменную сеть, состоящую из аппаратов, изготовленных из различных конструкционных материалов, используя $A_{\text{сеть}}^*$ и коэффициенты из базового закона стоимости, которые подставляем в (4.37):

$$KЗ^* = 7 \cdot \left[40000 + 500 \left(\frac{9546}{7} \right)^1 \right] = 5,053 \cdot 10^6 \$.$$

Таблица 4.3. Площадь поверхности теплообмена в энтальпийных интервалах.

Энтальпийный интервал	ΔT_{LMk}	Горячие потоки $\sum \left(\frac{q_i}{h_i} \right)_k$	Холодные потоки $\sum \left(\frac{q_j}{h_j} \right)_k$	A_k
1	17,38	1500	4125	323,6
2	25,30	2650	21037,5	936,3
3	28,65	5850	16087,5	765,4
4	14,43	23125	46333,3	4813,5
5	29,38	25437,5	36666,7	2113,8
6	59,86	6937,5	6666,7	227,3
7	34,60	6000	6666,7	366,1

$$\sum A_k = 9546$$

Давайте проведем небольшой анализ точности, с которой могут быть определены целевые значения для капитальных затрат при строительстве теплообменной сети ХТС. Ранее отмечалось, что с помощью выражений (4.17) и (4.34) мы получаем реальное минимальное значение площади теплообменной поверхности, если коэффициенты теплоотдачи для всех потоков равны между собой, но если коэффициенты теплоотдачи имеют значительное различие, мы после вычислений получаем несколько завышенное значение площади теплообменной поверхности, чем требуется на самом деле. Если коэффициенты теплоотдачи, используемые при вычислениях, отличаются менее, чем на десятичный порядок, то уравнения (4.17) и (4.34) дают результат для значения минимальной поверхности с отклонением не более, чем на 10% от действительно необходимого минимума. Однако точность предсказания капитальных затрат уже не будет равна 10%, поскольку площадь поверхности воплощенного проекта почти всегда несколько превосходит требуемое минимальное значение для теплообменной поверхности. Кроме того, сам метод вычисления целевых значений для капитальных затрат содержит две внутренние ошибки:

- Поверхность теплопередачи предполагается равномерно распределенной между теплообменными аппаратами. Это приводит к некоторому завышению капитальной стоимости.
- Целевая поверхность теплообмена, как правило, несколько меньше, чем в реальном проекте.

Эти малые положительные и отрицательные отклонения частично уничтожают друг друга. Поэтому, результат вычисления целевых значений

капитальных затрат с помощью описанного выше метода обычно находится в пределах 5 % от реального значения для выполненного проекта, конечно в том случае, если коэффициенты теплоотдачи потоков отличаются друг от друга не более, чем в десять раз. Если коэффициенты теплоотдачи отличаются более, чем в 10 раз, то необходимо использовать более сложные методы вычисления [6, 9].

В том случае, если тепловая сеть содержит теплообменные аппараты различной спецификации, в вычисление целевых значений капитальных затрат вводится дополнительная степень неопределенности. При применении весового ϕ - фактора к теплообменнику, у которого оба потока теплоносителя требуют одну и ту же спецификацию, ошибки не возникает. Но на практике может случиться так, что холодный и горячий теплоносители в одном теплообменнике требуют аппаратов с различной спецификацией, т.е. $\phi_C \neq \phi_H$ для спецификаций, включающих теплообменники, изготовленные из различных конструкционных материалов и с различными уровнями давления. При использовании кожухотрубчатых теплообменников это не вызывает трудностей, т.е. в их проекте могут быть использованы различные материалы и уровень давления в трубках и кожухе. Если, например, при теплообмене для одного из потоков необходима углеродистая сталь, а для другого – нержавеющая, тогда используется теплообменник с коррозионным потоком на одной стороне и некоррозионным потоком на другой. Стоимость такого теплообменника будет находиться где-то между стоимостями теплообменников, изготовленных на основе этих материалов. Следовательно, введение смешанных спецификаций для конструкционных материалов и уровней давления теплоносителей не вносит значительной погрешности в точность определения целевых значений капитальных затрат.

Такой результат не получается при смешении типов теплообменников. Для тепловой сети, включающей различные типы аппаратов (т.е. кожухотрубчатые, пластинчатые, спиральные и т. д), нельзя смешивать типы на размещении одной тепловой нагрузки (в одном аппарате). В то же время, весовой фактор стоимости может быть применен к одному потоку при вычислении цели, а это предполагает, что различные типы могут быть смешаны в одном аппарате. На практике такое соединение технологических потоков вынуждает применять специальные типы теплообменных аппаратов.

В целом точность вычисления значения капитальных затрат более, чем достаточна для целей их применения:

- Отражение элементов проекта через материальный и тепловой баланс. Например, изменения в реакторной или разделительной системе могут быть эффективно показаны без повторения проекта.

- Стоимость различных энергетических элементов проекта, таких как печей, газовых турбин и различных уровней пара, может быть легко добавлена в общую стоимость проекта.
- Проектирование сети теплообмена значительно упрощается, если проектировщик начинает делать проект на оптимальной величине ΔT_{\min} .

4.5. Целевые значения для общей стоимости проекта

Увеличение энергии, потребляемой ХТС, приводит к увеличению температурных разностей между теплоносителями в системе рекуперации теплоты и, следовательно, к уменьшению необходимой площади поверхности теплообмена (см. рис. 2.16). Для того, чтобы получить величину капитальных затрат на строительство сети предположим, что теплообменная поверхность равномерно распределяется по числу теплообменников или их секций (4.37). Далее, для того, чтобы провести предварительную оптимизацию проекта ХТС необходимо всю расходную часть проекта привести к одному базису. В качестве базиса обычно выбираются затраты капитала за один год. Годовые затраты потребления энергии от внешних энергоносителей рассчитываются по их стоимости, исходя из потребляемой мощности. Капитальные затраты можно привести к годовому базису, если предположить, что капитал взят в кредит на фиксированный срок (обычно от 5 до 10 лет) под фиксированную процентную ставку. В этом случае стоимость капитала можно привести к одному году по следующей формуле [9]:

$$ПКЗ = КЗ \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}, \quad (4.52)$$

где ПКЗ – приведенные капитальные затраты, КЗ – общие капитальные затраты, i – годовая процентная ставка, n – число лет.

Для того, чтобы получить общие приведенные затраты, приведенные капитальные затраты суммируются с приведенными энергетическими затратами:

$$ПЗ = ПКЗ + ПЭЗ, \quad (4.53)$$

где ПЗ – приведенные затраты выполняемого проекта, ПЭЗ – приведенные энергетические затраты, и именно величина ПЗ оптимизируется выбором ΔT_{\min} (рис. 2.16).

В качестве приложения рассмотренных выше методов давайте вернемся к процессу, изображенному на рисунке 2.11, и определим для проек-

та тепловой сети этого процесса приведенные затраты и оптимальное значение ΔT_{\min} , соответствующее минимальному значению ПЗ.

Потоковые и утилитные данные для этого процесса приведены в таблице 4.1.

Предположим, что утилитные стоимости определяются следующими значениями:

$$\text{Стоимость пара} = 120\,000 \text{ \$/}(\text{МВт}\cdot\text{год}),$$

$$\text{Стоимость охл. воды} = 10\,000 \text{ \$/}(\text{МВт}\cdot\text{год}).$$

В теплообменной сети планируется использование противоточных кожухотрубчатых теплообменников (схема 1 – 1), установочная стоимость которых определяется как:

$$K_3 \text{ теплообменников} = 40\,000 + 500A \text{ (\$)},$$

где A – площадь поверхности теплообмена в м^2 . Кредит на капитальное строительство взят на 5 лет с 10% годовой ставкой.

Анализ:

Вычисляем приведенные капитальные затраты на один теплообменник, используя (4.52)

$$\begin{aligned} \text{ПКЗ}_T &= (40000 + 500A) \cdot \frac{0,1 \cdot (1 + 0,1)^5}{(1 + 0,1)^5 - 1} = \\ &= (40000 + 500A) \cdot 0,2638 = 10552 + 131,9A. \end{aligned}$$

Далее вычисляем приведенные капитальные затраты на строительство сети:

$$\text{ПКЗ}_{\text{сеть}} = N_T \left(10552 + \frac{131,9A_{\text{сеть}}}{N_T} \right).$$

Затем, с помощью построения составных кривых или с помощью алгоритма табличной задачи для различных значений ΔT_{\min} , вычисляются целевые энергетические значения для горячих и холодных утилит и стоимость энергоносителей, потребленных за год. Для этих же значений ΔT_{\min} по формулам (4.17) и (4.4) определяем целевые значения величин $A_{\text{сеть}}$ и N_T , затем рассчитываем значения для $\text{ПКЗ}_{\text{сеть}}$, складываем со значением

годовой стоимости энергоносителей. В итоге получаем общую приведенную стоимость проекта. Результат расчета представлен в таблице 4.4.

Таблица 4.4. Изменение общей приведенной стоимости от ΔT_{\min} .

ΔT_{\min}	$Q_{H\min}$ (МВт)	Приведенная стоимость пара, 10^6 \$/год	$Q_{C\min}$ (МВт)	Приведенная стоимость охл. воды, 10^6 \$/год	$A_{\text{сеть}}$, (м^2)	N_T	$\text{ПКЗ}_{\text{сеть}}$ 10^6 \$/год	Общая приведенная стоимость, 10^6 \$/год
2	4,3	0,516	6,8	0,068	15519	7	2,121	2,705
4	5,1	0,612	7,6	0,076	11677	7	1,614	2,302
6	5,9	0,708	8,4	0,084	9645	7	1,346	2,138
8	6,7	0,804	9,2	0,092	8336	7	1,173	2,069
10	7,5	0,9	10	0,1	7410	7	1,051	2,051
12	8,3	0,996	10,8	0,108	6716	7	0,96	2,064
14	9,1	1,092	11,6	0,116	6174	7	0,888	2,096

По данным, представленным в таблице 4.4, мы можем графически

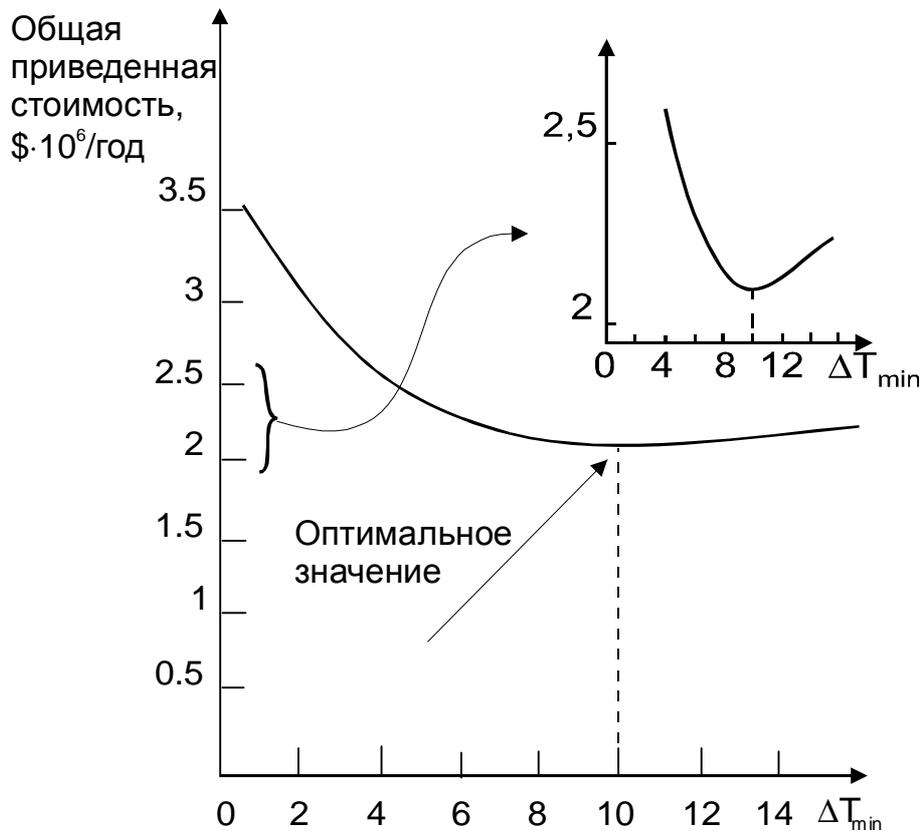


Рис. 4.18. Зависимость общей приведенной стоимости проекта для рассматриваемого процесса

изобразить величину общей приведенной стоимости как функцию ΔT_{\min}

(рис. 4. 18). Оптимальная величина $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$ согласуется с полученным нами значением для этой задачи в главе 2. Общая приведенная стоимость для $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$ равняется $2,05 \cdot 10^6$ \$/год.

В общем случае зависимость приведенных затрат проекта не будет являться гладкой функцией от ΔT_{\min} , поскольку целевое значение количества теплообменных аппаратов будет зависеть от ΔT_{\min} (рис. 4.19). Зависимость $N_T(\Delta T_{\min})$ будет ступенчатой функцией, поскольку N_T принимает

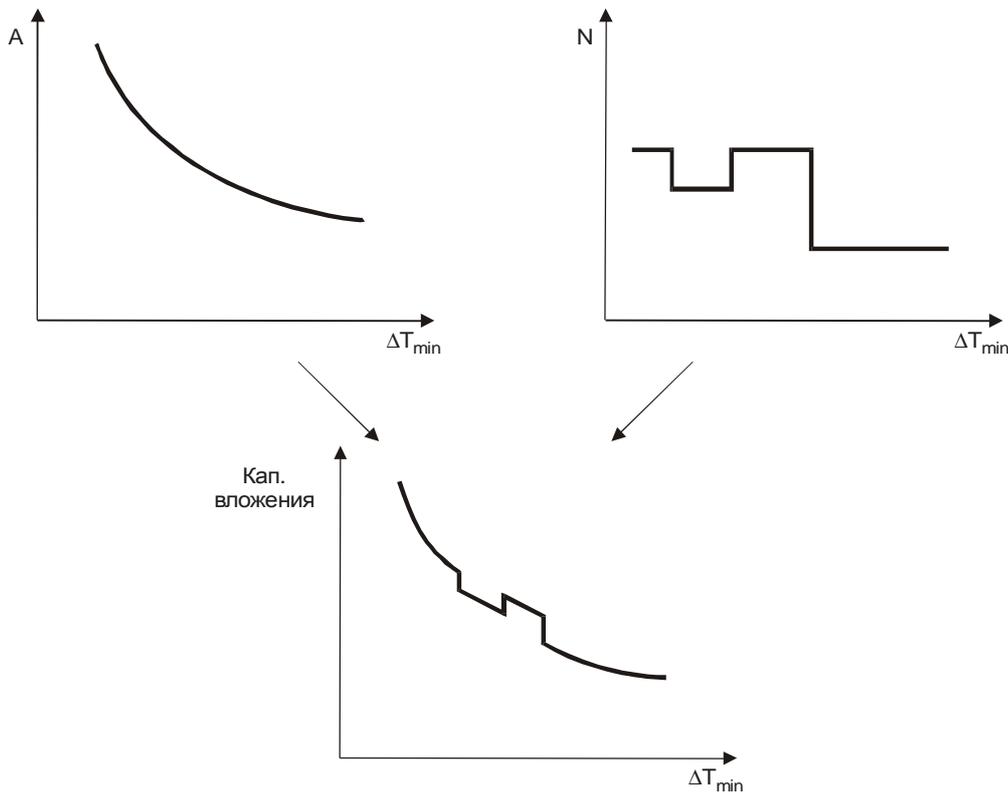


Рис. 4. 19. Капитальные затраты зависят как от величины поверхности теплообмена, так и от количества аппаратов

только целые значения. Ступенчатая зависимость $N_T(\Delta T_{\min})$ совместно с гладкой зависимостью $A_{\text{сеть}}(\Delta T_{\min})$ приводит к тому, что зависимость капитальных затрат (4.37) будет являться кусочно-непрерывной функцией от ΔT_{\min} (рис. 4.19). В итоге и зависимость общих приведенных затрат от ΔT_{\min} также будет кусочно-непрерывной функцией (рис. 4. 20).

Непрерывные части функциональной зависимости общей приведенной стоимости от ΔT_{\min} делят ось ΔT_{\min} на режимы, в каждом из которых существует своя топология сети теплообмена ХТС (рис. 4.21). Проведение оптимизации тепловой сети в каждом из регионов приведет к получению совершенно различных целевых значений для минимальной общей приведенной стоимости, минимальной поверхности теплообмена или целевых значений для внешних энергоносителей. Топология тепловой сети будет

определяться целевым значением минимального количества теплообменных аппаратов, которое, как мы выяснили, зависит от ΔT_{\min} . Перейти от

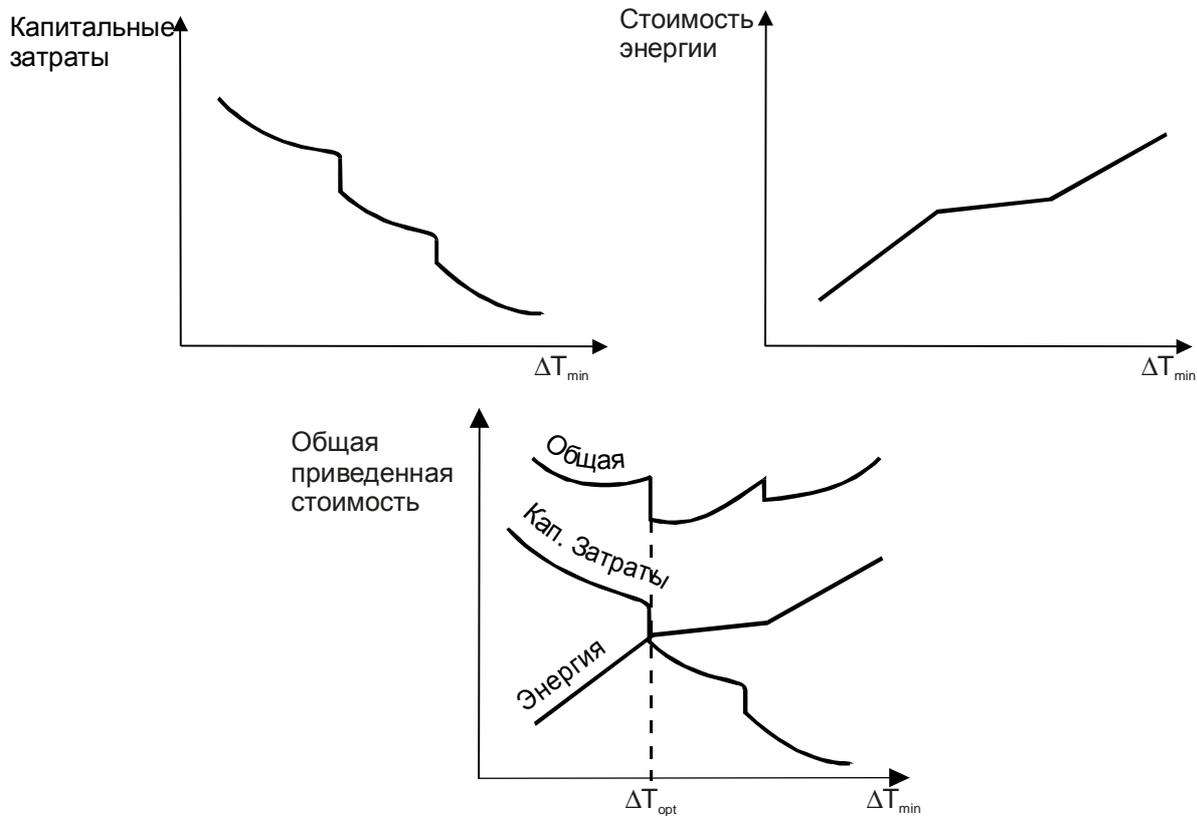


Рис. 4. 20. Характер зависимости общей приведенной стоимости проекта от ΔT_{\min}

одной топологии к другой с помощью методов оптимизации, которые будут рассмотрены в пункте 4.6, нельзя без нарушения правил и критериев пинч – анализа. Ситуация попадания проекта в локальное оптимальное значение называется топологической ловушкой или топологическим капканом.

Поэтому построение зависимости общей приведенной стоимости от ΔT_{\min} имеет очень важное значение. Такое построение позволяет идентифицировать регионы с различной топологической структурой теплообменной сети ХТС. Это помогает проектировщику правильное значение ΔT_{\min} и начать проектирование с топологической структуры тепловой сети ХТС, которая будет близкой к глобальному оптимуму, и тем самым избежать топологические ловушки.

4.5.1. Выводы

Многие вопросы, возникающие при синтезе технологических схем ХТС, могут быть успешно решены на предпроектной стадии. Это относится, прежде всего, к проектированию третьего и четвертого слоя луковичной диаграммы, т.е. к проектам теплообменной и утилитной системы. Для

Общая приведенная СТОИМОСТЬ

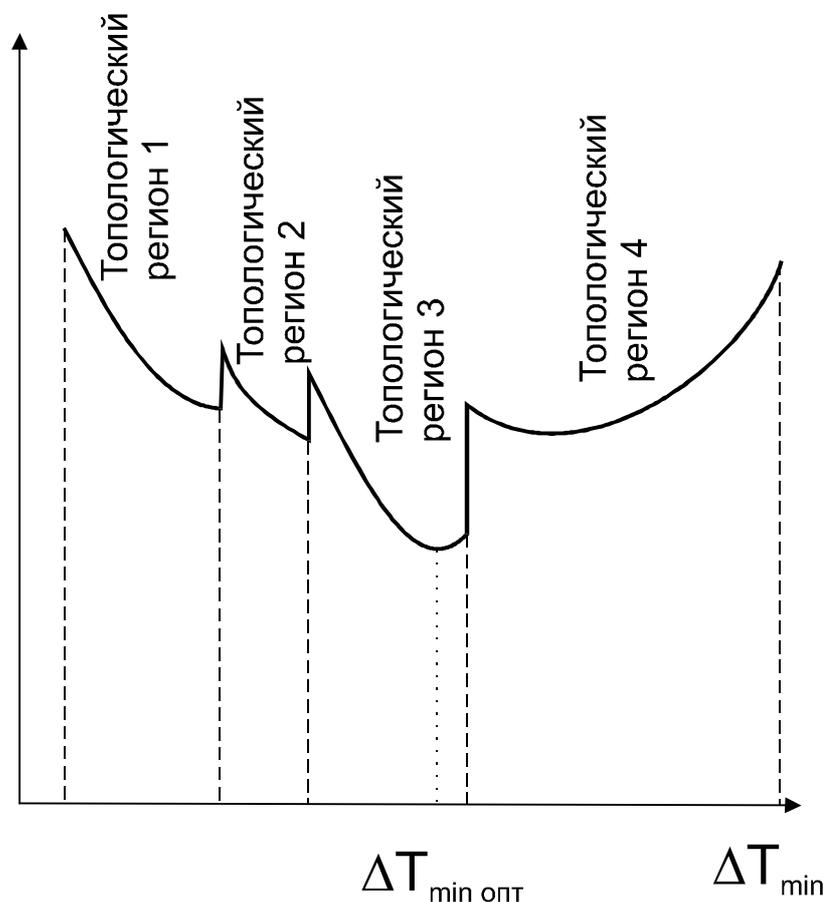


Рис. 4. 21. Идентификация топологических регионов перед началом проектирования позволяет обойти топологические ловушки

этих частей могут быть установлены целевые энергетические значения и целевые значения общих капитальных затрат непосредственно из материального и энергетического баланса ХТС без необходимости построения технологической схемы ХТС и ее оптимизации.

Если известен проект для двух слоев луковичной диаграммы, т.е. для реакторной системы и системы разделения, тогда общая стоимость проекта для всех четырех слоев луковицы (т.е. реакторы, система разделения, теплообменная сеть, утилиты) будет равна сумме общей стоимости реакторов, системе разделения и целевых значений общей стоимости теплообменной сети и утилит.

4.6. Оптимизация тепловых сетей.

Метод проектирования, который мы рассматривали до сих пор (пинч метод), создает несократимые структуры, в которых нет излишних дета-

лей. Однако при этом предполагалось, что на любом из установленных рекуперативных теплообменных аппаратах не наблюдаются температурные

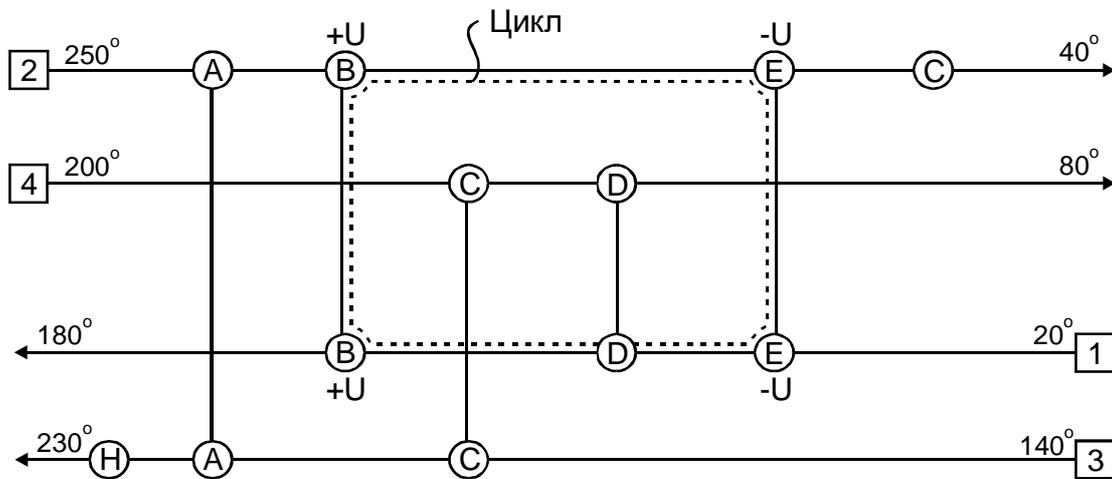


Рис. 4.22. Тепловую нагрузку можно изменять в пределах цикла без изменения потребления внешних энергоносителей, но при этом изменяются и температурные разности

разности между теплоносителями меньше, чем ΔT_{\min} , и запрещался перенос теплоты через пинч с помощью отдельного проектирования тепло-сети выше и ниже пинча. Для упрощения структуры тепловой сети эти ограничения могут быть ослаблены. Такое упрощение можно рассматривать, как оптимизацию с целью уменьшения количества рекуперативных теплообменников в теплообменной сети, и основана она на перераспределении тепловых нагрузок на теплообменниках. Нагрузка на некоторых теплообменниках при оптимизации может возрасти, на других – уменьшится, а иные могут быть совсем исключены из тепловой сети. Теплообменник исключается из сети, если при оптимизации его тепловая нагрузка становится равна нулю. Действительно, если мы применим выражение (4.3) ко всей системе потоков, например, изображенной на рис. 4.5, то получим, что можно уменьшить количество теплообменных связей в сети до 5 вместо 7. Это говорит о том, что структура тепловой сети содержит циклы. При оптимизации мы также будем рассматривать пути, но в данном контексте нас будут интересовать только те пути, которые связывают утилиты друг с другом. Такие пути могут идти от пара к охлаждающей воде, от пара высокого давления, который используется как горячая утилита к пару низкого давления, который также используется как горячая утилита. Такие пути между различными утилитами в пинч-анализе называются *утилитными путями*. Циклы и утилитные пути вносят некоторую степень свободы в процесс оптимизации.

Рассмотрим теплообменную систему, спроектированную для потоковых данных из таблицы № 2.3. На рисунке 4.22 показан проект тепловой сети для этого процесса (см. рис. 3.15), но с выделенным циклом. Тепловая нагрузка и, соответственно, передача теплоты может быть перемещена от теплообменника к теплообменнику по замкнутой линии вокруг цикла. Рисунок 4.22 показывает, каким способом можно сдвинуть тепловую нагрузку вдоль цикла. Тепловая нагрузка U может быть просто перемещена от теплообменника E к теплообменнику B .

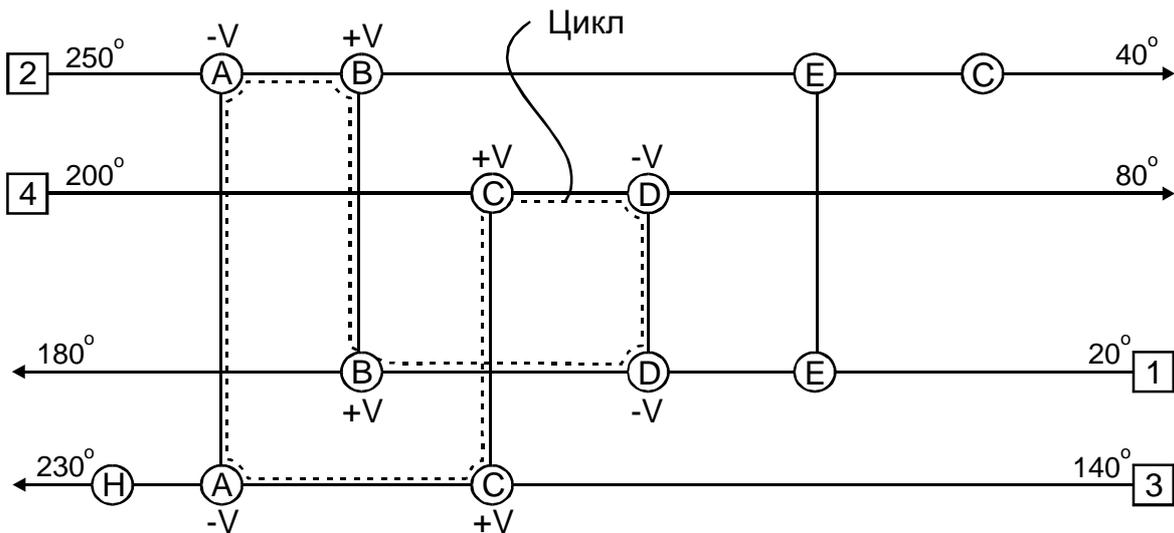


Рис. 4.23. Теплообменная сеть имеет еще один, но более сложный цикл
Перемещение тепловой нагрузки по циклу не изменяет теплового ба-

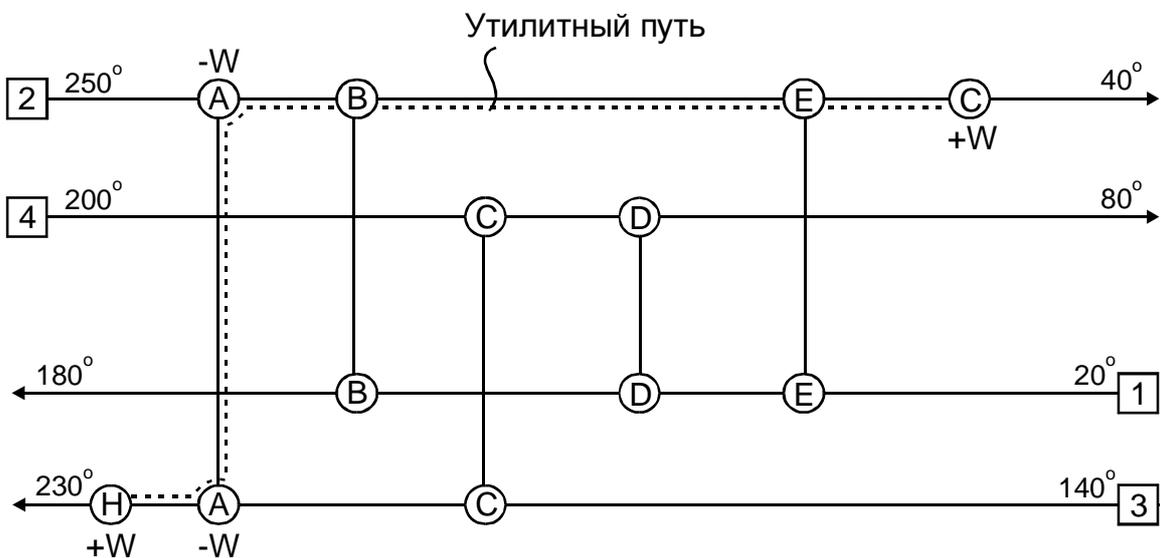


Рис. 4.24. Изменение тепловой нагрузки вдоль утилитного пути приводит к изменению необходимых, для проведения процесса, значений утилит. Изменяются также тепловые нагрузки на теплообменниках, расположенных на утилитном пути, и разности температур

ланса в сети и сохраняет целевые температуры потоков. Однако температура в пределах цикла изменяется и, следовательно, температурные

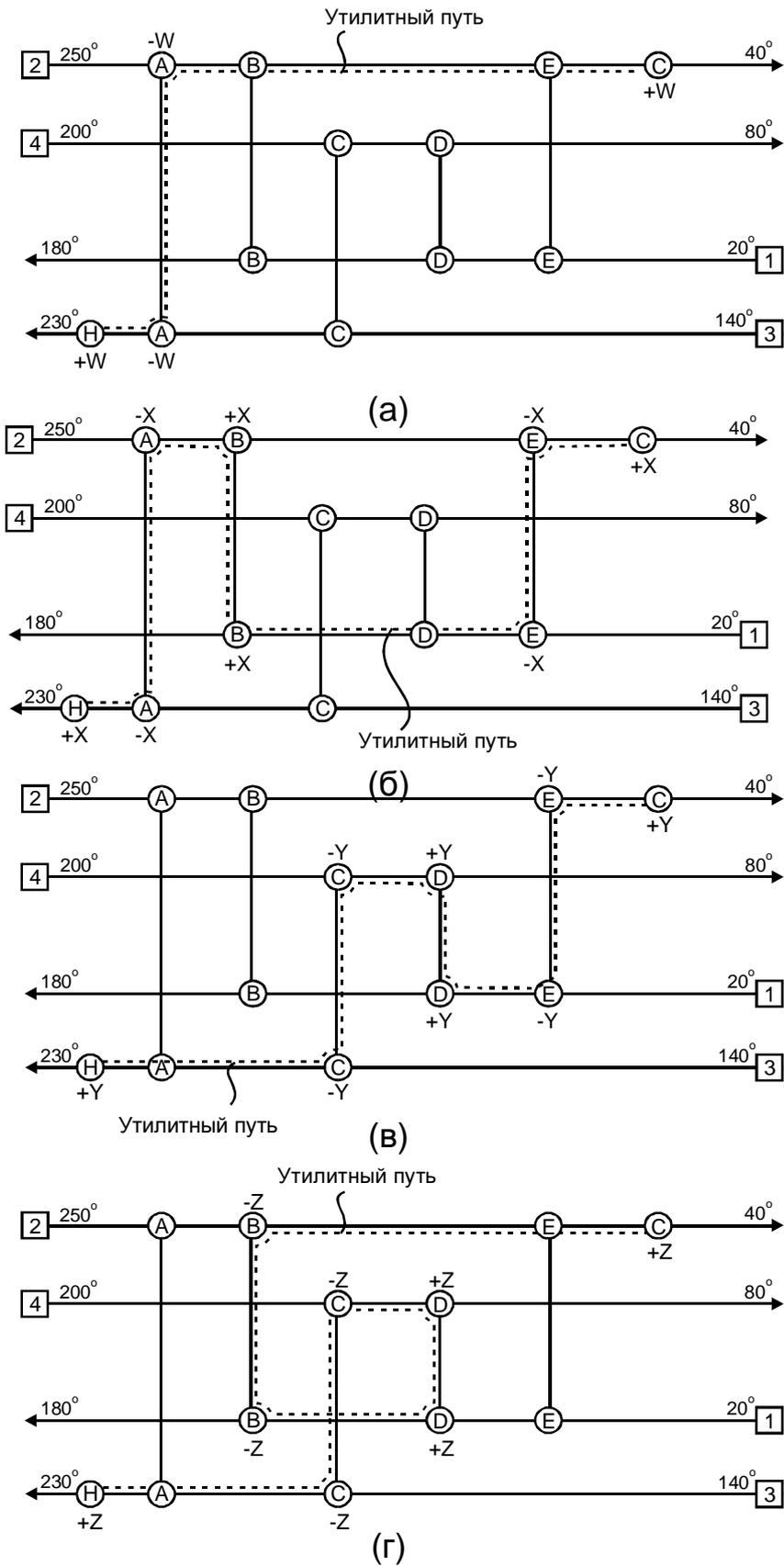


Рис. 4.25. Другие утилитные пути задачи

разности на теплообменниках в цикле изменяются в соответствии с изме-

нением их тепловых нагрузок. Значение величины U может изменяться от -8 МВт до 6 МВт, поскольку 8 МВт – это проектная нагрузка теплообменника B , а $6,5$ МВт – теплообменника E . В пределах изменения U должны быть вычислены размеры теплообменников и их общая стоимость, и на минимальной стоимости сети должно быть определено оптимальное значение U . Если, например, оптимальное значение U равно $6,5$ МВт, то нагрузка на теплообменнике E становится равной 0 , и он исключается из теплообменной сети.

На рисунке 4.23. показан другой цикл, присутствующий в рассматриваемом проекте тепловой сети. Здесь же показан эффект от сдвижки тепловой нагрузки в пределах цикла. Если мы уменьшаем тепловую нагрузку на теплообменнике D на V единиц, то для того, чтобы поток 4 достиг своей целевой температуры, мы должны увеличить тепловую нагрузку теплообменника C на V единиц.

Такое увеличение приведет к нарушению баланса на потоке 3, поэтому мы должны уменьшить на V единиц нагрузку теплообменника A и для сохранения целевой температуры потока 2 увеличить нагрузку на теплообменнике B , т.е. цикл замкнулся. Энергетический баланс в тепловой сети при этом не изменился, не изменились и целевые температуры, но изменение тепловых нагрузок на теплообменниках повлечет за собой изменение температурных разностей. Как и раньше, величина V может быть выбрана, исходя из минимальной стоимости проекта. Если при оптимизации получилось, что $V=7$ МВт (величина нагрузки теплообменника A , полученная в пинч-проекте), то теплообменник A исключается из сети, т.е. его нагрузка становится равна нулю. На рис. 4.24. показан один из утилитных путей в структуре проекта тепловой сети. Тепловые нагрузки также могут быть сдвинуты вдоль утилитного пути, как это делали для циклов. Данный утилитный путь проходит через один теплообменник A , поэтому, изменяя нагрузку A на $-W$ единиц, мы для того, чтобы сохранить целевые температуры потоков 2 и 3, должны увеличить нагрузку на горячих и холодных утилитах на W единиц. Если общая стоимость просто будет зависеть от величины W , то выбирается W , при которой стоимость будет минимальной. Кроме того, если оптимальная величина W равна 7 МВт, то тепловая нагрузка на теплообменнике A становится равной нулю, и он исключается из проекта. На рисунке 4.25 показаны другие утилитные пути, которые мы также можем использовать для оптимизации.

Фактически, для оптимизации тепловой сети необходимо, чтобы величины U, V, W, X, Y и Z на рис. 4.22 – 4.25 оптимизировались одновременно. Более того, если в проекте присутствует расщепление потоков, то изменение расходов в их ветвях предоставляет дополнительные возможности для оптимизации. При проведении оптимизации проект больше не ограничен требованием, чтобы температурная разность на теплообменниках была больше, чем ΔT_{\min} (хотя очень маленькие значения ΔT_{\min} могут не иметь

практического смысла). Более того, пинч больше не делит проект на две независимые части и нет больше необходимости беспокоиться о переносе тепловой энергии через пинч. Понятно, что энергопотребление проекти-

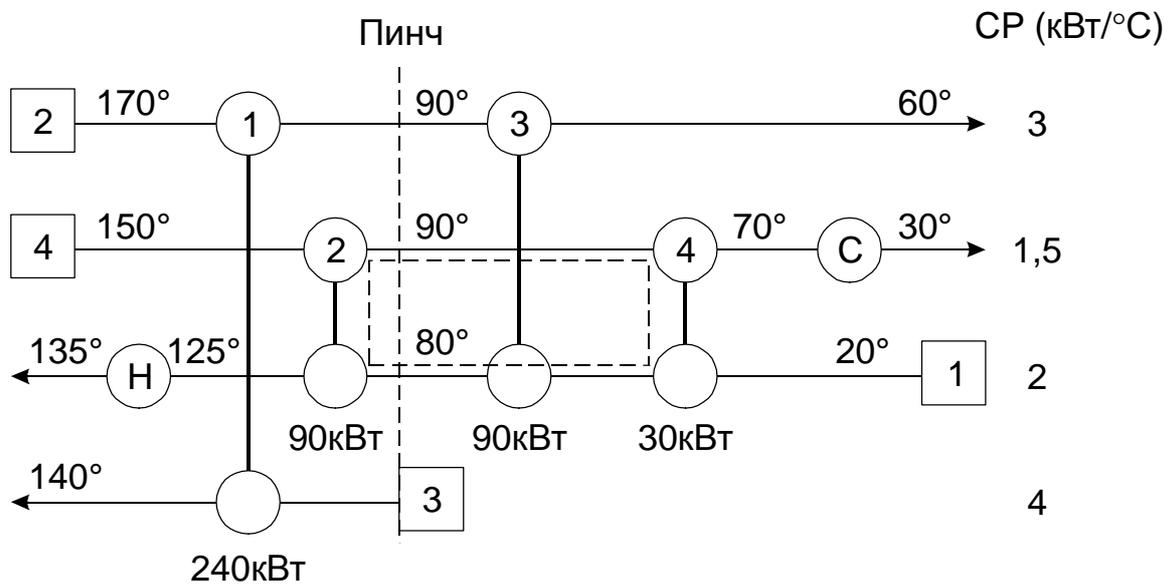


Рис. 4.26. Пример проекта, выполненного с помощью пинч-метода

руемой системы уже будет больше, чем целевые энергетические значения, но при данной оптимизации мы стремимся только к снижению капитальных затрат.

Рассмотрим несколько простых примеров. На рис. 4.26. приведен проект некоторого процесса, имеющего два холодных и два горячих потока, ΔT_{\min} в этом проекте равна 10°C , пинч-температура горячих потоков 90°C и 80°C , соответственно, для холодных. В данном проекте имеется цикл, который показан штриховой линией. Поскольку в пределах цикла мы можем менять нагрузки на теплообменниках так, чтобы общая нагрузка между потоками 1 и 4 сохранялась, и вследствие того, что обозначенный цикл состоит только из двух теплообменников, мы вправе переместить нагрузку в 30 кВт с 4 теплообменника на 2-й. После этого нагрузка на теплообменнике 4 становится равной нулю, и он исключается из тепловой схемы (рис. 4.27).

Выполнив перемещение тепловой нагрузки в пределах цикла, нам необходимо пересчитать температуры потоков на теплообменниках, тепловые нагрузки которых изменились.

Температура холодного потока, поступающего в теплообменник 2, уменьшится на 15°C . Действительно, до того как мы разорвали цикл, потоку 1 передавалась тепловая энергия в 30 кВт (рис. 4.26), что приводило к его нагреву на $\Delta T = \frac{30}{\text{CP}_2} = \frac{30}{2} = 15^\circ\text{C}$. Далее этот поток в теплообменнике 3

нагревался до пинч-температуры 80°C . После разрыва цикла поток 1 на-

гревается в теплообменнике 3 до 65°C (рис. 4.27). Вследствие того, что мы увеличили нагрузку теплообменника 2, температура горячего потока на холодной стороне теплообменника станет равной $T_2 = 150^{\circ} - \frac{120}{\text{CP}_4} = 150^{\circ} - 80^{\circ} = 70^{\circ}\text{C}$, т.е. уменьшится на 20°C .

Вычисление температур на 2-м теплообменнике показывает, что

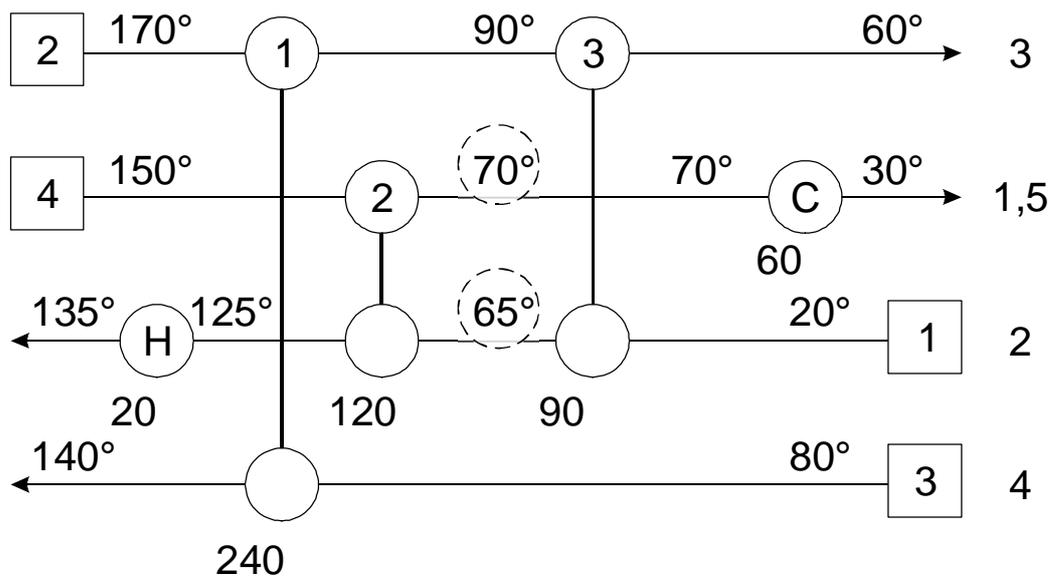


Рис. 4.27. Проект после разрыва цикла.

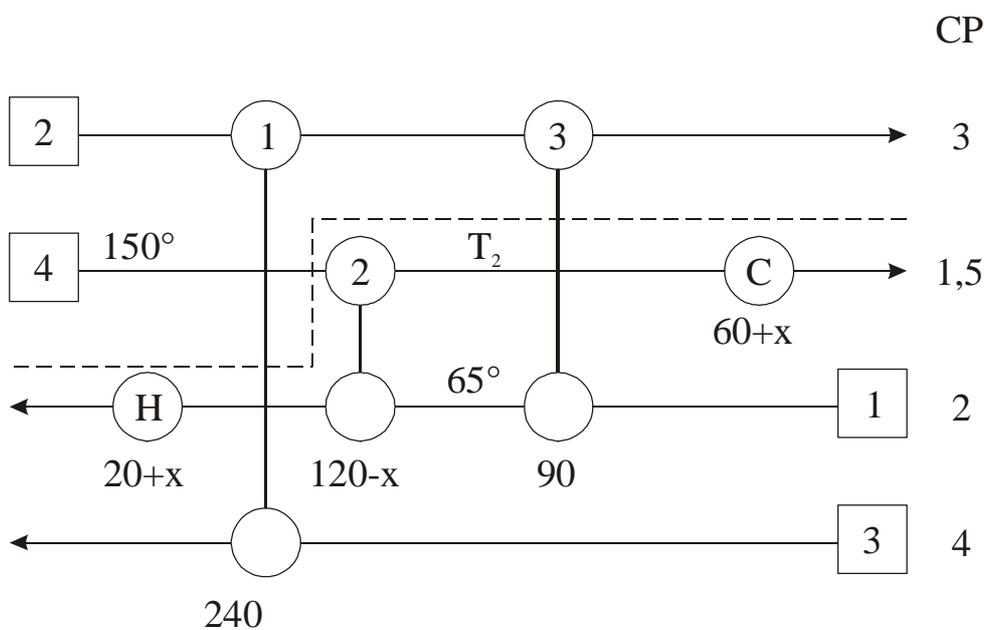


Рис. 4.28. Использование утилитного пути для увеличения температурной разности на теплообменнике после разрыва цикла.

температурная разность на его холодной стороне уменьшилась до 5°C . Эта величина может быть приемлема для пластинчатых, пластинчато-ребристых или спиральных теплообменников. Но если существующие ограничения вынуждают использовать кожухотрубчатые аппараты, то температурная разность между теплоносителями на холодном конце теплообменника 2 должна быть увеличена, например, восстановлена разность ΔT_{\min} или 10°C .

Для этого, мы можем воспользоваться утилитным путем, который проходит вдоль потока №1 от нагревателя к теплообменнику 2 через этот

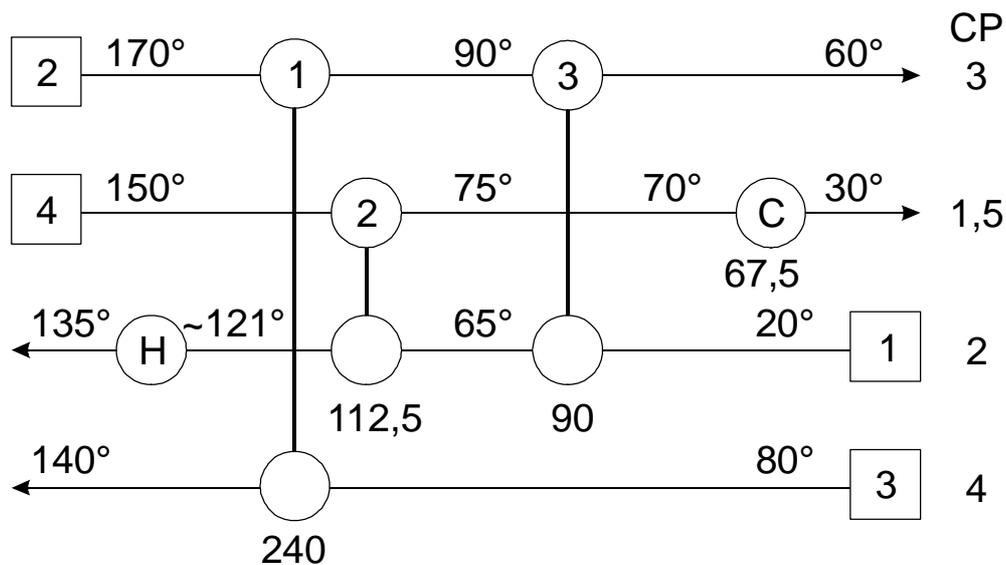


Рис. 4.29. Проект теплосети с минимальным количеством теплообменников.

теплообменник и далее вдоль потока №4 к холодной утилите (рис. 4.28).

Если мы увеличим тепловую нагрузку на нагреватель на X единиц, тогда, чтобы энтальпийный баланс потока 1 не изменился, нагрузка на рекуперативном теплообменнике №2 должна быть уменьшена на X единиц. А для того, чтобы поток 4 достиг своей целевой температуры, нагрузка на холодную утилиту также должна быть увеличена на X единиц. Таким образом, мы просто "проталкиваем" X единиц теплоты от горячей утилиты к холодной и тем самым уменьшаем нагрузку теплообменника 2 на X единиц. Теплообменник 3 не входит в утилитный путь, и поэтому его нагрузка не изменяется в течение проводимой нами сдвигки нагрузки вдоль пути. Вследствие этого температура потока №1 на горячей стороне теплообменника 3 остается равной 65°C . Однако, уменьшение нагрузки на теплообменнике 2 должно увеличить T_2 (рис. 4.28), и тем самым увеличить температурную разность на горячей стороне теплообменника 2. Посчитаем, какую нагрузку мы должны добавить к внешним энергоносителям, чтобы увеличить температурную разность на холодной стороне теплообменника 2 до 10°C .

Очевидно, что

$$T_2 = 150^\circ - \frac{120 - X}{CP_4} = 150^\circ - \frac{120 - X}{1,5},$$

где $\frac{120 - X}{CP_4}$ - уменьшение температуры потока №4 в теплообменнике 2;

Аналогичное выражение, но записанное для утилитного теплообменника, дает:

$$T_2 = 30^\circ + \frac{60 + X}{1,5},$$

где $\frac{60 + X}{CP_4}$ - уменьшение температуры потока №4 в охладителе.

Для того, чтобы ΔT на холодной стороне теплообменника 2 была равна 10°C , T_2 должна быть равна 75°C , откуда определяем, что $X = 7,5$ кВт. В итоге мы получили проект для минимального числа теплообменни-

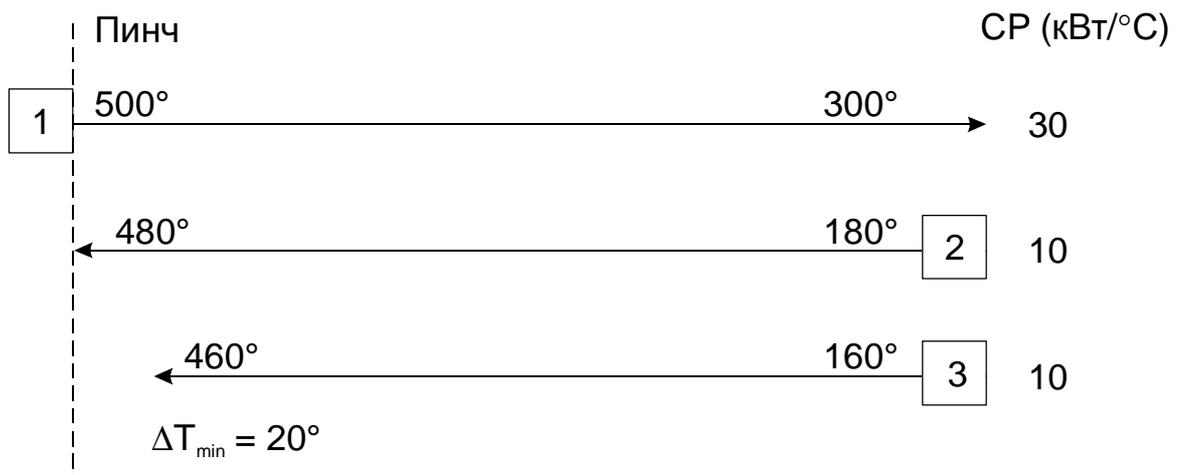


Рис. 4.30. Трехпотоковая задача, лежащая полностью ниже пинча.

ков (рис. 4.29), в котором, за исключением одного теплообменника, мы заплатили увеличением мощности холодной и горячей утилиты на $7,5$ кВт одновременно. Но, если бы мы оставили температурную разность на холодной стороне теплообменника 2 равной 5°C , то это могло привести к чрезмерно большой площади поверхности теплообмена. Поэтому вопрос исключения теплообменника из цикла или окончательный выбор температурных разностей – это вопрос стоимостной оптимизации тепловой сети.

Рассмотрим пример, изображенный на рис. 4.30. Анализ потоковых данных показывает, что пинч находится на снабжающей температуре горячего потока 1 и на целевой температуре холодного потока 2. Холодные и горячие потоки находятся в полном тепловом балансе, и поэтому нет необ-

ходимости использовать внешние утилиты как холодные, так и горячие. Поэтому задача проектирования находится полностью ниже пинча (рис. 4.30), и на пинче возможно разместить только одну теплообменную связь, а именно, связать потоки 1 и 2.

Такое размещение возможно, т.к. выполняются СР- правила, а именно, $СР_H > СР_C$ и выполнен критерий числа потоков $N_H = N_C$ (холодный поток 2 не достигает пинч-температуры). Но, если мы максимизируем нагрузку на таком размещении, отмечая поток 2 (его нагрузка равна 3000 единиц), поток 1 охладится до 400°C . Очевидно, что такая температура недостаточна, чтобы нагреть поток 3 до его целевой температуры 460°C . Поэтому в данном случае применение правила эвристической отметки ведет к проекту, в котором не достигаются целевые энергетические значения. На рисунке 4.31. приведен пример альтернативного метода выполнения размещения теплообменных связей. Здесь нагрузка теплообменника, размещенного на

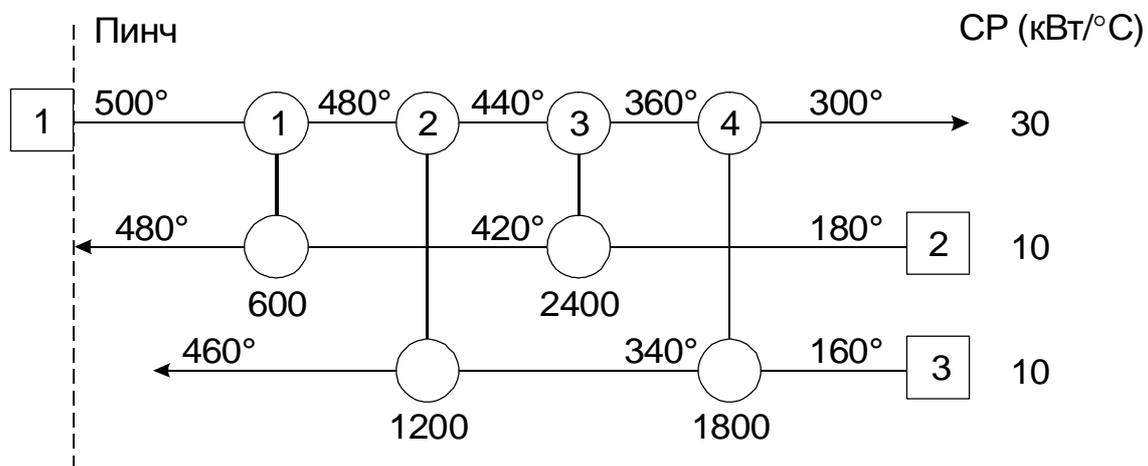


Рис. 4.31. Проект тепловой сети с циклическим размещением теплообменников

пинче, ограничена значением 600 кВт, и горячий поток 1 имеет температуру на холодной стороне теплообменника, равную 480°C , что вполне достаточно, чтобы нагреть холодный поток 3 до его целевой температуры 460°C . Однако, на следующем размещении теплообменника (теплообменник 2) между потоком 1 и 3 также нельзя максимизировать нагрузку потому, что сейчас поток 2 должен быть нагрет до температуры 420°C (рис. 4.31) горячим потоком 1. Поэтому, нагрузка теплообменника 3 будет ограничена и равна 1200 кВт для того, чтобы горячий поток на холодной стороне теплообменника 2 имел температуру равную 440°C , что позволяет нагреть 2-й поток до 420°C в теплообменнике 3, размещенном на первом и втором потоке. Нагрузка теплообменника 3 выбирается так, чтобы, размещая теплообменник 4 на потоках 1 и 3, мы могли завершить проект. Случай, когда потоковые температуры и теплоемкости вынуждают в проекте делать чередующиеся объединения одних и тех же потоков называется *циклическим размещением теплообменников*.

Циклические размещения теплообменников всегда ведут к структуре теплосети, содержащей циклы и, следовательно, число теплообменников в такой сети превышает минимально возможное их количество. Существует только один способ избежать циклического размещения теплообменников – это расщепление потоков на пинче. На рис. 4.32 поток с большим значением потоковой теплоемкости расщеплен на две параллельных ветви, каждая из которых объединена с холодным потоком. Такая техника уменьшения потоковой теплоемкости позволяет предотвратить использования циклических размещений. Сейчас мы можем максимизировать нагрузки на теплообменниках, ставя отметки на холодных потоках без появления температурных проблем. В результате получаем проект с минимальным количеством теплообменников.

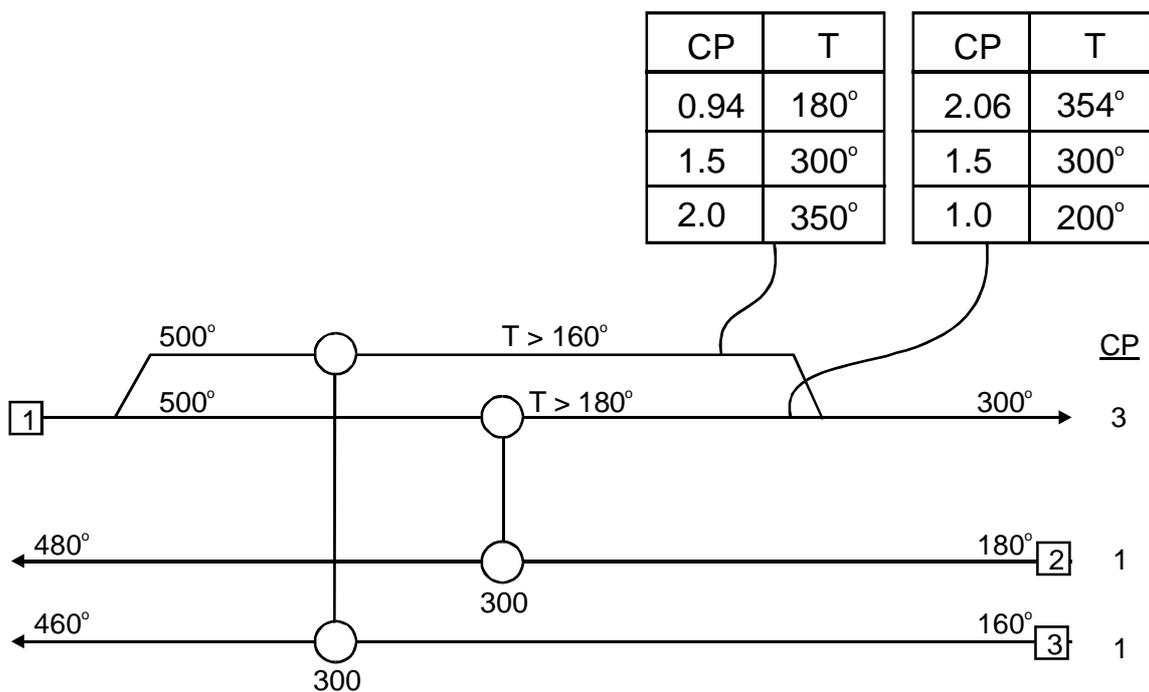


Рис. 4.32. Ветви расщепления технологических потоков добавляют степени свободы при оптимизации теплообменных схем ХТС

Еще раз отметим, что расщепление потоков вносит дополнительную гибкость в тепловую сеть. Расходы в ветвях расщепленного потока мы можем выбирать в пределах, определяемых начальными температурами холодных потоков. Так, если горячая ветвь, объединенная с потоком 3, охлаждается до 180°C (минимально возможная температура), ее потоковая теплоемкость будет равна 0.94, и тогда, как следует из массового баланса, теплоемкость второй ветви будет равна 2.06. Такое значение CP ветви, связанной с потоком 2, приводит к температуре этой на выходе равной 354°C, что намного выше необходимой для теплообмена минимальной температуры, равной 200°C. Аналогичные соображения можно применить для определения CP в ветвях, основываясь на начальной температуре потока 2.

Если СР горячей ветви, объединенной теплообменной связью с потоком 2, равно 20, то ее температура на выходе будет равна 350°C. Тогда для параллельной ветви СР = 10 и температура на выходе равна 200°C, что вполне допустимо. Следовательно, СР ветви, объединенной с потоком 3, может меняться в пределах от 9,4 до 20, а в параллельной ветви соответственно от 20,6 до 10 (рис. 4.32).

Таким образом, циклы, утилитные пути и потоковые расщепления создают дополнительные возможности для регулирования цены проектируемой тепловой сети, и определение минимальной ее стоимости это многокритериальная, нелинейная задача оптимизации. При этом, из ограничений остаются только те, которые допускают возможность теплообмена между теплоносителями: положительные температурные разности и положительная нагрузка на каждом теплообменном аппарате, а также положительные расходы в ветвях расщеплений.

Если тепловая сеть оптимизируется при фиксированном потреблении энергии, тогда используются только циклы и расщепления потоков. Когда потребление энергии может варьироваться, то и утилитные пути могут также быть включены в процесс оптимизации. При этом, если энергопотребление в сети будет увеличиваться, то капитальные затраты будут уменьшаться.

4.7. Заключение

Методы, рассмотренные в данной главе, играют исключительную роль при проектировании тепловых сетей ХТС, поэтому давайте кратко сформулируем полученные результаты:

- Стоимость, потребляемой энергии и капитальные затраты могут быть установлены до начала проектирования.
- До начала проекта может быть найден компромисс между стоимостью энергии и капитальными затратами, т.е. определено значение ΔT_{\min} .
- Проекты теплосетей могут быть оптимизированы, используя степени свободы в циклах, утилитных путях и расщеплениях потоков.

Глава 5

ВЫБОР И РАЗМЕЩЕНИЕ УТИЛИТ

5.1. Краткие рекомендации по выбору утилит

До сих пор, изучая методы энергосбережения, применяемые в пинч анализе при создании новых проектов или проектов реконструкции ХТС, мы предполагали, что внешние утилиты как холодные, так и горячие являются совершенно однородными, т.е. удельная стоимость всех горячих энергоносителей принималась одинаковой и, соответственно, стоимость всех холодных энергоносителей принималась также одинаковой. Конечно, между собой эти стоимости отличались.

В то же время даже в пределах одной ХТС потребление утилит мо-

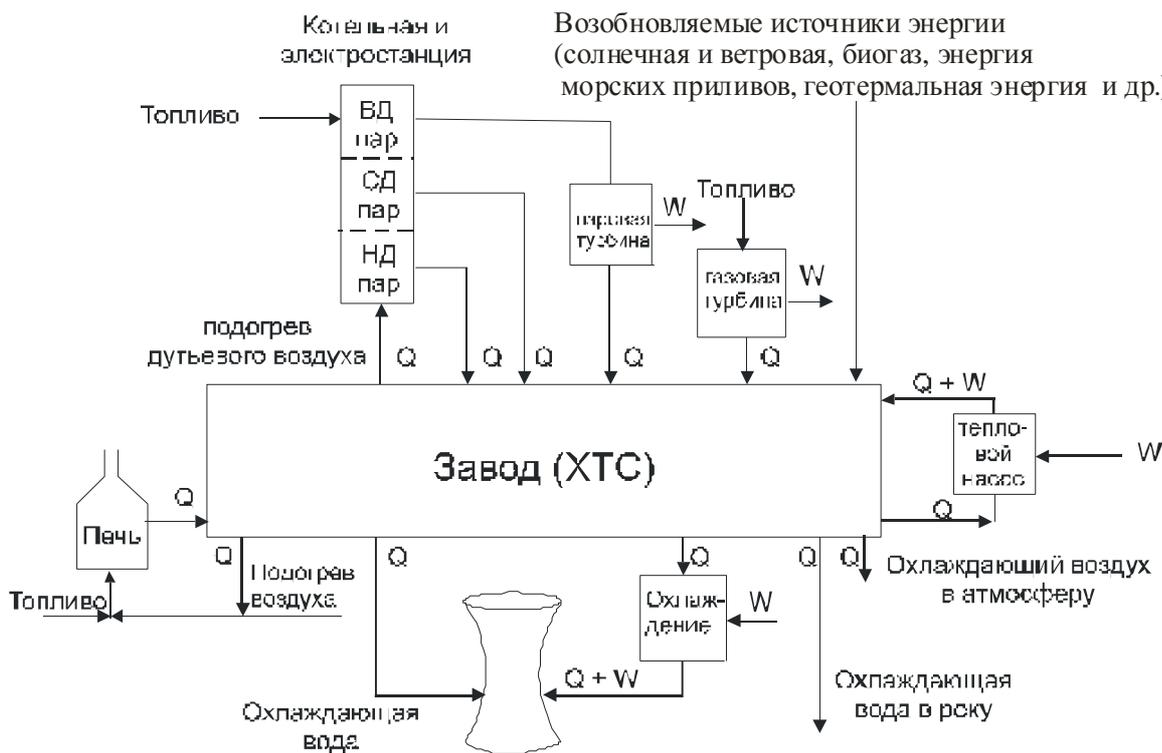


Рис. 5.1. ХТС обычно потребляет энергию на различных уровнях

жет осуществляться от различных внешних энергоносителей (рис. 5.1). Для подогрева на высокой температуре могут быть использованы газовые печи или отработанные газы газовых турбин. Для подогрева на низких темпера-

турах обычно используется водяной пар на различных уровнях давления. Для охлаждения потоков могут использоваться производство пара, охлаждающая вода, холодильные установки, тепловые насосы и т. д.

Обычно горячие высокотемпературные энергоносители имеют более высокую стоимость, чем низкотемпературные. Поэтому использование горячих утилит на самых низких, технологически допустимых уровнях снижает стоимость проекта, а генерация горячих утилит на наибольших уровнях увеличивает доход от производства горячих утилит. Обратная закономерность наблюдается при использовании и производстве холодных утилит потому, что холодные утилиты более дорогие на низких уровнях температуры. Кратко это можно сформулировать следующим образом:

- Горячие утилиты необходимо использовать на низших допустимых уровнях, а генерировать на наиболее высоких уровнях.
- Холодные утилиты необходимо использовать на наиболее высоких допустимых уровнях, а генерировать на наиболее низких уровнях.

5.2. Размещение утилит с помощью составных кривых. Утилитный пинч

Но есть ли способ выбора оптимального уровня для потребляемых утилит? Давайте попробуем использовать составные кривые технологических потоков для размещения утилит различного уровня. Предположим, что мы хотим заменить часть пара высокого давления, используемого для

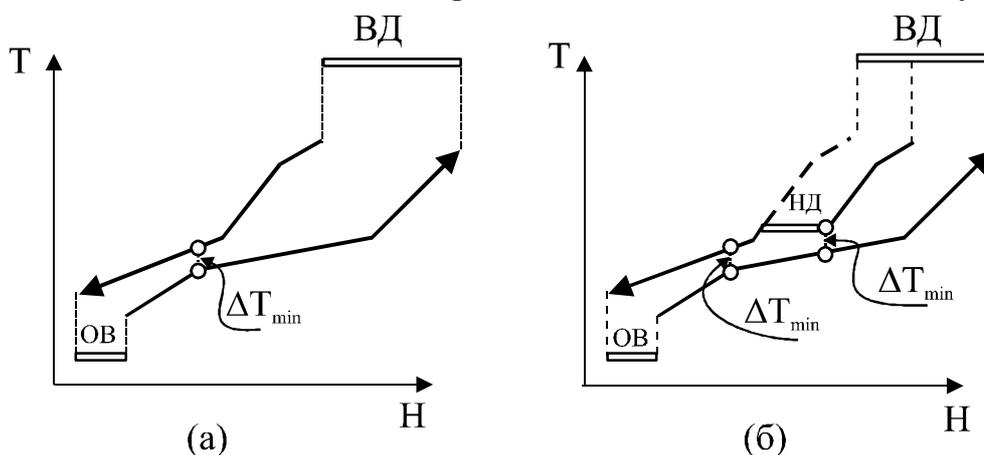


Рис. 5.2. Использование составных кривых для размещения утилит

нагрева холодных потоков, паром среднего давления (рис. 5.2). Для этого горячая составная кривая разрывается на температуре насыщения пара среднего давления, и изменение энтальпии пара вставляется в горячую составную кривую горизонтальной линией, поскольку конденсация пара происходит при постоянной температуре. Можно сказать, что подводимая энергия паром среднего давления изображается на горячей составной кри-

вой как изменение энтальпии горячего потока с фазовым превращением (рис. 2.1), т. е. потока, у которого $CP = \infty$. Поскольку пар среднего давления дешевле пара высокого давления, для уменьшения стоимости потребляемой внешней энергии следует максимизировать потребление пара среднего давления. Однако, при увеличении потребления пара среднего давления на некотором значении его тепловой нагрузки достигается разность температур между утилитой, встроенной в горячую составную кривую, и холодной составной кривой. Она равна ΔT_{\min} (рис. 5.2). Эта область называется *утилитным пинчем*.

При введении более дешевых промежуточных утилит тепловая нагрузка на них обычно максимизируется. Вследствие этого разность темпе-

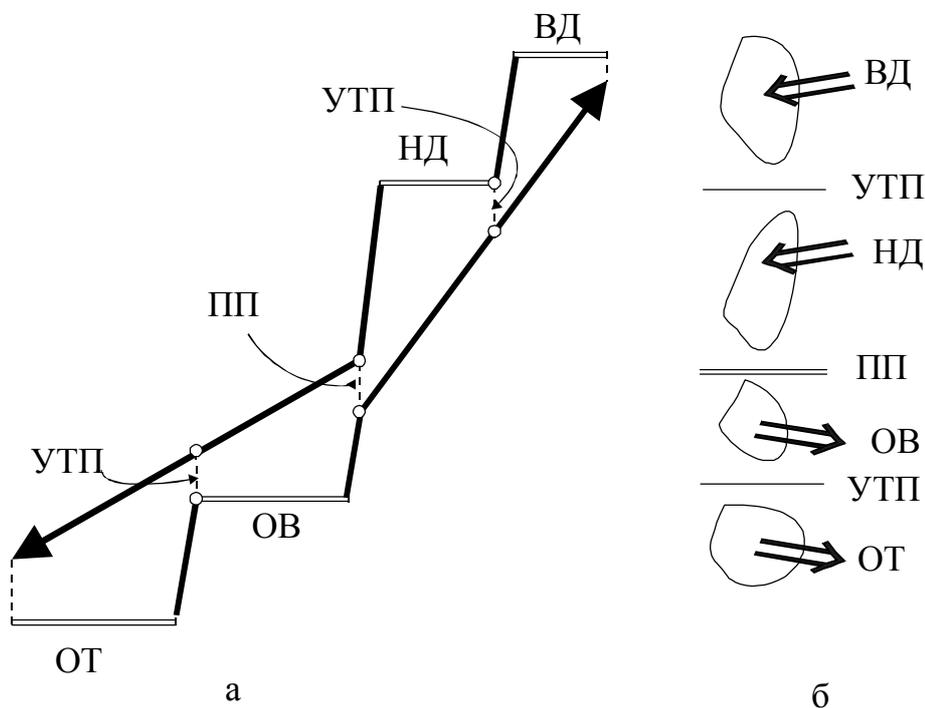


Рис. 5.3. Утилитный пинч могут формировать как промежуточные горячие, так и промежуточные холодные утилиты – (а); (б) – общее правило размещения утилит: нагрев над процессным пинчем, охлаждение под ним. УТП – утилитный пинч, ПП – процессный пинч, ВД – пар высокого давления, НД – пар низкого давления, ОВ – охлаждающая вода, ОТ – охлаждение при отрицательных температурах по Цельсию

ратур между горячими промежуточными утилитами и холодной составной кривой становится равной ΔT_{\min} (рис. 5.3). Следовательно, утилитный пинч может быть расположен как слева, так и справа от процессного пинча.

Заметим также, что утилитный пинч может формироваться при введении промежуточных утилит не только между утилитами и составными кривыми, но и между составными кривыми (рис. 5.4б), точка Б.

Промежуточные горячие утилиты после максимизации их нагрузки передают тепло, как правило, ниже пинча, но утилитного пинча, а не

процессного (рис. 5.3, 5.4б). Аналогичное замечание, но обратное по содержанию, справедливо для промежуточных холодных утилит. Эти утилиты, после максимизации их нагрузки, охлаждают горячие потоки выше утилитного пинча (рис. 5.3).

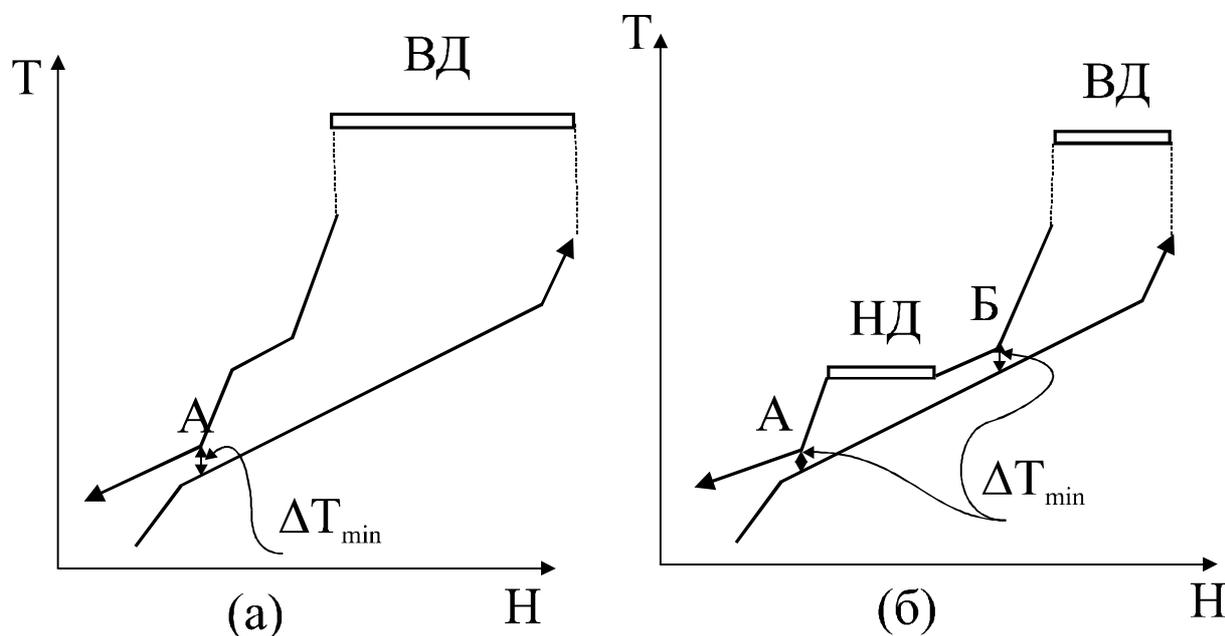


Рис. 5.4. Формирование утилитного пинча между составными кривыми: (а) – процессный пинч сформирован технологическими потоками – А; (б) – формирование утилитного пинча технологическими потоками – Б. ВД – пар высокого давления; НД – пар низкого давления

5.3. Проектирование теплообменных систем при наличии утилитных пинчей

Сейчас мы кратко рассмотрим метод построения теплообменной сети для ХТС, в которой имеются утилитные пинчи, образованные введением промежуточных энергоносителей. Локализация утилитных пинчей легко определяется с помощью составных кривых (рис. 5.5). Затем рисуется сеточная диаграмма технологических потоков ХТС, на которой вертикальными линиями показываются пинчи как процессный, так и утилитные. Если в системе имеется N пинчей, то на сеточной диаграмме они делят систему на $N + 1$ подсистему, каждая из которых находится в тепловом балансе со своими утилитами. Перед проектированием этот баланс необходимо проверить (рис. 5.5). После этого мы проектируем тепловую сеть независимо для каждой из подсистем, применяя уже изученные нами пинч-принципы, т.е. запрещая перенос энергии через каждый из пинчей, удовлетворяя критерию ΔT_{\min} и СР правилам, а также критериям расщепления потоков.

При этом необходимо помнить, что при удовлетворении тепловых нагрузок потоков, которые нельзя удовлетворить за счет организации теплообменной связи между потоками, мы должны использовать только те утилиты, которые доступны для данной подсистемы.

В качестве примера рассмотрим технологический процесс, состоящий из четырех потоков, данные для которых приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1. Потокосые данные для четырех потоковой задачи с утилитными пинчами.

Поток	Тип	$T_s, ^\circ\text{C}$	$T_T, ^\circ\text{C}$	CP, (кВт/ $^\circ\text{C}$)
1	Гор.	220	40	2
2	Гор.	150	60	2,5
3	Хол.	20	115	3
4	Хол.	70	170	4

С помощью построения составных кривых мы определяем целевые значения для внешних утилит и ΔT_{\min} . Необходимая мощность горячих утилит равна 125 кВт, холодных 25 кВт, а $\Delta T_{\min} = 20^\circ\text{C}$ (рис. 5.6).

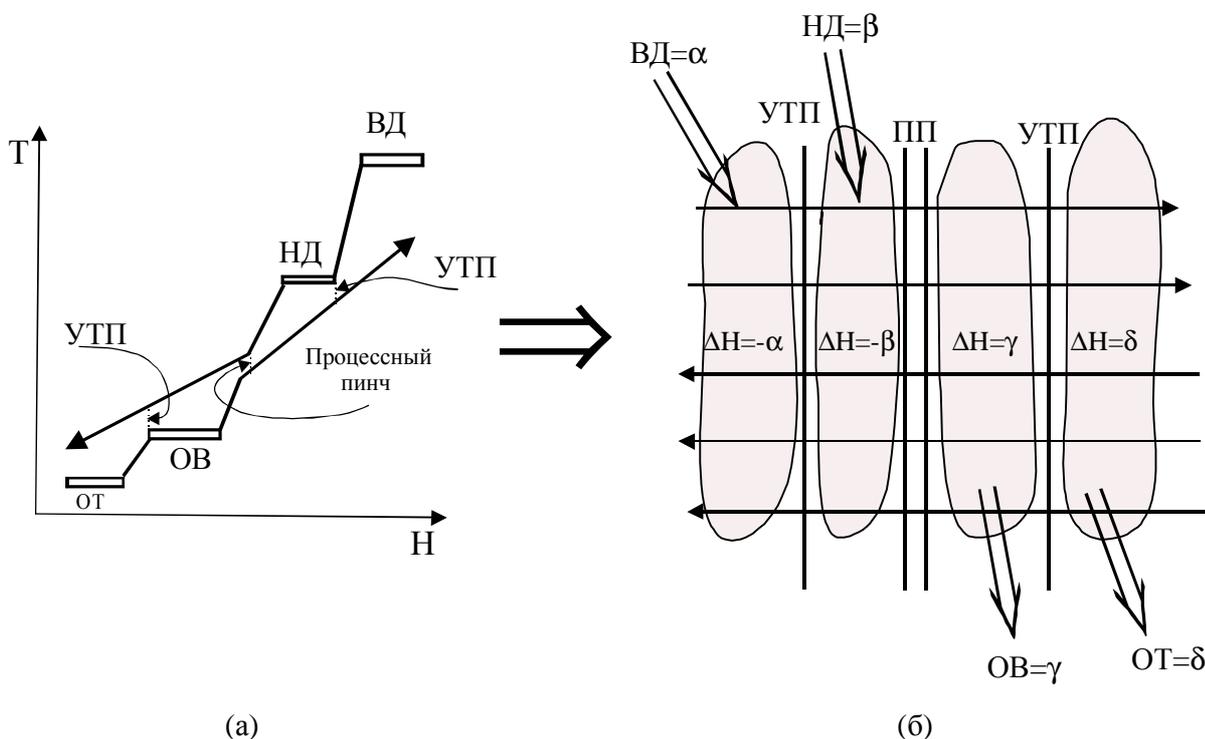


Рис. 5.5. Построение сеточной диаграммы для ХТС с наличием утилитных пинчей: (а) – составная кривая, (б) – сеточная диаграмма с указанием всех пинчей

Анализ составных кривых показывает, что частично пар высокого давления мы можем заменить на более дешевый пар низкого давления. Для

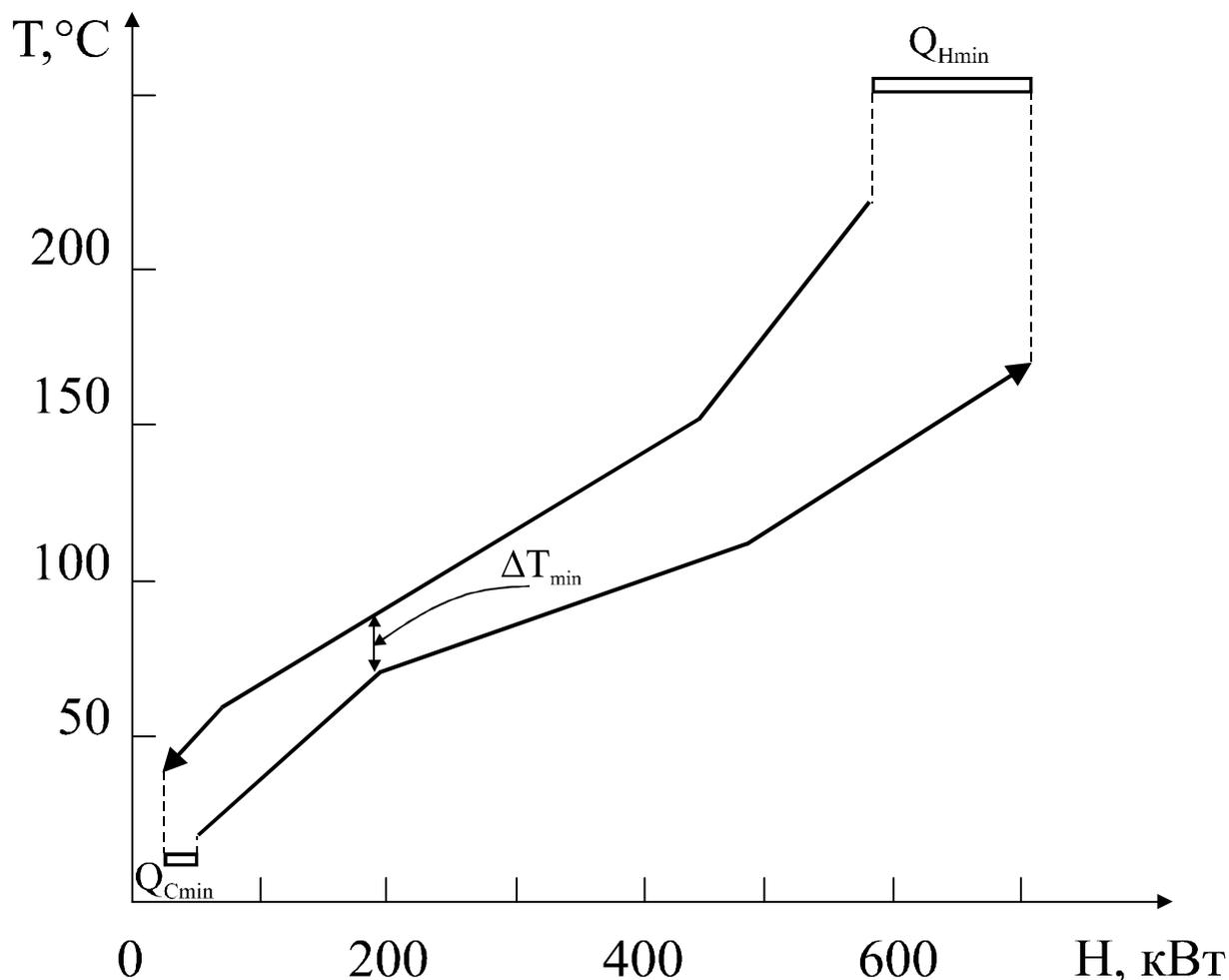


Рис. 5.6. Составные кривые потоковых данных из таблицы 4.1, $\Delta T_{\min} = 20^\circ\text{C}$, $Q_{H\min} = 125 \text{ кВт}$, $Q_{C\min} = 50 \text{ кВт}$

этого мы разрываем горячую составную кривую на 120°C и рисуем горячую утилиту как поток с $CP = :$ (рис. 5.7). Тем самым мы получили балансные составные кривые, с которыми мы познакомились в главе 4. Максимизация тепловой нагрузки на этой утилите приведет к появлению утилитного пинча на температуре $100 - 120^\circ\text{C}$ с нагрузкой на промежуточную утилиту, равной 75 кВт . После определения локализации утилитного пинча и нагрузок на утилиты мы рисуем сеточную диаграмму потоков, на которой вертикальными линиями отмечаем местоположение пинчей (рис. 5.7б). На сеточной диаграмме утилиты показываются самостоятельными потоками. Такая сеточная диаграмма называется *балансной сеточной диаграммой*. В итоге сеточная диаграмма разделяется на три подсистемы потоков, каждая из которых находится в тепловом балансе со своими утилитами (рис. 5.7б). Поверяем тепловой баланс в каждой из подсистем. Для этого рассчитываем суммарные тепловые нагрузки на горячие потоки и холод-

ные потоки. Сумма этих нагрузок должна совпадать с утилитной нагрузкой для этих подсистем.

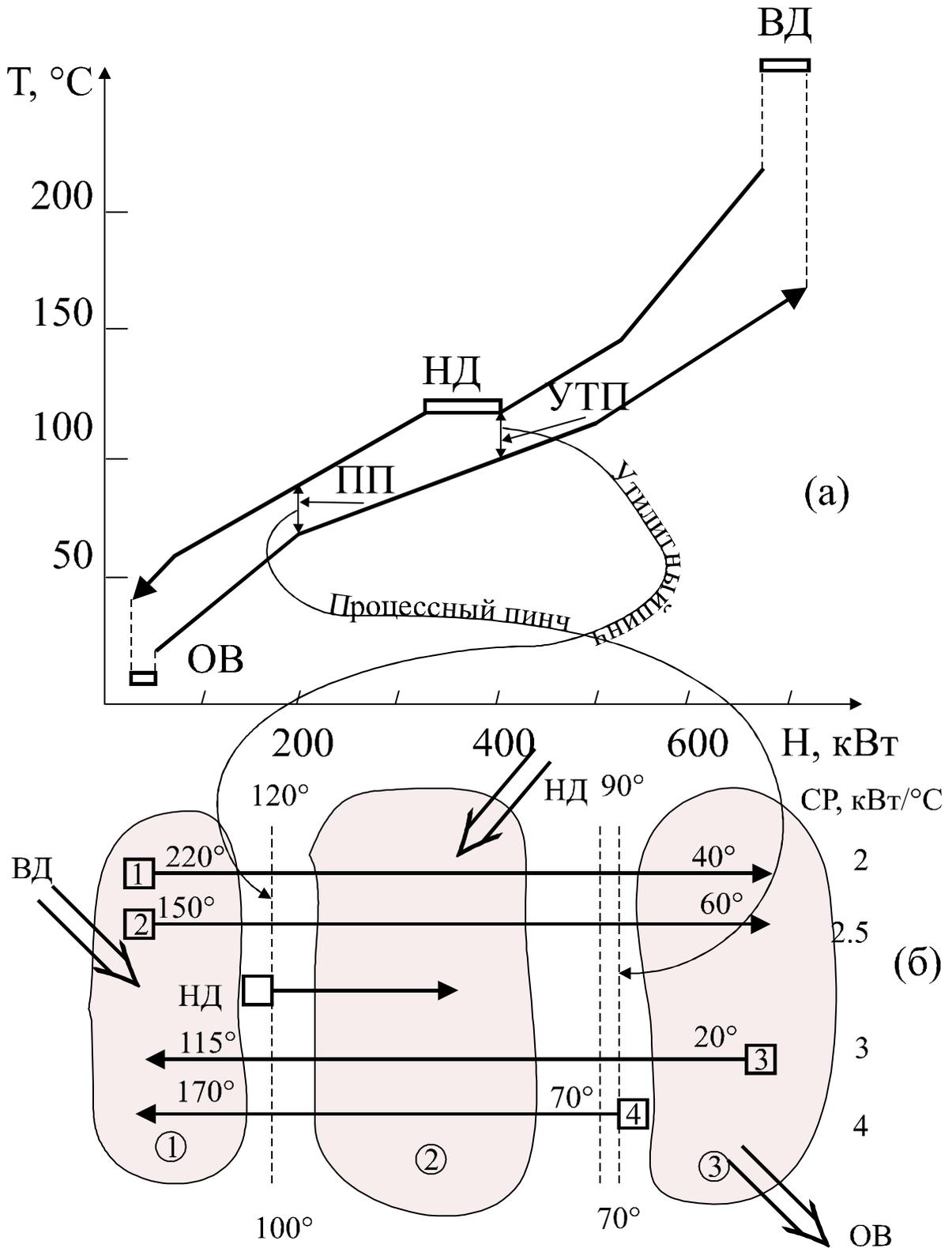


Рис. 5.7. Размещение промежуточной утилиты на составных кривых: (а) и (б) – балансная сеточная диаграмма потоков, разделенная двумя пинчами на три неизвестных подсистемы. ВД – пар высокого давления, НД – низкого давления, ОВ – охлаждающая вода, ПП – процессный пинч, УТП – утилитный пинч

1. В первой подсистеме нагрузка на поток 1 равна:

$$\Delta H_1 = (T_{T_1} - T_{S_1}) \cdot CP_1 = (120 - 220) \cdot 2 = -200 \text{ кВт};$$

на потоке 2:

$$\Delta H_2 = (120 - 150) \cdot 2,5 = - 7,5 \text{ кВт}.$$

Аналогично для холодных потоков:

$$\Delta H_3 = (115 - 100) \cdot 3 = 45 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_4 = (170 - 100) \cdot 4 = 280 \text{ кВт}.$$

Вычисляем сумму нагрузок:

$$\sum_{i=1}^4 \Delta H_i = 50 \text{ кВт},$$

что соответствует тепловой нагрузке на пар высокого давления (рис. 5.7).

2. Тепловой баланс для второй подсистемы:

$$\Delta H_1 = (90 - 120) \cdot 2 = - 60 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_2 = (90 - 120) \cdot 2,5 = - 75 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_3 = (100 - 70) \cdot 3 = 90 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_4 = (100 - 70) \cdot 4 = 120 \text{ кВт};$$

$$\sum_{i=1}^4 \Delta H_i = 75 \text{ кВт},$$

что соответствует тепловой нагрузке на пар среднего давления.

3. Тепловой баланс для третьей подсистемы:

$$\Delta H_1 = (40 - 90) \cdot 2 = - 100 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_2 = (60 - 90) \cdot 2,5 = - 75 \text{ кВт};$$

$$\Delta H_3 = (70 - 20) \cdot 3 = 150 \text{ кВт}.$$

Тепловой поток №4 в этой подсистеме отсутствует, поэтому

$$\sum_{i=2}^4 \Delta H_i = -25 \text{ кВт},$$

что равно тепловой нагрузке на холодные утилиты.

Итак, тепловой баланс во всех трех подсистемах соблюдается. Далее, используя сеточную диаграмму (рис. 5.7б), выполняем проекты теплообменных сетей в каждой из подсистем. Как обычно начинаем с процессного пинча и движемся в стороны от него. Начнем с подсистемы, находящейся ниже пинча. Критерий числа потоков ниже процессного пинча выполняется $N_{out} \geq N_{in}$, но критерий, т. е. $CP_{out} \geq CP_{in}$ не выполняется, поэтому холодный поток в этой подсистеме разделяем на два потока (рис. 5.8).

Далее размещаем теплообменники, как показано на рисунке 5.8, и рассчитываем тепловую нагрузку на них.

Нагрузка на теплообменник 1:

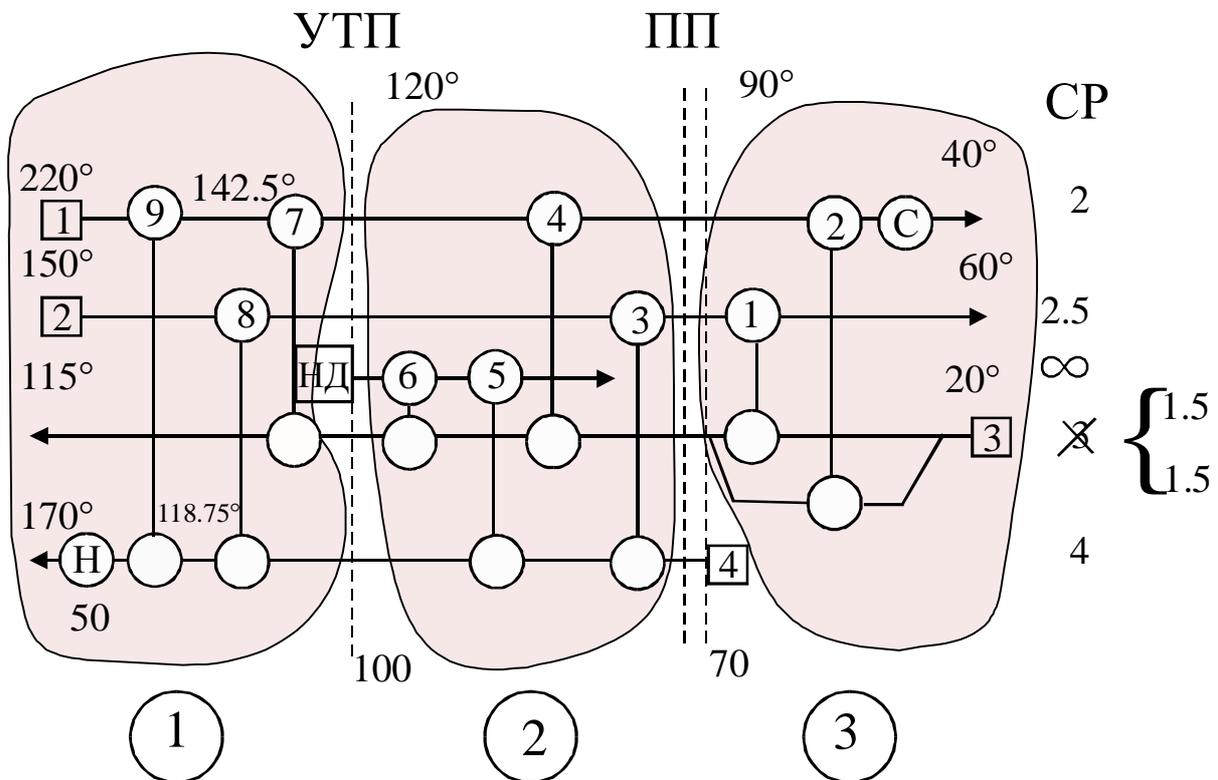


Рис. 5.8. Для достижения целевых значений в многопинчевых задачах проектирование выполняется в каждой из подсистем потоков, сформированных пинчами, независимо друг от друга

$$\begin{aligned} (T_{S2} - T_{T2})CP_2 &= (T_{T3} - T_{S3})CP_3; \\ (90 - 60) \cdot 2,5 &= (70 - 20) \cdot 1,5; \\ 75 \text{ кВт} &= 75 \text{ кВт}, \end{aligned}$$

на второй теплообменник:

$$\begin{aligned} (90 - 40) \cdot 2 &= (70 - 20) \cdot 1,5; \\ 100 \text{ кВт} &\neq 75 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Следовательно, от потока 1 необходимо дополнительно отводить тепловой поток мощностью 25 кВт. Поэтому размещаем на нем охладитель (утилитный теплообменник) (рис. 5.8).

В подсистеме 2 начинаем размещение теплообменников со второго потока как потока, входящего в пинч и имеющего наибольшее значение CP . Размещаем теплообменник между потоком 2 и 4 и максимизируем нагрузку.

Здесь $\Delta H_2 = 75$ кВт, а $\Delta H_4 = 120$ кВт, поэтому на потоке 4 слева от теплообменника 3 необходимо поставить нагреватель мощностью 45 кВт.

Размещаем теплообменник 4 между потоками 1 и 3 и максимизируем нагрузку на нем. Здесь $\Delta H_1 = 60$ кВт, а $\Delta H_3 = 70$ кВт, поэтому для приведения потока 3 к пинч температуре, слева от теплообменника 4, дополнительно требуется еще 30 кВт.

Остатки нагрузки у потоков 3 и 4 удовлетворяем с помощью теплообменников 5 и 6, связывающих эти потоки с паром низкого давления.

В подсистеме 1 выше утилитного пинча для любых потоков выполняется соотношение $CP_{out} \geq CP_{in}$. Поэтому размещаем теплообменник 3 на потоках 1 и 3 и максимизируем нагрузку. ΔH_3 здесь равно 45 кВт, а $\Delta H_1 = 200$ кВт, и тогда слева от теплообменника 7 на потоке 1 еще необходимо снять 155 кВт. Рассчитываем температуру перед теплообменником 7 на потоке 1 из соотношения

$$(T' - 120^\circ) \cdot 2 = 45, \text{ т. е. } T' = 142,5^\circ\text{C}.$$

Восьмой теплообменник размещаем между потоком 2 и потоком 4 и максимизируем нагрузку. Здесь $\Delta H_2 = 75$ кВт, а $\Delta H_4 = 280$ кВт, т.е. к потоку 4 после теплообменника 8 необходимо подвести тепловой поток мощностью 205 кВт. Рассчитываем температуру на потоке 4 после теплообменника 8, она равна $118,75^\circ\text{C}$. Следовательно, без нарушения критерия ΔT_{min} мы объединяем теплообменником 9 потоки 1 и 4 и максимизируем на нем нагрузку. Далее полученная теплообменная схема может быть оптимизирована с помощью методов, описанных в главе 4.

5. 4. Большая составная кривая

Итак, мы видим, что составные кривые могут использоваться для размещения некоторых видов утилит, но при этом существует одно большое неудобство, а именно, разрыв составных кривых и их перерисовывание (рис. 5.4). В том случае, если необходимо разместить большое число различных утилит, это можно привести к сильному загрязнению рисунка, ошибкам и множественным проверкам.

Размещение утилит с помощью составных кривых может быть затруднительно и в других случаях. Давайте рассмотрим случай, когда горячий конец холодной составной кривой находится слишком высоко, чтобы можно было использовать пар в качестве горячих утилит. В этом случае

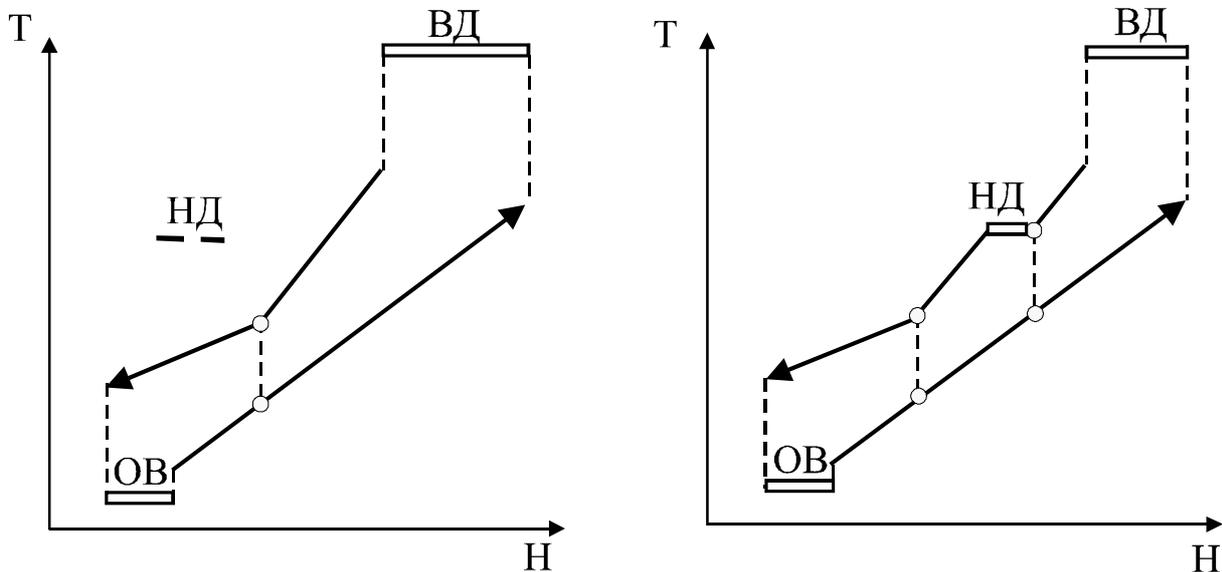


Рис. 5.9. Нам необходимо разрывать составные кривые при размещении промежуточных утилит

для нагрева холодных потоков используются печи, в которых нагрев происходит за счет теплоты продуктов сгорания топливного газа.

Для минимизации потребления печного топлива необходимо уменьшить потоковую теплоемкость продуктов горения до минимально необходимой, но как представить это на составных кривых?

Данную горячую утилиту можно было бы разместить тремя способами (рис. 5.10):

1. Мы можем выбрать целевую температуру продуктов сгорания равную температуре начала горячей составной кривой, но такой подход не минимизирует СР продуктов сгорания, т. к. поток с наименьшим значением СР на температурно-энтальпийной диаграмме должен иметь наиболее крутой наклон.
2. Мы можем попытаться выбрать в качестве целевой температуры продуктов горения – температуру, на которой формируется утилитный пинч, но мы увидим, что с помощью графического построения эту температуру определить нелегко.
3. Мы можем выбрать в качестве целевой температуры – температуру минимально доступную для горячих утилит, т. е. пинч температуру горячих потоков. Перерисовав составные кривые, мы увидим, что это приведет к нарушению критерия ΔT_{\min} .

Все это приводит к тому, что только в результате большого количества проб и ошибок мы можем определить минимально возможное значение для СР продуктов сгорания, а это означает, что составные кривые не являются идеальным инструментом для выбора утилит.

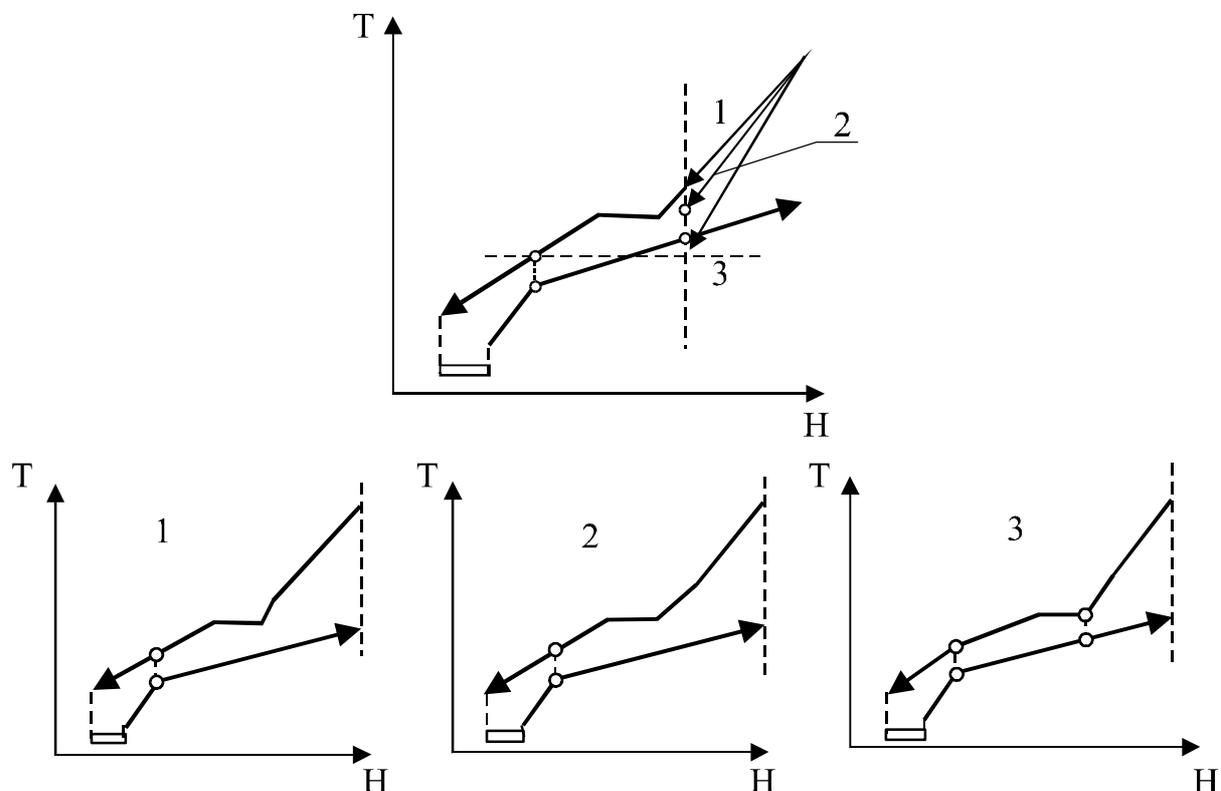


Рис. 5.10. Определение минимально допустимого значения СР продуктов сгорания

В пинч-анализе наиболее подходящим инструментом для понимания взаимодействия утилит с процессом является “Большая составная кривая” (БСК) [10]. Большая составная кривая строится с помощью теплового каскада, получаемого в алгоритме табличной задачи (гл. 2). Как мы помним, для построения теплового каскада сначала производится сдвигка составных кривых, горячая составная кривая сдвигается на $\Delta T_{\min}/2$ вниз, а холодная – на эту же величину вверх. Вычисляются сдвинутые температурные интервалы и рассчитывается общий тепловой баланс в этих интервалах (2.5). Полученные значения теплового баланса каскадируются вниз от интервала к интервалу, начиная с наибольших температур. Затем каскад корректируется так, чтобы потоки теплоты между температурными интервалами не были, по крайней мере, отрицательными. В результате определяется локализация пинча и целевые значения для утилит.

Предположим, что для некоторого процесса мы определили тепловой

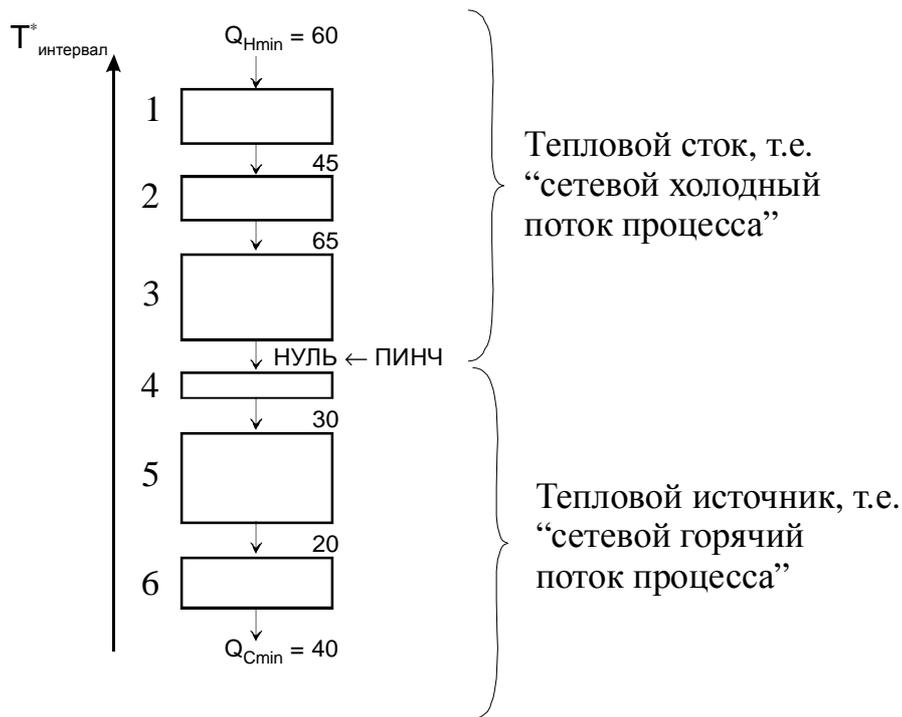


Рис. 5. 11. Тепловой каскад ХТС

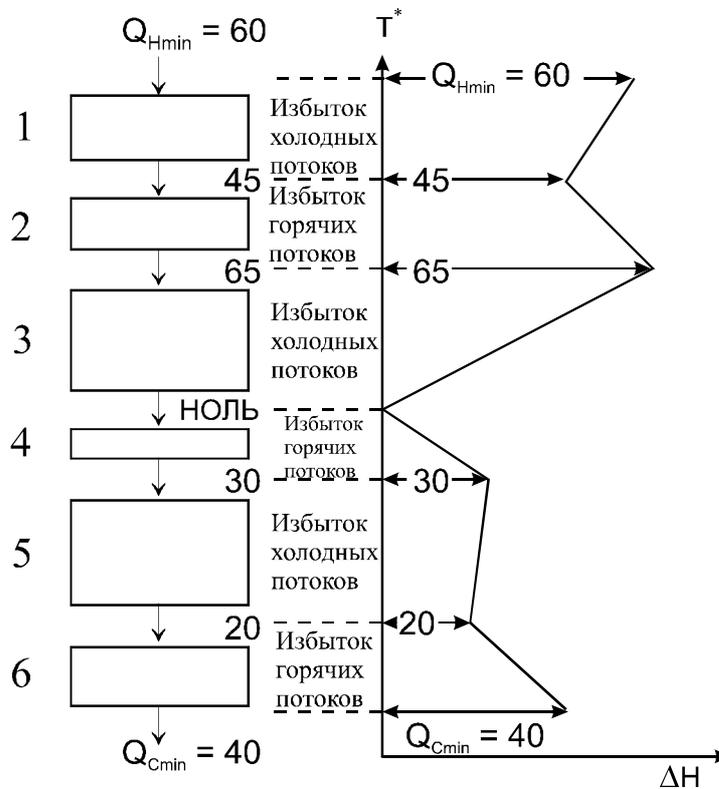


Рис. 5. 12. Построение Большой Составной Кривой (БСК) ХТС

каскад (рис. 5.11). Отложим величину тепловых потоков на температурно-энтальпийной диаграмме. При этом на оси температур откладываются зна-

чения сдвинутых температур. Соединив линиями отложенные значения тепловых потоков, мы получим *большую составную кривую* (рис. 5.12). Точка, где тепловой поток равен нулю, показывает локализацию пинча. Пинч делит ХТС на тепловой сток, находящийся выше пинча, и тепловой источник, расположенный ниже пинча (рис. 5.11). Поэтому часть большой

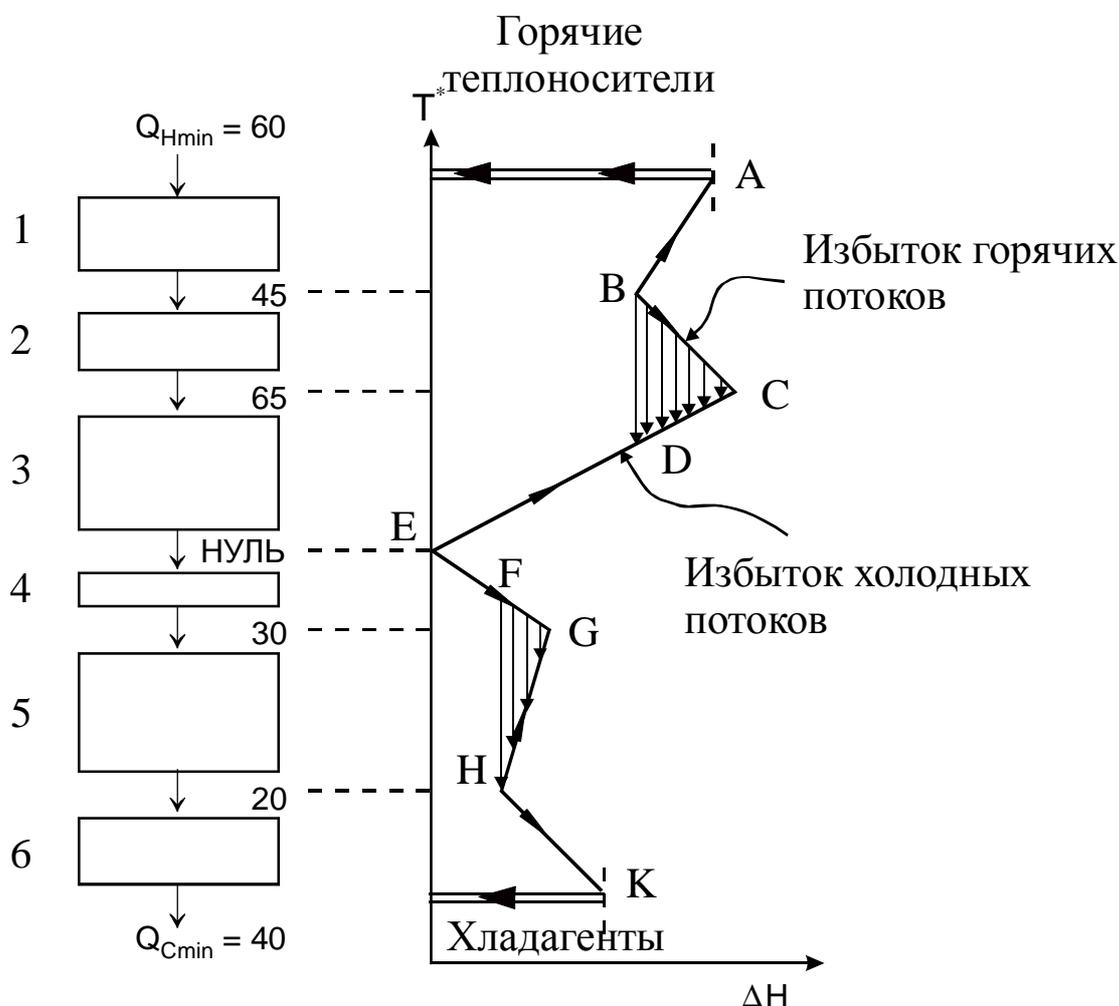


Рис. 5.13. Характеристика потоков на большой составной кривой

составной кривой, находящуюся выше пинча, можно интерпретировать как суммарный холодный сетевой технологический поток ХТС, который должен быть нагрет от температуры пинча до своей целевой температуры (рис. 5.13). Для нагрева этого суммарного холодного потока мы можем использовать горячие утилиты подобно тому, как это может быть представлено с помощью температурно-энтальпийной диаграммы в противоточном теплообменнике (рис. 5.13, 5.14а).

Аналогично график БСК ниже пинча можно представить, как суммарный горячий технологический поток ХТС, и противоточно расположить под ним холодные утилиты подобно противоточному теплообменнику (рис. 5.14б). Заметим, что суммарный охлаждающий поток можно пока-

затем идущим в обратном направлении к суммарному холодному потоку (рис. 5.14б).

В пинч-анализе график БСК ниже пинча имеет название источникового профиля процесса, а выше пинча – профилем стока процесса.

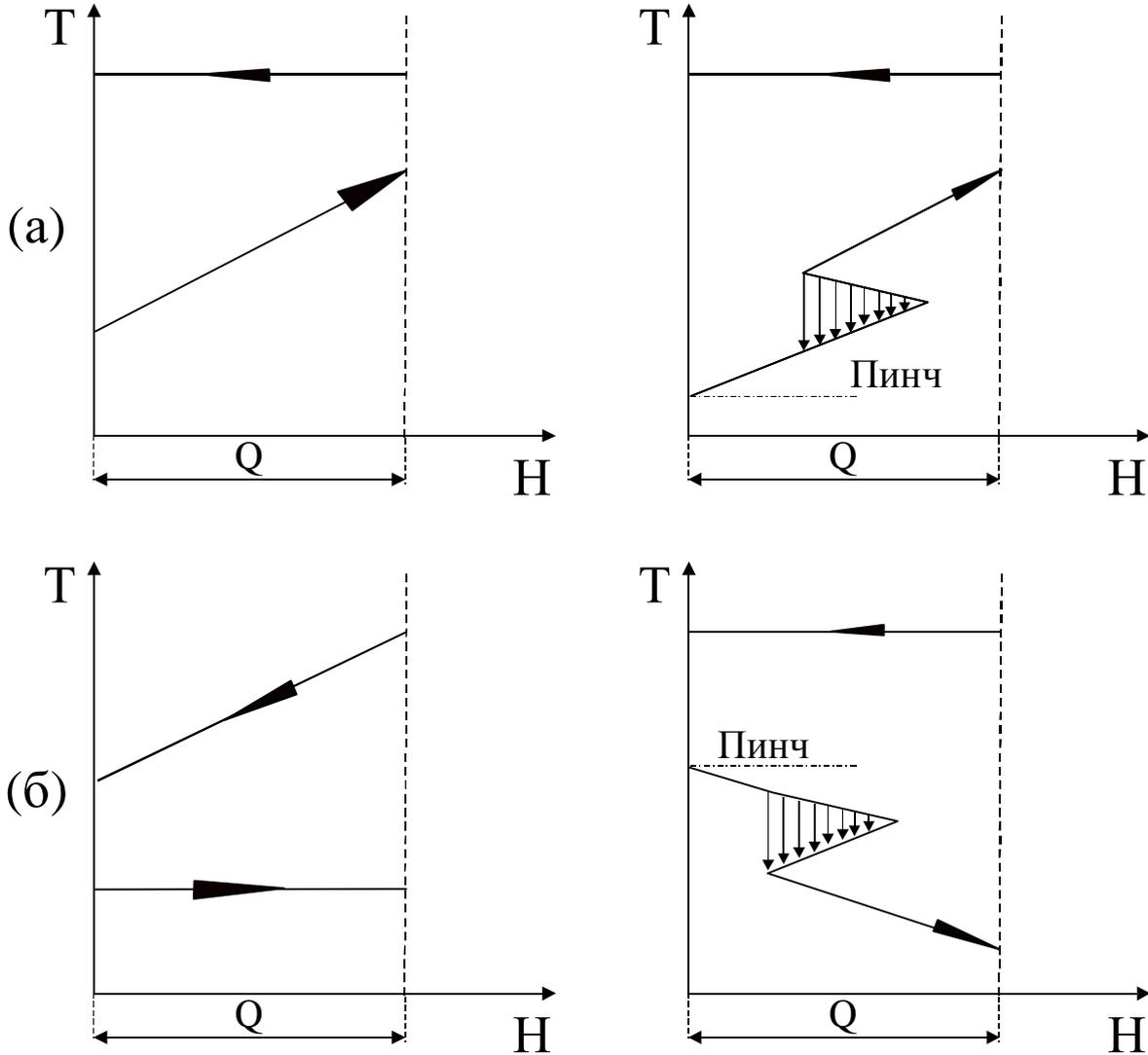


Рис. 5.14. Аналогия большой составной кривой с противоточными теплообменниками: (а) – подсистема выше пинча, (б) – подсистема ниже пинча Q – тепловая нагрузка обобщенного потока

Заштрихованные области на рис. 5.13 показывают разрывы суммарных потоков. Выше пинча секция ВС на большой составной кривой показывает избыток теплоты в температурном интервале № 2. Этот интервал представляет локальный тепловой источник среди общего теплового стока выше пинча. Аналогично этому секция ГН представляет локальный тепловой сток среди общего теплового источника, которым является подсистема технологических потоков, располагающихся ниже пинча. Излишек теплоты в секции ВС может быть передан тепловому стоку в любом месте между точкой пинча и точкой D на БСК. Однако, если передавать теплоту ин-

тервалу CD, то теплообмен будет осуществляться при минимально возможных движущих силах. Это позволяет использовать для нагрева секции ED горячие утилиты на более низких температурах, что экономически более выгодно. Аналогично ниже пинча секция потока GH получает теплоту от FG, что позволяет использовать для охлаждения секции EF высокотемпературные холодные утилиты.

Таким образом, области BCD и FGH на большой составной кривой определяют внутреннюю рекуперацию теплоты в процессе и называются карманами рекуперации теплоты. А открытая часть диаграммы вверху рисунка, т. е. величина ΔH от температурной оси до точки A (рис. 5.13), показывает целевое значение горячих утилит, внизу рисунка – холодных утилит.

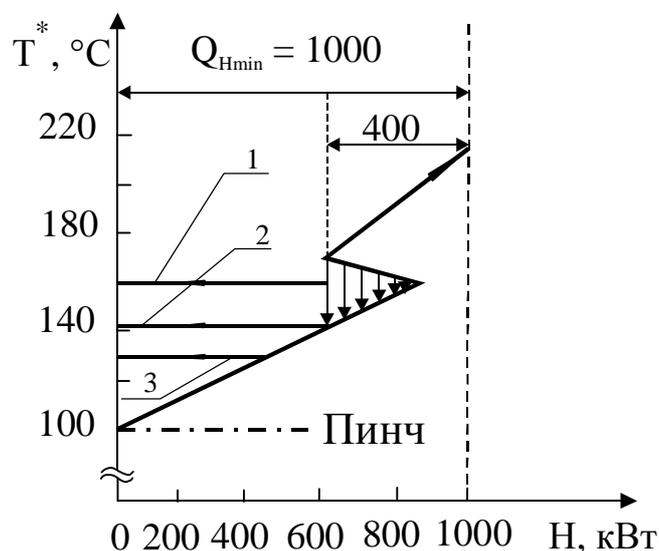


Рис. 5.15. Использование большой составной кривой для выбора целевых значений утилит: 1 – использование греющего пара на 165 °С; 2 – на 142,5 °С; 3 – на 135 °С. T^* – интервальная температура

Мы уже отмечали, что при выполнении проектов ХТС проектировщик должен стремиться минимизировать использование дорогостоящих утилит. Это означает, что необходимо использовать горячие утилиты на наименьшей доступной температуре, а холодные – на наибольшей доступной температуре.

Рассмотрим верхнюю часть БСК некоторого проектируемого процесса, т. е. профиль стока этого процесса, для которого было определено $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$ и $Q_{H\min} = 1000$ кВт (рис. 5.15). Далее предположим, что наименьшая температура пара, используемого в качестве горячей утилиты, равна 165 °С, т. е. при этой температуре пар конденсируется. При изображении уровня используемого для нагрева пара необходимо его рисовать на температуре 165 °С - $\Delta T_{\min}/2$, т. е. 160 °С. Смещать температуру пара необ-

ходимо вследствие того, что на температурной оси при изображении БСК откладываются температуры границ сдвинутых интервалов, т. е. температуры на $\Delta T_{\min}/2$ меньше для температур горячих потоков и на $\Delta T_{\min}/2$ больше для температур холодных потоков. Поэтому утилитная линия 1 на 160°C на рисунке 5.15 представляет пар на 165°C . Максимальная тепловая нагрузка, которую необходимо получить от пара на этом уровне, равна 600 кВт. Остальные 400 кВт, необходимо получить от пара высокого давления. Является ли данный уровень пара наименьшим? С помощью БСК мы можем расположить пар на линии 2, показывающей, что 600 кВт может быть передано на интервальной температуре $137,5^\circ\text{C}$, т. е. при температуре конденсации пара равной $142,5^\circ\text{C}$. Если мы будем понижать уровень пара и дальше, то необходимо будет уменьшать и потребляемую тепловую нагрузку от этого пара. Действительно, если использовать пар, конденсирующийся при температуре 135°C (утилитная линия 3), тогда можно использовать только 480 кВт тепловой мощности, доступной на этом уровне. При этом нагрузка на пар высокого давления увеличится с 400 кВт до 520 кВт, конечно, если используется только два уровня пара.

Заметим, что Большая составная кривая может быть построена непосредственно из составных кривых. Для этого строятся составные кривые (см. гл. 2). Затем сдвигаем по температурной оси горячую составную кривую вниз на $\Delta T_{\min}/2$, а холодную составную кривую – вверх на $\Delta T_{\min}/2$ (рис. 5.16). При таком построении, как мы уже знаем, границы температурных интервалов также сдвигаются на соответствующее значение для холодных и горячих потоков. В этом случае мы вправе рассматривать теплообмен между холодными и горячими потоками в каждом температурном интервале, т. к. минимальная разность температур в каждом температурном интервале равна ΔT_{\min} . Рассмотрим, например, интервал №4 (рис. 5.16 б). В этом интервале суммарное изменение энтальпии горячих потоков равно $\Delta H_H = H_p - H_1$, а холодных $\Delta H_C = H_2 - H_p$. Суммарное изменение энтальпии холодных и горячих потоков будет равно $\Delta H = \Delta H_H + \Delta H_C = H_2 - H_1$. Отсюда видно, что, если в температурном интервале преобладают холодные потоки, то общее изменение энтальпии в интервале будет положительным, а если горячие – отрицательным. Это понятно, поскольку если у холодных технологических потоков температура увеличивается, то и их теплосодержание возрастает. У горячих же потоков температура уменьшается, и их теплосодержание также уменьшается. Следовательно, при $\Delta H > 0$ температурный интервал является энергетическим стоком и к нему необходимо подвести энергию от внешних, по отношению к данному интервалу, источников. При $\Delta H < 0$ температурный интервал является источником энергии и от него необходимо отвести энергию к ниже расположенным температурным интервалам или к холодным утилитам.

Вполне очевидно, что если мы просуммируем энтальпийные требования ΔH по всем температурным интервалам выше пинча, то получим величину равную целевому значению горячих утилит, ниже пинча – холодных утилит. В принципе, мы можем рассматривать теплообмен между горячими и холодными потоками и вычислять тепловой баланс не только в

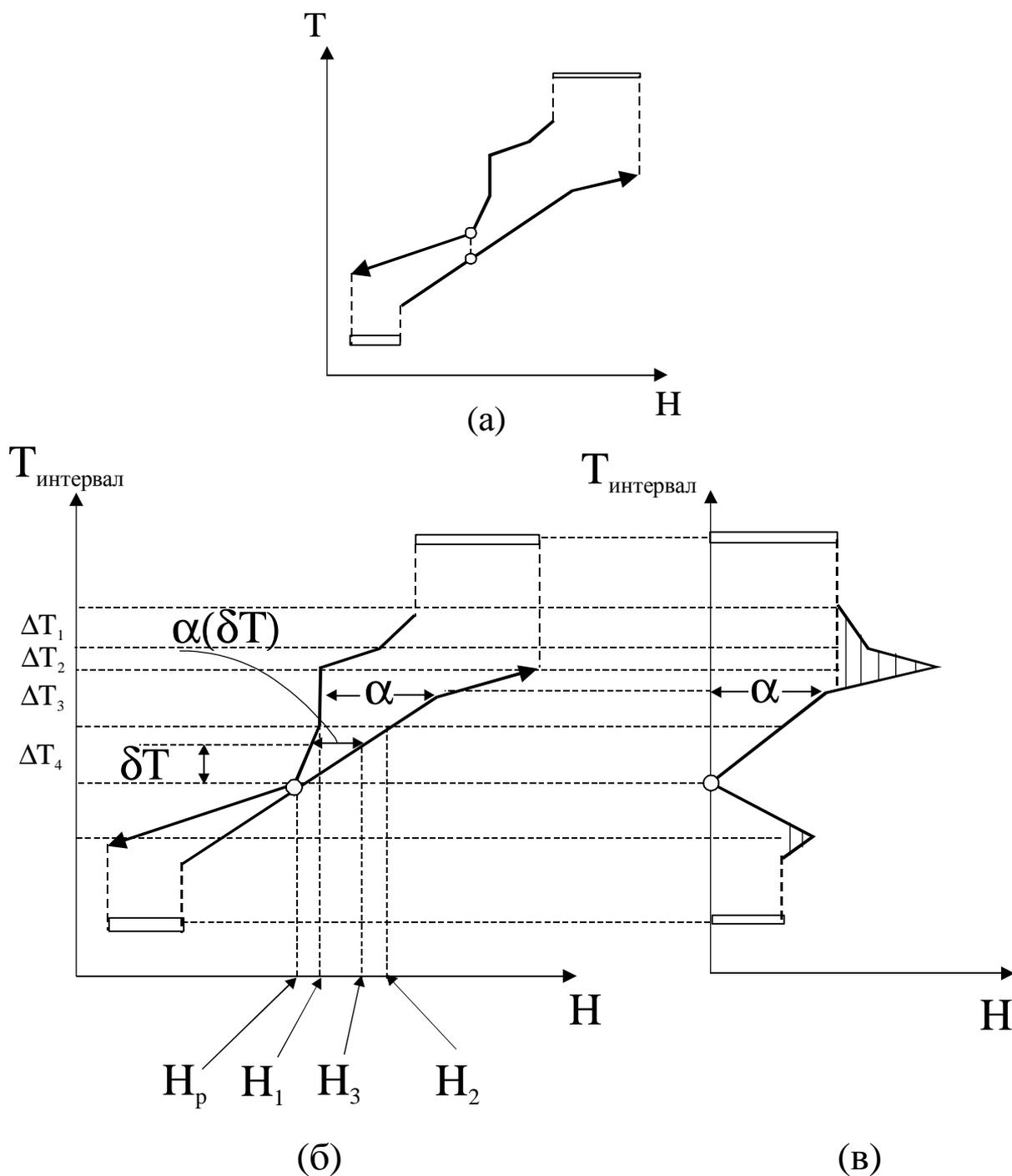


Рис. 5.16. Построение большой составной кривой с помощью составных кривых: а – составные кривые процесса; б – сдвинутые составные кривые; в – большая составная кривая. T – температуры, H – потоковая энтальпия, ΔT – сдвинутые температурные интервалы (остальные пояснения в тексте)

пределах всего температурного интервала, но и на любой его части, поскольку минимальная температурная разность между потоками, участвующими в теплообмене, не может быть меньше ΔT_{\min} . Например, для температурного интервала δT , находящегося в пределах интервала 4 (рис. 5.16 б), энтальпийные требования будут равны значению $\delta H = \alpha(\delta T)$ (рис. 5.16). Непрерывно изменяя δT от нуля до границы температурного интервала ΔT_4 , мы получим непрерывную функцию энергетических требований $\alpha(T)$ для любого температурного подинтервала, находящегося в пределах

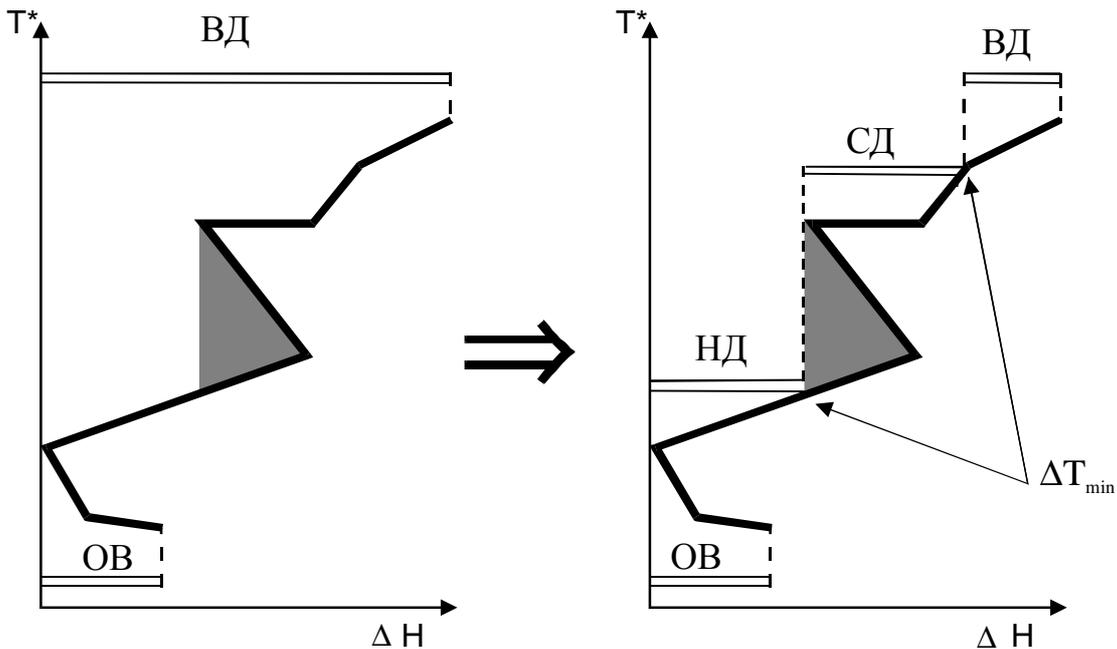


Рис. 5.17. Образование утилитного пинча при размещении утилит с помощью большой составной кривой. ВД – пар высокого давления, СД – среднего и НД – низкого

интервала ΔT_4 . Очевидно, такие непрерывные функции α можно получить для любого температурного интервала.

Далее рассмотрим все температурные интервалы подсистемы ХТС, находящейся выше пинча. Начнем в интервале ΔT_4 от температуры пинча и будем непрерывно увеличивать δT . При этом, когда δT станет больше интервала ΔT_4 , мы можем к энергетическим требованиям интервала ΔT_4 равным ΔH_4 прибавить энергетические требования температурного интервала $\delta T - \Delta T_4$, находящегося в пределах интервала ΔT_3 и т. д. В итоге мы получим непрерывную функцию $\alpha(T)$ для подсистемы, находящейся выше пинча. Вполне понятно, что величина $\alpha(T)$ будет равна расстоянию между сдвинутыми составными кривыми вдоль энтальпийной оси (рис. 5.16 б). Аналогично функцию мы можем построить и для подсистемы потоков, находящейся ниже пинча. Суммируя эти функции, мы будем иметь функцию $H = \alpha(T)$ для полного температурного интервала, в котором находятся все

технологические потоки ХТС. После этого мы на температурно-энтальпийной диаграмме строим функцию $H = \alpha(T)$, как показано на рисунке 5.16 в, и в результате получаем большую составную кривую. Вполне ясно, что рассмотренный метод является просто графической иллюстрацией метода построения БСК с помощью каскада тепловых потоков, который был описан выше, но иногда он является более удобным и наглядным.

После того, как большая составная кривая построена, мы легко можем разместить утилиты. Заметим здесь, что в каждой точке, где утилитный профиль касается большой составной кривой, создается новый (утилитный) пинч (рис. 5.17).

5.5. Использование БСК

Размещение утилит с помощью БСК более удобно, чем при использовании составных кривых. Применяя составные кривые для выбора энергоносителей, нам необходимо их разрывать и вставлять в разрывы утилиты. Может возникнуть необходимость в неоднократном повторении такой операции, и каждый раз нам предстоит перерисовывать всю температурно-энтальпийную диаграмму, а при размещении энергоносителей на диаграмме БСК утилитные потоки не взаимодействуют с процессным профилем БСК, и нет необходимости в разрывах БСК и многократном перерисовывании (рис. 5.18).

При проектировании ХТС, как, мы уже знаем, в качестве горячих

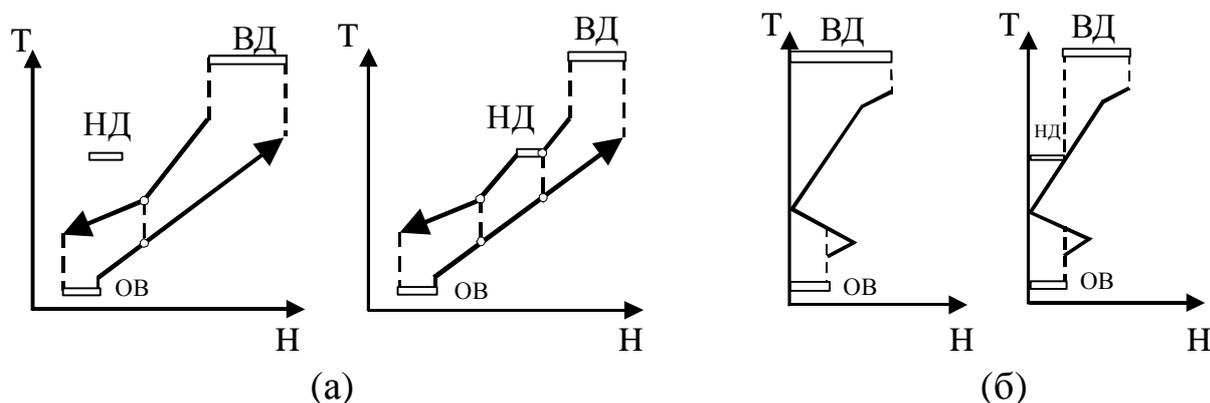


Рис. 5.18. (а) – размещение утилит с помощью составных кривых; (б) – с помощью большой составной кривой

утилит часто используется пар. БСК дает возможность разместить паровые утилиты с различными температурами конденсации (рис. 5.19). Стоимость каждого такого уровня будет различна, благодаря чему можно минимизировать стоимость внешних утилит, но такое расположение утилит приведет к множественным пинчам и усложнению выполняемого проекта.

Давайте сейчас вернемся к проблемам, возникающим при размещении утилит с переменной температурой. В примере, изображенном на рисунке 5.10, мы пытались определить минимально возможное значение потоковой теплоемкости топливного газа. Построение большой составной кривой ясно показывает, что утилитный пинч, возникающий при температуре выше температуры процессного пинча (рис. 5.20), будет ограничивать минимально возможное значение потоковой теплоемкости топливного газа. Отсюда же видно, почему происходит нарушение критерия ΔT_{\min} в третьем варианте выбора целевой температуры потока топливного газа (рис. 5.10). С помощью БСК мы можем определить минимальное значение СР топливного газа за один шаг, т. е. без итерационных процедур.

Решение аналогичной задачи необходимо при оптимизации контура

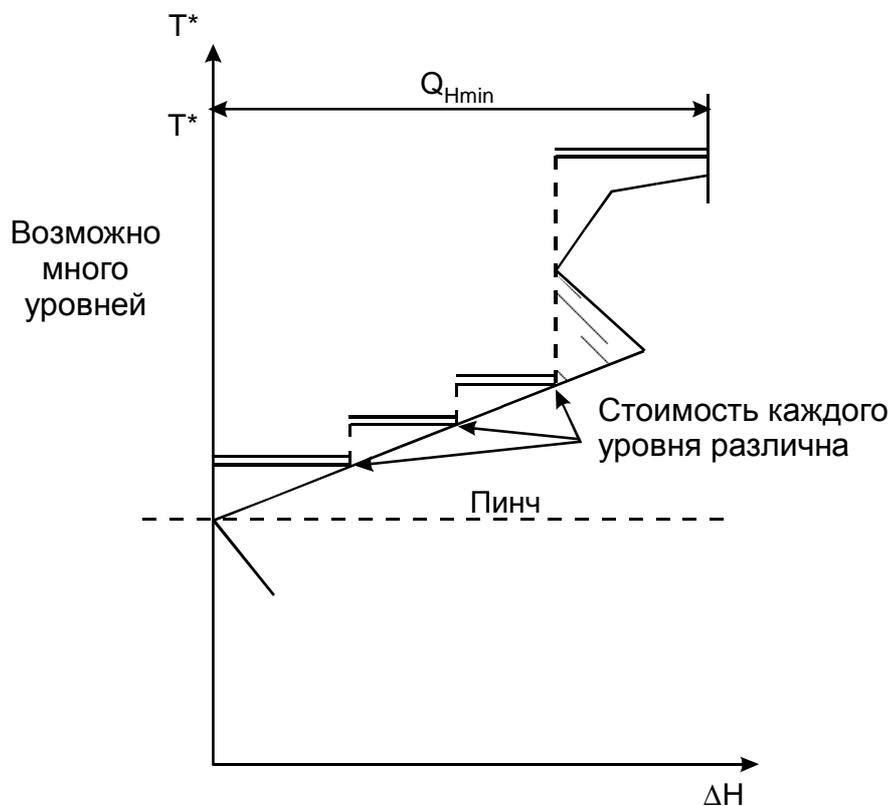


Рис. 5.19. Количество паровых уровней.

горячего теплоносителя, который часто применяется при проектировании ХТС (рис. 5.21). Капитальная стоимость такого контура состоит из стоимости печи, стоимости насосов, перекачивающих теплоноситель, стоимости арматуры и стоимости теплообменных аппаратов, обеспечивающих передачу тепловой энергии от теплоносителя к технологическим потокам.

Стоимость контура, не включающая стоимость теплообменных аппаратов, может быть уменьшена с помощью уменьшения расхода теплоносителя, т. е. эта стоимость уменьшается с уменьшением температуры возврата теплоносителя в печь при постоянной начальной температуре

теплоносителя, т. е. температуре снабжения. Стоимость теплообменников

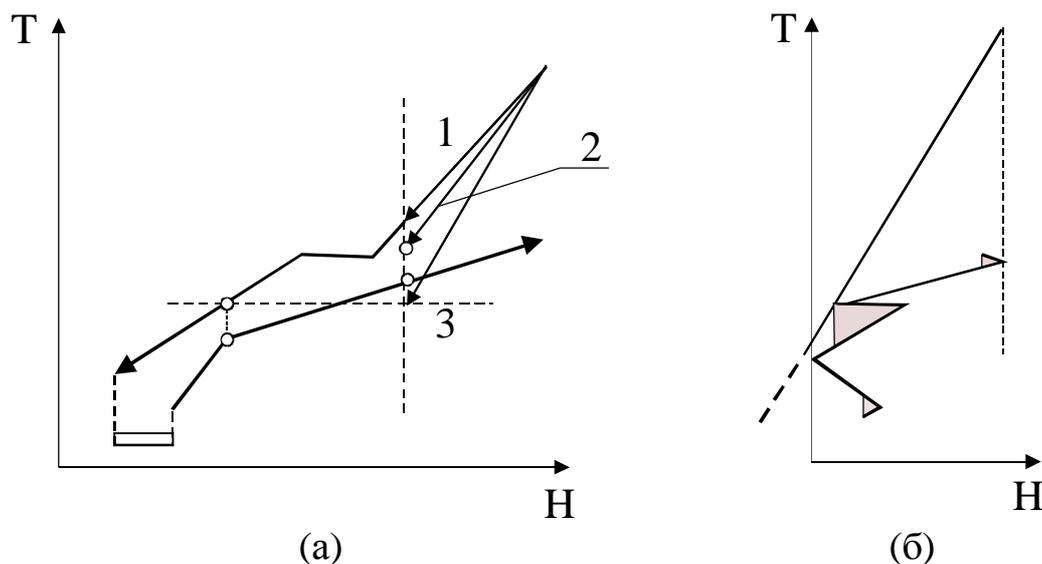


Рис. 5.20. Определение минимального значения СР топливного газа с помощью БСК

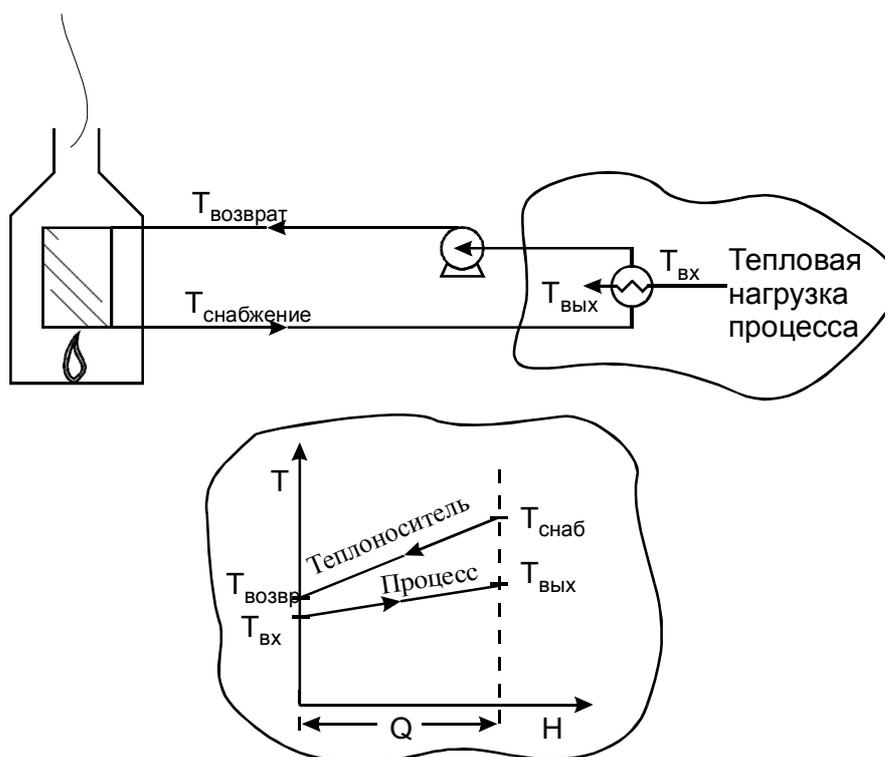


Рис. 5.21. Контур горячего теплоносителя

минимизируется с помощью увеличения движущих сил теплообмена, т. е. увеличением как температуры снабжения, так и температуры возврата теплоносителя. Поэтому для выбора минимальной стоимости нам необходимо увеличивать температуру снабжения теплоносителя и выбирать оптимальную температуру, с которой он возвращается в печь. Этот принцип применяется при проектировании с помощью использования диаграммы профилирования процессного стока (рис. 5.22).

Из приведенной диаграммы видно, что минимально возможный рас-

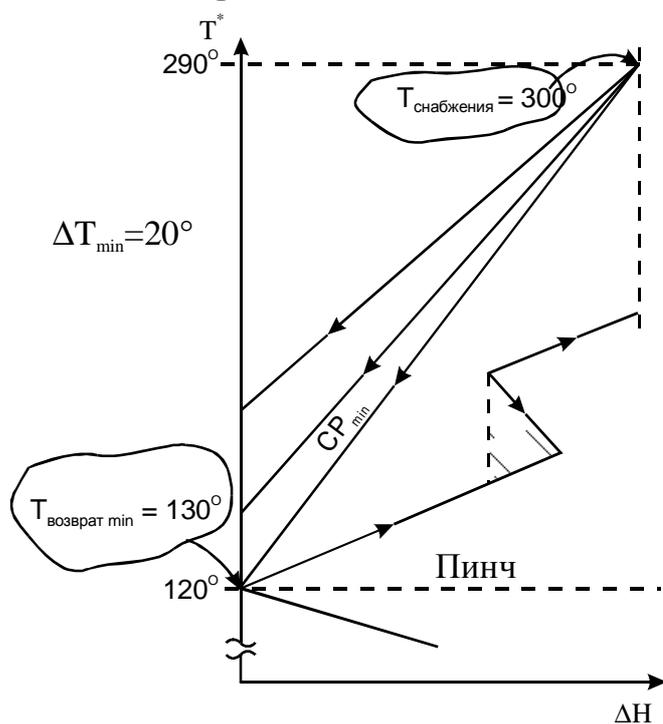


Рис. 5.22. Метод выбора оптимального расхода теплоносителя с помощью диаграммы профиля процессного стока

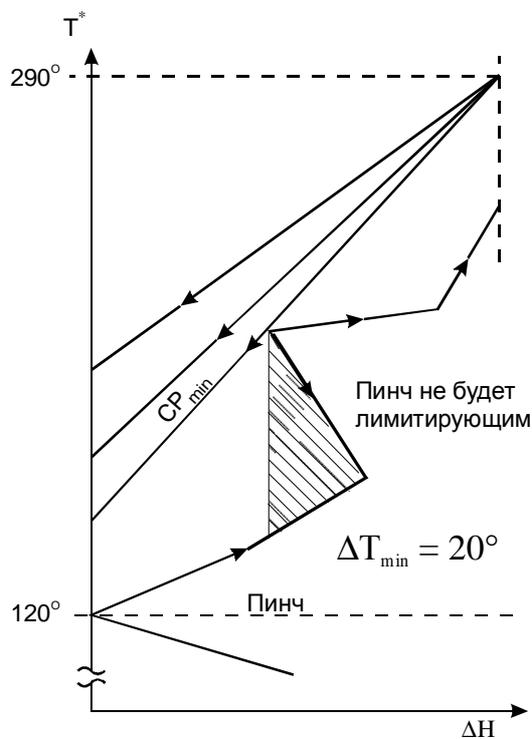


Рис. 5.23. Процессный пинч не всегда будет являться лимитирующим при выборе оптимального расхода теплоносителя

ход теплоносителя при заданной температуре снабжения будет в том случае, когда профиль охлаждения теплоносителя касается процессного профиля стока в некоторой точке. На диаграмме рис. 5.22 лимитирующей точкой оказался процессный пинч, который находится на температуре 120°C . ΔT_{\min} в рассматриваемом случае равна 20°C , поэтому минимально возможная температура возврата теплоносителя будет равна 130°C . Еще раз отметим, что по оси ординат при построении БСК откладываются сдвинутые температуры, т. е. все горячие потоки на самом деле горячее на $\Delta T_{\min}/2$, чем показано на диаграмме (рис. 5.22). Заметим, что процессный пинч не всегда будет являться лимитирующим при уменьшении расхода теплоносителя. На рис. 5.23 показан случай, когда лимитирующим оказывается утилитный пинч, возникающий при касании профиля охлаждения теплоносителя БСК.

5.6. Анализ печей с помощью БСК

Остановимся подробнее на анализе работы печей, которые применяются в ХТС, когда необходимо использовать горячие утилиты на высоких температурах и/или обеспечить высокие плотности теплового потока. Конструкции печей могут сильно различаться в зависимости от целей их использования, мощности, типа топлива, способа подвода дутьевого воздуха. Некоторые печи используются исключительно, как технологические нагреватели, другие же могут быть химическими реакторами, в которых выделяется значительное количество энергии. Однако все печи, использующиеся как технологические нагреватели в ХТС, имеют много общих особенностей. Прежде всего, это камера сгорания, внутри которой сгорает топливо. Вдоль стенок камеры сгорания расположен теплоприемник – трубы с движущимся теплоносителем. Энергия, выделившаяся при горении, передается трубам в камере сгорания в основном излучением. Температуры теплоносителя, протекающего в трубах, могут достигать 900°C , рабочие давления при температурах 450°C – до 20 МПа. Мощность аппаратов находится в пределах от 3 до 100 МВт, хотя мощность очень больших преобразователей паров углеводородов может достигать 300 МВт. В этих нагревателях в качестве топлива используется исключительно нефть или газ. В большинстве конструкций печей топливный газ после камеры сгорания попадает в конвективную секцию, где отдает свою тепловую энергию теплоносителю за счет обтекания пучка труб, в которых течет теплоноситель. Рассмотрим некоторые общие свойства и конструкционные особенности печей, применяемых в ХТС (рис. 5.24) [8].

На рис. 5.24 а изображена схема типичного технологического нагревателя. Он состоит из вертикальной камеры сгорания, стенки которой обычно изготавливают из огнеупорного материала. В камере находятся теплопоглощающие трубы 2, расположенные вертикально вдоль стен, кото-

рые поглощают часть теплоты от факела продуктов сгорания до того, как они попадут на участок конвективного нагрева. В такой конструкции все трубы расположены эквидистантно по отношению к форсункам 3, что гарантирует равномерное распределение теплопоглощения по периметру, хотя тепловой поток может значительно уменьшаться вдоль труб.

На радиационном участке теплота передается преимущественно из-

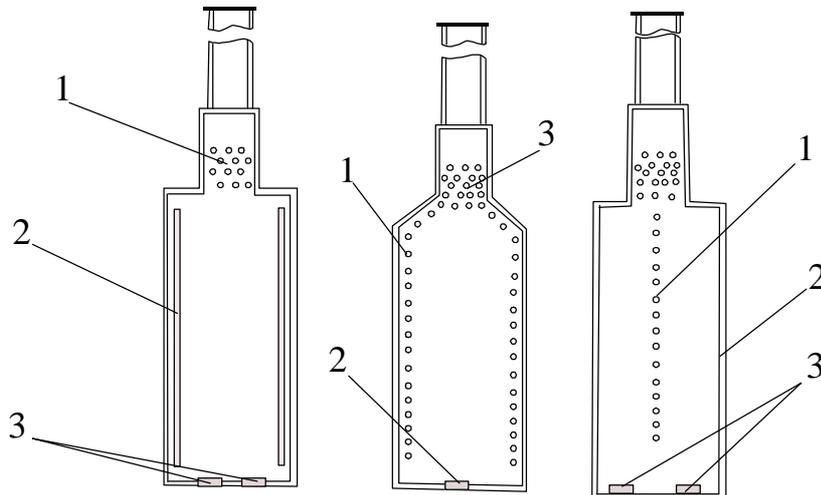


Рис. 5.24. Конструкционные особенности печей: (а) – вертикальная цилиндрическая печь с конвективной секцией, обтекаемой поперечным потоком: 1 – конвективная секция; 2 – отражатели; 3 – форсунки; (б) – печь с горизонтальными трубами: 1 – отражатели; 2 – форсунки; 3 – конвективная секция; (в) – печь с двумя форсунками: 1 – отражатели; 2 – стенки рефлектора; 3 – форсунки

лучением, тем не менее, передача теплоты конвекцией может составлять до 10 %. Тепловые потоки на поверхности труб на участке радиационного теплообмена составляют около 50 кВт/м^2 . Трубы на участке конвективного теплообмена устанавливаются в виде горизонтального пучка 1 над камерой сгорания, который передает теплоту от продуктов сгорания на более низкой температуре, чем при передаче теплоты вертикальным трубам на участке радиационного теплообмена. На участке конвективного теплообмена часто используются оребренные трубы или другие виды развитых поверхностей. Однако первые один или два ряда труб, которые называются экранящими трубами, также получают существенное количество теплоты излучением. В качестве этих труб не используются трубы с развитыми поверхностями, поскольку в таких случаях ухудшается теплообмен излучением. Конструкция технологического нагревателя, изображенного на рис. 5.24 а, обеспечивает экономичные и высокоэффективные характеристики установок. Их мощность, как правило, составляет 3 – 60 МВт.

Другой тип конструкции с горизонтальными трубами показан на рис. 5.24 б. Трубы 1 на участке теплообмена излучением устанавливаются го-

ризонгально вдоль стен и под наклонной крышей. На участке конвективного теплообмена устанавливаются трубы в виде горизонтального пучка 3

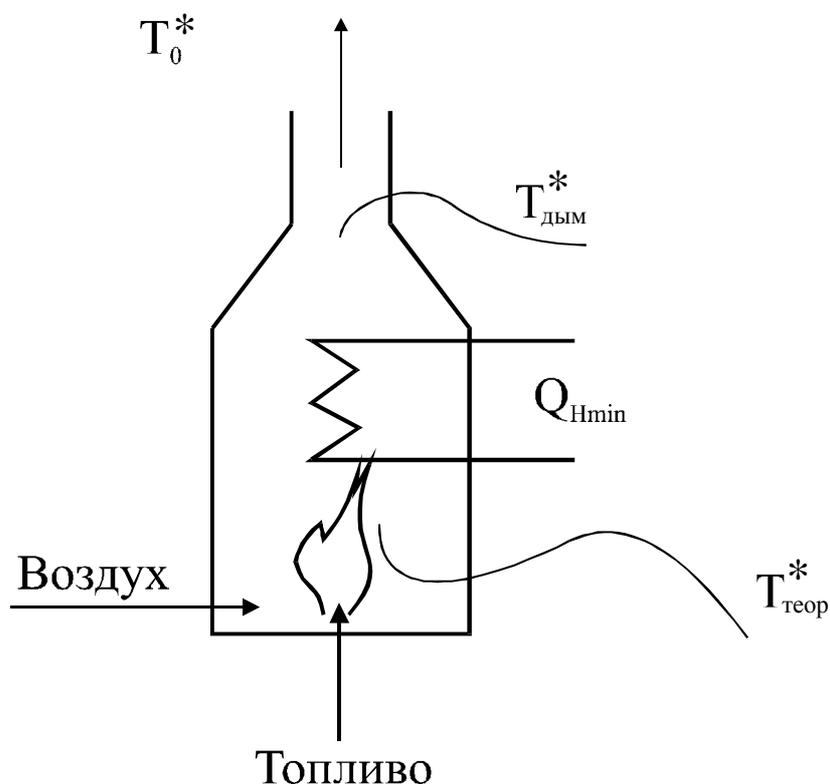


Рис. 5.25. Схематическое изображение печей, применяемых для нагрева теплоносителей в ХТС: $T_{теор}$ – теоретическая температура горения; $T_{дым}$ – температура отходящих газов; T_0 – температура окружающей среды

над камерой сгорания. Обычно в таких печах форсунки 2 для сжигания топлива расположены на днище, но иногда их устанавливают на боковых стенках под трубами. Мощность таких нагревателей также изменяется от 3 до 60 МВт.

Третий тип конструкции представляет собой нагреватель с двумя форсунками (рис. 5.24 в). Трубы 1 на участке теплообмена излучением устанавливаются в один ряд и обогреваются с обеих сторон. Это позволяет достичь равномерного распределения тепловых потоков по периметру трубы. В таких конструкциях форсунки 3 также устанавливаются в днище. Но для увеличения теплоотдачи излучением за счет использования вторичного излучения от стенок камеры форсунки могут быть установлены напротив отражающих стен 2. Мощность таких установок находится в пределах от 3 до 15 МВт. Схематически печь можно изобразить так, как показано на рис. 5.25.

На рисунке 5.26 показана большая составная кривая химико-технологического процесса с профилем топливного газа, снабжающего этот процесс энергией. Профиль топливного газа начинается на теоретиче-

ской температуре горения топлива $T_{\text{теор}}^*$ (сдвинутой на ΔT_{min} по отношению к БСК) и представляется наклонной линией, т. к. топливный газ отдает процессу свою энергию. Теоретическая температура горения – это температура, которая достигается при сжигании топлива в воздухе или кислороде без потерь тепловой энергии и без получения энергии от внешних источников, т. е. при адиабатическом горении. Следует заметить, что теоретическая температура горения и реальная температура горения будут заметно отличаться. Реальная температура пламени будет ниже теоретической потому, что на практике всегда существуют тепловые потери от фа-

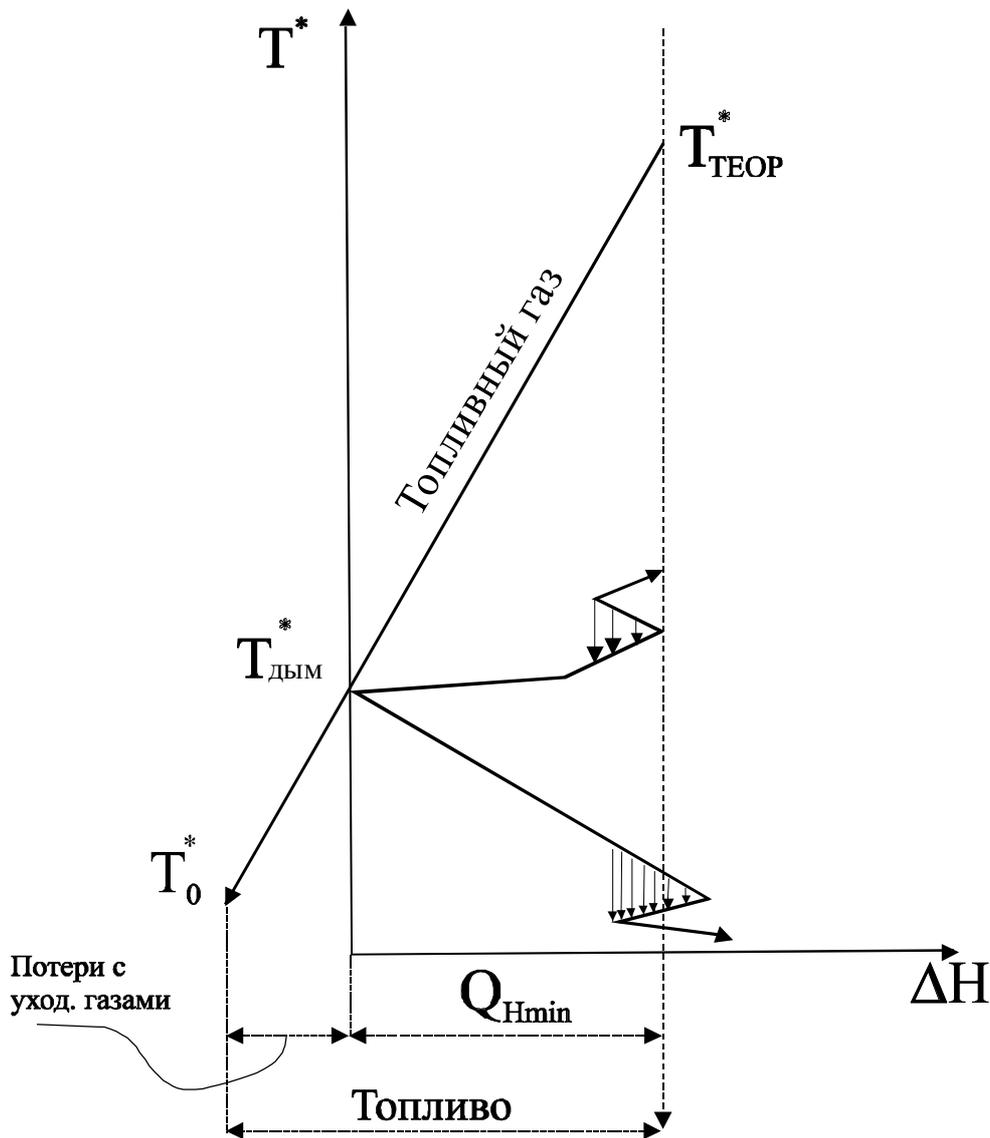
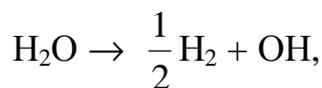
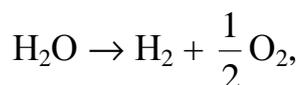
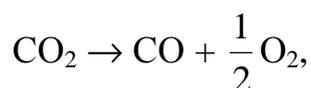


Рис. 5.26. Простая модель печи: $T_{\text{теор}}^*$ – теоретическая температура горения; $T_{\text{дым}}^*$ – температура отходящих газов; T_0^* – температура окружающей среды

зла горения, и часть энергии уходит на эндотермические реакции диссоциации, такие как



которые происходят при высоких температурах.

Однако при уменьшении температуры топливного газа реакции диссоциации обращаются с выделением поглощенной ими энергии. Поэтому, хотя значение теоретической температуры горения не дает точной величины температуры пламени, она позволяет достаточно точно оценить энергию, которую могут отдать продукты сгорания при охлаждении. Температурные разности между топливным газом и процессом на горячем конце газового профиля на рис. 5.26 показаны более значительными, чем они обычно бывают на практике. Температурные разности в секции радиационного теплообмена печи не могут быть точно представлены простым графическим методом, и для точного их определения необходимо использование детальных численных моделей теплообмена в этой зоне. Однако даже с помощью представленной здесь простой модели мы можем достаточно точно оценивать альтернативные проекты ХТС с использованием печей, т. к. температурные разности в радиационной зоне печей достаточно велики, что и позволяет достаточно корректно устанавливать целевые значения тепловых нагрузок.

На рис. 5.26 топливный газ охлаждается до температуры пинча перед тем, как выпускается в атмосферу. Разность между энтальпией топливного газа при температуре пинча и энтальпией топливного газа с температурой окружающей среды равна величине тепловых потерь с уходящими газами (рис. 5.26).

Таким образом, с помощью рисунка 5.26 для заданной большой составной кривой и рассчитанной теоретической температурой горения топлива, мы можем определить количество теплоты, передаваемое топливным газом процессу и количество тепловых потерь с уходящими газами.

Источником кислорода для горения топлива в печах обычно является воздух. Для гарантии полного сгорания топлива в топку подается большее количество воздуха, чем это требуется по стехиометрическим соотношениям. Как правило, подается на 10% больше воздуха для газообразного топлива, 15 – 20% для жидкого топлива и на 20% или более для распыленных твердых топлив. При уменьшении избыточного количества воздуха, теоретическая температура горения топлива будет возрастать, т. к. на нагрев воздуха до температуры горения понадобится меньше энергии. Благодаря этому уменьшаются потери теплоты с отходящими газами, и увели-

чивается тепловая эффективность печи для данной процессной нагрузки (рис. 5.27). Аналогично, если температуру дутьевого воздуха увеличивать (например, с помощью рекуперации теплоты отходящих газов), то и в этом случае теоретическая температура горения увеличивается, и уменьшаются

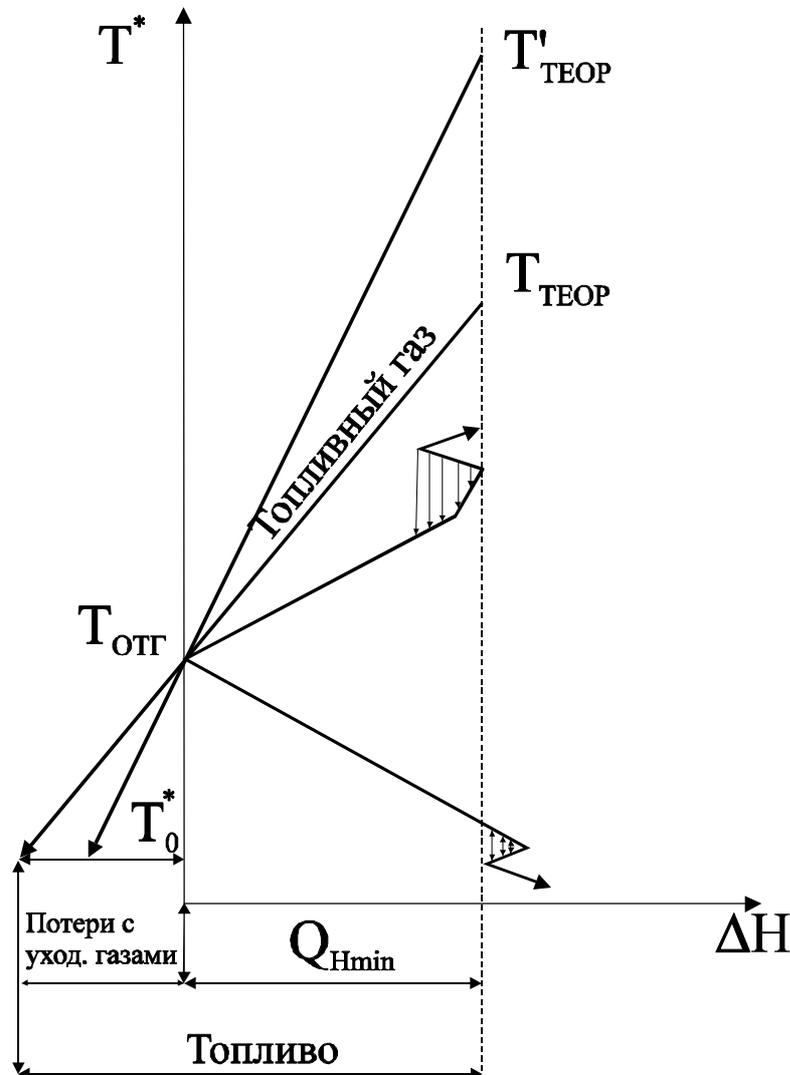


Рис. 5.27. Увеличение теоретической температуры горения топлива с помощью уменьшения избытка дутьевого газа или его подогрева уменьшает тепловые потери с отходящими газами

тепловые потери (рис. 5.27).

Увеличение температуры горения топлива приводит к уменьшению его потребления для данной тепловой нагрузки печи, что является положительным фактором с точки зрения энергосбережения. Но при этом также увеличивается образование окислов азота, загрязняющих окружающую среду, и требуется применять специальные методы очистки отходящих газов.

В процессах, представленных на рисунках 5.26 и 5.27, топливный газ может быть охлажден до температуры пинча при рекуперации его тепло-

вой энергии. Существуют процессы, когда это невозможно. На рисунке 5.28 а показана ситуация, когда отходящие газы отводятся в атмосферу при температуре выше температуры пинча с вполне практической целью. В данном случае процессный пинч имеет температуру ниже температуры, на которой происходит конденсация пара кислоты, находящейся в продуктах горения. Температура эта называется кислотной точкой росы. И для того, чтобы не возникла коррозия в элементах оборудования печи, топливный газ выбрасывается в атмосферу с температурой выше температуры конденсации кислоты, т. е. в данном случае минимальная температура отходящих газов лимитирована кислотной точкой росы.

На рис. 5.28 б показан случай, когда минимальная температура отходящих газов лимитируется самим процессом в стороне от пинча. Понятно, что такие ограничения наклона профиля топливного газа ограничивают уменьшение тепловых потерь с отходящими газами.

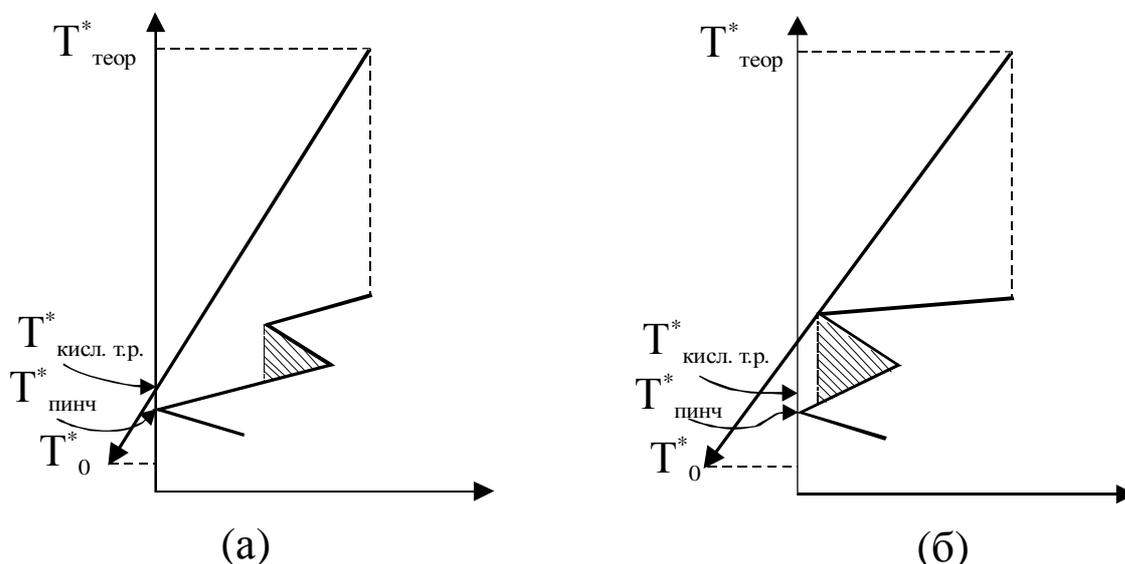


Рис. 5.28. Температура отходящих газов может быть лимитирована не только температурой пинча:

- (а) – лимитирующей является кислотная точка росы;
- (б) – лимитирующим является процесс вдали от пинча

Давайте снова вернемся к процессу, изображенному на рис. 2.15. Горячая утилита, используемая в данном процессе, снабжается энергией с помощью печи, в которой сжигается топливо с теоретической температурой горения равной 1800°C , кислотная точка росы равна 160°C . Предположим, что температура окружающей среды равна 10°C , а $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$ для теплообмена между технологическими потоками и $\Delta T_{\min} = 30^{\circ}\text{C}$ для теплообмена между топливным газом и процессом. Последняя величина выбрана достаточно большой вследствие низких коэффициентов теплоотдачи на конвективном участке печи. Требуется определить количество необходимого топлива, потери с отходящими газами и к.п.д. печи.

Первая проблема, с которой мы сталкиваемся при решении поставленной задачи – это различия в значении ΔT_{\min} для различных размещений теплообменников, но она просто решается с помощью алгоритма табличной задачи. Это достигается определением соответствующего сдвига потоков при построении теплового каскада или БСК. Для технологических потоков сдвиг температурных интервалов будет равен 5°C , а для топливного газа он будет равен 25°C , тогда на рекуперативных теплообменниках ΔT_{\min} равно $5 + 5 = 10^\circ\text{C}$, а на теплообменных аппаратах процесс – топливный газ ΔT_{\min} равно $5 + 25 = 30^\circ\text{C}$.

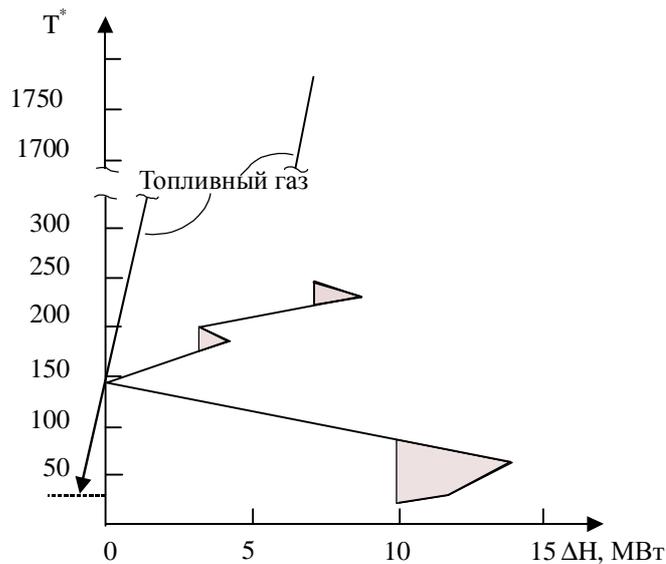


Рис. 5.29. Профиль топливного газа и большая составная кривая для процесса изображенного на рис.2.11

На рисунке 5.29 показана большая составная кривая, построенная с помощью каскада тепловых потоков, представленном на рис. 2.22. Профиль топливного газа начинается на реальной температуре, равной 1800°C , которая соответствует сдвинутой температуре $(1800 - 25) = 1775^\circ\text{C}$ на диаграмме большой составной кривой. Наклон профиля топливного газа ничем не ограничен выше пинча, поэтому газ может быть охлажден до температуры пинча, значение которой на сдвинутой оси температур равно 145°C , а только после этого отведен в атмосферу.

Таким образом, реальная температура отходящих газов составляет $145 + 25 = 170^\circ\text{C}$, т. е. выше кислотной точки росы 160°C . Вычислим потребления топлива. Ранее мы определили, что $Q_{\text{Hmin}} = 7,5 \text{ MWt}$.

$$CP_{\text{топл.газ}} = \frac{7,5}{1775 - 170} = 0,0046 \frac{\text{MWt}}{^\circ\text{C}}.$$

Понятно, что потребление топлива равно изменению теплосодержания топливного газа при его охлаждении от теоретической температуры горения до температуры окружающей среды:

$$\text{Потребление топлива} = 0,0046 \cdot (1800 - 10) = 8,23 \text{ МВт},$$

$$\text{Потери с уходящими газами} = 0,0046 \cdot (170 - 10) = 0,74 \text{ МВт},$$

$$\text{К.П.Д.} = \frac{Q_{H_{\min}}}{\text{потребленное топливо}} \cdot 100 = \frac{7,5}{8,23} \cdot 100 = 0,911.$$

Давайте в качестве примера рассмотрим два различных проекта с использованием печей для одного и того же процесса (рис. 5.30). Печь в каждом из проектов имеет тепловую нагрузку 300 единиц мощности, соответствующую целевым значениям горячих утилит для данного процесса. Однако температуры технологических потоков, нагреваемых в печи, различны, вследствие чего и различны температуры отходящих газов в каждом из аппаратов и различно необходимое количество теплоты для работы печей (рис. 5.30), а значит и различна эффективность печей.

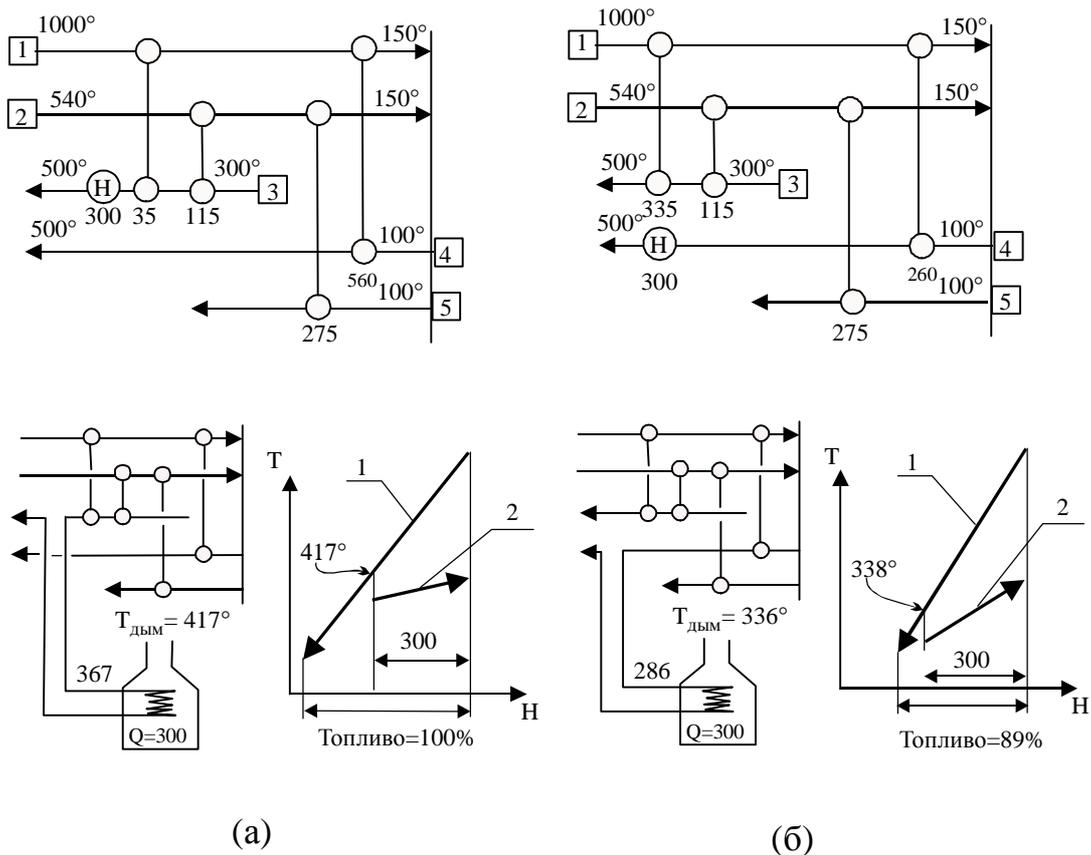


Рис. 5.30. Два возможных варианта интеграции нагревательной печи в процесс: (а) – существующая интеграция, в которой температура нагреваемого потока на входе в печь равна 367°C, на выходе – 500°C; температура отходящих газов равна 417°C, количество потребляемого топлива принимается за 100%. (б) – альтернативный вариант интеграции, в котором температура нагреваемого потока на входе в печь равна 286°C, на выходе – 500°C; температура отходящих газов равна 336°C; потребление топлива – 89%.

1 – изменение энтальпии топливного газа; 2 – нагреваемого потока

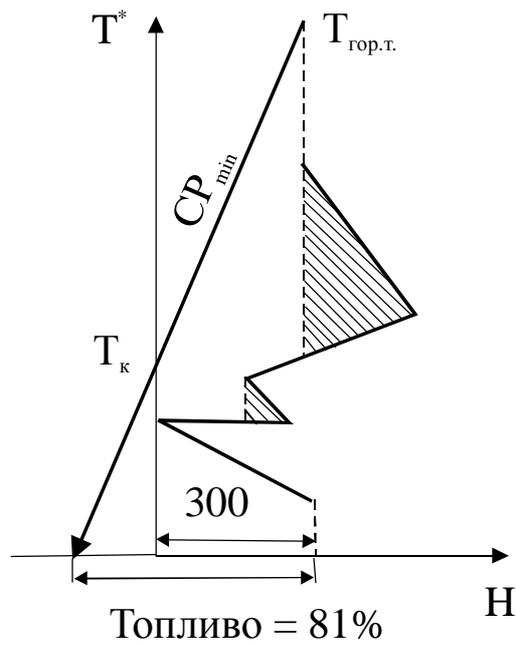


Рис. 5.31. Большая составная кривая процесса и профиль топливного газа: $T_{\text{теор}}$ – теоретическая температура горения топлива, $T_{\text{к}}$ – температура кислотной точки росы

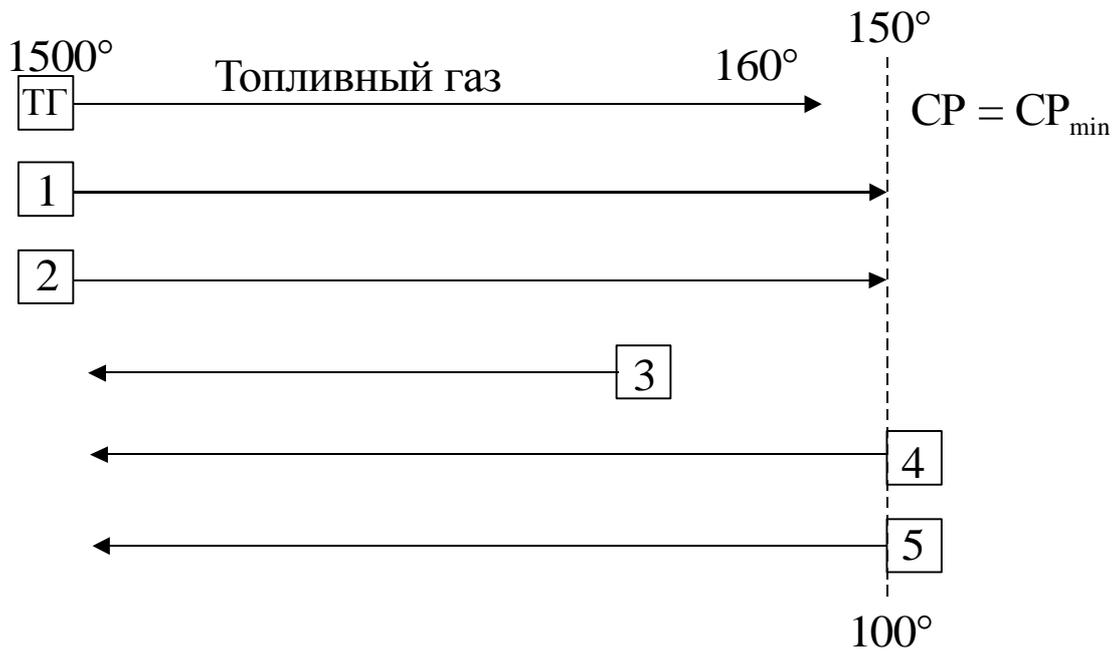


Рис. 5.32. Балансная сеточная диаграмма потоков

Если построить большую составную кривую данного процесса и отложить на ее диаграмме профиль топливного газа, мы увидим, что лимитирующей температурой при определении минимальной потоковой тепло-

емкости топливного газа будет кислотная точка росы (рис. 5.31). Данная диаграмма позволяет определить целевое значение потребления топлива, необходимого для обеспечения целевой утилитной нагрузки в 300 единиц. Целевое значение для потребляемого топлива составляет 81% от количества топлива, потребляемого в существующем проекте, т. е. меньше, чем в

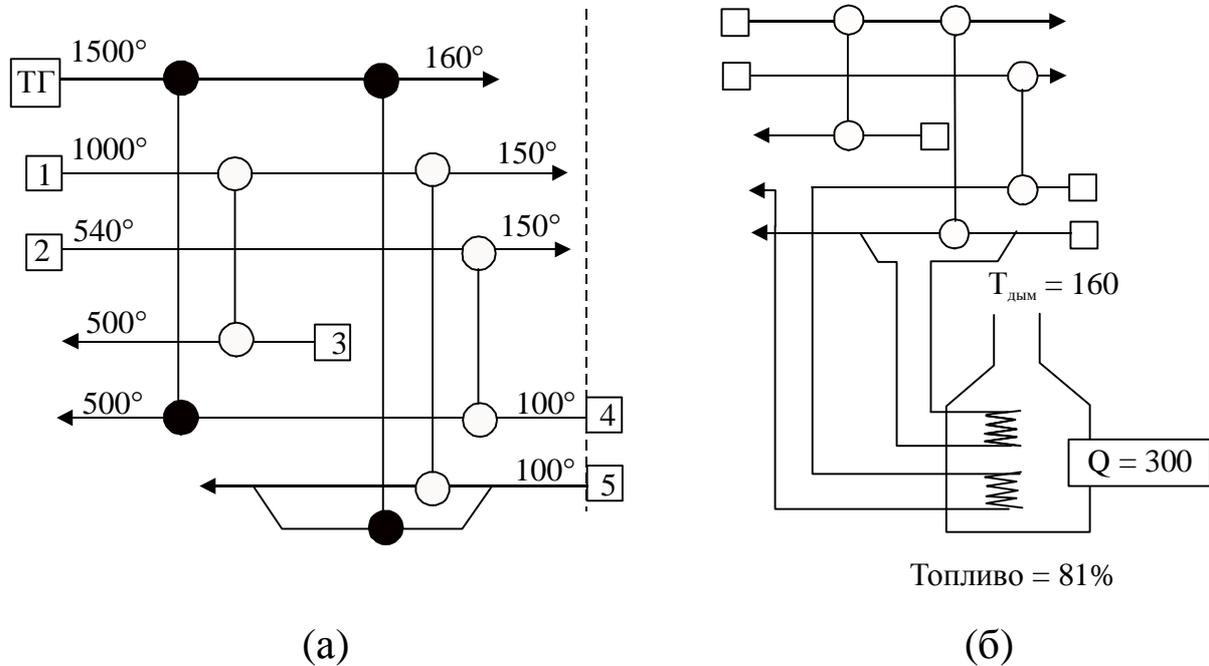


Рис. 5.33. Проектирование с помощью балансной сеточной диаграммы: (а) – светлые окружности – рекуперативные теплообменные аппараты; закрашенные окружности отражают теплообмен между топливным газом и нагреваемыми в печи технологическими потоками; (б) – оба связанных с горячей утилитой потока нагреваются в одной печи

обоих проектах, представленных на рис. 5.30. Вместе с целевым значением необходимого топлива мы установим и целевое значение температуры отходящих газов, которое равно температуре кислотной точки росы – 160°C .

Для того, чтобы создать проект, удовлетворяющий всем целевым значениям, воспользуемся балансной сетевой диаграммой. Мы в главе 4 познакомились с балансными сетевыми кривыми, т. е. составными кривыми, изображенными с учетом утилитных потоков (рис. 4.12). Аналогично этому на балансной сеточной диаграмме наравне с технологическими потоками изображаются утилитные потоки (рис. 5.32).

Применяя к балансной сеточной диаграмме ранее изученные методы и правила пинч-проектирования, мы выполняем проект теплообменной системы процесса (рис. 5.33), в котором достигаются как целевые энергетические значения, так и целевые значения температуры отходящих газов. Потребление топлива уменьшается до 81% от уровня существующего потребления.

5.7. Анализ работы ХТС с комбинированной выработкой теплоты и электрической энергии

Практически нет ни одного процесса в химической технологии, который бы не использовал механическую и электрическую энергию. Действительно, насосы, вентиляторы, компрессоры, системы охлаждения используют для своей работы электроэнергию, которую преобразуют в механическую энергию. Для того, чтобы выработать электроэнергию необходимо сначала получить тепловую энергию посредством сжигания топлива, затем тепловая энергия преобразуется в механическую и уже механическую энергию превращают в электроэнергию. Конечно это не единственный способ получения электроэнергии, но именно он подходит для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии для нужд химических предприятий. Заметим, что каждое преобразование энергии из одного вида в другой сопровождается некоторыми ее потерями.

Поскольку удельная стоимость электроэнергии в 6 – 8 раз выше удельной стоимости тепловой энергии, то ее потери экономически более ощутимы. Поэтому давайте посмотрим, нельзя ли интегрировать энергетические установки и системы в ХТС так, чтобы работа объединенной химико-энергетической системы была наиболее эффективна.

Из курса термодинамики известно, что тепловая машина потребляет теплоту на высокой температуре, а отдает теплоту на низкой температуре. Разность между двумя этими тепловыми нагрузками идет на выполнение механической работы или на создание электрической энергии. На практике обычно для этого используются паровые и газовые турбины. Паровые турбины преобразуют внутреннюю энергию пара высокого давления в механическую энергию, а в газовых с этой целью используются горящие при высокой температуре и высоком давлении газы.

Обычно в промышленных процессах паровые турбины используются чаще, чем газовые. Это связано с тем, что пар более удобен в эксплуатации, чем газ.

А теперь рассмотрим способы интеграции тепловых машин в промышленные процессы. На рисунке 5.34 показаны три возможных варианта такой интеграции. Процесс здесь представлен как тепловой сток и тепловой источник, разделенные пинчем. Размещение тепловой машины поперек пинча приводит к излишним затратам энергии. Такое использование тепловой машины увеличивает необходимые значения, как холодных, так и горячих утилит. Действительно, предположим, что необходимое целевое значение горячей утилиты равно Q_{Hmin} , а холодной Q_{Cmin} . Для работы тепловой машины необходима тепловая энергия в количестве Q_{HE} также потребляемая от горячей утилиты, т. е. необходимое значение горячей утилиты увеличивается и становится равным $Q_{Hmin} + Q_{HE}$. Часть потребленной энергии Q_{HE} тепловая машина преобразует в механическую энергию – ра-

боту W , а оставшаяся часть $Q_{HE} - W$ сбрасывает на меньшей температуре в общий источник теплоты, тем самым увеличивается необходимое значение холодной утилиты на величину $Q_{HE} - W$ (рис. 5.34 а).

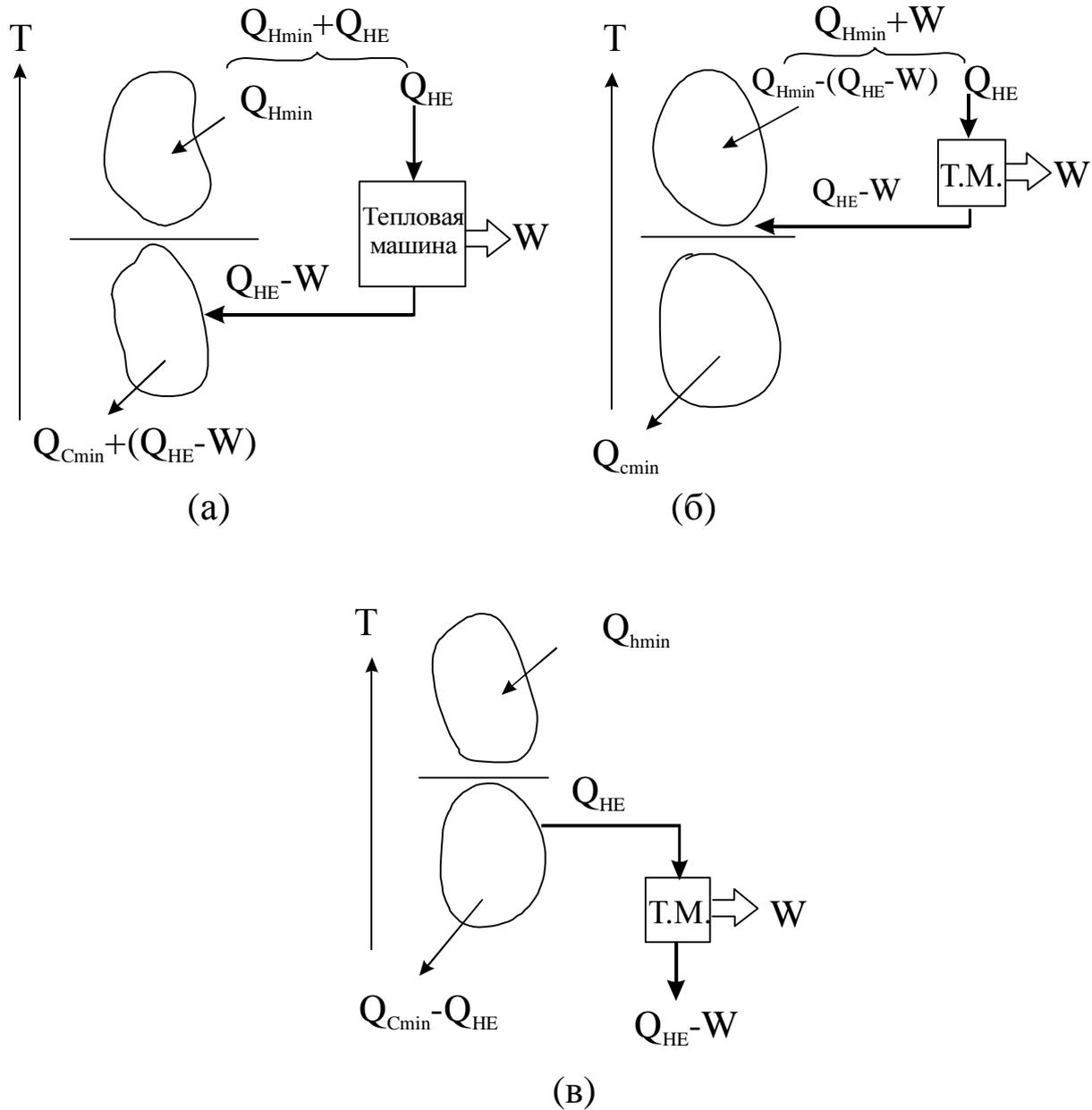


Рис. 5.34. Размещение тепловой машины:

(а) – интеграция поперек пинча; (б) – интеграция выше пинча; (в) – интеграция ниже пинча

Мы можем разместить тепловую машину так, чтобы она потребляла теплоту от горячей утилиты и сбрасывала отработанное тепло в подсистему, находящуюся выше пинча. В данном случае машина потребляет от горячей утилиты тепловую энергию равную значению Q_{HE} , производит работу W и сбрасывает оставшуюся, отработанную теплоту, равную $Q_{HE} - W$, в общий тепловой сток, но на температуре меньшей, чем та, на которой

энергия Q_{HE} была потреблена. В этом случае значение теплоты, которое необходимо подвести к подсистеме, находящейся выше пинча непосредственно от горячей утилиты, будет равно $Q_{Hmin} - (Q_{HE} - W)$. Необходимое значение горячей утилиты будет равно сумме значения энергии, которую потребляет процесс непосредственно от утилиты, и значения энергии, потребляемой тепловой машиной, т. е. $Q_{Hmin} - (Q_{HE} - W) + Q_{HE} = Q_{Hmin} + W$ (рис. 5.34 б). Следовательно, в этом случае необходимое значение горячей утилиты увеличивается только на величину механической работы, произведенной тепловой машиной, а холодная утилита остается без изменения. А это, в свою очередь, означает, что тепловая машина работает со 100% эффективностью, и что такое размещение тепловой машины более приемлемо, чем размещение поперек пинча.

Если тепловая машина расположена так, что она потребляет энергию на температуре ниже температуры пинча, она может брать необходимое количество энергии Q_{HE} из общего энергетического стока процесса и возвращать отработанную энергию прямо к холодным утилитам (рис. 5.34 в). В этом случае машина потребляет “бесплатную” процессную теплоту и уменьшает необходимое значение холодной утилиты на величину выполняемой механической работы W . Это также приемлемое размещение тепловой машины

Давайте подробнее рассмотрим интеграцию двух наиболее распространенных типов тепловых машин, применяемых в промышленности, а именно, интеграцию паровой и газовой турбин. Сделаем численные оценки различных схем комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Наш анализ будет проводиться с помощью большой составной кривой, где отработанную теплоту машины будем рассматривать как утилиту.

5.7.1. Интеграция паровой турбины.

На рисунке 5.35 показано расширение пара в турбине на энтальпийно-энтропийной диаграмме. В случае идеальной турбины пар изэнтропически расширяется от давления P_1 и энтальпии H_1 до давления P_2 и энтальпии H_2 . При таком расширении пар совершает идеальную работу, равную $(H_1 - H_2)$. В реальном процессе, вследствие трения при прохождении пара через сопло турбины и трения в лопаточном канале, значения энтальпии H_2' при давлении P_2 будет больше, чем в идеальном случае (рис. 5.35), а реальная работа $(H_1 - H_2')$ будет меньше.

Изэнтопический к.п.д. турбины определяется, как отношение реальной работы, совершаемой паром при расширении к работе, которую он мог бы совершить при идеальном изэнтопическом расширении:

$$\eta_t = \frac{H_1 - H'_2}{H_1 - H_2}. \quad (5.1)$$

На выходе из турбины пар может быть перегретым или частично сконденсированным, как на рис. 5.35. Если отработанный пар в дальнейшем используется для нагрева холодных технологических потоков ХТС, то желательно, чтобы он был близок к условиям насыщения. Если отработанный пар значительно перегрет, то он может быть охлажден прямой инжекцией в котловую питательную воду. Однако, если отработанный пар в дальнейшем подается в паровую магистраль, в которой могут быть значительные потери теплоты, желательно, чтобы перед подачей в магистраль пар был несколько перегрет. Насыщенный пар, в этом случае, будет конденсироваться в магистрали, что крайне нежелательно. В этом случае, если отработанный пар после турбины частично конденсируется, то конденсат необходимо отделить от пара, а оставшийся пар может быть использован для обогрева потоков.

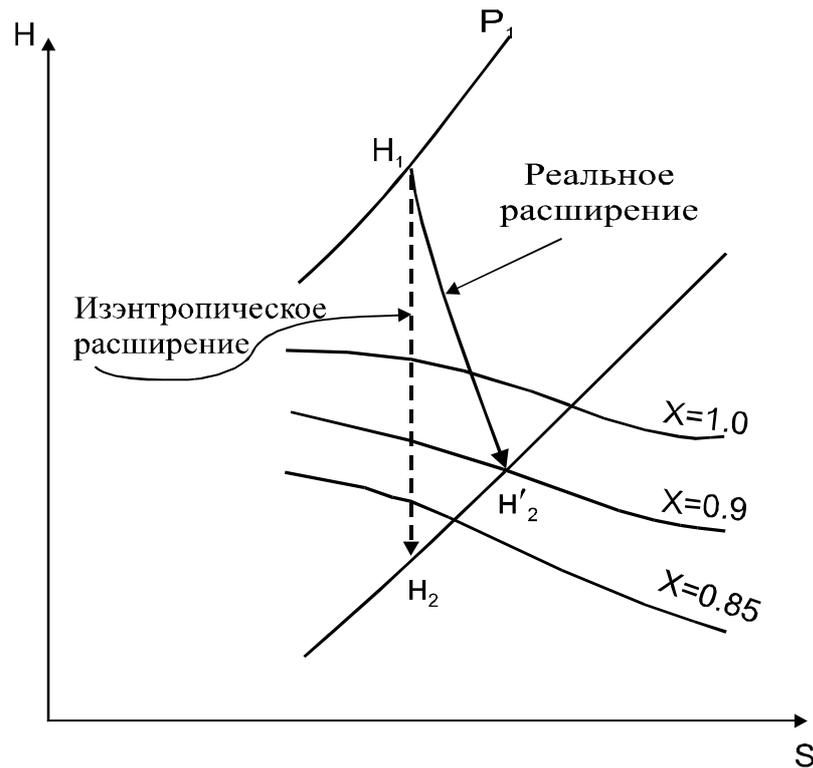


Рис. 5.35. Расширение пара в турбине: H – энтальпия, S – энтропия, P – давление, X – влагосодержание

На рисунке 5.36 показана паровая турбина, интегрированная с процессом выше пинча. Теплота $Q_{ВД}$ подводится к процессу с помощью пара высокого давления. Для достижения целевых энергетических значений к процессу еще подводится теплота в количестве $Q_{НД}$ с помощью отработанного пара паровой турбины. Если турбина совершает механическую работу

ту W , то общее количество теплоты, которое необходимо получить из топлива в топке котла, будет равно:

$$Q_{\text{Топл}} = Q_{\text{ВД}} + Q_{\text{НД}} + W + Q_{\text{Потери}}, \quad (5.2)$$

где $Q_{\text{Потери}}$ – потери теплоты в котле и паровых магистралях. Если потери теплоты отсутствуют, то механическая работа W производится со 100% эффективностью, поскольку величина теплоты $Q_{\text{ВД}} + Q_{\text{НД}}$ является целевым энергетическим значением, т. е. она необходима для удовлетворения энтальпийного дисбаланса в подсистеме выше пинча. На практике величини-

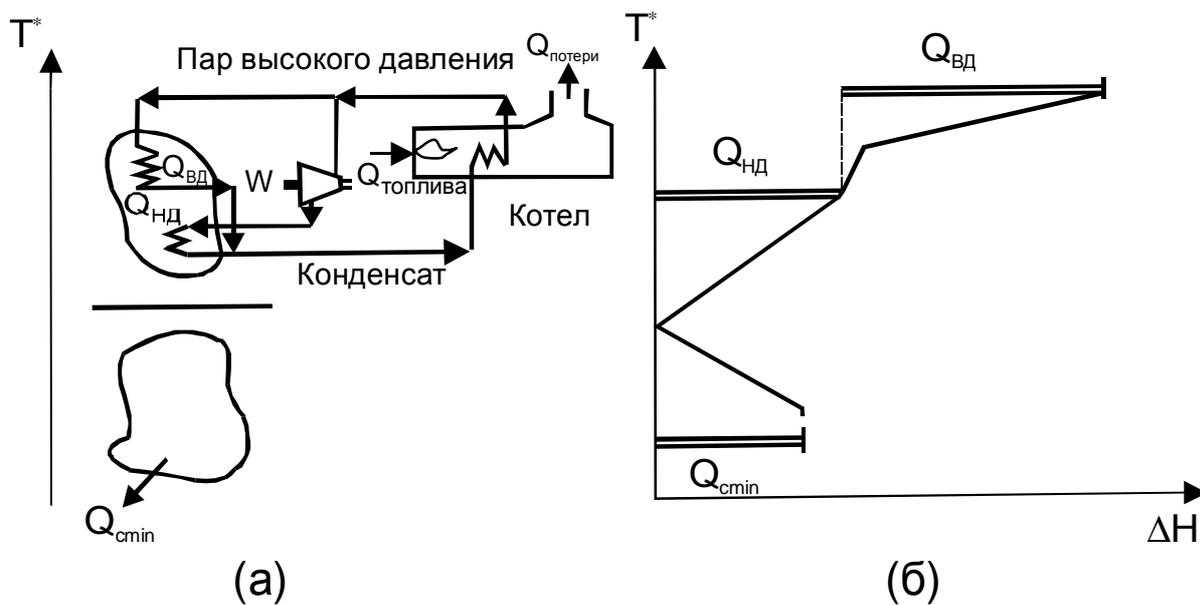


Рис. 5.36. (а) – интеграция паровой турбины с процессом выше пинча, (б) – большая составная кривая процесса и размещение утилит

на потерь теплоты $Q_{\text{Потери}}$ может достигать ощутимой величины.

Оптимальные численные значения, определяющие количество и качество как пара высокого давления, так и отработанного пара, получаемого от паротурбинного цикла, можно вычислить с помощью большой составной кривой (рис. 5.36 б).

5.7.2. Интеграция газовой турбины

Рассмотрим простую газовую турбину, интегрированную в процесс выше пинча (рис. 5.37). Предположим, что турбина имеет особенность, состоящую в том, что ротор компрессора размещен на одном валу с ротором турбины. Воздух, входящий в компрессор, сжимается там, а затем подается в камеру сгорания, где при смешивании с горячими газами его температура увеличивается и далее смесь воздуха и горящих газов расширяется в турбине. При этом на валу турбины создаются усилия, достаточные для работы компрессора и выполнения полезной механической работы. Отработан-

ный газ после турбины может быть выпущен прямо в атмосферу или, как показано на рисунке 5.37, сначала с помощью выхлопных газов турбины подогревают воздух перед его подачей в камеру сгорания, затем газы охлаждаются до температуры пинча, отдавая свою теплоту холодным потокам в подсистеме выше пинча, и только после этого выпускаются в

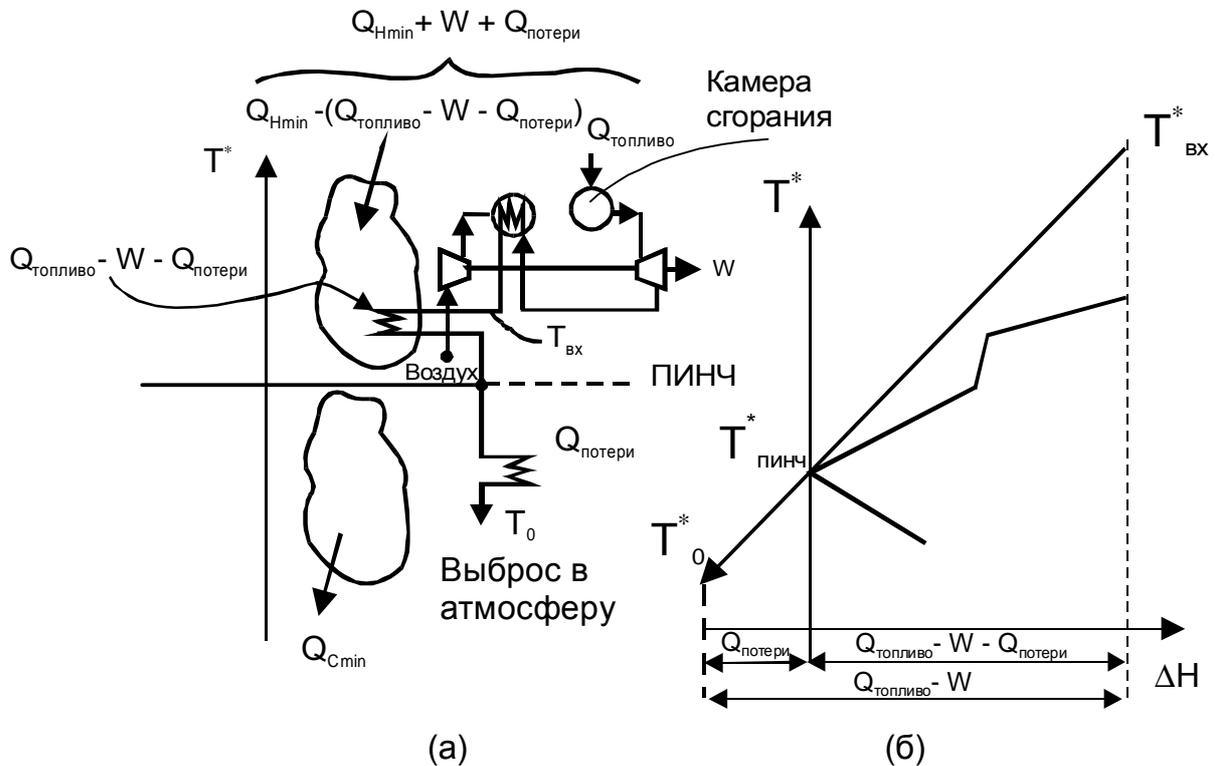


Рис. 5.37. Использование теплоты отходящих газов газовой турбины в качестве горячей утилиты: (а) – интеграция турбины с процессом; (б) – БСК и профиль отходящих газов; $T_{\text{вх}}$ – температура снабжения топливных газов

атмосферу.

Для совершения газовой турбиной полезной работы W используется эквивалентное количество теплоты W только в том случае, если тепловые потери в окружающую среду равны 0, т. е. $Q_{\text{Потери}} = 0$. Потери энергии с отходящими газами (рис. 5.37 б) уменьшают эффективность преобразования теплоты в работу. Общая эффективность преобразования теплоты в электроэнергию зависит от профиля турбинных газов, температуры пинча и формы большой составной кривой процесса.

Пример А. Поточковые данные для задачи рекуперации теплоты приведены в таблице 5.1. С помощью алгоритма табличной задачи для $\Delta T_{\text{min}} = 20^\circ\text{C}$ определен каскад тепловых потоков, который приведен в таблице 5.2. Для проведения процесса также требуется 7 МВт электроэнергии. В связи с этим, необходимо рассмотреть и сделать экономическое сравнение для

двух альтернативных схем комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Таблица 5.1. Поточковые данные для примера А.

Потоки		$T_s, ^\circ\text{C}$	$T_T, ^\circ\text{C}$	Расходная теплоемкость, МВт/ $^\circ\text{C}$
№	Тип			
1	Гор.	450	50	0,25
2	Гор.	50	40	1,50
3	Хол.	30	400	0,22
4	Хол.	30	400	0,05
5	Хол.	120	121	22,00

Таблица 5.2. Каскад табличной задачи для примера А.

$T^*, ^\circ\text{C}$	Каскад тепловых потоков, МВт
440	21,90
410	29,40
131	23,82
130	1,80
40	0,00
30	15,00

1. В первой схеме используется паровая турбина, имеющая на выходе отработанный пар с температурой насыщения 150°C , который используется для нагрева холодных потоков. Перегретый пар с давлением 41 бар и температурой 300°C производится в центральной котельной. Этот перегретый пар подается в паровую турбину, где он одностадийно расширяется, производя работу с изэнтропическим к.п.д., равным 85%. Требуется с помощью большой составной кривой определить максимально возможную работу на валу турбины.

2. Во второй схеме применяется газовая турбина с потоком воздуха 97 кг/с и температурой выхлопа 400°C . Рассчитать работу на валу турбины, если к.п.д. турбины равен 30 %, а температура окружающей среды 10°C .

3. Стоимость теплоты, получаемой из топлива, для газовой турбины равна 4,5 \$/ГВт. Стоимость импортируемой электроэнергии равна 19,2 \$/ГВт. Электричество может быть экспортируемо по цене 14,4 \$/ГВт. Стоимость топлива для выработки пара равна 3,2 \$/ГВт. Общая эффективность производства и распределение пара составляет 60%.

Какая из представленных схем экономически более эффективна?

Решение.

1. Большая составная кривая представленного процесса построена на рис. 5.38. На рис. 5.38 а показано размещение паровой турбины. Пар конденсируется на интервальной (сдвинутой) температуре, равной 140°C . Мощность теплового потока, необходимая для удовлетворения теплового баланса в подсистеме выше пинча, равна $21,9\text{ МВт}$ (рис. 5.38 а). С помощью таблиц теплофизических свойств пара мы определяем значение энтальпии h_1 и энтропии S_1 для пара с температурой $T_1 = 300^{\circ}\text{C}$ и давлением $P_1 = 41\text{ бар}$:

$$h_1 = 2959\text{ кДж/кг},$$

$$S_1 = 6,349\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

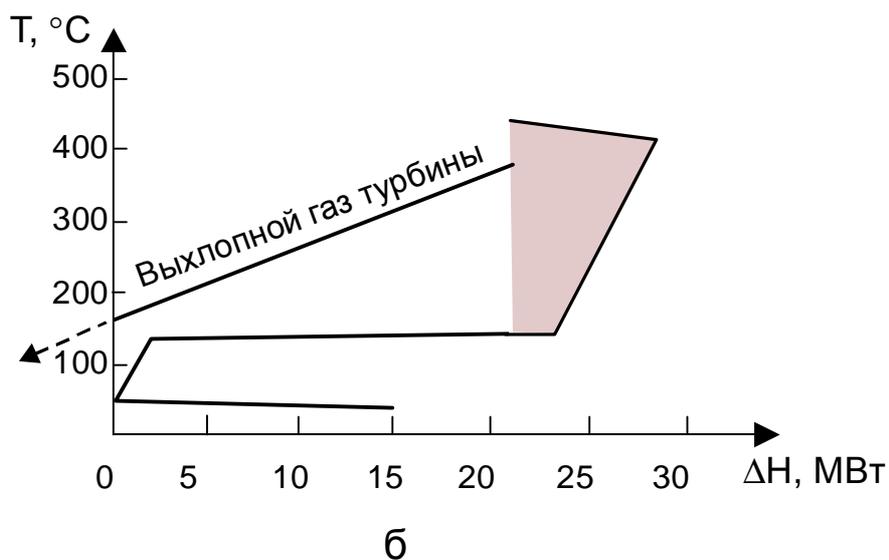
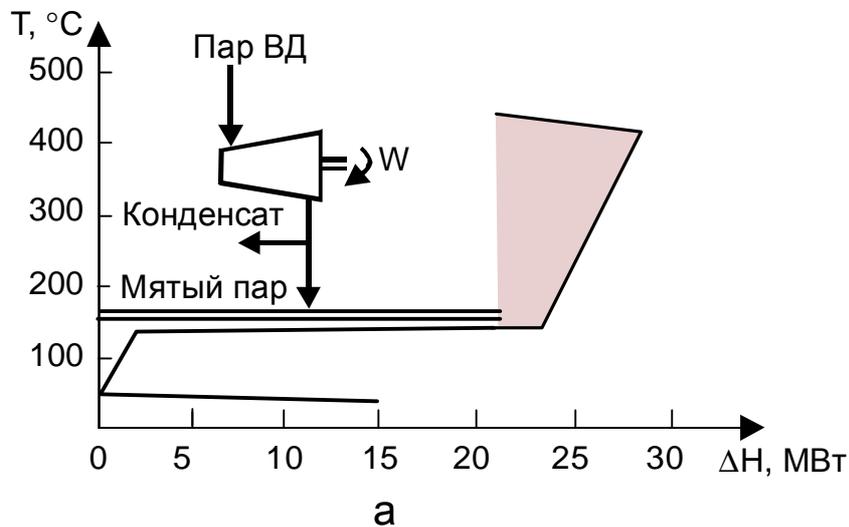


Рис. 5.38. Две альтернативные схемы комбинированного производства тепловой и электрической энергии: (а) – с помощью паровой турбины; (б) – газовой

Для изэнтропического расширения пара в турбине до температуры 150°C из таблиц определяем его давление:

$$P_2 = 4,77 \text{ бар},$$

$$S_2 = 6,349 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Влажная фракция X может быть определена из баланса энтропии:

$$S_2 = x \cdot S_1 + (1-x) \cdot S_v,$$

где S_1 и S_v соответственно, значения энтропии жидкости и пара на линии насыщения. Взяв эти значения при температуре 150°C, получим:

$$6,349 = 1,842x + 6,838 \cdot (1 - x) \text{ или}$$

$$x = 0,098.$$

Теперь мы можем вычислить энтальпию смеси на выходе из турбины при изэнтропическом расширении

$$h_2 = xh_1 + (1-x)h_v,$$

где h_1 и h_v соответственно энтальпии жидкости и пара на линии расширения. Определяя эти величины из таблиц для температуры 150°C, вычисляем:

$$h_2 = 0,098 \cdot 632 + (1-0,098) \cdot 2747 = 2540 \text{ кДж}.$$

Для реального расширения в турбине с изэнтропическим к.п.д. равным 85%, из уравнения (5.1) получим:

$$h'_2 = h_1 - \eta_T \cdot (h_1 - h_2) = 2959 - 0,85 \cdot (2959 - 2540) = 2603 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Реальное массовое влагосодержание может быть вычислено из энтальпийного баланса:

$$h'_2 = xh_1 + (1-x) \cdot h_v,$$

где h_1 и h_v , соответственно, энтальпии жидкости и пара на линии расширения. И тогда имеем:

$$h'_2 = 2603 = 632x + 2747 \cdot (1 - x)$$

$$x = 0,07.$$

Предполагая, что весь пар, используемый как горячие утилиты, конденсируется при взаимодействии с процессом, вычислим расход пара необходимый для подвода энергии:

$$\begin{aligned} \text{Расход пара для подвода энергии к процессу} &= \\ &= \frac{Q_{H_{\min}}}{h_v - h_e} = \frac{21,9 \cdot 10^3}{2747 - 632} = 10,35 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \end{aligned}$$

И сейчас мы можем вычислить расход пара, проходящего через турбину:

$$\text{Расход пара в турбине} = \frac{10,35}{1 - 0,07} = 11,13 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

и тогда работа, генерируемая на валу турбины, определится следующим образом:

$$W = 11,13 \cdot (h_1 - h'_2) = 11,13 \cdot (2959 - 2603) \cdot 10^{-3} = 3,96 \text{ МВт}.$$

2. Выходящие из газовой турбины отработанные газы состоят в основном из воздуха с небольшой примесью продуктов сгорания, поэтому потоковую теплоемкость мы с большой точностью можем оценить, считая, что поток состоит только из воздуха и предполагая, что теплоемкость воздуха равна $C_p = 1,03 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$, получим:

$$C_{p_{\text{отр.газов}}} = 97 \cdot 1,03 \approx 100 \frac{\text{кВт}}{\text{К}}.$$

Большая составная кривая с использованием теплоты отработанных газов показана на рисунке 5.38 б. Количество энергии, содержащееся в газах после турбины, будет равно:

$$Q_{\text{отр.газов}} = (400 - 10) \cdot 0,1 = 39 \text{ МВт}.$$

При известном к.п.д. турбины, который составляет 30%, мы можем рассчитать мощность теплового потока, поступающего на вход турбины вместе со смесью горячего воздуха и горящих газов:

$$Q_{\text{топл}} = \frac{Q_{\text{отр.газов}}}{1-0,3} = 55,71 \text{ МВт.}$$

Следовательно, работа, совершаемая турбиной, будет равна:

$$W = 55,71 - 39 = 16,71 \text{ МВт.}$$

3. Определим экономическую эффективность предлагаемых схем. Экономический эффект при работе паровой турбины.

$$\text{Стоимость топлива} = (21,9 + 3,96) \cdot \frac{3,2 \cdot 10^{-3}}{0,6} = 0,14 \$/\text{с.}$$

Стоимость импортируемой электроэнергии =

$$= (7 - 3,96) \cdot 19,2 \cdot 10^{-3} = 0,06 \$/\text{с.}$$

Общая стоимость энергии, потребляемая процессом:

$$\text{Стоимость энергии} = 0,14 + 0,06 = 0,2 \$/\text{с.}$$

Экономический эффект при работе газовой турбины:

$$\text{Стоимость топлива} = 55,71 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3} = 0,25 \$/\text{с.}$$

Выручка от продажи электроэнергии =

$$= (16,71 - 7) \cdot 14,4 \cdot 10^{-3} = 0,14 \$/\text{с.}$$

Стоимость потребляемой энергии = $0,25 - 0,14 = 0,11 \$/\text{с.}$

Следовательно, использование газовой турбины более выгодно с точки зрения стоимости потребляемой энергии, но стоимость самой газовой турбины, стоимость ее установки и обслуживания намного выше, чем для паровой турбины.

Пример Б. Интервальные температуры и каскад тепловых потоков, вычисленный с помощью алгоритма табличной задачи для некоторого процесса, приведен в табл. 5.3. Минимальная разность температур для это-

го процесса равна $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$. В качестве холодной утилиты в этом процессе предполагается использовать производство пара из воды, идущей на питание котлов и имеющей температуру 100°C .

1. Определить количество насыщенного пара, который может быть генерирован на температуре 230°C .

2. Определить количество насыщенного пара, который может быть генерирован на температуре 230°C и перегрет до максимально возможной температуры при использовании энергии горячих потоков процесса.

3. Вычислить электрическую мощность, которая может быть генерирована паром из пункта 2 с помощью однокамерной конденсационной паровой турбины с изэнтропическим к.п.д., равным 85%.

Таблица 5.3. Каскад тепловых потоков

Интервальная температура, $^\circ\text{C}$	Тепловой поток, МВт
495	3,6
455	9,2
415	10,8
305	4,2
285	0,0
215	16,8
195	17,6
185	16,6
125	16,6
95	21,1
85	18,1

Решение.

1. Сначала строим большую составную кривую процесса (рис. 5.39) и определяем, что на 235°C интервальной температуры доступно 12 МВт мощности для производства пара. Из таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара определяем теплоту парообразования, при температуре насыщения 230°C она равна 1812 кДж/кг , после чего вычисляем:

$$\text{производство пара} = 12 \cdot \frac{10^3}{1812} = 6,62 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Взяв теплоемкость воды, равную $4,3 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, определяем мощность, необходимую на ее подогрев от 100°C до 230°C :

$$6,62 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3} \cdot (230 - 100) = 3,7 \text{ МВт}.$$

Теперь мы можем нарисовать профиль холодной утилиты на диаграмме БСК (рис. 5.39 а). Мы видим, что теплота процесса может обеспечить как производство пара, так и подогрев воды.

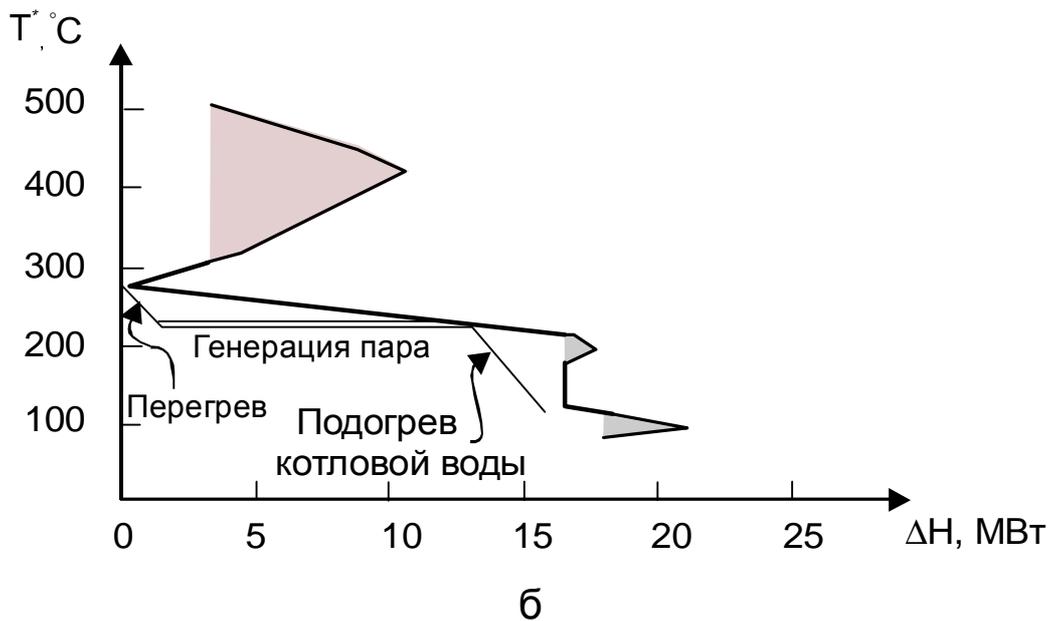
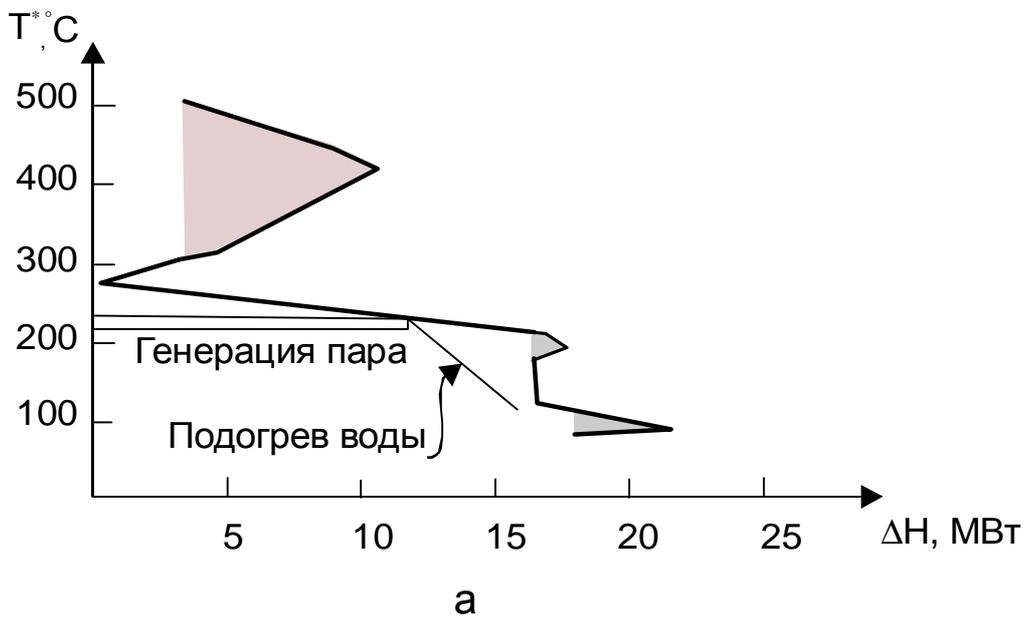


Рис. 5.39. Производство пара как холодная утилиты: (а) – производство насыщенного пара; (б) – производство перегретого пара

2. Большая составная кривая показывает, что максимальная интервальная температура, до которой может быть перегрет пар, равна 285°C , и учитывая, что $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$, реальная температура перегрева равна 280°C . Энтальпия воды на линии насыщения при 230°C равна 991кДж/кг , а давление насыщения равно 28 бар. Энтальпия перегретого пара при температуре 280°C и давлении 28 бар равна 2947кДж/кг . С помощью этих значений

вычисляем количество перегретого пара, которое можно будет получить за счет теплоты процесса:

$$\text{Производство пара} = \frac{12 \cdot 10^3}{2947 - 991} = 6,13 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3. В конденсационной турбине перегретый пар на выходе конденсируется под вакуумом с помощью охлаждающей воды, при этом, чем ниже температура конденсации, тем большую мощность электроэнергии турбина может генерировать. Наименьшая температура конденсации в нашем случае равна температуре охлаждающей воды плюс ΔT_{\min} , т. е. $30 + 10 = 40^\circ\text{C}$. Из таблиц теплофизических свойств пара определяем энтальпию и энтропию пара для условий входа в турбину, т. е. $T_1 = 280^\circ\text{C}$ и $P_1 = 28$ бар:

$$h_1 = 2947 \text{ кДж/кг};$$

$$S_1 = 6,488 \text{ кДж/кг}.$$

На выходе из турбины температура пара будет равна температуре конденсации, т. е. 40°C равновесное давление при такой температуре равно $P_2 = 0,074$ бара.

Сначала допустим, что пар в турбине расширялся изэнтропически, т.е. $S_1 = S_2 = 6,488 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Далее определяем влагосодержание парожидкостной смеси при 40°C из уравнения

$$S_2 = xS_1 + (1 - x) \cdot S_v,$$

где x – влагосодержание, S_1 , S_v – удельная энтропия воды и пара на линии насыщения, а из уравнения

$$h_2 = xh_1 + (1 - x) \cdot h_v,$$

где h_1 , h_v – удельные энтальпии воды и пара на линии насыщения. После вычисления получим: $x = 0,23$; $h = 2020 \text{ кДж/кг}$. Для однокамерного расширения пара в турбине с изэнтропическим к.п.д. 85% получим (5.1):

$$h'_2 = 2947 - 0,85 \cdot (2747 - 2020) = 2159 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

По изменению удельной энтальпии рабочего пара в турбине и его расходу мы можем определить мощность, которая может быть создана на валу турбины:

$$W = 6,13 \cdot (2947 - 2159) \cdot 10^{-3} = 4,8 \text{ МВт.}$$

Реальное влагосодержание мы можем вычислить, исходя из выражения:

$$h'_2 = 2159 = x' h_1 + (1 - x') \cdot h_v = 167,5x + 2547 \cdot (1 - x');$$

$$x' = 0,17.$$

Эта величина влагосодержания на выходе из турбины слишком высокая, т. к. при влагосодержании пара на выходе из турбины более 0,15 турбина может выйти из строя. При $x = 0,15$ давление на выходе должно быть увеличено до 0,2 бар с соответствующим увеличением температуры конденсации до 60°C. Однако, при таких изменениях мощность, которая создается на валу турбины, уменьшится до 4,2 МВт.

5.8. Интеграция теплового насоса

Принципиальная схема простого испарительно-компрессионного теплового насоса показана на рис. 5.40. Тепловой насос – это устройство, ко-

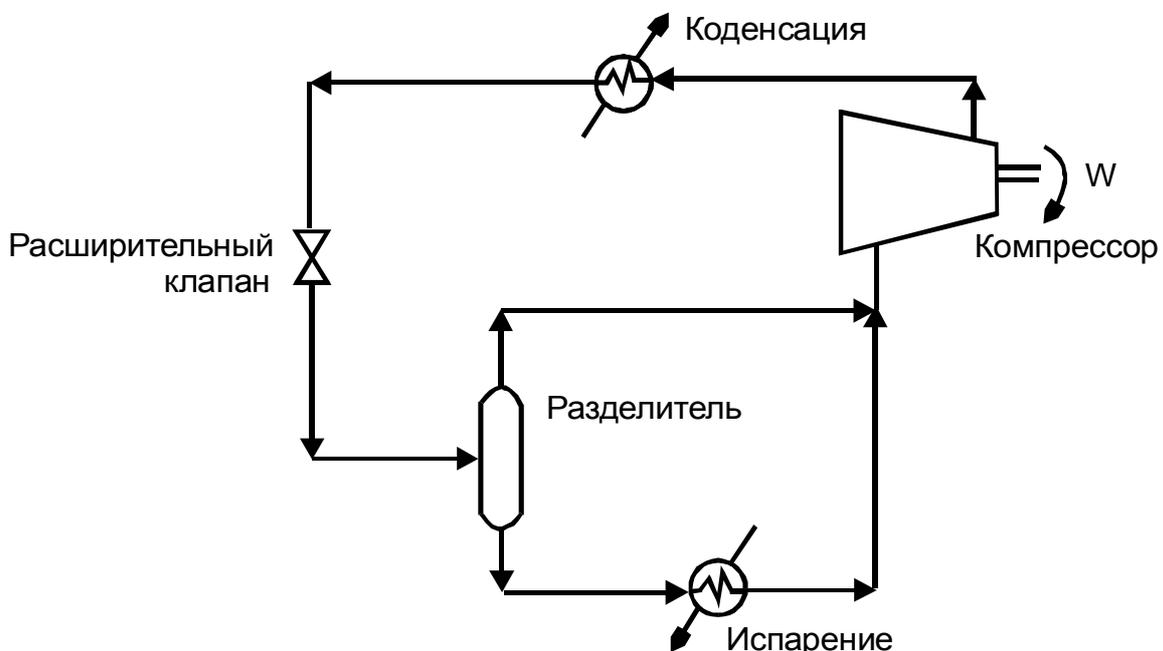


Рис. 5.40. Схема простого испарительно-компрессионного теплового насоса

торое поглощает теплоту на низкой температуре в испарителе, затем использует внешнюю работу при сжатии рабочей среды в компрессоре и отдает теплоту в конденсаторе на более высокой температуре, чем в испари-

теле. Сконденсированная рабочая жидкость расширяется с частичным испарением, и цикл повторяется снова. Обычно в качестве рабочей среды в тепловых насосах применяются вещества без примесей, что позволяет проводить конденсацию и испарение в изотермических условиях.

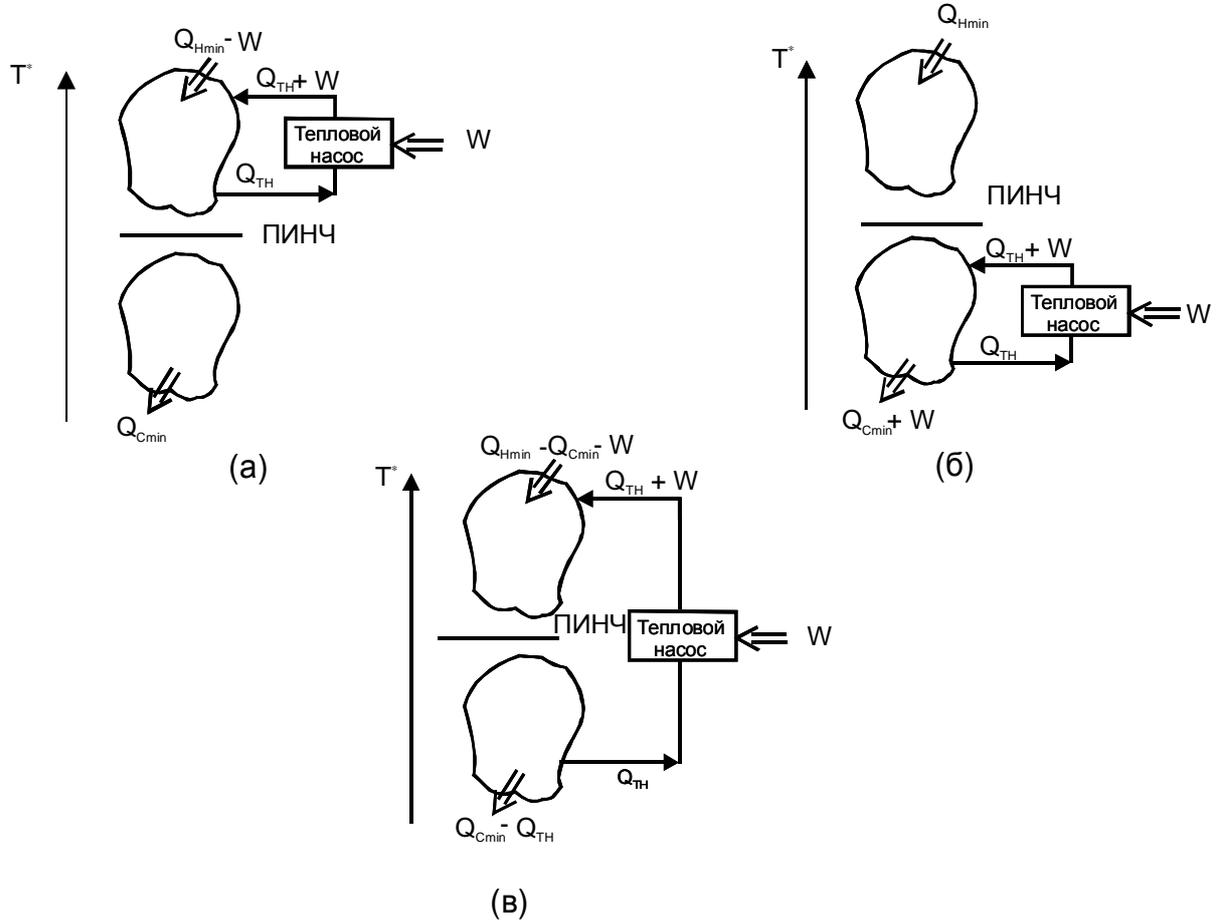


Рис. 5.41. Интеграция теплового насоса с процессом: (а) – интеграция теплового насоса выше пинча; (б) – интеграция теплового насоса ниже пинча; (в) – интеграция теплового насоса поперек пинча

Подобно интеграции тепловых машин с процессом, интеграция тепловых насосов может быть экономически выгодная и не очень.

Как и в случае тепловых машин при интеграции тепловых насосов может быть два основных способа их размещения относительно процесса: через пинч и не через пинч. При интеграции не через пинч также может быть два случая размещения: выше пинча и ниже пинча.

Интеграция выше пинча показана на рисунке 5.41 а. В этом случае тепловой насос "перекачивает" теплоту Q_{TH} с более низких температур в подсистеме выше пинча на более высокие, потребляя внешнюю энергию на совершение работы W . Вследствие чего горячие утилиты уменьшаются на величину W . Другими словами, данная система превращает внешнюю энергию в теплоту. Если компрессор теплового насоса питается от электроэнергии, то это крайне невыгодно, а если с помощью турбины, то это

также не приносит никакой выгоды. Следующая возможность интеграции теплового насоса не поперек пинча появляется при его размещении ниже пинча (рис. 5.41 б). В этом случае пришлось бы увеличить холодные утилиты на величину производимой насосом работы W , т. е. электроэнергия превращается в отходы. А вот интеграция теплового насоса с процессом при размещении насоса поперек пинча обеспечивает реальное энергосбережение (рис. 5.41 в). Действительно, тепловой насос отбирает теплоту $Q_{ТН}$ от процесса ниже пинча, т. е. из общего источника энергии, тем самым уменьшая значение холодной утилиты на $Q_{ТН}$. Совершая работу W , тепловой насос передает теплоту в подсистему, находящуюся выше пинча, т. е. в общий энергетический сток, а это означает, что горячая утилита уменьшается на величину $Q_{ТН} + W$ (рис. 5.41 в). Таким образом, наиболее подходящее размещение тепловых насосов при их интеграции с ХТС – это размещение поперек пинча. Заметим, что при наличии утилитных пинчей тепловой насос может быть размещен поперек утилитного пинча, если экономически это более выгодно. Но каждая такая ситуация требует дополнительного исследования.

На рисунке 5.42 показан тепловой насос, правильно интегрированный с процессом. Общий тепловой баланс такой интеграции показан на

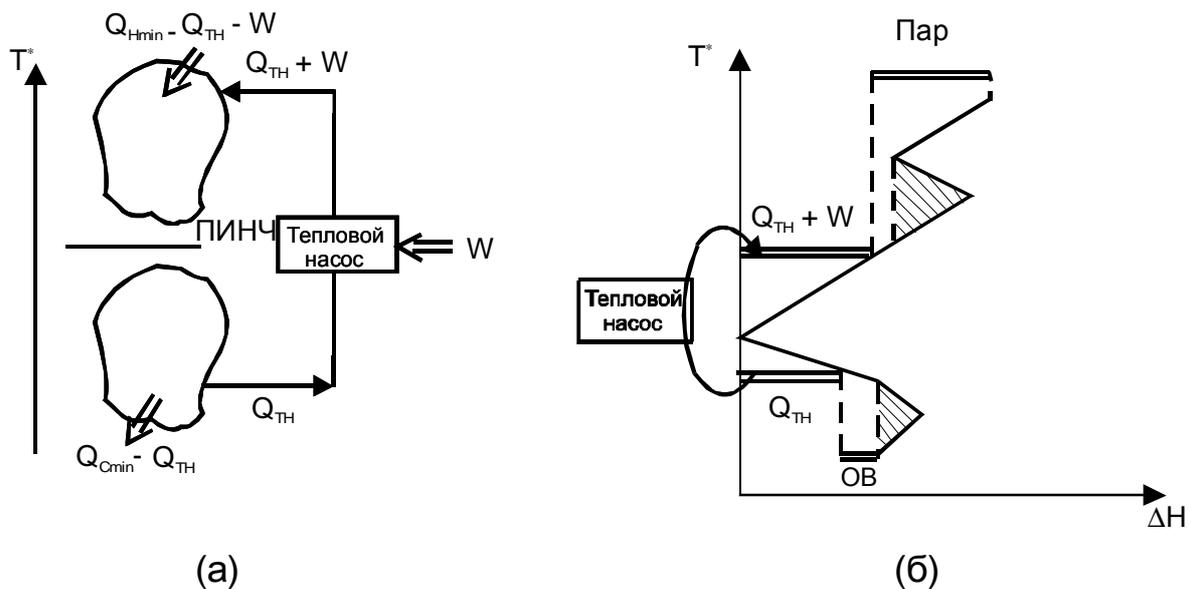


Рис. 5.42. Большая составная кривая может быть использована для определения характеристик теплового насоса: (а) – приемлемое размещение теплового насоса; (б) – расположение теплового насоса на диаграмме большой составной кривой

рис 5.42 а. На рисунке 5.42 б показано, как с помощью большой составной кривой можно определить характеристики теплового насоса.

Эффективность действия теплового насоса часто оценивают коэффициентом преобразования, который определяется как отношение полезной энергии, передаваемой процессу к затрачиваемой на это работе, т. е.

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{ТН}} + W}{W},$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ – коэффициент преобразования теплового насоса, $Q_{\text{ТН}}$ – теплота, потребляемая на низкой температуре, W – затрачиваемая работа.

Понятно, что тепловые насосы с большим коэффициентом преобразования экономически более выгодны. Также ясно, что для меньшего температурного подъема при перекачивании теплоты необходимо затратить меньшую работу, чем при большем температурном подъеме. В большинстве промышленных приложений очень редко бывает экономически выгодно использовать тепловой насос на разности температур, превышающей 25°C.

С помощью большой составной кривой мы можем определить тепловые нагрузки и необходимые температуры для интеграции тепловых насосов в ХТС.

5.9. Интеграция холодильных циклов

Холодильный цикл – это обратный тепловой цикл, предназначенный для передачи теплоты от тел менее нагретых к телам более нагретым при помощи холодильных установок или тепловых насосов.

Данное определение, очевидно, означает, что принципы интеграции холодильных циклов с процессами ХТС такие же, как и при интеграции тепловых насосов, т. е. наиболее приемлемое размещение холодильного цикла – это размещение поперек пинча. Также как и тепловой насос, холодильный цикл может быть размещен поперек утилитного пинча.

Большинство циклов охлаждения подобны циклу теплового насоса, который показан на рис. 5.40. Теплота поглощается на низкой температуре обслуживаемого процесса и отдается на высокой температуре либо прямо в окружающую среду (охлаждающей воде или воздушному охлаждению), либо в систему рекуперации теплоты. Холодильные циклы очень часто используют особенности теплообмена при фазовом превращении, и если существует несколько уровней охлаждения, то такие циклы становятся достаточно сложными.

Также как при использовании тепловых насосов, при организации холодильных циклов используется большая составная кривая, для определения количества теплоты, которое может быть экстрагировано на низких температурах от процесса, и определения наиболее подходящей температуры, на которой эта теплота должна быть возвращена в процесс.

Эффективность действия холодильного цикла оценивается с помощью холодильного коэффициента, который равен отношению количества

теплоты $Q_{ТН}$, отводимой в обратном цикле от охлаждаемой системы, к затраченной на это работе W , т. е.

$$\epsilon_x = \frac{Q_{ТН}}{W}. \quad (5.3)$$

Холодильный коэффициент идеального обратного термодинамического цикла, т. е. цикла совершающегося за счет затраты внешней работы, равен:

$$\epsilon_{x.ид.} = \frac{T_C}{T_H - T_C}, \quad (5.4)$$

где T_C – температура, при которой теплота поглощается, T_H – температура, на которой теплота отводится от холодильного цикла.

Следовательно, для идеального холодильного цикла из (5.3) и (5.4) мы можем для определения необходимой внешней работы записать:

$$W_{идеал} = Q_C \cdot \frac{T_H - T_C}{T_C}, \quad (5.5)$$

где Q_C – нагрузка охлаждения, т. е. количество теплоты, которое необходимо отвести от процесса на температуре T_C .

Многочисленные технологические приложения холодильных циклов показывают, что отношение внешней работы, необходимой для проведения идеального холодильного цикла, к реальной работе, которая затрачивается для создания цикла с теми же параметрами, равно 0,6, т. е.

$$\frac{W_{идеал}}{W} = 0,6. \quad (5.6)$$

Следовательно, для оценки реальной работы, которую необходимо затратить, чтобы отвести количество теплоты Q_C от процесса на температуре T_C и отдать ее на температуре T_H , мы можем записать:

$$W = \frac{Q_C}{0,6} \cdot \left(\frac{T_H - T_C}{T_C} \right). \quad (5.7)$$

Давайте рассмотрим процесс низкотемпературной дистилляции, технологическая схема которого показана на рис. 5.43. Поточковые данные для этого процесса представлены в таблице 5.4.

Таблица 5.4. Поточковые данные для процесса низкотемпературной дистилляции.

№	Поток	Тип	Температура снабжения $T_s, ^\circ\text{C}$	Температура целевая $T_T, ^\circ\text{C}$	$\Delta H_1, \text{МВт}$	Потоковая теплоемкость $CP, \text{МВт}/^\circ\text{C}$
1	Питание колонны 1	Гор.	20	0	8,0	0,4
2	Конденсатор колонны 1	Гор.	-19	-20	12,0	12,0
3	Конденсатор колонны 2	Гор.	-39	-40	8,0	8,0
4	Котел колонны 1	Хол.	19	20	12,	12,0
5	Котел колонны 2	Хол.	-1	0	8,0	8,0
6	Низ колонны 2	Хол.	0	20	2,0	0,1
7	Верх колонны 2	Хол.	-40	20	6,0	0,1

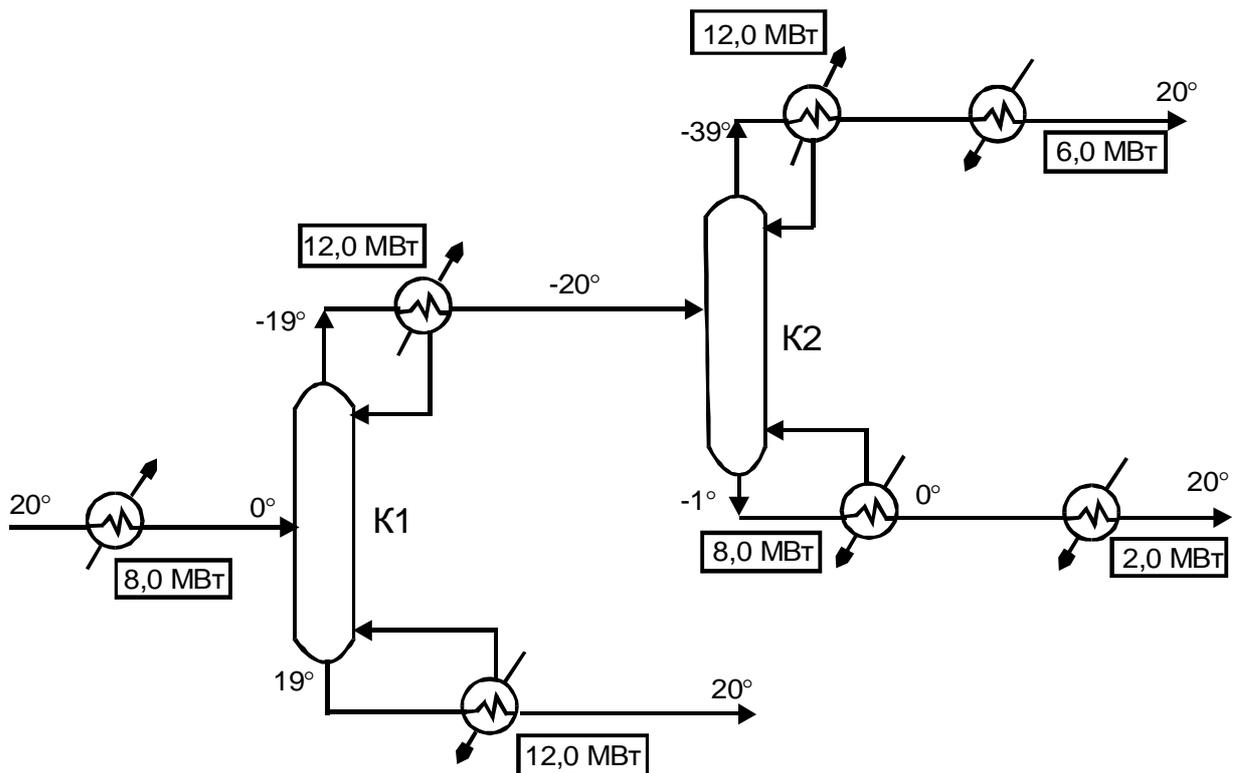


Рис. 5.43. Технологическая схема процесса низкотемпературной дистилляции: K1 – дистилляционная колонна 1; K2 – дистилляционная колонна 2

Предполагая, что $\Delta T_{\min} = 5^\circ\text{C}$, необходимо:

а) построить каскад тепловых потоков и нарисовать большую составную кривую для данных из таблицы 5.4, определить целевые энергетические значения, и также определить температуры и нагрузки охлаждения, если предполагается использовать два уровня охлаждения;

б) вычислить мощность, которую необходимо подводить к охлаждающей системе, чтобы передать теплоту охлаждающей воде, которая при этом нагревается от 20°C до 25°C . Для вычисления необходимой внешней мощности может быть использована аппроксимация (5.7);

в) теплота, отдаваемая охладительным циклом процессу, может быть использована для уменьшения потребления внешней энергии. Предложить схему и вычислить возможную экономию энергии.

Решение.

а) Сначала вычислим сдвинутые границы температурных интервалов для рассматриваемого процесса (табл. 5.5).

Таблица 5.5. Сдвинутые температуры для данных таблицы 5.4 и $\Delta T_{\min} = 5^\circ\text{C}$.

№ потока	тип	T_S	T_T	T_S^*	T_T^*
1	Гор.	20	0	17,5	-2,5
2	Гор.	-19	-20	-21,5	-22,5
3	Гор.	-39	-40	-41,5	-42,5
4	Хол.	19	20	21,5	22,5
5	Хол.	-1	0	1,5	2,5
6	Хол.	0	20	2,5	22,5
7	Хол.	-40	20	-37,5	22,5

Используя значения потоковой теплоемкости и сдвинутых интервальных температур, строим каскад тепловых потоков между интервалами (рис. 5.44).

С помощью построения теплового каскада определяем целевые энергетические значения: $Q_{H\min} = 18,4$ МВт, $Q_{C\min} = 18,4$ МВт, а также пинч-температуру холодных потоков, равную -19°C , и горячих потоков -24°C .

С помощью этих данных и каскада тепловых потоков строим большую составную кривую рассматриваемого процесса (рис. 5.45 а), что позволяет определить тепловые нагрузки на обоих уровнях охлаждения (табл. 5.6).

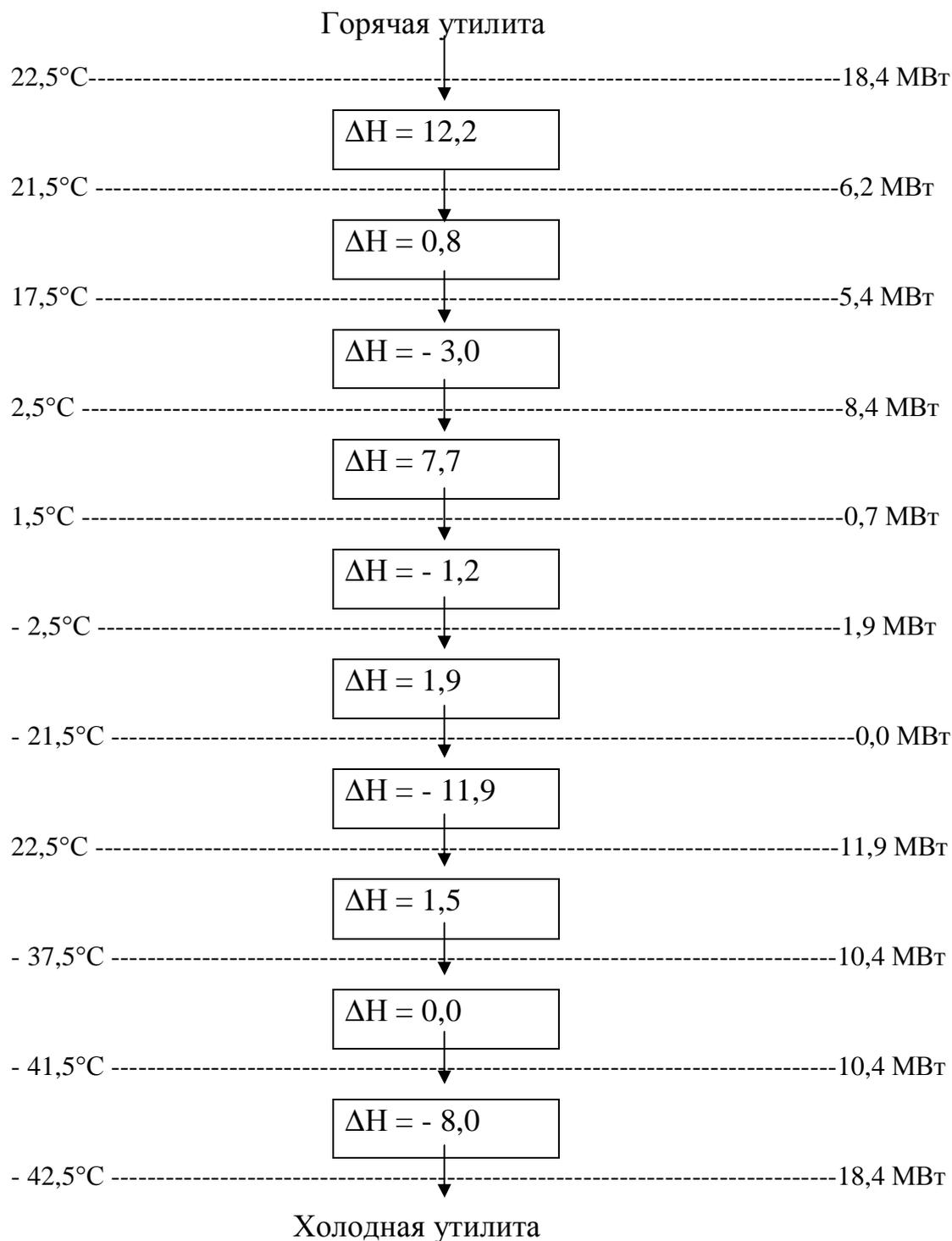


Рис. 5.44. Каскад тепловых потоков для рассматриваемого процесса низкотемпературной дистилляции

Таблица 5.6. Уровни охлаждения и их тепловые нагрузки.

№	T^* , °C	T , °C	Нагрузка, МВт
Уровень 1	-22,5	-25	10,4
Уровень 2	-42,5	-45	18,4 – 10,4 = 8,0

Схема двухуровневой системы охлаждения показана на рис. 5.45 б.

б) при вычислении работы, необходимой для выполнения холодильного цикла, сначала определим температуру, на которой теплота будет отдаваться охлаждающей воде. С учетом того, что $\Delta T_{\min} = 5^\circ\text{C}$ получим:

$$T_H = 25 + 5 = 30 + 273 = 303 \text{ К.}$$

Тогда необходимая работа для охлаждения первого уровня определится, как:

$$W_1 = \frac{10,4}{0,6} \cdot \left(\frac{303 - 248}{248} \right) = 3,8 \text{ МВт,}$$

второго уровня:

$$W_2 = \frac{8,0}{0,6} \cdot \left(\frac{303 - 228}{228} \right) = 4,4 \text{ МВт.}$$

И, следовательно, общая электрическая мощность, необходимая для передачи теплоты охлаждающей воды, равна:

$$W_{\text{об}} = W_1 + W_2 = 3,8 + 4,4 = 8,2 \text{ МВт.}$$

в) Давайте сейчас предположим, что часть теплоты, которая потребляется на уровне 2, может отводиться к процессу выше пинча, как это показано на рис. 5.46 а.

Принципиальная схема аппаратного оформления такого процесса показана на рис. 5.46 б. С помощью БСК мы определяем, что на температуре 5°C (учитывая, что $\Delta T_{\min} = 5^\circ$) необходимо подвести к процессу $Q_H = 5,4$ МВт мощности. Тогда мощность, которую необходимо будет отводить от второго уровня охлаждения, будет равна $Q_C = Q_H - W$, где W – работа, совершаемая за счет внешней энергии, которая преобразуется в теплоту и также эжектируется в процесс. Необходимую внешнюю работу мы можем определить из выражения:

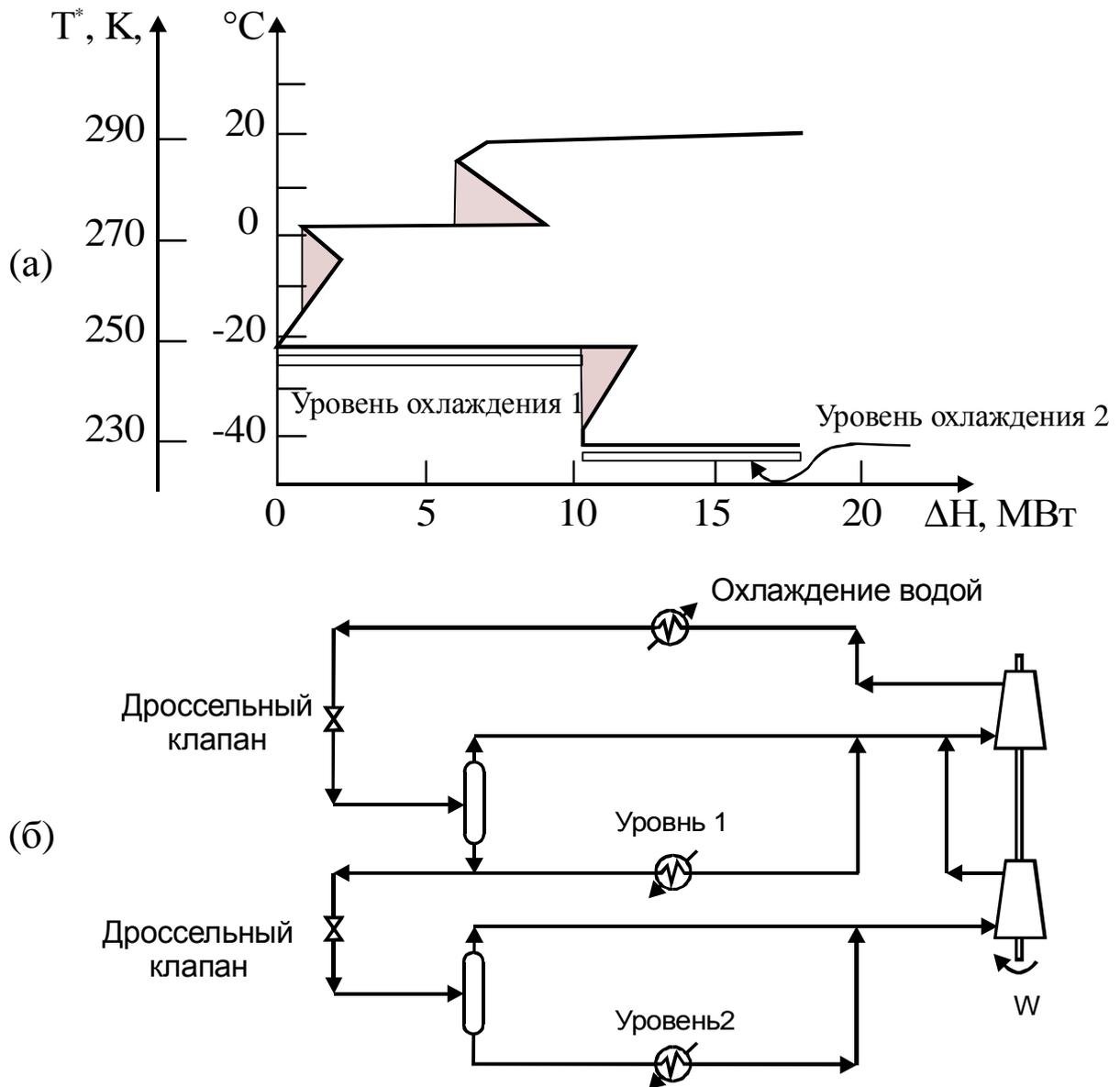


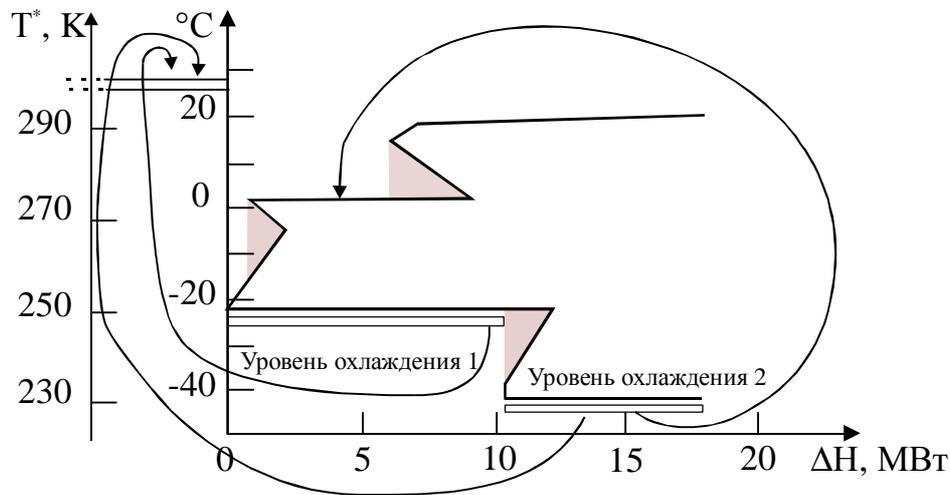
Рис. 5.45. Двухуровневая система охлаждения для низкотемпературной дистилляции: (а) – БСК и профили уровней охлаждения; (б) – схема двухуровневой системы охлаждения

$$W = \frac{Q_H - W}{0,6} \cdot \left(\frac{T_H - T_C}{T_C} \right),$$

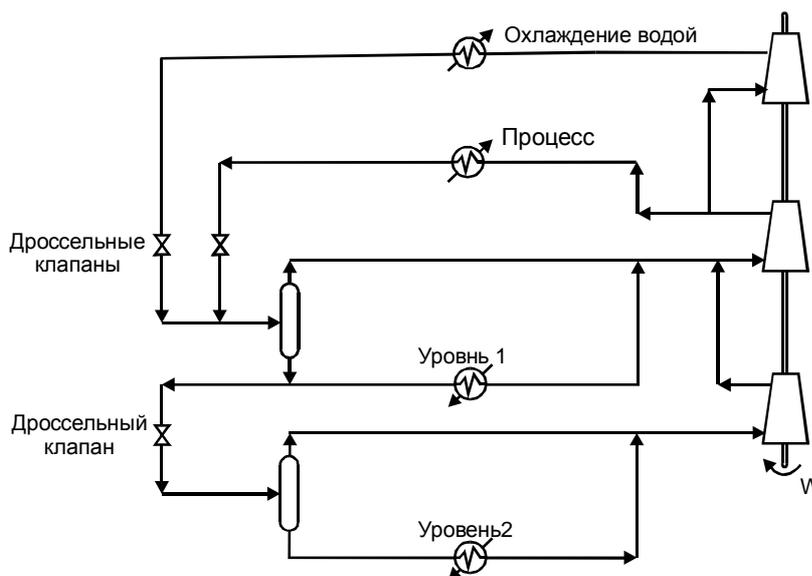
$$W = \frac{5,4 - W}{0,6} \cdot \left[\frac{(5 + 273) - 228}{228} \right],$$

$$W = 1,4 \text{ MWt.}$$

Следовательно, $Q_C = 5,4 - 1,4 = 4,0$ МВт, и тогда от второго уровня необходимо отвести мощность равную, $8,0 - 4,0 = 4,0$ МВт. Эта мощность с помощью холодильных циклов отводится к охлаждающей воде.



(a)



(б)

Рис. 5.46. Двухсторонняя система охлаждения для низкотемпературной дистилляции с частичным отводом теплоты в процесс: (а) – БСК, профили уровней охлаждения и пути переноса теплоты холодильными циклами; (б) – схема двухуровневой системы охлаждения с частичной передачей теплоты в процесс

Большая составная кривая показывает, что на температуре 20°C к процессу необходимо подводить $13,0$ МВт энергии. Учитывая, что $\Delta T_{\min} = 5^{\circ}$, то передача теплоты должна производиться на 25°C . Поскольку режекция теплоты производится на 30°C , передача теплоты процессу на 25°C не-

значительно уменьшит потребление внешней энергии, но приведет к значительному увеличению сложности проекта и его эксплуатации. Далее предполагая, что оставшаяся тепловая мощность на 2-м уровне охлаждения и мощность, потребляемая на 1-м уровне охлаждения, отводится к охлаждающей воде, вычисляем:

$$W_1 = \frac{10,4}{0,6} \cdot \left(\frac{303 - 248}{248} \right) = 3,8 \text{ МВт},$$

$$W_2 = \frac{4,0}{0,6} \cdot \left(\frac{303 - 228}{228} \right) = 2,2 \text{ МВт}.$$

Общая затрачиваемая мощность в этом случае равна $1,4 + 3,8 + 2,2 = 7,4$ МВт, что на $0,8$ МВт меньше, чем в первом случае. Следует заметить, что использование выражения (5.7) для вычисления потребляемой мощности, необходимой для проведения охладительного цикла, дает очень приблизительные значения. Для более точного вычисления работы внешних сил необходимо использовать методы, развитые в термодинамике для расчета обратных термодинамических циклов.

5.10. Заключение

Для выбора и размещения утилит наиболее удобным инструментом является большая составная кривая, которая может быть построена как из алгоритма проблемной таблицы, так и непосредственно с помощью составных кривых.

ЧАСТЬ II

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ГЛАВЫ ИНТЕГРАЦИИ ПРОЦЕССОВ

Глава 6

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПИНЧ-АНАЛИЗА

6.1. Методы модификации процессов

До сих пор мы изучали методы пинч-анализа, относящиеся к проектированию теплообменных систем ХТС и выбору энергоносителей, т.е. к двум внешним слоям луковичной диаграммы ХТС (рис. 6.1), считая при этом, что два внутренних слоя фиксированы. Но в первой главе мы отмечали, что все слои луковичной диаграммы взаимосвязаны и изменение в одном из них может повлечь за собой изменение в других слоях. Теперь взаимосвязь, в принципе, можно ограничить или исключить вовсе, но можно и использовать с целью снижения общей стоимости проекта. Давайте рассмотрим несколько примеров такого взаимодействия.

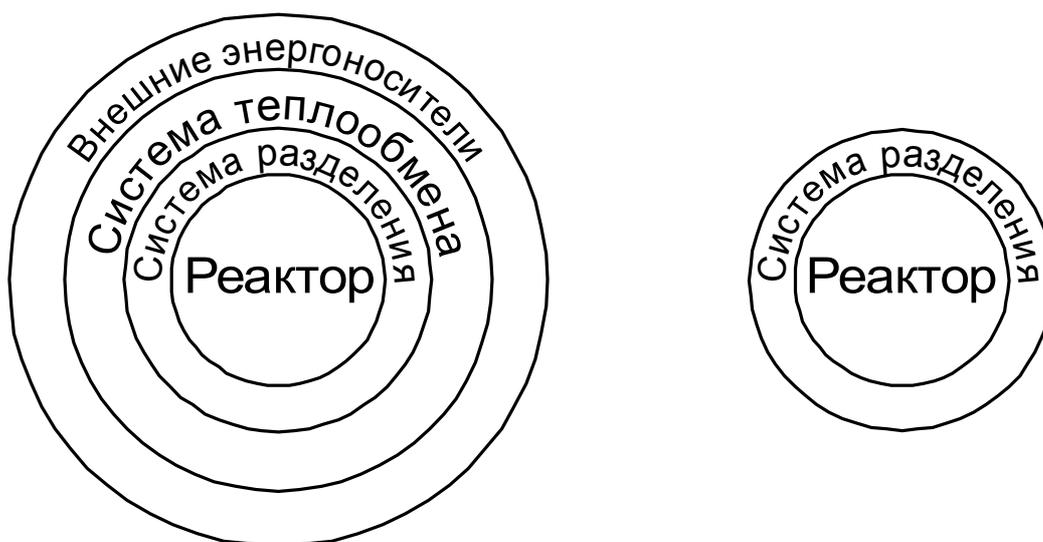


Рис. 6.1. При проектировании системы теплообмена ХТС и выборе утилит считается, что проекты реакторной и разделительной системы фиксированы

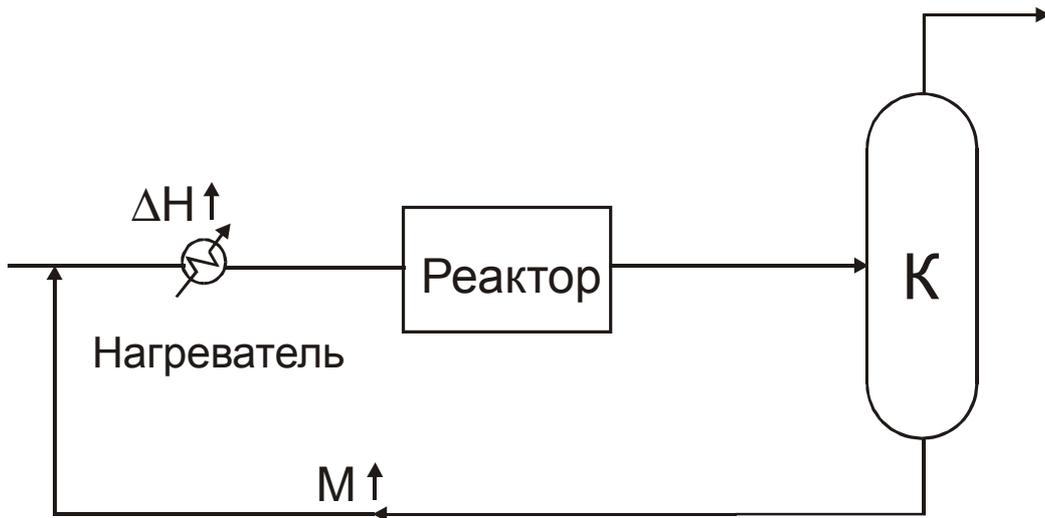


Рис. 6.2. Увеличение расхода рецикла в реакторно-разделительной системе повлечет за собой изменение в утилитной системе

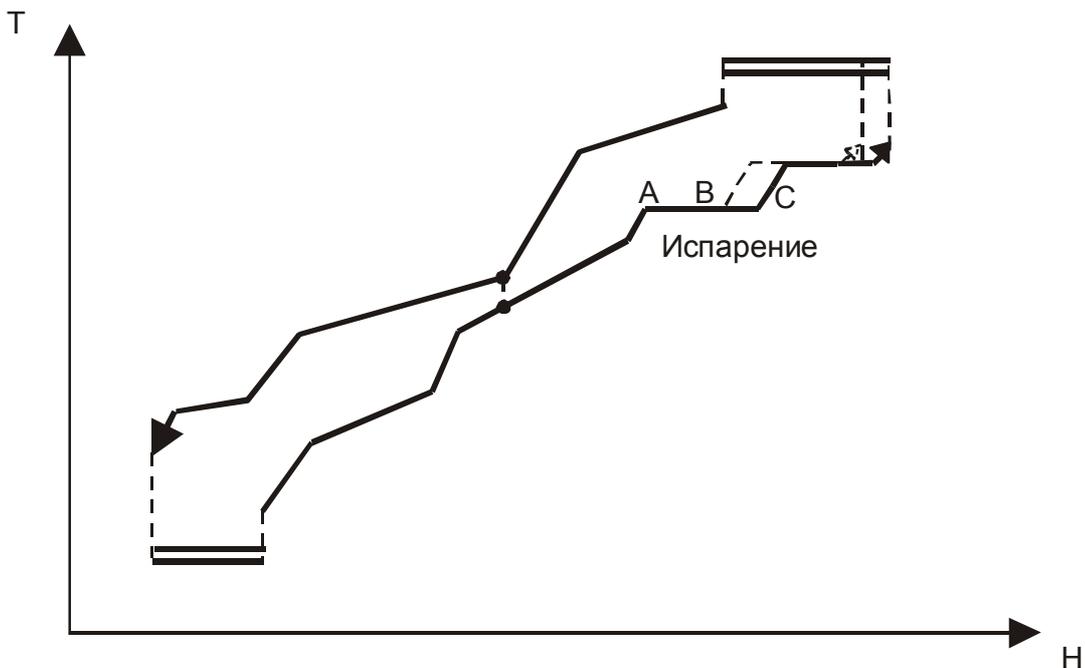


Рис. 6.3. Увеличение тепловой нагрузки на испарение выше пинча вызывает увеличение горячей утилиты

На рисунке 6.2 показан процесс, включающий реактор, систему разделения и тепловую нагрузку, необходимую для испарения при разделении смеси. Как правило, кубовый остаток колонны не представляет большой коммерческой ценности, но он может содержать значительное количество продукта, который экстрагируется на верху колонны. Поэтому, если мы увеличим расход в рецикле, уменьшая тем самым выход кубового остатка, мы увеличим выход более ценного продукта на верху колонны и, следовательно, увеличим прибыльность всего процесса. Однако, увеличивая рас-

ход рецикла, мы сталкиваемся с необходимостью увеличить тепловую нагрузку, требующуюся для выпаривания.

Тепловая нагрузка, необходимая для разделения смеси, если оно происходит выше пинча, может быть подведена как непосредственно от горячей утилиты, так и от горячих потоков. Строго говоря, увеличение расхода рецикла будет приводить к увеличению расходов многих других потоков ХТС, многие из которых напрямую не связаны с увеличивающимся потоком дистиллята. Но изменение расхода в рецикле преобладающий

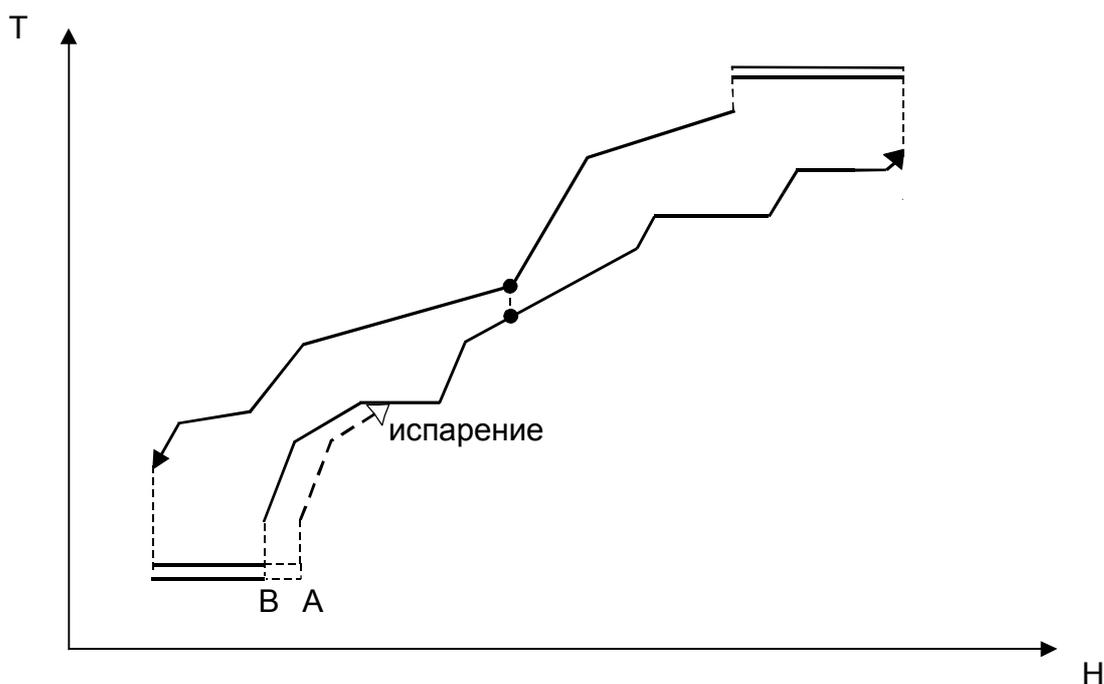


Рис. 6.4. Увеличение тепловой нагрузки на испарение ниже пинча вызывает уменьшение холодной утилиты

эффект оказывает на величину расхода теплоносителя, подводящего теплоту к процессу испарения. Если этот процесс располагается в подсистеме, находящейся выше пинча, то независимо от того, подводится энергия от горячей утилиты или от горячих потоков, горячая утилита при увеличении расхода в рецикле должна быть увеличена (рис. 6.3).

Если же процесс испарения расположен в подсистеме, находящейся ниже пинча, холодная утилита при увеличении расхода в рецикле будет уменьшаться (рис. 6.4).

Рассмотрим еще один пример с системой разделения. При увеличении флегмового числа ректификационной колонны ее стоимость уменьшается. Действительно, если рассматривать автономную ректификационную колонну (рис. 6.5), то с увеличением флегмового числа от его минимального значения, число тарелок в колонне будет уменьшаться от бесконечной величины, а значит, стоимость колонны будет также уменьшаться (рис. 6.6). Но с увеличением флегмового числа R будет расти и потребление

энергии, а значит и ее стоимость. В итоге, приведенные затраты на установку и эксплуатацию автономной ректификационной колонны будут не-монотонной функцией от флегмового числа R . При достижении некоторого значения $R = R_{\text{опт}}$ приведенные затраты будут минимальными (рис. 6.6).

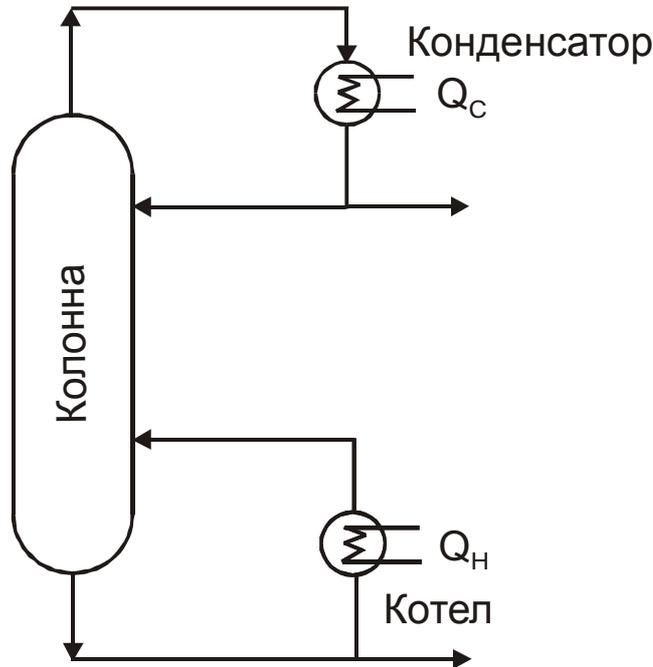


Рис. 6.5. Автономная ректификационная колонна: Q_C – тепловая нагрузка конденсатора; Q_H – тепловая нагрузка котла

На практике значение $R_{\text{опт}}$ обычно близко к 1,1 при автономном рассмотрении ректификационной колонны, но при интеграции колонны в

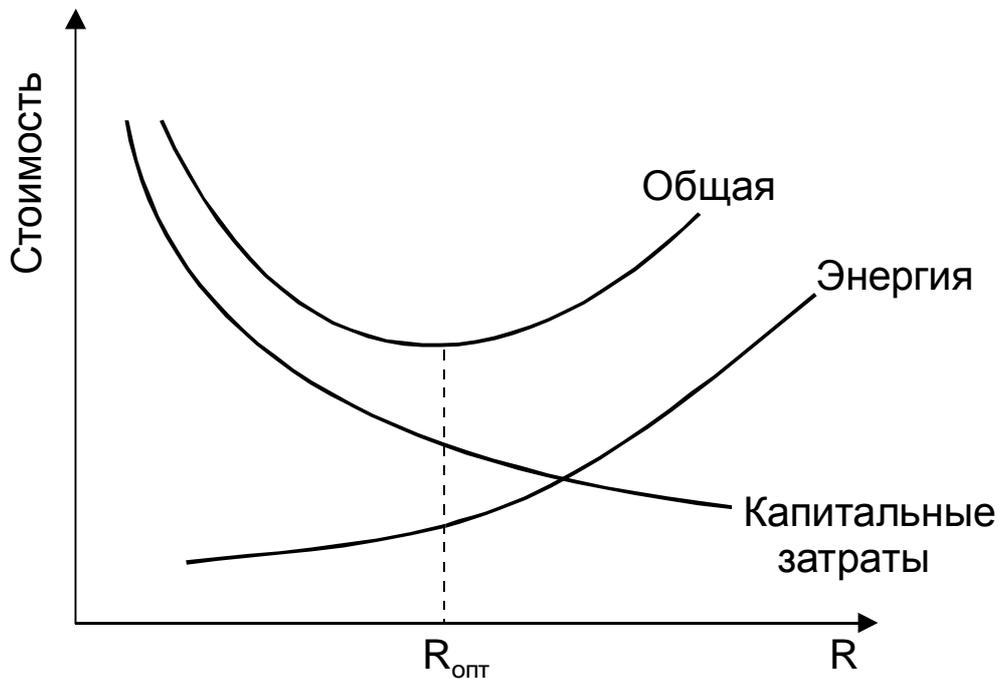


Рис. 6.6. Определение оптимального значения флегмового числа автономной ректификационной колонны

процесс значение R_{opt} может быть увеличено. При увеличении флегмового числа R возрастает тепловой поток через колонну и увеличивается нагрузка на конденсатор. Но если котел и конденсатор находятся на одной стороне от пинча, то увеличение тепловой нагрузки на колонну может быть скомпенсировано увеличением рекуперации процессной теплоты. В этом случае дополнительная нагрузка на котел удовлетворяется за счет горячей

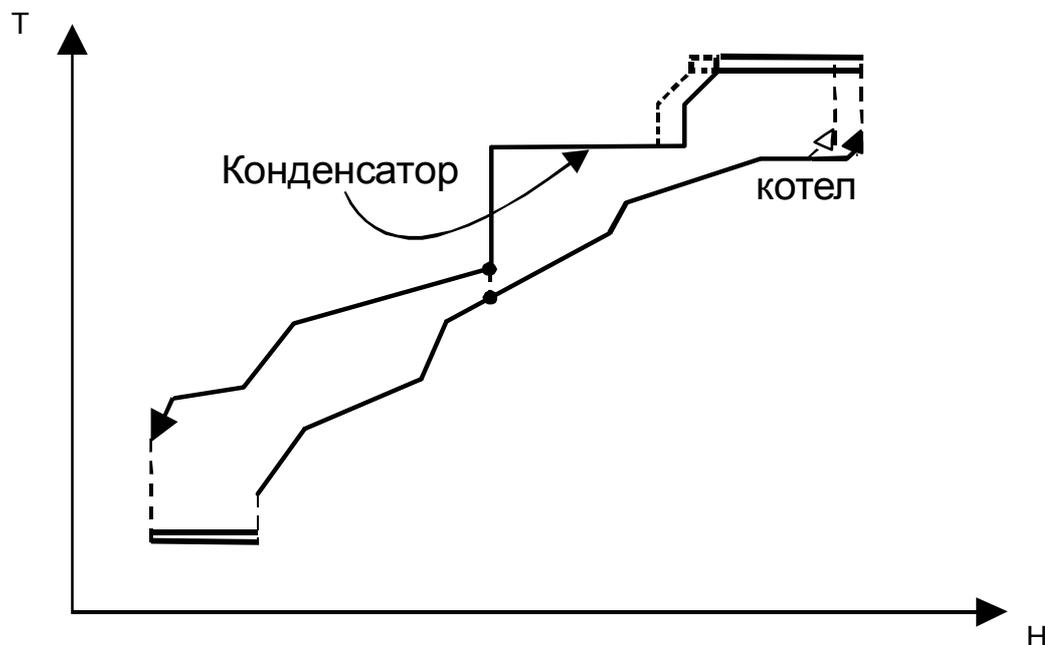


Рис. 6.7. Увеличение флегмового числа не приводит к изменению энергопотребления, если котел и конденсатор расположены в подсистеме выше пинча. Штриховые линии — перед модификацией, сплошные — после

утилиты (рис. 6.7), и точно также количество теплоты, выделяющееся в конденсаторе, рекуперировано холодными потоками (рис. 6.7).

Таким образом, увеличивая флегмовое число, мы уменьшаем капитальные затраты без увеличения энергопотребления, но при этом увеличиваются капитальные затраты на теплообменную систему процесса. Действительно, как видно из рисунка 6.7, при увеличении R общий перенос теплоты между горячими и холодными потоками увеличивается, а движущие силы теплообмена уменьшаются, что и будет требовать увеличения общей площади поверхности теплообмена, а значит и капитальных затрат на создание теплообменной системы.

Здесь может быть выполнена оптимизация за счет появления нового компромисса, а именно за счет нахождения компромисса между конкурирующими значениями капитальных затрат на ректификационную колонну и капитальных затрат на теплообменную систему.

В том же случае, когда котел и конденсатор находятся с разных сторон пинча, увеличение их тепловых нагрузок должно быть удовлетворено увеличением соответствующих утилит (рис. 6.8). Капитальные затраты на создание теплообменной системы также возрастут, так как появляется до-

полнительный теплообмен в конденсаторе и котле. В этом случае при оптимизации рассматривается компромисс между энергией и капитальными

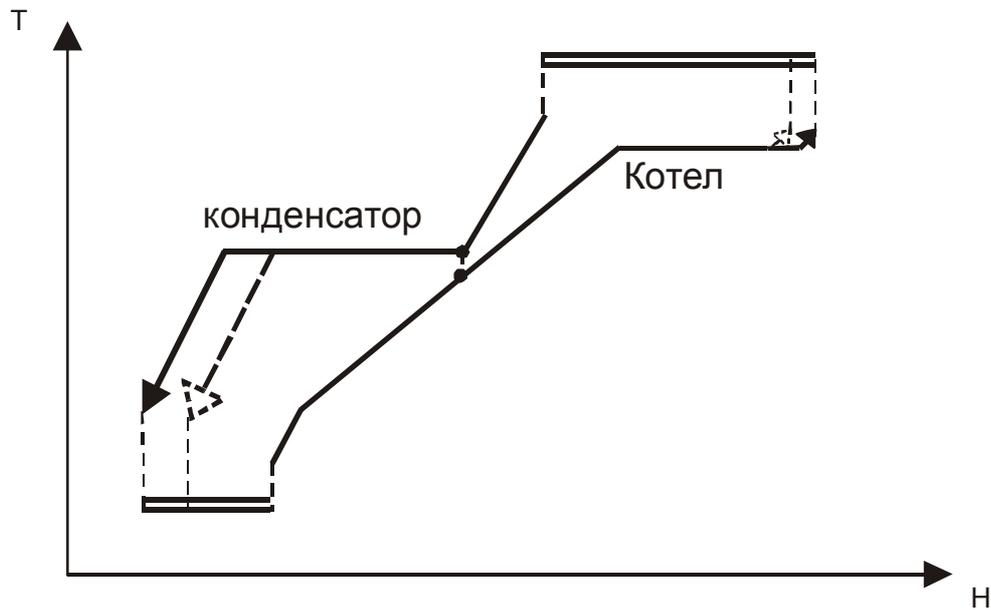


Рис. 6.8. Увеличение флегмового числа ведет к увеличению утилит, если котел и конденсатор расположены с разных сторон пинча. Штриховые линии – перед модификацией, сплошные – после

затратами на теплообменную систему и колонну.

Представленный здесь краткий анализ позволяет заключить, что составные кривые технологических потоков позволяют не только определять целевые энергетические значения, но и изучать эффекты, вызываемые изменениями в реакторно-разделительной системе.

Кроме того, рассмотренные примеры позволяют сформулировать один из важнейших принципов пинч-анализа, известный под названием *плюс/минус принцип*, который кратко можно сформулировать так: *увеличение энтальпийного изменения горячих потоков выше пинча и/или уменьшение изменения энтальпии холодных потоков выше пинча приводит к уменьшению целевого значения горячей утилиты. И, аналогично: уменьшение изменения энтальпии горячих потоков ниже пинча и/или увеличение изменения энтальпии холодных потоков ниже пинча приводит к уменьшению целевого значения холодной утилиты (рис. 6.9 а).*

Заметим, что общее потребление энергии процессом, обусловленное его кинетическими соотношениями, должно сохраняться (рис. 6.9 б) при любых изменениях в структуре потоков, а это приводит к следующим правилам при применении плюс/минус принципа: если мы делаем \ominus на горячих потоках ниже пинча, мы должны получить \oplus на горячих потоках вы-

ше пинча или \ominus на холодных потоках выше пинча (рис. 6.9 а). Аналогичное правило справедливо и к оставшимся трем ветвям составных кривых.

Давайте рассмотрим дистилляционную колонну с циркуляционным

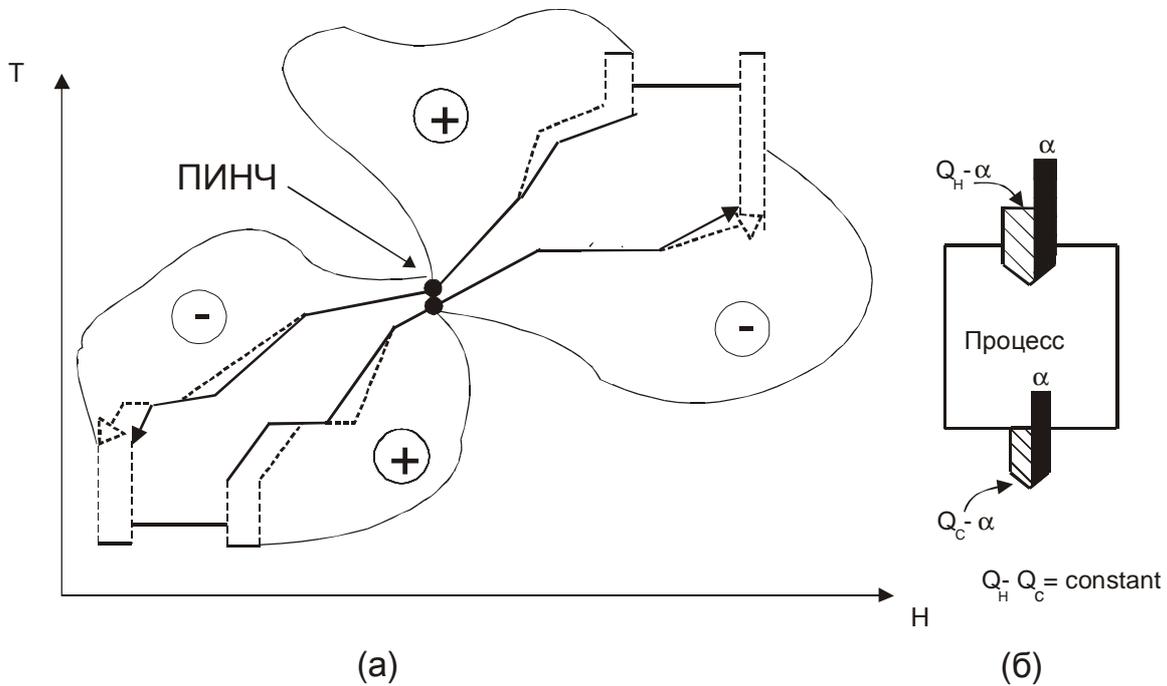


Рис. 6.9. Плюс/минус принцип определяет изменения процесса, ведущие к изменению потребления утилит: (а) – ветви составных кривых при изменении параметров процесса должны принимать наиболее оптимальное положение; (б) – энтальпийный баланс процесса

контуром, в котором происходит охлаждение перекачиваемой вверх по колонне флегмы (рис. 6.10). Циркуляционный поток на колонне является горячим потоком, и, как правило, тепловая нагрузка для такого контура является величиной постоянной, т.е. изменяя расход циркулирующей жидкости, мы можем изменить наклон температурного графика этого потока и, следовательно, его целевую температуру T_T (рис. 6.11). Если мы увеличим целевую температуру потока, мы тем самым увеличим движущие силы теплообмена, независимо от того находится этот горячий поток выше или ниже пинча (рис. 6.12). Вследствие этого должна уменьшиться площадь поверхности теплообмена для указанного потока, что в свою очередь скажется на общих приведенных затратах проекта. Следовательно, после изменения целевой температуры нашего горячего потока необходимо проводить новую оптимизацию проекта с целью определения нового ΔT_{\min} (улучшенного). В конечном счете, это может привести и к уменьшению целевых энергетических значений проекта.

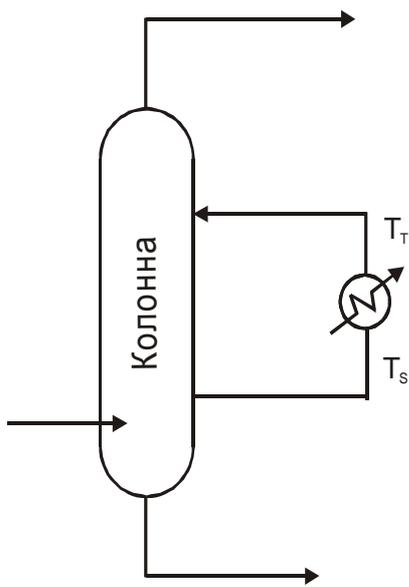


Рис. 6.10. Дистилляционная колонна с циркуляционным контуром

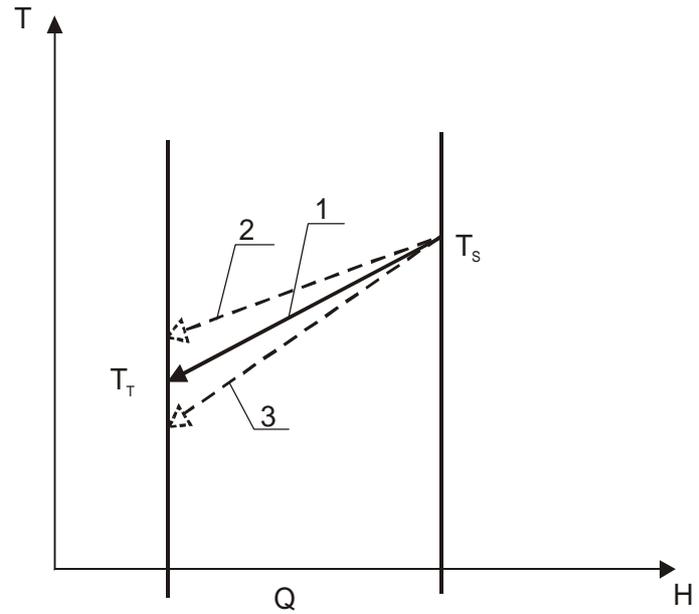


Рис. 6.11. Температурный профиль потока циркуляции: 1 – исходный; 2 – при увеличении расхода; 3 – при уменьшении расхода

В результате нашего обсуждения можно сформулировать еще один принцип пинч-анализа, а именно, необходимо поддерживать горячие потоки на максимально возможной температуре. Это дает возможность наиболее простым способом рекуперировать их теплоту. И кратко этот принцип можно сформулировать так: *поддерживай горячие потоки горячими* (ПГПГ).

Аналогичный принцип существует и для холодных потоков. Действ-

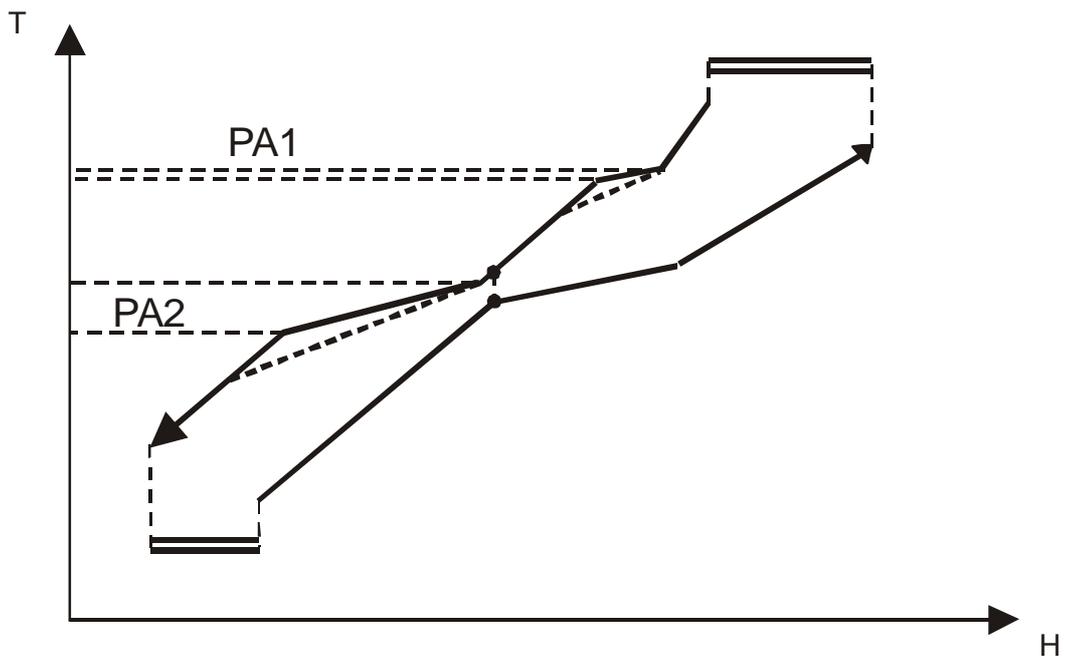


Рис. 6.12. Увеличение целевой температуры потока циркуляции приводит к увеличению движущих сил

вительно, если мы вернемся к рассмотрению примера, изображенного на рис. 6.2, и уменьшим давление в процессе испарения смеси, то это приведет к уменьшению температуры испарения (рис. 6.13) и, как следствие, к увеличению движущих сил теплообмена со всеми описанными ранее эф-

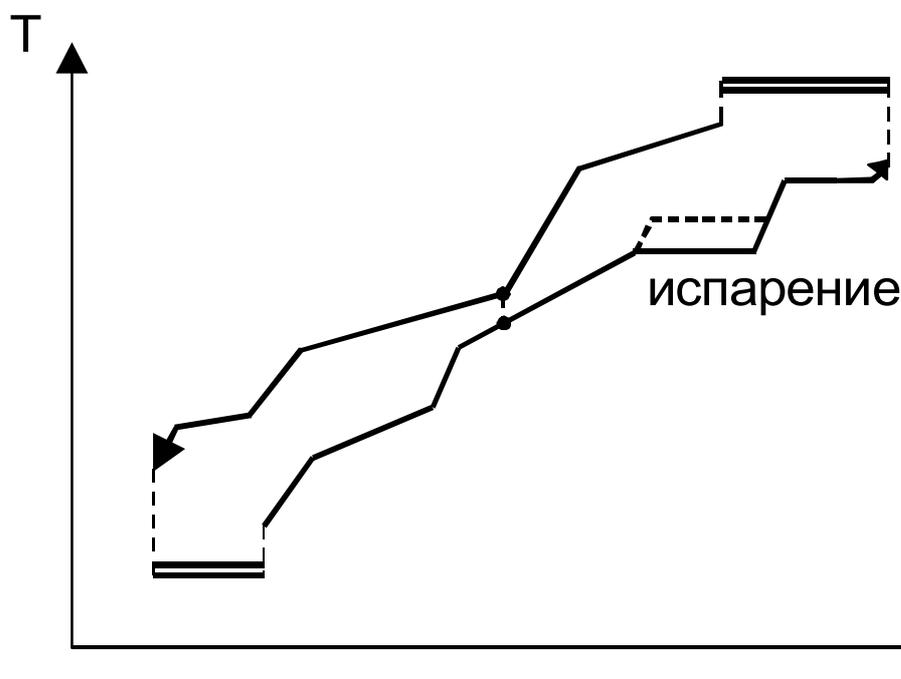


Рис. 6.13. Уменьшение температуры холодных потоков приводит к увеличению движущих сил

фектами. Следовательно, мы можем кратко сформулировать для холодных потоков: *поддерживай холодные потоки холодными (ПХПХ)*.

Если изменение процесса, например, такое, как изменение давления в дистилляционной колонне, позволяет переместить холодный поток, находящийся в подсистеме, расположенной над пинчем, в подсистему ниже пинча, то вследствие такой сдвижки, общая тепловая нагрузка потоков над пинчем, уменьшается, а ниже пинча — увеличивается, что приводит к уменьшению целевых значений как горячих, так и холодных утилит (рис. 6.14). Данное замечание является частным следствием принципа, а общая \oplus/\ominus закономерность может быть сформулирована следующим образом: при переносе горячего потока из подсистемы ниже пинча в подсистему над пинчем мы создаем дополнительный горячий поток над пинчем и исключаем горячий поток из подсистемы под пинчем. В результате происходит одновременное уменьшение необходимых значений холодной и горячей утилит.

Аналогично, сдвиг холодного потока из подсистемы над пинчем в подсистему под пинчем уменьшает целевые значения холодной и горячей

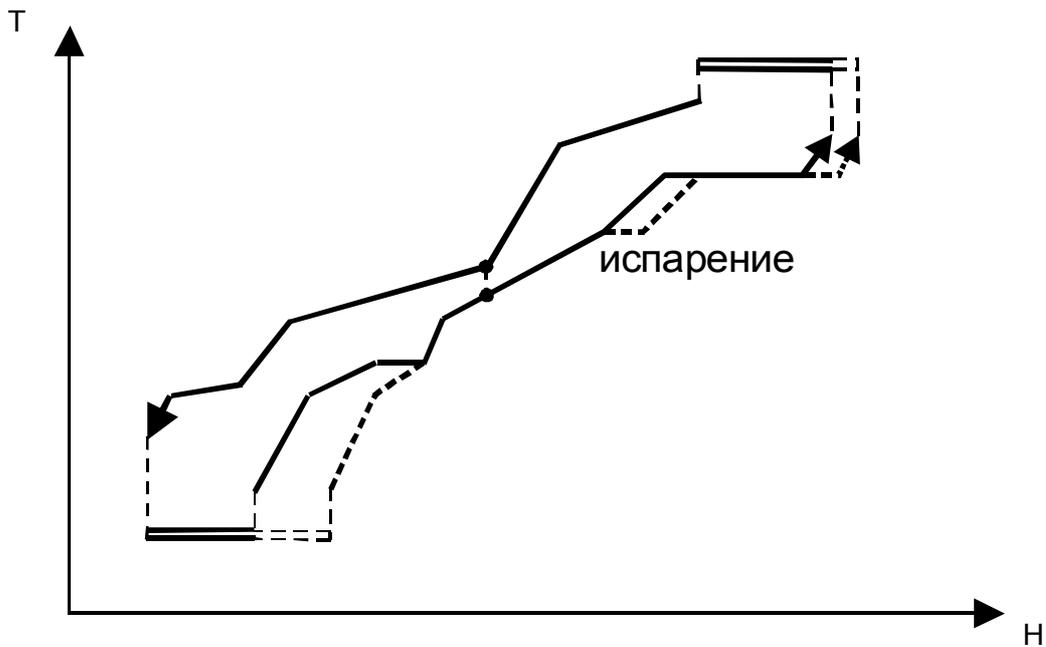


Рис. 6.14. Правило ПХПХ особенно эффективно при перемещении потока через пинч

утилиты вследствие создания холодного потока ниже пинча и удаления холодного потока выше пинча (рис. 6.15),

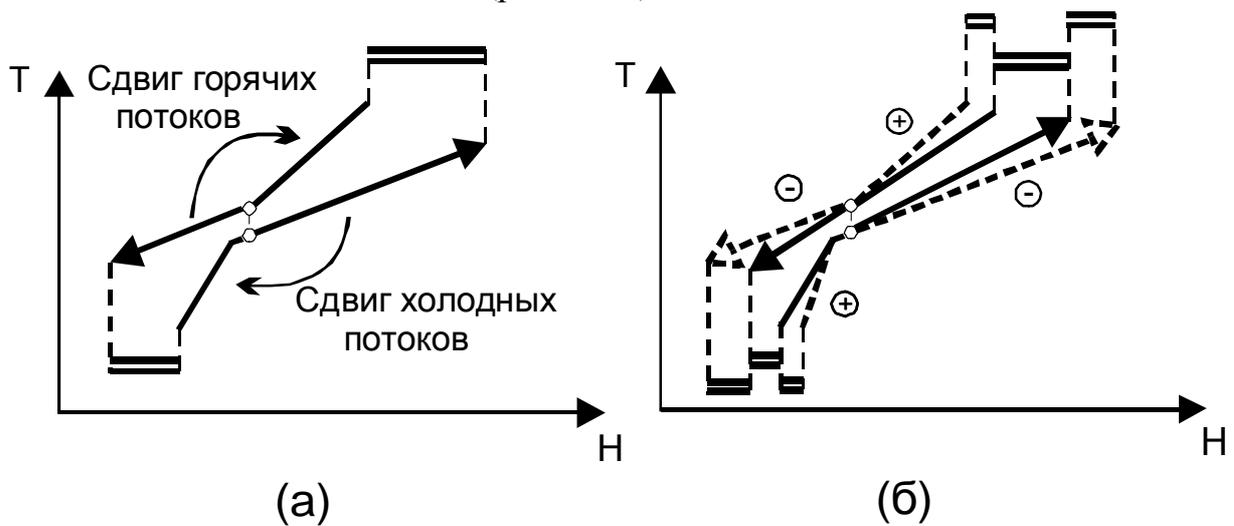


Рис. 6.15. Перенос потоков через пинч и \oplus/\ominus принцип: (а) – направления переноса потоков; (б) – характер энтальпийных изменений при переносе потоков через пинч

Все представленные в данной главе пинч-принципы направлены на уменьшение стоимости потребляемых утилит за счет изменения некоторых параметров проектируемого или реконструируемого процесса, но при этом они не учитывают возможные изменения в приведенных материальных затратах. Изменения в процессах, приводящие к уменьшению потребления внешних энергоносителей, как правило, приводят и к изменению движущих сил теплообмена (рис. 6.9 а, 6.15 б), что может приводить к значительным изменениям в системе теплообмена для рассматриваемого процесса. Таким образом, после каждого изменения параметров процесса не-

обходимо определять минимальное значение приведенных затрат и новое оптимальное значение ΔT_{\min} , при котором будет наблюдаться минимум приведенных затрат.

Уменьшение движущих сил теплообмена также будет снижать потенциальную возможность применения утилит на различных уровнях тем-

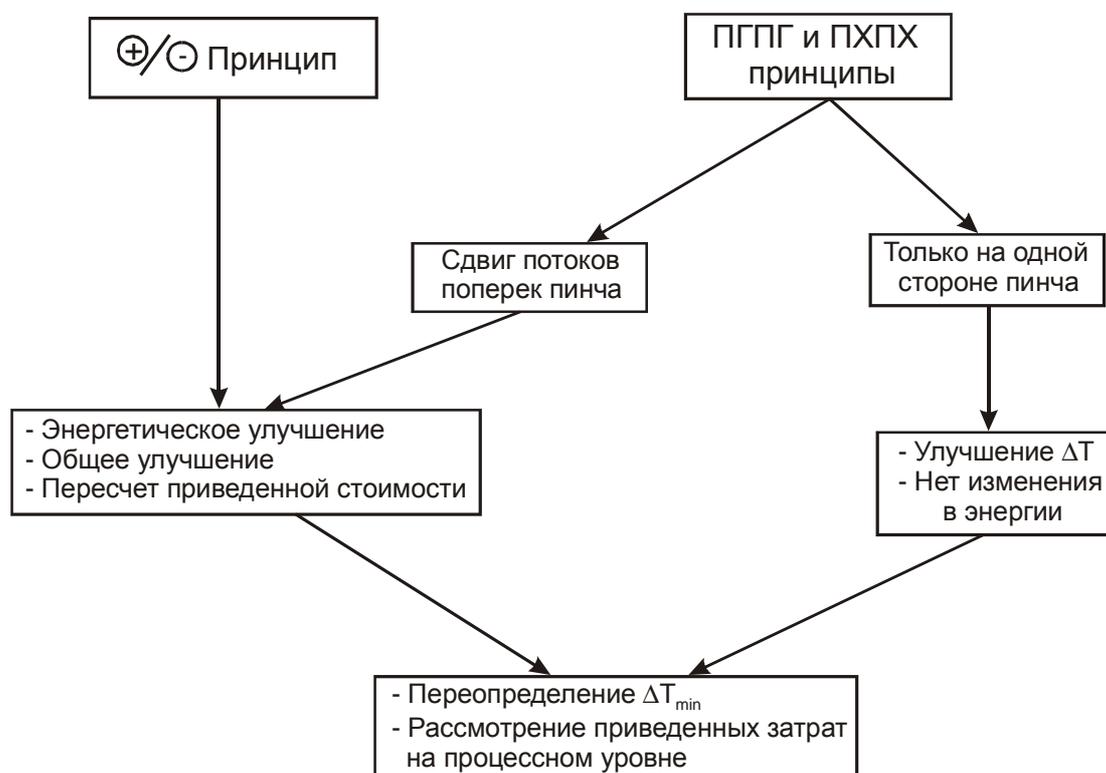


Рис. 6.16. \oplus/\ominus , ПГПГ и ПХПХ принципы могут быть использованы для глобальной оптимизации проекта

пературы. Например, когда движущие силы над пинчем становятся меньше, возможность для перераспределения тепловой нагрузки от пара высокого давления к пару низкого давления уменьшается. Следовательно, изменение параметров процесса вступает в конкуренцию с наиболее выгодным размещением утилит, тепловых машин и тепловых насосов для сохранения движущих сил. Каждый раз, когда выполняется изменение процесса или перераспределение утилит, необходимо производить оптимизацию приведенных затрат в зависимости от изменения ΔT_{\min} . В том же случае, когда используются множественные утилиты, оптимизация превращается в многомерную задачу, т. к. каждый пинч (процессный или утилитный) может иметь свое собственное значение ΔT_{\min} .

Последовательность действий при оптимизации с помощью внесения изменений в процесс (реакторно-разделительную систему) показана на рис. 6.16.

Эффективность применения плюс/минус принципа зависит от выбора параметров химико-технологического процесса, изменением которых проектировщик желает улучшить энергетические показатели проекта.

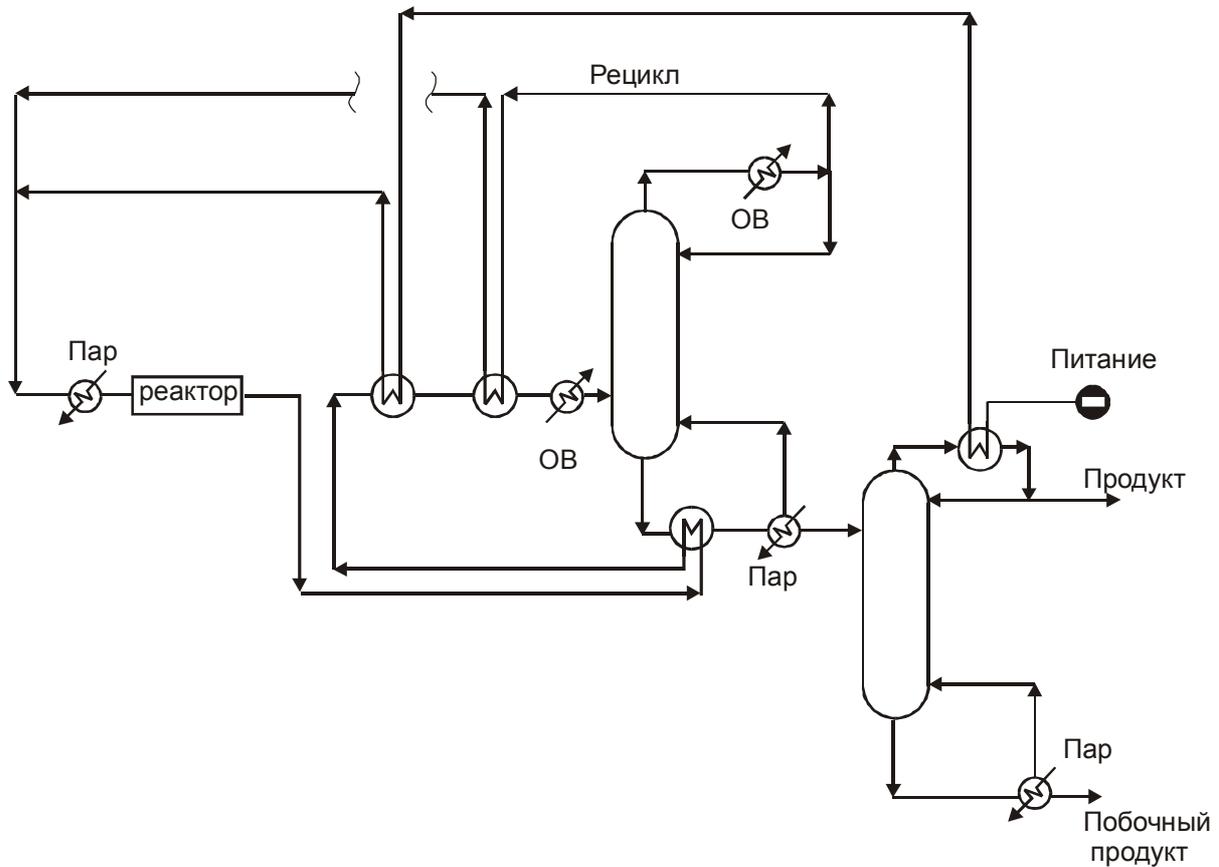


Рис. 6.17. Технологическая схема типичного химического процесса

Обычно такие параметры называются *управляющими параметрами*.

Рассмотрим пример, показывающий насколько велико значение правильного выбора управляющих параметров. На рис. 6.17 приведена технологическая схема типичного химического процесса, включающая химический реактор, систему разделения, состоящую из двух ректификационных колонн и теплообменную систему, включающую рекуперативные и утилитные теплообменники. Если в качестве управляющего параметра выбрать степень превращения исходного продукта в химическом реакторе, то изменение данного параметра окажет воздействие практически на все технологические потоки рассматриваемого процесса (рис. 6.18). В этом случае, при постоянных остальных параметрах процесса в реакторе, возникнет необходимость в изменении параметров потока исходного продукта, “питающего” этот процесс. Следовательно, мы можем определить степень превращения вещества в реакторе как *глобальный параметр процесса*.

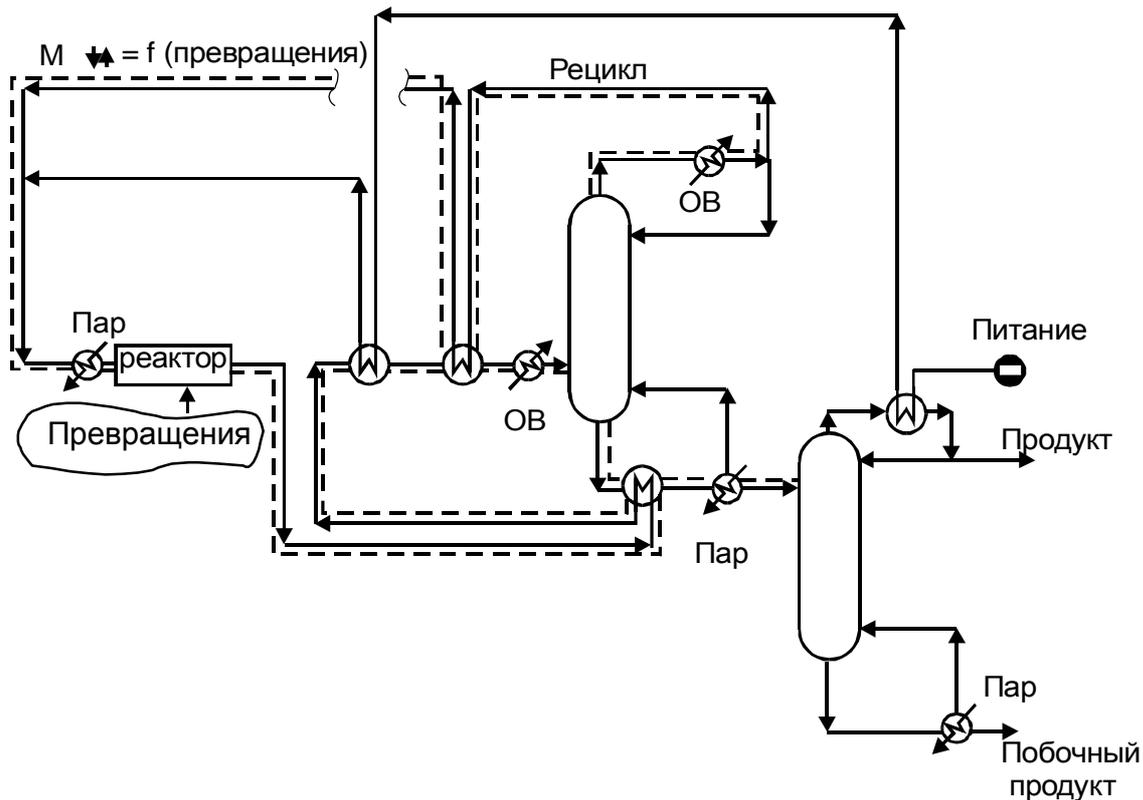


Рис. 6.18. Изменение степени превращения в реакторе оказывает глобальное влияние на технологические потоки процесса

С другой стороны, изменение давления в разделительной колонне будет оказывать влияние на потоки получаемых продуктов (рис. 6.19), и поэтому давление в колонне будет являться *локальным параметром процесса*.

Если рассмотреть влияние, оказываемое изменением степени конверсии вещества и изменением локального давления в колонне на целевые энергетические значения и капитальные затраты с помощью составных кривых технологических потоков процесса, то мы придем к неожиданному результату. Управление глобальным параметром процесса оказывает меньший эффект на изменение величины целевых значений утилит и изменения капитальных затрат, чем управление локальным параметром (рис. 6.20). Изменением давления в колонне (локальный параметр) можно добиться более значительного уменьшения целевых энергетических значений и большего увеличения движущих сил, чем при изменении степени превращения в химическом реакторе (глобальный параметр). Поэтому в пинч-анализе основным управляющим параметром для выполнения модификаций процесса считается тот параметр, изменение которого оказывает большее влияние на значение стоимости потребляемой энергии и величины капитальных затрат на теплообменную систему.

Во многих отраслях промышленности, не только химической, существуют разнообразные процессы, которые могут быть представлены на эн-

тальпийно-температурной плоскости составными кривыми, а значит к ним возможно применение плюс/минус, ПГПГ и ПХПХ принципов.

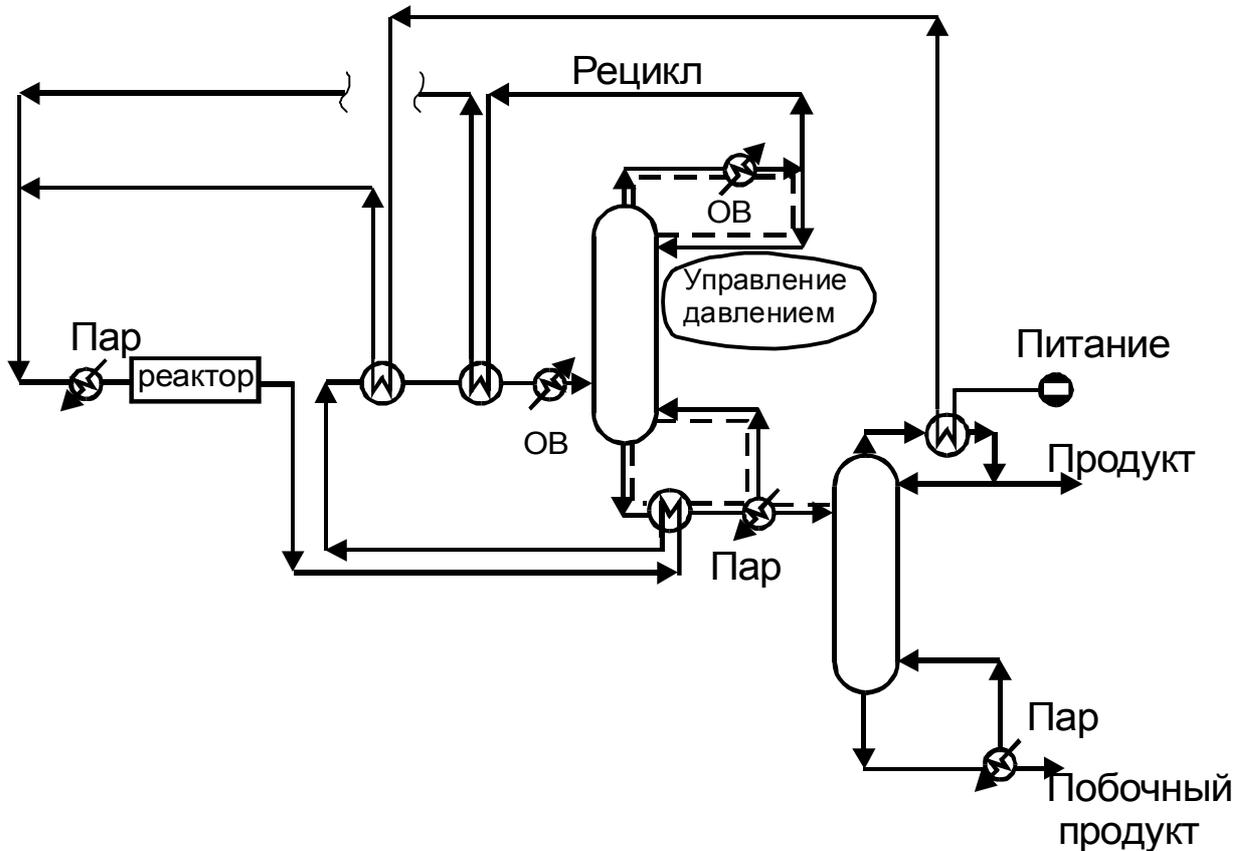


Рис. 6.19. Изменение давления в разделительной колонне оказывает локальное влияние на технологические потоки

Для изменения технологических характеристик процессов могут использоваться следующие параметры:

- Степень превращения в реакторах, давление и температура в реакторе и т. д.;
- Давление в дистилляционных колоннах, флегмовое число и т. д.;
- Параметры газовых и паровых турбин;
- Параметры тепловых насосов;
- Давление греющего пара;
- Количество ступеней компрессора;
- И т. д.

Для того, чтобы применение плюс/минус, ПГПГ и ПХПХ принципов было успешным, необходимо глубоко понимать, как каждый из указанных параметров воздействует на температуру и энтальпию технологических потоков.

Широкое применение пинч-анализа в течение последних двух десятилетий показало, что проектировщик, имеющий некоторый опыт работы,

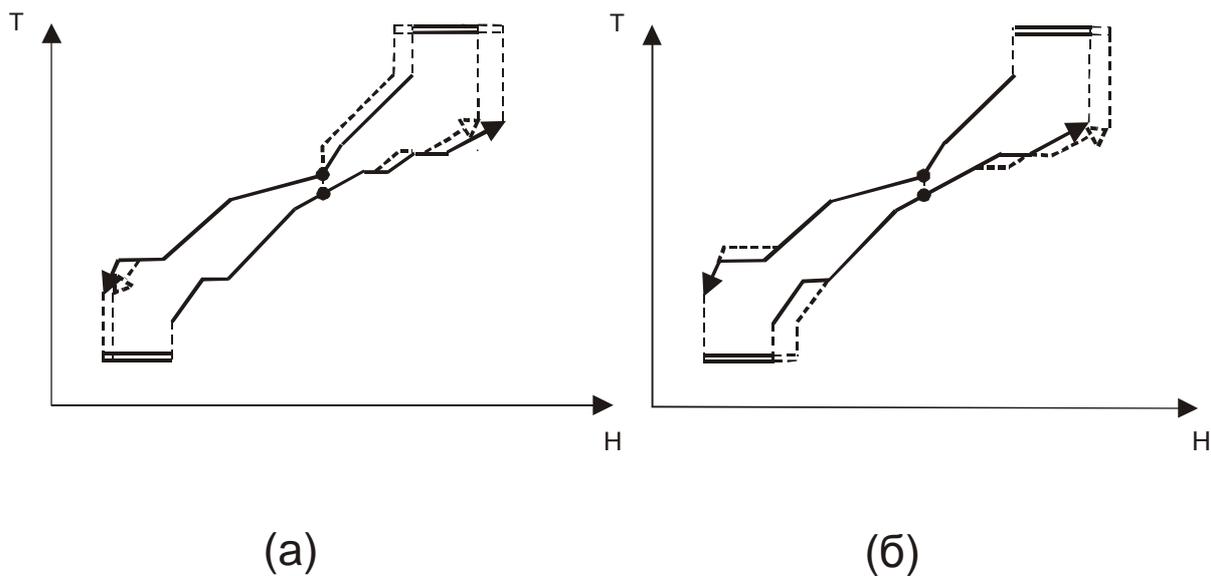


Рис. 6.20. Влияние изменения локального и глобального параметров на составные кривые: (а) – изменение глобального параметра процесса – степени превращения в реакторе оказывает незначительное влияние на изменения составных кривых и, в конечном счете, на целевые энергетические значения и капитальные затраты; (б) – изменение локального параметра процесса – давления в колонне имеет сильное влияние на составные кривые, целевые энергетические значения и капитальные затраты

может предложить, скажем, 50 возможных изменений технологических параметров процесса, и только 3 или 4 из них, как правило, приводят к уменьшению общей приведенной стоимости проекта.

Основное правило, обеспечивающее успешное применение рассмот-

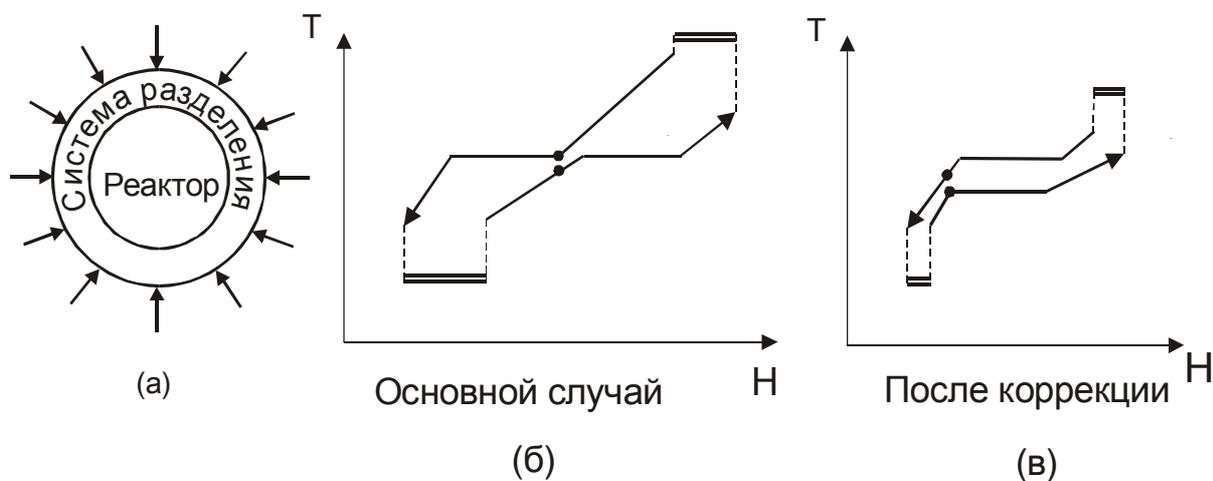


Рис. 6.21. Прежде, чем выполнять проект теплообменной системы процесса (а), его необходимо корректировать (б)

ренных нами принципов, заключается в следующем: после того, как выполнен проект реакторно-разделительной системы (химического процесса) и построены составные кривые, необходимо выполнить модификацию процесса. Это повлечет за собой изменение составных кривых и определение нового значения ΔT_{\min} (рис. 6.21), и только после этого можно приступить к выполнению проекта теплообменной системы и его оптимизации.

6.2. Пороговые задачи

До сих пор мы рассматривали задачи проектирования ХТС, которые в области пинча делятся на две термодинамически независимые подсистемы, каждая из которых находится в тепловом балансе со своими утилитами, а именно, система технологических потоков, располагающаяся над пинчем или система “Стока”, которая находится в тепловом балансе с горячей утилитой, а подсистема ниже пинча или “Источник” – в тепловом балансе с холодной утилитой (рис. 2.25). И даже, когда в этих случаях мы будем ΔT_{\min} уменьшать до 0, вследствие чего капитальные затраты будут стремиться к бесконечности, будет оставаться необходимость в использовании обеих утилит. Но на практике не все задачи проектирования ХТС имеют такую особенность, и встречается довольно большое число проектов новых ХТС или проектов реконструкции, в которых можно было отказаться от использования одной из утилит в технологическом процессе.

Действительно, пусть расположение составных кривых на температурно-энтальпийной диаграмме, для некоторой ХТС имеет вид, представленный на рис. 6.22а. Данная диаграмма показывает необходимость использования, как пара, так и охлаждающей воды. Однако если мы будем сдвигать составные кривые вдоль энтальпийной оси, уменьшая ΔT_{\min} , мы увидим, что при достижении некоторого значения ΔT_{\min} холодная утилита исчезнет (рис. 6.22б). Данное значение ΔT_{\min} называется пороговым и обозначается как $\Delta T_{\text{порог}}$. Если мы будем продолжать сдвигать составные кривые, то увидим, что необходимое значение горячей утилиты не изменяется (рис. 6.22в). Точнее говоря, горячая утилита разделяется на две части, одна из которых снабжает энергией горячий край холодной составной кривой, а другая – холодный, как показано на рисунке 6.22в. Отсюда следует, что общая стоимость проекта (приведенные затраты) для ΔT_{\min} меньших, чем $\Delta T_{\text{порог}}$ является монотонной функцией ΔT_{\min} , т.е. нет оптимального решения между конкурирующими стоимостями оборудования и энергии, поскольку потребляемое значение энергии инвариантно относительно ΔT_{\min} .

Если мы нарисуем зависимость величины используемых утилит от ΔT_{\min} для пороговой задачи, то увидим, что от $\Delta T_{\min} = 0$ до $\Delta T_{\min} = \Delta T_{\text{порог}}$

горячая утилита является постоянной величиной. На пороговом значении ΔT_{\min} появляется холодная утилита, и затем с увеличением ΔT_{\min} они растут параллельно (рис. 6.23а). В отличие от данного графика, зависимости величин потребляемых утилит в “пинчевой” задаче являются непрерывными, монотонно растущими функциями во всем интервале изменения ΔT_{\min} , т.е. для ΔT_{\min} принадлежащих области перекрытия составных кривых (рис. 6.23б).

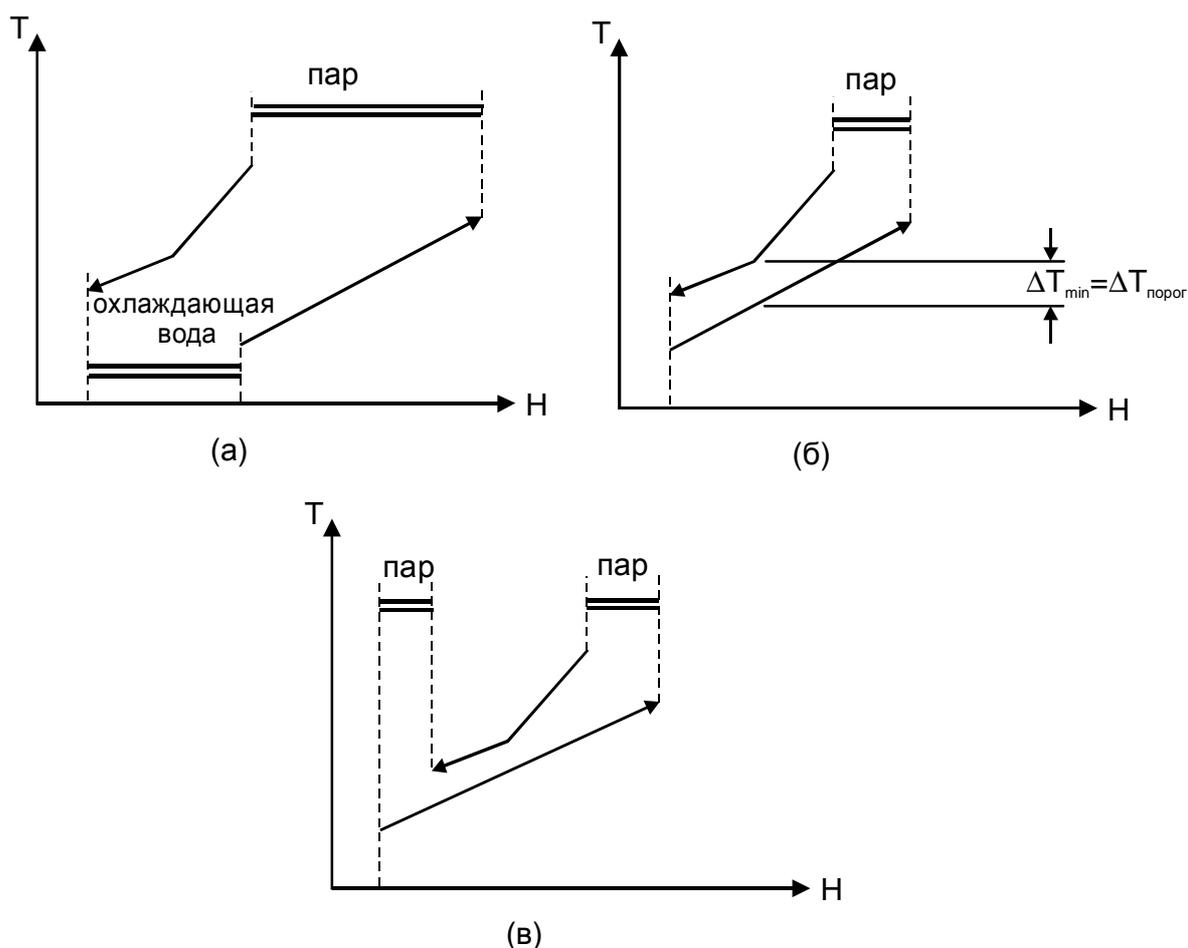


Рис. 6.22. Определение температурного порога с помощью составных кривых: а – составные кривые, раздвинутые на величину ΔT_{\min} , превосходящую значение $\Delta T_{\text{порог}}$; в этом случае требуются обе утилиты; б – когда $\Delta T_{\min} = \Delta T_{\text{порог}}$ одна из утилит исчезает; в – дальнейшее сближение составных кривых не изменяет значения оставшейся утилиты

Несмотря на то, что в пороговых задачах при $\Delta T_{\min} < \Delta T_{\text{порог}}$ отсутствует компромиссное решение между стоимостью оборудования и энергии, в некоторых случаях мы можем использовать для проектирования таких задач методы, разработанные для “пинчевых” задач. Действительно, если порог в рассматриваемой задаче низкий (рис. 6.24а), то для значений ΔT_{\min} меньших ΔT порогового потребляемая энергия – постоянная величина, но

мы можем увеличить ΔT_{\min} , и тогда для величин ΔT_{\min} , превосходящих пороговое значение, общая приведенная стоимость будет уменьшаться с увеличением ΔT_{\min} . В этом случае оптимальное значение ΔT_{\min} будет находиться в области компромиссного решения между конкурирующими стоимостями оборудования и энергии (рис. 6.24б), а задача уже является ранее рассмотренной “пинчевой” задачей.

Обычно для тестирования подобных ситуаций в пинч-анализе используются эмпирические значения ΔT_{\min} . Хотя такие оценки являются достаточно приближенными, они во многих случаях дают положительный результат. Например, опытное значение оптимальной величины ΔT_{\min} для

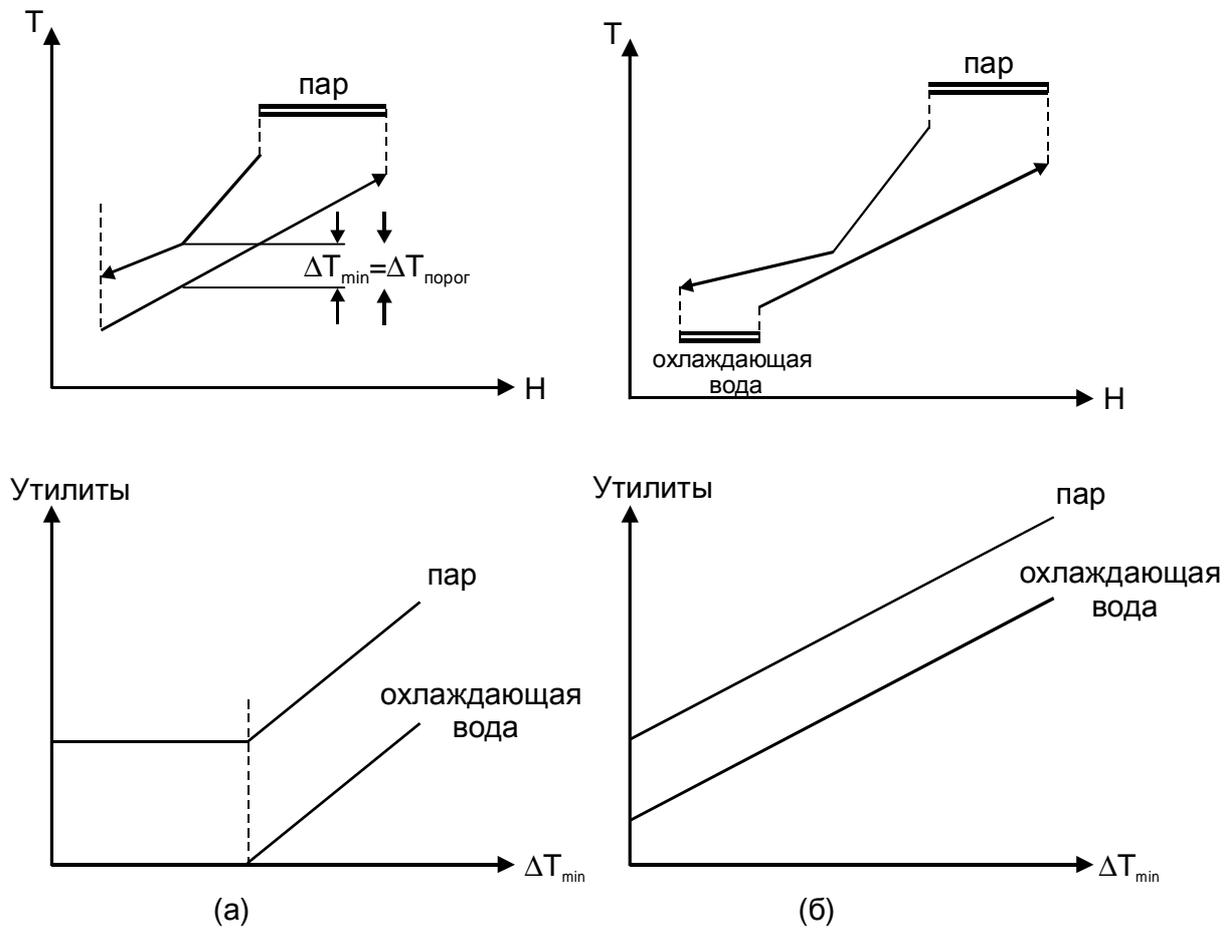
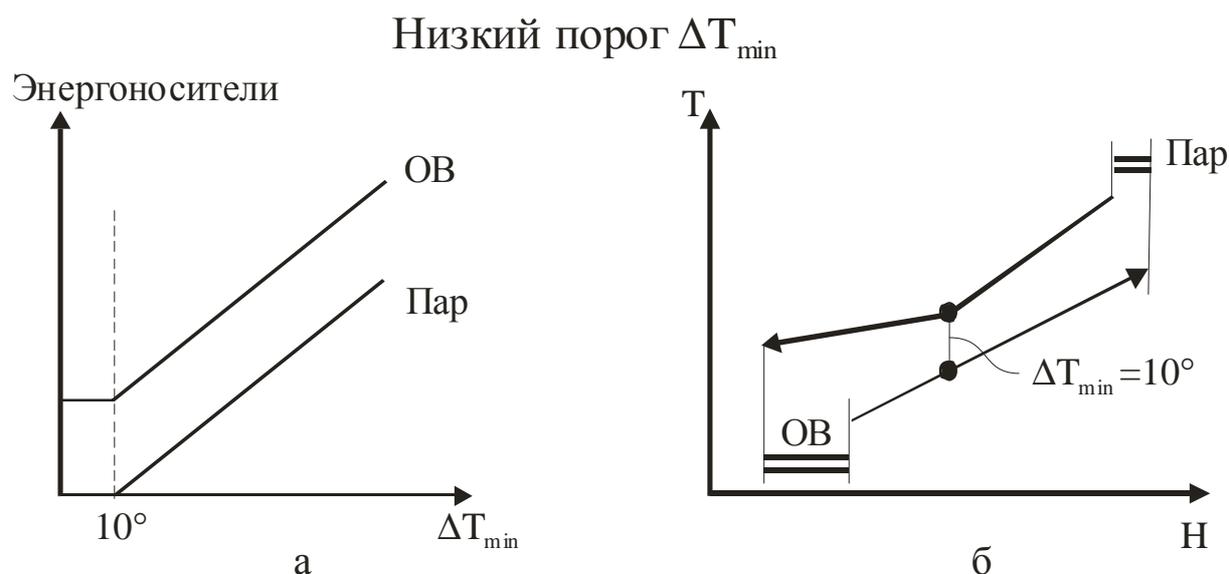


Рис. 6.23. Графическое изображение функциональной зависимости величины используемых утилит от ΔT_{\min} : а – для пороговых задач; б – для пинчевых задач

котелен равняется 50°C , для основных химических процессов – 20°C , а для систем глубокого охлаждения – 5°C . Эмпирические значения могут быть нанесены на диаграмму, представляющую зависимости потребляемых утилит от ΔT_{\min} (рис. 6.25). Если опытное ΔT_{\min} будет попадать в область “пинчевой” задачи, тогда мы с большой вероятностью можем ожидать на-



Обрабатывается точно также, как и ПИНЧЕВАЯ задача

Рис. 6.24. Проектирование пороговых задач с низким порогом аналогично проектированию пинчевых задач: а – с помощью зависимости величины потребляемых утилит от ΔT_{\min} можно определить величину порога; б – составные кривые показывают сходство задач, имеющих низкий порог с пинчевыми задачами

хождения оптимального значения ΔT_{\min} , в окрестности эмпирического значения ΔT_{\min} , а для выполнения проекта, обеспечивающего максимальное энергосбережение, может быть сделано проектным пинч-методом, который был описан нами в первой части книги.

Если опытное значение ΔT_{\min} попадает в окрестность порогового значения ΔT_{\min} , тогда вероятно там и будет находиться компромиссное значение ΔT_{\min} , и задача решается как пинчевая проблема. Если же эмпирическое значение ΔT_{\min} попадает в нечувствительную область ΔT_{\min} , то компромисс между стоимостью энергии и капитальными затратами будет отсутствовать, и в этом случае проектный пинч-метод неприменим.

Применение описанной процедуры в общей стратегии проектирования теплоэнергетических систем может быть проиллюстрировано блок-схемой, изображенной на рис. 6.26.

В действительности, проектирование пороговых задач является, в определенном смысле, “облегченным”, а именно, выполнение таких проектов свободно от термодинамических ограничений пинча. Это означает, что возможно получить много вполне приемлемых проектов. Процедура проектирования обычно в таких случаях определяется размещением нагревателей или охладителей, удобных для управления, или применением правила эвристической отметки и определением необходимых связей для размещения теплообменников на “неутилитном крае” сеточной диаграммы.

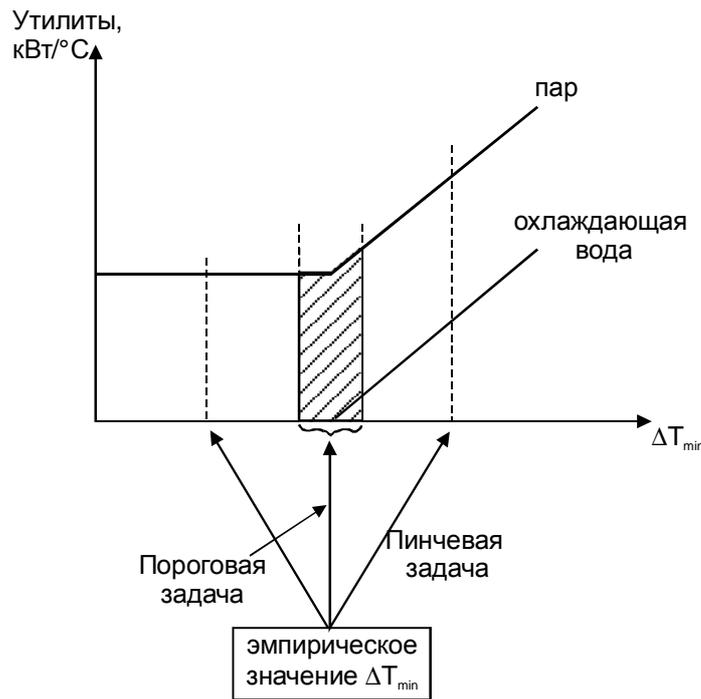
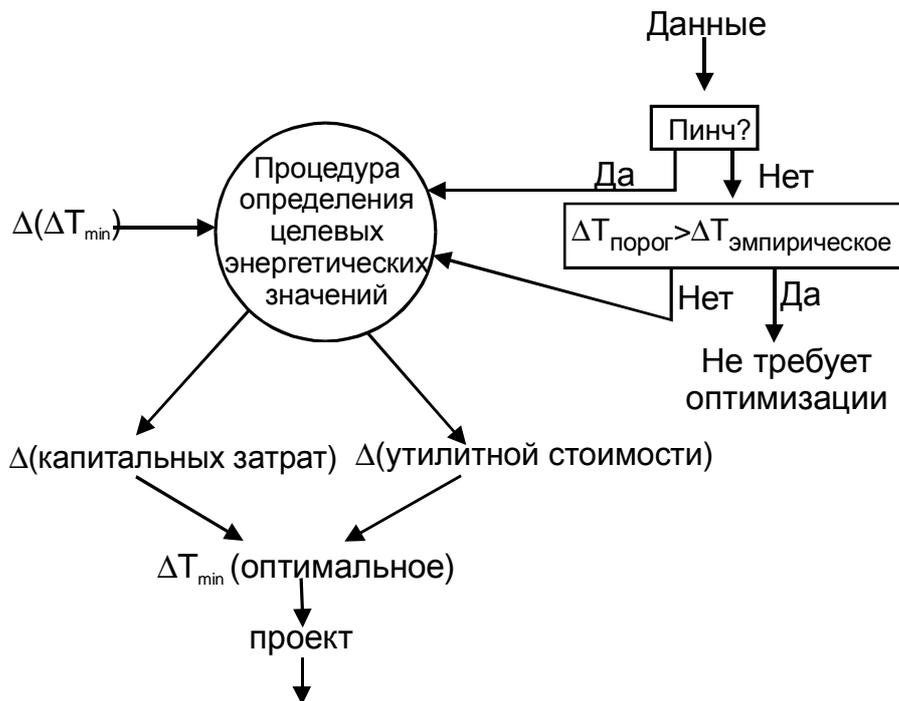


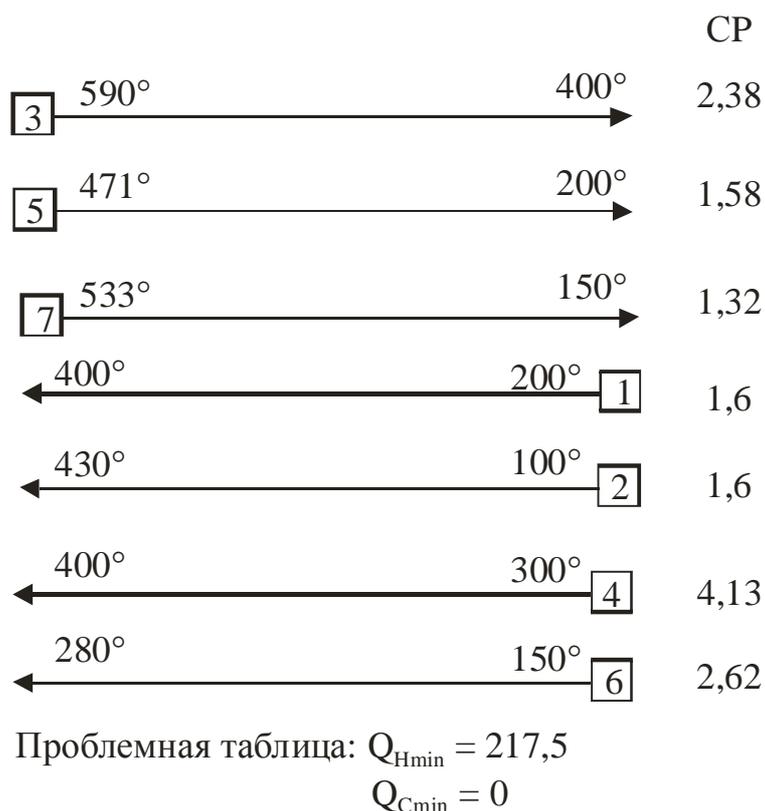
Рис. 6.25. Стратегия выбора метода проектирования пороговых задач



Дальнейшая оптимизация, зависящая от конкретных условий

Рис. 6.26. Проверка потоковых данных на наличие порога, и, если он существует, оценка его величины должна предшествовать процедуре определения энергетических целевых значений

Последнее правило хорошо иллюстрируется примером, приведенном на рисунке 6.27. Для некоторой технологической схемы ХТС с помощью

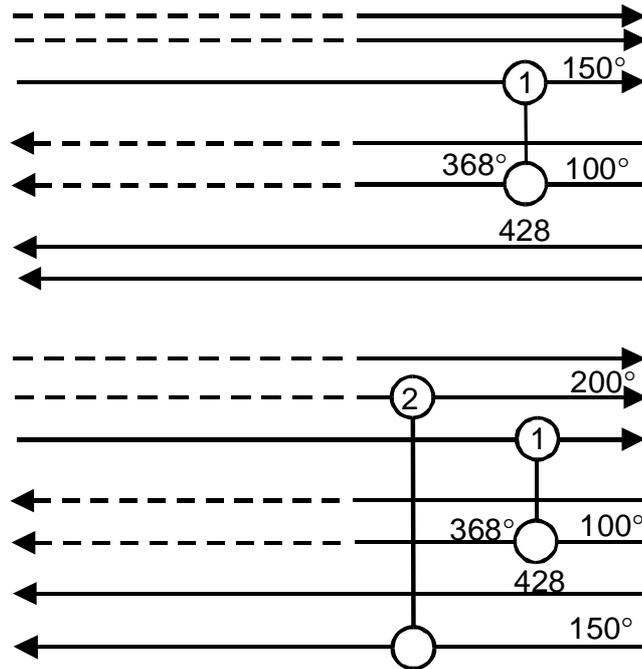


С какого края сеточной диаграммы
необходимо начинать размещения?

Рис. 6.27. Пример сеточной диаграммы для пороговой задачи. Размещения теплообменных связей начинаем на неутилитной стороне диаграммы

проблемной таблицы были найдены целевые энергетические значения, приведенные на рисунке. Очевидно, что проектирование теплообменной системы для данной ХТС является типичной пороговой задачей. При внимательном рассмотрении данной задачи мы видим, что горячий поток № 7 может быть приведен к своей целевой температуре только за счет теплообмена с холодным потоком № 2. Размещаем теплообменник на этих потоках, как показано на рисунке 6.27. Затем для того, чтобы охладить горячий поток № 5 до его целевой температуры за счет рекуперации тепловой энергии остается только одна возможность – это организация теплообмена с холодным потоком № 6 (рис. 6.28). После сделанных нами размещений теплообменников существует большое число решений данной задачи.

Дальнейшие размещения теплообменников следует выполнять, руководствуясь только одним правилом, а именно, поддерживая минимальное значение ΔT на теплообменниках как можно более большим, если конечно отсутствуют какие-либо технические или технологические ограничения. Эта величина ΔT , конечно же, не будет иметь ничего общего с компромиссом между капитальной стоимостью и стоимостью энергии.



После этого мы еще можем
получить огромное число решений.

Рис. 6.28. Прежде всего при проектировании пороговых задач идентифицируются теплообменные связи между потоками на неутилитном крае сеточной диаграммы

Следует еще раз отметить, что пороговые задачи довольно часто встречаются в практике проектировщиков. Например, такая задача возникает при рассмотрении процесса производства аммиака (рис. 6.29). Температуры технологических потоков в процессе синтеза аммиака достигают 1000°C , и поэтому в подобных процессах целесообразно использовать распределенные утилиты (рис. 6.30), например, для получения пара высокого давления. При производстве аммиака параметры генерируемого пара могут достигать 10 МПа и 480°C . В дальнейшем полученный пар может использоваться для когенерации электроэнергии или в турбинах центробежных компрессоров.

Применение распределенных утилит превращает проектирование процессов производства аммиака в “пинчевую” задачу (рис. 6.30), методы решения которых были нами рассмотрены ранее.

Выводы.

- В задачах, имеющих порог, используются только горячие или холодные теплоносители.
- Настоящая пороговая задача имеет большие движущие силы и не имеет пинча.

Многие химические процессы подобны пороговым
Например, производство аммиака

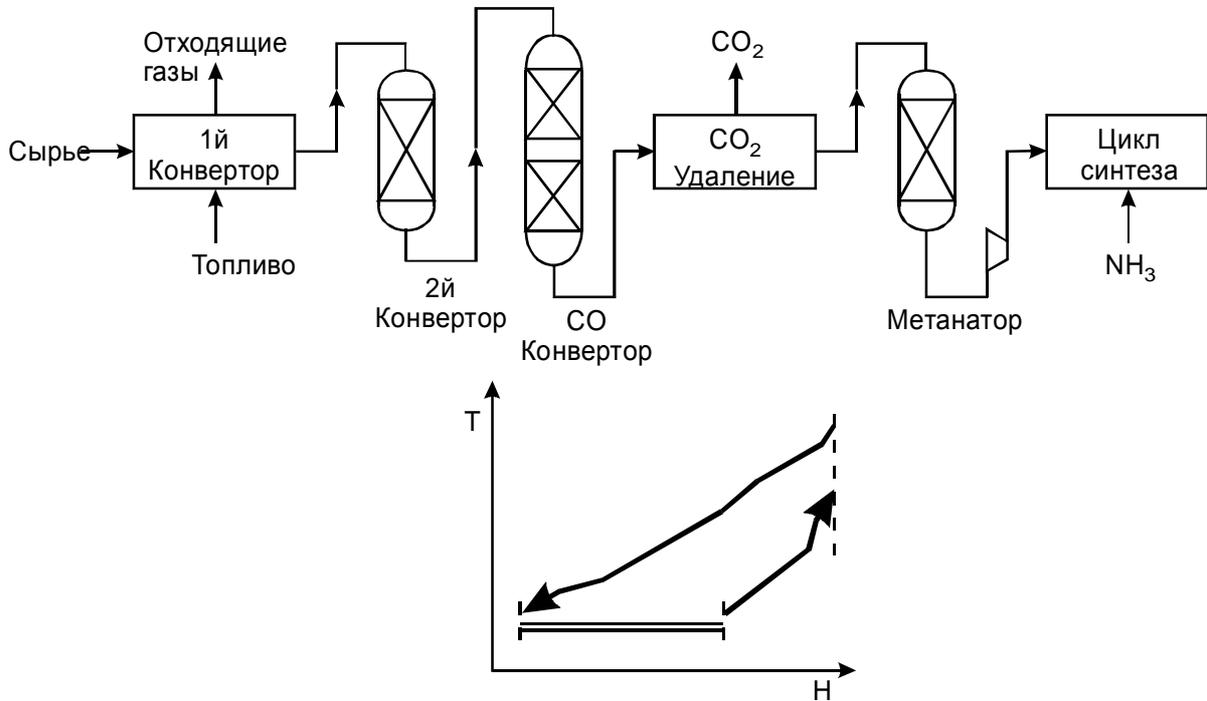


Рис. 6.29. Принципиальная схема синтеза аммиака под средним давлением и ее составные кривые

- Большинство пороговых задач превращаются в пинчевые задачи при использовании разноуровневых теплоносителей.

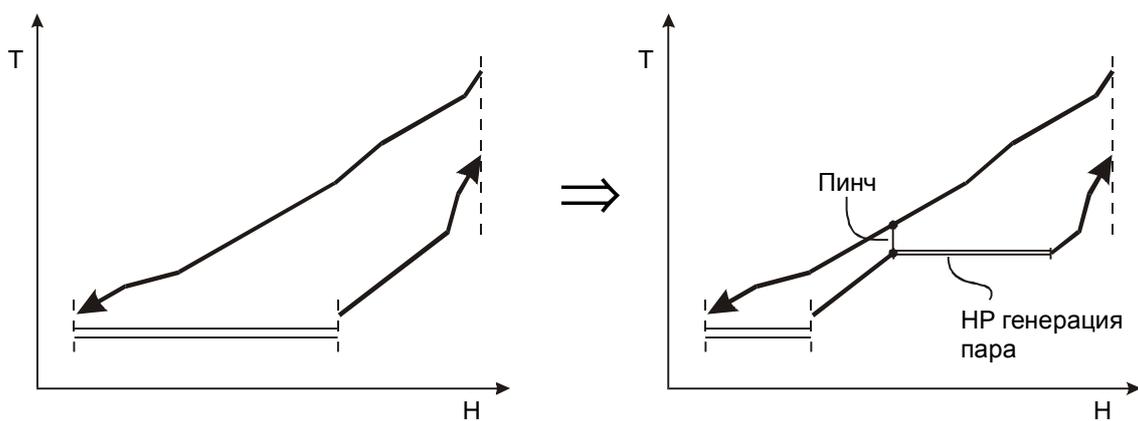


Рис. 6.30. Применение распределенных, разноуровневых утилит обычно превращает пороговую задачу в задачу с пинчем

6.3. Принцип анализа остающейся задачи

Сейчас мы рассмотрим один из наименее известных принципов пинч-анализа, который называется “Анализ остающейся задачи”(АОЗ), а в английском оригинале “Remaining Problem Analysis” (RPA) [10].

Принцип анализа остающейся задачи заключается в том, что проектировщик при необходимости исключает часть данных одного из потоков, целый поток или часть потоков и определяет целевые значения для оставшейся задачи.

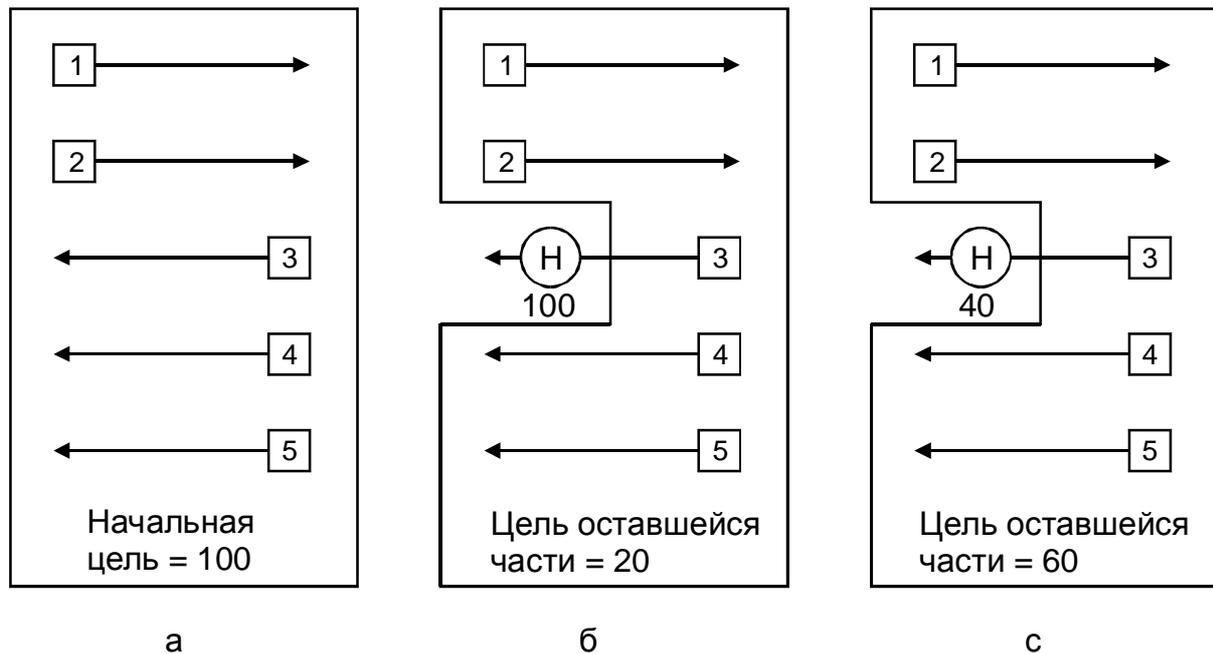


Рис. 6.31. Применение принципа “Анализа остающейся задачи”: а – целевые энергетические значения для задачи без ограничений равны 100 утилитным единицам; б – размещение всей тепловой утилитной нагрузки на поток № 3 (по эксплуатационным причинам), как показывает анализ остающейся задачи, требует дополнительно 20 утилитных единиц; в – анализ остающейся задачи показывает, что при размещении на потоке № 3 40 утилитных единиц целевые значения для оставшейся части задачи равны 60 утилитным единицам

Предположим, что для некоторой ХТС, сеточная диаграмма которой показана на рис. 6.31а были установлены целевые энергетические значения, равные 100 единицам. Далее предположим, что имеются эксплуатационные ограничения, а именно, стартовый нагреватель, использующийся для выхода на стационарный режим, должен находиться на потоке № 3. Для того, чтобы уменьшить число используемых теплообменных аппаратов, проектировщик может разместить стационарный утилитный подогрев (100 единиц) на потоке № 3, который и будет использоваться для выхода на режим. Чтобы проверить корректность такого решения может быть использован принцип анализа остающейся задачи. Проектировщик для этого

рассчитывает температуру потока № 3 перед установленным нагревателем и исключает часть потока с утилитным подогревом из рассмотрения, т.е. процедура пинч-анализа для определения целевых энергетических значений заново будет применена к потокам 1, 2, 4, 5 и оставшейся части потока № 3, для которого целевой температурой будет являться вновь рассчитанная температура перед нагревателем (рис. 6.31б).

Применение процедуры установления энергетических целей показывает, что для “Оставшейся задачи” они равны 20 единицам. Это означает, что утилитный подогреватель, установленный на потоке № 3, приемлем для запуска системы и ее выхода на режим, но не эффективен для общей интеграции потоков, т.к. если мы все 100 утилитных единиц стационарной нагрузки помещаем на 3 поток, то еще необходимо будет использовать 20 дополнительных утилитных единиц на других потоках. Но, как показано на рис. 6.31в, с помощью АОЗ принципа можно получить компромиссное решение, когда на потоке № 3 размещается утилитный теплообменник мощностью 40 единиц, который будет использоваться как для запуска системы и ее выхода на режим, так и для стационарного нагрева потока. В этом случае, как показано на рис. 6.31в, дополнительного к целевым значениям потребления энергии не требуется.

Анализ остающейся задачи может применяться не только в отношении энергетических целей, но и в отношении целевых значений капитальных затрат. Этот принцип является мощным инструментом, который проектировщик может использовать для выработки ключевых решений во время поиска целевых значений.

6.4. Общий обзор традиционных методов пинч-анализа

В данном пункте мы заканчиваем рассмотрение основных широко применяемых методов, правил и принципов традиционного пинч-анализа [11]. И в связи с этим давайте еще раз остановимся на общей процедуре выполнения проекта теплоэнергетической схемы ХТС. Мы начинали изучение методов пинч-анализа с рассмотрения энергетического и материального баланса в ядре ХТС, которое включает реакторы и систему разделения (рис. 6.32).

Точно также при проектировании ХТС сначала определяются потоковые данные, с помощью которых строится Большая составная кривая и делается первоначальная оценка необходимых утилит и их возможного размещения в процессе. Затем, с помощью процедур оптимизации ΔT_{\min} , определяются целевые значения для проекта, и/или проверяется необходимость осуществления изменений в процессе для уменьшения приведенной стоимости проекта, после чего опять определяются необходимые утилиты. Принцип анализа оставшейся задачи используется для оценки влия-

ния технологических ограничений. Основываясь на процедуре целеуказания проверяются и определяются ключевые проектные параметры основных элементов проекта (реакторы и система разделения), тип и каче-

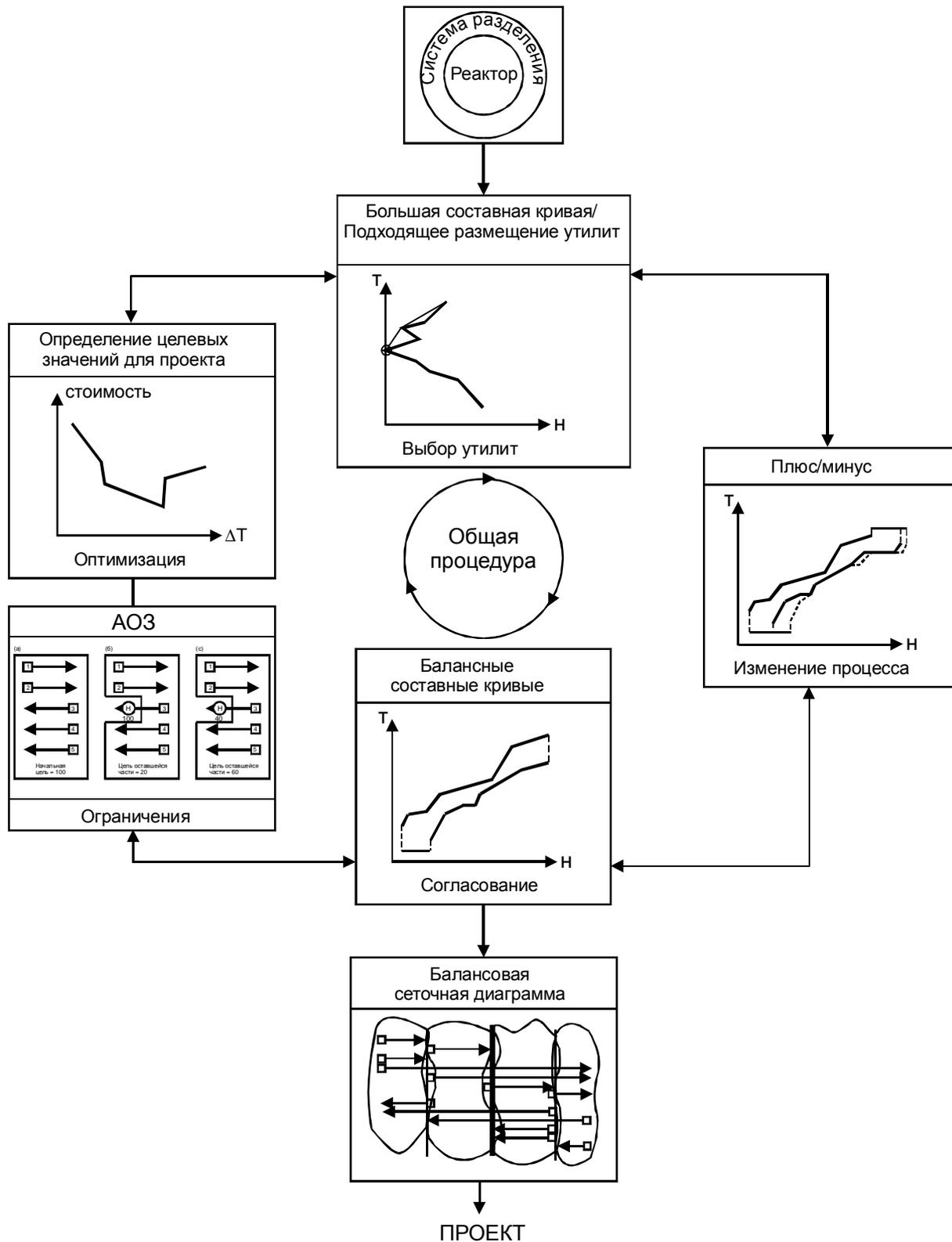


Рис. 6.32. Пинч-анализ дает общую стратегию выполнения проекта промышленных предприятий, в которой проектировщик может гибко управлять созданием проекта на любом его этапе

ство утилит, основные технологические ограничения. В результате проектировщик получает данные близкие к оптимальным для выполнения проекта. Далее с помощью балансной сеточной диаграммы проектировщик проводит размещение рекуперативных и утилитных теплообменных связей. На рисунке 6.32 [11] представлена общая итерационная процедура выполнения проекта близкого к оптимальному для ХТС или любого другого промышленного предприятия.

Здесь следует отметить, что во время создания проектного пинч-метода основное внимание уделялось получению сеточной диаграммы и правилам выполнения проекта. Поэтому данное направление было ближе к технологии проектирования и обычно называлось “Пинч-технология”. В настоящее время описанные методы получили широкое распространение в мире, как методы анализа и аудита промышленных предприятий и их проектов. Поэтому сейчас обычно отдается предпочтение термину “Пинч-анализ” перед “Пинч-технологией”.

6.5. Методы проектирования теплообменных сетей с минимальной поверхностью теплообмена

Рассмотренный нами в главе 3 пинч-метод проектирования позволяет выполнять проекты с достижением энергетических целей. В данной главе мы изучим методы, являющиеся дальнейшим развитием пинч-метода и позволяющие проектировщику в проекте получать площадь поверхности теплообмена, которая отличается от ее целевого значения не более, чем на 10% [6]. Данные значения площади теплообменной поверхности достигаются при использовании минимального числа рекуперативных теплообменных связей и, конечно, с удовлетворением целевым энергетическим значениям. В практической деятельности никто не пытается выполнить проект так, чтобы абсолютно во всех рекуперативных теплообменниках проектируемой сети наблюдался исключительно вертикальный теплообмен. Попытка выполнить такой проект привела бы к чрезмерно большому числу теплообменных аппаратов в сети и огромному количеству расщеплений технологических потоков. Проектируя тепловую сеть, инженер должен стремиться достичь вертикального теплообмена, используя при этом минимальное (целевое) или близкое к нему число теплообменных связей и расщеплений потоков. Другими словами, немного жертвуя целевым значением площади теплообменной поверхности, проектировщик добивается значительного упрощения структуры тепловой сети при достижении энергетических целей.

Сейчас мы рассмотрим три простых метода, позволяющих выполнять такое проектирование. При этом, если получаемая площадь поверхно-

сти теплообмена будет не достаточно близка к целевой при использовании одного метода, необходимо использовать следующий и т.д.

6.5.1. Использование СР-правил

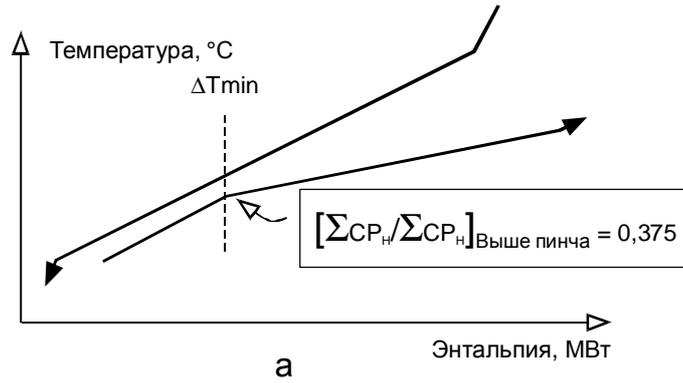
Мы уже знаем, что при размещении рекуперативных теплообменников на пинч-температурах в пинч-методе должны выполняться СР-правила, а именно, $СР_{in} \leq СР_{out}$ (см. гл.3) с соблюдением принципа ΔT_{min} . Указанные требования также должны выполняться при проектировании тепловых сетей с минимальной площадью теплообменной поверхности в области температур близких к пинч-температурам, где часто сосредоточена наибольшая часть поверхности теплообмена. Это понятно потому, что здесь обязательно должен выполняться принцип ΔT_{min} .

СР-правила обеспечивают расходящиеся в сторону от пинча температурные профили в теплообменниках, расположенных на пинче. Составные кривые также расходятся в сторону от пинча. Таким образом, СР-правила обеспечивают подобие температурных профилей для индивидуальных теплообменников и составных кривых. Поэтому мы можем сказать, что в рекуперативных теплообменниках, расположенных на пинче и имеющих отношение потоковых теплоемкостей теплоносителей, равное СР-отношению составных кривых в точке пинча, будет происходить вертикальный теплообмен.

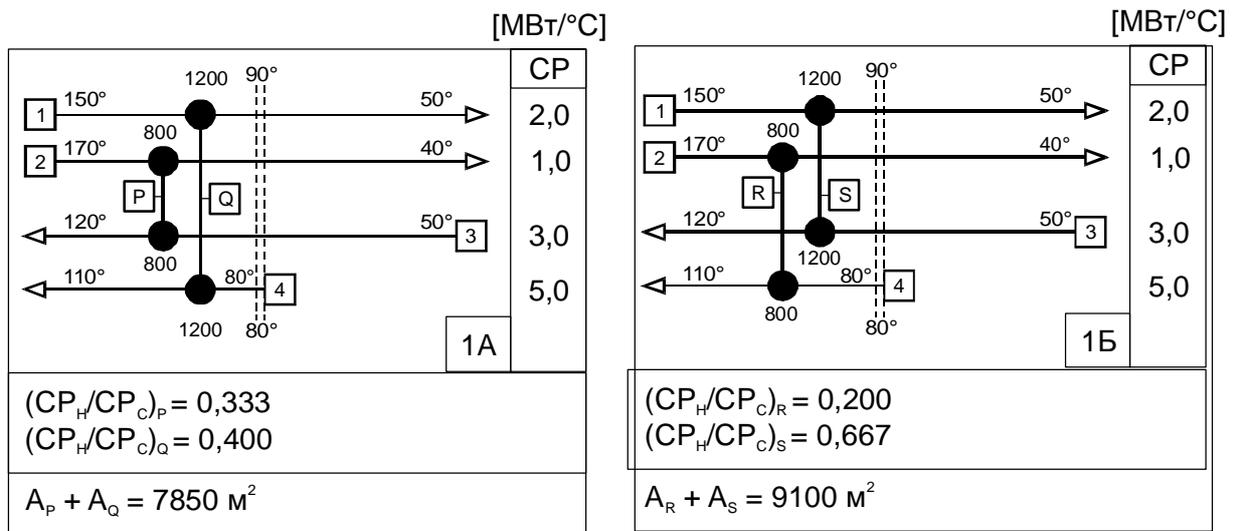
Функциональное выражение этого правила достижения минимальной поверхности теплообмена в области пинч-температур может быть записано следующим образом:

$$\left(\frac{СР_H}{СР_C} \right)_{\text{Пинч размещение1}} \cong \left(\frac{СР_H}{СР_C} \right)_{\text{Пинч размещение2}} \cong \mathbf{K} \cong \left(\frac{СР_{\text{гор.сост.крив.}}}{СР_{\text{хол.сост.крив.}}} \right)_{\text{Пинч}} . \quad (6.1)$$

На рисунке 6.33 представлены две различные топологии теплообменной сети для набора потоков, расположенных в подсистеме выше пинча. В обеих тепловых сетях выполняются СР-правила, однако в сети, показанной на рис. 6.33а, СР-отношения в теплообменниках, расположенных на пинч-температурах, ближе к СР-отношению для составных кривых в точке пинча, чем в сети 6.33б. Благодаря этому, теплообмен пинч-размещениях на рис. 6.33а близок к вертикальному, и поэтому их общая площадь поверхности теплообмена меньше, чем у пинч-размещений, представленных на рис. 6.33б.



а



б

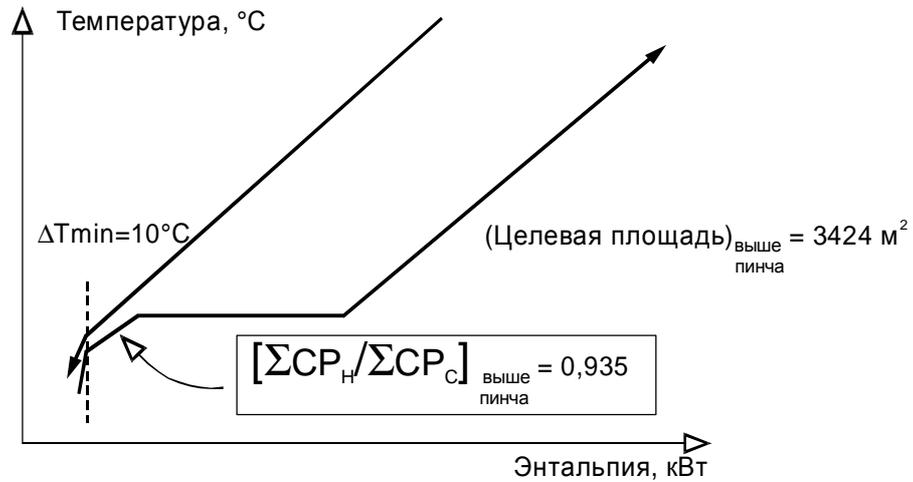
в

$K = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$ для всех теплообменников
 Утилиты: Насыщенный пар: 180°C; Охлаждающая вода: 20°C-40°C

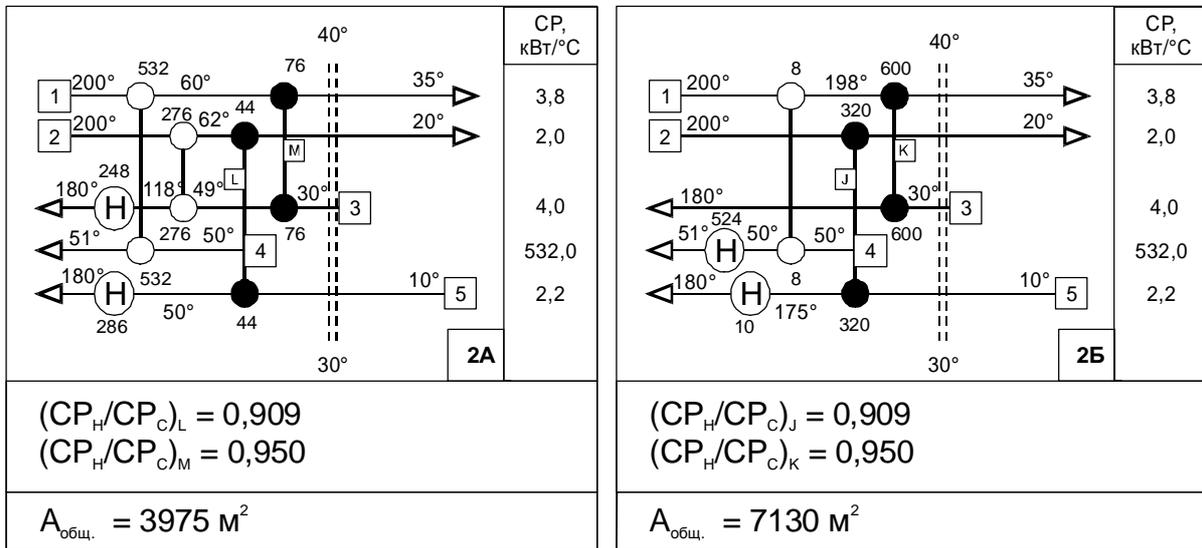
Рис. 6.33. Две различных тепловых сети для одного и того же набора потоков из подсистемы выше пинча: (а) – составные кривые для рассматриваемой системы потоков с пинч-температурами 80-90°C; (б) – CP-отношения для размещений Р и Q отклоняются от CP-отношения составных кривых в точке пинча на ~11% и 7% соответственно; (в) – CP-отношения для размещений R и S отклоняются от CP-отношения составных кривых на ~47% и 78%. Площадь теплообмена в этом случае на ~16% больше, чем в случае (а)

6.5.2. График движущей силы

Давайте рассмотрим еще один пример создания теплообменной сети для подсистемы, находящейся выше пинча (рис. 6.34). Пинч- размещения в обеих тепловых сетях, представленных на рисунке, удовлетворяют CP-



а



б

в

$K = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°С})$ для всех теплообменников
 Утилиты: Горячее масло: 230°С-200°С; Ледяная вода: 1°С-15°С

Рис. 6.34. Две различных по топологии сети теплообменников, построенные для одной и той же подсистемы потоков выше пинча, и имеющие равные СР-отношения на пинч размещениях, которые близки СР-отношению составных кривых в пинч точке: (а) – составные кривые выше пинча; (б) – сеть теплообменников с общей площадью теплообмена 3975 м², L, М – пинч- размещения; (в) – сеть теплообменников с общей площадью поверхности теплообмена 7130 м², J, К – пинч-размещения

правилам и имеют одинаковые СР-отношения, близкие к СР-отношению составных кривых в точке пинча. В обеих сетях достигаются энергетиче-

ские цели $Q_{\text{Hmin}} = 534$ кВт. Тем не менее площадь поверхности теплообмена сети теплообменников на рис. 6.34а отличается от целевой для системы потоков выше пинча на 16%, а сети теплообменников с рисунка 6.34б – на 108%. Очевидно, что использование СР-правил для достижения целевой площади теплообменной поверхности в рассматриваемом случае недостаточно, но в чем причина такого большого различия?

Простой анализ составных кривых процесса выше пинча (рис. 6.34а) показывает, что основная часть тепловой нагрузки на рекуперативные теплообменники должна приходиться в стороне от пинча на потоках, между которыми существуют большие движущие силы теплообмена. Поэтому, разумно предположить, что в тепловой сети на рис. 6.34в слабо используются движущие силы вдали от пинча.

Анализ движущих сил в системе потоков Линнхофф и Вредевелд предложили проводить с помощью графика движущей силы [12]. Рассмотрим как это делается.

Мы уже знаем (гл. 4), что целевое значение площади поверхности теплообмена вычисляется с помощью вертикальных температурных разностей во всех энтальпийных интервалах составных кривых. В идеальном случае для определения движущих сил процесса нам необходимо было бы знать вертикальные температурные разности на составных кривых для каждого размещенного теплообменника. Но существует более простой способ анализа движущих сил, использующий информацию, содержащуюся в составных кривых, и представленный на рисунке 6.35.

Сначала строится график движущей силы. Для этого мы рисуем функциональную зависимость температурной разности ΔT между составными кривыми от температуры холодной кривой $T_{\text{хол}}$, т.е. $\Delta T = f(T_{\text{хол}})$ (рис. 6.35а). Но можно также использовать вполне эквивалентные зависимости $\Delta T = f(T_{\text{гор}})$ или $\Delta T_{\text{гор}} = f(T_{\text{хол}})$. Эти диаграммы называются графиком движущей силы. Затем в этих же координатах строятся разности между температурами теплоносителей в отдельных теплообменниках (рис. 6.35б). Размещение, показывающее вертикальный теплообмен между потоками на составных кривых, будет представляться на графике движущей силы точно так, как это показано на рис. 6.35б. Невертикальные размещения, т.е. те, которые показывают на составных кривых перекрестный теплообмен, демонстрируют явное несоответствие их движущей силы графику движущей силы составных кривых (рис. 6.35в,г). Размещения, использующие избыточную температурную разность, имеют площадь поверхности теплообмена меньше, чем они бы имели, показывая на составных кривых вертикальный теплообмен. При наличии рекуперативных размещений, в которых температурные разности больше, чем при вертикальном теплообмене, обязательно будут существовать размещения, которые используют температурные разности, меньшие необходимых для вертикального теплообмена.

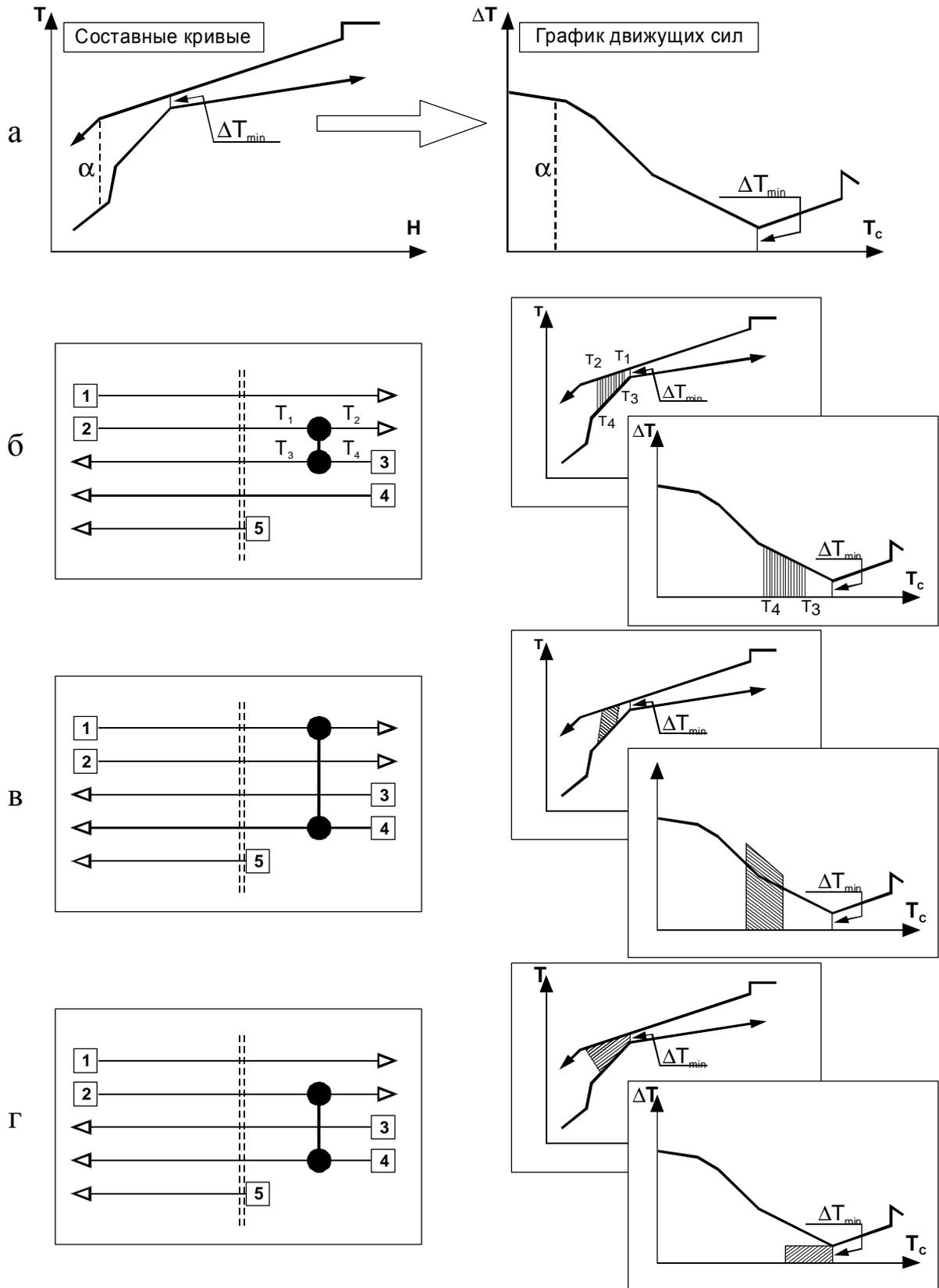
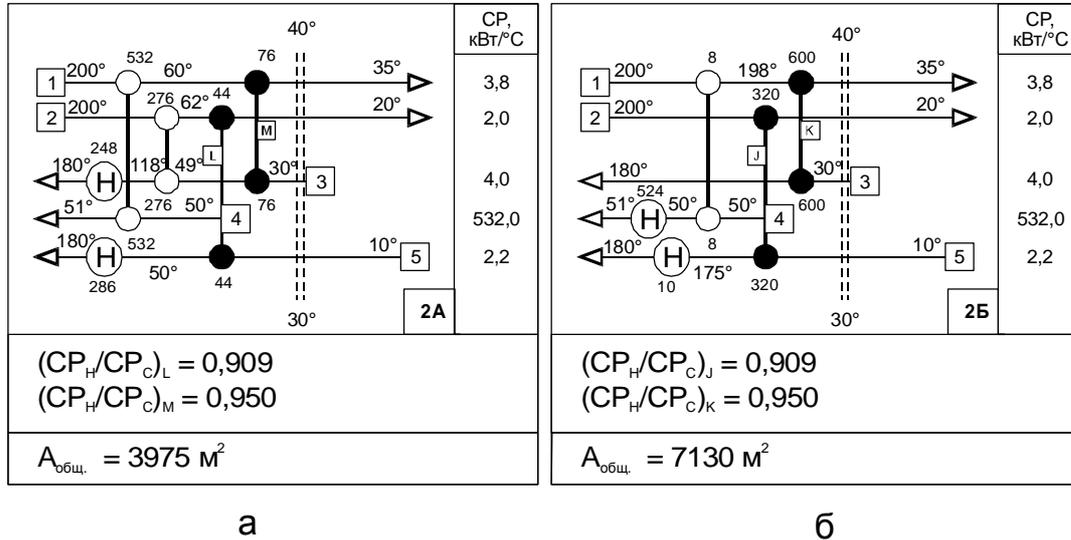


Рис. 6.35. График движущей силы: (а) – способ построения с помощью составных кривых; (б) – размещение с вертикальным теплообменом; (в) – размещение, использующее чрезмерные движущие силы; (г) – размещение, слабо использующее движущие силы

В этих теплообменных аппаратах площадь поверхности теплообмена, будет больше, чем в аппаратах с вертикальным теплообменом. В итоге, общая площадь поверхности теплообмена в теплообменной сети, в которой происходит перекрестный теплообмен, будет больше, чем целевая площадь, вычисленная для вертикального теплообмена.



$K = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C})$ для всех теплообменников
 Утилиты: Горячее масло: $230\text{°C}-200\text{°C}$; Ледяная вода: $1\text{°C}-15\text{°C}$

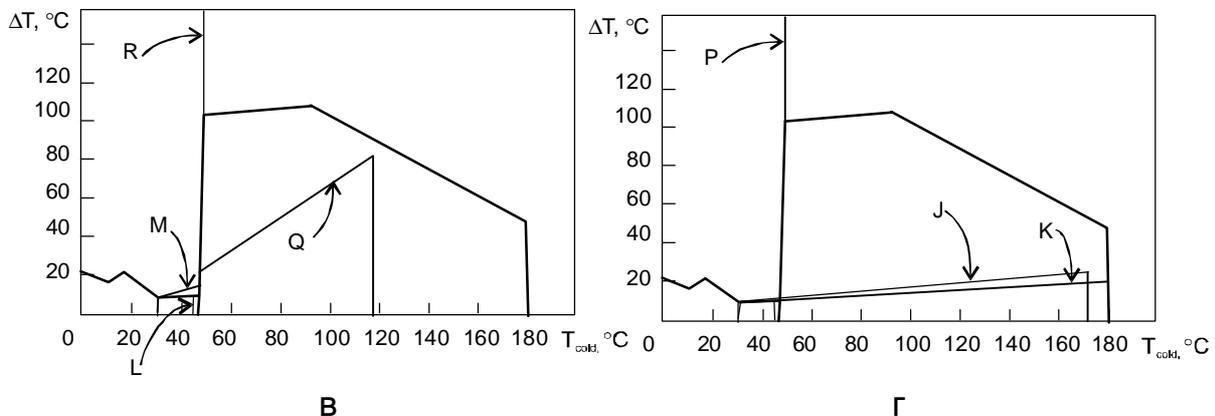


Рис. 6.36. Исследование теплообменных сетей, изображенных на рис. 6.34 а и б – соответственно, с помощью графика движущей силы, (в) – представление теплообменных аппаратов на графике движущей силы для сети (а); г – для сети (б)

График движущей силы является удобным руководством для проектирования теплообменных сетей с площадью теплообменной поверхности, близкой к целевой. Однако, эта техника является только руководством при проектировании и не дает проектировщику какой-либо количественной информации.

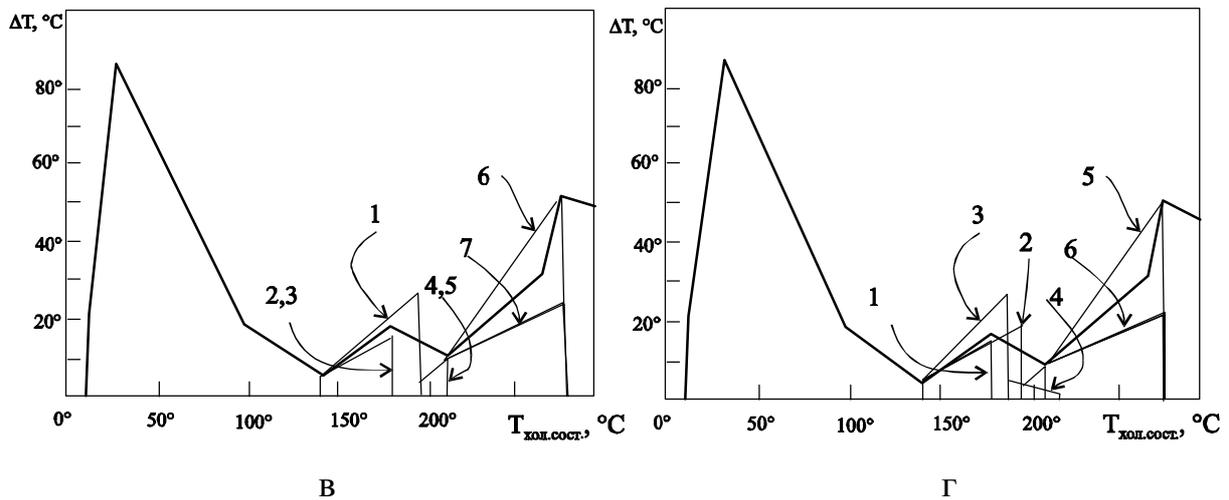
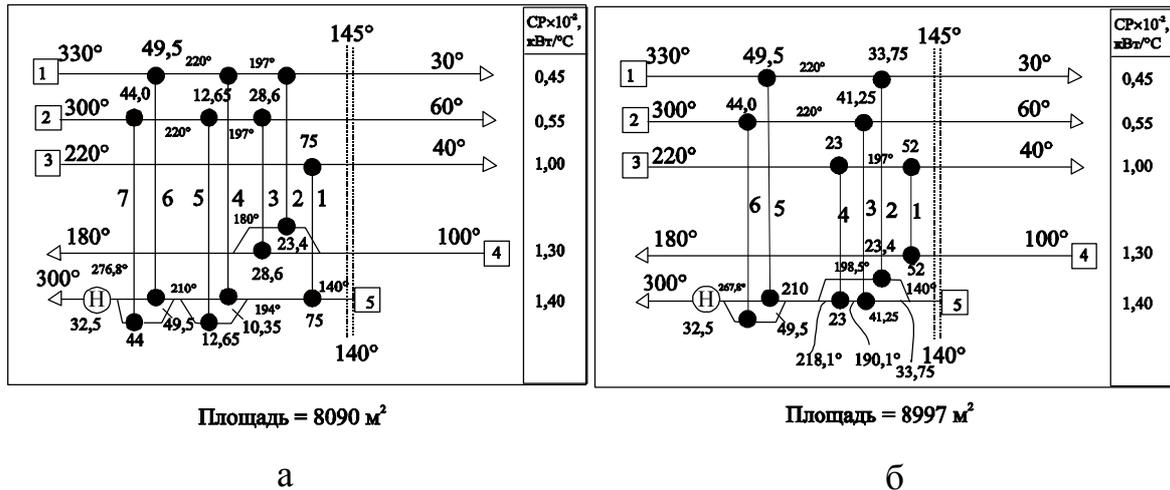
Сейчас мы можем проанализировать, как используется движущие силы в теплообменных сетях, представленных на рис. 6.34б и 6.34в. Для этого рассмотрим график движущей силы каждой из сетей, изобразив его

под сеточной диаграммой сети, как показано на рис. 6.36. На графиках мы видим, что пинч-размещения вблизи пинча показывают хорошее использование движущих сил, но вдали от пинча представления размещений J и K из сети на рис. 6.36б не соответствуют графику движущей силы (рис. 6.36г). Это означает, что эти два пинч-размещения имеют слишком большую тепловую нагрузку и слабо используют движущие силы вдали от пинча. Тепловые нагрузки на J и K размещениях были определены с помощью правила эвристической отметки (гл. 3), что позволило получить минимальное количество рекуперативных размещений. График движущей силы показывает, что в данном случае правило эвристической отметки не позволяет получить низкое значение площади сетевой поверхности теплообмена. Нарушение правила “галочки” обычно приводит к количеству размещений, превышающему целевое значение, как на рис. 6.36а. Но именно такое нарушение в данном примере приводит к значительному уменьшению общей сетевой поверхности теплообмена и, как следствие, к снижению капитальной стоимости проекта. Это говорит о том, что при достижении энергетических целей в проекте может существовать компромиссное решение для числа размещений и величиной общей сетевой поверхности теплообмена. В работе [13] показано, что проекты, имеющие хорошее соответствие графику движущей силы с числом размещений, отличающемся не более, чем на 10% от целевого, обычно имеют сетевую площадь поверхности теплообмена, отличающуюся не более, чем на 10% от целевой.

6.5.3. Использование анализа остающейся задачи

Предположим, что выполненный проект имеет хорошее согласие с графиком движущей силы, но общая сетевая поверхность превышает целевую. Такая ситуация иногда встречается при анализе проектов с графиком, который должен соответствовать вертикальному теплообмену и, соответственно, минимальной поверхности. Однако, на рис. 6.37 представлен один из таких случаев. Теплообменные сети, представленные на рис. 6.37а и 6.37б, имеют удивительное подобие в использовании движущих сил, но площадь поверхности теплообмена сети на рис. 6.37б превышает целевую на 22%, а сети на рис. 6.37а только на 10%.

Такое различие связано с тем, что график движущей силы работает только с температурами и пренебрегает эффектами тепловой нагрузки на поверхность теплообмена. Поэтому размещения, совершенно идентичные в координатах движущих сил, могут иметь различные тепловые нагрузки. Обычно хорошее использование движущих сил для больших нагрузок



$K = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°С})$ для всех теплообменников
 Утилиты: Горячее масло: $230\text{°С}-200\text{°С}$; холодная вода: $1\text{°С}-15\text{°С}$

Рис. 6.37. Две теплообменные сети для одних и тех же потоковых данных (а) и (б) имеют почти идентичное соответствие с графиком движущей силы (в) и (г), но при этом имеют различные площади поверхности теплообмена. 1,2,...,7 – номера размещений

необходимо в области малых температурных разностей, но график движущей силы дает только качественную картину.

Одним из количественных методов оценки приближения к целевой поверхности является уже нами рассмотренный в параграфе 6.3 метод анализа остающейся задачи, где он вводился для анализа энергетических целей.

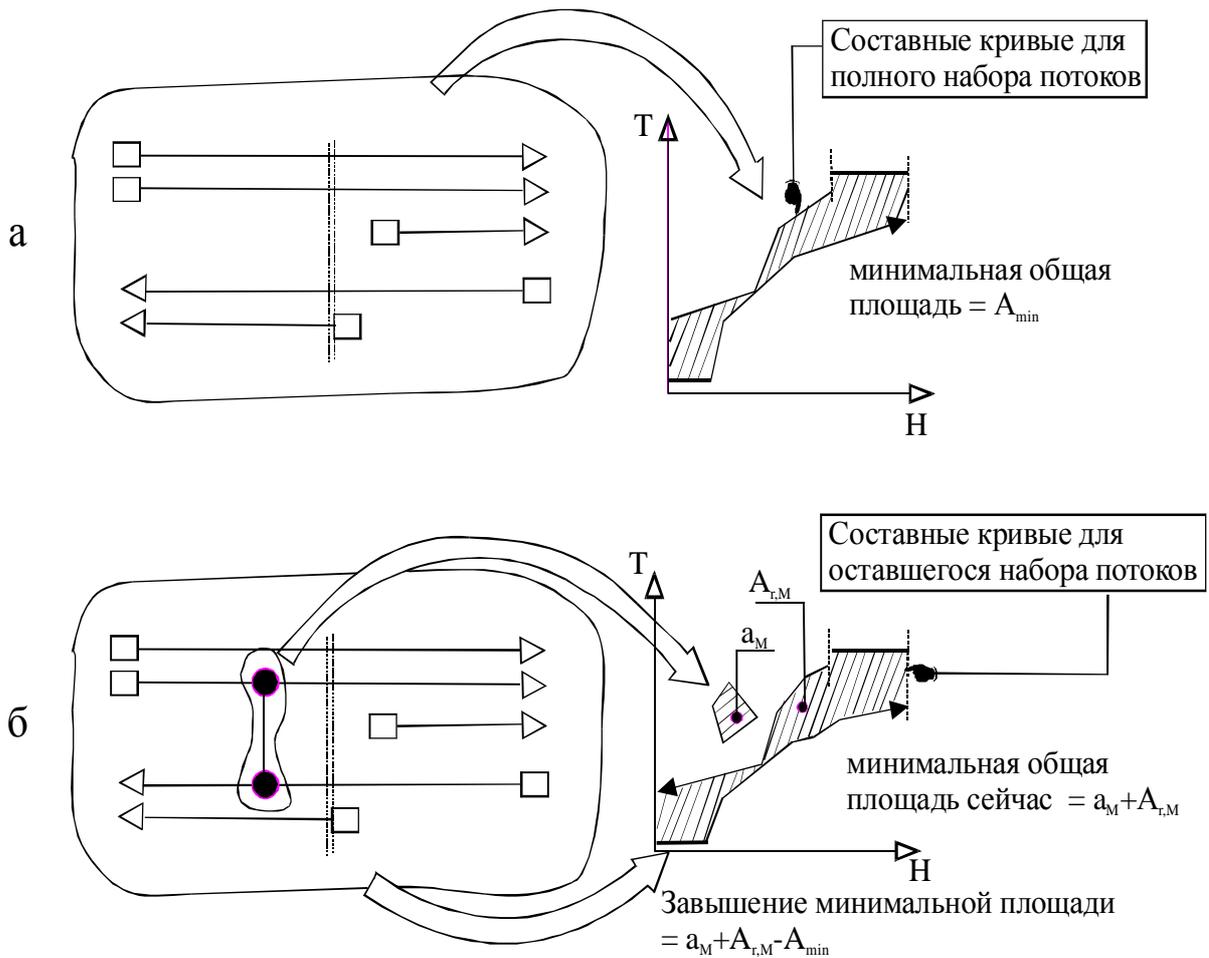


Рис. 6.38. Анализ остающейся задачи для площади поверхности теплообмена: (а) – определение целевого значения площади поверхности теплообмена для полного набора потоковых данных; (б) – построение составных кривых для набора потоковых данных, из которых исключены сегменты горячего и холодного потоков, принадлежащие анализируемому размещению

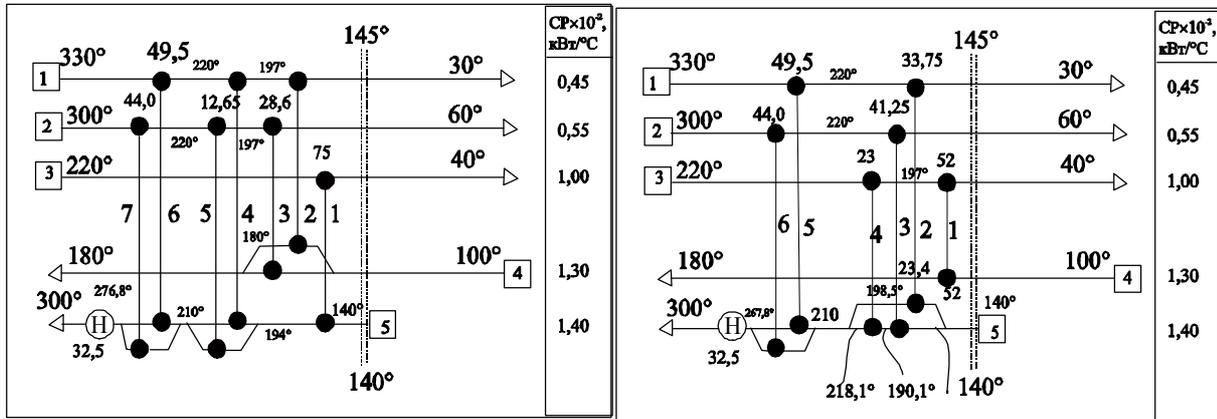
Предположим, что минимально возможная площадь сетевой поверхности теплообмена после размещения M (рис. 6.38) равна $A_{\text{total},M}$. Эта величина равна сумме площади поверхности теплообмена размещения M – a_M и целевой площади поверхности остающихся потоковых данных $A_{r,M}$ (рис. 6.38), т.е.

$$A_{\text{total},M} = a_M + A_{r,M} \quad (6.2)$$

Вычитая из этой величины целевое значение площади поверхности теплообмена, полученное для полных потоковых данных (рис. 6.38а), мы найдем то завышение минимальной целевой площади A_{\min} , которое вносит размещение M , т.е.:

$$\Delta A_M = a_M + A_{r,M} - A_{\min} \quad (6.3)$$

С помощью данного анализа мы можем определить как избыток, так и недостаток движущих сил. Большие знания ΔT на выбранном размещении приводят к завышению площади поверхности теплообмена в остающейся задаче. Малое ΔT завышает поверхность теплообмена самого размещения.



Площадь = 8090 м²

Площадь = 8997 м²

$A_{\min(\text{Выше пинча})} = 7363 \text{ м}^2 = 100,0\%$
Размещение 1: $A_{\text{total}, 1} = 106,1\%$
Размещение 2: $A_{\text{total}, 2} = 100,0\%$
Размещение 3: $A_{\text{total}, 3} = 100,1\%$
Размещение 4: $A_{\text{total}, 4} = 102,3\%$
Размещение 5: $A_{\text{total}, 5} = 102,9\%$
Размещение 6: $A_{\text{total}, 6} = 100,9\%$
Размещение 7: $A_{\text{total}, 7} = 100,9\%$

а

$A_{\min(\text{Выше пинча})} = 7363 \text{ м}^2 = 100,0\%$
Размещение 1: $A_{\text{total}, 1} = 100,1\%$
Размещение 2: $A_{\text{total}, 2} = 100,9\%$
Размещение 3: $A_{\text{total}, 3} = 102,5\%$
Размещение 4: $A_{\text{total}, 4} = 111,1\%$
Размещение 5: $A_{\text{total}, 5} = 100,9\%$
Размещение 6: $A_{\text{total}, 6} = 100,9\%$

б

Рис. 6.39. Анализ остающейся задачи для тепловых сетей, представленных на рис. 11.5 (а), (б) – теплообменные сети; (в) и (г) – завышения целевого значения площади, которые вносят каждое из размещений в сетях, изображенных сверху

Анализ остающейся задачи для теплообменных сетей, изображенных на рис. 6.37а и б, приведен на рис. 6.39. Из приведенных таблиц под схемами сетей, очевидно, что размещение 4 в правой сети хуже других. Удивительно то, что это размещение, представленное на графике движущей силы (рис. 6.37), во многом аналогично размещениям 4 и 5 в левой сети, но последние имеют намного меньшее завышение целевой поверхности. Анализ остающейся задачи дополняет метод графика движущей силы количе-

ственными оценками и позволяет проектировщику в процессе работы над проектом приблизиться к установленным целевым значениям.

До сих пор мы рассматриваем АОЗ только для исследования каждого размещения в изоляции от других, которые уже существуют на данной стадии проекта (как на рис. 6.39). Другими словами, “остающаяся задача” определялась исключением сегментов холодного и горячего потока, принадлежащих исследуемому размещению, из полного набора потоковых данных. Но анализ остающейся задачи может быть выполнен и на интегральной основе, а не на индивидуальной, как это было уже рассмотрено. Это значит, что мы можем анализировать общую поверхность всех уже сделанных размещений в проекте и определять остающуюся задачу теми потоковыми данными, для которых еще требуется удовлетворение тепловых нагрузок.

Общая площадь поверхности теплообмена после выполнения M размещений будет определяться, как:

$$A'_{total,M} = \sum_{i=1}^M a_i + A'_{r,M}, \quad (6.4)$$

где $A'_{total,M}$ и $A'_{r,M}$ аналогично $A_{total,M}$ и $A_{r,M}$ из (6.3).

Этот метод имеет некоторое преимущество по сравнению с методом АОЗ, примененным к индивидуальным размещениям, потому что он показывает суммарное отклонение A_{min} , которое возникло благодаря уже выполненным размещениям.

В заключении рассмотрения методов проектирования сетей с минимальной поверхностью заметим, что применение здесь принципа АОЗ более полезно, чем при проектировании сетей с минимальным потреблением энергии, поскольку минимум энергического потребления гарантируется разделением на пинче. Необходимо также заметить, что рассмотренные здесь методы неприменимы при проектировании теплообменных сетей с наличием вынужденных ограничений или предпочтительных рекуперативных связей. Методы для установления целей и проектирования сетей в этих случаях рассмотрены в работах [14 - 16]. Однако АОЗ может проектировщиком использоваться и в этих случаях с помощью предварительной вставки предпочтительных ограничений или исключения данных, на которые накладываются ограничения.

Глава 7

РЕКОНСТРУКЦИЯ

7.1. Методология целеуказания при реконструкции

При выполнении проекта реконструкции от проектировщика требуется внесение изменений в технологическую схему уже существующей ХТС с целью улучшения некоторых параметров ее эксплуатации. Может показаться, что лучшим проектом реконструкции будет начальный пинч-проект, т.е. проект, выполненный по пинч-правилам для вновь создаваемой (еще несуществующей) ХТС. Но это далеко не так, и создание проектов реконструкции действующих ХТС имеет свои особенности. В то же время методологические пинч-принципы выполняются и в этом случае, а именно, возможность и необходимость установления целевых значений перед проектированием [17].

Давайте рассмотрим целевые значения для проекта реконструкции, и то, как мы их можем установить. Пусть, например, действующая ХТС имеет сеточную диаграмму, показанную на рисунке 7.1.

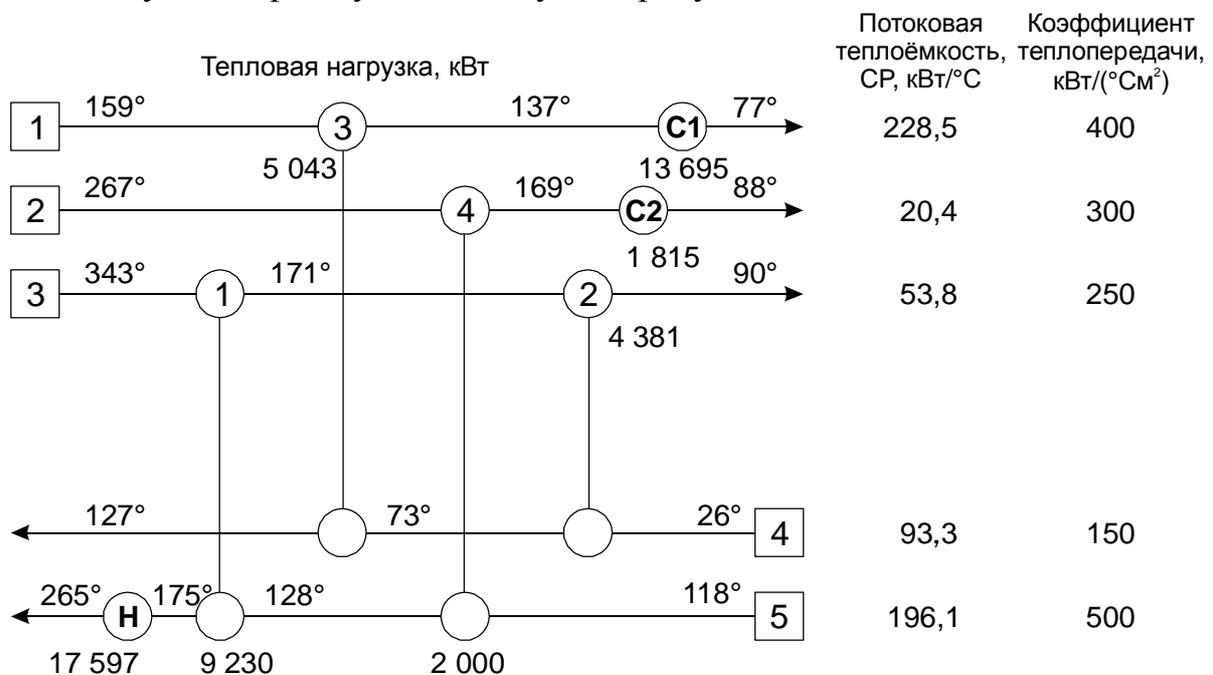


Рис.7.1. Сеточная диаграмма существующей ХТС

Основным отличием между установлением целей для проекта реконструкции уже работающего предприятия и установления целевых значений в процессе выполнения начального проекта является то, что значительная часть оборудования уже установлена. Поэтому при реконструкции ХТС стоимость потребляемой энергии и капитальные затраты будут функциями от тех изменений технологической схемы, которые планируется выполнить в процессе реконструкции.

Заметим, что некоторые изменения в технологической схеме существующей ХТС с целью энергосбережения можно предложить, не применяя пинч-методы, просто проанализировав сеточную диаграмму ХТС и сделав инспекцию энергопотребления.

Действительно, анализ схемы на рис. 7.1 показывает возможность размещения теплообменника между потоками 1 и 5 на холодном конце процесса. Это позволит уменьшить тепловую нагрузку на охладитель С1 и на нагревателе. Однако интеграция нового теплообменника в тепловую сеть ХТС приведет не только к изменению величины потребляемых утилит, но и к уменьшению температур на всех теплообменниках, расположенных вниз по потоку №5. Изменение температур приведет к необходимости увеличения площади теплообменной поверхности теплообменников 1 и 4. При увеличении теплообменной поверхности теплообменника 4 увеличивается его тепловая нагрузка, вследствие чего тепловая нагрузка на охладитель С2 со второго потока уменьшается. В результате такой интеграции, представленной на рис. 7.2, энергопотребление уменьшается на 2335 кВт.

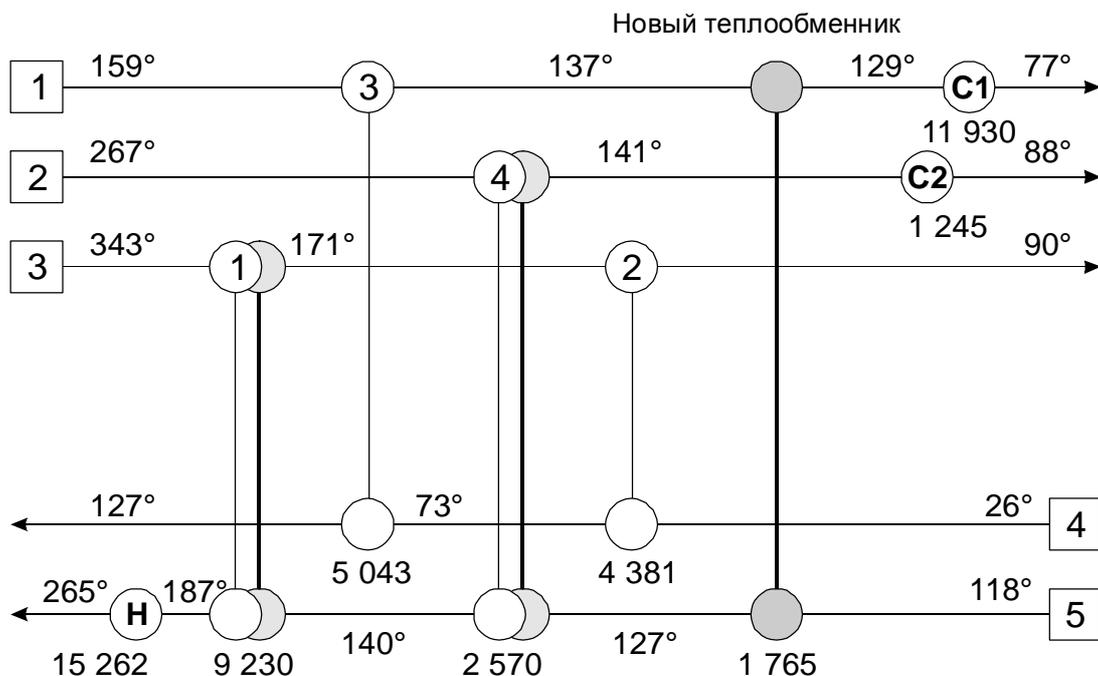


Рис. 7.2. Интеграция нового теплообменника в результате инспекции энергопотребления

Создавая проект реконструкции проектировщику необходимо ответить на вопросы: Будет ли этот проект оптимальным? Сколько энергии допустимо и сколько необходимо рекуперировать? Действительно, увеличивая площадь поверхности теплообмена (т.е. увеличивая капитальные затраты), мы будем сохранять больше энергии. В то же время, устанавливая меньшую поверхность теплообмена, мы сохраним деньги, но экономия энергии будет меньшей.

Экономический анализ различных уровней энергопотребления при стоимостных характеристиках энергии и теплообменных аппаратов:

$$\text{Стоимость энергии} = 95040 \text{ \$/ (МВт}\cdot\text{год)}, \quad (7.1)$$

$$K_{3T} = 12900 + 1005(A)^{0,83} \text{ \$}, \quad (7.2)$$

где A – площадь теплообменной поверхности (в м^2), показан в таблице 7.1.

Таблица 7.1. Энергосбережение благодаря реконструкции выполненной с помощью инспектирования (рис. 7.2)

N	Капитальные затраты, \$, миллион	Сохранение, \$ миллион/год	Срок Окупаемости, год
1	0,267	0,167	1,7
2	0,44	0,222	2,0
3	0,726	0,288	2,5
4	1,005	0,32	3,1

Простой расчет показывает, что при реконструкции, предложенной на рисунке 7.2, сохраняется 13% энергии, а срок окупаемости такого проекта – 2 года.

Но действительно ли этот результат хороший и существует ли лучшее решение?

На эти вопросы можно было бы ответить, имея целевые значения основных экономических показателей до проектирования.

Процедура определения целевых значений в проектах реконструкции в пинч-технологии аналогичны процедуре определения целевых значений при выполнении нового проекта. Проектировщик начинает с построения составных кривых рассматриваемого процесса. Далее, используя алгоритм определения целевых значений для площади теплообменной поверхности, рассмотренный нами в главе 4, проектировщик, используя потоковые данные, строит функциональную зависимость необходимой площади теплообменной поверхности от величины энергии, потребляемой в процессе, с

помощью изменения значения ΔT_{\min} при вычислениях целевых энергетических значений (рис.7.3).

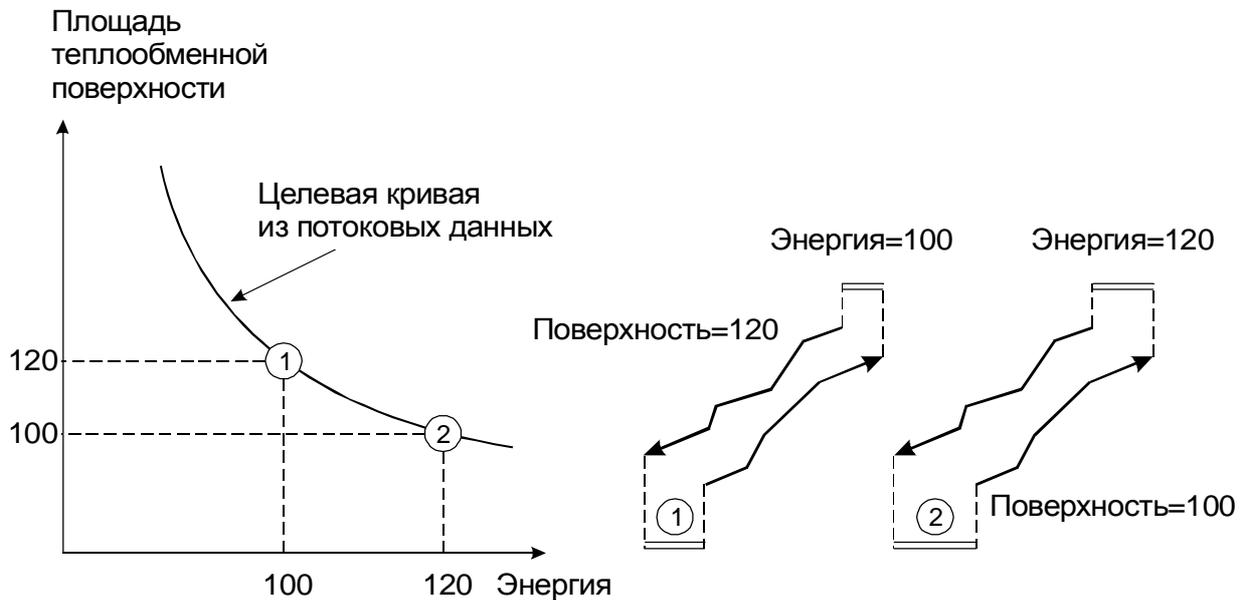


Рис. 7.3. Целевая кривая реконструкции зависимость (поверхность – энергия) получается непосредственно из потоковых данных процесса

На рисунке 7.4 построена такая зависимость для некоторого рассматриваемого проекта. Точка А на этой кривой представляет случай близко расположенных составных кривых (малое значение ΔT_{\min}). Для проекта, соответствующего точке А, наблюдаются как большой уровень сохранения энергии, так и значительные инвестиции в поверхность теплообмена. Точка С соответствует процессу с широко раздвинутыми составными кривыми. Здесь наблюдается низкий уровень сохранения энергии при меньших капитальных затратах на поверхность теплообмена. Точка В показывает оптимальный базовый (начальный) проект с минимальными приведенными затратами.

Область, находящаяся ниже целевой кривой, отмечена как недопустимая. Невозможно создать проект с показателями лучше, чем целевые значения (строгое заключение для однородных коэффициентов теплоотдачи).

Сейчас нам необходимо ответить на вопрос, где расположен проект существующей тепловой сети ХТС, которую необходимо модифицировать? В большинстве случаев такой проект будет находиться выше целевой кривой, например в точке X (рис. 7.4), потому, что в существующих проектах, выполненных без применения пинч-технологии, как правило, инсталлированная поверхность теплообмена используется не лучшим образом, или, говоря другими словами, эти проекты не сохраняют столько энергии, сколько могли бы сохранить.

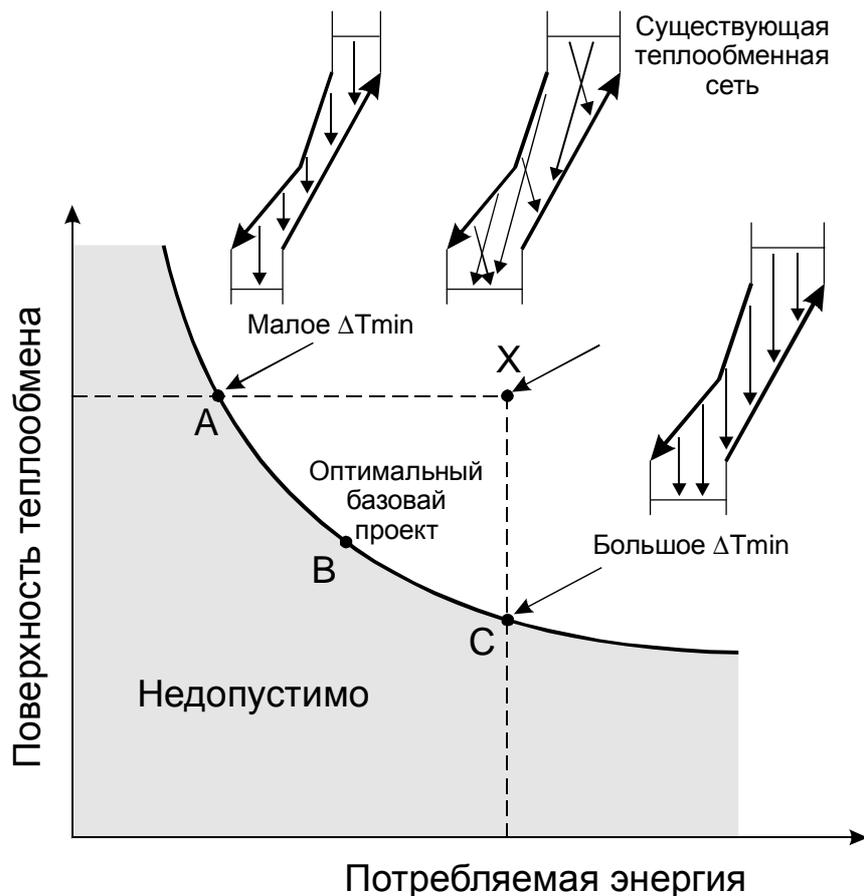


Рис. 7.4. Расположение различных проектов относительно целевой кривой

Очень часто предполагают, что проект реконструкции ХТС должен соответствовать целевым значениям, установленным для базового (нового) проекта, но это предположение лишено здравого смысла. Действительно, разумно ли выбрасывать уже оплаченную поверхность теплообмена, если для оптимального базового проекта требуется меньшая площадь теплообменной поверхности? Разумнее всего использовать уже существующую поверхность, но более эффективно. Для этого необходимо устранить в системе теплообмена ХТС перекрестный теплообмен и, сдвигая составные кривые, уменьшить потребление энергии от внешних источников. Поэтому идеальной целью для проекта, находящегося в точке X, будет точка А (рис. 7.4). В этой точке будет сохраняться столько энергии, сколько возможно при использовании уже существующей поверхности теплообмена. Однако, при выполнении проектов реконструкции, как правило, имеется некоторый капитал для инвестиций в изменение теплообменной сети с целью увеличения поверхности теплообмена. Это приводит к нелинейному пути реконструкции, подобному тому, который изображен на рисунке 7.5 [17].

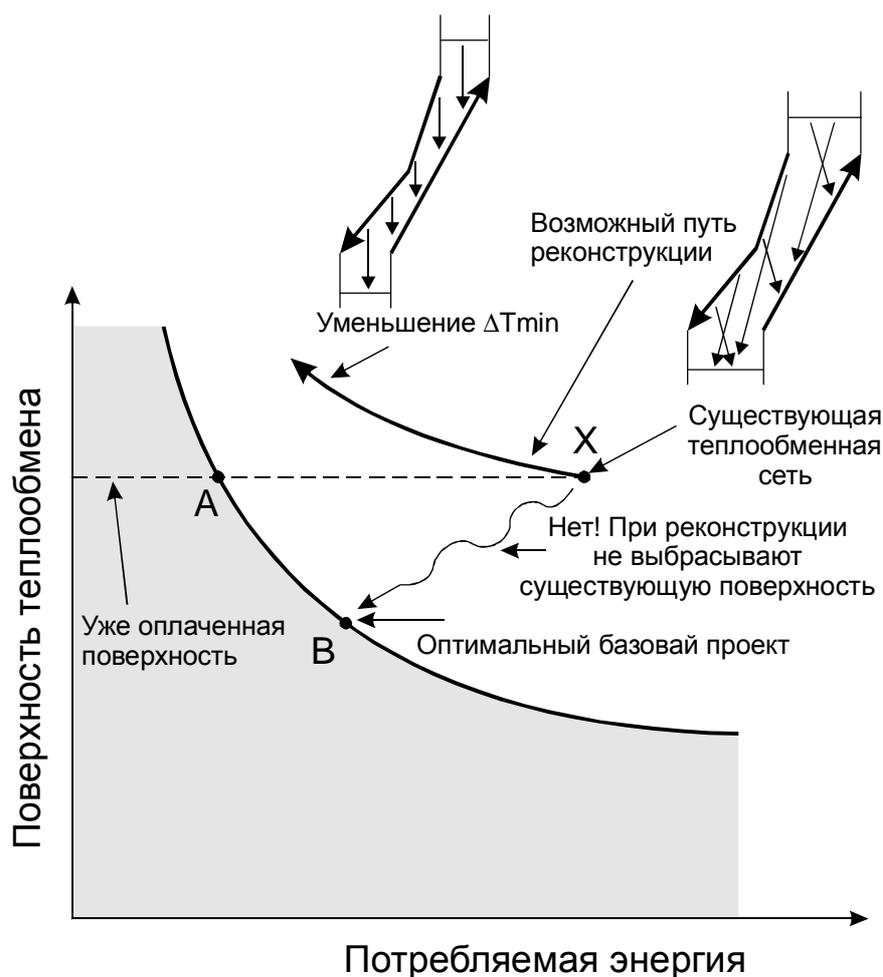


Рис. 7.5. При реконструкции ХТС необходимо пытаться использовать всю существующую площадь теплообмена

Обычно при выполнении проекта реконструкции проектировщику доступны множество различных возможностей изменения действующей технологической смены, что приводит к существованию различных путей реконструкции (рис. 7.6).

Очевидно, что экономическая эффективность каждого из этих путей будет различной. На нижней кривой наблюдаются наименьшие инвестиции для одинаковой величины энергосбережения.

Предположим, что лучшая кривая это та, которая приведена на рисунке 7.6. Форма этой кривой типична. Ее наклон увеличивается с увеличением инвестиций в поверхность теплообмена, а это означает, что период окупаемости увеличивается с увеличением капитальных затрат. Действительно, для того, чтобы уменьшить энергопотребление на одну и ту же величину ΔE , нам каждый раз необходимо площадь теплообменной поверхности увеличивать на все большую величину $\Delta S_2 > \Delta S_1$ (рис. 7.6). Следовательно, для получения одинаковой экономии от энергосбережения при увеличении поверхности теплообмена необходимо увеличивать и инвестиции, что, очевидно в свою очередь, приведет к увеличению срока окупаемости.

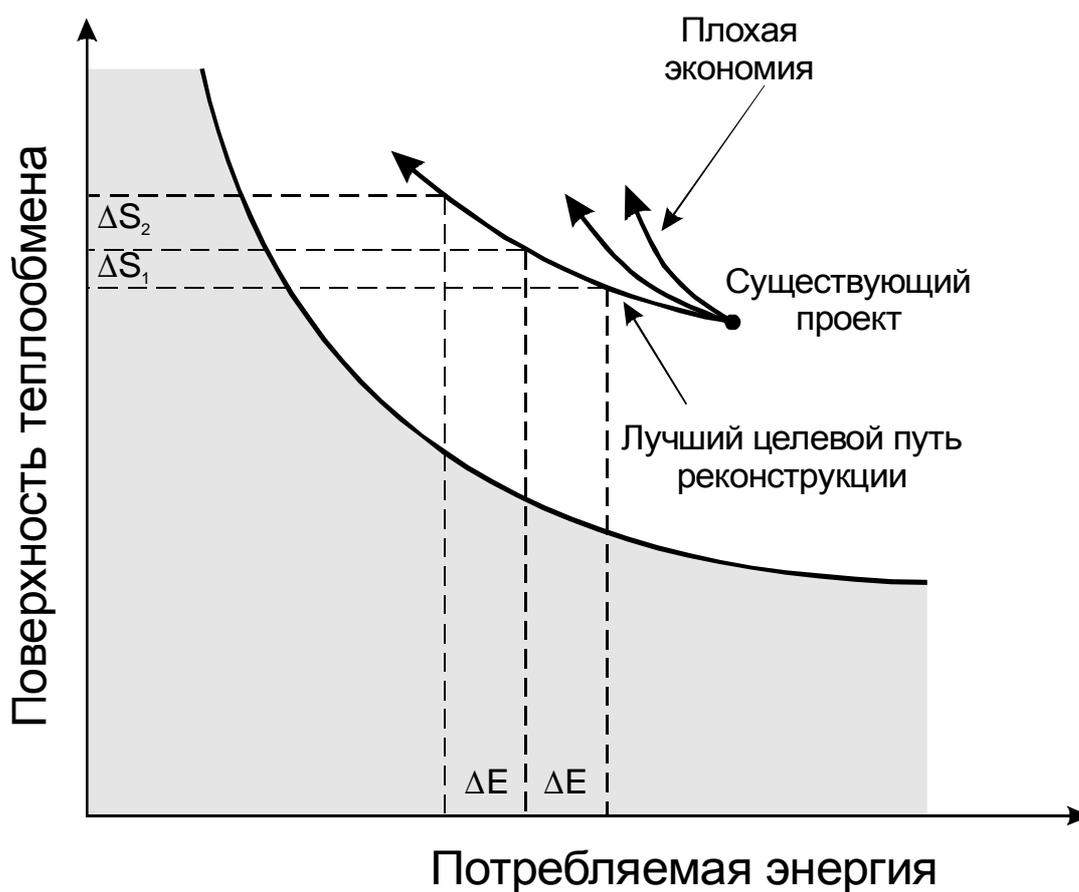


Рис. 7.6. Существуют многие пути реконструкции, но нижняя кривая является лучшим путем

“Лучшая кривая реконструкции” с помощью законов стоимости теплообменной поверхности и стоимости внешней энергии может быть легко преобразована в функциональную зависимость годовой прибыли за счет энергосбережения от величины инвестиций в поверхность теплообмена (рис. 7.7). Эта зависимость называется *целевой кривой экономической эффективности процесса реконструкции*. Графически такая зависимость связывает годовую прибыль от энергосбережения с инвестициями и сроком окупаемости. В проектах реконструкции обычно устанавливаются один из следующих трех критериев – энергосбережение, инвестиции или срок окупаемости. В примере на рисунке 7.7 для величины инвестиций a_1 мы получаем годовую прибыль за счет экономии энергии, равную величине b_1 , а срок окупаемости инвестиций получается равным 1 году. Если мы в качестве целевых значений при выполнении проекта реконструкции возьмем срок окупаемости равный 2 годам, то мы можем получить годовую прибыль равную b_2 при инвестициях в проект равных a_2 (рис. 7.7). Таким образом, мы можем устанавливать действительные цели при создании проектов реконструкции ХТС.

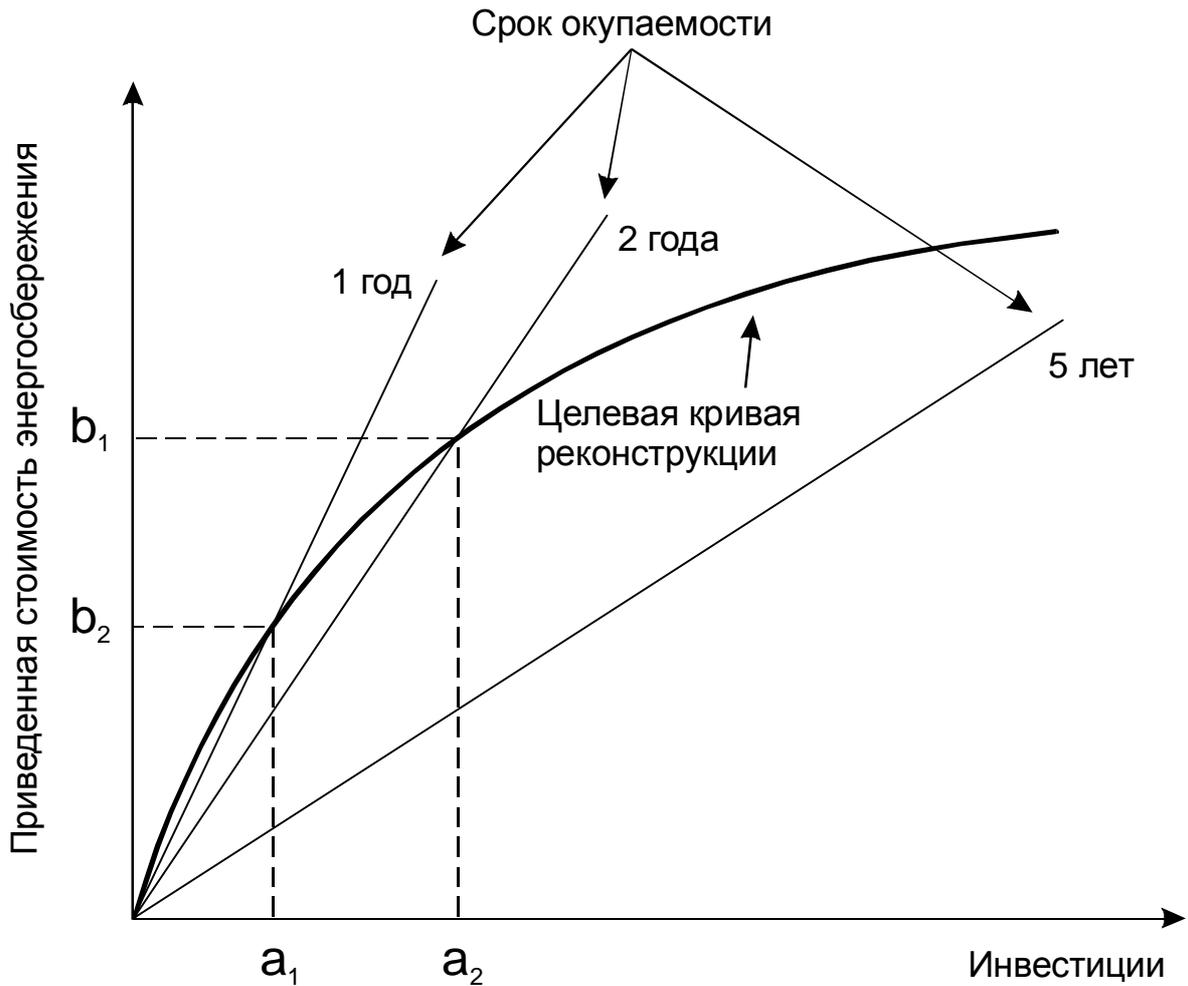


Рис. 7.7. Лучшая кривая реконструкции для зависимости поверхность/энергия может быть преобразована в графическую зависимость годовая прибыль/инвестиции (целевая кривая реконструкции)

К сожалению, ”лучшую кривую реконструкции” в терминах поверхность/энергия очень трудно определить, и, в конечном счете, ее вид может зависеть как от локальных заводских характеристик, так и от внешних связей завода, а также от процессных ограничений.

Если трудно получить явный вид целевого пути реконструкции, посмотрим, можно ли получить какой-нибудь способ оценки эффективности возможного пути реконструкции. Давайте предположим, что теплообменная сеть ХТС после реконструкции будет использовать поверхность теплообмена с той же эффективностью, что и до реконструкции. Поэтому, если существующий проект хороший, то добавление новой поверхности теплообмена не снизит эффективность использования всей поверхности теплообмена.

С помощью целевой кривой реконструкции в терминах поверхность/энергия мы можем ввести коэффициент эффективности использования поверхности α , равный отношению минимально необходимой для

проведения процесса площади теплообменной поверхности (целевой поверхности) к реально используемой площади теплообменной поверхности при существующем потреблении энергии (рис. 7.8):

$$\alpha = \left(\frac{A_{\text{цель}}}{A_{\text{существующая}}} \right) \quad (7.3)$$

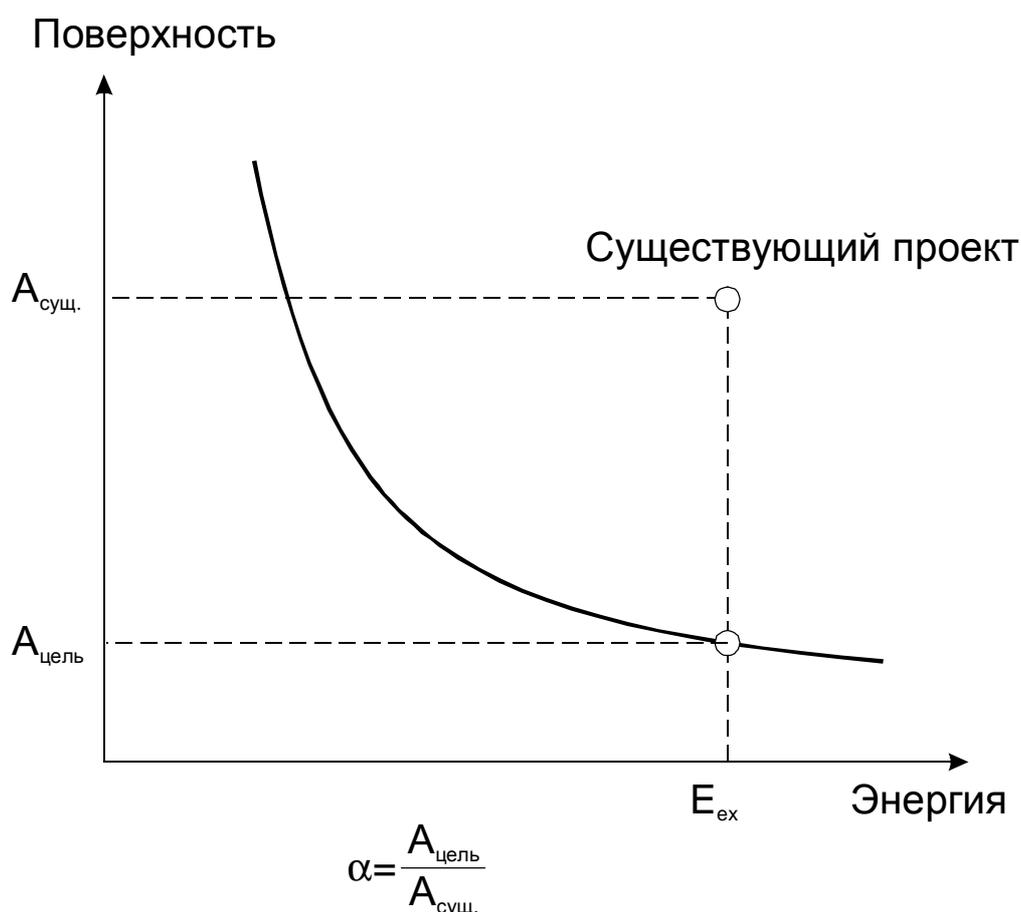


Рис. 7.8. К определению коэффициента “поверхностной эффективности”

Очевидно, что величина α для проектов, встречающихся в практических приложениях, будет, скорее всего, меньше единицы. Если же $\alpha = 1$, то это говорит о том, что в сети рекуперации тепловой энергии нет перекрестного теплообмена между горячими и холодными потоками. Величина $\alpha < 1$ говорит о плохом использовании теплообменной поверхности с большим значением перекрестного теплообмена.

Предположим, что величина α является постоянной для всех допустимых значений величины потребляемой энергии. В результате мы получим кривую, на которой эффективность использования теплообменной по-

верхности постоянна (рис. 7.9). Эта кривая формирует границу для возможного проекта реконструкции ХТС.

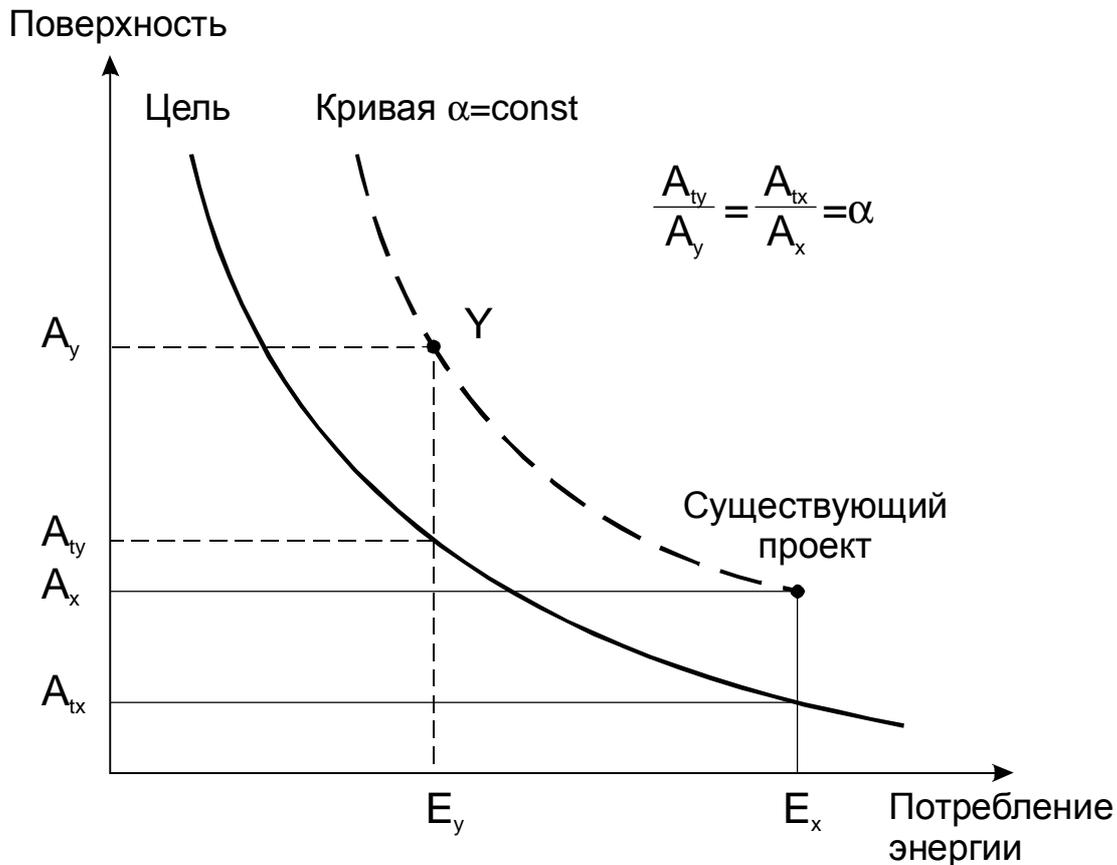


Рис. 7.9. Кривая $\alpha = \text{const}$ создает границу для возможных проектов реконструкции

На плоскости поверхность / энергия мы можем выделить четыре различных области (рис. 7.10):

- Область, которая недостижима для проекта (как для нового проекта, так и для проекта реконструкции);
- Две области, в которых вряд ли можно улучшить экономические показатели ХТС в результате реконструкции;
- Четвертая область – в пределах которой будут находиться хорошие проекты.

Таким образом, мы сейчас имеем границы, в пределах которых будет находиться хороший проект реконструкции. С помощью кривой $\alpha = \text{const}$ мы можем определить, какая прибыль может быть получена для различного уровня инвестиций, в результате чего может быть построена кривая прибыль/инвестиции, т.е. кривая, аналогичная кривой на рис. 7.7.

На рисунке 7.11 построена такая кривая для процесса, изображенно-го на рис. 7.1. На этом же рисунке приведена кривая экономической эффективности проекта реконструкции, выполненного при помощи простой инспекции, а также линия 2-х летнего срока окупаемости. Для величины инвестиций $0,435 \cdot 10^6$ \$ проект, выполненный с помощью инспектирования ХТС, дает прибыль за счет энергосбережения равную 225 000 \$/год. В то же время целевая кривая экономической эффективности показывает возможность сохранить 288 000 \$/год, что на 28% больше, чем при инспекции. Вследствие этого срок окупаемости реконструкции уменьшается до 1,5 года вместо 2 лет. Для двухлетнего срока окупаемости мы получим экономию средств за счет энергосбережения при выполнении проекта пинч- методом более, чем в два раза больше, чем при инспектировании, и равную 480 000 \$/год.

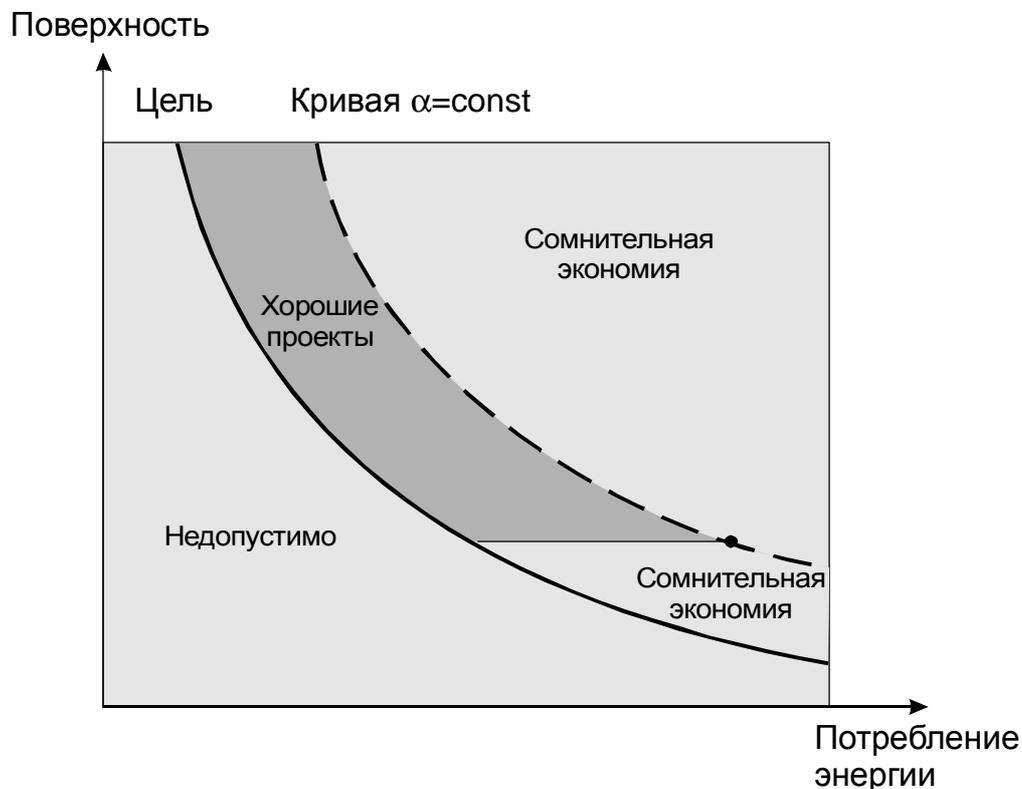


Рис. 7.10. Области различной экономической эффективности для проектов реконструкции ХТС

Имея кривую экономической эффективности проекта, мы можем определить значение ΔT_{\min} , необходимое для создания технологической схемы ХТС методом пинч-анализа. Например, при заданном сроке окупаемости мы определяем по кривой необходимое значение для инвестиций и годовую прибыль в результате энергосбережения. Затем сдвигаем составные кривые так, чтобы энергопотребление уменьшилось на величину энергии, стоимость которой равна годовой прибыли, и по полученному распо-

ложению составных кривых определяем ΔT_{\min} . Для примера на рис. 7.1 и двухлетнего срока окупаемости $\Delta T_{\min} = 19^\circ\text{C}$ (рис. 7.11).

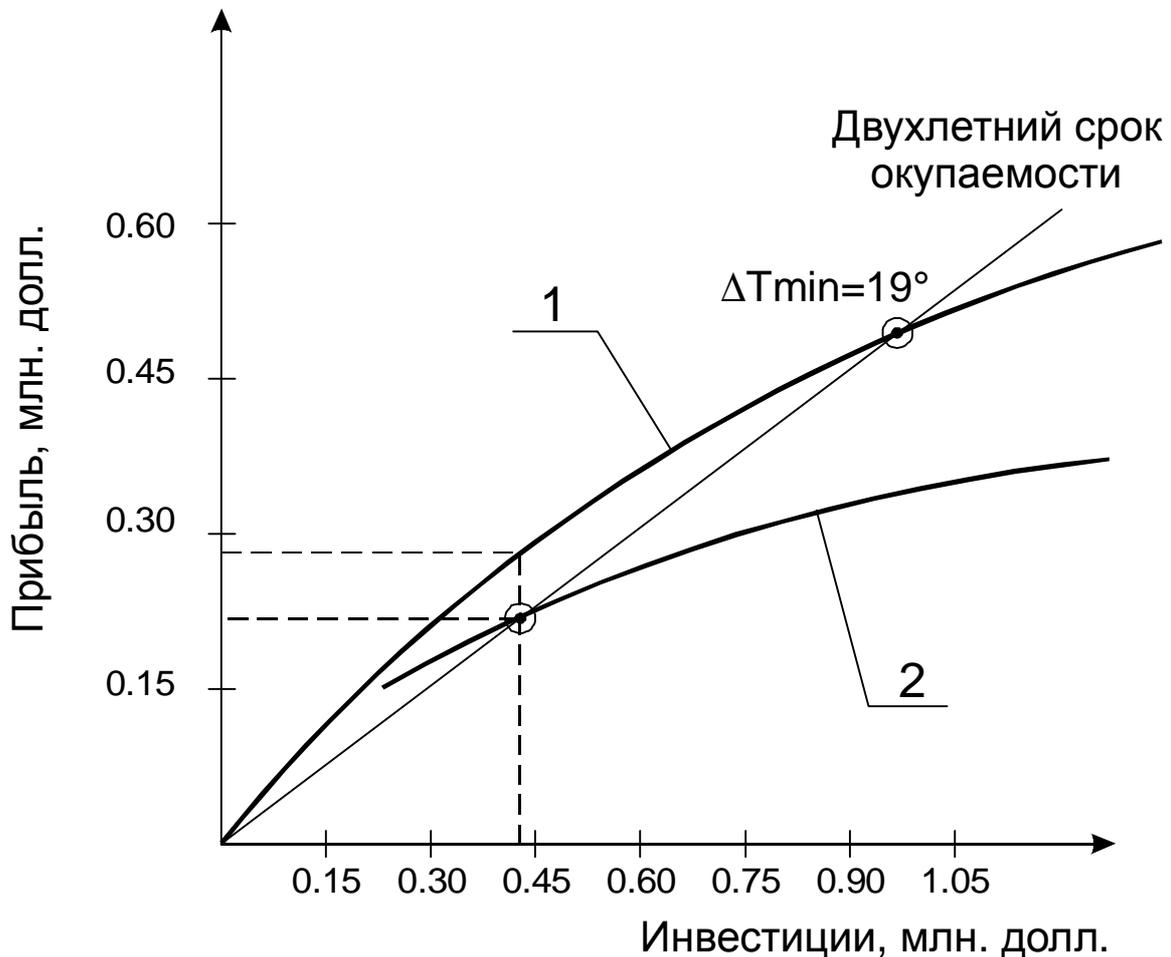


Рис. 7.11. Кривая экономической эффективности проекта реконструкции: 1 – в пинч-методе; 2 – при инспектировании

Более наглядно этот процесс представлен на рис. 7.12. Здесь соотносятся между собой зависимость срока окупаемости от величины инвестиций, которую можно получить с помощью кривой экономической эффективности, как показано на рис. 7.11, а также зависимости экономической эффективности и экономии средств при энергосбережении от ΔT_{\min} . Последняя зависимость получается с помощью составных кривых. В результате такого построения мы, выбирая любой из трех критериев реконструкции: энергосбережение, инвестиции, срок окупаемости, определяем значения двух оставшихся и величину ΔT_{\min} для выполнения проекта (рис. 7.12).

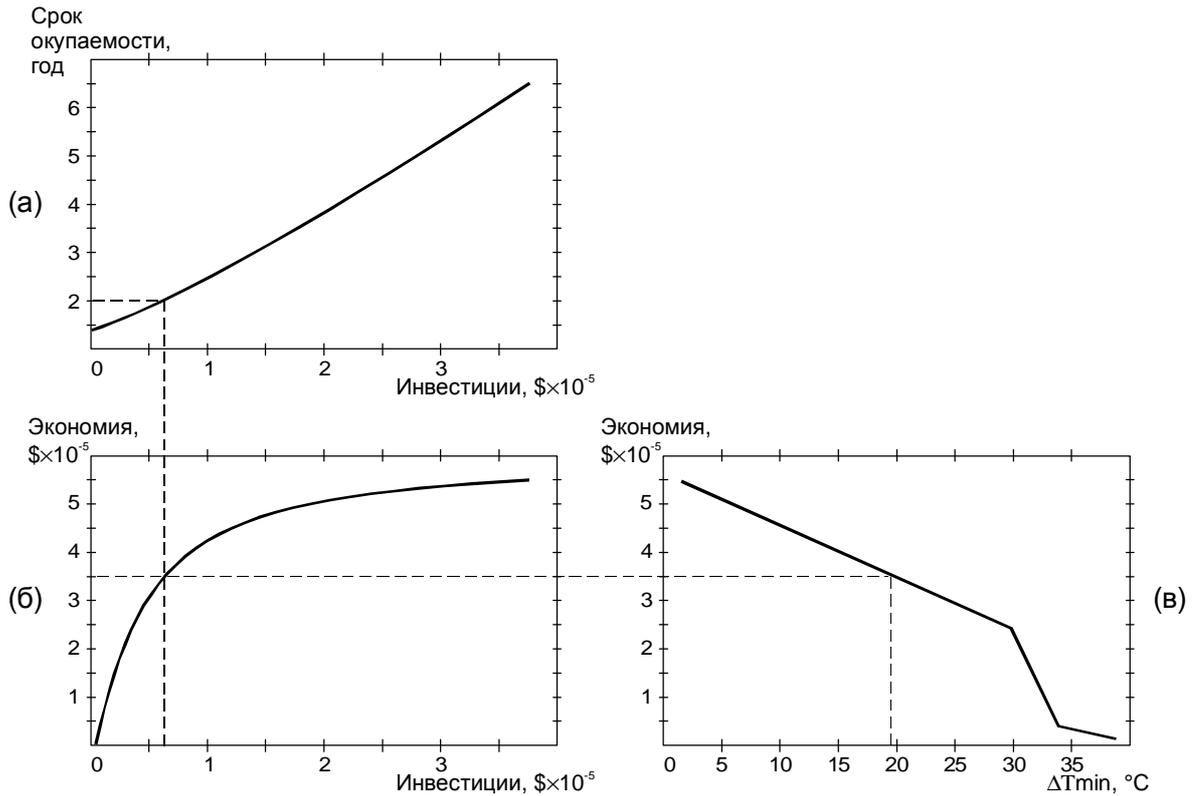


Рис. 7.12. Определение ΔT_{\min} по выбранному критерию реконструкции: а – зависимость срока окупаемости от инвестиций в реконструкцию, полученная пинч-методом; б – кривая экономической эффективности; в – зависимость получаемой прибыли от ΔT_{\min}

7.2. Метод проектирования теплообменных систем при реконструкции ХТС

Мы сейчас рассмотрим основные приемы, применяемые при выполнении проектов реконструкции предприятий, на примере проекта модернизации ХТС, производящей ароматические углеводороды при переработке нефти. Основные данные для технологических потоков процесса приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2. Поточные данные для упрощенной технологической схемы производства ароматических углеводородов, приведенной на рис. 7.13.

Поток		Температура, °C		СР, МВт/°C	Коэффициент теплоотдачи, h, Вт/(°C·м ²)
№	Тип	Снабжения	Целевая		
1	2	3	4	5	6
1	Гор.	327	30	0,100	800
2	Гор.	220	160	0,160	500

1	2	3	4	5	6
3	Гор.	220	60	0,060	2000
4	Гор.	160	45	0,200	400
5	Хол.	140	300	0,100	5000
6	Хол.	35	164	0,070	1000
7	Хол.	80	125	0,175	500
8	Хол.	60	170	0,060	200
9	Хол.	140	300	0,200	800

Сеточная диаграмма, потоков и оборудования тепловой сети принципиальной технологической схемы процесса приведена на рисунке 7.13.

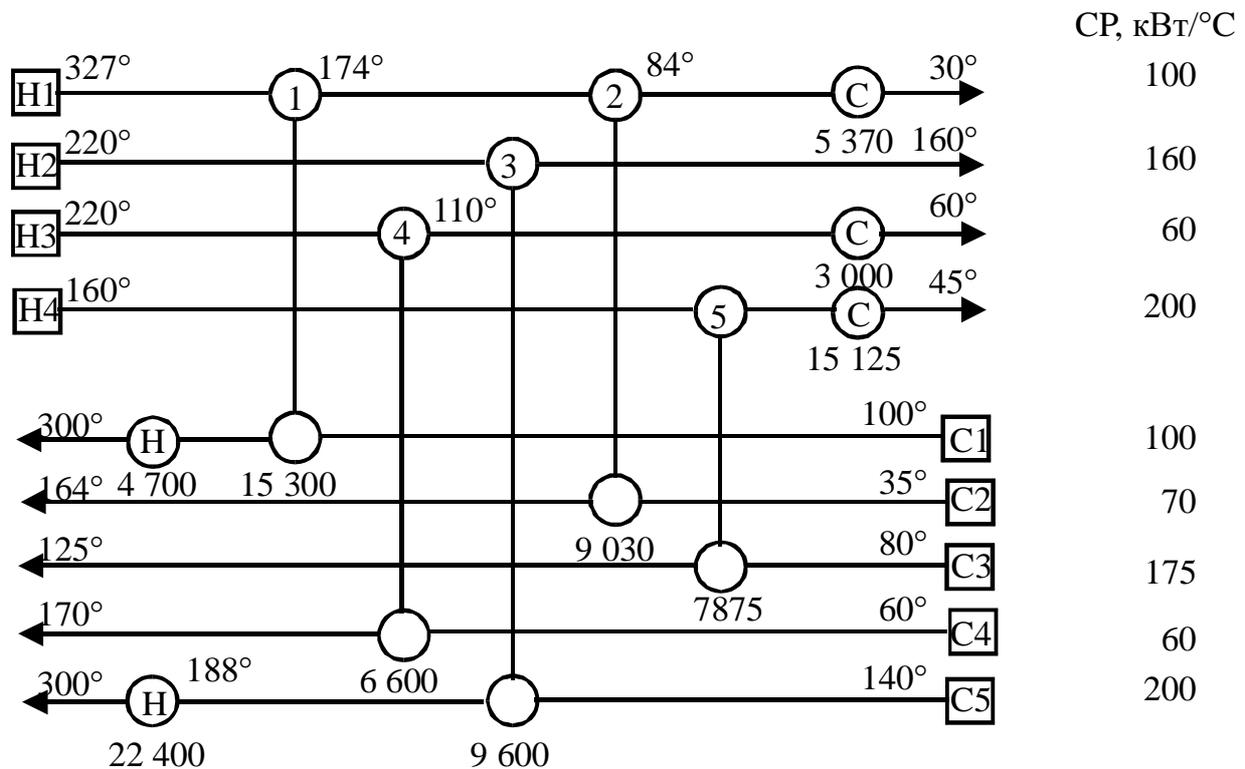


Рис. 7.13. Сеточная диаграмма существующей теплообменной системы ХТС производства ароматических углеводородов

Стоимость топлива и капитальные затраты на поверхность теплообмена выражаются следующими соотношениями:

Стоимость топлива = 3 \$/ГДж,

$$KЗ_T = \begin{cases} 1290 + 1005 A^{0,83}, & 10 < A \leq 300 \text{ м}^2, \\ 378 A, & A > 300 \text{ м}^2. \end{cases} \quad \$ \quad (7.4)$$

Минимальная разность температур в существующей схеме наблюдается на теплообменнике 2 (рис. 7.13) и равна $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$. Энергия, потребляемая рассматриваемым процессом от внешних горячих энергоносителей, равна $\sim 27,1\text{МВт}$, а энергия, отводимая от процесса, равна $\sim 23,5\text{МВт}$ (рис. 7.13).

Построим составные кривые технологических потоков для рассматриваемого процесса (рис. 7.14). Мы видим, что для того, чтобы получить значение горячей утилиты равное $27,1\text{МВт}$, нам необходимо раздвинуть составные кривые так, чтобы $\Delta T_{\min} \approx 40^\circ\text{C}$. Наблюдаемое значение на действующем производстве 10°C говорит, что поверхность теплообмена в существующей сети используется очень неэффективно при большом значении перекрестного теплообмена.

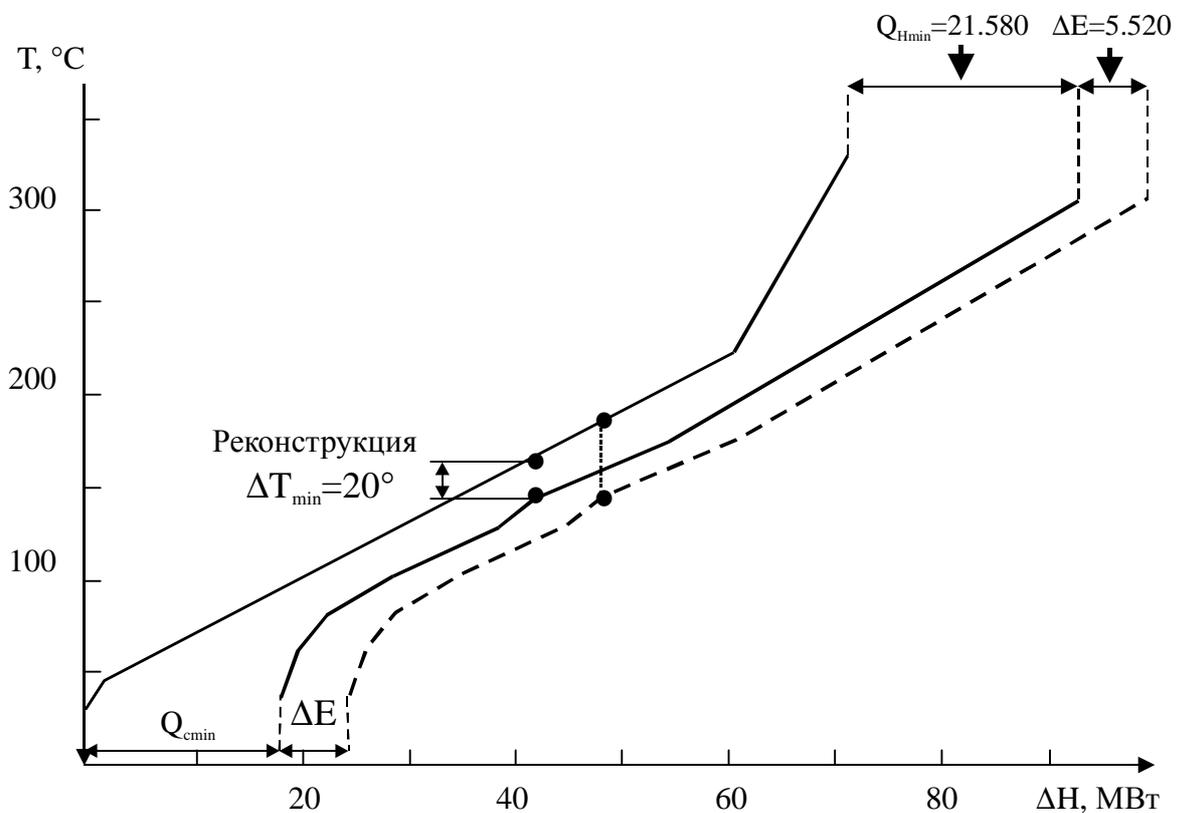


Рис. 7.14. Составные кривые для потоковых данных из таблицы 4.2

Если на сеточной диаграмме потоков сместить пинч-температуры для $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$ и расположить действующие теплообменники с учетом разделения на пинче (рис. 7.15), мы увидим, что четыре теплообменника из пяти переносят энергию через пинч, что делает существующую схему крайне неэкономичной.

Далее, используя составные кривые, соотношение (7.4) и описанный ранее метод определения целевых значений для выполнения проектов ре-

конструкции, мы можем построить целевую кривую экономической эффективности проекта (рис. 7.16).

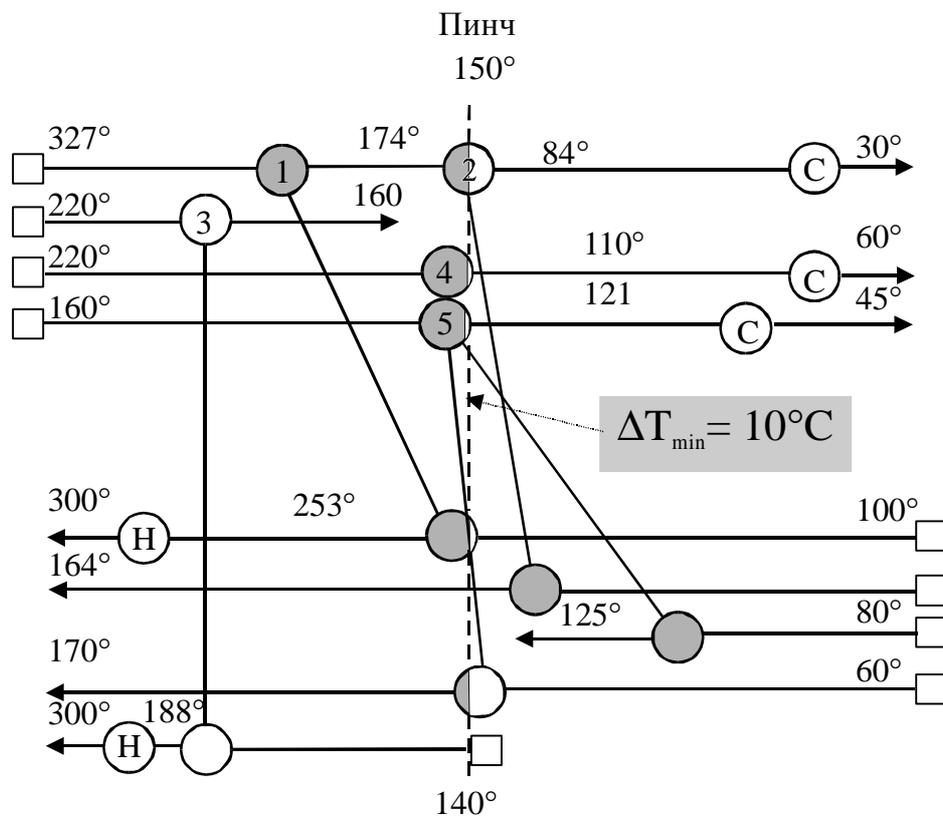


Рис. 7.15. Сеточная диаграмма с разделением на пинч для существующей технологической схемы ХТС при $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$

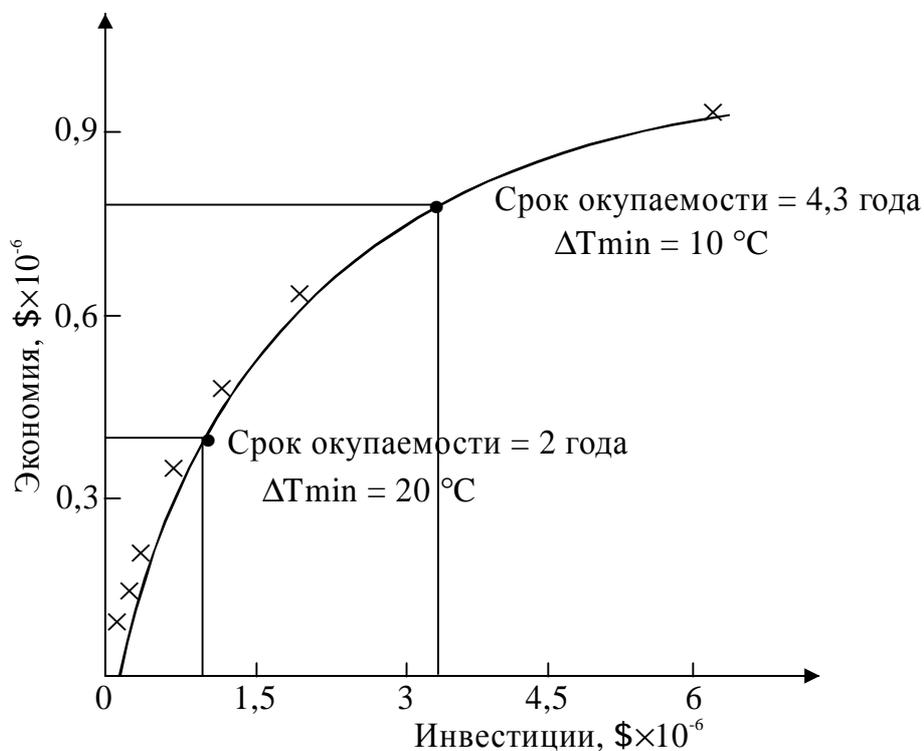


Рис. 7.16. Целевая кривая экономической эффективности проекта реконструкции процесса производства ароматических углеводородов

С помощью этой кривой и составных кривых мы можем определить, что, если выполнить реконструкцию сети теплообмена для $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$, срок окупаемости составит 4,3 года, т.е. является непозволительно большим для современных методов энергосбережения. Если мы зададимся сроком окупаемости 2 года, то получим годовую экономию за счет энергосбережения, равную 398000\$ при необходимых инвестициях ~ 800000 \$ и $\Delta T_{\min} = 20^\circ\text{C}$.

Сейчас снова нарисуем сеточную диаграмму с разделением на пинче для $\Delta T_{\min} = 20^\circ\text{C}$ (рис. 7.17). В данном случае энергию через пинч переносит три теплообменника. Величина энергии, передающейся поперек пинча, равна уменьшению нагрузки на горячие внешние энергоносители, которую мы должны получить после выполнения проекта реконструкции.

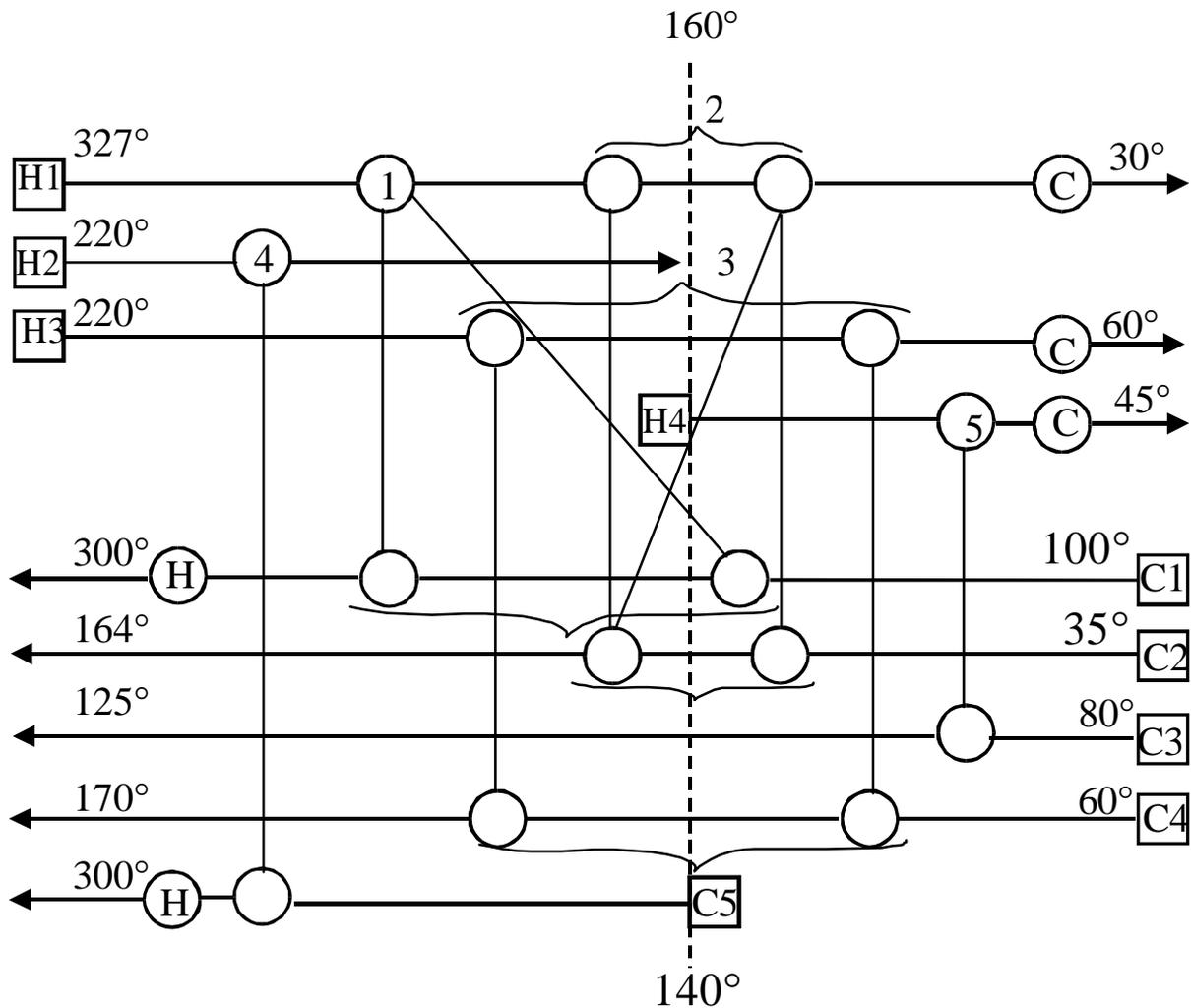


Рис. 7.17. Сеточная диаграмма процесса получения ароматических углеводородов с разделением на пинче при $\Delta T_{\min} = 20^\circ\text{C}$

Для описания метода создания проектов реконструкции нам необходимо вспомнить основные этапы пинч-метода проектирования новых проектов ХТС:

1. Деление задачи на пинче;
2. Начинаем на пинче и двигаемся в сторону от него;
3. Начинаем с потоков, у которых CP максимально;
4. Следим за выполнением $CP_{out} \geq CP_{in}$;
5. Сначала делаем все возможные размещения теплообменников на пинче;
6. Максимизируем нагрузку на всех пинч-размещениях;
7. Заполняем остаток.

Более того, мы можем все эти основные этапы суммировать в четырех главных пунктах пинч-метода (рис. 7.18).

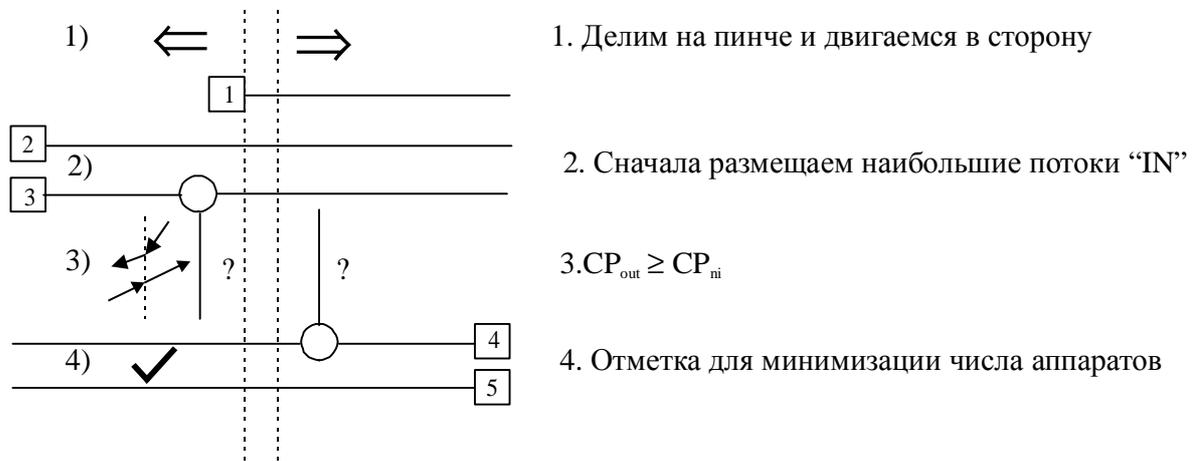


Рис. 7.18. Основные пункты базового метода пинч-проектирования

После того, как мы вспомнили основные этапы базового пинч-метода, посмотрим каким образом можно его развить, чтобы получить эквивалентный по эффективности метод выполнения проектов реконструкции на примере выбранного процесса.

Делим задачу на пинче и рассматриваем ту часть ХТС, которая располагается над пинчем (рис. 7.19). Выше пинча потоками “IN”, т.е. входящими в пинч, являются горячие потоки. Среди них поток H_2 имеет наибольшее значение потоковой теплоемкости $CP_{H_2} = 160$. При нахождении пары для теплообмена среди холодных потоков с потоком H_2 , мы должны следить за выполнением CP -правил, т.е. потоковая теплоемкость холодного потока выше пинча должна быть не меньше потоковой теплоемкости горячего потока. Для потока H_2 таким холодным потоком является только поток C_5 . При создании нового проекта мы просто бы разместили между ними теплообменник и максимизировали нагрузку. Однако для того, чтобы минимизировать число модификаций, при выполнении проектов реконст-

рукции нам необходимо попытаться использовать уже существующие теплообменники и их расположение. Размещение теплообменника Н2 – С5 можно идентифицировать с уже существующим теплообменником 3 (рис. 7.20). Площадь поверхности теплообмена в теплообменнике 3 равна 1222 м^2 , и мы должны рассчитать тепловую нагрузку размещения теплообменника Н2 – С5, его выходные температуры так, чтобы в полной мере использовать всю уже существующую и оплаченную поверхность.

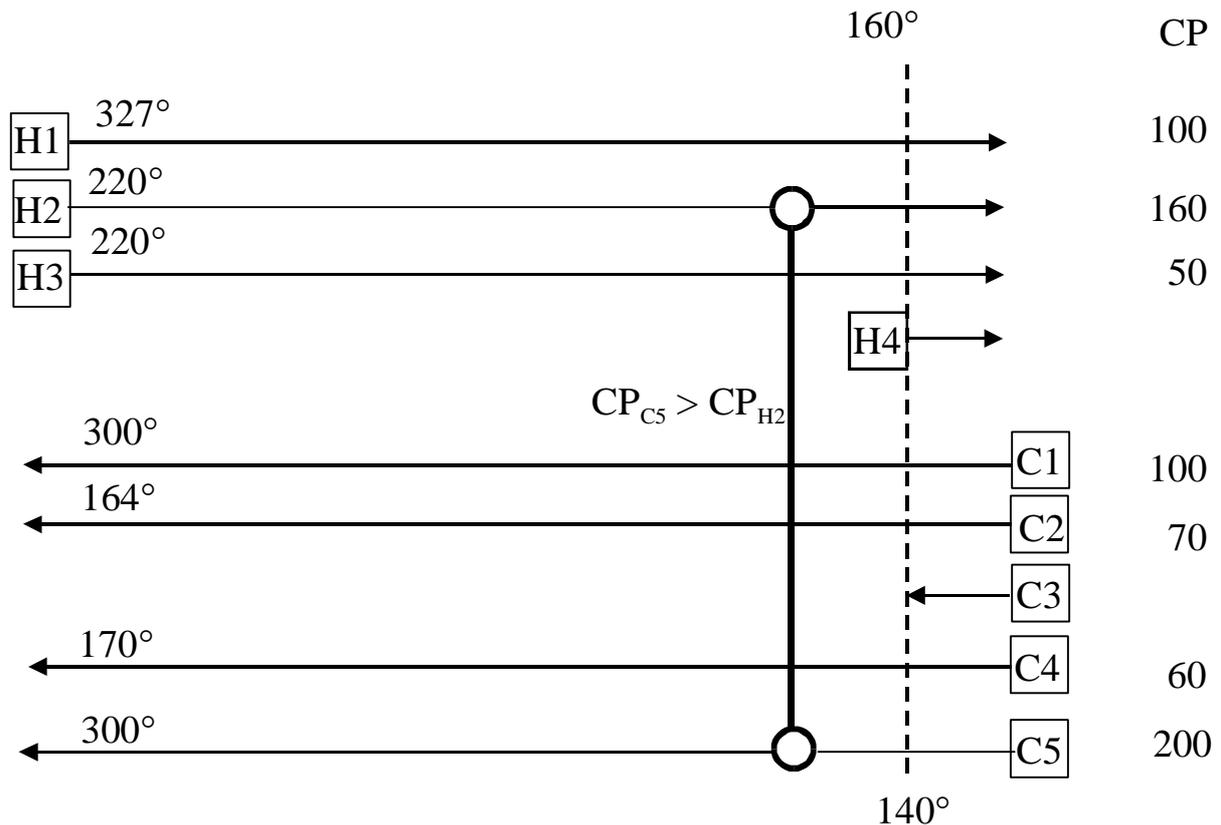


Рис. 7. 19. Выполняем проект реконструкции также, как и базовый, независимо для подсистем, находящихся выше пинча и ниже пинча

Расчет тепловой нагрузки на теплообменнике Н2 – С5 и выходных температур теплоносителей показывает, что он полностью удовлетворяет условию приведения горячего потока Н2 к его пинч-температуре. Тем самым, мы полностью удовлетворяем энергетические требования горячего потока Н2 и отмечаем его “галочкой” (рис. 7.20). В результате мы разместили один существующий теплообменник, и осталось еще четыре для дальнейшего использования.

Следующим потоком, входящим в пинч с наибольшей потоковой теплоемкостью, является горячий поток Н1 со значением $CP = 100 \text{ кВт/}^\circ\text{С}$. Подходящей парой для теплообмена с ним и удовлетворяющей CP правилу будет только поток С1. Размещение теплообменника Н1 – С1 также соответствует уже существующему теплообменнику 1 (рис. 7.21), с площадью

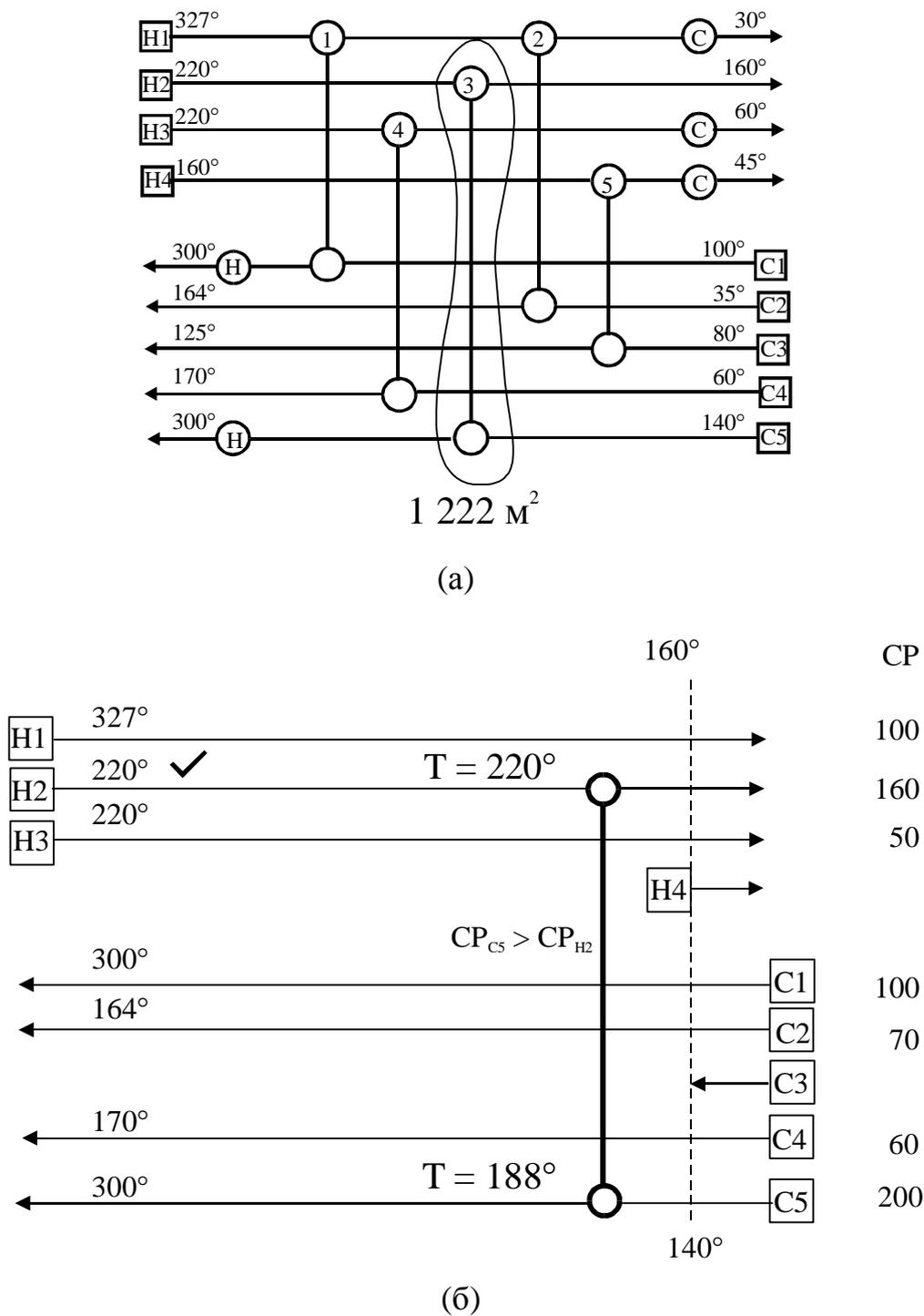


Рис. 7. 20. Размещение H2 – C5 соответствует существующему теплообменнику 3. Для его поверхности вычисляем тепловую нагрузку и температуры, что “отмечает” поток H2. а) существующая теплообменная сеть; б) первое размещение в проекте реконструкции

поверхности теплообмена, равной 300 м^2 . Расчет показывает, что такая поверхность при заданных коэффициентах теплоотдачи (таблица 7.2) и ΔT_{\min}

= 20°C позволяет обеспечить нагрев холодного технологического потока тепловым потоком мощностью 4135 кВт за счет рекуперации энергии горячего технологического потока Н1. Для этой нагрузки определяем температуры теплоносителей на горячем конце теплообменника, это показывает,

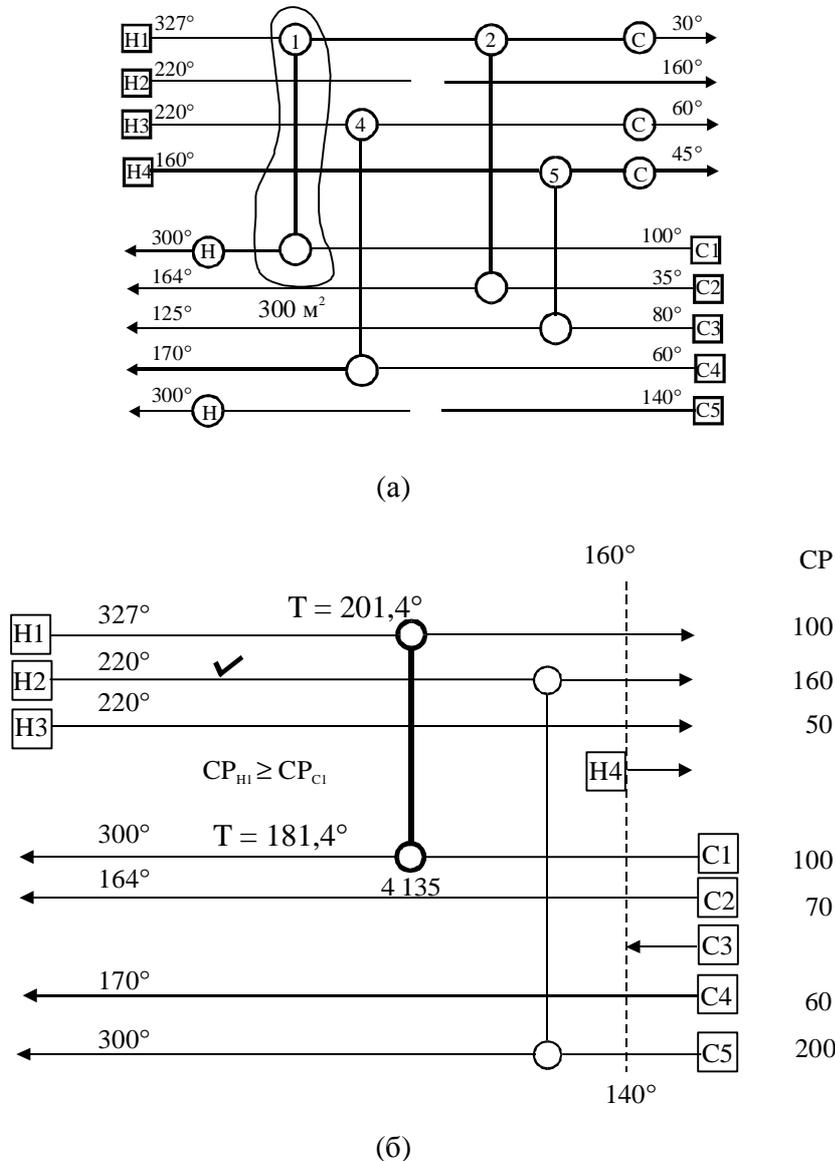


Рис. 7.21. Размещение Н1 – С1 соответствует существующему теплообменнику 1: а) – неразмещенные теплообменники существующей схемы; б) – размещение теплообменников при выполнении проекта реконструкции

что энергетическое требование потока Н1 удовлетворено не полностью. Следовательно, мы не имеем возможности поставить на нем отметку. Таким образом, еще один существующий теплообменник размещен на технологической схеме и осталось в нашем распоряжении еще три.

Последним, входящим в пинч потоком, является поток Н3, чья потоковая теплоемкость равна $CP_{Н3} = 60$. Наиболее подходящим потоком для организации теплообмена, очевидно, будет холодный поток С2 с $CP = 70$

(рис. 7.22). Однако такое размещение теплообменника формирует связь между потоками, которой нет в существующей технологической схеме (рис. 7.22 а). Что мы должны делать в этом случае?

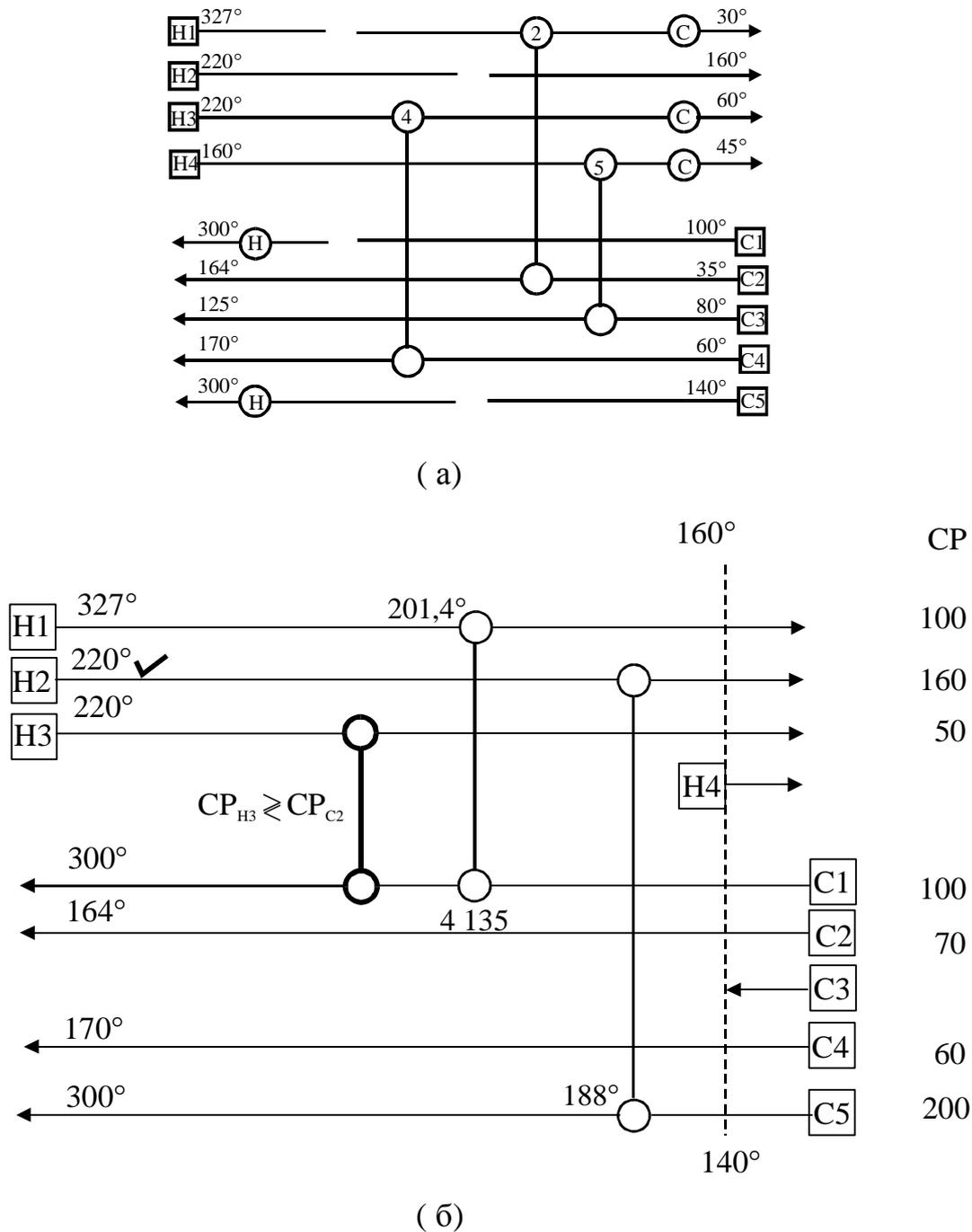
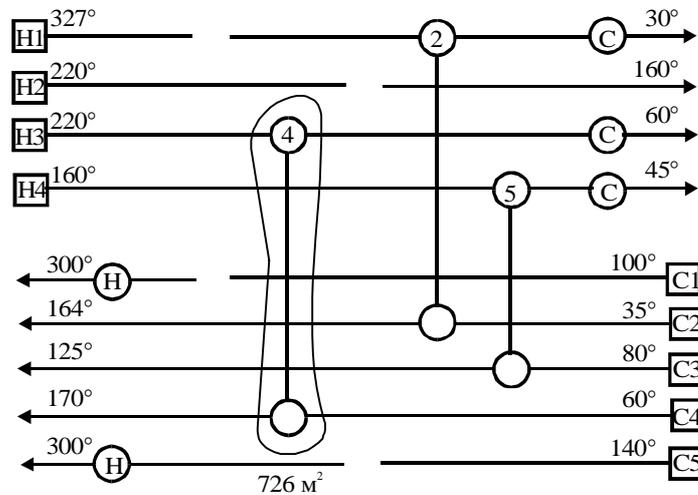


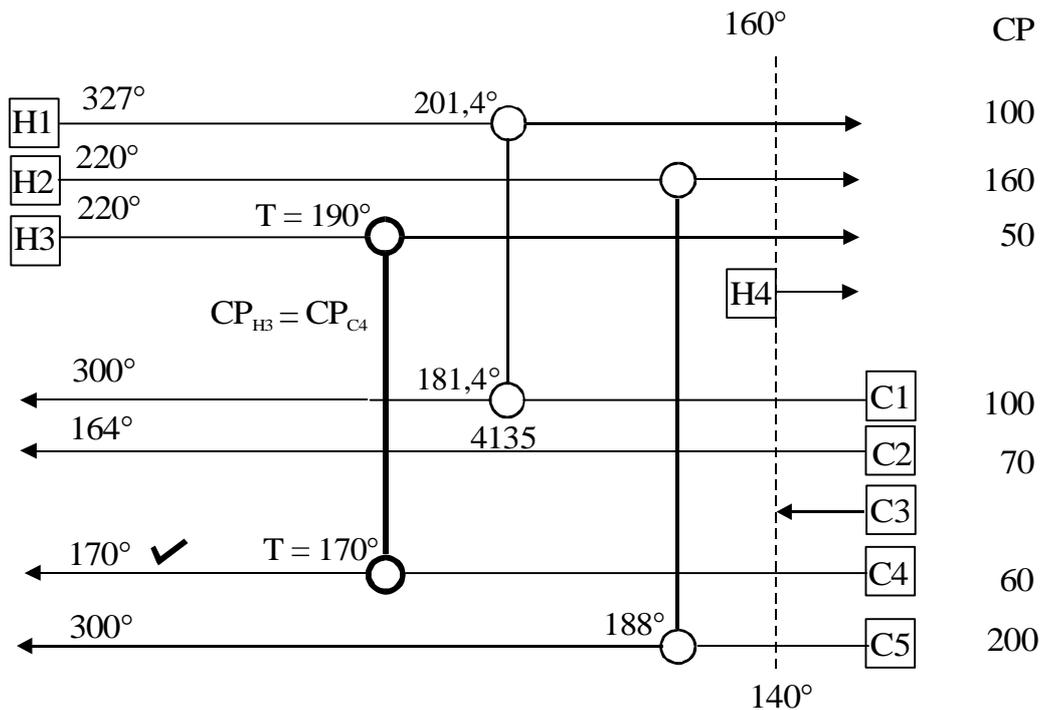
Рис. 7.22. Организация теплообменной связи с последним входящим в пинч потоком: (а) – оставшиеся неразмещенными существующие теплообменники; (б) – связь H3 – C2 несуществующее размещение

Нам необходимо проанализировать все холодные потоки, связь которых с потоком H3 удовлетворяет CP правилам, с целью возможного обнаружения существующего в действующей технологической схеме теплообменника. Таким теплообменником может стать теплообменник 4 (рис.

7.23) между потоками Н3 и С4. Вследствие равенства потоковых теплоемкостей этих потоков теплообменная связь Н3 – С4 удовлетворяет СР правилам. Площадь теплообменной поверхности теплообменника 4 равна



(а)



(б)

Рис. 7.23. Альтернативным размещением может стать существующий теплообменник 4, но его поверхность не может быть полностью использована выше пинча

726 м². Максимальная тепловая нагрузка, доступная для этого размещения выше пинча, недостаточна для использования всей поверхности теплообмена 4-го теплообменника, поэтому мы можем максимизировать тепловую нагрузку на нем, что дает нам возможность поставить “галочку” над потоком С4 (рис. 7.23).

У нас сейчас сделаны размещения теплообменников на всех входящих в пинч потоках для подсистемы ХТС, находящейся выше пинча. Если бы мы создавали новый проект ХТС, то нам оставалось бы только заполнить оставшиеся тепловые нагрузки на потоках, и проект выше пинча был бы завершен. В проектах реконструкции оставшиеся тепловые нагрузки на технологических потоках необходимо заполнять только после того, как мы попытались разместить все существующие теплообменники, и необходимо попытаться это сделать так, чтобы они остались на старых местах. Это не вызовет дополнительных капитальных затрат на модификацию тепловой системы. Более того, если при выполнении проекта выше пинча мы сделали все пинч-размещения и остались незадействованные существующие теплообменники (рис. 7.24), нам необходимо проверить, не являются ли существующие размещения этих теплообменников пинч-размещениями для проекта подсистемы, находящейся ниже пинча.

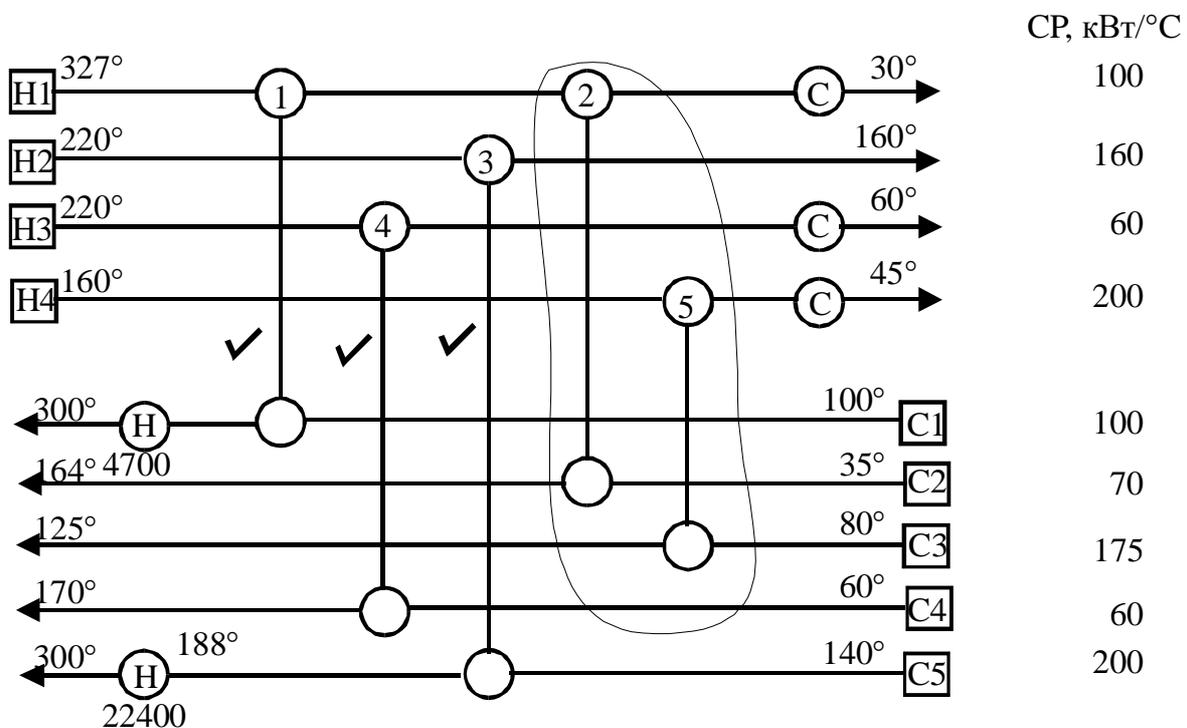


Рис. 7.24. После того, как выполнены пинч-размещения выше пинча (отмеченные теплообменники), необходимо перейти к рассмотрению проекта подсистемы ниже пинча

Сеточная диаграмма технологических потоков подсистемы ХТС, расположенной ниже пинча, показана на рисунке 7.25.

В подсистеме ниже пинча потоками, входящими в пинч, являются холодные потоки. Потоком, имеющим наибольшую потоковую теплоемкость среди холодных потоков, является поток С3 с $CP_{C3} = 175$. Подходящей парой для теплообмена с этим потоком будет только поток Н4, но поток С3 не входит в пинч (рис. 7.26), и в соответствии с пинч критерием ΔT_{min} , температура горячего теплоносителя на горячем конце теплообмен-

ника, размещенного на потоке С3, должна быть не меньше 145°C. Поэтому мы можем рекуперировать энергию потока Н4, охлаждая его до 145°C при теплообмене с другим потоком.

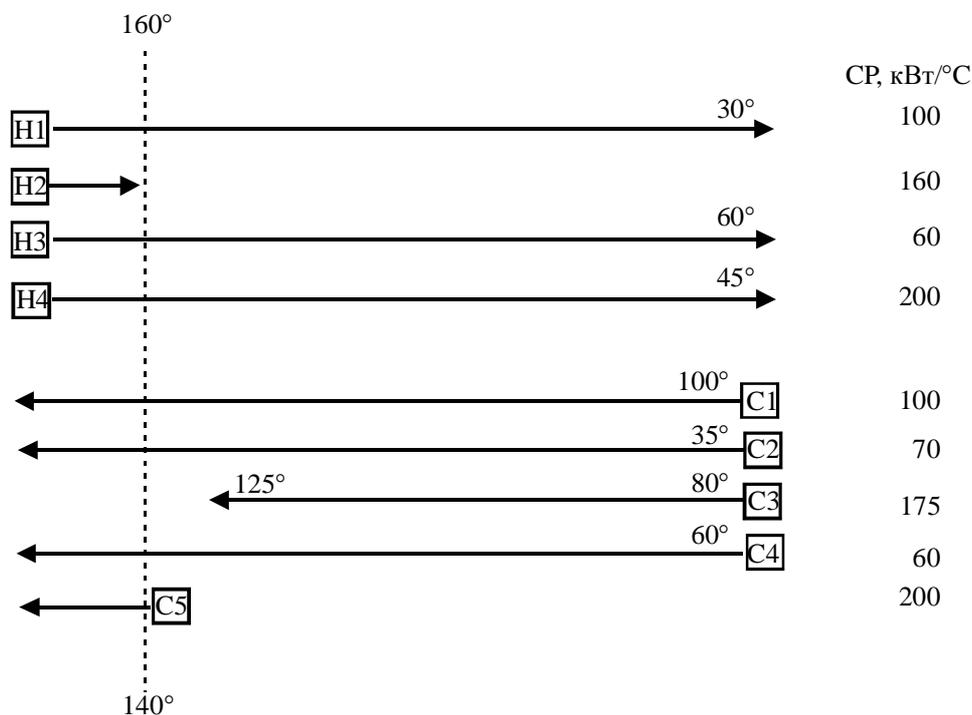


Рис. 7.25. Данные для выполнения проекта ниже пинча

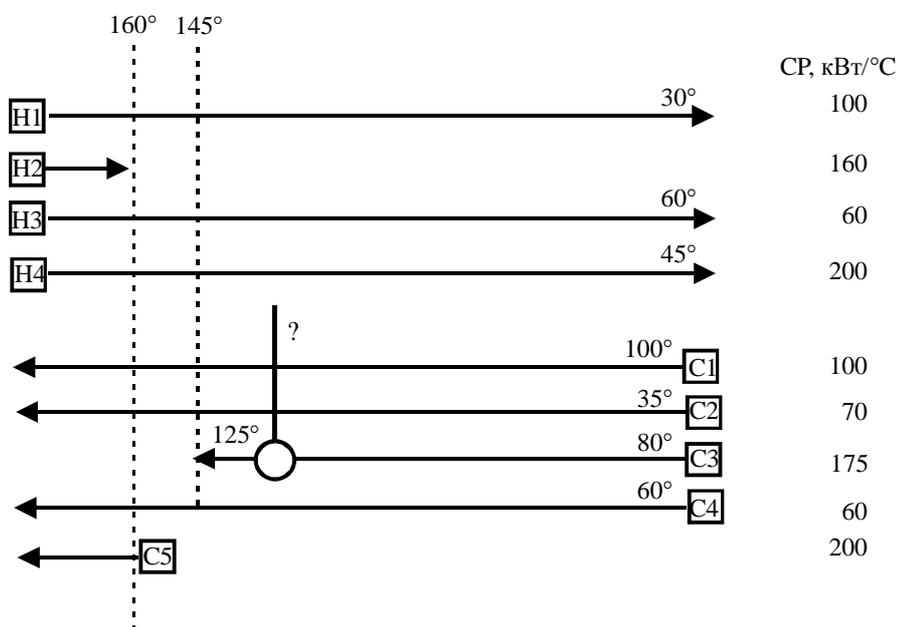


Рис. 7.26. Холодный поток С3 с наибольшей потоковой теплоемкостью не является потоком с наибольшим значением CP_{IN}

Действительно, наибольшим значением потоковой теплоемкости среди потоков, входящих в пинч, обладает холодный поток С1. Поэтому мы устанавливаем теплообменную связь между потоками Н4 и С1 (рис. 7.27).

Теплообменник Н4 – С1 мы должны добавить в систему теплообмена как новый теплообменник, т.к. среди оставшихся в нашем распоряжении существующих теплообменников нет аппарата, который бы соответствовал размещению Н4 – С1 (рис. 7.28). Установить теплообменник мы должны так, чтобы в последствии было возможно осуществить теплообменную связь между потоками Н4 и С3, т.е. поток Н4 должен быть охлажден до 145°C (рис. 7.28).

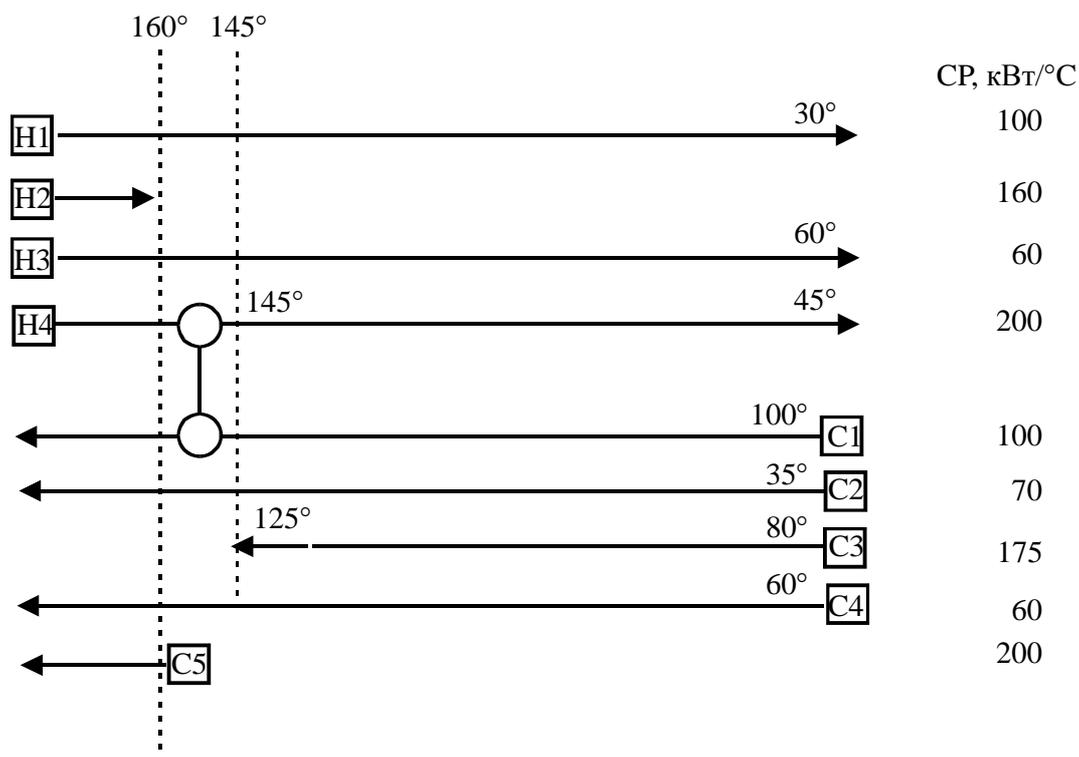
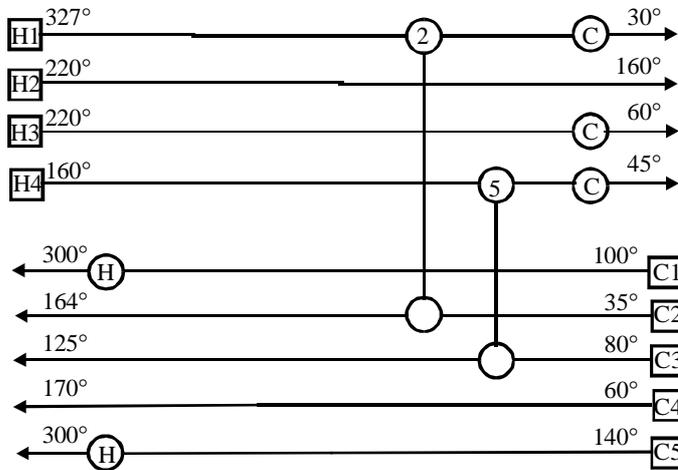


Рис. 7.27. Первым выполняется пинч-размещение на наибольшем потоке “IN

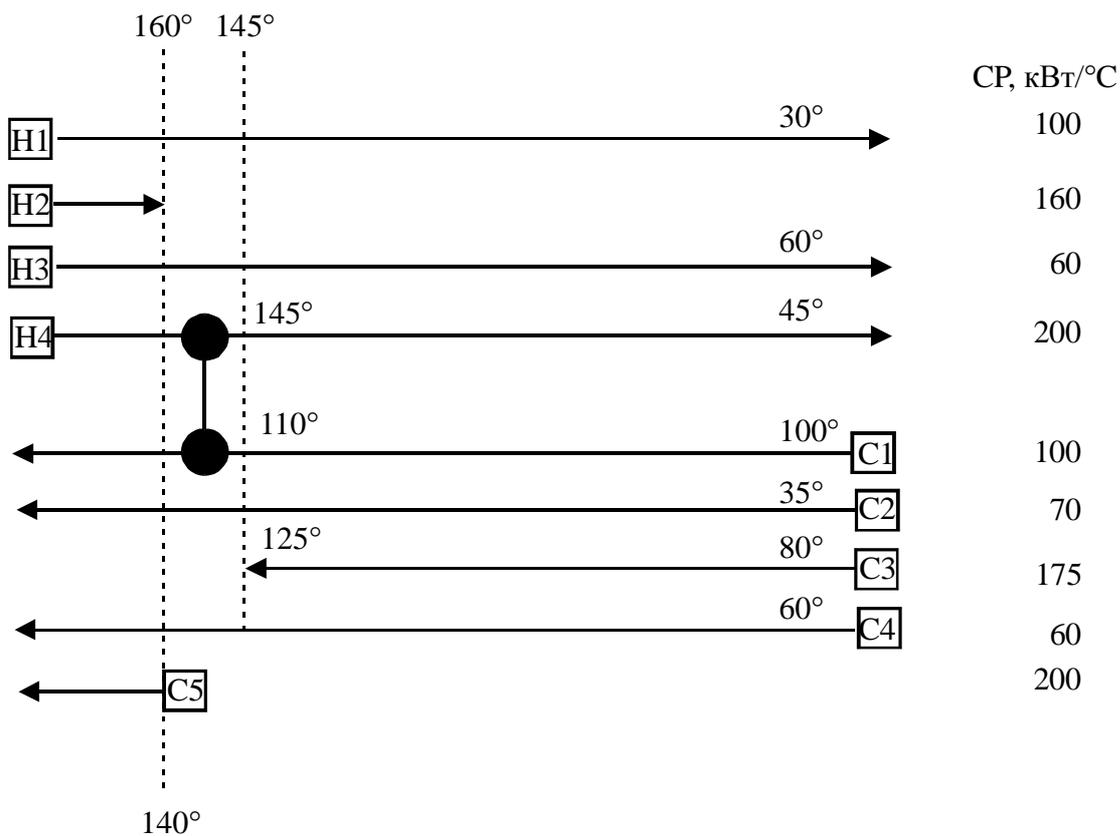
Расчет температур на теплоносителях в теплообменнике Н4 – С1 показывает, что энергетические требования потока С1 будут удовлетворены не полностью, т.к. его температура на входе в теплообменник должна быть равна 110°C (рис. 7.28). Подходящим потоком для организации теплообмена с оставшейся тепловой нагрузкой потока С1 может стать поток Н1, но с температурой теплоносителя, выходящего из теплообменника, равной 130°C .

Следующим по значению величины потоковой теплоемкости, входящим в пинч потоком, является холодный поток С2. Его потоковая теплоемкость равна $CP_{C2} = 100 \text{ кВт}/^{\circ}\text{C}$, и поэтому подходящей парой для теплообмена, не нарушающей CP правила, будет поток Н1 (рис. 7.29). Размещение теплообменника между потоками Н1 и С2 соответствует существующему теплообменнику 2 (рис. 7.29 а) с площадью поверхности теплообмена, равной 831 м^2 . Сделав размещение Н1 – С2, мы можем рассчитать для него тепловую нагрузку, которую может обеспечить существующая по-

верхность теплообмена. Но поскольку нам еще необходимо нагреть холодный поток С1 до 110°С с использованием потока Н1, мы рассчитываем все данные для размещения теплообменника с учетом того, что температура горячего потока на холодном конце должна быть 130°С (рис. 7.29).



(а)



(б)

Рис. 7.28. а – существующие теплообменники, оставшиеся в нашем распоряжении; б – размещение нового теплообменника с учетом возможности дальнейшего использования тепловой энергии потока Н4

Рассмотрим последний из потоков, входящих в пинч. Это холодный поток С4. Его лучше связать с горячим потоком Н3, для которого нет альтернативной связи (рис. 7.30). Для полученного размещения теплообмен-

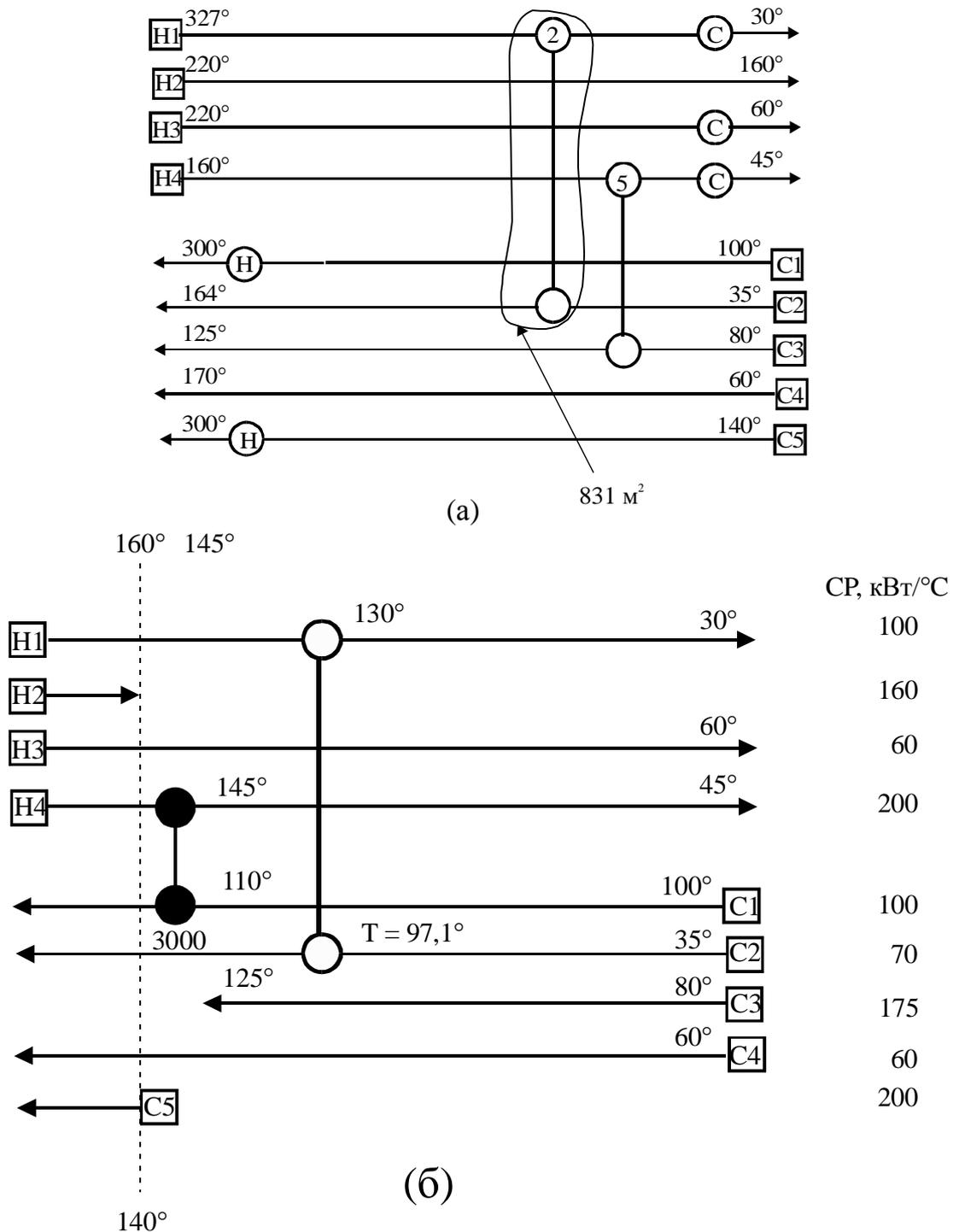


Рис. 7.29. (а) – старые теплообменники, требующие размещения; (б) – пинч-размещение существующего теплообменника ниже пинча

ника Н3 – С4 нет соответствующего существующего теплообменника, поэтому мы можем максимизировать тепловую нагрузку на нем и полностью удовлетворить энергетические требования потока С4 (рис. 7.30).

Давайте вернемся к рассмотрению возможного размещения теплообменника на холодном потоке с наибольшей потоковой теплоемкостью, т.е. потока С3. Ранее мы специально создали возможность для размещения рекуперативного теплообменника между этим потоком и горячим потоком

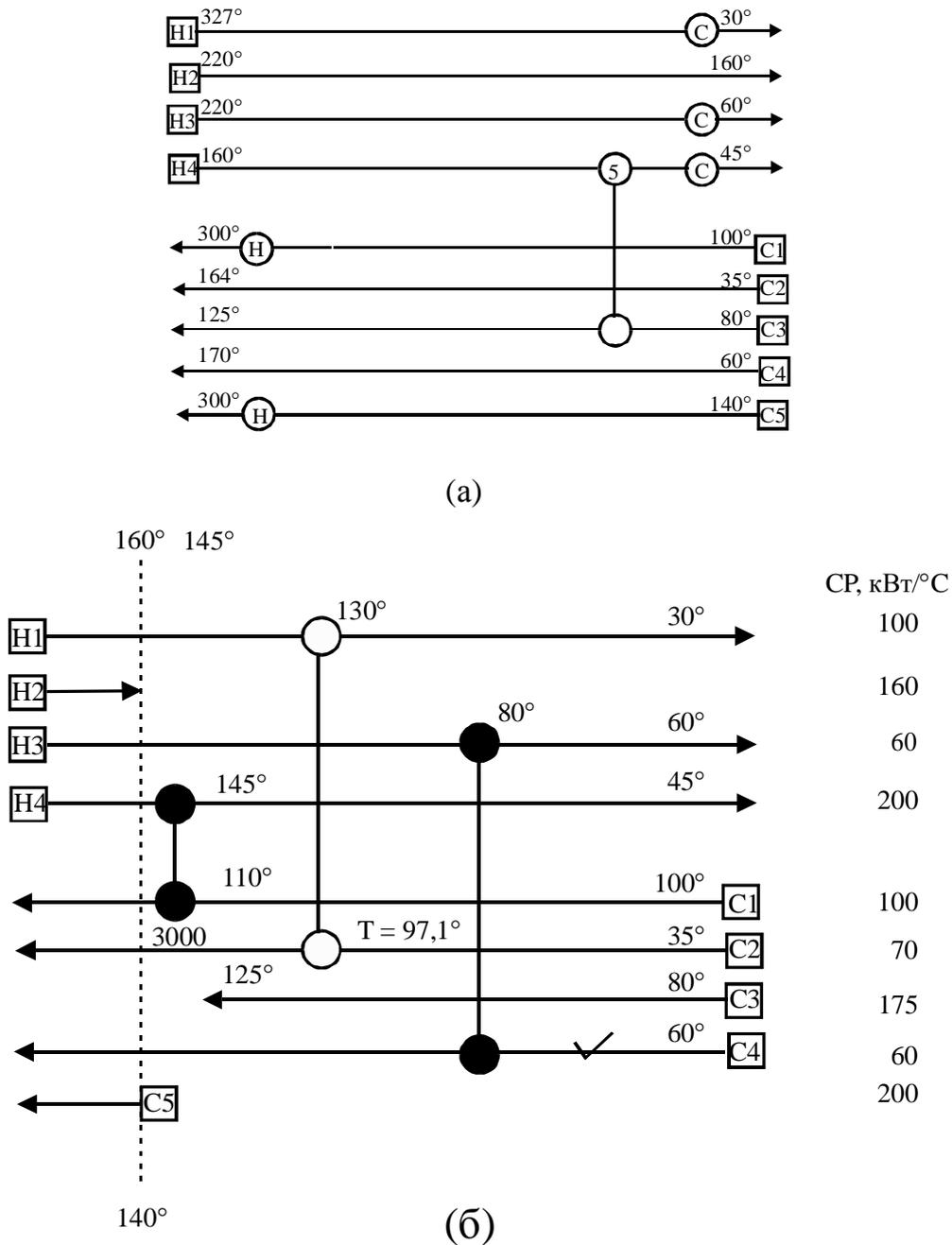


Рис. 7.30. Выполнение последнего пинч-размещения в подсистеме ХТС, расположенной ниже пинча:

- (а) – оставшийся неразмещенным существующий теплообменник;
- (б) – размещение нового теплообменника

Н4. Последний из существующих теплообменников как раз объединяет эти два потока (рис. 7.31). Площадь теплообменной поверхности теплообменника 5 равна 939 м², поэтому максимальную тепловую нагрузку и темпера-

туры теплоносителей для размещения Н4 –С3 мы определяем именно для этой поверхности (рис. 7.31).

Таким образом, мы завершили установку всех уже существующих старых теплообменников (рис. 7.32) и сделали все пинч-размещения выше и ниже пинча, добавив пока при этом только один новый теплообменник ниже пинча Н4 – С3 (рис. 7.28).

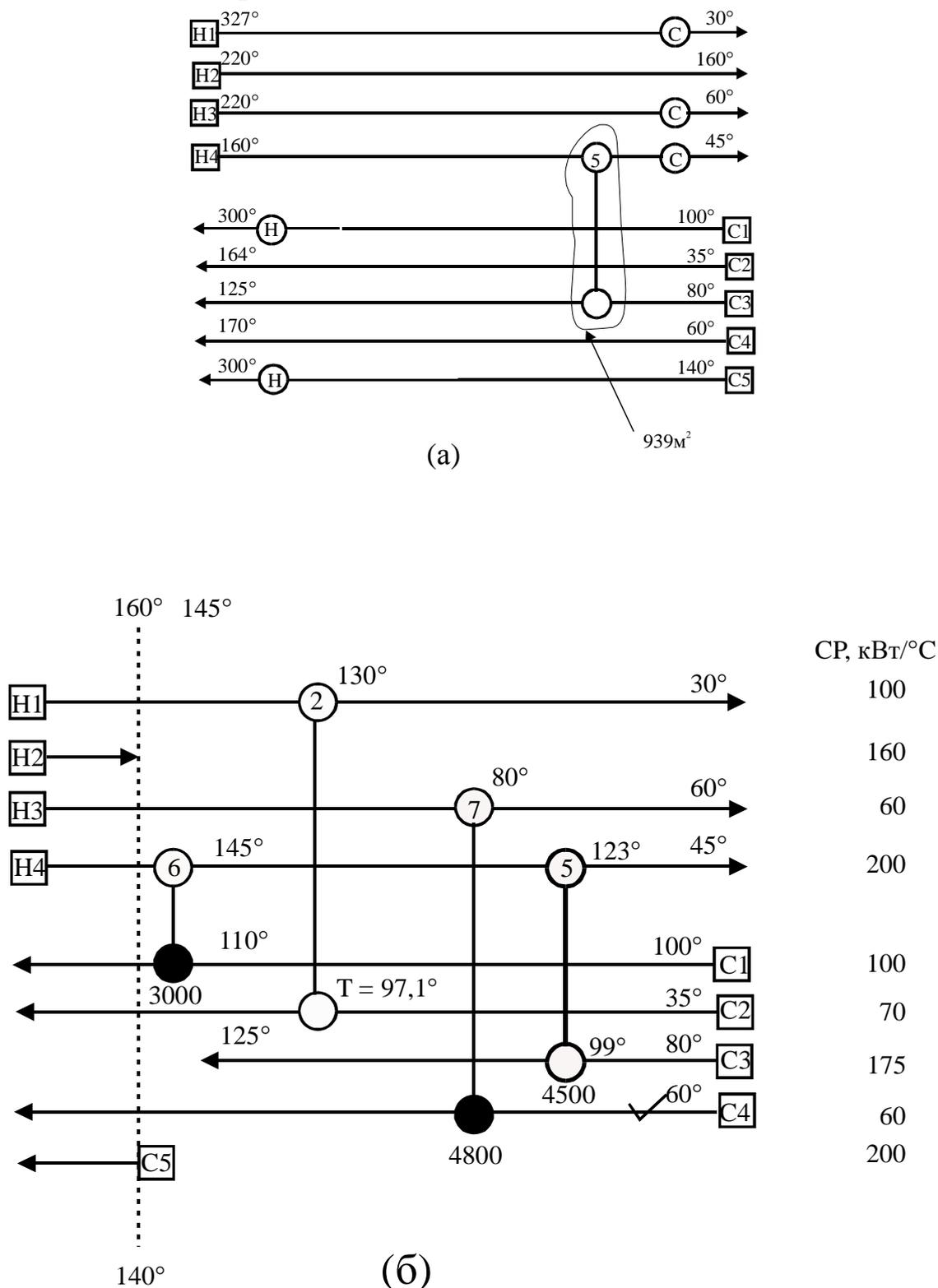


Рис. 7.31. Размещение последнего из оставшихся существующих теплообменников: (а) – неразмещенный теплообменник; (б) – его размещение между потоками Н4 и С3

После того, как размещены все существующие теплообменники и сделаны все пинч-размещения, мы можем приступить к заполнению оставшейся тепловой нагрузки на потоках, применяя правила и методы базового пинч-метода, описанные в первой части. После заполнения оставшихся нагрузок, мы объединяем обе части проекта на пинче и получаем полный проект реконструкции теплообменной сети (рис. 7.33), в котором отсутствует как перекрестный теплообмен, так и перенос тепловой энергии поперек пинча, а это также означает, что достигаются поставленные цели, а именно, энергопотребление рассматриваемого процесса снижено до величины 21,58 МВт, что соответствует $\Delta T_{\min} = 20^\circ\text{C}$. Справедливо и обратное утверждение.

Общее количество рекуперативных теплообменных аппаратов увеличилось с 5 штук до 14, т.е. на 9 аппаратов. Количество утилитных аппаратов не изменилось.

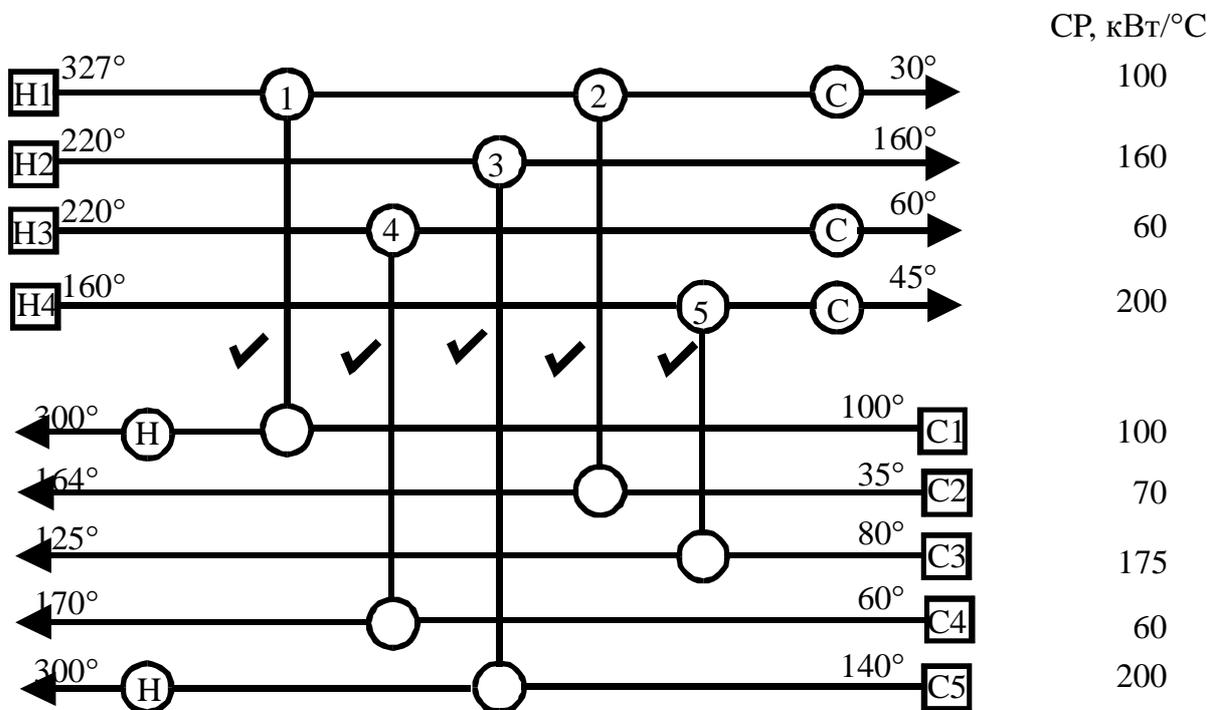


Рис. 7.32. Все существующие теплообменники размещены

Однако, применяя методы оптимизации тепловых схем, описанные в главе 4, мы можем значительно упростить полученную тепловую сеть. Действительно, при внимательном рассмотрении структуры сети теплообменников можно заметить пять циклов (рис. 7.34). Сдвигая нагрузки вдоль циклов, мы увеличиваем эффективность использования теплообменной поверхности и уменьшаем добавленную капитальную стоимость сети. При этом из сети теплообмена исключаются пять теплообменников. Затем, без особого ущерба для общей эффективности рекуперации энергии, можно исключить из сети еще два теплообменника с малой тепловой нагрузкой.

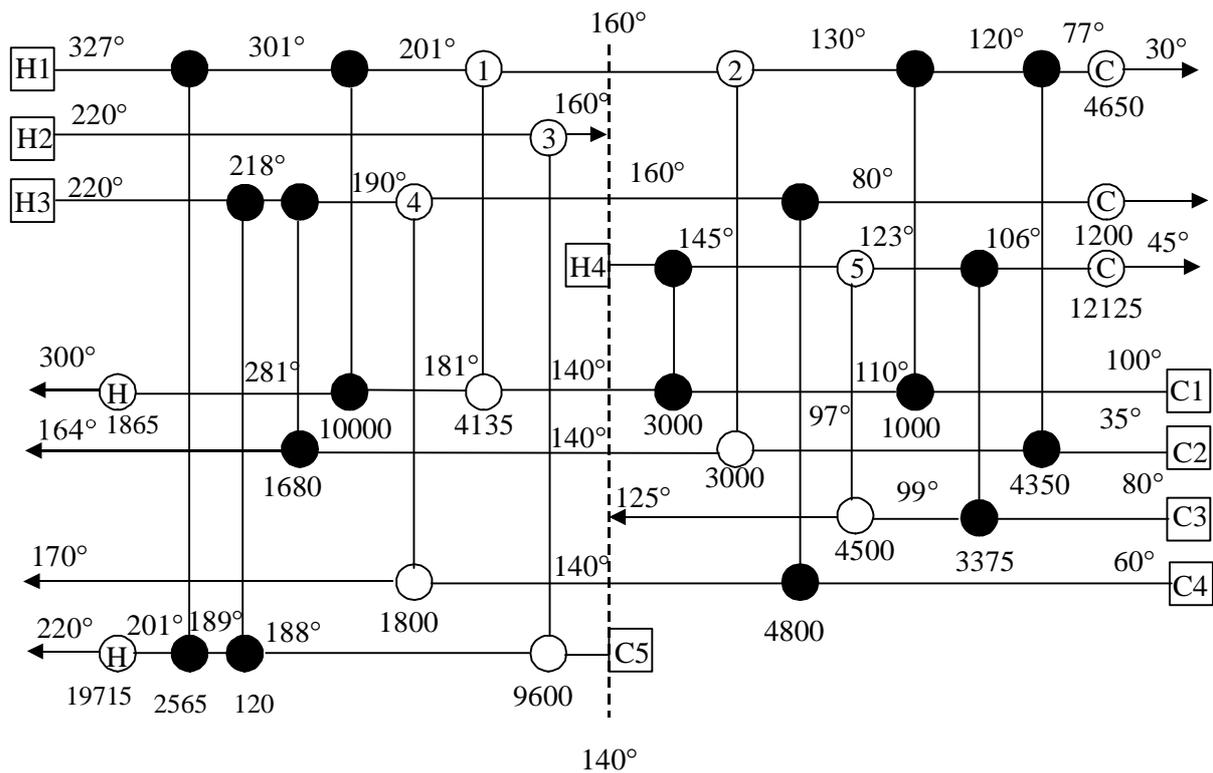


Рис. 7.33. Полный проект реконструкции завода по производству ароматических углеводородов со сроком окупаемости 2 года. Черными кружечками обозначены вновь добавленные теплообменники

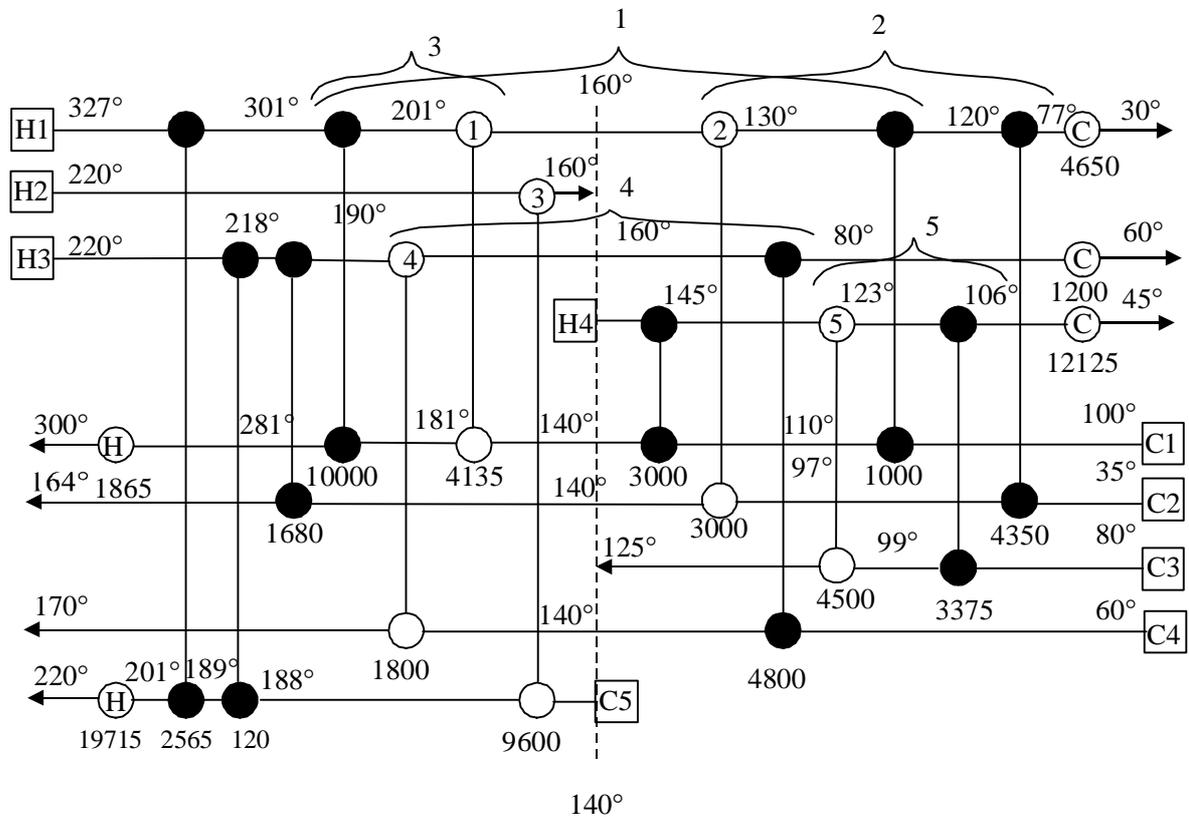


Рис. 7. 34. Пять простых циклов в структуре теплообменной сети

В итоге мы получаем окончательный проект реконструкции, содержащий семь теплообменных аппаратов, т.е. только на два аппарата больше,

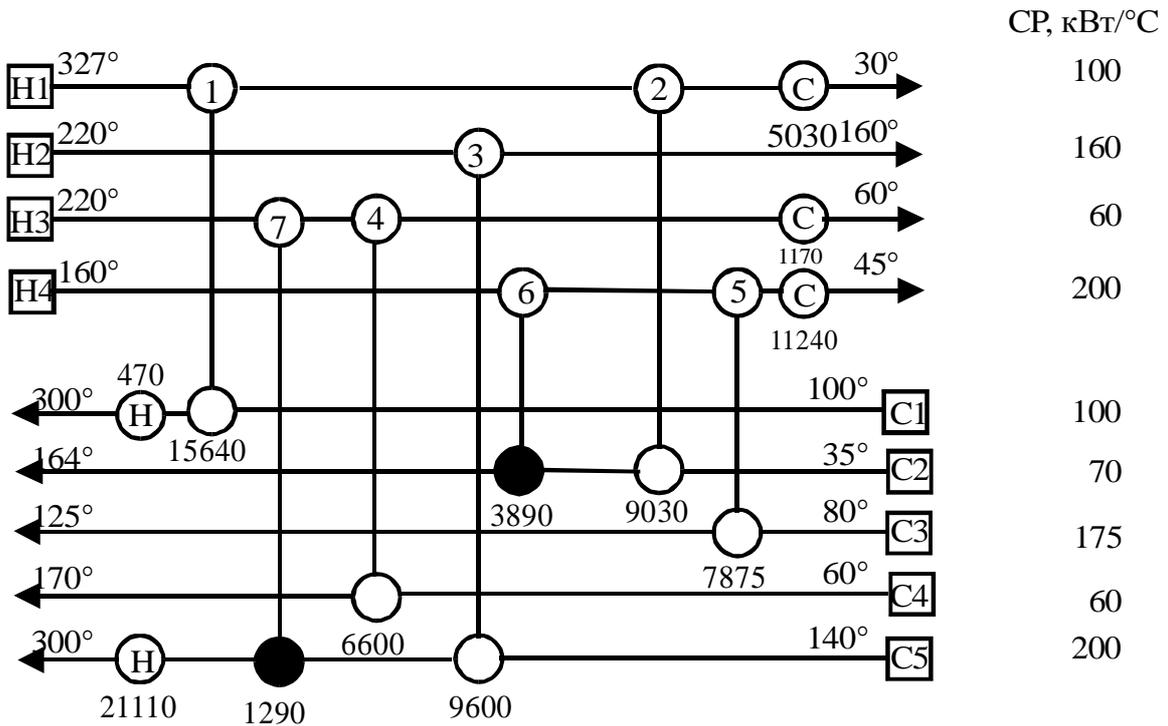


Рис. 7.35. Окончательный проект реконструкции теплообменной системы завода по производству ароматических углеводородов

чем в существующей технологической схеме (рис. 7.35). Срок окупаемости данного проекта очень близок к тому, который мы приняли за целевой (рис. 7.36).

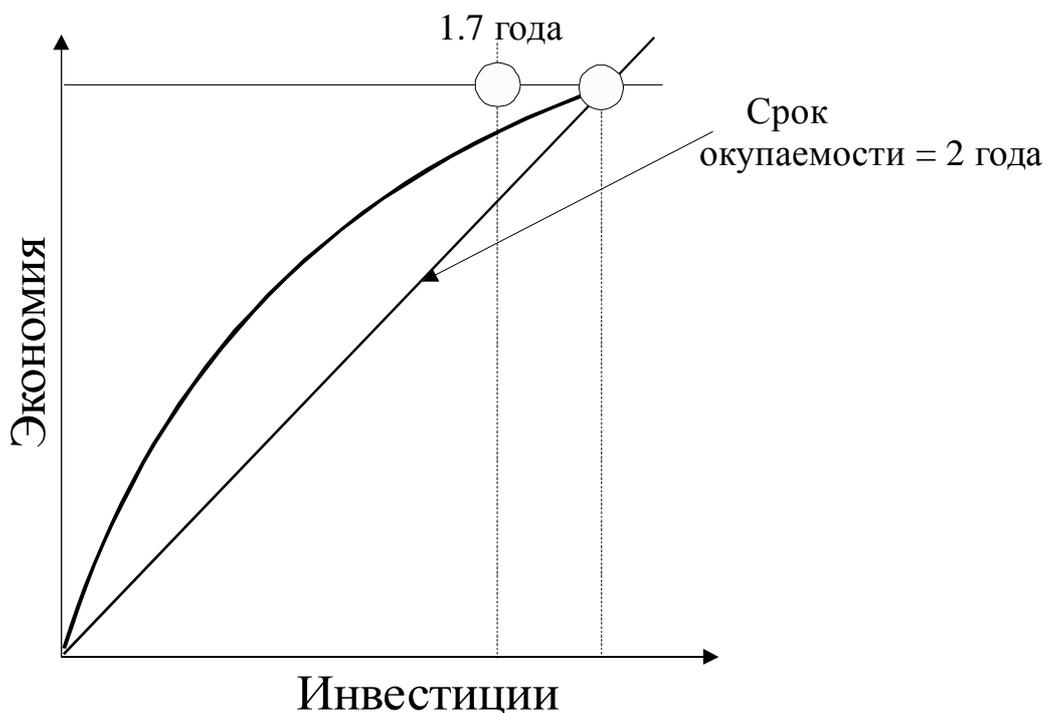


Рис. 7.36. Экономическая эффективность проекта не хуже поставленных целей

7.3 Выводы

Познакомившись с пинч-методом для создания проектов реконструкции теплообменных систем ХТС, мы можем кратко обозначить основные этапы следующим образом:

1. Разделение задачи на пинче;
2. Начало на пинче и движение в сторону;
3. Начинаем с потоков “IN”, которые имеют наибольшее значение CP ;
4. Следим за выполнением правила $CP_{out} \geq CP_{in}$, отдавая предпочтение существующим размещениям;
5. Сначала размещаем все пинч-связи выше и ниже пинча;
6. Размещаем все соответствующие теплообменники, устанавливая поверхность, равную существующей;
7. Заполняем остаток;
8. Оптимизируем тепловую сеть.

7.4 Сетевой пинч

В данном разделе мы познакомим читателя с недавними достижениями в области создания методов реконструкции тепловых сетей действующих промышленных предприятий [18], но сначала давайте еще раз, с учетом изложенных в предыдущих разделах методов реконструкции, проанализируем существующие и широко используемые методы.

7.4.1 Существующие методы реконструкции

Теплообменные системы (ТС) обладают высокой эксплуатационной гибкостью, однако некоторые структурные изменения бывают настолько серьезными, что требуется полная реконструкция или модернизация всей ТС. Эти изменения могут включать в себя устранение “узких мест”, улучшение рекуперации энергии в ХТС или изменение свойств потоков питания или продуктов. Во всех этих случаях целью реконструкции является разработка оптимального проекта модернизации ТС при заданных проектных и эксплуатационных ограничениях, которые подходят для новых эксплуатационных условий.

Обычно существует несколько альтернативных проектных решений по реконструкции действующей ТС, и выбор оптимального варианта из множества альтернатив является важной составной частью проектирования. Теоретически, оптимальный вариант проекта ТС – это проект с минимальными общими затратами, которые состоят из затрат на дополнительную площадь поверхности теплообмена и затрат на структурные измене-

ния (например, перенаправление потоков или изменение местоположения теплообменников). Однако на практике на этапе проектирования ТС общие затраты невозможно рассчитать точно, поэтому приходится применять различные методы оценки стоимости. Из-за допущений, которые приходится вводить для расчета стоимостных оценок, оказывается, что эти оценки являются слишком грубыми, чтобы с их помощью можно было надежно выявить оптимальный вариант реконструируемой ТС.

Еще одним ограничением при использовании стоимостных оценок является то, что с их помощью невозможно описать качественные проектные параметры, такие как безопасность и управляемость. Поэтому требуется инженерный опыт для оценки вариантов проектов реконструкции ТС на основе таких критериев.

Таким образом, для реконструкции ТС очень желательным является разработка интерактивной процедуры проектирования, которая позволяла бы проектировщику осуществлять постоянный контроль и своевременно вносить коррективы в разрабатываемый проект.

Существующие методы реконструкции ТС применяют либо пинч-метод, либо методы математического программирования [17, 19].

При использовании *пинч-метода* процедура проектирования состоит из двух этапов: этапа определения целевых значений и этапа проектирования. Основное преимущество использования этого метода заключается в интерактивном характере процедуры проектирования. К недостаткам следует отнести длительные процедуры ручного расчета, а также возможность генерирования слишком сложных вариантов проекта из-за неявного учета стоимостных критериев при расчете.

С применением *методов математического программирования* задача проектирования оптимальной ТС формулируется как задача нелинейного математического программирования, состоящая из набора уравнений и ограничений. К преимуществам подобных методов следует отнести возможность автоматизации расчетов, а к недостаткам – ограниченные возможности для активного участия проектировщика. Кроме того, хотя методы математического программирования используют для минимизации стоимостные критерии, они не учитывают два существенных момента. Во-первых, дополнительная площадь теплообмена в этих методах рассматривается только как дополнительные единицы теплообменников, добавляемых в структуру ТС, хотя на практике можно заменить существующие трубы и трубные решетки в теплообменниках более компактными конструкциями и/или использовать приспособления для интенсификации процесса теплообмена. Во-вторых, в методах математического программирования стоимость перемещения теплообменников и нового подсоединения труб к ним принимается одинаковой, независимо от расстояния, на которое переносят теплообменник и сложности изменения его обвязки.

Из сказанного выше становится ясно, что до сих пор не существовало автоматизированных интерактивных методов реконструкции промышленных ТС. Рассматриваемый в данной главе метод дает возможность использовать сильные стороны обоих методов: пинч-метода и методов математического программирования.

7.4.2 Ограничения в структуре теплообменных систем с использованием действующих теплообменников

В большинстве случаев степень рекуперации теплоты в ТС можно повысить за счет добавления дополнительной площади поверхности к некоторым теплообменникам ТС. Однако на практике часто отмечают, что когда дополнительная площадь добавляется без изменения структуры ТС, это увеличение площади не дает ожидаемого результата. Такие особенности ТС дают основание предположить наличие предела рекуперации теплоты для данной структуры ТС.

Проиллюстрируем это на примере действующей теплообменной системы установки пекового производства, на которой часть технологического потока каменноугольной смолы перед поступлением в трубчатую печь испарителя первой ступени подогревается за счет рекуперации теплоты антраценовых фракций и пека из пековой колонны после его теплообмена с обезвоженной смолой, а поглотительная фракция из фракционной колонны охлаждается перед смешением с легким маслом в рефлюксном баке. Остальные фракции в систему теплообмена установки не были включены по технологическим причинам.

Данные потоков, участвующих в теплообмене на установке, приведены в таблице 7.3.

Таблица 7.3. Потоковые данные установки пекового производства.

Поток		Температуры, °С		СР, кВт/°С
№	Тип	T _S	T _T	
1	Гор	220	100	10.00
2	Гор	220	145	10.00
3	Гор	150	110	6.45
4	Гор	160	110	40.00
5	Хол	90	200	50.00

Сеточная диаграмма для реальной системы теплообмена приведена на рис. 7.37.

Количество теплоты, которое рекуперировано в процессе с помощью действующей ТС, равно $Q_{\text{рекуп}} = 3250$ кВт при наблюдаемой разности температур $\Delta T_{\text{min}} = 15^\circ$, которая достигается на теплообменнике T₂ (рис. 7.37).

Составные кривые технологических потоков, построенные для данных таблицы 7.3, показывают, что мощность рекуперации теплоты равная, 3250 кВт может быть достигнута при $\Delta T_{\min} = 29^\circ$, т.е. в существующей теплообменной системе наблюдается большая недорекуперация тепловой энергии (рис. 7.38).

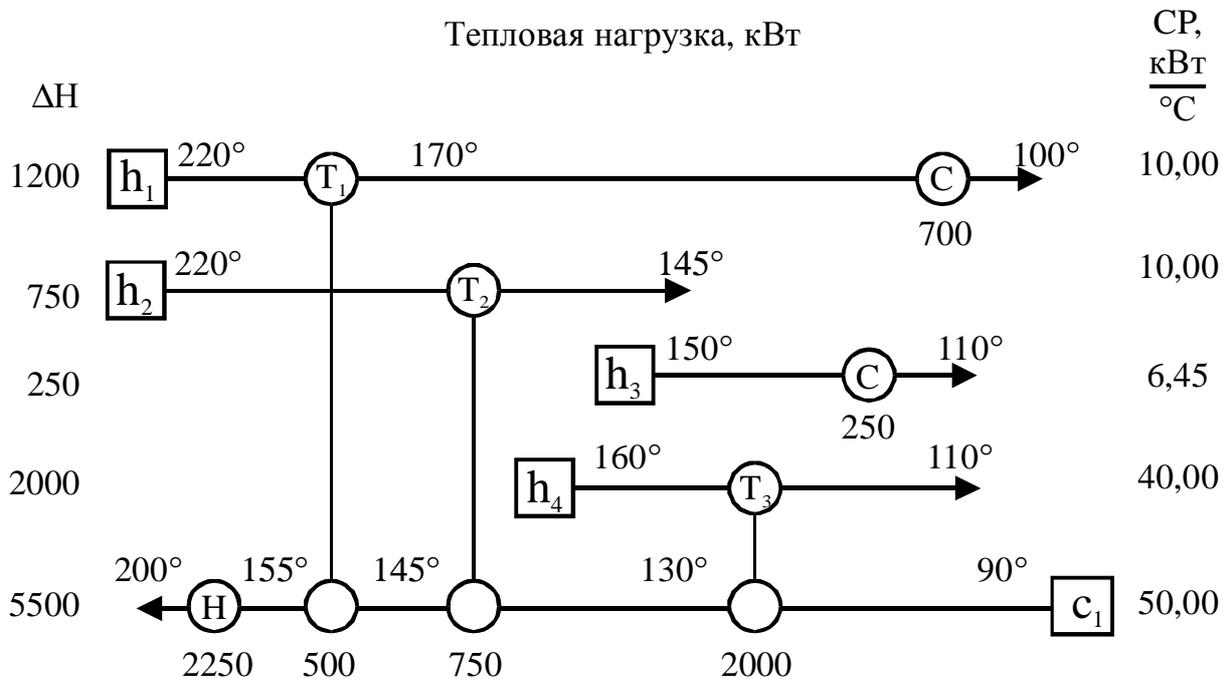


Рис. 7.37. Сеточная диаграмма теплообменной системы действующей установки пекового производства: h₁, h₂, h₃, h₄ – горячие потоки, c₁ – холодный поток, ΔН – изменение потоковой энтальпии, СР – потоковая теплоемкость, T₁, T₂, T₃ – рекуперативные теплообменники, С, Н – утилитные теплообменники

С помощью составных кривых мы можем получить максимальное значение мощности рекуперации, возможной для рассматриваемой системы потоков. Она равна 4200 кВт (рис. 7.39).

На этом рисунке мы видим существование порога в данной системе технологических потоков с высотой $\Delta T_{\text{порог}} = 10^\circ\text{C}$. Для того, чтобы выявить значимость этой величины давайте построим зависимость приведенной стоимости от ΔT_{\min} для законов стоимости теплообменной поверхности $KZ_T = 5000 + 300(A)^{0,87}$ на всех потоках, стоимости горячей утилиты равной 73\$ за кВт год, холодной утилиты - 7,3\$ за кВт год, с годовой ставкой 10% и временем работы 5 лет. Коэффициенты теплоотдачи для всех потоков равны $k = 0,1 \text{ кВт/м}^2\text{°C}$.

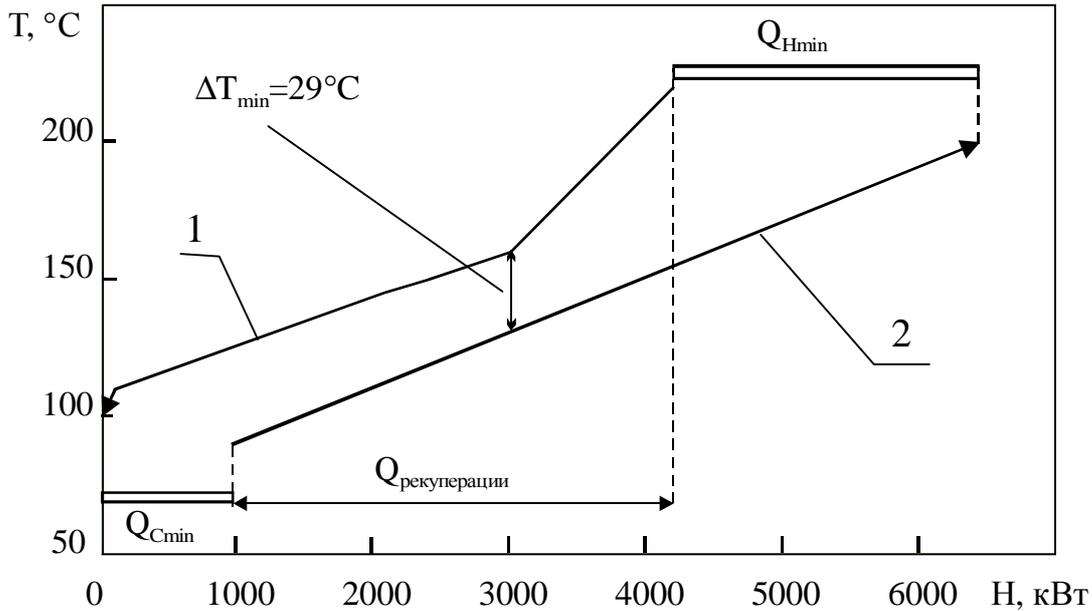


Рис. 7.38. Составные кривые для системы потоков из таблицы 7.3 при мощности рекуперации, равной 3250 кВт: 1 – холодная составная кривая; 2 – горячая; $Q_{Hmin} = 2250$ кВт, $Q_{Cmin} = 950$ кВт

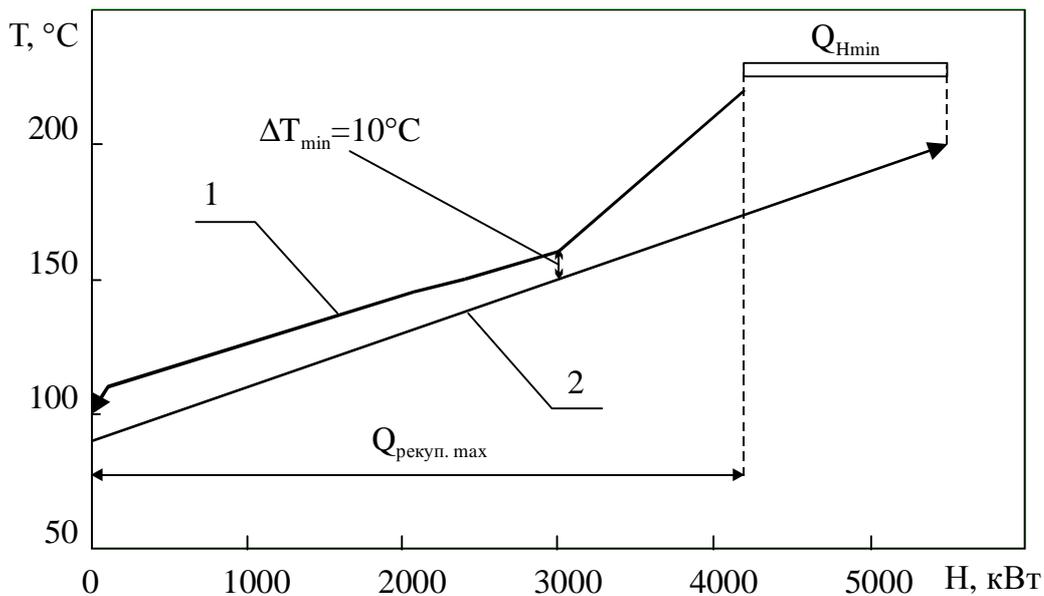


Рис. 7.39. Составные кривые системы потоков из таблицы 7.3 при максимальной рекуперации энергии: 1 – холодная составная кривая; 2 – горячая; $Q_{рекуп. max} = 4200$ кВт, $Q_{Hmin} = 1300$ кВт

Мы видим (рис.7.40), что данная задача имеет явный пинчевый характер. Во-первых $\Delta T_{min} > \Delta T_{порог}$, во-вторых, даже при $\Delta T_{min} < \Delta T_{порог}$ увеличение ΔT_{min} приводит к уменьшению площади поверхности теплообмена за счет увеличения движущих сил теплообмена, что ведет к значительному уменьшению приведенной стоимости в этой области изменения ΔT_{min} с ее увеличением (рис. 7.40). Итак, данная задача должна решаться как "пинчевая" задача.

При анализе сеточной диаграммы теплообменной системы действ-

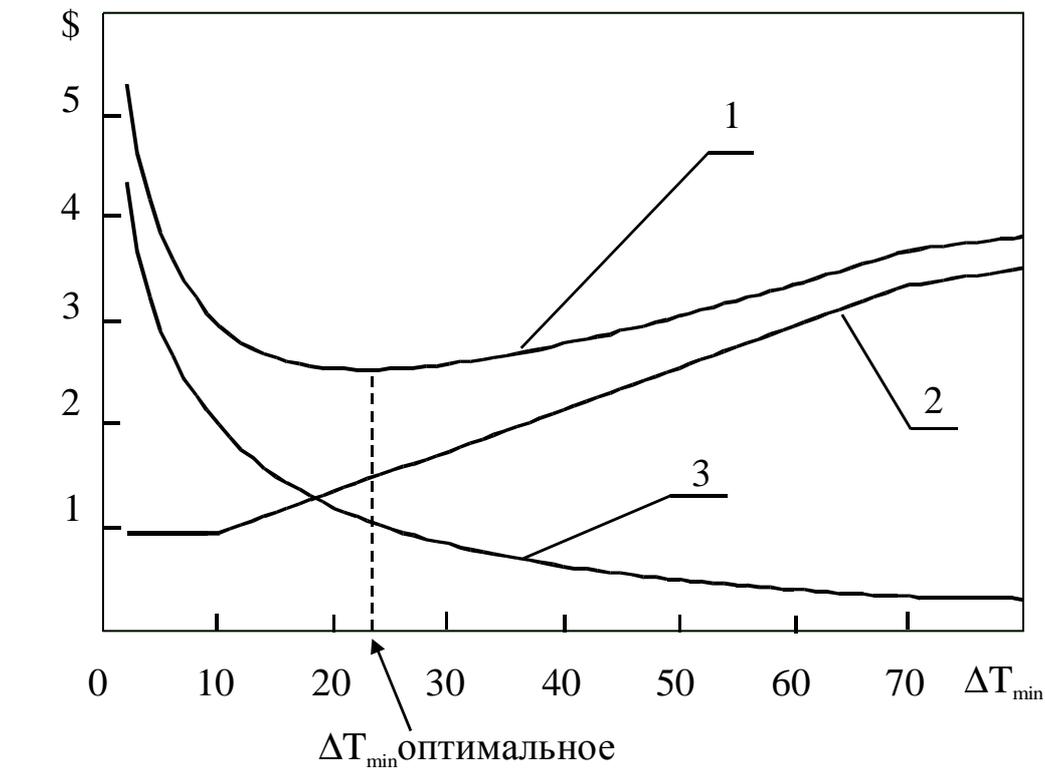


Рис. 7.40. Стоимостные зависимости приведенных величин от минимальной разности температур для системы потоков из таблицы 7. 3: 1 – приведенная общая стоимость, 2 – приведенная стоимость энергии, 3 – приведенные капитальные

затраты

вующей установки мы видим, что энергетические требования горячих потоков 2 и 4 полностью удовлетворены. В то же время горячий поток h_1 и холодный "с" приводятся к их целевым температурам за счет теплообмена с утилитами, холодной и горячей соответственно (рис. 7.37). Это говорит о том, что можно увеличить мощность рекуперации тепловой энергии в теплообменной сети без изменения ее структуры только за счет увеличения площади поверхности теплообмена в теплообменнике T_1 .

Максимальное значение рекуперации тепловой энергии, которое может быть достигнуто в существующей теплообменной сети за счет увеличения площади поверхности теплообмена, равно $Q_{рекуп. \max} = 3500$ кВт (рис. 7.41). Эта величина меньше максимального значения мощности рекуперации для данной системы технологических потоков (рис. 7.39).

Однако, при существующей структуре теплообменной системы она не может быть увеличена добавлением площади поверхности теплообмена. Но если мы изменим структуру теплообменной сети, как это показано на рис. 7.42, то можно достичь рекуперированной мощности, равной 3700 кВт, что превосходит предельное значение рекуперированной мощности $Q_{рекуп. \max}$ в исходной структуре теплообменной системы (3500 кВт). Отсюда видно,

что предел рекуперлируемой тепловой мощности связан со структурой теплообменной сети.

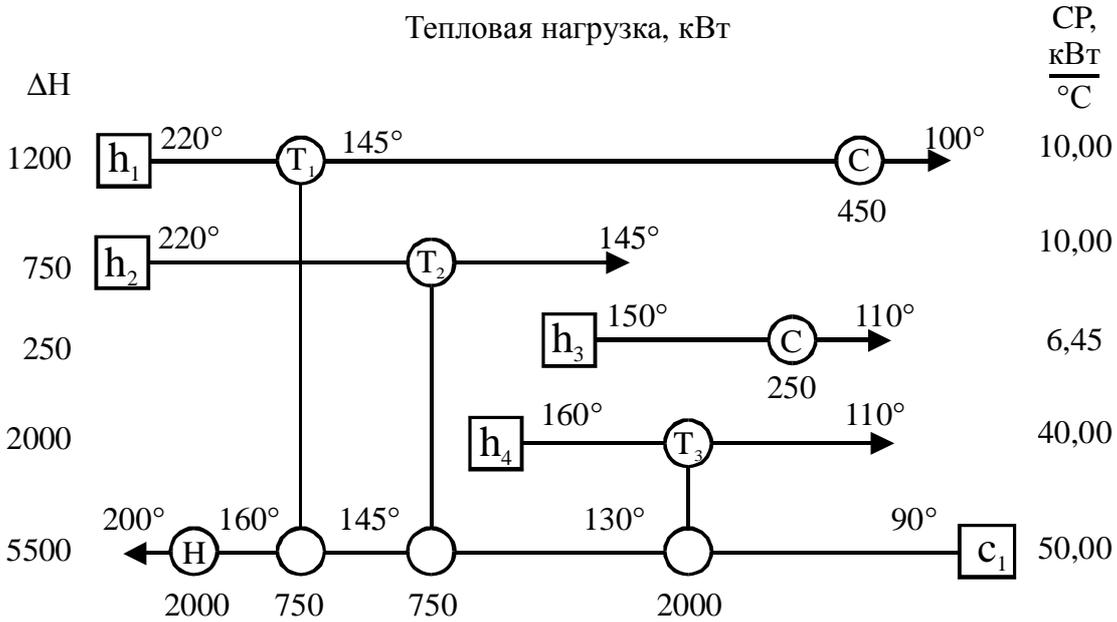


Рис. 7.41. Условие максимальной рекуперации тепловой энергии в действующей теплообменной сети: $Q_{рекуп. max} = 3500$ кВт

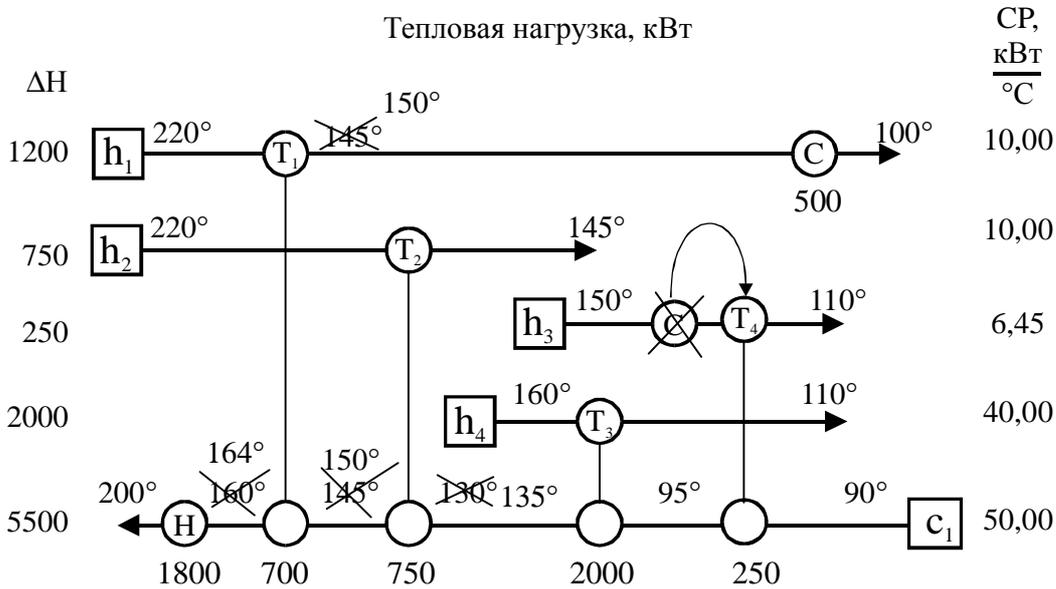


Рис. 7.42. Влияние изменения структуры теплообменной системы на предельное значение мощности рекуперации: h₁, h₂, h₃, h₄ – горячие потоки, c₁ – холодный поток, ΔН – изменение потоковой энтальпии, CP – потоковая теплоемкость, T₁, T₂, T₃ – рекуперативные теплообменники, C, H – утилитные теплообменники

Для анализа ограничений рекуперации тепловой энергии в действующей теплообменной сети, которые вызваны ее структурой, в пинч-

анализе разработан специальный метод сетевого пинча [18]. Рассмотрим применение этого метода с помощью теплообменной системы, изображенной на рис. 7.41.

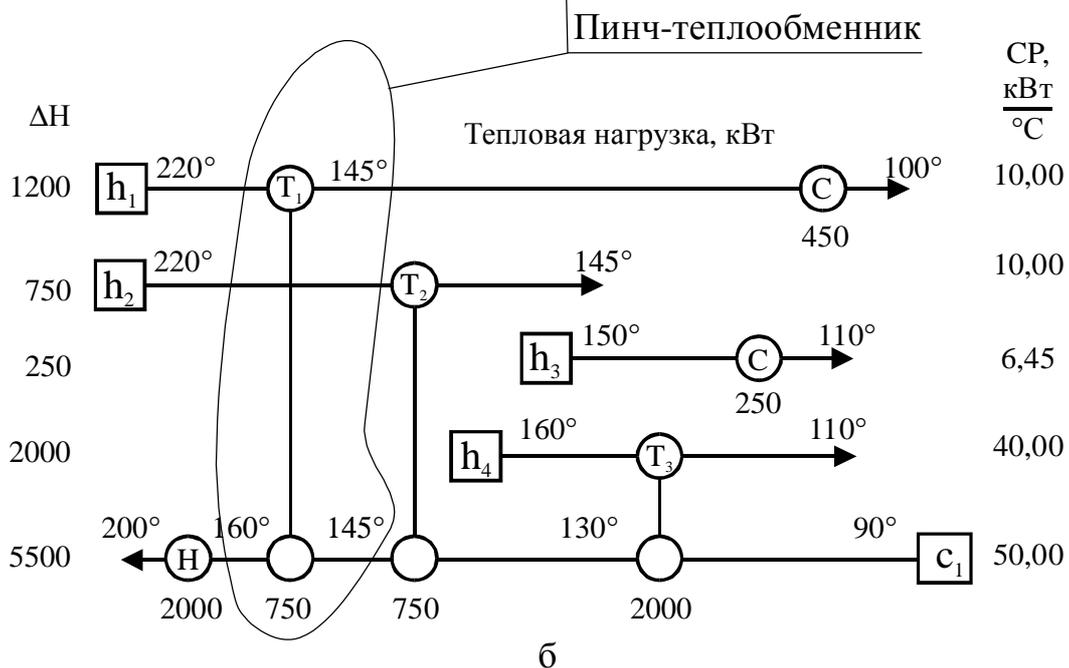
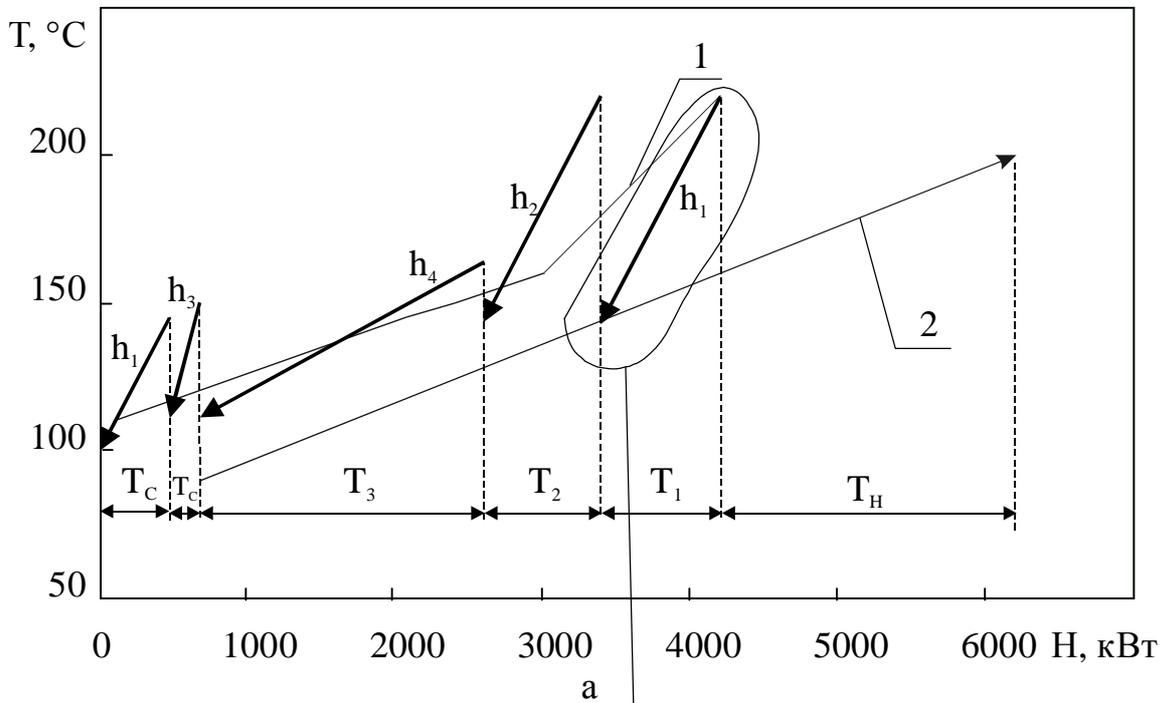


Рис. 7.43. Определение сетевого пинча с помощью декомпозиции составных кривых: а – изображение температурных профилей потоков в теплообменниках: h_i – горячие потоки; T_i – нагрузки рекуперативных теплообменников; T_c и T_H – утилитных; 1 – горячая составная кривая; 2 – холодная составная кривая; б – определение пинч-теплообменника

Для этого на составных кривых технологических потоков, построенных так, чтобы они показывали величину рекуперлируемой тепловой энергии сети (рис. 7.41), отобразим профили температур потоков в каждом из теплообменников системы, как это показано на рис. 7.43.

По сути дела, мы производим декомпозицию составных кривых на тепловые потоки, но положение последних жестко определяется структурой теплообменной сети. В нашем примере мы имеем четыре горячих потока и один холодный, т.е. холодная составная кривая представляет температурный профиль холодного потока. В данном случае при соприкосновении одного из температурных профилей с холодной составной кривой ми-

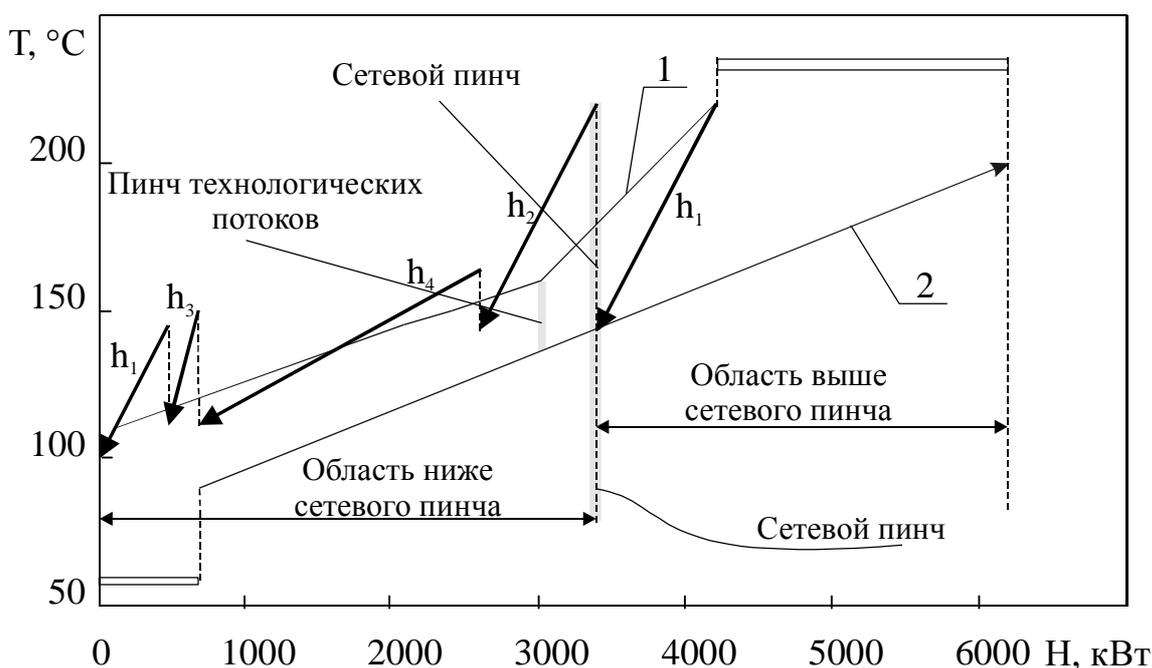


Рис. 7.44. Определение сетевого пинча и области на которые он делит теплообменную сеть

нимальная разность температур между холодным и горячим потоками в этом теплообменнике оказывается равной 0°C , а соответствующая пара потоков называется пинч-парой потоков.

При определении максимально возможной рекуперации тепловой энергии в тепловой схеме (рис. 7.41), мы выбрали минимальную разность температур на теплообменнике T_1 , равную 0°C , но она может быть любым положительным числом. Пинч-пары потоков указывают на наличие пинча теплообменной системы - сетевого пинча, который является "узким местом" данной системы теплообменников (рис. 7.44). Понятно, что в том случае, когда холодная кривая состоит более, чем из одного потока, то и для нее необходимо проводить декомпозицию на температурные профили потоков в теплообменниках.

7.4.3. Определение локализации сетевого пинча

"Пинч-точка" или "пинч" на составных тепловых кривых ТС делит ТС на область с недостатком тепла – потребитель тепла и область с избытком тепла – источник тепла, по аналогии с хорошо известной пинч-точкой технологических потоков в ХТС. Кроме того, при заданной минимальной разности температур между холодными и горячими потоками, пинч ТС определяет предел рекуперации тепла для ТС данной структуры в данной ХТС. Это также аналогично тому, как пинч-точка ХТС определяет предел рекуперации тепла технологических потоков всей ХТС.

Разница между пинчем технологических потоков и пинчем ТС состоит в том, что пинч ТС является характеристикой как технологических потоков, так и структуры ТС, в то время как пинч технологических потоков является характеристикой только технологических потоков. Следовательно, изменения в структуре ТС, входящей в ХТС, окажут влияние на пинч ТС, но оставят неизменным пинч технологических потоков. Хотя пинч технологических потоков и пинч ТС могут совпадать, обычно они различаются, рис. 7.43.

Важно отметить, что пинч ТС не зависит от установленной площади теплообмена в данной ТС, поэтому любые изменения в площади поверхности теплообменников не влияют на положение пинча ТС. Можно, однако, показать, что пинч ТС определяет потребность в минимальной площади поверхности теплообмена ТС.

Пинч ТС применяется только для разработки проектов при реконструкции действующих ТС.

7.4.4. Кривые целевых значений для реконструируемых теплообменных систем с использованием действующих теплообменников

Кривые целевых значений (или значений целевых функций) для проекта реконструкции дают графическое представление компромисса «капитальные затраты – энергия» при проектировании реконструируемой ТС (рис. 7.45). Различные целевые значения площади поверхности теплообмена при реконструкции ТС можно получить с использованием существующего метода пинч-анализа. Однако чтобы добиться реализации этих целевых значений в конкретном проекте реконструкции, может потребоваться значительная модификация исходной структуры действующей ТС. В ситуациях, когда структуру ТС нельзя изменять, найденные целевые значения оказываются бесполезными. В этом случае целевые значения для «нулевых структурных изменений» можно определить как минимальную дополнительную площадь поверхности теплообмена, требуемую для достижения возможной рекуперации тепла без изменения структуры ТС.

Хотя для определения целевых значений характеристик реконструируемой ТС с «нулевыми структурными изменениями» требуются оптимизационные процедуры со множеством итераций, на качественном уровне

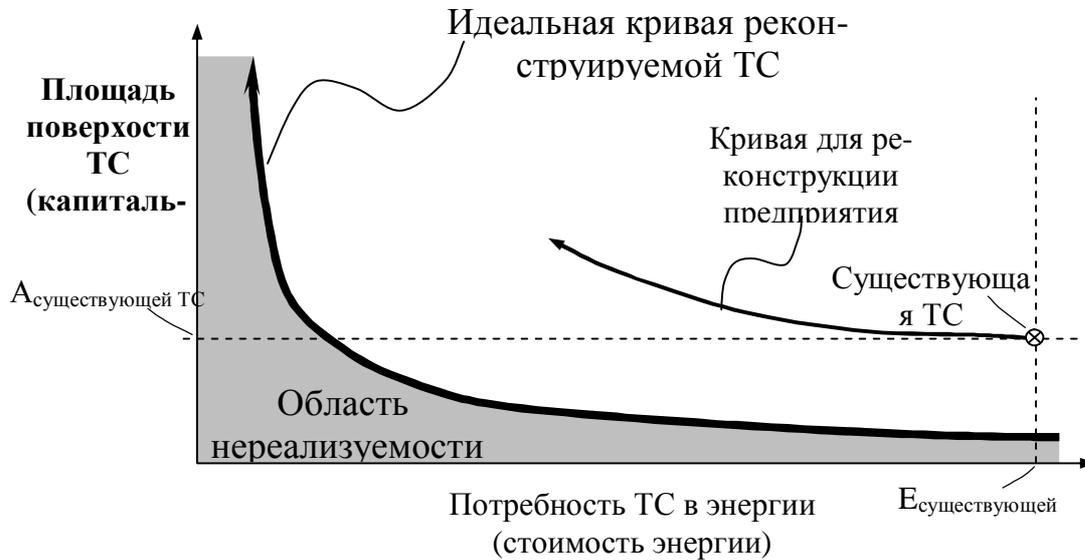


Рис. 7.45 Кривые целевых значений реконструируемых теплообменных систем предприятия

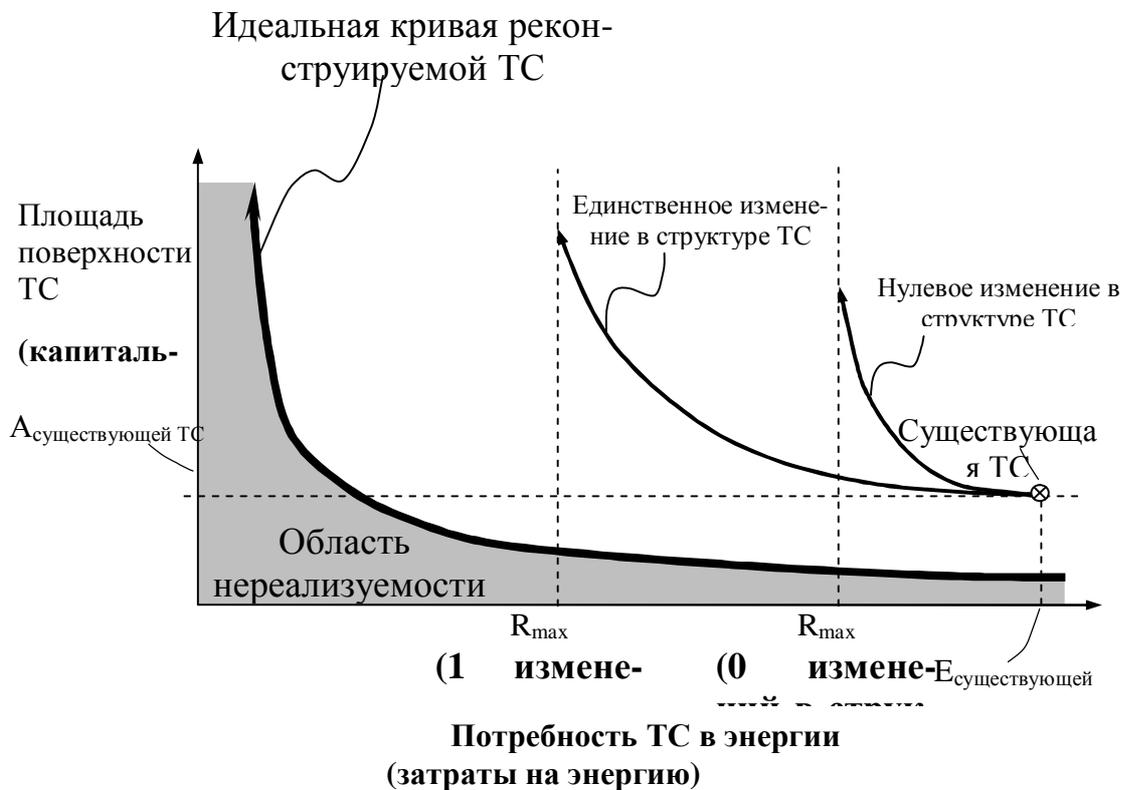


Рис. 7.46. Кривые изменения целевых значений для реконструированных ТС

можно построить соответствующую кривую целевых значений для проекта реконструкции при известной степени рекуперации тепла R_{\max} . По определению, кривая целевых значений начинается в точке, в которой поверхность теплообмена и степень рекуперации тепла равны значениям исходной ТС, а заканчивается в точке, в которой значение площади поверхности равно бесконечности, а величина рекуперации тепла равна R_{\max} для данной структуры ТС. Зная эти две точки, можно построить примерный график кривой реконструкции, как показано на рис. 7.46 для рассматриваемого примера.

Если внести единственное изменение в структуру ТС, то увеличивается возможность рекуперации тепла и можно превысить предел рекуперации тепла R_{\max} исходной ТС. Это приводит к тому, что появляется новый и

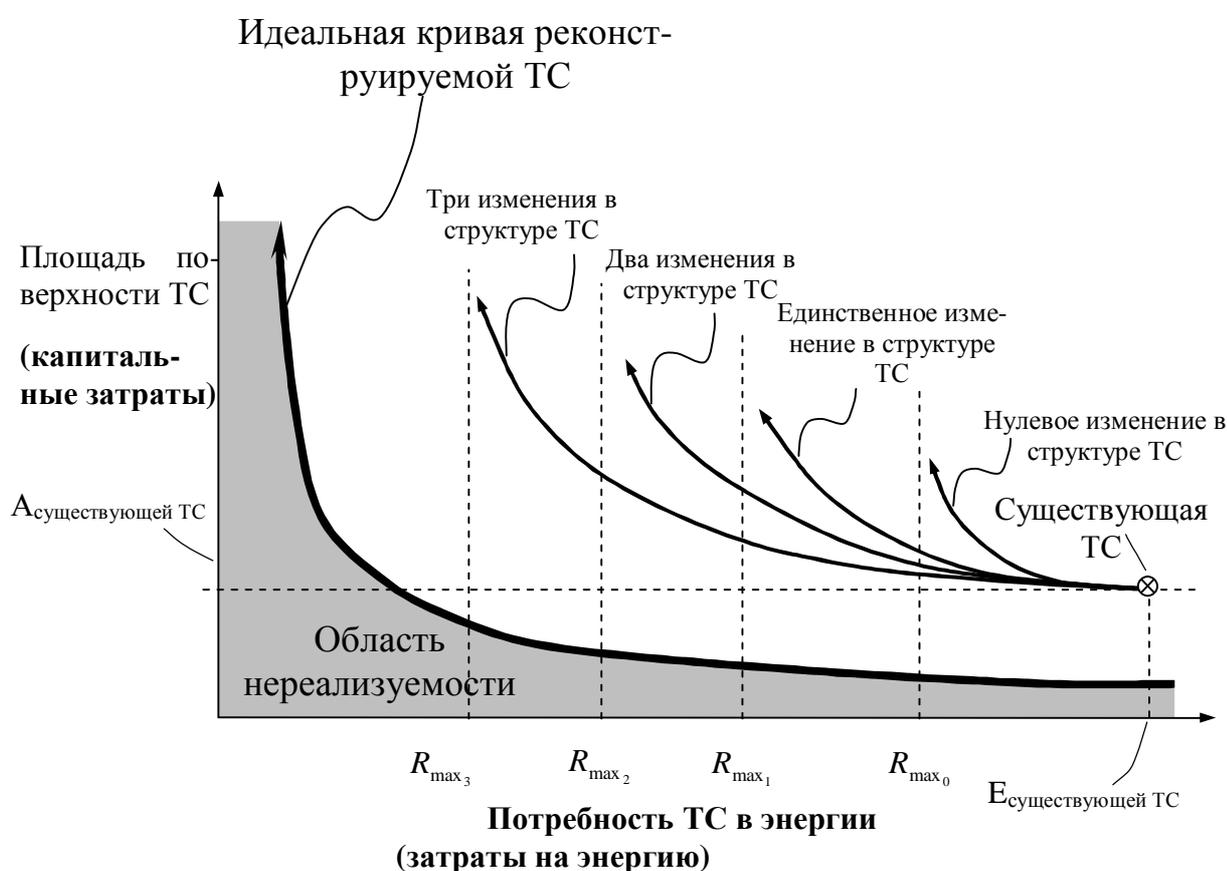


Рис. 7.47. Кривые целевых значений реконструированной ТС со множеством изменений в структуре

больший R_{\max} , а также новый набор пинч-пар потоков. Целевое значение реконструкции с единственным изменением в структуре определяет минимальную дополнительную площадь поверхности теплообмена, требуемую для достижения возможной рекуперации тепла. Как видно из рис. 7.46, компромисс между дополнительной площадью и экономией энергии улучшается, когда допустимы изменения в структуре ТС.

Кривые целевых значений реконструируемой ТС для любого числа изменений в структуре ТС определяются аналогично (рис. 7.47).

7.4.5. Устранение сетевого пинча

Можно вносить различные изменения в ТС: изменение обвязки теплообменников, добавление новых теплообменников в ТС, разделение потоков внутри ТС.

Общее правило для определения структурных изменений при реконструкции ТС, ведущих к устранению пинча ТС состоит в том, что эти изменения должны способствовать перемещению тепла из области, находящейся ниже пинча ТС, в область, находящуюся выше пинча в ТС. Поскольку область, лежащая выше точки пинча ТС, обладает избытком тепла, то любое изменение структуры ТС, которое дает возможность осуществления теплообмена в области ниже пинча ТС, не увеличит степень рекуперации тепла R_{\max} структуры. Аналогично, любое изменение структуры ТС, которое дает возможность осуществления теплообмена в области выше пинча ТС, также не увеличит R_{\max} структуры.

Это правило является удобным инструментом для отыскания и исключения вариантов, которые не могут улучшить рекуперацию тепла в ТС.

7.4.6. Выбор изменений структуры при реконструкции теплообменной системы

Для реконструкции ТС нужно рассмотреть все типы структурных изменений ТС, которые включают изменение месторасположения теплообменников в технологической схеме, ввод дополнительных теплообменников и разделение потоков. Каждое из этих структурных изменений приводит к различным компромиссам между степенью рекуперации тепла и потребностями в площади поверхности теплообмена, и для каждого из этих структурных изменений можно построить свою кривую целевых значений при реконструкции. На рис. 7.48 показана кривая целевых значений для реконструируемой ТС с единственным изменением структуры, и, по определению, она образует нижнюю границу для всех кривых целевых значений реконструируемых ТС с разным количеством изменений в структуре ТС. Как видно из рис. 7.48, кривая целевых значений для реконструируемой ТС, которая минимально отклоняется от кривой с единственным изменением структуры, обладает наибольшими возможностями рекуперации тепла. Поскольку этот вариант структуры максимизирует степень рекуперации тепла и минимизирует штрафную функцию общей площади поверхности теплообмена, её можно выбрать как наиболее рациональный вариант структурных изменений ТС. У этого метода определения и выбора структурных изменений ТС имеется ряд преимуществ.

Поскольку этот метод не базируется на минимизации стоимости, для него не требуются стоимостные оценки в начале проектирования и сложные и долгие процедуры генерирования таких стоимостных оценок для всех возможных структурных изменений ТС. Хотя отсутствие минимизации стоимости приводит к тому, что конечный проект реконструкции ТС может и не быть проектом с минимальной стоимостью, всегда есть гарантия того, что сгенерированные с помощью данного метода варианты реконструкции являются вариантами с низкой стоимостью. Кроме того, данный метод минимизирует количество структурных изменений, а поскольку на стоимость реконструкции часто основное влияние оказывает стоимость именно структурных изменений ТС, то этот метод позволяет уменьшить общие затраты на реконструкцию.

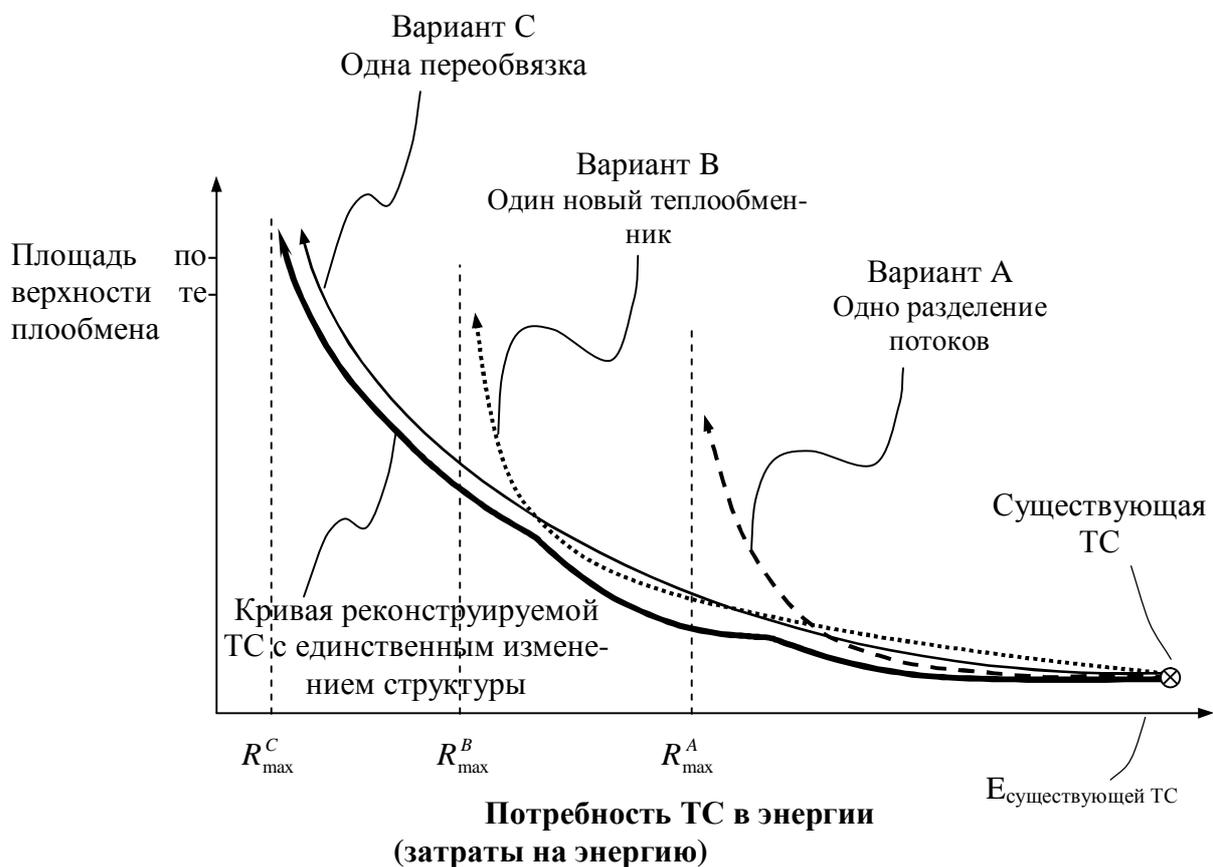


Рис. 7.48. Реконструированная ТС с одним изменением структуры

Еще одним преимуществом данного метода является то, что он на рациональной основе отделяет выбор структурных изменений ТС от проектирования остальной части ТС. Данную процедуру выбора можно автоматизировать, но при этом у разработчика сохраняется полный контроль над процессом проектирования.

7.4.7. Определение возможности разделения потоков в теплообменной системе

Как было указано ранее, разделение потоков может увеличить степень рекуперации тепла (R_{\max}) в ТС данной структуры. Это значит, чтобы увеличить рекуперацию тепла, разделение потоков должно привести на составных тепловых кривых ТС к перемещению тепла из области, находящейся ниже пинча ТС в область, лежащую выше пинча ТС. Однако, это лишь указывает на то, что разделение потоков является возможным вариантом структурных изменений ТС, в то время как разделение потоков может быть самым многообещающим структурным изменением ТС.

Пинч-метод указывает на необходимость разделения потоков в структуре ТС на основе данных о множестве технологических потоков и отношений их теплоемкостей в технологическом пинче на составных теп-

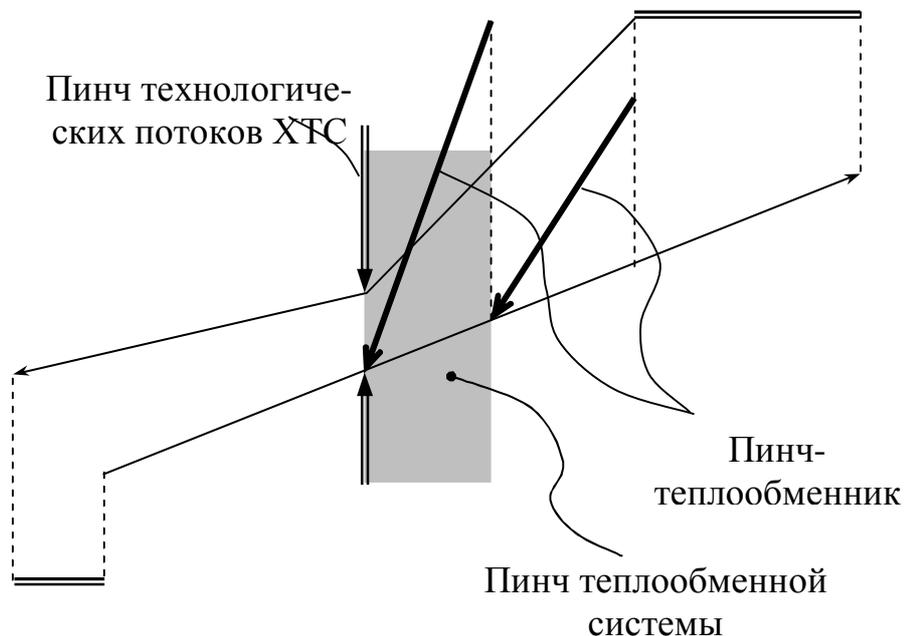


Рис. 7.49. Отображение на составных тепловых кривых эвристического правила разделения массовых расходов (энтальпий) потоков

ловых кривых ХТС. Это оказывается возможным потому, что температурные движущие силы между горячими и холодными потоками минимальны вблизи технологического пинча, а разделение потоков обеспечивает соблюдение условия ΔT . Разделение потоков оказывается полезным и в случае, когда оно применяется к теплообменникам, расположенным в области пинча ТС.

Когда с использованием пинч-метода анализируют структуру ТС при R_{\max} для одной и той же степени рекуперации тепла, пинч технологических потоков и пинч ТС часто оказываются в разных областях ТС. По этой причине пинч-точка технологических потоков ХТС и пинч ТС указывают на разные потоки, которые необходимо разделить. Однако когда обе пинч-

точки совпадают, они указывают на одни и те же потоки, которые нужно разделить. В этом случае, разделение массовых расходов потоков в ХТС с экономической точки зрения оказывается наиболее эффективным вариантом реконструкции ТС. Таким образом, можно сформулировать следующее эвристическое правило разделения массовых расходов (или энтальпий) потоков в пинче ТС:

Когда наблюдается совпадение пинч-точек технологических потоков и ТС, наиболее эффективным вариантом реконструкции ТС будет вариант разделения массовых расходов (энтальпий) потоков.

Графическое представление этого эвристического правила показано на составных тепловых кривых (рис. 7.49).

7.4.8. Комплексный алгоритм оптимальной реконструкции теплообменной системы с использованием действующих теплообменников

Комплексный алгоритм оптимальной реконструкции ТС, использующий понятие "пинч-точки" ТС, состоит из двух этапов: этапа диагностики и этапа оптимизации (рис.7.50) [18]. Этап диагностики действующей



Рис. 7.50. Блок-схема комплексного алгоритма оптимальной реконструкции ТС

ТС используется для определения и выбора оптимальных структурных изменений, которые необходимо осуществить в исходной ТС. Он объединяет понятия пинч-теплообменников и пинча ТС, приведенных в данной главе, с методами математического моделирования. На этапе оптимизации разработанный вариант структуры ТС оптимизируется с помощью математических методов, после чего получается оптимальный конечный вариант реконструкции ТС.

Данный комплексный алгоритм использует четыре математические модели: три линейные математические модели на этапе диагностики и одну нелинейную модель на этапе оптимизации. Линейные модели нужны для последовательного определения отдельных структурных изменений в ТС с наибольшей степенью рекуперации тепла, а нелинейная модель используется для оптимизации затрат компромисса «капитальные затраты – теплота» для выбранного варианта реконструкции ТС.

7.4.9. Этап диагностики и структурных изменений

Этап диагностики и структурных изменений является основным этапом комплексного алгоритма, поскольку именно на этом этапе определяется базовый вариант реконструкции ТС. На данном этапе одно за другим последовательно определяются структурные изменения ТС, с тем, чтобы дать возможность проектировщику контролировать процедуру проектирования. Постоянный контроль со стороны проектировщика является совершенно необходимым условием успешной разработки промышленно реализуемых вариантов реконструкции ТС.

В отличие от одновременного выбора всех структурных изменений, данная последовательная процедура дает возможность разработать набор квази-оптимальных вариантов структуры ТС. Таким образом, последовательная процедура определения структурных изменений позволяет учитывать практические ограничения, неизбежно существующие при проектировании.

Структурные изменения, которые рассматриваются на этом этапе: изменение месторасположения теплообменников в технологической схеме, добавление новых теплообменников и разделение массовых расходов (энтальпий) потоков. Математические методы используются для определения и выбора месторасположения теплообменников и добавления новых теплообменников, а эвристическое правило разделения потоков - для выбора разделяемых потоков.

Порядок анализа структурных изменений должен быть задан проектировщиком, пример такого порядка приведен на рис.7.51. Вначале задаются ограничения в структуре существующей ТС, с помощью линейной модели P1 определяется максимальный предел рекуперации тепла R_{\max} .

Определяют пинч-пары потоков и пинч ТС для существующей структуры ТС.

Далее рассматривается возможность разделения потоков, путем

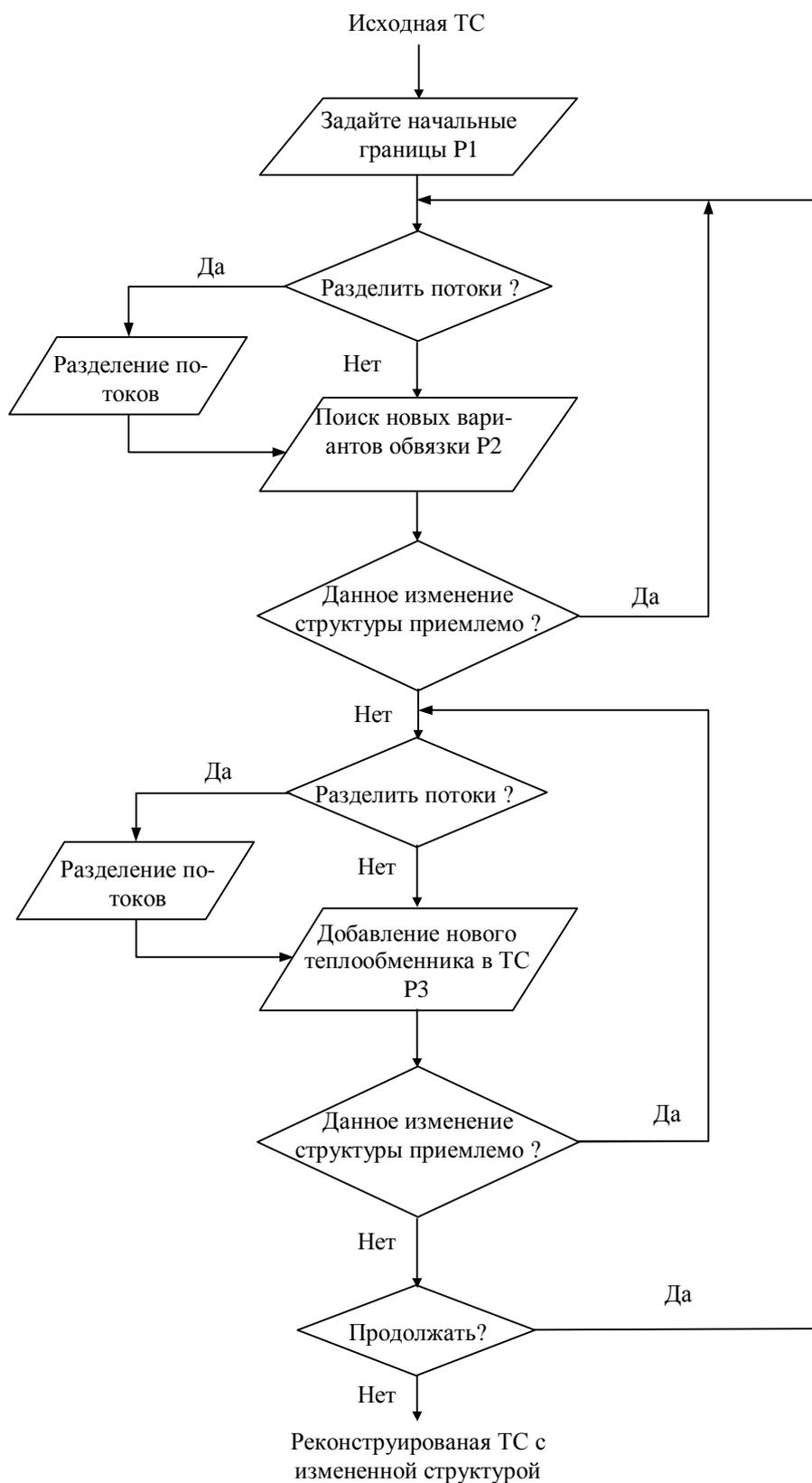


Рис. 7.51 Блок-схема алгоритма этапа диагностики и структурных изменений оптимальной реконструкции теплообменных систем

применения соответствующего эвристического правила, и, если условие выполняется, осуществляют разделение потоков.

Если разделение потоков оказывается не подходящим вариантом, то определяется возможность изменения месторасположения теплообменников с наибольшим значением R_{\max} , с помощью линейной модели P2. Если вариант изменения месторасположения теплообменников оказывается приемлемым, то алгоритм начинает генерировать другие подобные варианты, до тех пор пока их набор не окажется исчерпанным.

После каждого генерирования приемлемого варианта изменения месторасположения теплообменников вновь осуществляется проверка по эвристическому правилу разделения потоков.

Далее, с помощью линейной модели P3 определяется возможность добавления новых теплообменников в ТС, что могло бы увеличить R_{\max} . Поиск продолжается до тех пор, пока набор таких вариантов не оказывается исчерпанным.

После каждого приемлемого варианта добавления нового теплообменника в ТС вновь осуществляется проверка по эвристическому правилу разделения потоков.

Каждое выбранное при помощи математических моделей изменение структуры ТС, имеет новое значение степени рекуперации тепла R_{\max} , большее или равное предыдущему R_{\max} . Каждый шаг поиска структурных изменений определяется в соответствии с правилами пинча ТС, которые позволяют устранить пинч ТС. Если рассматривать эту проблему с математической точки зрения, то на основе местоположения пинча ТС на составных тепловых кривых каждый раз динамически генерируется гиперструктура ТС. Это значительно уменьшает размерность задачи проектирования и увеличивает скорость её решения.

7.4.10. Этап оптимизации

Главная задача этапа оптимизации – оптимизировать сгенерированную структуру ТС, определенную на этапе диагностики. На этапе оптимизации также рассчитывается структура взаимосвязей и расходы разделенных потоков. На этом этапе не происходит ни добавления, ни удаления, ни изменения местоположения теплообменников, следовательно, структура ТС, определенная на этапе диагностики, остается неизменной.

Таким образом, на этапе оптимизации оптимизируют величину степени рекуперации тепла и площадь поверхности теплообмена в реконструируемой ТС. При этом в качестве оптимизируемой целевой функции используют стоимостные показатели. Методы математического программирования особенно подходят для решения подобных задач оптимизации. В случае, если нужно оценить несколько альтернативных проектных вариантов, каждый вариант оптимизируется отдельно.

Необходимо отметить, что данный комплексный алгоритм не требует задания целевых значений, хотя их можно использовать для оценки проектов. Но в целом, этот комплексный алгоритм не зависит от целевых значений, используемых при проектировании новых ТС.

Глава 8

ПИНЧ АНАЛИЗ НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЕННЫХ ПРОЦЕССОВ ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

До сих пор мы изучали методы и правила пинч-анализа для оптимального проектирования теплоэнергетических систем ХТС, т.е. методы для создания третьего и четвертого слоя луковичной диаграммы ХТС (Глава 1). Но исторически так сложилось, что наибольший прогресс в мировой практике проектирования ко времени появления пинч-анализа был достигнут как раз для создания внутренних слоев луковичной диаграммы, т.е. в области проектирования реакторных и разделительных систем. Это связано в первую очередь с тем, что основные процессы химической технологии не требовали большого количества взаимосвязанных реакторных систем, а проектирование элементов ХТС могло быть выполнено без системного анализа. Исключение, может быть, составляет только разделение многокомпонентных смесей.

Системные методы проектирования и, в частности, метод пинч-анализа дает инженеру новый, мощный и наглядный инструмент оптимизации основных химических процессов. Здесь мы кратко рассмотрим применение пинч анализа к некоторым из них. Заинтересованному читателю рекомендуем обратиться к книге Р. Смита [9], где дано более подробное изложение пинч-анализ основных процессов химической технологии.

8.1. Использование составных кривых для определения эксергитических потерь в системах теплообмена [20]

Известно, что пинч-технология возникла из принципов и методов эксергетического анализа и представляет выражение этих принципов через автономный и мощный набор правил и методов проектирования теплоэнергетических систем промышленных предприятий. В пинч-технологии дополнительно к возможностям эксергетического метода были развиты методы оптимизации систем, потокового взаимодействия и вычислительные методы подбора оборудования и выбора энергоносителей.

В пинч-анализе эксергия определяется как работа, которая может быть выполнена системой за счет изменения ее тепловой энергии. Если

изменение тепловой энергии ΔH происходит при постоянной температуре T , тогда изменение эксергии ΔEx определяется как:

$$\Delta Ex = \Delta H \left(1 - \frac{T_0}{T} \right), \quad (8.1)$$

где T_0 – температура окружающей среды.

В том случае, когда изменение тепловой энергии сопровождается изменением температуры, как, например, это происходит при теплообмене между теплоносителями в теплообменных аппаратах, то изменение эксергии необходимо рассматривать в дифференциальной форме:

$$dEx = dH \left(1 - \frac{T_0}{T} \right). \quad (8.2)$$

В тех случаях, когда теплофизические характеристики теплоносителей можно считать постоянными в пределах изменения их температур, выражение (8.2) после его интегрирования дает [21, 22]

$$\Delta Ex = \Delta H \left(1 - \frac{T_0}{\Delta T_{LM}} \right), \quad (8.3)$$

где ΔT_{LM} – среднелогарифмическая разность температур.

Общие потери эксергии в теплоэнергетической системе – σT_0 мы можем определить из вполне очевидного соотношения:

$$\Delta Ex_{\text{полн}} + \sigma T_0 = 0. \quad (8.4)$$

В эксергетическом методе оптимизация теплоэнергетической системы подозревает поиск экстремального значения эксергетической целевой функции, либо минимизацию приведенных затрат на единицу эксергии получаемого продукта [23]. Потери эксергии при этом определяются, как сумма потерь частных эксергетических потоков в отдельных элементах системы. В пинч-анализе мы можем вычислять потери эксергии как с помощью суммирования потерь эксергии отдельных потоков системы, так и суммируя потери эксергии в температурных интервалах. Действительно, рассмотрим сеточную диаграмму (рис. 8.1), построенную с помощью пинч – анализа для системы потоков, приведенных в таблице 8.1. ΔT_{\min} для этого случая определено и равно $\approx 10^\circ\text{C}$.

Таблица 8.1. Поточковые данные для задачи с четырьмя потоками

Поток, №	Тип	$T_s, ^\circ\text{C}$	$T_T, ^\circ\text{C}$	Потоковая теплоемкость, МВт/ $^\circ\text{C}$
H1	гор.	245	80	0,1
H2	гор.	180	105	0,3
C1	хол.	70	120	0,05
C2	хол.	50	215	0,2

Стоимость пара = 190000 \$/МВт · год

Стоимость охл. воды = 7000 \$/МВт · год

Стоимость теплообменных аппаратов = 30000 + 450 · $A^{0,95}$ \$

Кредитная ставка = 5% год.

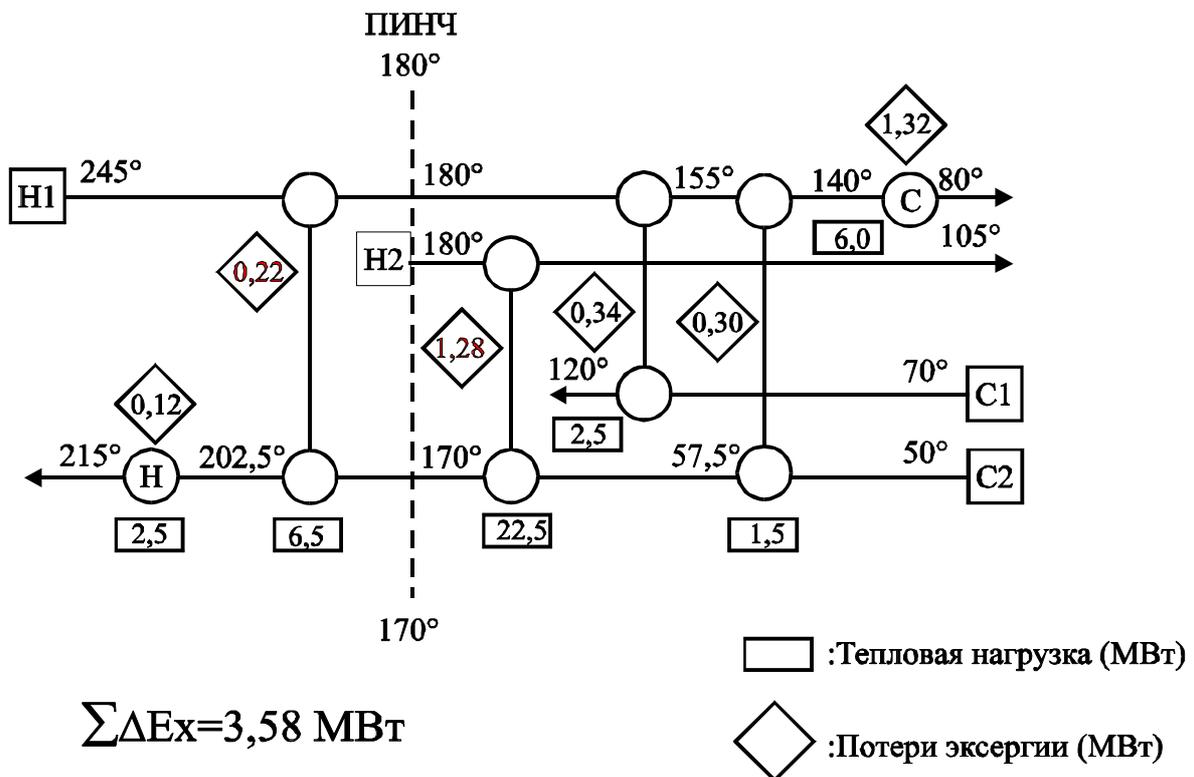


Рис. 8.1. Оптимальная сеть теплообменников, выполненная с помощью пинч-анализа для потоковых данных из таблицы 8.1

Время работы = 3 года, 8000 часов/год.

Общее изменение эксергии, вычисленное с помощью потоковых данных, приведено в таблице 8.2 для $\Delta T_{\min} = 0$.

Таблица 8.2. Определение изменения эксергии с помощью потоковых данных для $\Delta T_{\min} = 0$

Поток	ΔE_x (МВт)
H1	- 5,07
H2	- 6,32
C1	0,47
C2	8,41
Пар	- 0,21
Охл. вода	0,00
$\Sigma \Delta E_x$	- 2,72

Аналогичные вычисления мы можем выполнить, используя температурные интервалы составных кривых (рис. 8.2).

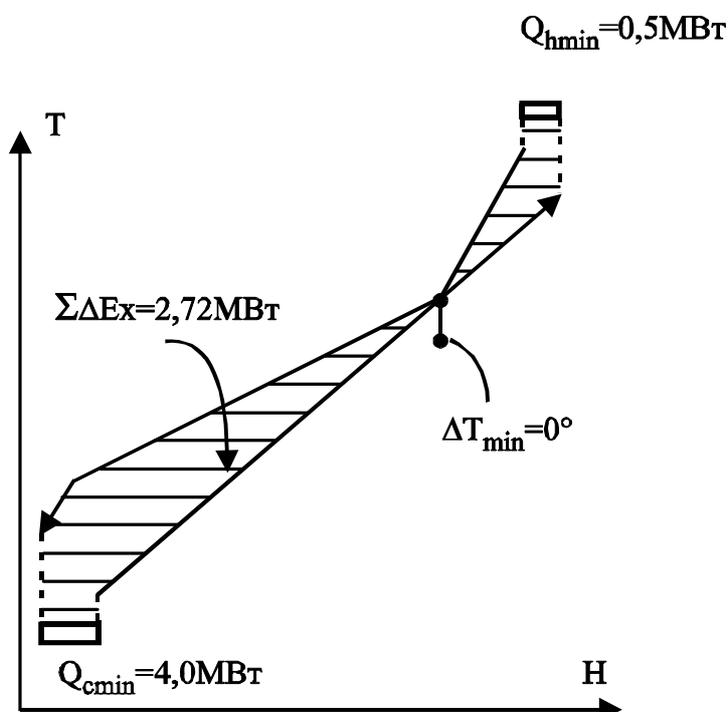
Рис. 8.2. Составные кривые, построенные для данных из таблицы 8.1 при $\Delta T_{\min} = 0^\circ\text{C}$

Таблица 8.3. Определение изменения эксергии с помощью составных кривых.

Температурные интервалы, $^\circ\text{C}$	ΔE_x , МВт	
	Горячая составная кривая	Холодная составная кривая
Пар	- 0,21	—
245 – 215	- 1,22	—
215 – 180	- 1,88	2,56

180 – 120	- 7,06	3,53
120 – 105	- 1,36	0,85
105 – 80	- 0,46	1,15
80 – 70	—	0,36
70 – 50	—	0,42
Охл. вода	—	0
Σ	- 11,59	8,87
Σ	- 2,72	

Затем с помощью (8.4) определяем потери эксергии для $\Delta T_{\min} = 0^\circ\text{C}$

$$sT_0(0^\circ\text{C}) = 2,75 \text{ МВт.}$$

После этого нам необходимо вычислить потери эксергии для $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 8.3). Рассмотрим снова таблицу 8.2. Поточковые данные для $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$ остаются такими же, как и при $\Delta T_{\min} = 0^\circ\text{C}$, поэтому дополнительные потери эксергии будут связаны с потерей эксергии пара и охлаждающей воды, т.е.

$$sT_0(10^\circ\text{C}) - sT_0(0^\circ\text{C}) = \Delta H_{(\text{пар})} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{пар}}} \right) + \Delta H_{(\text{охл.в.})} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{охл.в.}}} \right), \quad (8.5)$$

однако как следует из рисунка 8.3 $\Delta H_{\text{пар}} = \Delta H_{\text{охл.в.}} = \Delta H_{\text{утилит}}$ и тогда:

$$sT_0(10^\circ\text{C}) - sT_0(0^\circ\text{C}) = \Delta H_{\text{утилит}} \left(2 - \frac{T_{\text{охл.в.}} + T_{\text{пар}}}{T_{\text{охл.в.}} T_{\text{пар}}} \right), \quad (8.6)$$

где $\Delta H_{\text{утилит}}$ определяется с помощью методов, изученных нами в главе 2 при рассмотрении построения составных кривых. Для рассматриваемого здесь случая $\Delta H_{\text{утилит}} = 2 \text{ МВт}$ и следовательно $sT_0(10^\circ\text{C}) = 2,72 + 0,86 = 3,58 \text{ МВт}$. Аналогичный результат мы получаем при рассмотрении данных, приведенных в таблице 8.3.

Применяя традиционный эксергетический метод, мы можем определить общие системные потери эксергии, рассчитывая потери на каждом отдельном аппарате, как это показано на рис. 8.1, и затем суммируя их. Результат тот же, но для этого нам необходимо иметь уже выполненный проект теплоэнергетической системы предприятия, а пинч-анализ позволяет предсказать величину sT_0 для оптимальной технологической схемы предприятия еще до *выполнения проекта*.

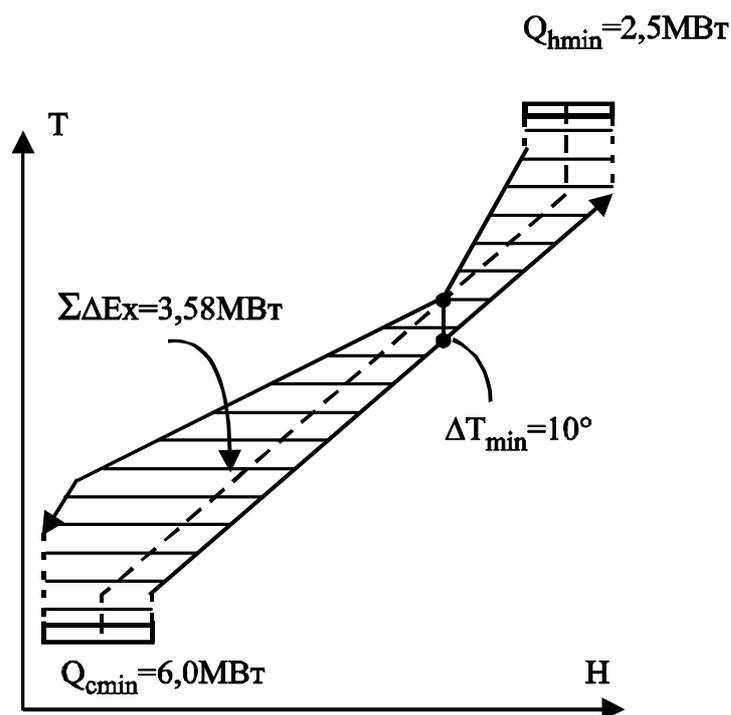


Рис. 8.3. Составные кривые, построенные для данных из таблицы 8.1 при $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$

Понятно, что с точки зрения "Второго закона термодинамики" проект, приведенный на рис. 8.1, не является наиболее эффективным, т.к. мы можем уменьшить потери эксергии, например сближением составных кривых или использованием другого вида оборудования, применяя тепловые насосы или машины. Но сближение составных кривых экономически невыгодно, а использование тепловых машин и насосов часто ограничивается технологическими требованиями и также не всегда выгодно экономически. Поэтому мы можем заключить, что с помощью методов пинч-анализа мы определяем значение неизбежных, экономически обоснованных эксергетических потерь σT_0 (конечно предполагая, что не используются тепловые машины и насосы).

В работе [24] было предложено рисовать составные кривые на графике, где на оси ординат вместо значения температуры откладываются значения коэффициента полезного действия Карно $\eta_C = 1 - T_0/T$ (рис. 8.4). Вполне очевидно, что площадь заштрихованной области на рисунке 8.4б численно будет равна значению эксергетических потерь в системе теплообмена. Совершенно аналогично тому, как мы строим большую составную кривую на (T, H) плоскости, мы можем изобразить ее на (T, η_C) плоскости (рис. 8.4в). Здесь также площадь заштрихованной области будет численно равна потерям эксергии.

Приведенные результаты очень важны, т.к. они наглядно показывают связь между пинч анализом и традиционным эксергетическим анализом теплоэнергетических систем.

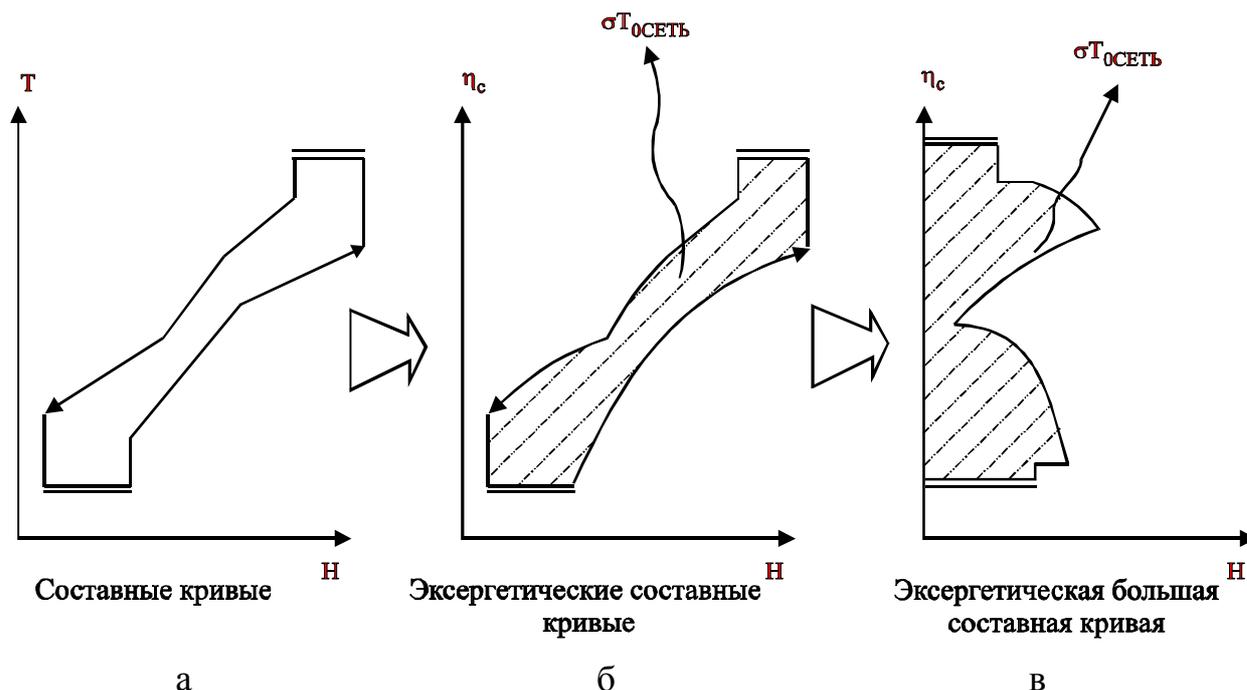


Рис. 8.4. Построение эксергетических составных кривых и большой эксергетической составной кривой: а – составные кривые, б – эксергетические составные кривые, в – большая эксергетическая составная кривая. Площадь заштрихованной поверхности на (б) и (в) численно равна потерям эксергии в сети теплообменников

Используя приведенные построения, инженер может видеть значения эксергетических потерь в различных частях теплообменной системы, что позволяет ему сделать наиболее выгодные изменения в выполняемом проекте.

8.2. Профили дистилляционных колонн

В главе 6 мы рассматривали возможность модификации процессов разделения в дистилляционных колоннах с помощью составных кривых, построенных для общей теплоэнергетической системы. Сейчас давайте обсудим те возможности, которые дает пинч-анализ при рассмотрении самого процесса дистилляции.

Дистилляция – это один из наиболее широко используемых методов разделения смесей в химической технологии, пищевой промышленности и т.д. В дистилляционной колонне смеси разделяются на низкокипящие фракции и высококипящие фракции. Тепловая энергия поступает в колонну на высокой температуре – температуре кипятильника, а выходит из колонны с низкой температурой – температурой конденсатора. Это позволяет рассматривать колонну как разделительную тепловую машину. Изображается дистилляционная колонна в традиционном пинч-анализе температурно-энтальпийным “ящиком” (рис. 8.5а), где котел (кипятильник) представлен как тепловой источник на высокой температуре, а конденсатор – как

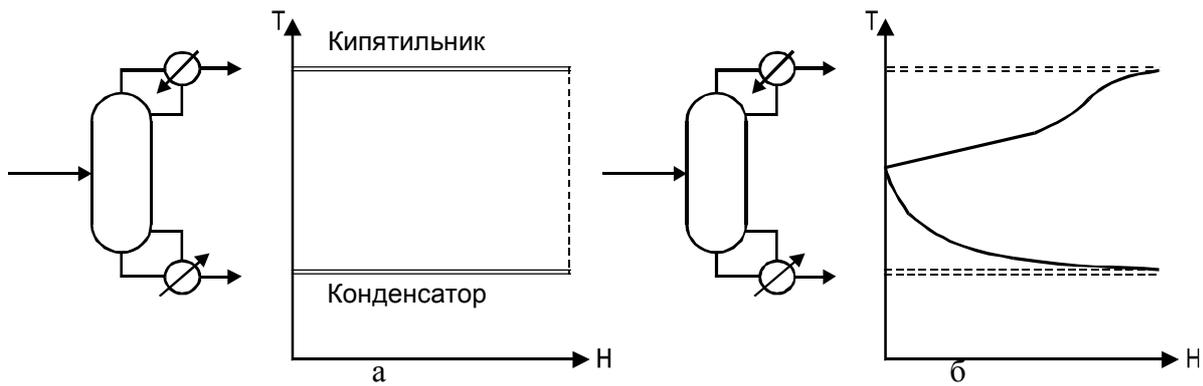


Рис. 8.5. Традиционный пинч-анализ описывает процесс дистилляции с помощью так называемого “температурно-энтальпийного ящика” – а. В настоящее время широкое использование получили колонные профили

тепловой сток на низкой температуре (заметим, что при изображении колонны на технологических схемах конденсатор находится в верхней части колонны, а кипятильник – в нижней).

Подобно тепловой машине (Гл. 5), дистилляционная колонна также может быть неудачно размещена относительно пинча, например, если это размещение поперек пинча, как показано на рис. 8.6. Поэтому нет никакой выгоды в интеграции колонны с исходным процессом, если колонна будет размещена поперек пинча, т.к. увеличится потребление как горячей, так и

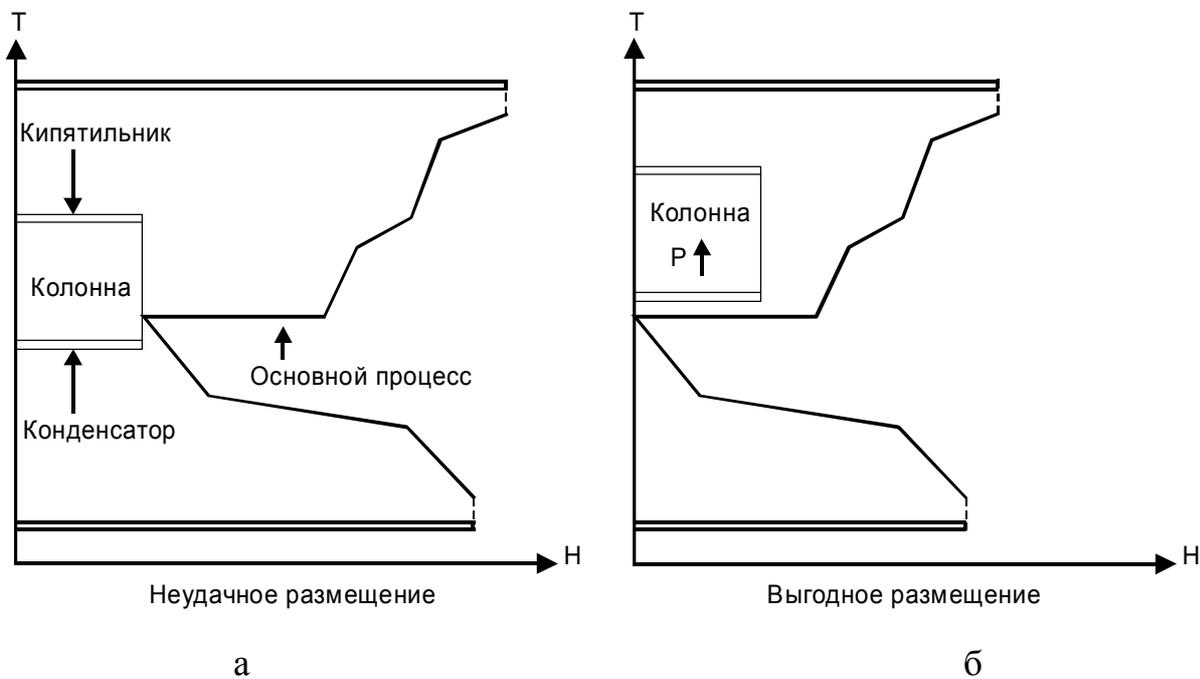


Рис. 8.6. С помощью “температурно-энтальпийного ящика” можно выполнить наиболее выгодную интеграцию дистилляционных колонн в процесс: а – плохая интеграция; б – хорошая

холодной утилиты. Проектировщик должен исключить температурные перекрытия дистиляционной колонны и большой составной кривой исходного процесса. На рисунке 8.6б показано выгодное размещение дистиляционной колонны, которое достигнуто с помощью увеличения давления в колонне. Наиболее подходящее размещение дистиляционной колонны – это размещение, при котором на температурно-энтальпийной диаграмме колонна лежит полностью выше или ниже пинча. Методы модификации, рассмотренные в Гл. 6, могут дать дополнительные возможности для улучшения интеграции дистиляционной колонны с основным процессом.

Давайте вернемся к энтальпийно-температурному представлению процесса, происходящего внутри дистиляционной колонны. На рис. 8.5б представлен график изменения температуры в колонне между температурами холодильника и конденсатора. Этот график подобен графику Большой составной кривой и называется “Профилем колонны”. Точка пинча на профиле колонны локализуется в области питания колонны. В практике колонные профили используются так же, как используется Большая составная кривая. Они показывают, какое количество энергии, и на какой

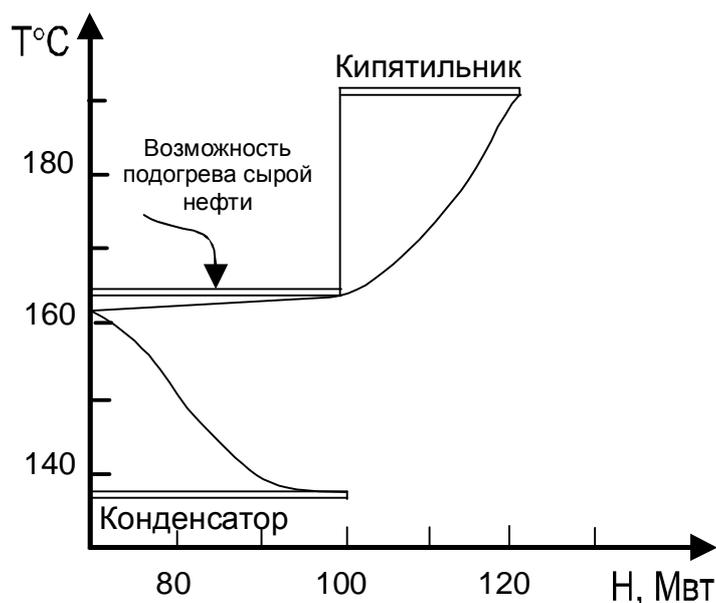


Рис. 8.7. Колонный профиль нефтехимической дистиляции показывает возможность подогрева сырой нефти, что ведет к значительному снижению энергетической нагрузки на низ колонны

температуре необходимо подвести к колонне или отвести от нее. Мы видим, что не вся теплота должна быть подведена к колонне на температуре кипятильника, и что часть теплоты может быть отведена от колонны при температуре выше, чем температура в конденсаторе.

Колонные профили были представлены в литературе еще до становления пинч технологии как самостоятельного проектного метода [25]. Од-

нако в ранних работах они рассматривались лишь теоретически и описывали разделение исключительно идеальных бинарных смесей. И только в последние годы с появлением мощной вычислительной техники стало возможным построение колонных профилей для разделения неидеальных многокомпонентных смесей [26].

На рисунке 8.7 представлен колонный профиль для реального случая. Анализ данного профиля показывает возможность подвода значитель-

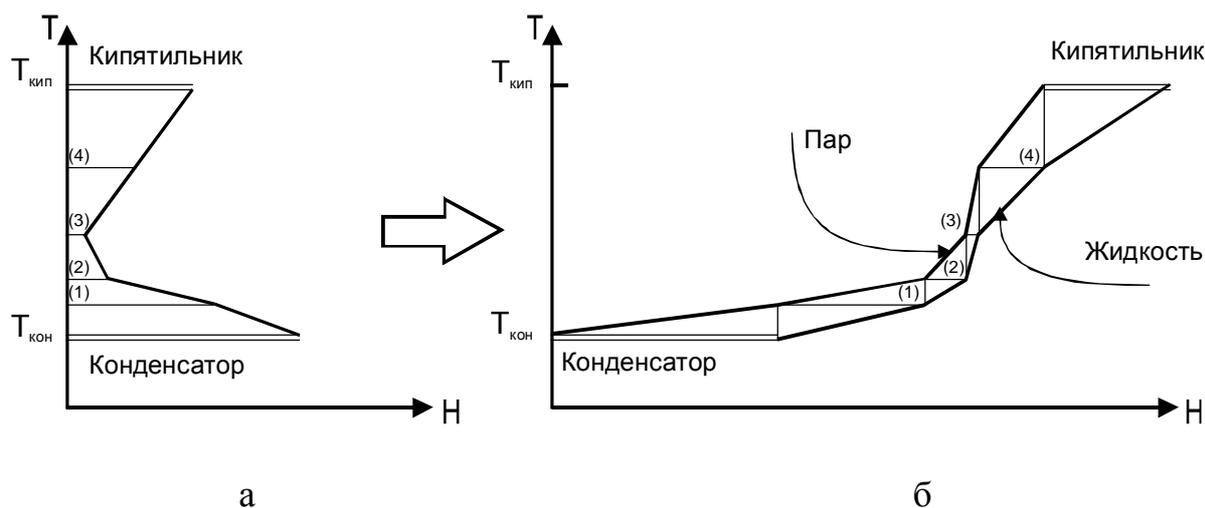


Рис. 8.8. Большая составная кривая колонны – (а) и Составные кривые колонны – (б) связаны тем же соотношением, что и обычная БСК связана с составными кривыми. Большая составная кривая колонны помогает определить нагрузки на тепловой источник и тепловой сток. Составные кривые колонны помогают интегрировать процесс в колонне, определить движущие силы и стоимость колонны

ного количества теплоты прямо над точкой питания колонны. Температура, на которой тепловая энергия должна быть введена в колонну, указывает на возможность подогрева исходного продукта, питающего колонну. Нагрузка на кипятильник в этом случае снижается на величину мощности, затрачиваемой на подогрев исходного продукта, но подогрев будет осуществляться на более низкой температуре, чем температура кипятильника.

На рисунке 8.8 показано построение Большой составной кривой колонны и Составных кривых колонны с помощью моделирования методом “тарелка за тарелкой”. Составные кривые описывают движение пара и жидкости вверх и вниз колонны и одновременно показывают доступные движущие силы. С помощью колонных составных кривых конструктор может легко определить стоимость колонны, поэтому, также как и в традиционном пинч-анализе, колонные составные кривые позволяют инженеру включить в проектное рассмотрение экономический аспект (вычисляя флегмовое число) совместно с технической выполнимостью.

На рисунке 8.9 представлено еще одно рассмотрение дистилляционных процессов на примере трех дистилляционных колон А, Б и В. Пере-

крытие энтальпийных “ящиков” показывает, что для интеграции рассматриваемых процессов давление в колонне А должно быть увеличено, а в колонне С – уменьшено, либо в колонне В должны быть сделаны соответствующие изменения со стороны кипятильника и со стороны конденсатора (рис. 8.9а).

Анализ возможности интеграции колонн с помощью колонных профилей показывает, что колонна В со стороны кипятильника может быть

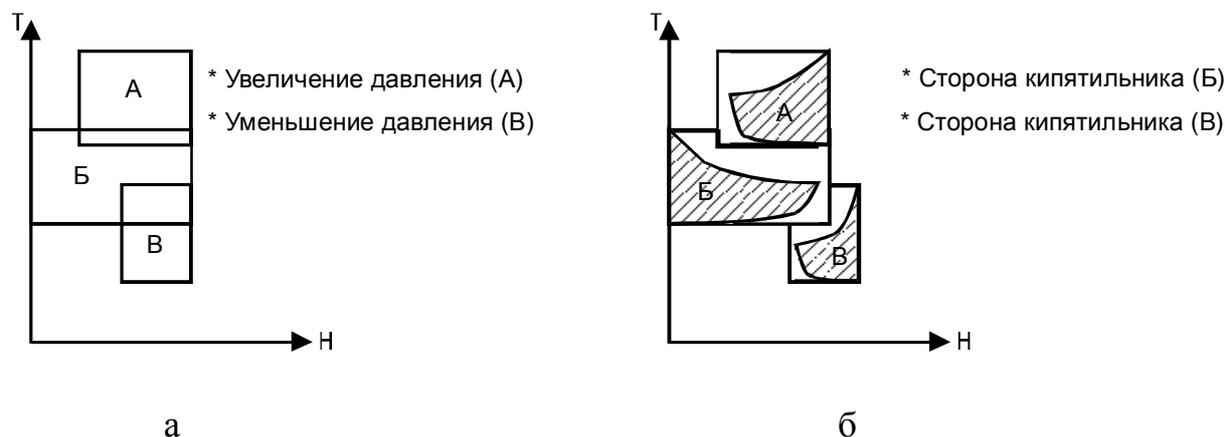


Рис. 8.9. Интеграция трех колонн А, В и С: а – традиционное рассмотрение с помощью “температурно-энтальпийных ящиков”; б – анализ с помощью колонных профилей. Колонные профили дают более точную оценку

интегрирована с колонной А без изменения давления в колонне А, а со стороны конденсатора – с колонной С без изменения в ней давления, но с незначительным подводом дополнительной энергии по сравнению с интеграцией, которая предложена в первом случае. Окончательный выбор способа интеграции будет определяться экономической ситуацией.

Колонные профили активно стали применяться в проектировании дистилляционных систем с начала 90-х годов и стали мощным инструментом, как при оптимизации индивидуальных колонн, так и при реконструкции интегрированных дистилляционных систем. В настоящее время в мире ведется активная работа по созданию методов и программ для оптимальных технологических систем многокомпонентной дистилляции, поскольку этот процесс, без сомнения, является одним из наиболее важных аспектов при создании энергосберегающих систем.

8.3. Проектирование низкотемпературных процессов

В главе 5 мы рассматривали циклы охлаждения с точки зрения их наиболее выгодного размещения относительно пинча и оптимального выбора уровней охлаждения. В данной главе мы кратко остановимся на методах оптимизации самих методов охлаждения.

На рисунке 8.10 приведен пример проекта процесса для производства этилена. Пределы изменения температуры технологических потоков в этом производстве включают как температуры выше температуры окружающей среды, так и ниже. Данный процесс состоит из нескольких дистилляционных стадий, изменение температуры в которых может пересекать температуру окружающей среды – T_0 , а также располагаться ниже T_0 . В рассматриваемом процессе существует много источников теплоты и ее стоков ниже температуры окружающей среды, которые могут быть интег-

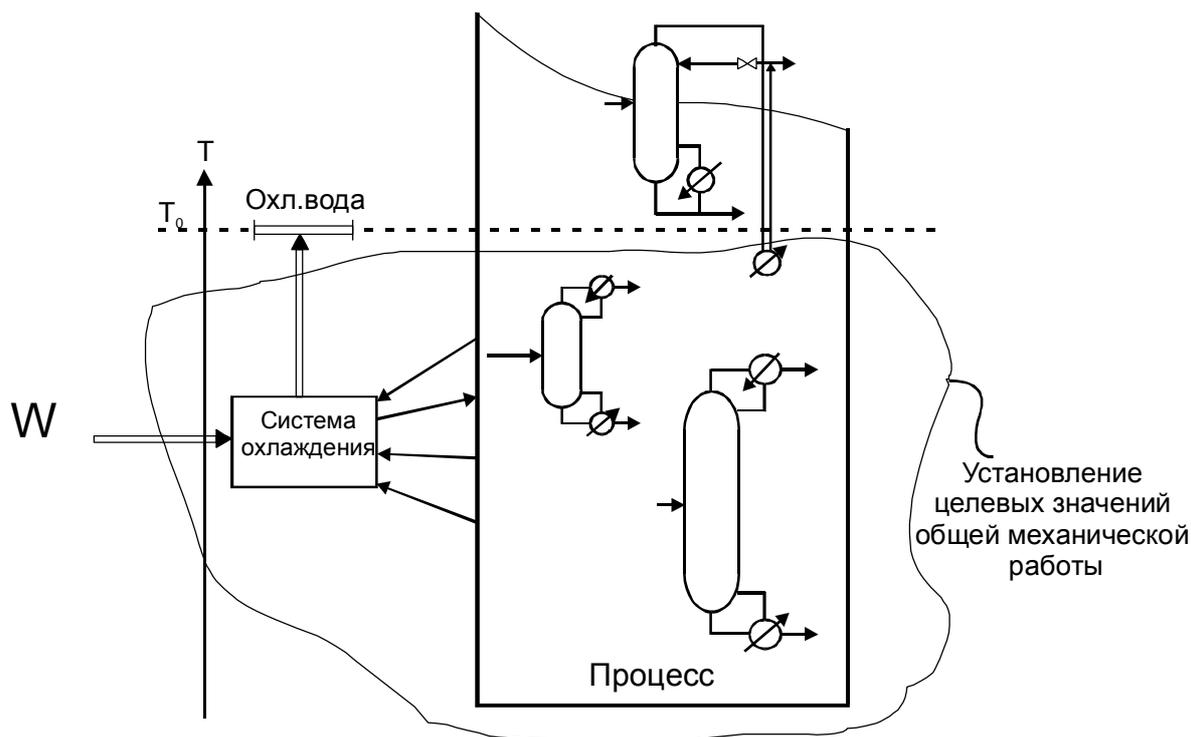


Рис. 8.10. Низкотемпературные процессы разделения, аналогичные методу низкотемпературного производства этилена, имеют сложные сети рекуперативных теплообменников и многоуровневые системы охлаждения. При этом они потребляют только две утилиты: механическую мощность и охлаждающую воду

рированы различными способами, поскольку сложная система охлаждения обычно включает два цикла: этиленовый и пропиленовый и имеет несколько уровней. При всей своей сложности процесс включает всего две утилиты: охлаждающую воду и механическую работу.

Проектирование и оптимизация систем, подобных вышеописанной, достаточно сложно и состоит из оптимального проектирования самого процесса и системы охлаждения.

Традиционный пинч-анализ в этом контексте имеет ограниченные возможности, а именно: мы можем установить целевые тепловые нагрузки, идентифицировать оптимальные уровни охлаждения и их нагрузки (см. гл. 5), а затем эти данные использовать при проектировании системы охлаждения. Однако при любых изменениях процесса в проекте будут появлять-

ся дополнительные нагрузки для системы охлаждения. Вследствие этого вся процедура определения капитальных вложений и стоимости потребляемой энергии будет исключительно громоздкой.

Если мы воспользуемся свойствами Большой эксергетической составной кривой, показывающей потери эксергии в системе, то мы можем установить целевые значения для проекта, не прибегая к самому проектированию системы охлаждения. Действительно, на рисунке 8.11а показана Большая эксергетическая составная кривая с одним уровнем охлаждения. Заштрихованная область между Большой составной кривой процесса и уровнем охлаждения численно определяет потери эксергии в системе охлаждения. Мы можем ввести новый уровень охлаждения, как показано на рис. 8.11б, и тем самым уменьшить величину эксергетических потерь в

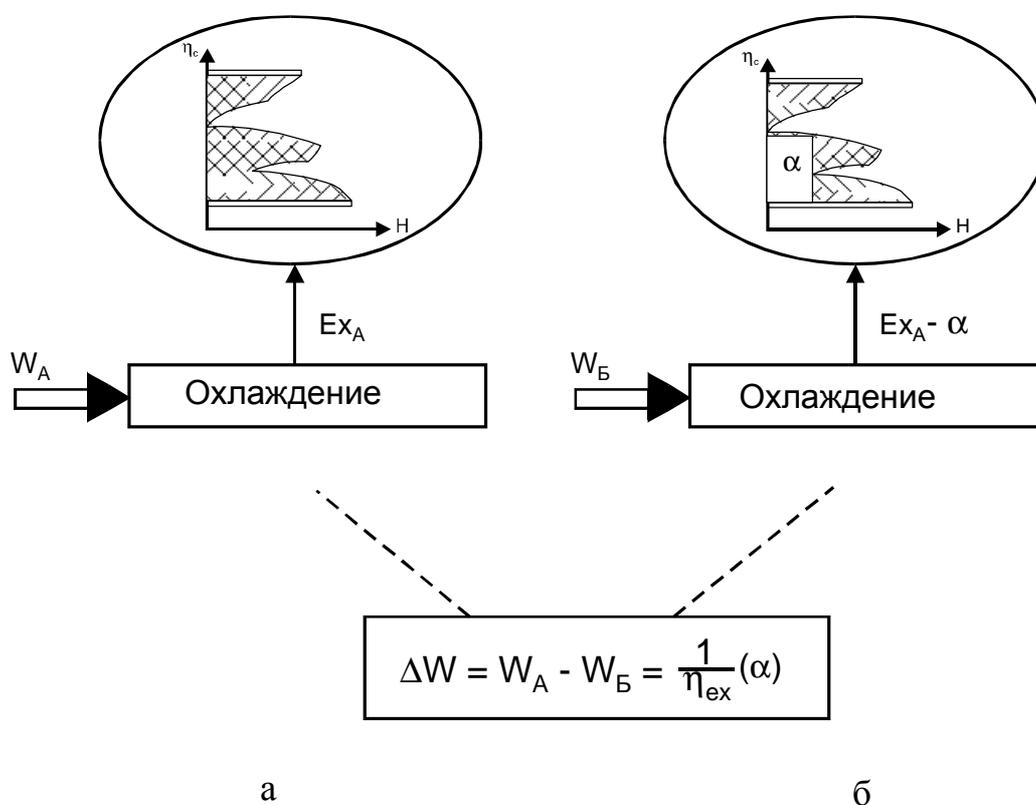


Рис. 8.11. Изменение системы охлаждения с одним уровнем охлаждения – (а) на систему охлаждения с двумя уровнями – (б) приводит к уменьшению потребления внешней мощности на величину пропорциональную α

системе охлаждения на величину α . После этого, считая эксергетический к.п.д. системы охлаждения η_e постоянным, мы можем определить на какую величину уменьшится механическая мощность, потребляемая системой при введении нового уровня охлаждения:

$$W_A - W_B = \frac{\alpha}{\eta_e}. \quad (8.7)$$

Заметим, что при увеличении числа уровней охлаждения и эксергетических уровней, потери эксергии (заштрихованная часть) будут умень-

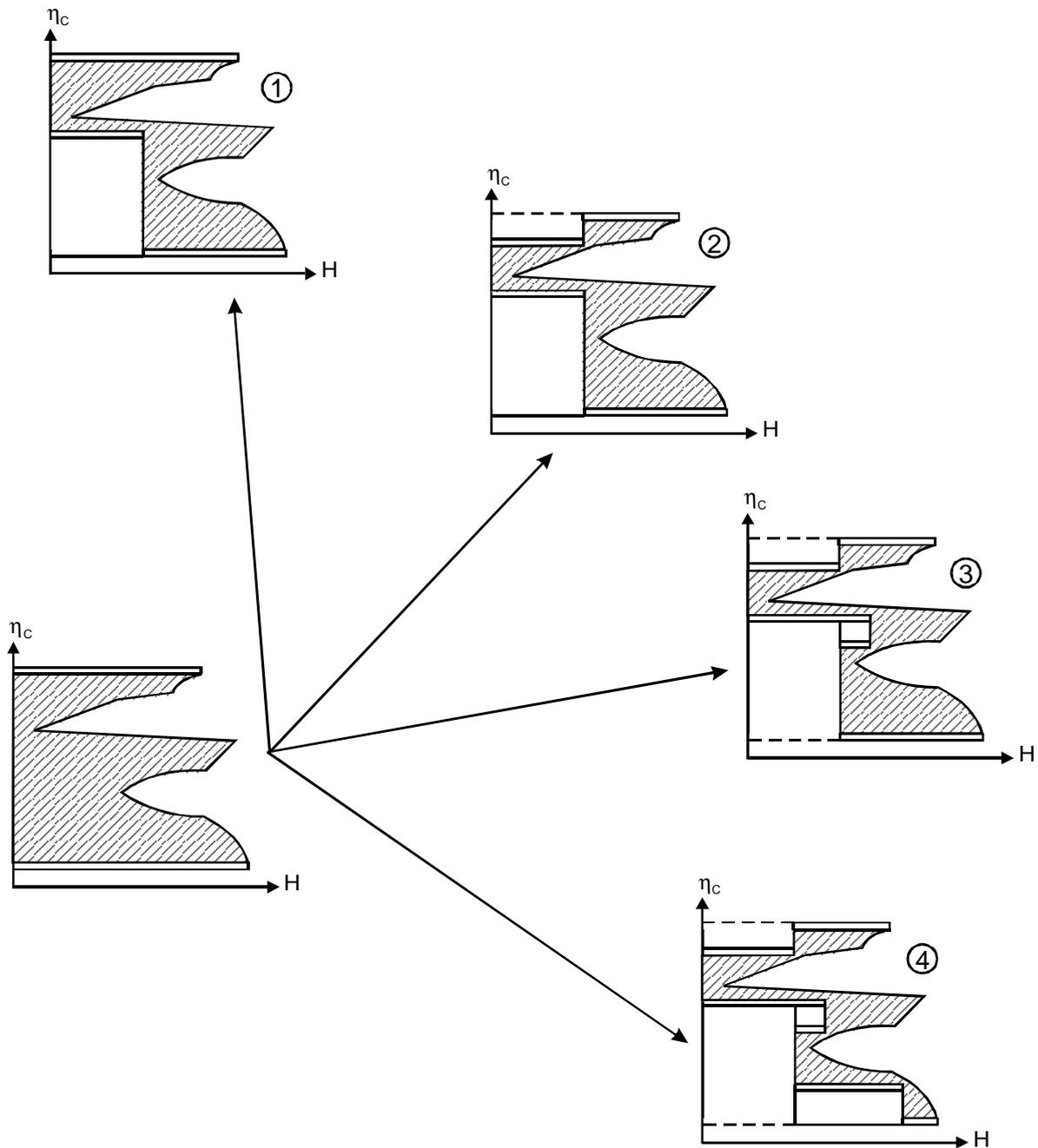
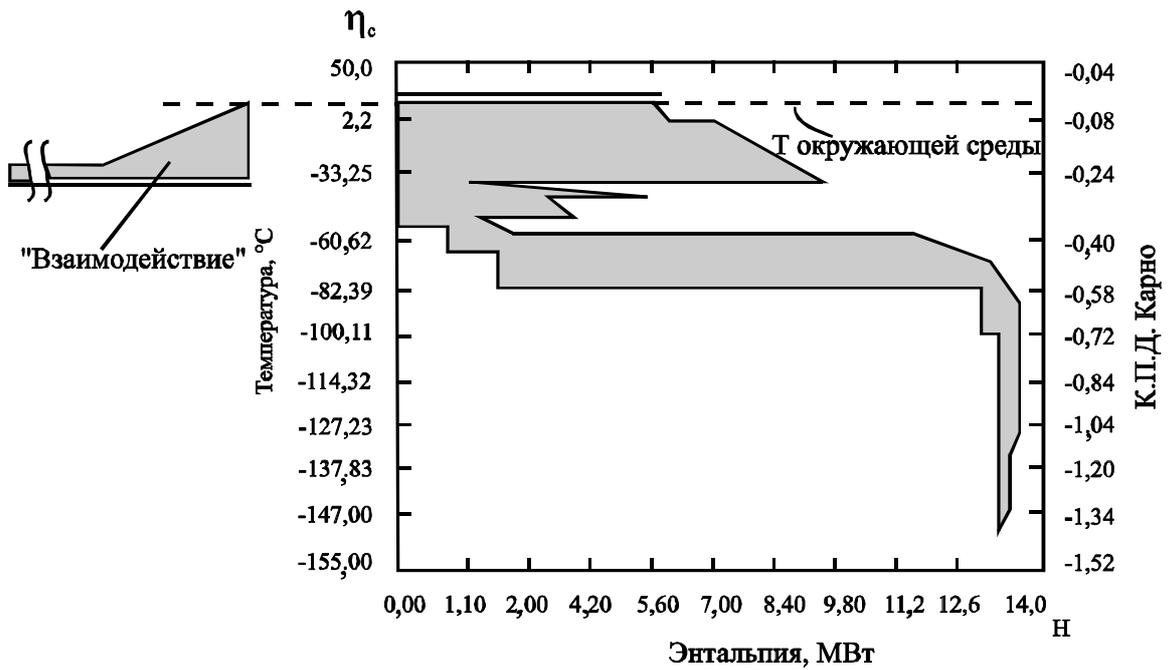
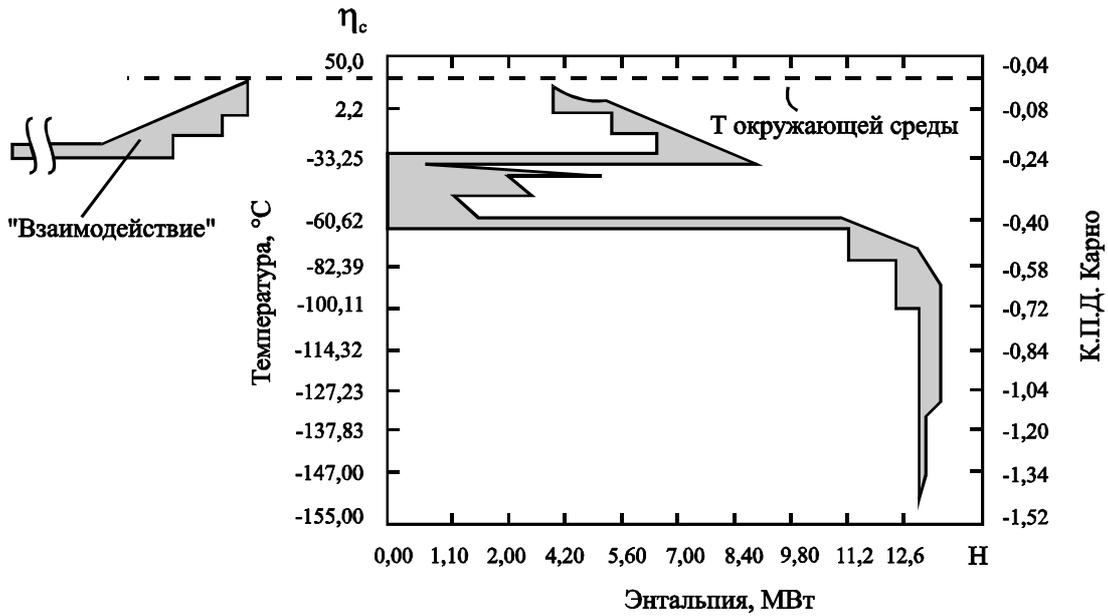


Рис. 8.12. Определение энергетических целей для холодильных систем. Увеличение числа уровней охлаждения ведет к снижению потребления внешней энергии



а



б

$$\Delta W = \frac{1}{\eta_{ex}} \left(\left[\text{Diagram 1} \right] - \left[\text{Diagram 2} \right] \right) = 2,260 \text{ MWt}$$

в

Рис. 8.13. Реконструкция процесса производства этилена: а – исходный процесс; б – процесс с измененными системами теплообмена и охлаждения (на а и б слева показана энтальпия взаимодействия между циклами); в – уменьшение потребляемой энергии

шаться (рис. 8.12), и, как следует из (8.7), изменение заштрихованной части будет пропорционально изменению целевого значения механической работы охладительных циклов.

Описанный подход использовался в [20] для предсказания целевой механической мощности системы низкотемпературного охлаждения (рис. 8.13б). Эти два проекта имеют различные теплообменные сети и системы охлаждения. С помощью введения новых эксергетических уровней можно предсказать общее уменьшение потребления мощности на $\Delta H = 3,83$ МВт. Более детальное моделирование проектов А и В показывает возможность уменьшения мощности на $\Delta H = 3,76$ МВт, т.е. различие между определением целей с помощью Большой составной кривой и выполненной математической моделью проекта составляет всего $\sim 1.9\%$.

На рисунках 8.14 и 8.15 показано применение рассмотренных нами методов к процессам низкотемпературной дистилляции. На рисунке 8.14б внешняя кривая является Большой эксергетической составной кривой процесса и строится она, как мы помним, из потоковых данных. На этой стадии инженер свободен в выборе взаимодействия между промежуточными кипятильниками, конденсаторами и другими элементами проекта.

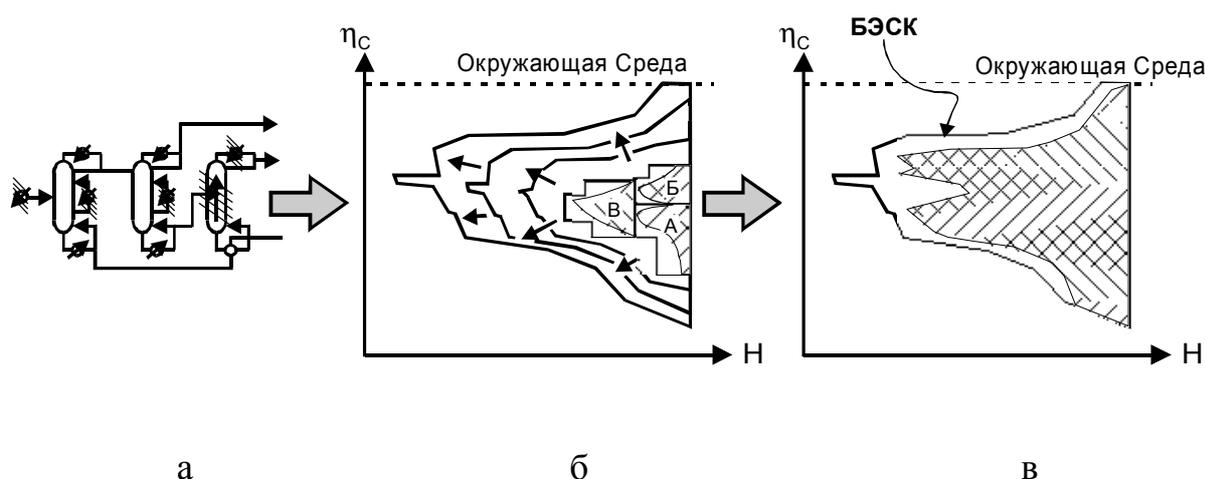


Рис. 8.14. Два этапа применения пинч-анализа к выполнению проектов низкотемпературной дистилляции. Первый: каждая колонна основного процесса – а проектируется самостоятельно с оптимизацией приведенных затрат. Затем строится центральный профиль процесса – б и Большая эксергетическая составная кривая – в. Область между этими кривыми определяет энергопотребление промежуточных потоков и конденсаторов

Внутри БЭСК находится, так называемый, центральный профиль процесса (ЦПП), и строится он на основании колонных профилей. Окружен этот профиль областью, показывающей общие обратимые изменения эксергии процесса. Внешняя часть БЭСК представляет действительные (необратимые) эксергетические потери в системе. Если мы введем утилитные уровни, то область между утилитными уровнями и БЭСК даст точное

значение эксергетических потерь в системе теплообмена (рис. 8.15). На рисунке 8.15 показаны также два процессных изменения. Первая модификация заключалась в исключении промежуточного конденсатора колонны А. В самостоятельном проекте колонны А промежуточный конденсатор уменьшал эксергетические потери, однако в общем контексте проекта это сохранение ведет к соответствующему увеличению тепловых потерь и не дает желаемого эффекта.

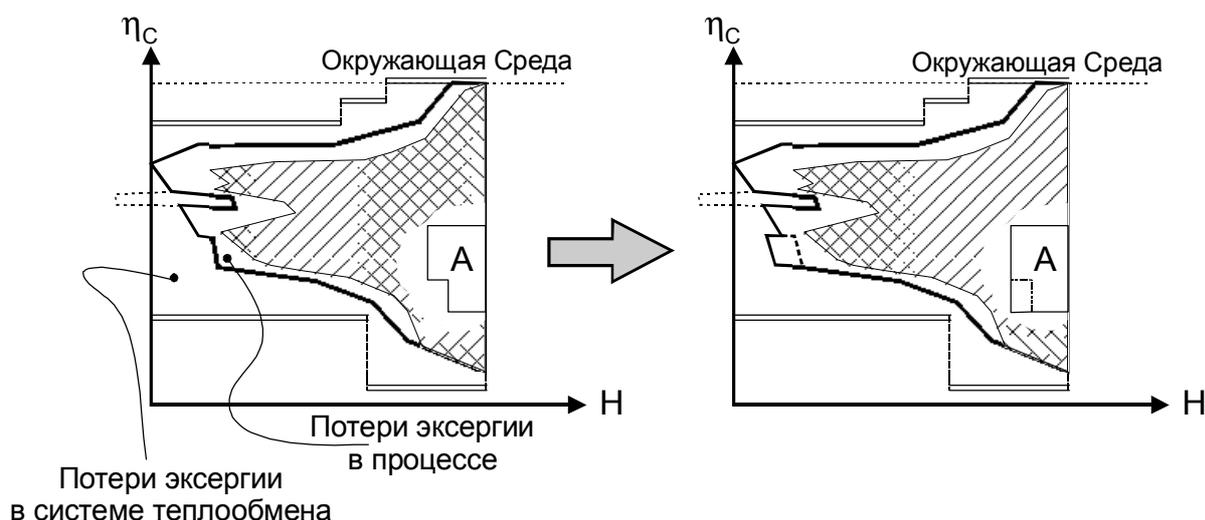


Рис. 8.15. На этапе 2 добавляются холодильные уровни. Такая конструкция наглядно показывает, как необходимо модернизировать внутренний процесс, чтобы уменьшить потребление энергии

Следующая модификация процесса вносит несколько незначительных изменений в БЭСК и одно существенное, связанное с изменением давлений в нескольких кипятильниках и конденсаторах. Это изменение убирает горизонтальный выступ, показанный на рис. 8.14, что в значительной степени снижает утилитную нагрузку (рис. 8.15).

В заключении этого пункта заметим, что инженер, пользуясь конструкциями, изображенными на рис. 8.14 и 8.15, может легко оценить влияние изменений в процессе на проект теплообменной и охладительной систем при их совместном рассмотрении. Широкая практика выполнения проектов [27] показывает, что совместный анализ колонных профилей и целевых значений для потребляемой механической мощности в холодильных циклах позволяет получить значительный эффект при проектировании низкотемпературных процессов дистилляции.

Результаты, полученные с помощью рассмотренных здесь методов, в значительной степени превосходят результаты, полученные с помощью принципов традиционного пинч-анализа. Типичными объектами для исследования с помощью развитых методов являются, как правило, разного рода лимитирующие стадии и процессы на промышленных предприятиях,

оптимизация выпускаемой продукции и эффективность энергопотребления.

8.4. Интеграция периодических процессов

Периодические процессы могут быть вполне определенными и многоцелевыми, существуют также циклические непериодические процессы. Определенные и циклические производства часто встречаются в пищевой и виноводочной промышленности. Многоцелевые и нерегулярные процессы можно встретить в полимерной промышленности, фармацевтической промышленности и на других производствах, где продукция выпускается малыми объемами.

Понятно, что сама концепция интегрирования процессов применима скорее к определенным и циклическим периодическим процессам, чем к нерегулярным или многоцелевым. Однако промышленный опыт показывает значительные возможности увеличения прибыли в результате применения интеграции в процессах, относящихся к периодическим или полупериодическим процессам и перекрывающим всю область от определенных/циклических до многоцелевых/нерегулярных. Результатом применения интеграции обычно является: устранение узких мест производства, снижение себестоимости и увеличение качества продукции, уменьшение брака, уменьшение времени цикла производства и т.д.

Периодические процессы лимитируются обычно следующими четырьмя ключевыми параметрами:

- материальный поток (например, ожидание следующей загрузки);
- тепловой поток (например, ожидание достижения регламентированных температур);
- емкость оборудования (например, ожидание опорожнения следующего сосуда);
- труд (например, ожидание следующей смены).

Эти параметры обычно взаимодействуют, и тепловые потоки, при этом играют существенную роль в технической реализации процесса. Материальный поток может зависеть от скоростей нагрева, загрузки или охлаждения продукта. Емкость оборудования может лимитироваться временем пребывания продуктов в реакторе, которое, в свою очередь, будет лимитироваться теплообменом. Качество разделения может лимитироваться возможными температурными пределами и т.д. Выполнение энергоаудита для периодических процессов обычно позволяет добиться успехов в:

- увеличении производительности,
- улучшении качества продукции,
- уменьшении удельного энергопотребления.

Естественный вопрос, который возникает перед инженером при анализе периодических процессов, это: каким образом включить временной

масштаб процесса в создаваемую модель? Для этого уже разработаны различные правила и процедуры. Например, модель усреднения во времени, модель временного расслоения, модель временной диаграммы событий [28], каскадная модель [29], модель утилитных кривых периодических процессов [30, 31] и т.д. Простой пример успешного интегрирования периодических процессов приведен на рисунках 8.16 и 8.17.

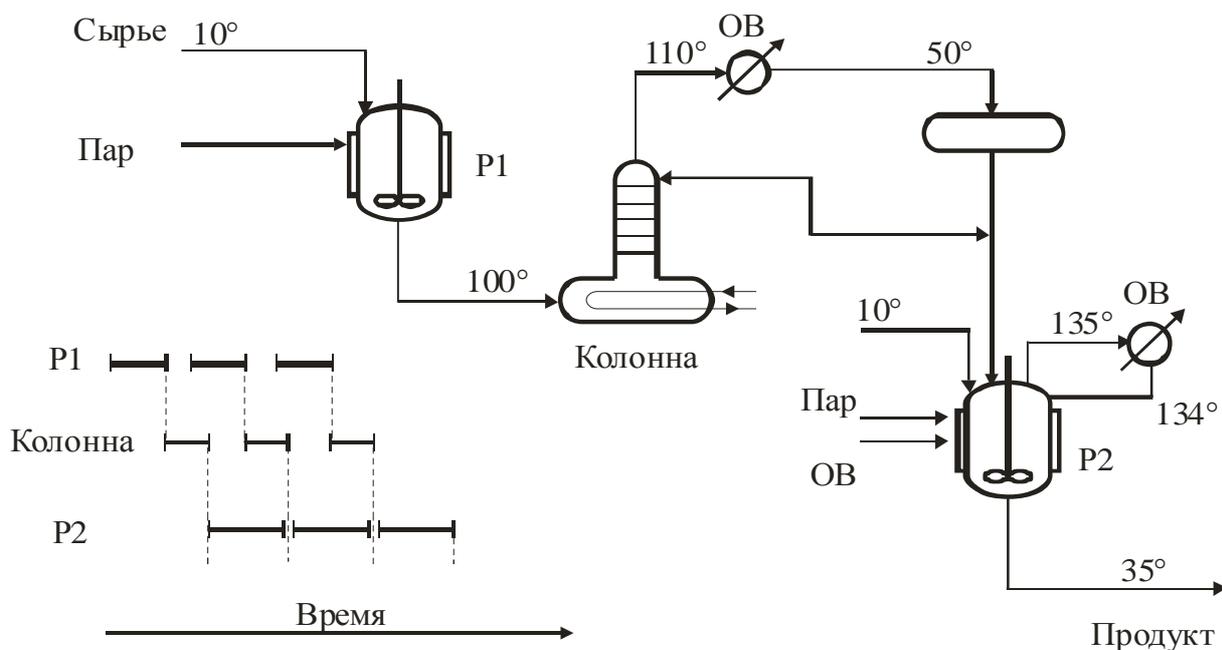


Рис. 8.16. Диаграмма событий процесса и технологическая схема простого периодического процесса. Реактор №2 лимитирующий

На рисунке 8.16 показана технологическая схема циклического периодического процесса, но с общей нерегулярностью выпуска продукции и с многоцелевыми реакторными емкостями. Слева внизу этого рисунка приведена временная диаграмма событий для рассматриваемого процесса. Время цикла в исходном процессе равно 5,6 часа, а лимитирующим является реактор №2.

На рисунке 8.17 представлен проект реконструкции исходного процесса и временная диаграмма событий. Здесь производительность реактора №1 увеличена за счет организации подогрева продукта во время его загрузки в реактор. Производительность реактора №2 увеличена за счет предварительного подогрева исходного сырья и охлаждения продукта. Эти мероприятия интегрированы с целью рекуперации тепловой энергии за счет введения дополнительной накопительной емкости. Вследствие этого, время цикла уменьшилось до 3,25 часов, а производительность возросла на 72%.

Как указывалось выше, концепция интегрирования в периодических процессах совсем неочевидна, но, как показывает мировой опыт, применение пинч-анализа к периодическим процессам довольно часто приводит к эффектам более значительным, чем в случае непрерывных процессов.

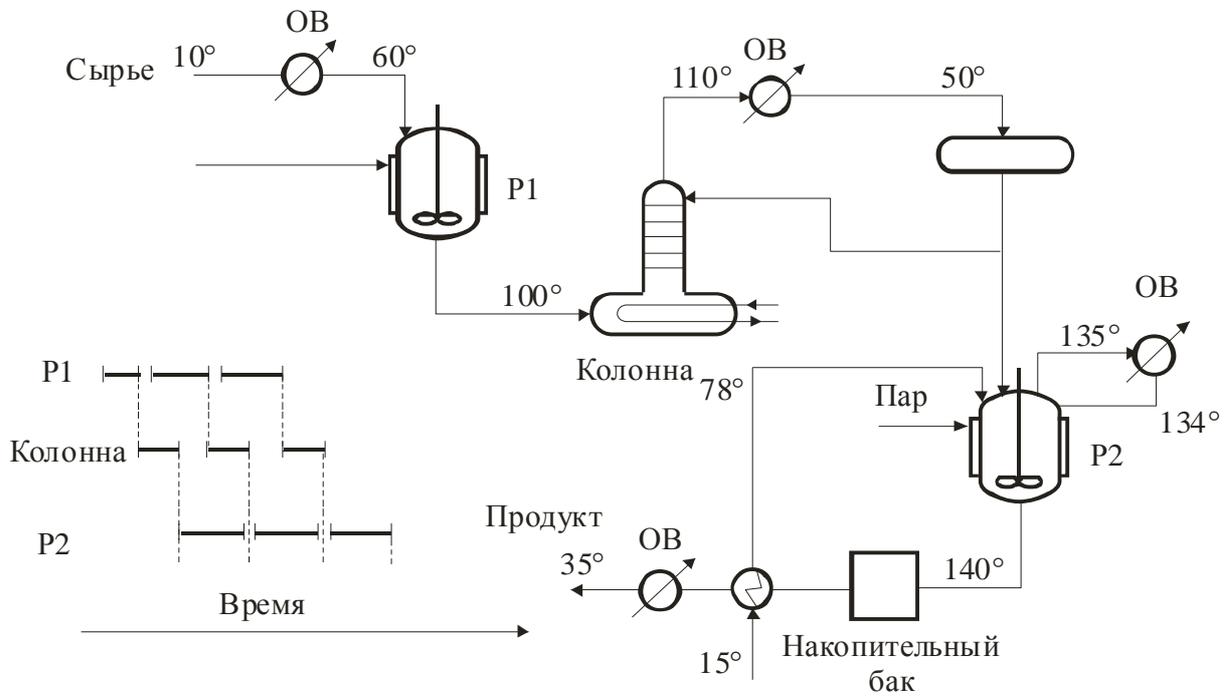


Рис. 8.17. Проект реконструкции для процесса на рис. 8.16

Более поздние методы, развитые для периодических процессов, читатель может найти в работах [9, 31].

Глава 9

ИНТЕГРАЦИЯ ПРОЦЕССОВ В ПРЕДЕЛАХ ПРОИЗВОСТВЕННО-ТЕРРИТОРИАЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Интеграция в пределах большого производственно-территориального комплекса возвращает нас к истокам пинч-анализа, т.е. к оптимизации теплоэнергетических систем промышленных предприятий. Но в отличие от традиционного пинч-анализа, интеграция производственных комплексов выводит нас за границы индивидуальных процессов.

Типичные процессы нефтеперерабатывающих производств, основных химических производств, производств пищевой и углехимической промышленности располагаются на территории больших производственных комплексов, которые, как правило, снабжаются энергией (пар, электроэнергия) от одной централизованной утилитной системы (теплоэлектроцентраль). Схематически промышленно-территориальный комплекс изображен на рис. 1.14, где мы видим несколько отдельных процессов, которые снабжаются энергией от одной центральной утилитной системы. Потребление пара в качестве горячей утилиты и использование пара, получаемого в процессе производства, происходит через паровые магистрали комплекса. Утилитная система, потребляя природное топливо (газ, уголь и т.д.), производит энергию, которой и снабжает процессы в производственном комплексе (рис. 1.14). Для передачи пара разного уровня, как правило, используется несколько паровых магистралей. Заметим, что если количество энергии, генерированной в процессе, превосходит потребности самого процесса, то эта энергия может быть экспортирована за его территорию и, соответственно, наоборот. Потребление холодных и горячих утилит может быть определено с помощью больших составных кривых, но поскольку производственный комплекс может включать несколько процессов, то утилиты, необходимые в каждом отдельном процессе, могут иметь различный энергетический уровень, а разность этих уровней может, очевидно, служить потенциалом для энергосбережения и когенерации электрической энергии. Поэтому для корректного использования энергетических ресурсов в больших производственно-территориальных комплексах в пинч-анализе разработаны специальные методы, к рассмотрению которых мы сейчас и приступим.

9.1. Общие профили для производственных комплексов. Определение целевых энергетических значений для производственных комплексов

Недавние исследования в области пинч-анализа сделали возможным определение целевых энергетических значений в пределах крупного промышленного комплекса. Для этого используются обобщенные температурные профили комплекса или просто профили производственного комплекса. Строятся эти профили из больших составных кривых отдельных процессов, которые входят в производственный комплекс. На рисунке 9.1 показано построение температурного профиля комплекса для двух процессов. Создание профиля процесса начинается с построения индивидуальных больших составных кривых. Затем эти БСК модифицируются в два этапа:

1. Немонотонные части БСК, так называемые “карманы”, закрываются вертикальными линиями (рис. 9.1) и обрезаются.

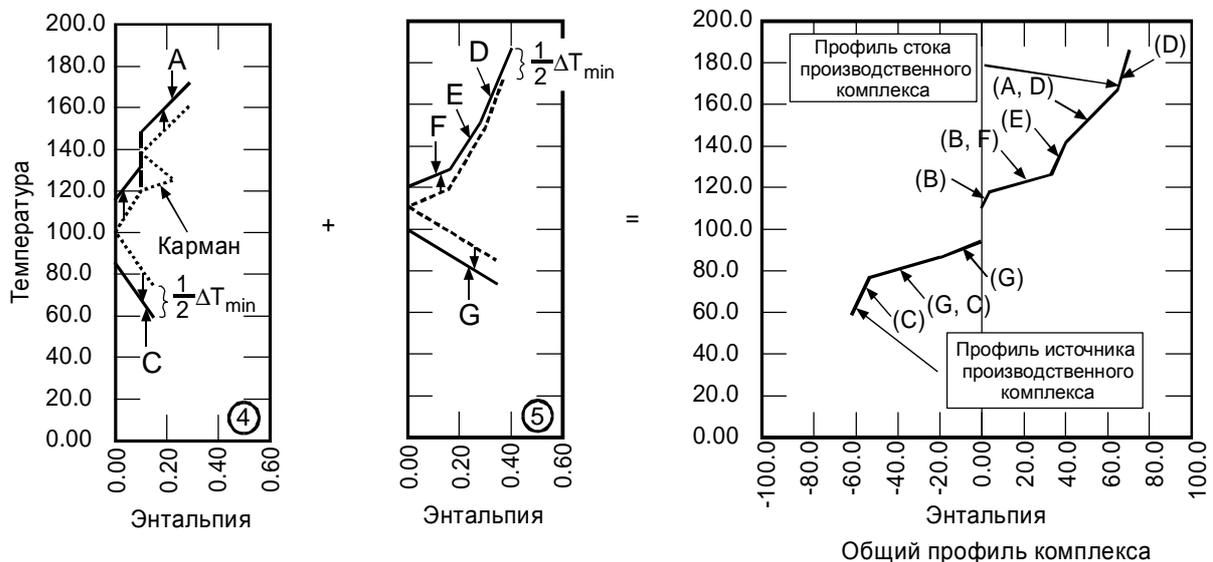


Рис. 9.1. Построение общих температурных профилей производственного комплекса с помощью больших составных кривых отдельных процессов

2. Затем профили источника и стока БСК сдвигаются на $\frac{1}{2}\Delta T_{\min}$.

При этом температуры элементов профиля источника уменьшаются на $\frac{1}{2}\Delta T_{\min}$, а профили стока увеличиваются на $\frac{1}{2}\Delta T_{\min}$ (рис. 9.1). Очевидно, что для приведения температурных профилей к реальным температурам в каждом из процессов используется свое собственное ΔT_{\min}

Далее строятся температурные профили “стока” и “источника” производственного комплекса. Эти построения выполняются точно также, как

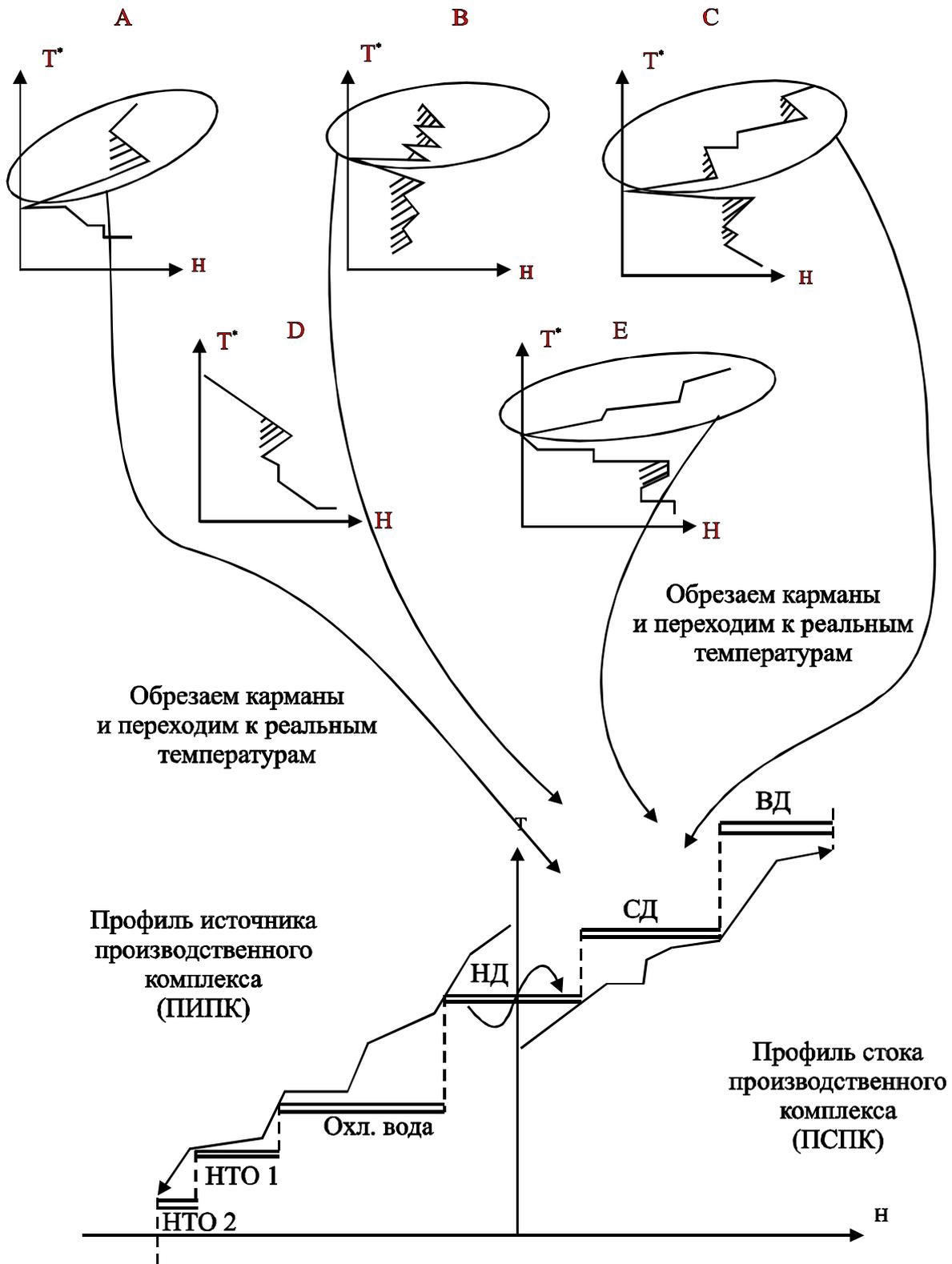


Рис. 9.2. Построение температурных профилей для пяти процессов и снабжение их необходимыми утилитами. Заметьте, что пар низкого давления является холодной утилитой для профиля источника и горячей для профиля стока

это мы делали в главе 2 при построении составных кривых, т.е. рассматриваются температурные интервалы, на которые делят температурную ось точки излома модифицированных и сдвинутых вдоль оси T больших составных кривых индивидуальных процессов. В каждом температурном интервале суммируются энтальпийные требования процессов. Построение производится так, что энтальпийные требования общего профиля стока производственного комплекса считаются положительными, а для общего энергетического источника – отрицательными (рис. 9.1).

Поскольку “карманы” из рассмотрения мы исключили, тем самым мы исключили возможность передачи теплоты от процесса к процессу, по-

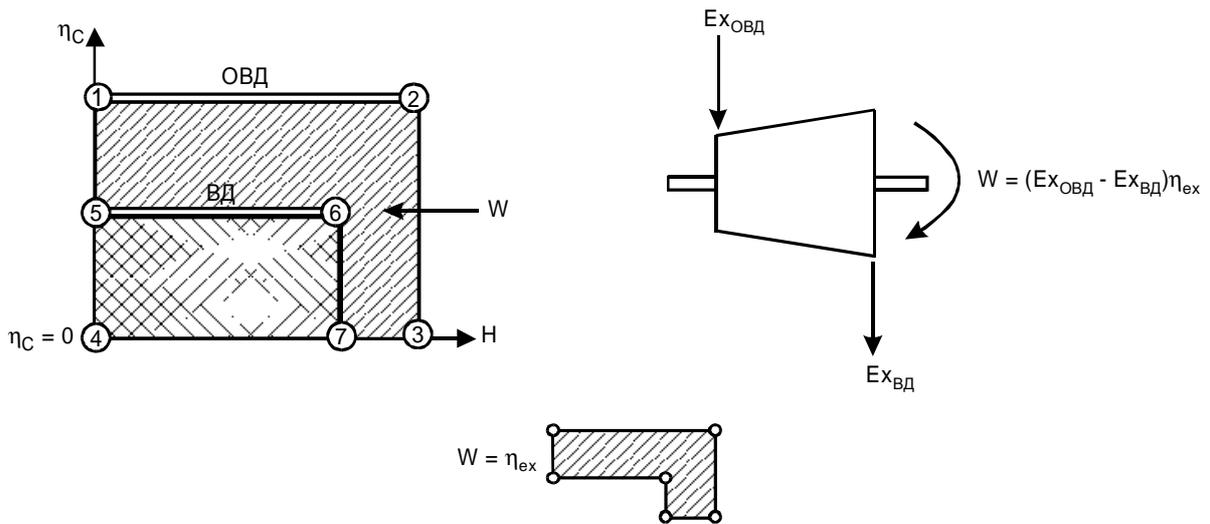


Рис. 9.3. Определение целевых значений для когенерации электроэнергии

этому и общий профиль источника и общий профиль стока будут монотонными функциями от температуры, и будут определять целевые энергетические значения для производственно-территориального комплекса. Заметим также, что полная рекуперация теплоты в пределах каждого процесса уже определена, поэтому мы и вернулись к реальным температурам.

Следующим шагом является размещение холодных утилит против общего профиля источника и горячих утилит против общего профиля стока. Такие профили помогают наилучшим образом разместить уже существующие утилиты или подобрать новые. Часто возможно использовать одни и те же утилиты (такие как пар, горячее масло, вода и т.д.) для получения теплоты от общего источника и передачи этой теплоты к профилю общего стока в области, где существует температурное перекрытие профилей (рис. 9.2).

На рисунке 9.3 представлен метод определения целевых энергетических значений для когенерации с помощью рассмотренных нами в главе 8 эксергетических диаграмм, на которых температурные уровни потребляемой и отводимой мощности откладываются на плоскости с энтальпией вдоль оси абсцисс и к.п.д. Карно вдоль оси ординат. В данном примере

приводится диаграмма для турбины, которая потребляет пар очень высокого давления (ОВД), а на выходе турбины отводится отработанный пар высокого давления (ВД). Эксергия пара очень высокого давления (эквивалент идеальной работы) равна заштрихованной области 1 – 2 – 3 – 4 (рис. 9.3), в то время, как эксергия отработанного пара (ВД) равна заштрихованной области 4 – 5 – 6 – 7. Поэтому работа, которая может быть совершена при переходе от пара ОВД к пару ВД, равна разности их эксергий, т.е. области 1

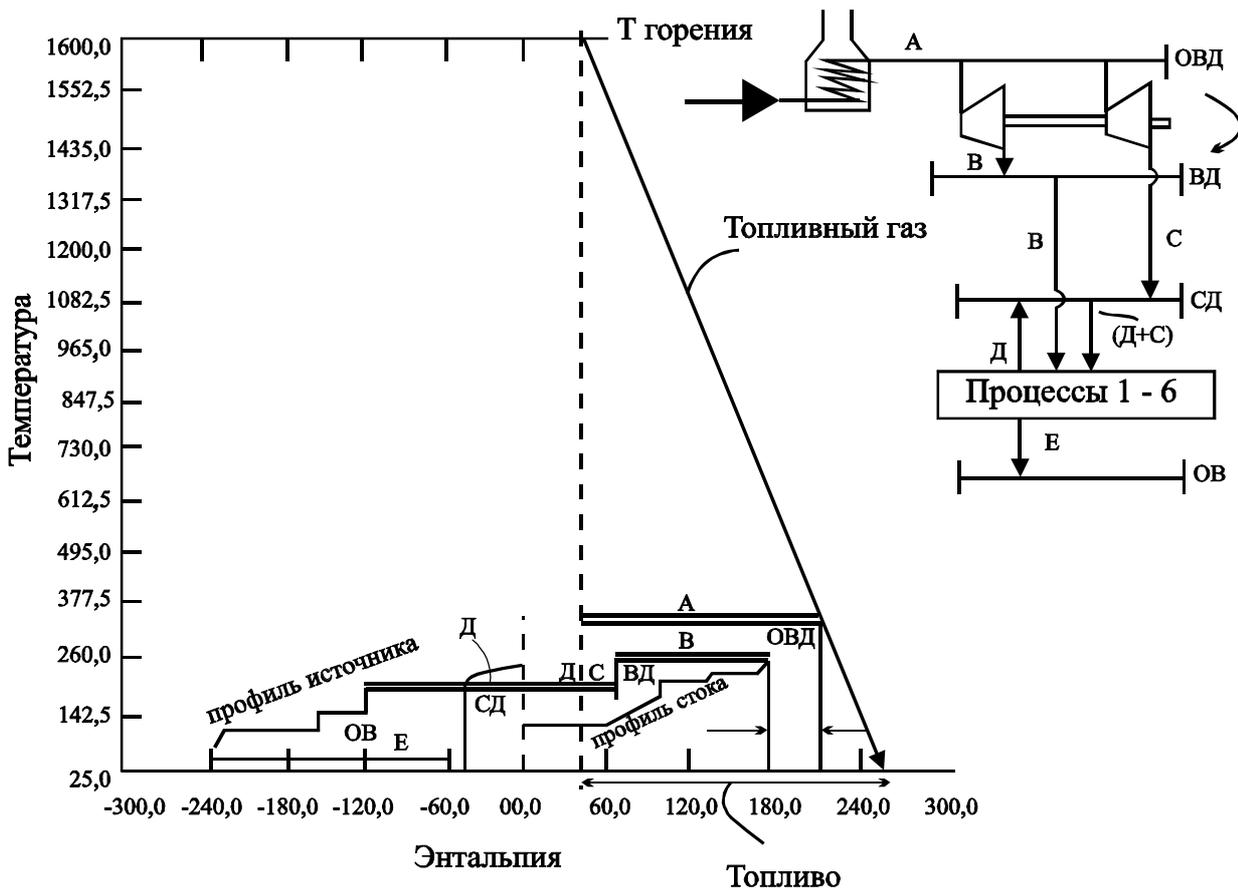


Рис. 9.4 Пример построения температурных профилей с размещением утилит для утилитной системы, эскиз которой показан справа на рисунке: ОВД – пар очень высокого давления; ВД – пар высокого давления; СД – пар среднего давления; ОВ – охлаждающая вода; Д – мощность генерации пара среднего давления в процессах; С – мощность, передаваемая паром среднего давления от турбинной системы; В – мощность, передаваемая паром высокого давления, полученного из турбинной системы; Е – мощность, отводимая охлаждающей водой

– 2 – 3 – 7 – 6 – 5. Реальную работу, которая может быть выполнена турбиной, мы можем вычислить, умножив идеальную работу на эксергетический к.п.д. турбины η_{ex} . Таким образом, энергетическая цель для когенерации, в рассматриваемой системе будет равна площади заштрихованной поверхности 1 – 2 – 3 – 7 – 6 – 5, умноженной на η_{ex} (рис. 9.3).

Давайте в качестве примера рассмотрим производственный комплекс, состоящий из нескольких процессов, например шести, а также

включающий утилитную систему и две турбины для генерации электроэнергии. Обе потребляют пар очень высокого давления, но отработанный пар первой из них является паром высокого давления, а второй – паром среднего давления. Общая система также включает две паровых магистрали – высокого и среднего давления и общую систему охлаждения. Эскиз технологической схемы производственного комплекса представлен на рис. 9.4.

Здесь же изображены общие температурные профили комплекса и

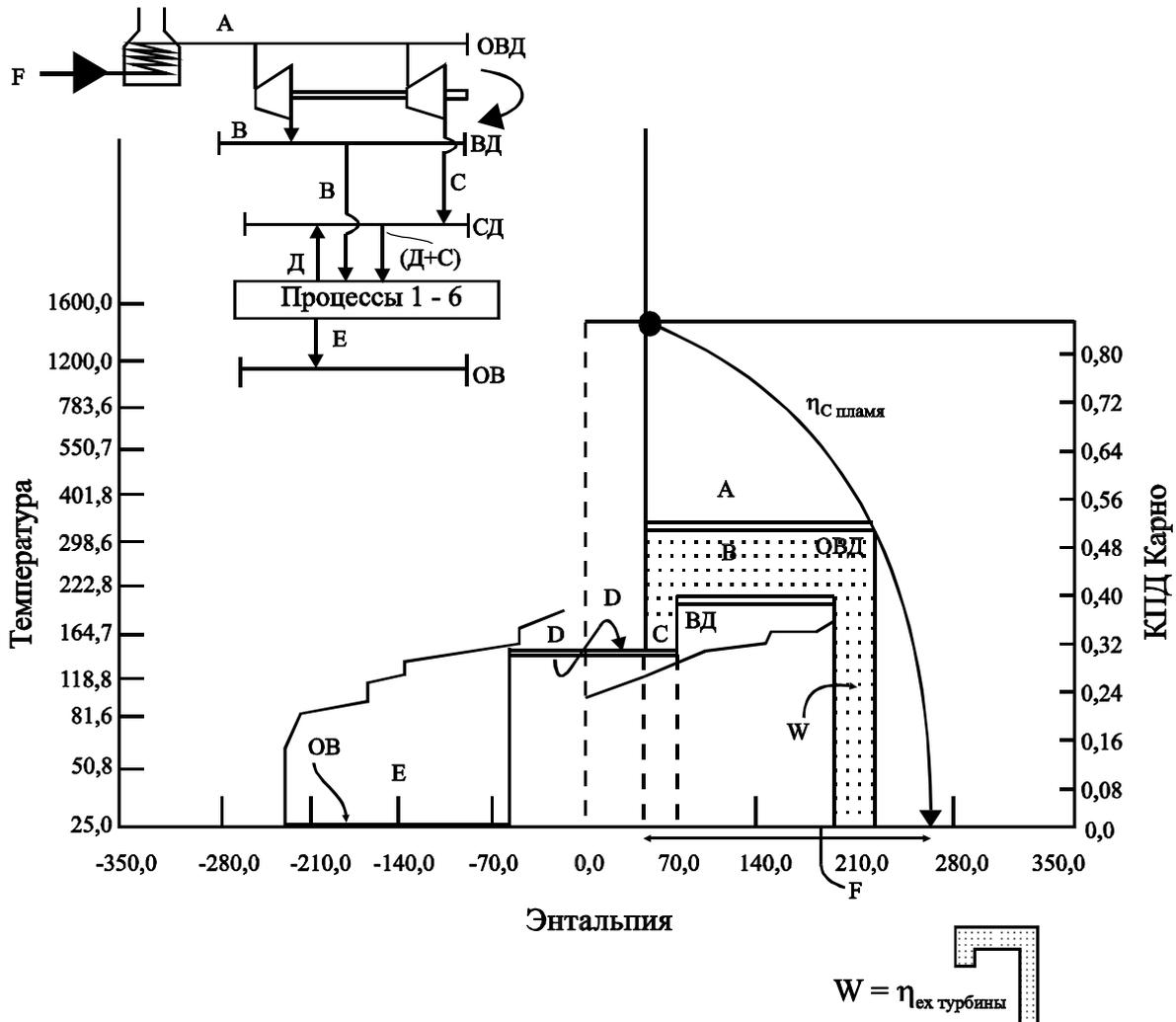


Рис. 9.5. Определение целевых значений для топлива, когенерации электроэнергии, эмиссии и охлаждения в производственно-территориальном комплексе

все используемые в системе утилиты. Минимальное значение потоковой теплоемкости топливного газа определяется параметрами пара очень высокого давления, питающего турбины. Количество требуемого топлива определяется изменением энтальпии топливного газа от температуры горения до температуры окружающей среды.

Общие температурные профили комплекса также определяют целевые значения для холодных утилит и возможное значение дополнительной

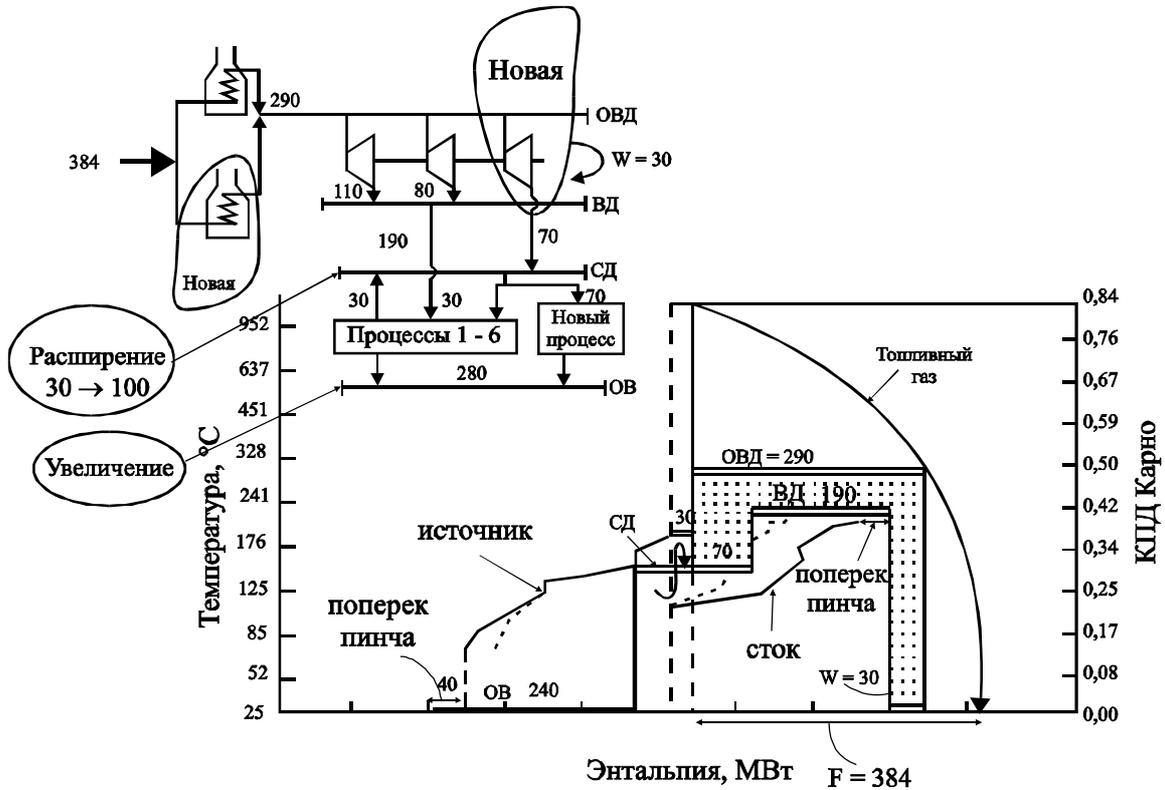
рекуперации энергии (рис. 9.4). Но поскольку все построения, в данном случае, сделаны на $T - H$ плоскости, мы не можем получить целевые значения для когенерации электроэнергии в системе. Для этого, как мы знаем, нам необходимо выполнить построение общих температурных профилей и утилитных размещений на координатной плоскости, где вдоль оси ординат отложено значение к.п.д. Карно (рис. 9.5). Здесь, также как на рисунке 9.4, целевым значением генерации пара среднего давления (СД) всеми процессами является величина D . Оставшееся необходимое значение пара среднего давления C обеспечивается турбинной системой. Целевым значением для пара высокого давления (ВД), для всех процессов комплекса является величина B . Таким образом, турбинная система может удовлетворять требования производственного комплекса, как для пара высокого давления – B , так и среднего давления – C . Заштрихованная поверхность на рис. 9.5 является идеальной работой (т.е. эксергией), которую может выполнить пар очень высокого давления – A , получаемый в утилитной системе комплекса. Таким образом, мы можем установить целевое значение для когенерации электроэнергии – W . Необходимое для комплекса значение пара очень высокого давления – A устанавливает целевое значение для топлива, потребляемого в котлах утилитной системы – F , как горизонтальную проекцию топливного профиля на энтальпийную ось (рис. 9.5). Зная состав топлива, проектировщик может определить величину эмиссии вредных веществ в атмосферу. Целевое значение для холодных утилит определяется общим температурным профилем источника и равно E (рис. 9.5). Следовательно, начиная с построения больших составных кривых для индивидуальных процессов, входящих в состав большого территориально-производственного комплекса, проектировщик может установить целевые значения для топлива, потребляемого комплексом, для когенерации электроэнергии, для эмиссии вредных веществ в окружающую среду и для холодных утилит.

9.2. Пример интеграции процессов в производственно-территориальном комплексе

Методы, изученные в предыдущем пункте, могут быть применены для одновременной модернизации процессов и утилитной системы большого производственно-территориального комплекса. Рассмотрим конкретный пример для иллюстрации использования общих температурных профилей комплекса при выполнении проекта его модернизации.

На рисунке 9.6 показано существующее распределение утилит относительно общих температурных профилей комплекса. Здесь мы видим паровую магистраль высокого давления, куда поступает пар от центральной турбинной системы. Распределительная магистраль пара среднего давления не связана с турбинной системой, более того, весь пар среднего давле-

Построение общих температурных профилей производственного комплекса показывает проектировщику дополнительную информацию.



Вследствие значительного расширения температурных профилей давление

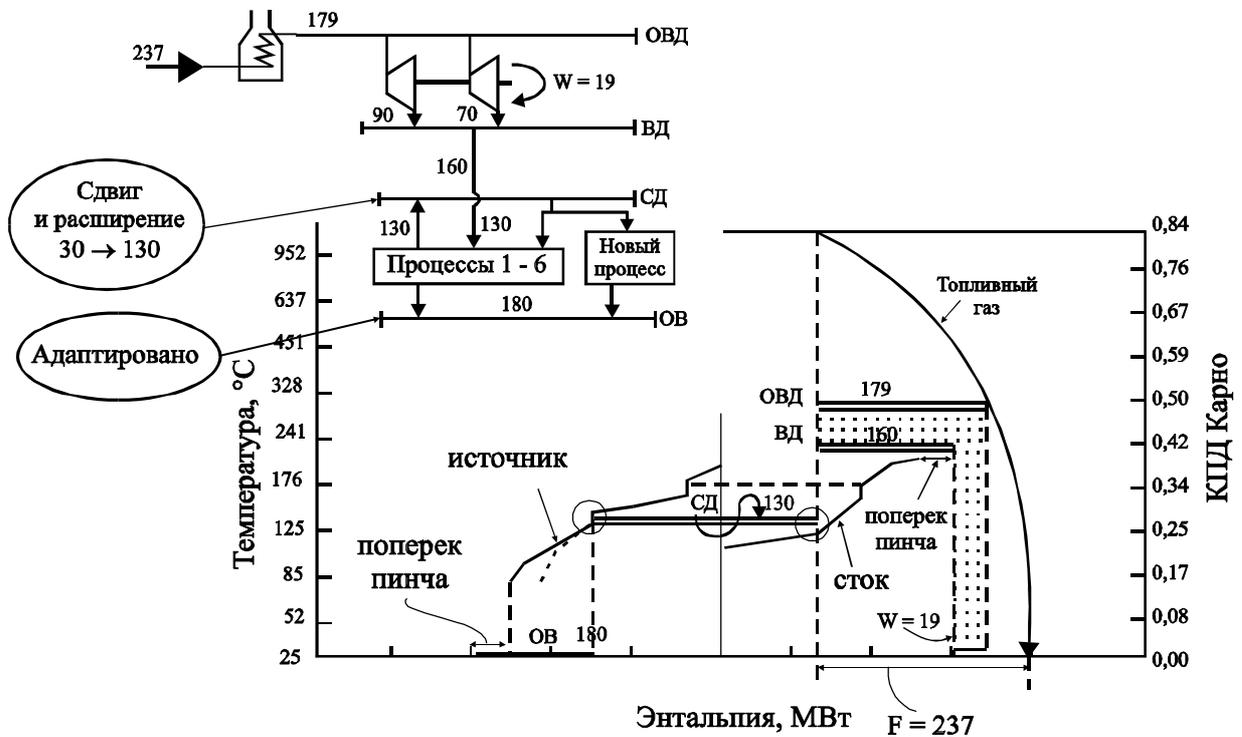


Рис. 9.8. Альтернативный проект реконструкции комплекса, основанный на рассмотрении общих температурных профилей

пара среднего уровня перестало быть оптимальным. На рисунке 9.7 видно, что не используются в полной мере движущие силы доступные между паром среднего давления и температурным профилем стока. Данная диаграмма совершенно ясно показывает, что давление пара среднего уровня должно быть уменьшено. Выполнение такого уменьшения показано на рис.

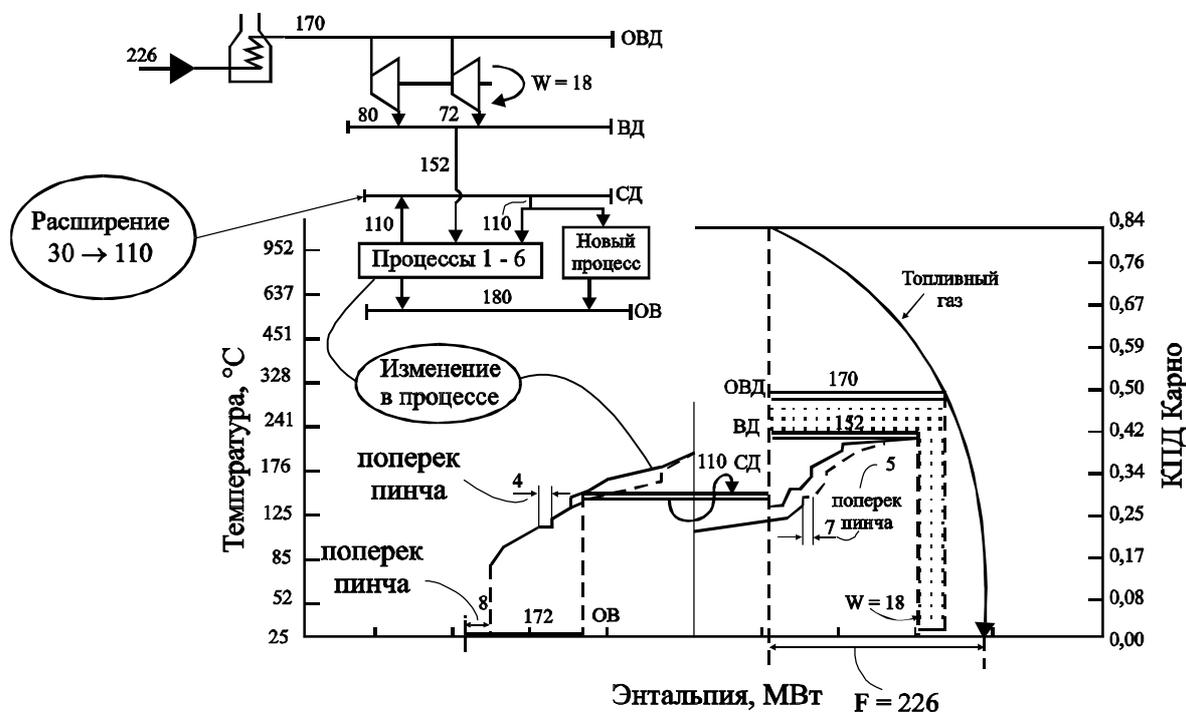


Рис. 9.9. Альтернативный проект с модификацией процессов

9.8. Давление пара среднего уровня выбрано так, чтобы генерация пара в процессах горячими потоками была полностью сбалансирована его потреблением в качестве горячей утилиты, и тепловая нагрузка при генерации и, соответственно, при потреблении этого пара должна быть максимальна. Данная модернизация позволила значительно сократить использование пара очень высокого давления (рис. 9.8). И по сравнению с первоначальным вариантом, в альтернативном варианте потребление топлива снижено на ~ 38%, а охлаждающей воды на ~ 36%, и кроме того не требуются инвестиции в новую турбину и новый котел.

Если по технологическим причинам давление пара среднего уровня не может быть снижено, проектировщик может добиться уменьшения приведенной стоимости модернизации путем изменения процессов. Некоторые возможности такого изменения мы обсуждали в главе 6, а пример такой модернизации для рассматриваемого случая приведен на рис. 9.9. В результате потребление топлива уменьшается на 41%, хладагентов на ~ 39%, и также нет необходимости в инвестициях в новое оборудование.

Дальнейшее улучшение проекта модернизации мы можем получить за счет введения новой магистрали для пара низкого давления, как показано на рис. 9.10. Температурные профили комплекса показывают, что 35

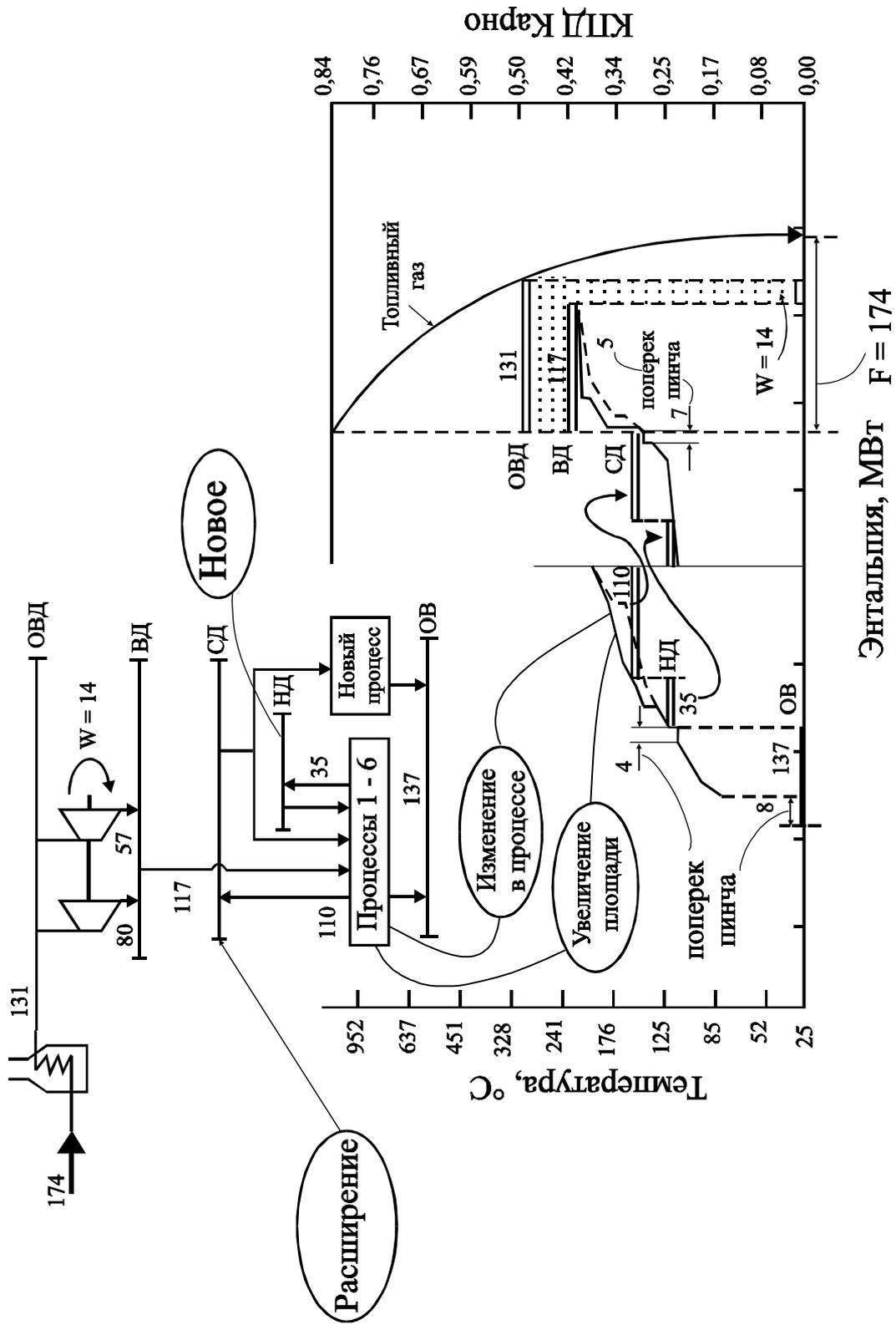


Рис. 9. 10. Альтернативный проект с введением новой паровой магистрали

МВт пара низкого давления, генерируемого в процессах за счет рекуперации теплоты, мы можем передать холодным потокам комплекса. В результате этого потребление топлива снизится, по сравнению с предлагаемым проектом, на 55%, а охлаждающей воды – на 51%, но появятся дополнительные инвестиции в новую паровую магистраль и, соответственно, в дополнительную поверхность теплообмена.

9.3. Составные кривые производственного комплекса

В недавних исследованиях, посвященных применению пинч-анализа к интеграции производственных комплексов, разработаны новые очень удобные методы проектирования утилитных систем производственных комплексов, и в частности, так называемые "Составные кривые производственных комплексов".

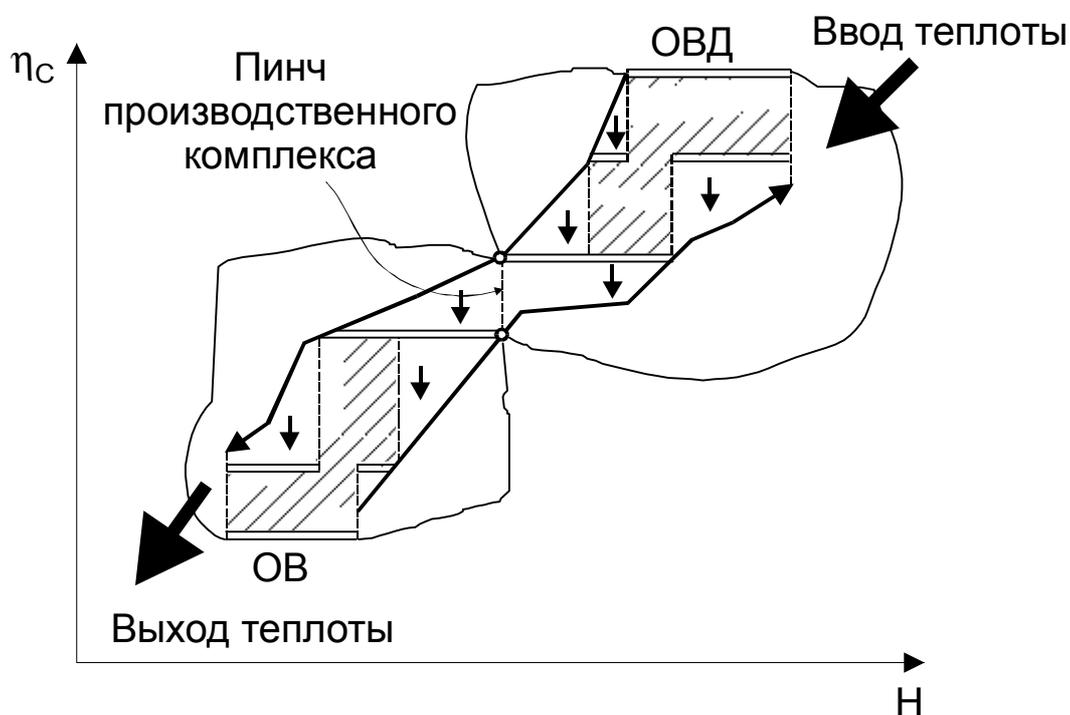


Рис. 9. 11. Составные кривые производственного комплекса

Данные кривые строятся с использованием общих температурных профилей комплекса, которые изображаются с перекрытием на (η_c, H) диаграмме (рис. 9.11). Поэтому графическое изображение этих кривых во многом подобно изображению составных кривых отдельных процессов, но существует очень важное отличие, а именно это то, что теплообмен между технологическими потоками, представленными в составных кривых производственного комплекса, может быть осуществлен только опосредованно через паровые магистрали, а не прямо от горячей кривой к холодной. Вследствие этого "Общий пинч производственного комплекса" будет ло-

кализован в том месте на рассматриваемых кривых, где нет перекрытия между утилитами (рис. 9.11).

Светлые области на рис. 9.11 между составными кривыми (отмечены вертикальными стрелками) показывают величину эксергетических потерь между процессами, входящими в производственный комплекс и его утилитной системой. Заштрихованные области показывают существующий энергетический потенциал, который возможно использовать для когенерации электроэнергии.

С помощью составных кривых производственного комплекса обычным способом могут быть построены Большие утилитные составные кривые производственного комплекса (рис. 9.12). Они показывают инженеру путь к наилучшему использованию энергетического потенциала для когенерации.

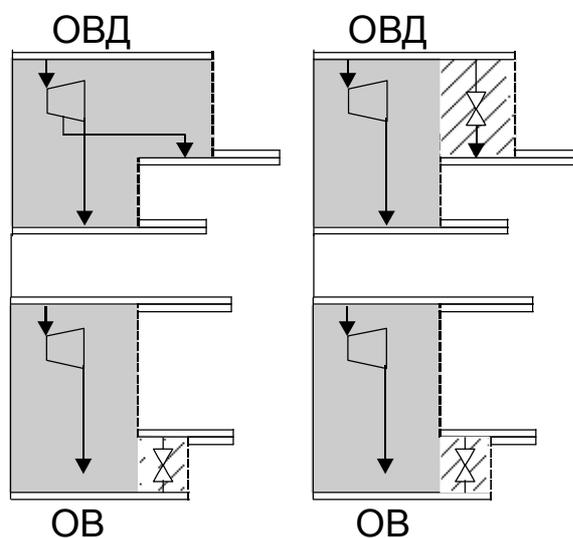


Рис. 9.12. Большие утилитные составные кривые производственного комплекса

Заметим, что изученный нами плюс/минус принцип может быть применен к общему пинчу комплекса. При этом изменения процессов можно объединить в три различные группы:

- изменения, ведущие к снижению потребления топлива производственным комплексом;
- изменения, которые ведут к увеличению когенерации в процессах за счет увеличения потребления топлива;
- изменения, ведущие к увеличению потребления топлива, которое компенсируется увеличением производства электроэнергии за счет когенерации.

Еще один важный вывод можно сделать, исходя из интеграции процессов в производственном комплексе, и касается он стоимости пара. Пар – это внутренний, промежуточный теплоноситель, и поэтому любые изменения в проекте или любая модификация предприятия (если они потребу-

ют изменения в количестве и распределении теплоносителей) могут быть выражены через стоимость внешних энергоносителей.

Интеграция в пределах территориально-промышленных комплексов является большим достижением в области пинч-анализа за последнее десятилетие. Также как и в традиционном пинч-анализе, ее применение позволяет установить целевые значения для потребления топлива, когенерации, вредных выбросов и использования охлаждающей воды еще до создания проекта модернизации комплекса.

9.4 Определение целевых значений вредных выбросов

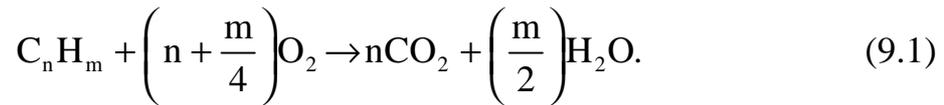
Мы уже знаем, что основной целью применения пинч-анализа является создание энергоэффективных производств с уменьшением их воздействия на окружающую среду. В данной главе мы рассмотрим, каким образом проектировщик, выполняя проект, может установить связь между потреблением энергии и характером выбросов, образующихся в результате сжигания топлива.

Исторически контроль над загрязнением воздуха был создан для решения локальных проблем, таких как смог в регионах Лос-Анджелеса или Лондона. Однако в настоящее время стало понятно, что такие общие проблемы, как глобальное потепление или кислотные дожди не могут быть решены без ограничения выбросов на каждом промышленном предприятии. И лучше всего определять выбросы токсичных веществ в атмосферу через их абсолютные массовые расходы потому, что оценка загрязнения с помощью определения концентрации вредных веществ, поступающих в атмосферу, может привести к заблуждению [32]. Очень важно также рассматривать загрязнение окружающей среды, исходящее от промышленных предприятий или в целом от больших промышленных комплексов относительно всей потребляемой предприятиями энергии, т.е. необходимо обязательно принимать во внимание загрязнение от электростанций, ТЭЦ и других утилитных объектов, снабжающих предприятия энергией, а не только загрязнения, которые создают сами предприятия.

Считается, что экологически наиболее вредные следующие четыре компонента загрязнения:

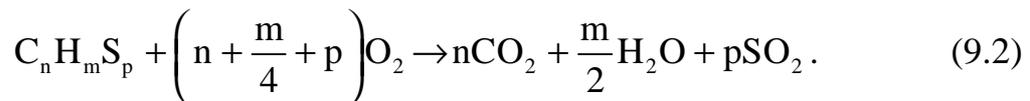
1. Диоксида углерода (вносит наибольший вклад в создание тепличного эффекта).
2. Оксиды серы (главный вклад в кислотные дожди).
3. Оксиды азота (важный вклад в кислотные дожди).
4. Твердые частицы, дым (образование смога и опасность для здоровья).

Эмиссия диоксида углерода имеет непосредственное отношение к горению топлива и может быть выражена стехиометрической моделью:



С помощью уравнения (9.1) можно достаточно точно предсказать величину эмиссии CO_2 в предположении, что горение происходит с достаточным доступом кислорода и эмиссия оксидов углерода пренебрежимо мала, т.е. весь углерод топлива превращается в CO_2 .

Аналогичная модель может быть использована для определения величины эмиссии оксидов серы:



Заметим, что некоторое количество двуокиси серы превращается в SO_3 , но доля триоксида серы составляет только 10% от общей величины оксидов серы, поэтому (9.2) будет давать достаточно точную оценку общей эмиссии оксидов серы в атмосферу.

Ситуация с оценкой величины выделяемых в атмосферу нитрооксидов при горении топлива гораздо более сложная. Нитрооксиды (NO_x) формируются при горении двумя основными реакционными путями. Термические нитрооксиды формируются при гомогенном горении азота в воздухе на высоких температурах:



Второй путь формирования нитрооксидов – это гетерогенное горение на поверхности частиц топлива.

При таком горении нитрооксиды образуются как на низких, так и на высоких температурах. Часть азота, находящаяся в топливе, реагирует прямо до N_2 , что еще более усложняет оценку, поскольку оксиды N_2O и N_2O_4 также образуются в различных реакциях, и окончательная смесь нитрооксидов в дымовых газах зависит от кинетики горения, интенсивности смешения и массопереноса и термодинамических условий.

Поэтому в реальных случаях фактически невозможно вычислить долю выбросов, приходящихся на NO_x . В настоящее время для оценок выброса нитрооксидов применяются модели, основанные на экспериментальном обследовании различных энергетических устройств, таких как котлы, газовые турбины, трубчатые печи и т.д. В лучшем случае расчеты, базирующиеся на указанных моделях, могут быть приемлемы для оценки

тенденции изменения количества нитрооксидов при изменении условий горения топлива, а не для точной оценки потока нитрооксидов в атмосферу.

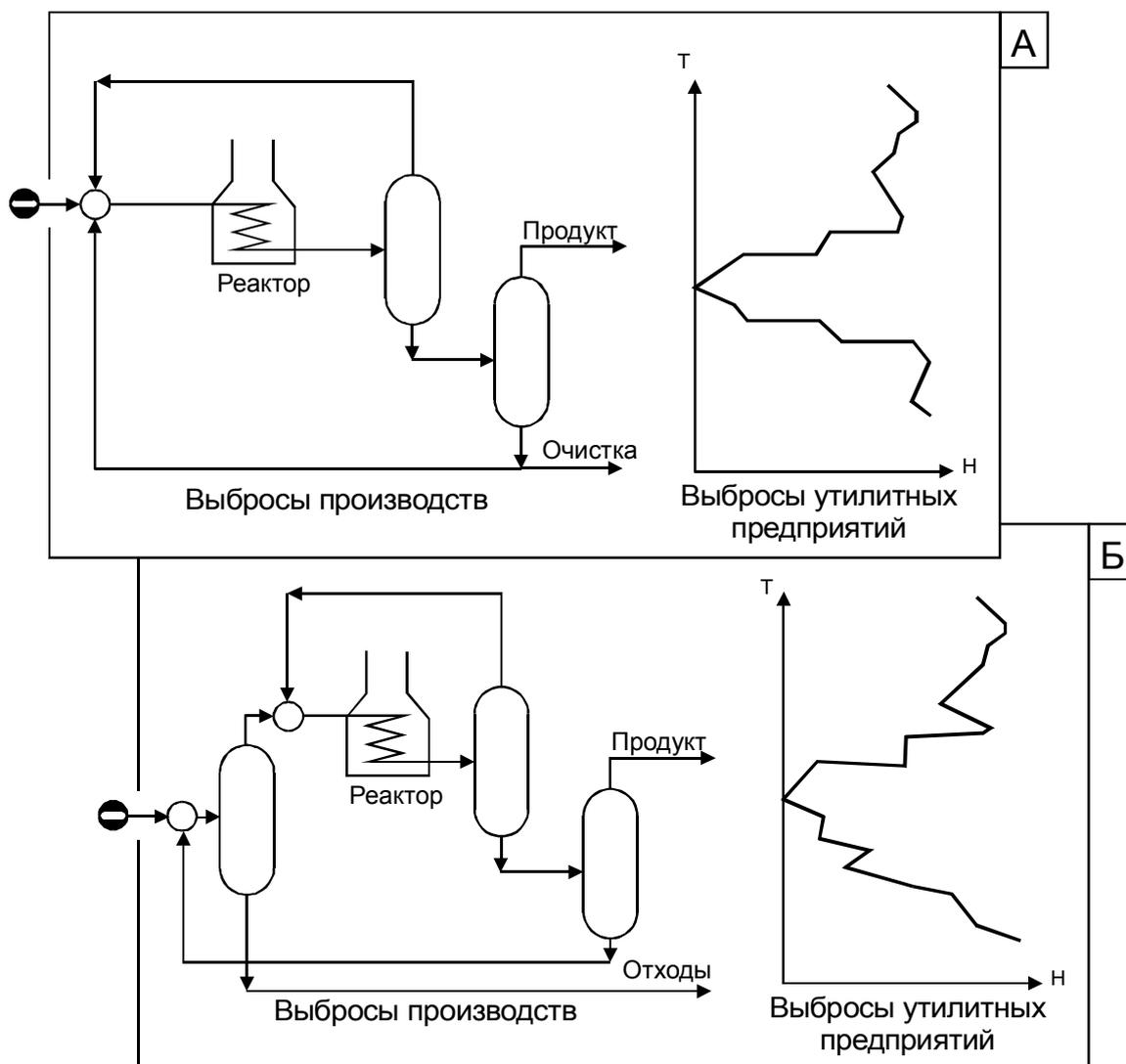


Рис. 9.13. Различные проекты процесса приводят к различным уровням выбросов вредных веществ. Однако в этих проектах существует и различный уровень потребления топлива, энергия которого используется в очистных сооружениях. Поэтому для оценки количества вредных выбросов необходимо совместное рассмотрение производства продукции и энергии

Твердые взвеси в дымовых газах образуются двумя путями. Во-первых, это металлы, содержащиеся в топливе и окисляющиеся при горении. Во-вторых, это недожог топлива, который ведет к тому, что в дымовых газах появляются коксовые частицы, состоящие из углеводородов и углерода. И также, как при определении NO_x , определение несгоревшего топлива затрудняется наличием многих факторов, влияющих на горение. Поэтому обычно при оценке взвесей в дымовых газах учитывают только содержащиеся в топливе металлы. При этом считается, что все металлы,

присутствующие в топливе и неорганической золе, испаряются во время горения.

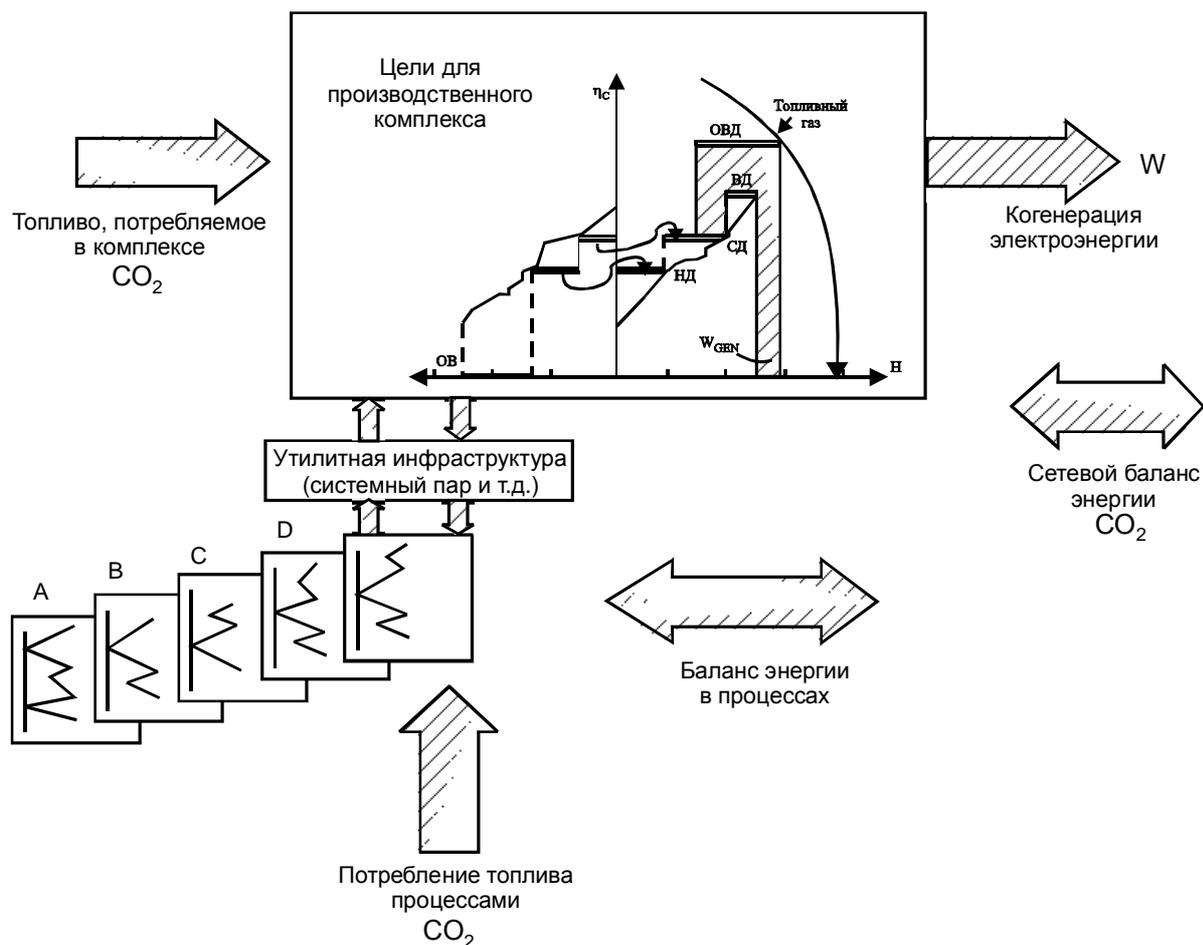


Рис. 9.14. Определение целевых значений для производственных комплексов позволяет нам получить общую модель, описывающую как производственные процессы, так и утилитную систему комплекса. Изменения проекта, составление планов, увеличение мощности – все это может быть выражено через стоимость энергии и выбросы вредных веществ. Заметим, что модель не включает стоимость пара, т.к. пар строго внутренний параметр

Определение целевых значений для выбросов вредных веществ в атмосферу и минимизация этих выбросов возможна как для отдельно взятых процессов, так и для производственного комплекса в целом.

Рассмотрим два проекта одного и того же процесса (рис. 9.13). Проект на схеме А оснащен простой очисткой, а на схеме Б показан проект с более сложной системой очистки, включающий систему разделения с рециклом. Однако чаще всего бывает так, что лучшее разделение смесей требует больше энергии. На рис. 9.13 показано, что уменьшение вредных выбросов в процессах повлечет за собой увеличение потребления топлива, и это противоречие в настоящее время понимается как проектировщиками, так и законодателями.

В последнее десятилетие в некоторых странах существовали нормы для контроля за выбросами с чрезмерно низким значением предельно допустимых концентраций (ПДК) и предельно допустимых выбросов на промышленных предприятиях (ПДВ), что приводило к дополнительному сжиганию топлива на утилитных предприятиях, и в целом экологическая ситуация не улучшалась. Сейчас понятно, что необходимо оценивать общую экологическую картину производственно-территориального комплекса с включением в рассмотрение всех утилитных предприятий.

Определение целевых значений с помощью методов пинч-анализа

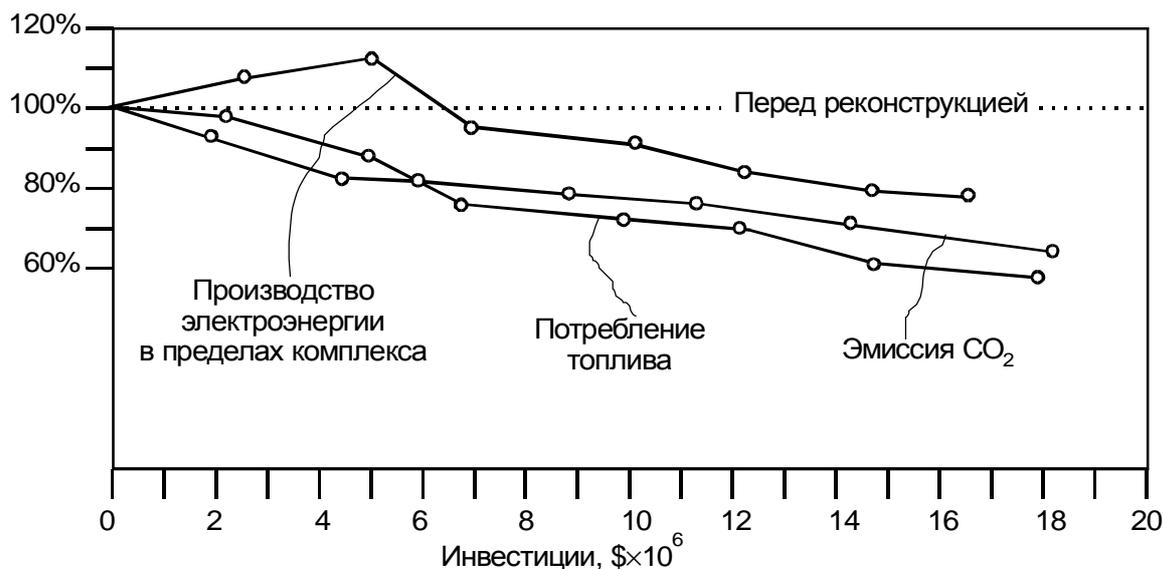


Рис. 9.15. Целевые значения для производственно-территориального комплекса могут быть установлены в виде функциональной зависимости от инвестиций. В реальном показанном здесь случае когенерация электроэнергии сначала увеличивается, несмотря на снижение потребления топлива в комплексе. Однако, производственный опыт показывает, что увеличение когенерации на единицу теплоты в комплексе более выгодно

позволяет проектировщикам, плановикам и законодателям прийти к рациональному компромиссу между вредными выбросами от производственных процессов и выбросами при сжигании топлива на энергетических предприятиях.

При применении пинч-анализа для интеграции процессов в пределах больших производственно-территориальных комплексов можно установить целевые значения производственной мощности, инвестиции в инфраструктуру и инвестиции в процессы. Вместе с этим мы можем установить целевые значения для топлива, потребляемого в центральной утилитной системе комплекса, для импорта и экспорта электрической энергии и для децентрализованного потребления топлива (рис. 9.14), и, следовательно, мы можем установить общие значения вредных выбросов, например, эмиссии CO₂ (рис. 9.15).

ЧАСТЬ III

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ПРИЛОЖЕНИЯ МЕТОДОВ ПИНЧ-АНАЛИЗА

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ПОТЕНЦИАЛА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ С ПОМОЩЬЮ ПОСТРОЕНИЯ СОСТАВНЫХ КРИВЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОТОКОВ [33]

А1. Введение

Проектирование тепловых систем, обеспечивающих минимальное потребление энергии промышленными предприятиями, является одной из наиболее сложных технических проблем, с которой приходится сталкиваться как при реконструкции промышленных установок, так и при их первоначальном проектировании.

При проектировании оптимальных тепловых систем необходимо находить решение из огромного числа возможных вариантов. В [34], например, указывается, что в задаче с пятью холодными и горячими технологическими потоками число вариантов схем равно $3 \cdot 10^6$, поэтому важным этапом решения является формулирование критерия оптимизации (целевой функции). В большинстве случаев она имеет вид [35]:

$$\Pi = (\delta_1 + \delta_2) \left(\sum_{i=1}^{N_T} A_i + \sum_{j=1}^{N_C+N_N} B_j \right) + \theta \sum_{k=1}^{N_T} \sum_{l=1}^{N_C+N_N} G_k \cdot M_{kl}, \quad (A1)$$

где Π – приведенные затраты, \$/год; δ_1 – нормативный коэффициент окупаемости, год⁻¹; δ_2 – норма амортизации, год⁻¹; θ – продолжительность годовой эксплуатации оборудования, ч/год; A_i – стоимость i -го теплообменника, \$; B_j – стоимость j -го нагревателя, \$; G_k – стоимость k -го вспомогательного теплоносителя, \$; M_{kl} – массовый расход k -го теплоносителя в l -м

теплообменнике, кг/ч; N_T , N_C , N_N – количество теплообменников, холодильников и нагревателей.

Традиционные методы проектирования не позволяют оценить приведенные затраты до создания технологической схемы установки или предприятия. Применение методов математической оптимизации приводит к необходимости решения задач большой размерности, осложнённых возможностью появления локальных методов, а многие методы их решения не дают однозначного алгоритма [4].

Для эффективного синтеза оптимальных технологических схем проф. Б.Линхоффом с сотрудниками университета Манчестерского института науки и технологии развит метод пинч-анализа [9, 10], основанный на термодинамическом анализе составных кривых потоков.

А2. Метод исследования

В данной работе предлагается метод автоматического построения составных кривых технологических потоков на энтальпийно-температурной плоскости.

Сначала проводится детальное обследование существующей теплоэнергетической системы действующего предприятия или технологической схемы проектируемого процесса для выяснения теплофизических характеристик, участвующих в теплообмене технологических потоков.

Обследование включает в себя как работу с документами, технологическими установками, так и взаимодействие с проектировщиками, обслуживающим установкой персоналом и администрацией предприятия с целью выяснения и уточнения данных.

После того, как все данные о технологических потоках уточнены и известны их начальные T_H и T_K температуры, массовые расходы теплоносителей W , их теплоёмкости C , выясняются потоковые теплоёмкости технологических потоков

$$CP = W \cdot c, \quad (A2)$$

а затем изменение энтальпии потоков в их температурных интервалах:

$$\Delta H = \int_{T_H}^{T_K} CP \cdot dt, \quad (A3)$$

если $CP = \text{const}$, то $\Delta H = CP(T_H - T_K)$.

По полученным данным мы также должны определить минимальную разность температур между теплоносителями в теплообменниках ΔT_{\min} [9, 10].

Пусть на обследованном предприятии существует N_X холодных потоков (т.е. потоков, которые необходимо нагреть для их технологической дальнейшей обработки) и N_T горячих технологических потоков (потоков, которые необходимо охладить).

Каждый i -й холодный поток характеризуется температурным интервалом $DTC0_i = [TC_{Hi}, TC_{Ki}]$ и потоковой теплоёмкостью CPC_i , аналогично для горячих потоков $DTH0_j = [TH_{Hj}, TH_{Kj}]$ и CPH_j .

Определим над множеством температурных интервалов холодных потоков множество их нижних границ $\{TC_{Hi}\}$ – множество начальных температур, верхних границ $\{TC_{Ki}\}$ – множество конечных температур. Для горячих потоков множество нижних границ $\{TH_{Kj}\}$ – объединяет все конечные температуры потоков и $\{TH_{Hj}\}$ – все начальные температуры.

Далее сортируются и упорядочиваются множества всех граничных температур холодных потоков $\{TC_{Hi}\} \cup \{TC_{Ki}\}$, горячих потоков $\{TH_{Hj}\} \cup \{TH_{Kj}\}$ и объединение этих множеств $\{TC_{Hi}\} \cup \{TC_{Ki}\} \cup \{TH_{Hj}\} \cup \{TH_{Kj}\}$, при этом из множеств исключаются все встречающиеся равные элементы, кроме одного, и тогда:

$$\{TC_{Hi}\} \cup \{TC_{Ki}\} \xRightarrow{\text{упорядочение с исключением}} \{TC_k\}, \quad k = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{K}, \quad (\text{A4})$$

$$\{TH_{Hj}\} \cup \{TH_{Kj}\} \xRightarrow{\text{упорядочение с исключением}} \{TH_l\}, \quad l = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{L}, \quad (\text{A5})$$

$$\{TC_{Hi}\} \cup \{TC_{Ki}\} \cup \{TH_{Hj}\} \cup \{TH_{Kj}\} \xRightarrow{\text{упорядочение с исключением}} \{T_m\}, \quad m = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{M}, \quad (\text{A6})$$

где \mathbf{K} , \mathbf{L} , \mathbf{M} – соответственно мощности счётных множеств $\{TC_k\}$, $\{TH_l\}$, $\{T_m\}$.

Затем над этими множествами температур определяются множества температурных интервалов $\{DTC_i\} = [TC_{i-1}, TC_i]$, $\{DTH_i\} = [TH_{i-1}, TH_i]$, $\{DT_i\} = [T_{i-1}, T_i]$, с кардинальными числами на единицу меньшими, чем у соответствующих температурных множеств. После этого, для построения составных кривых технологических потоков, мы вычисляем суммарные потоковые теплоёмкости для температурных интервалов $\{TC_i\}$, интервалов, на которые делится холодная составная кривая:

$$COC_j = \sum_{\forall DTC0_i \supset DTC_j} CPC_i, \quad j = 1, 2, \dots, \mathbf{K}-1, \quad (\text{A7})$$

для температурных интервалов горячей составной кривой:

$$COH_j = \sum_{\forall DTH0_i \supset DTH_j} CPH_i, \quad j = 1, 2, \dots, \mathbf{L}-1, \quad (\text{A8})$$

и для общего множества температурных интервалов, соответственно для холодной кривой:

$$CC_j = \sum_{\forall DT_{C0_i \rightarrow DT_j}} CPC_i, \quad j = 1, 2, \dots, M-1, \quad (A9)$$

и горячей составной кривой:

$$CH_j = \sum_{\forall DT_{H0_i \rightarrow DT_j}} CPN_i, \quad j = 1, 2, \dots, M-1. \quad (A10)$$

Сейчас мы можем вычислить суммарное изменение энтальпии холодных и горячих потоков в температурных интервалах, на которые делятся составные кривые. Изменение энтальпии холодных потоков для температурных интервалов, на которые делится холодная составная кривая, начальными и конечными температурами холодных потоков, вычисляется как:

$$DOC_j = (TC_{j+1} - TC_j)COC_j, \quad j = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{K} - 1, \quad (A11)$$

соответственно для горячей составной кривой:

$$DON_j = (TH_{j+1} - TH_j)CON_j, \quad j = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{L} - 1. \quad (A12)$$

Аналогично вычисляем суммарное изменение энтальпии холодных и горячих потоков для температурных интервалов, на которые делится обследованная теплоэнергетическая система начальными и конечными температурами горячих и холодных потоков, т.е. для интервалов $\{DT_i\}$:

$$DIC_j = (T_{j+1} - T_j)CC_j, \quad j = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{M} - 1, \quad (A13)$$

$$DIN_j = (T_{j+1} - T_j)CH_j, \quad j = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{M} - 1 \quad (A14)$$

Здесь заметим, что в некоторых температурных интервалах технологические потоки могут отсутствовать. Для таких интервалов суммарное изменение энтальпии соответствующей суммы будет равно нулю.

Далее вычисляем значения энтальпий в точках излома составных кривых, которые соответствуют элементам множеств $\{TC_k\}$ и $\{TH_i\}$. При этом для определённости считаем, что крайняя левая абсцисса горячей составной кривой будет соответствовать началу координат, т.е. $NN_i = 0$, и тогда:

$$NN_{i+1} = NN_i + DON_i, \quad i = 1, 2, \mathbf{K}, \mathbf{L} - 1. \quad (A15)$$

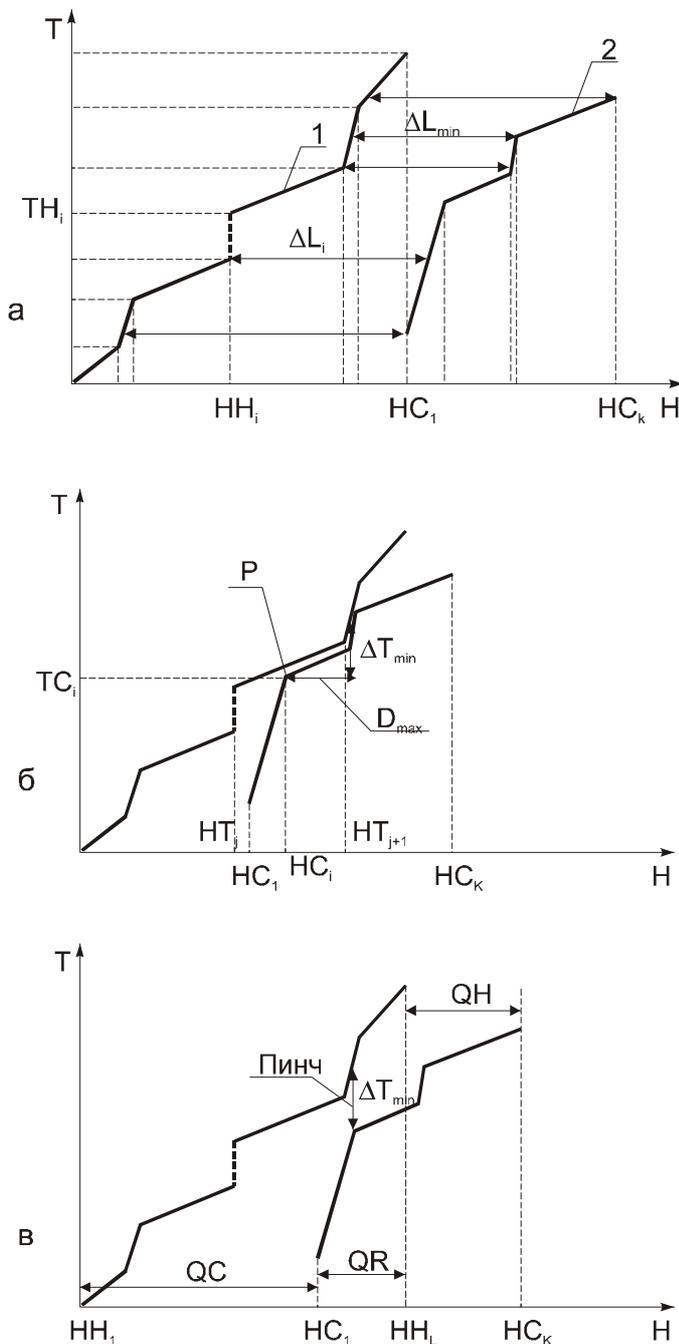


Рис. А1. Построение составных для заданного ΔT_{\min} . а- последовательное построение; б- сближение кривых до касания; в- раздвижение кривых на расстояние ΔT_{\min} вдоль оси ординат. 1- горячая составная кривая, 2- холодная. QR- максимальная теплота рекуперации, QC- нагрузка на холодные энергоносители, QH- нагрузка на горячие энергоносители

Будем считать, что холодная кривая начинается в точке с энтальпией, соответствующей крайней правой точке горячей составной кривой, т.е. $HC_1 = HN_L$, и тогда:

$$HC_1 = HN_L + D_{\max} = HN_L + \Delta T_{\min} \quad (A16)$$

С помощью (3) мы можем вычислить значения производных для каждой составной кривой в пределах температурных интервалов. Для холодной составной кривой получим:

$$\left[\frac{d}{dH} (TC) \right]_i = COC_i^{-1}, \quad (A17)$$

для горячей:

$$\left[\frac{d}{dH} (TH) \right]_i = COH_i^{-1} \quad (A18)$$

Теперь мы можем построить функциональные зависимости для составных кривых $TC = f_1(H)$ и $TH = f_2(H)$.

Функция $TC = f_1(H)$ определяется следующим образом: для заданного H производится проверка, попадает ли H в энтальпийный интервал холодной составной кривой, т.е. условие $HC_1 \leq H \leq HC_k$, затем определяется i -й энтальпийный интервал холодной составной кривой, которому соответствует заданное H , и тогда

$$TC_i = TC_{i-1} + \left[\frac{d}{dH} (TC) \right]_i (H - HC_{i-1}).$$

Точно также строится функция

$ТН = f_2(H)$, и аналогично определяются обратные функции $НС = f_1^{-1}(T)$ и $НН = f_2^{-1}(T)$.

Далее, используя определённые нами функции $f_1(H)$, $f_2(H)$, $f_1^{-1}(T)$, $f_2^{-1}(T)$, сначала строим последовательно вдоль энтальпийной оси горячую составную кривую и сразу за ней – холодную (рис. А1), затем определяем расстояние между кривыми по энтальпийной оси во всех точках излома горячей кривой, для которых $\left[\frac{d}{dH}(ТН) \right]_{i+1} < \left[\frac{d}{dH}(ТН) \right]_i$, и холодной кривой, для которых $\left[\frac{d}{dH}(ТС) \right]_{i+1} > \left[\frac{d}{dH}(ТС) \right]_i$.

Определяем минимальное из этих расстояний ΔL_{min} (рис. А1) и сдвигаем на эту величину холодную кривую влево. Сейчас все значения массива $НС_j$ уменьшились на ΔL_{min} , эти изменения необходимо внести и в соответствующие функциональные зависимости

$$НС_j = НС_j - dL_{min}, \quad j = 1, 2, \dots, K. \quad (A19)$$

Сейчас кривые касаются в одной из точек, т.е. $\Delta T_{min}=0$, что физически соответствует максимальной рекуперации тепла, т.е. бесконечно большой поверхности теплообмена, что практически невыполнимо. Далее двигаем холодную кривую вправо до тех пор, пока в последней из указанных выше точек, либо в крайних точках кривых, расстояние между ними по температурной оси не станет равным ΔT_{min} .

Рассмотрим одну из точек излома холодной составной кривой, для которой $\left[\frac{d}{dH}(ТС) \right]_{i+1} > \left[\frac{d}{dH}(ТС) \right]_i$, на рис. А1б точка Р с координатами $[НС_i, ТС_i]$, зная которые, мы легко вычислим расстояние между составными кривыми вдоль оси T в этой точке:

$$\Delta T = f_1(НС_i) - ТС_i. \quad (A20)$$

Если $\Delta T > \Delta T_{min}$ – переходим к следующей точке, если нет – определяем энтальпийный интервал, в котором находится значение $НС_j$ и соответственно его границы (H_j, H_{j+1}) .

При выполнении условия $f_1(H_{j+1}) - ТС_i < \Delta T_{min}$ переходим к рассмотрению следующего интервала, при этом, если $f_1(H_{j+2}) - ТС_i > \Delta T_{min}$, то расстояние, на которое необходимо сдвинуть холодную кривую для того, чтобы выбранная i точка излома находилась от горячей кривой на расстоянии ΔT_{min} , будет равно:

$$D_i = H_{j+1} - HC_i + \frac{\Delta T_{\min} - [f_1(H_{j+1}) - TC_i]}{\left[\frac{d}{dH}(TH) \right]_{j+1}}. \quad (A21)$$

Аналогично вычисляется величина сдвижки и для других выбранных точек на обеих кривых. Понятно, что максимальное из этих расстояний и есть то расстояние, на которое необходимо сдвинуть холодную составную кривую вправо. В некоторых случаях необходимо рассчитывать расстояния сдвижки и для крайних точек кривых. Точка излома, для которой определено D_{\max} , определяет локализацию пинча.

Сейчас энтальпийные координаты температурных интервалов определяются:

$$HC_j = HC_j - D_{\max}. \quad (A22)$$

И теперь уже просто определить мощность, которую необходимо подвести к теплоэнергетической системе или технологическому процессу с помощью внешних энергоносителей:

$$QH = HC_K - HH_L, \quad (A23)$$

мощность, которая должна быть отведена от системы:

$$QC = HC_1 - HH_1. \quad (A24)$$

Величина энтальпийного интервала, на котором составные кривые перекрываются,

$$QR = HH_L - HC_1 \quad (A25)$$

показывает максимальное значение рекуперированной теплоты в системе при заданной величине ΔT_{\min} .

При известной потребляемой и отводимой мощности и удельной стоимости энергоносителей легко вычислить общую стоимость энергоносителей, потребляемых теплоэнергетической системой, что соответствует третьему члену в сумме (1). Но для определения оптимального значения ΔT_{\min} необходимо знать и

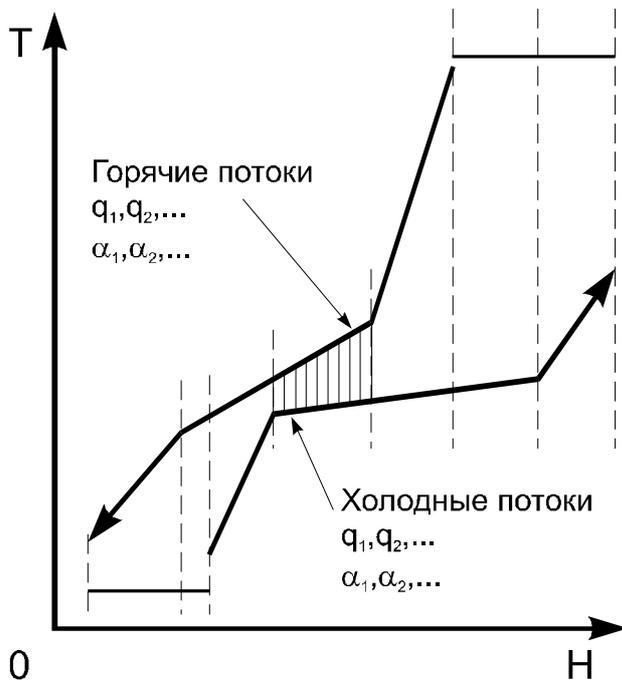


Рис. А2. К определению оптимальной поверхности теплообмена

стоимость теплообменников, необходимых для рекуперации теплоты (первые два члена суммы (1)).

Чтобы определить поверхность теплообмена, необходимую для рекуперации теплоты при минимальном потреблении внешних энергоносителей, составные кривые разбиваются на вертикальные энтальпийные интервалы в точках излома линий (рис.2) и вычисляется поверхность теплообмена, необходимая для каждого интервала, а затем, суммируя, вычисляем общую поверхность [9]:

$$S_{\min} = \sum_i^{\text{интервалы}} \left(\frac{1}{\Delta T_{\ln i}} \right) \times \sum_j^{\text{потоки}} \left(\frac{q_j}{\alpha_j} \right), \quad (\text{A26})$$

где $\Delta T_{\ln i}$ – логарифмическая разность температур для i -го интервала; α_j – коэффициент теплоотдачи j -го потока, q_j – изменение энтальпии j -го потока.

Далее для определения общей стоимости теплообменников нам необходимо знать их количество. Для оценки можно считать, что число теплообменников равно числу связей между потоками, которое для максимального сохранения энергии будет определяться [9]:

$$N_{\text{Т мер}} = \sum_j^{\text{интервалы}} N_j, \quad (\text{A27})$$

где $N_j = NS_{C_j} \times NS_{H_j}$ – количество связей для каждого интервала температур, NS_{C_j} – число холодных потоков в интервале j , NS_{H_j} – число горячих потоков.

Для определения минимального числа связей между потоками можно воспользоваться соотношением [6, 10]

$$N_{\min} = NS_{\text{вп}} + NS_{\text{нп}} - 2, \quad (\text{A28})$$

где $NS_{\text{вп}}$ – количество потоков в интервале температур выше температуры пинча, $NS_{\text{нп}}$ – количество потоков в интервале температур ниже температуры пинча, N_{\min} – определено для минимального значения количества теплообменников, необходимых для удовлетворения теплообмена между потоками

Тогда стоимость теплообменников определится следующим образом [4]:

$$Ц = N_{\min} \left[a + b \left(\frac{S_{\min}}{N_{\min}} \right)^{\gamma} \right], \quad (\text{A29})$$

где a – стоимость монтажа теплообменника, b – удельная стоимость поверхности, $\gamma \sim 0,8 \div 1$ – показатель нелинейности зависимости стоимости от поверхности.

Теперь мы можем вычислить общую стоимость проекта, суммируя стоимость энергии и теплообменной аппаратуры.

Далее организовываем итерационную процедуру изменения ΔT_{\min} и,

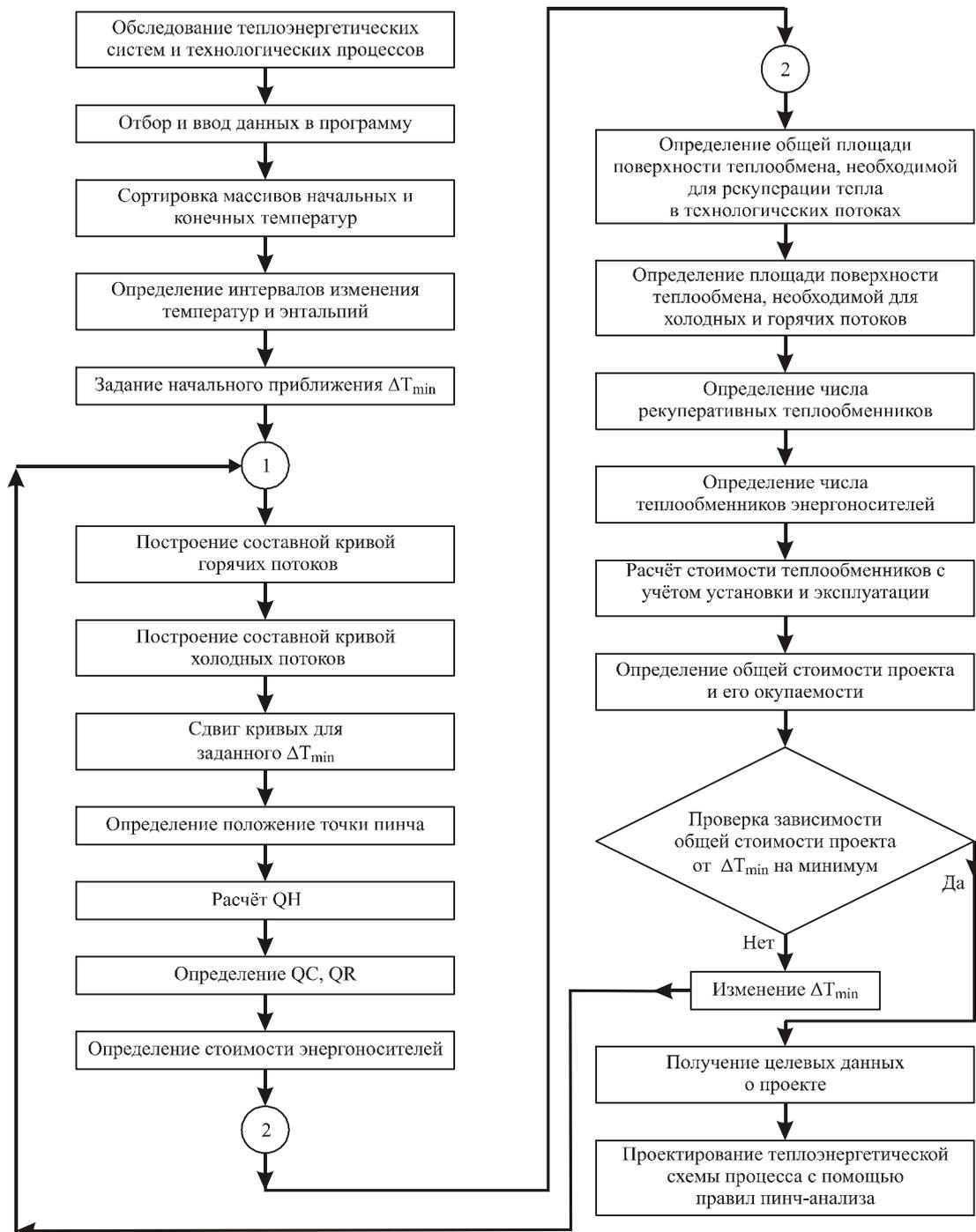


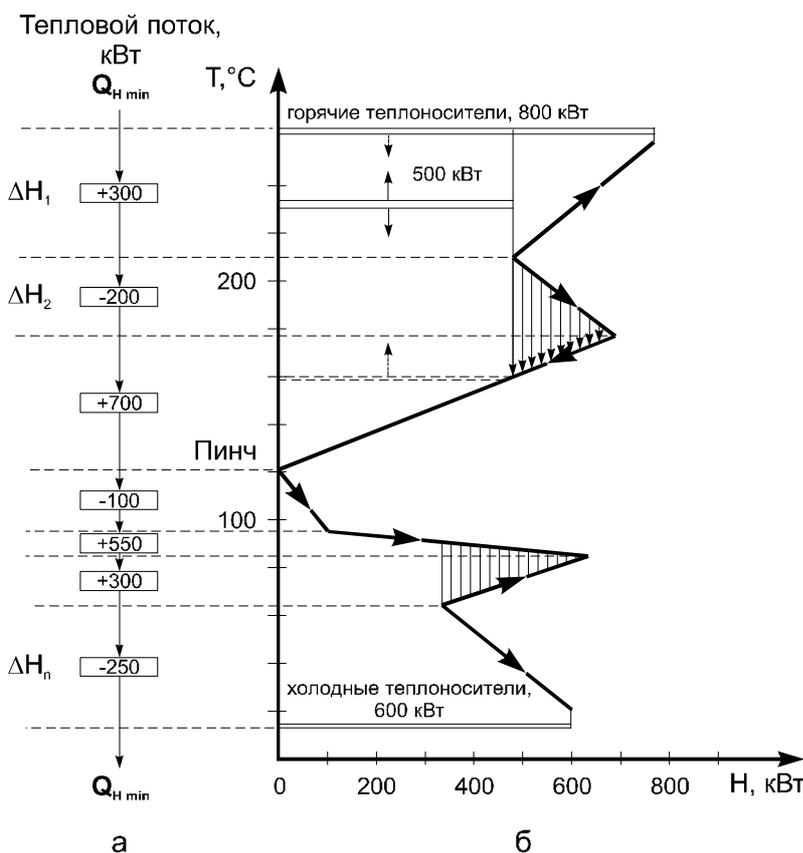
Рис. А3. Блок-схема проектирования технологических схем, близких к оптимальным

повторяя все действия сначала, определяем ΔT_{\min} , при котором стоимость проекта будет минимальной.

Структурная схема предлагаемого метода изображена на рис.3.

Составные кривые хорошо представляют энергетические цели, но для выбора и размещения внешних энергоносителей разработан в пинч - анализе более удобный инструмент - большая составная кривая [10]. Для её построения необходимо сдвинуть горячую составную кривую на $\Delta T_{\min}/2$ вниз по температурной оси, а холодную - вверх, т.е. составные кривые сейчас будут моделировать горячие потоки с граничными температурами, изменёнными на $(-\Delta T_{\min}/2)$, а холодные – на $\Delta T_{\min}/2$. Затем вычисляется общее изменение энтальпии холодных и горячих потоков в каждом из сдвинутых температурных интервалов:

$$\Delta H_i = \left(\sum_k^{j_c} CP_{ck} - \sum_k^{j_H} CP_{Hk} \right) \cdot \Delta T_i, \quad (A30)$$



где j_c, j_H - число холодных и горячих потоков в i^M интервале, CP_C, CP_H - потоковые теплоёмкости холодных и горячих потоков. Затем изменения ΔH_i можно расположить в виде температурного каскада [9, 10], показывающего недостаток или избыток теплоты в каждом интервале (рис. А4а), и затем отложить эти величины на температурно-энтальпийном графике, начиная от значения $Q_{H\min}$ - нагрузки на внешние горячие теплоносители (рис. А4б).

Рис. А4. Общее изменение энтальпии в температурных интервалах - а. Большая составная кривая и необходимые внешние энергоносители - б. Здесь на температурной оси откладываются «сдвинутые» температуры

Построенная таким образом линия и называется «Большая составная кривая». Работая с такой кривой, необходимо помнить, что на темпера-

турной оси отложены не действительные температуры потоков, а сдвину-

тые температуры, т.е. холодные потоки на $\Delta T_{\min}/2$ горячее, а горячие - холоднее. Заштрихованные области (карманы) на кривой показывают рекуперативный теплообмен между потоками. Большая составная кривая позволяет наиболее выгодным образом разместить внешние энергоносители для нагрева или охлаждения потоков. Например, если энергия к процессу подводится паром, то 500 кВт мощности мы можем передать процессу как паром высокого, так и среднего давления, что может оказывать значительное влияние на общую стоимость проекта. С помощью большой составной кривой разработаны также методы интеграции в процесс тепловых машин, насосов и других энергетических установок [9, 10].

А3. Применение

С помощью разработанного метода построения составных кривых был обследован ряд промышленных предприятий, что дало возможность определить реальный потенциал энергосбережения и рекомендовать проведение конкретных энергосберегающих мероприятий.

В качестве примера рассмотрим результаты, полученные при обследовании ОАО «Сумыхимпром». При анализе подразделений объединения был для обследования выбран цех производства двуокиси титана мощностью 20 тыс. тон пигмента в год, который в настоящее время является основным потребителем тепловой энергии на заводе.

Технология синтеза двуокиси титана основана на сернокислотном способе производства, который включает четыре основных стадии: получение растворов сульфата титана; получение продукта гидролиза; прокаливание продукта гидролиза; сушку и поверхностную обработку полученного пигмента, которые схематически показаны на рис. А5.

Основные данные о технологических потоках рассматриваемого процесса представлены в таблице.

В рассматриваемой технологической схеме отсутствует рекуперация теплоты, и составные кривые существующей в настоящее время схемы не перекрываются (рис. 6) и показывают, что технологический процесс потребляет от внешних источников энергию с мощностью $\sim 16,4$ МВт, а мощность отводимая внешними хладагентами, равна $\sim 14,1$ МВт. Отметим здесь, что для анализа данного производства была сделана модификация описанного ранее метода, позволившая рассматривать потоки с фазовыми изменениями.

Для определения ΔT_{\min} оптимального будем руководствоваться мировыми рыночными ценами на энергоносители [6] и, учитывая особенности процесса стоимость, 1 м^2 площади теплообменной поверхности теплообменного оборудования будем считать равной 850 \$ США, а стоимость установки одного экземпляра равной 20000 \$ США со сроком амортизации 5 лет.

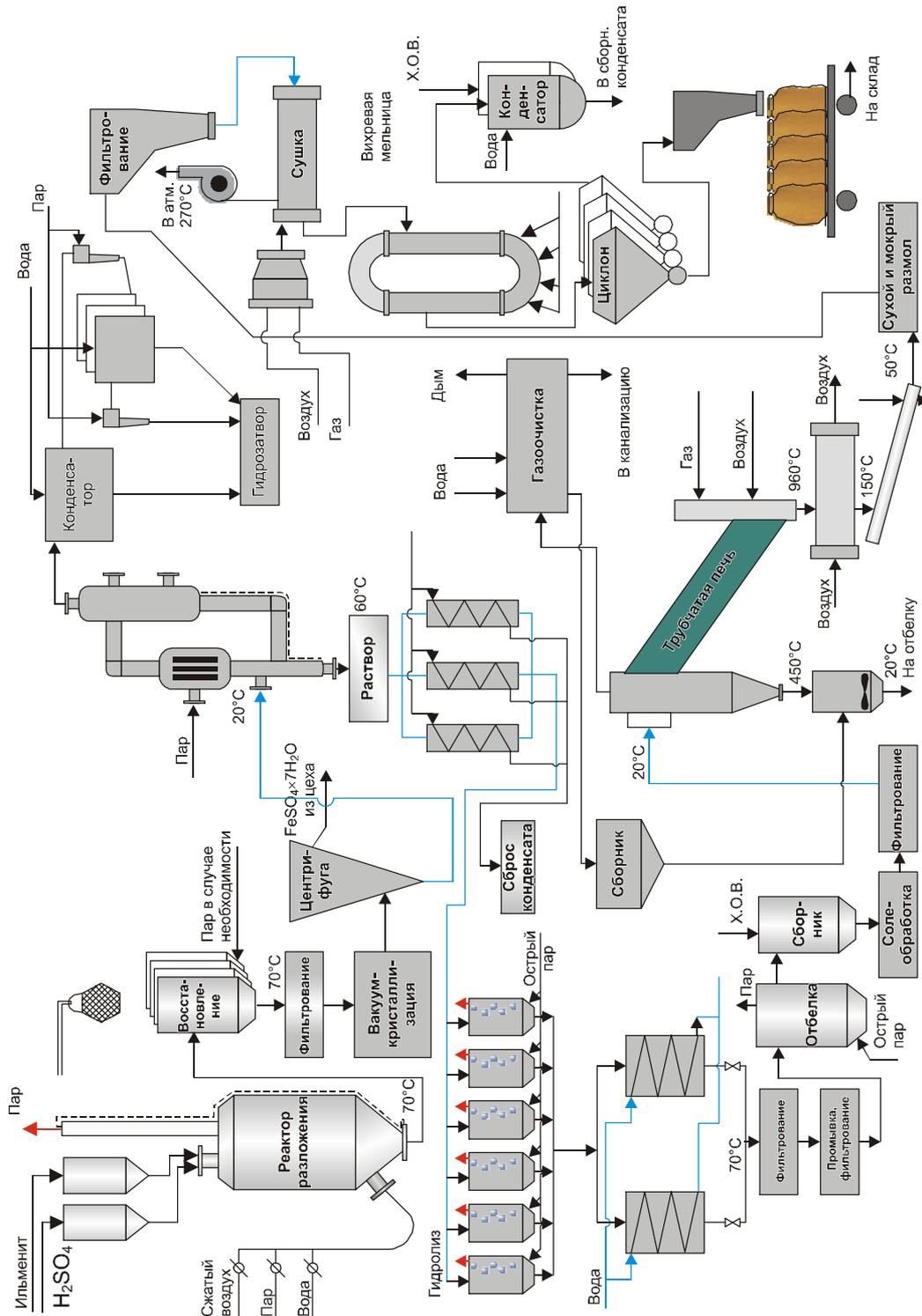


Рис.5. Основное энергоемкое оборудование технологической линии производства двуокиси титана

Благодаря тому, что с увеличением ΔT_{\min} количество взаимодействующих потоков будет уменьшаться, недорекуперация в процессе будет увеличиваться, что приводит к увеличению объема и стоимости потребляемой энергии. В то же время площадь поверхности теплообмена будет уменьшаться как за счет уменьшения передаваемой энергии, так и за счет увеличения температурного напора на теплообменниках. Это приведет к уменьшению общей стоимости используемого оборудования.

В итоге общая стоимость затрат будет немонотонной функцией от ΔT_{\min} (рис. А6). В рассматриваемом случае минимальные приведенные затраты соответствуют $\Delta T_{\min} = 21^\circ \text{C}$. Интересно отметить, что при $\Delta T_{\min} = 40^\circ \text{C}$ зависимость стоимости энергоносителей от ΔT_{\min} терпит разрыв. Поэтому и зависимость приведенных затрат на этом значении ΔT_{\min} имеет разрыв. Это связано с тем, что $\Delta T_{\min} = 40^\circ \text{C}$ наблюдается при теплообмене между технологическими потоками с наличием фазового изменения (рис. А7), и изменение теплосодержания таких потоков происходит при постоянной температуре.

Построение составных кривых для полученного ΔT_{\min} показывает возможность уменьшения в рассматриваемом процессе мощности потребления внешних “горячих” энергоносителей на 8,5 МВт или на 52% от существующей в настоящее время и мощности “холодных” энергоносителей (хладагентов) – на 60% (рис. А8). Суммарная площадь поверхности теплообмена рекуперативных теплообменников и теплообменников, необходимых для охлаждения технологических потоков внешними хладагентами, составляет величину $S_{\min} \approx 680 \text{ м}^2$, а их количество равно 38, т.е. стоимость дополнительного теплообменного оборудования равна $\sim 1.5 \cdot 10^6$ \$ США. Заметим, что при реконструкции могут быть использованы теплообменные аппараты, используемые в настоящее время для подогрева упаренного раствора и охлаждения послегидролизной суспензии, но для экономической оценки мы их использовать в данном случае не будем.

Таблица А1

Параметры состояния технологических потоков тепловой системы линии производства двуокиси титана

Поток	Название	Начальная Температура, °C	Конечная температура, °C	Расход, кг/с	Потоковая теплоёмкость, кВ/К	Изменение энтальпии	Коэф. теплоотдачи, кВт/м ² С
1Гор 1.1 1.2	Конденсат реактора разделения	100	20	0.84		2202	0.3
		100	100	0.84		1922	
		100	20	0.84	3.5	280	
2Гор	После гид-рол.суспен.	112	70	6.93	17.4	731	0.3
3Гор	TiO ₂ после прокалки	960	50	0.70 1	0.53	493	0.05
4Гор	Пульпа	70	20	0.3	1.2	60	0.1
5Гор 5.1 5.2 5.3	Пар и конд. струйной мельницы	150	20	0.83		2280	2
		150	100	0.83	1.67	83	
		100	100	0.83		1917	
		100	20	0.83	3.5	280	

6Гор	Конденсат	100	20	1.03		2717	
6.1	реакторов	100	100	4		2400	
6.2	гидролиза	100	20	1.03	4.33	347	0.3
				4			
				1.03			
				4			
7Гор	Вторичный	60	20	1.3		3212	
7.1	пар ВВУ	60	60	1.3		3000	
7.2		60	20	1.3	5.3	212	2
8Гор	Отходящие	400	150	5.9	8.3	2075	0.05
	газы печи						
9Гор	Отходящие	270	150	2	3	390	0.05
	газы суш.						
10Хо	Раствор на	15	60	7.8	23.4	1052	0.3
	ВВУ						
11Хо	Уваривание	60	60	1.3		3000	
12Хо	Раствор после	60	105	6.4	15.5	700	0.3
	ВВУ						
13Хо	Пар после	100	400	1.15	2.3	700	0.1
	прокалки						
14Хо	Нагрев про-	25	100	1.93	5.42	407	0.1
	дукта гидро-						
	лиза						
15Хо	Испарение	100	100	1.15		2650	
	при прокалке						
16Хо	Прокалка	100	960	0.7	0.5	434	1
	TiO ₂						
17Хо	Продукты	20	400	4.7	7	2660	5
	гор. прокал						
18Хо	Пар сушил.	100	270	0.56	1.23	192	0.3
				5			
19Хо	Нагрев в су-	20	100		2.37	190	0.3
	шилке						
20Хо	Испарение в	100	100	0.56		1300	
	сушилке			5			
21Хо	Сушка TiO ₂	100	500	1.3	0.49	200	1
22Хо	Продукты го-	20	270	1.48	2.1	525	1
	рения сушил-						
	ки						
23Хо	Испарение в	112	112	1.03		2400	
	аппаратах			4			
	гидролиза						

Экономия потребляемого топлива при проведении реконструкции может составить величину равную $\sim 8,7$ тыс. тонн условного топлива в год или, в пересчете на стоимость природного газа, сумма годовой экономии, за счет уменьшения потребления топлива в денежном выражении составит $\sim 1,5$ миллионов долларов США. Экономия за счет уменьшения потре-

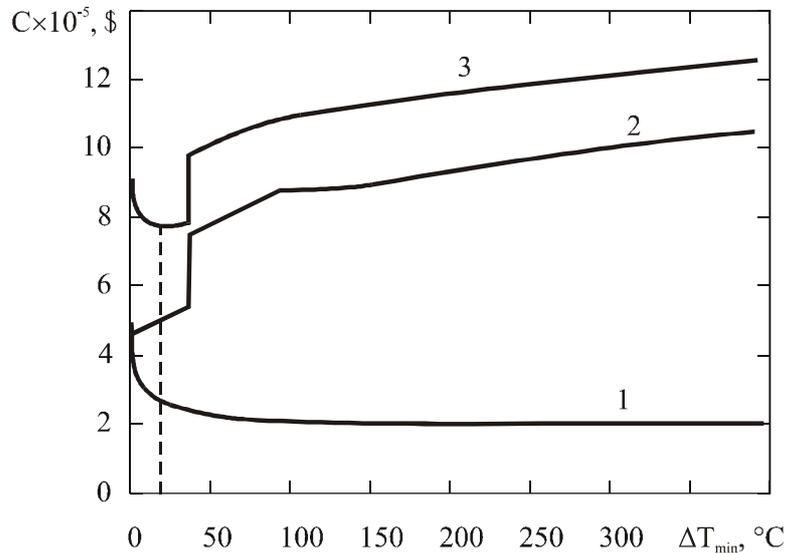


Рис. А6. Зависимость стоимости капитальных вложений (1), энергетических затрат (2) и приведенных затрат (3) на теплообменную систему от ΔT_{\min}

ния хладагентов составит еще 150 000 \$ США в год. Легко видеть, что затраты на реконструкцию предприятия окупятся за 1 год.

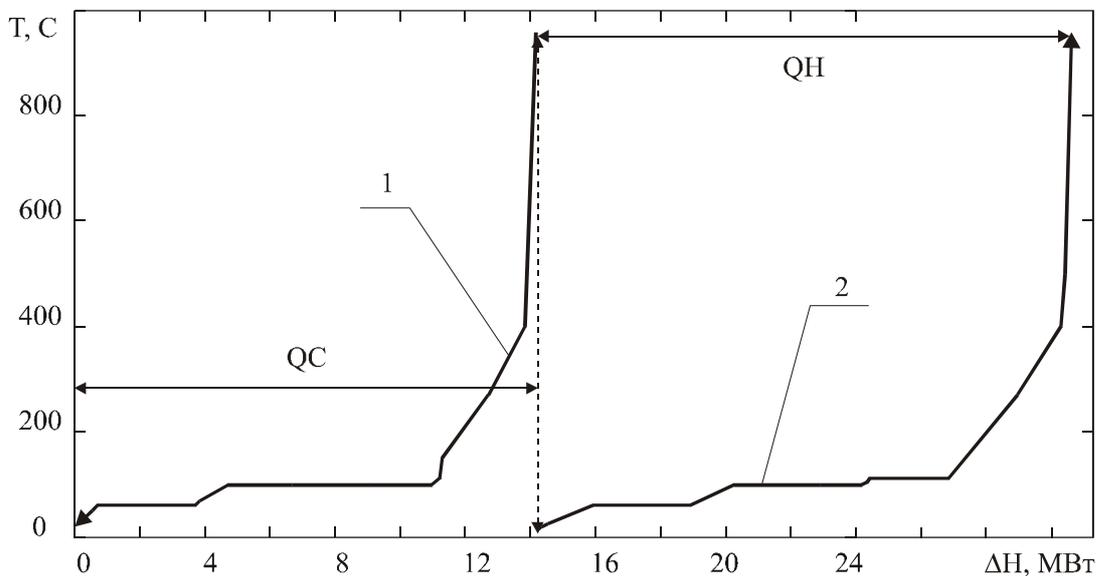


Рис. А7. Определение тепловых нагрузок QH и QC с помощью построения составных кривых технологических потоков действующей в настоящее время линии. 1– составная кривая горячи технологических потоков; 2– холодных

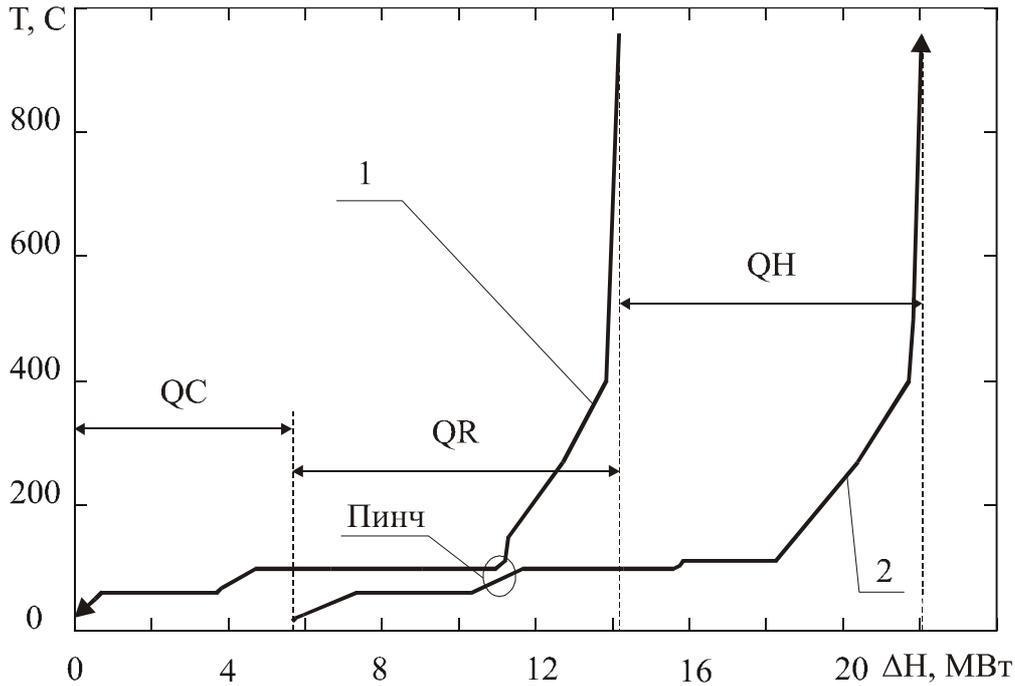


Рис. А8. Построение составных кривых и определение тепловых нагрузок QH, QC и QR для ΔT_{\min} оптимального. 1– горячая и 2– холодная составные кривые

Большая составная кривая (рис. 9) показывает возможность использования теплового насоса мощностью ~ 3 МВт на разности температур 40 °С, что дополнительно позволит экономить ~ 500 000 \$ США в год, и тогда

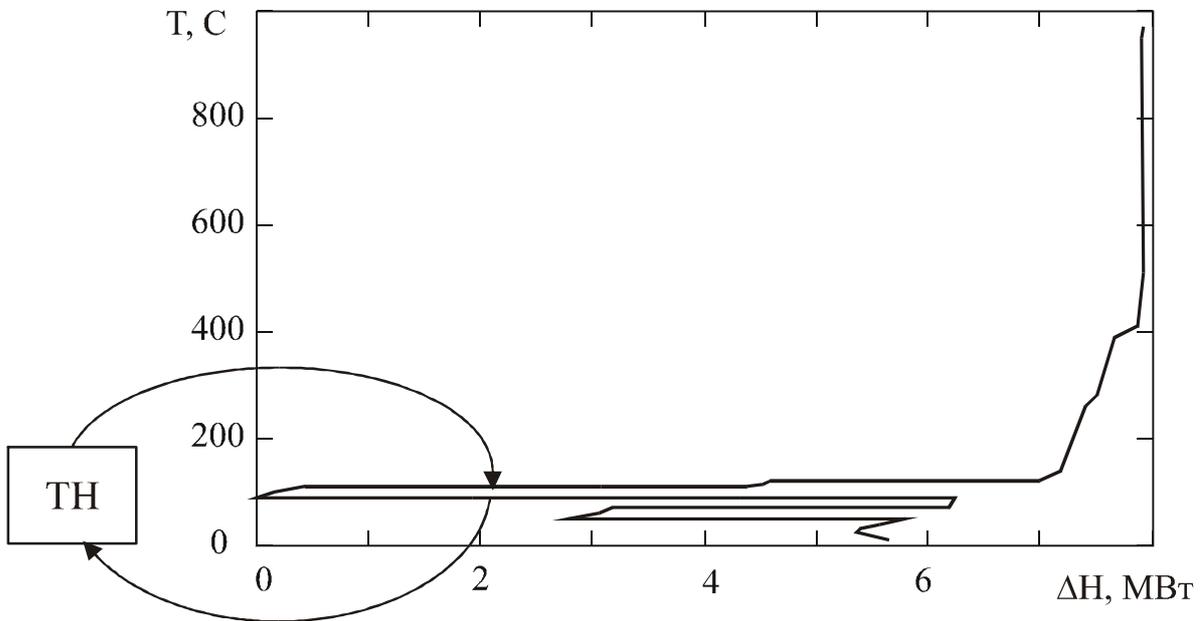


Рис. А9. Большая составная кривая тепловой системы технологической линии производства двуокиси титана, построенная для $\Delta T_{\min} = 21$ °С. ТН – тепловой насос

общая прибыль составит $2,2 \cdot 10^6$ \$ США в год. При стоимости теплового насоса ~ 700 тыс. \$ США общий срок окупаемости оборудования также не превысит одного года .

Следует отметить, что приведенные здесь экономические оценки являются приближенными, а при составлении конкретного проекта реконструкции предприятия методы и правила пинч – анализа [9, 10] позволяют в значительной мере уменьшить количество необходимых теплообменных аппаратов и тем самым уменьшить общую стоимость проекта и сократить срок его окупаемости.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

РЕКОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ СЕТЕЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ С ПОМОЩЬЮ МЕТОДОВ ПИНЧ-АНАЛИЗА [36]

Используя последние достижения в области пинч-анализа, применим описанные методы для модернизации сети теплообменников установки первичной переработки нефти (рис. Б.1). Сырая нефть, поступающая на колонну атмосферного разделения (рис. Б.1), сначала нагревается от 30°С до 115°С в блоке теплообменников первичного подогрева горячими пото-

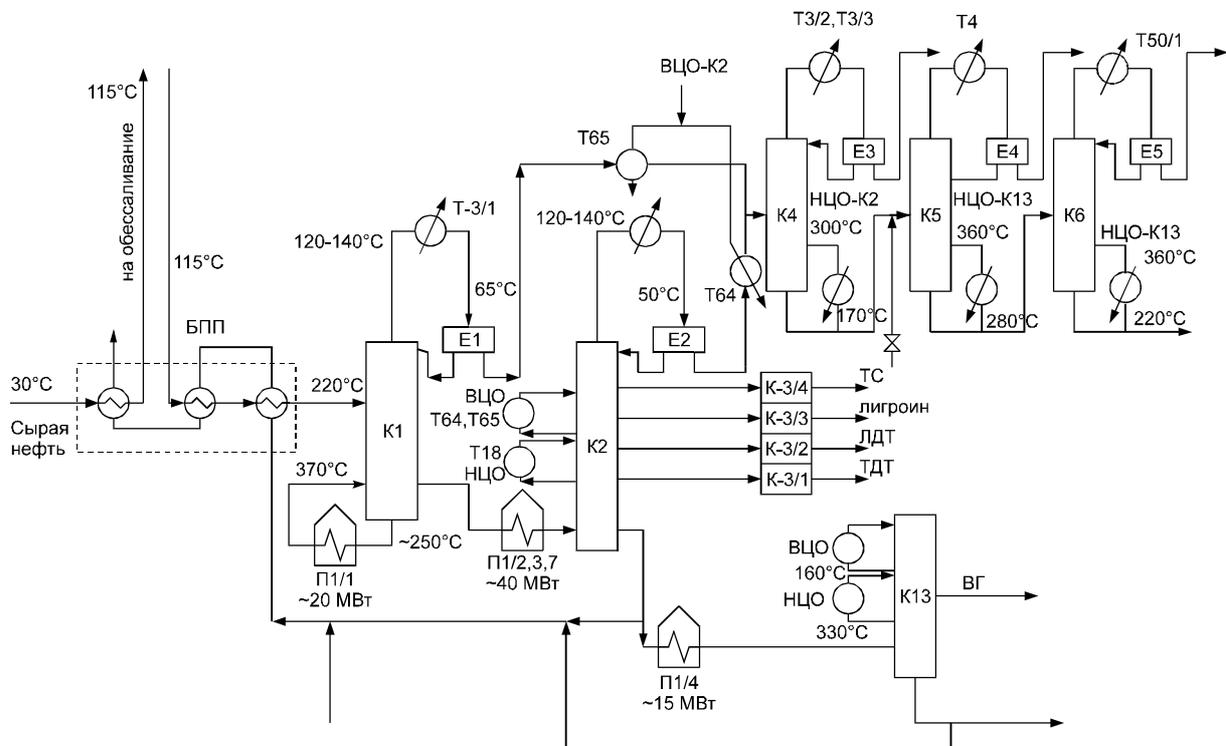


Рис. Б.1 Принципиальная схема установки переработки нефти. БПП-блок теплообменников первичного подогрева сырой нефти; К1- предварительный эвапоратор нефти; К2-основная ректификационная колонна; К3- отпарная четырехсекционная колонна; К4- стабилизационная колонна прямогонного бензина; К5- ректификационная колонна для вторичной перегонки бензина с получением фракций 62 °С; К6- ректификационная колонна для получения фракций 62-105 °С; К13-колонна для вакуумной перегонки мазута; Е1...Е5- рефлюксные емкости; Т2-Т4, Т50- воздушные конденсаторы; П- трубчатые печи.

ками мазута, бензина, керосина, тяжёлого и лёгкого дизельного топлива с колонны К-3, верхних циркуляционных орошений колон К-2 и К-13. Затем нефть подается на обессоливание, после чего нагревается до 210-220°С за

счёт теплообмена с горячим мазутом и нижними циркуляционными орошениями колон К-2 и К-13. Как правило, температура 220°C при этом не достигается, а верхний уровень температуры, связанный с технологическими ограничениями, равен 250°C .

Основная рекуперация тепла происходит в блоке теплообменников первичного подогрева нефти (Рис. Б2). В обследованной теплосети существует ещё несколько теплообменников, используемых для подогрева потоков рециркуляции внизу колон К-4 ... К-6 за счёт тепла потоков НЦО колон К-2 и К-13.

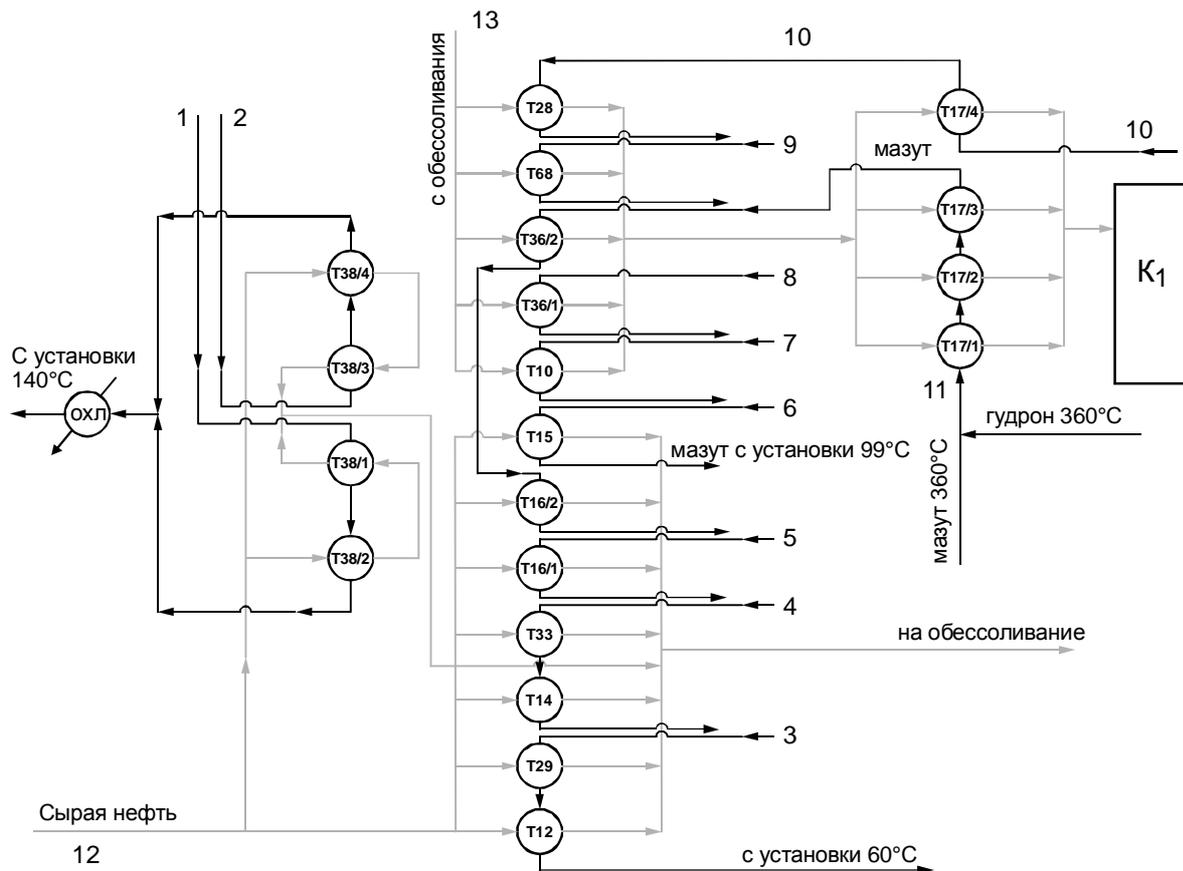


Рис. Б.2 - Потокосхема блока теплообменников для первичного подогрева нефти

В процессе обследования установки мы выяснили конструктивные и технологические параметры оборудования, теплофизические и расходные характеристики технологических потоков, конструктивные и технологические ограничения на теплообмен между технологическими потоками на установке.

В исследуемом случае на установке существует 26 технологических потоков (Табл. Б.1). Здесь потоки, у которых теплоёмкость значительно изменяется с температурой, разделены на температурные сегменты, в пределах которых СР можно считать постоянными.

Суммируя СР в температурных интервалах для соответствующих потоков, строим составные кривые для холодных и горячих потоков.

В действующей теплообменной сети $\Delta T_{\min} \approx 56^\circ\text{C}$, и, чтобы для этого значения определить потребляемую и отводимую с установки мощности, необходимо расположить эти кривые так, чтобы по оси T минимальное расстояние между ними было 56°C . После такого построения легко посчитать интересующие нас мощности (Рис.Б.3). Мощность трубчатых печей на действующей установке $Q_H = 76139$ МВт, а отвести от установки необходимо $Q_C = 60330$ МВт.

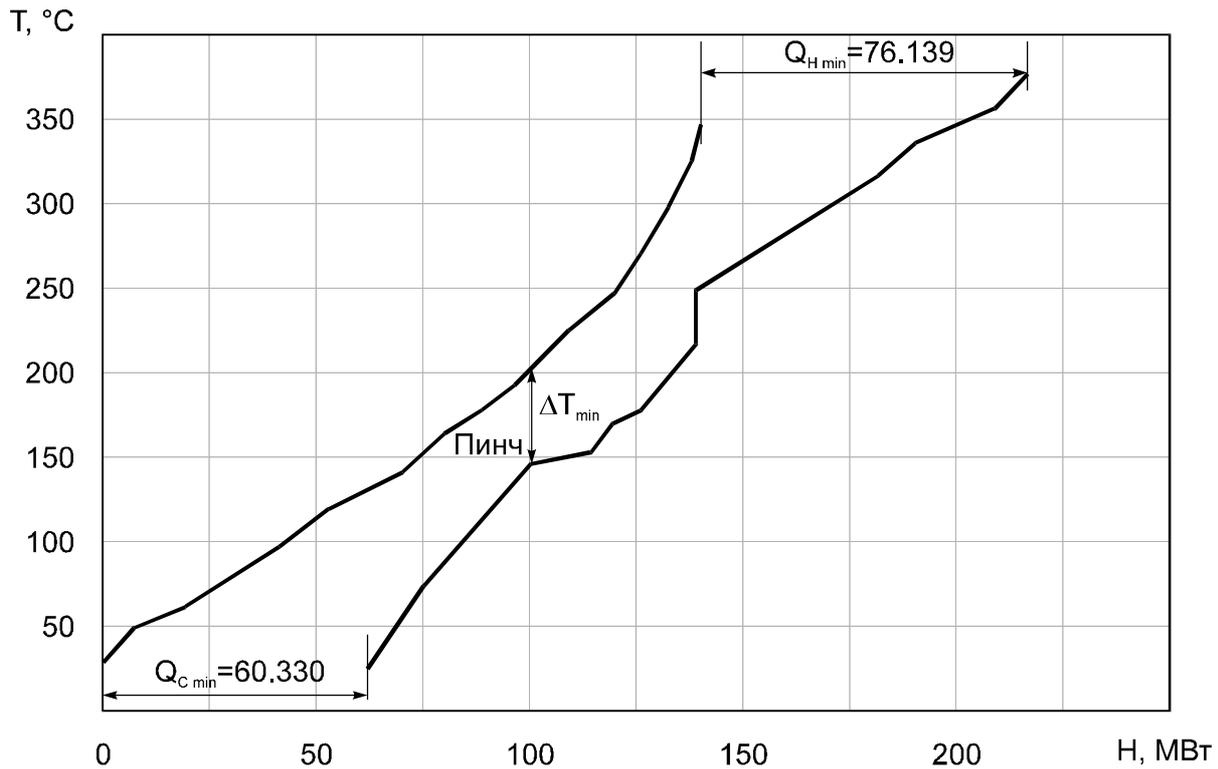


Рис. Б.3 Составные кривые существующей теплосети установки. T - температура; H - поток энтальпии; Q_H - потребляемая мощность от горячих энергоносителей; Q_C - мощность отводимая с установки; 1- горячая составная кривая; 2- холодная.

Таблица Б1

Технологические параметры потоков установки первичной переработки нефти Кременчугского нефтеперерабатывающего завода

№ потока	Поток	$T_H, ^\circ\text{C}$	$T_K, ^\circ\text{C}$	$-\Delta H, \text{кВт}$	$C, \text{кДж}/(\text{кг К})$
Горячие потоки					
1	Бензин	190	50	2148.0	15.3
2	Керосин	210	50	3663.0	22.9
3	Лёгкое дизельное топливо	270	50	10374.0	
		270	170	5189.0	51.9

		170	50	5185.0	43.2
4	Тяжёлое дизельное топливо	310	50	5623.1	
		310	170	3323.0	23.7
		170	50	2300.0	19.2
5	Поток верхнего циркуляционного орошения колонны 13	200	50	10128.0	
		200	130	5064.0	72.3
		130	50	5064.0	63.3
6	Поток нижнего циркуляционного орошения колонны 13	230	120	5310.0	
		230	168	3109.0	50.1
		168	120	2201.0	45.9
7	Поток верхнего циркуляционного орошения колонны 2	300	120	11694.0	
		300	178	8281.0	67.9
		178	120	3413.0	58.8
8	Поток нижнего циркуляционного орошения колонны 2	330	160	10673.1	
		330	250	5357.0	67.0
		250	220	1856.0	61.9
		220	160	3460.0	57.7
9	Широкая дизельная фракция	250	70	3276.0	18.2
10	Вакуумный газойль	250	80	12453.0	
		250	220	2455.0	81.83
		220	150	5299.0	75.7
		150	80	4699.0	67.1
11	Мазут	350	99	22165.7	
		350	250	9639.1	101.0
		250	200	4488.5	90.0
		200	160	3353.0	83.8
		160	99	4685.0	76.8
15	Конденсат колонны 1	140	50	8540.0	94.9
17	Конденсат колонны 2	150	50	17204.0	172.0
19	Конденсат колонны 4	60	35	7958.0	318.3
21	Конденсат колонны 5	90	35	3098.0	56.3

23	Конденсат колонны б	96	35	2877.0	47.2
26	Конденсат колонны 13	120	50	2744.0	39.2
Холодные потоки					
12	Нефть	30	115	-23914.0	281.3
13	Нефть	115	220	-38953.0	371.0
14	Котёл колонны 1	250	330	-9288.0	116.1
16	Питание колонны 2	250	360	-50472.9	458.8
18	Питание колонны 4	50	120	-3109.0	44.4
20	Котёл колонны 4	150	155	-8281.0	1656.2
22	Котёл колонны 5	150	155	-2773.0	575.0
24	Котёл колонны 6	170	175	-2873.0	575.0
25	Питание колонны 13	340	380	-16378.0	409.5

Примечание. Колонна 1 – испаритель нефти, 2 – основная колонна, 4 – стабилизационная колонна. 5 – колонна вторичной перегонки, 6 – колонна получения легколетучих фракций, 13 – колонна перегонки мазута.

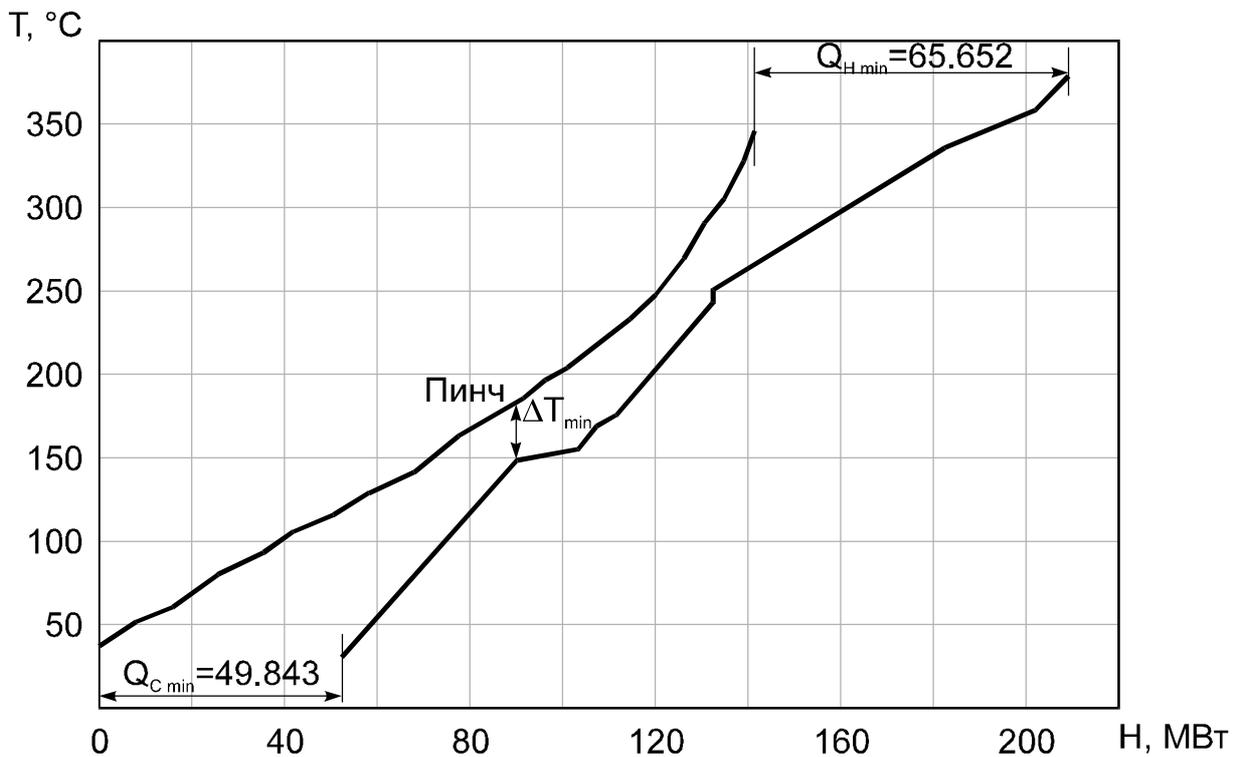


Рис. Б.4 - Составные кривые, построенные для $\Delta T_{\min}=35^\circ\text{C}$.

Определение ΔT_{\min} для реконструкции установки переработки нефти с последующей окупаемостью вложенных средств в течение 10 месяцев дало величину $\Delta T_{\min} = 35^\circ\text{C}$. При этом принимались в расчёт мировые цены на оборудование, его установку, эксплуатацию и используемую энергию. Производя построение составных кривых для ΔT_{\min} до 35°C и учитывая то, что нефть, поступающую на колонну атмосферного разделения можно нагревать до 250°C , мы видим возможность уменьшения мощности печей на 10,5 МВт (Рис.Б4), т.е. на ~15% от существующего потребления энер-

гии, но при этом предполагается возможность полной интеграции потоков. Большая составная кривая для этого случая также показывает возможность снизить нагрузку на горячие и холодные энергоносители на 10,5 МВт (Рис. Б5). Но в настоящее время по техническим причинам нет возможности интегрировать в теплосеть потоки 15, 17, 19, 21, 23, 26, поэтому теплообмен на этих потоках в данной работе оставлен без изменения.

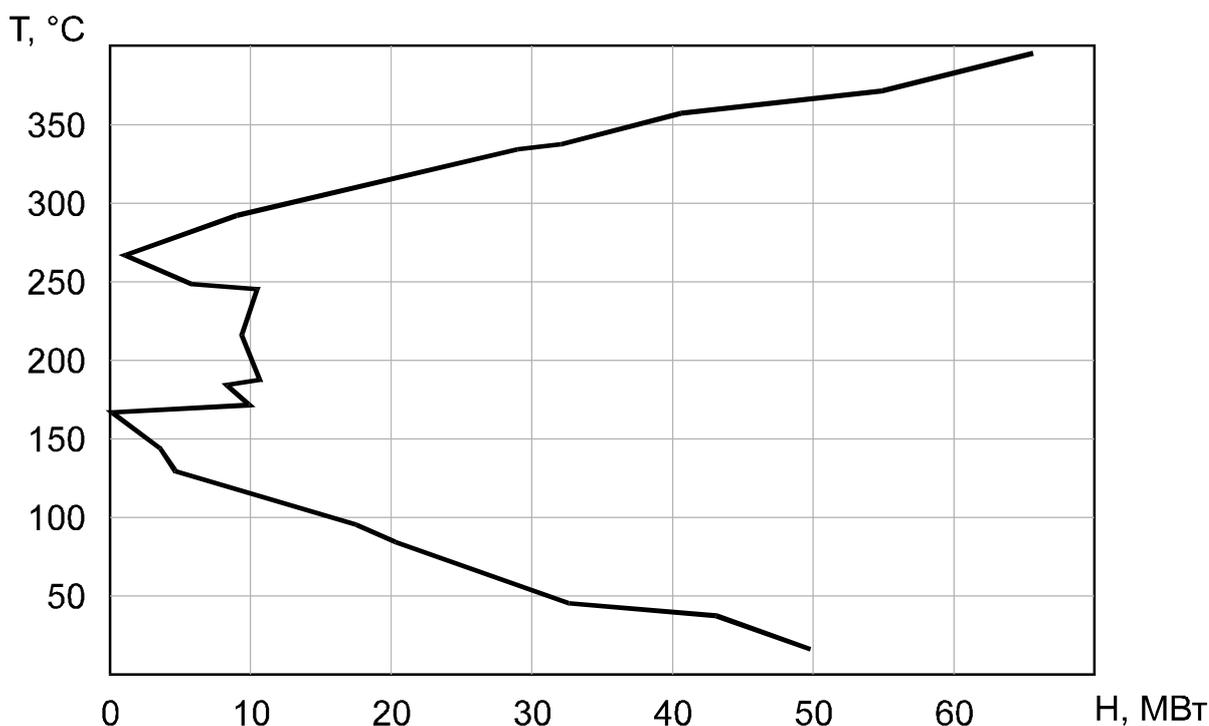


Рис. Б.5 - Большая составная кривая для $\Delta T_{\min}=35$ °C.

Выше отмечалось, что нагрев сырой нефти, поступающей на колонну К-1, возможен до 250°С, т.е. все возможные целевые температуры 13 потока находятся выше температуры локализации пинча, а это говорит о том, что топология тепловой сети, близкой к оптимальной, не будет изменяться в пределах возможного изменения целевой температуры 13-го потока.

Традиционная потоковая схема, представленная на рис. Б.2, не удобна для выполнения проекта и в пинч - анализе предложена сеточная диаграмма потоков [9, 10], на которой потоки показываются линиями, идущими от начальных температур потоков к их конечным температурам (рис.Б 6). На такой схеме размещённые теплообменники показываются соединёнными окружностями на соответствующих потоках.

Сеточная диаграмма для рассматриваемой установки представлена на рис. Б7. Здесь показаны верхняя и нижняя температуры пинча, а косыми линиями показаны размещения, переносящие теплоту через пинч.

Сеточная диаграмма существующей теплообменной сети показывает, что существует перенос теплоты через пинч (Рис. Б7). Для того чтобы исключить перенос тепла от горячих внешних энергоносителей хладагентам, будем проектировать сеть теплообменников отдельно выше и ниже пинча. При этом на каждом размещении теплообменников необходимо стараться выдерживать $\Delta T_{\min} = 35^\circ\text{C}$, а для размещений на температуре пинча это

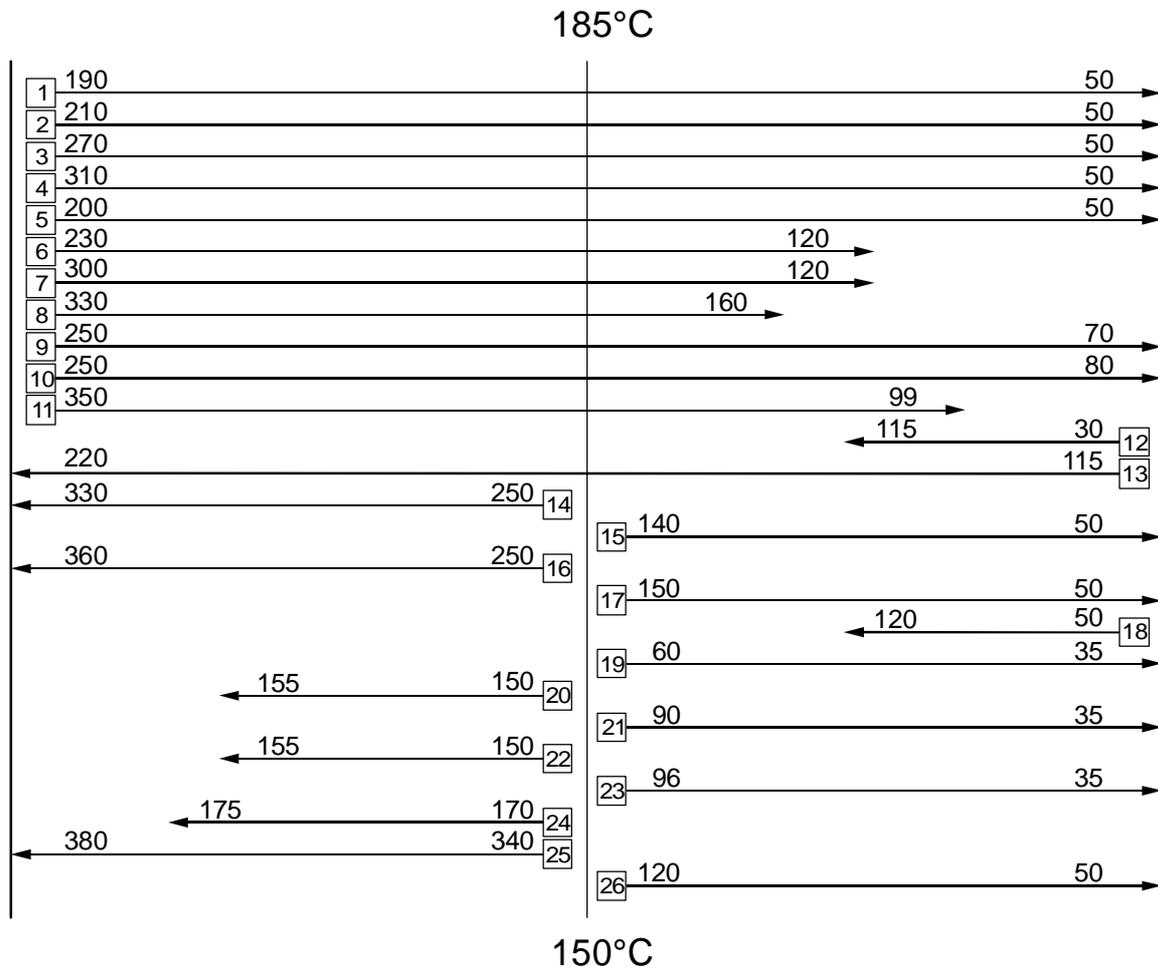


Рис. Б.6. Сеточная диаграмма технологических потоков №1-№26 (таблица) установки первичной нефтепереработки Кременчугского нефтеперерабатывающего завода при $\Delta T_{\min} = 35^\circ\text{C}$. Цифры на рисунке – температура, °C.

должно быть строгим правилом. На размещенных теплообменниках должны выполняться CP-правила, т.е. $CP_{\text{hot}} \leq CP_{\text{cold}}$ выше температуры пинча и $CP_{\text{hot}} \geq CP_{\text{cold}}$ ниже [9, 10], а также отношения $\frac{CP_{\text{hot}}}{CP_{\text{cold}}}$ на теплообменниках должны быть близки к этим соотношениям для составных кривых на верхней температуре пинча у теплообменников, размещённых выше пинча, и на нижней температуре пинча для теплообменников, размещённых ниже пинча [6].

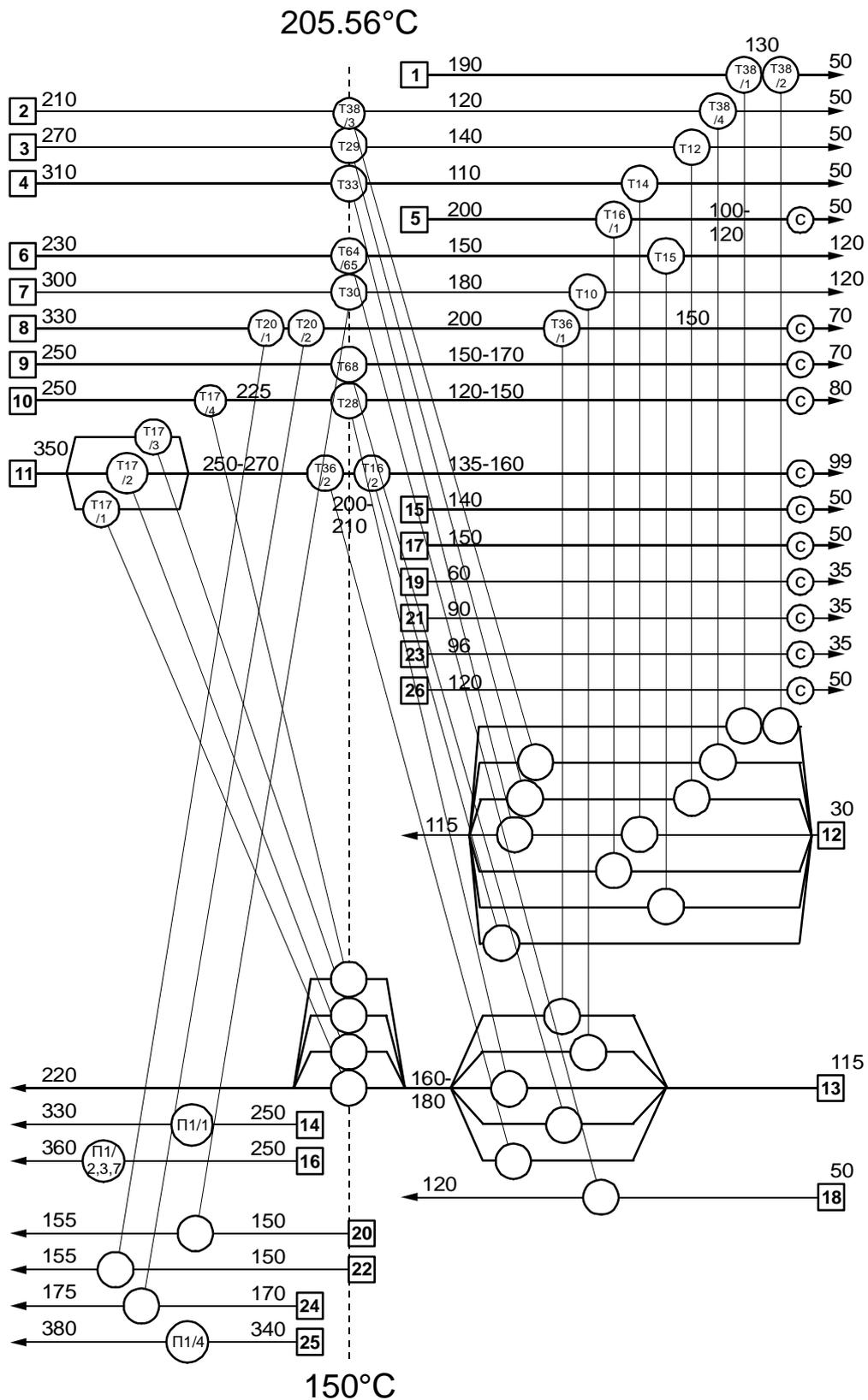


Рис. Б7. Сеточная диаграмма технологических потоков №1-№26 (таблица) установки первичной нефтепереработки Кременчугского нефтеперерабатывающего завода при $\Delta T_{\min} = 55.6^\circ\text{C}$. Т –рекуперативные теплообменники, П – трубчатые печи, с – холодильники. Цифры на рисунке – температура, °С.

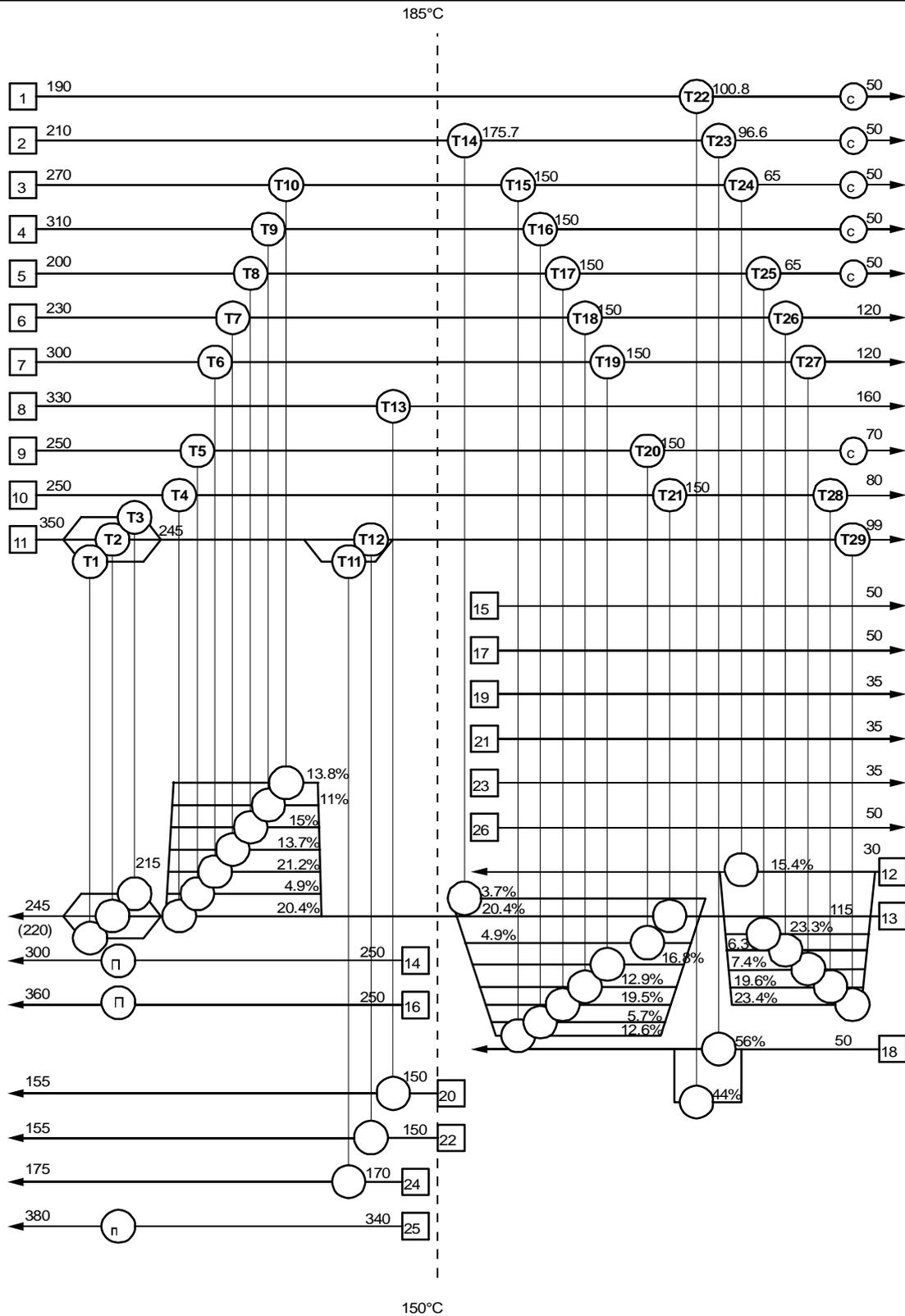


Рис. Б8. Проект технологической схемы теплообменной системы установки первичной нефтепереработки при раздельном размещении теплообменников выше и ниже пинч-точки ($\Delta T_{\min} = 35^\circ\text{C}$). Показаны потоки №1-№26 (таблица), процентные соотношения теплоёмкостей потоков при разделении последних. T₁-T₂₉ – рекуперативные теплообменники, П – трубчатые печи, с – холодильники. Цифры на рисунке – температура, °C.

Ниже пинча соотношение $\left(\frac{\sum CP_{hot}}{\sum CP_{cold}} \right)_{pinch} \sim 1,4$ на всём интервале перекрытия кривых, поэтому для размещений теплообменников его просто выполнить. На верхней температуре пинча $\left(\frac{\sum CP_{hot}}{\sum CP_{cold}} \right) \sim 0,4$, но на малом энтальпийном интервале. На большей части энтальпийного интервала выше пинча данное отношение ~ 1 , поэтому и мы в основном будем придерживаться этой величины.

Один из возможных вариантов такого проекта представлен на рис. Б8. Выше точки пинча изменения энтальпии у первых двух потоков незначительно по сравнению с другими, их можно не рассматривать при проектировании сети выше температуры пинча.

Уже на этой стадии проектирования мы старались использовать существующую топологию рабочей сети теплообменников. Полученная тепловая сеть имеет 29 связей общей площадью 18300 м² вместо 24 размещений с поверхностью теплообмена 16800 м², т.е. на 9% больше. При этом сырая нефть, поступающая на К-1, нагревается до 239°С, т.к. мощность печи П1, подогревающей низ К-1, можно уменьшить на 7 МВт.

Дальнейшая эволюция проекта предполагает объединение построенных тепловых сетей выше и ниже температуры пинча. На расщепление потока 12 ниже пинча мы имеем некоторую гибкость в распределении потоков для выполнения СР – правил. Используя эту гибкость, объединяем расщепления потока 13 для теплообменников 4-10 и потока 12 для теплообменников 14-21. Один из коллекторов на потоке 13 позволяет нам без дополнительной модернизации использовать теплоту потока 8 для нагрева сырой нефти. В итоге получаем теплообменную сеть с 23 связями между потоками (Рис. Б9), т.е. на одно размещение меньше, чем у существующей сети. Общая площадь теплообмена составляет ~ 18100 м², т.е. на 7,7% больше существующей, но данный проект позволяет нагреть сырую нефть, поступающую на колонну К-1 до 245°С, т.е. снизить мощность трубчатой печи П1 на 9 МВт, что экономически эквивалентно открытию новой нефтяной скважины. На несколько большую величину ~ 11 МВт снижается нагрузка на холодные энергоносители, т.к. некоторая часть энергии, ранее передававшаяся хладагентам, сейчас используется для дополнительного подогрева нефти. Снижение нагрузки на хладагенты на 18% позволит уменьшить потребление технической воды с 0,47 м³ на 1 тонну перерабатываемой нефти [37] до 0,38 м³, а это несколько улучшит экологическую обстановку, что очень важно для неблагоприятной в этом отношении Украины.

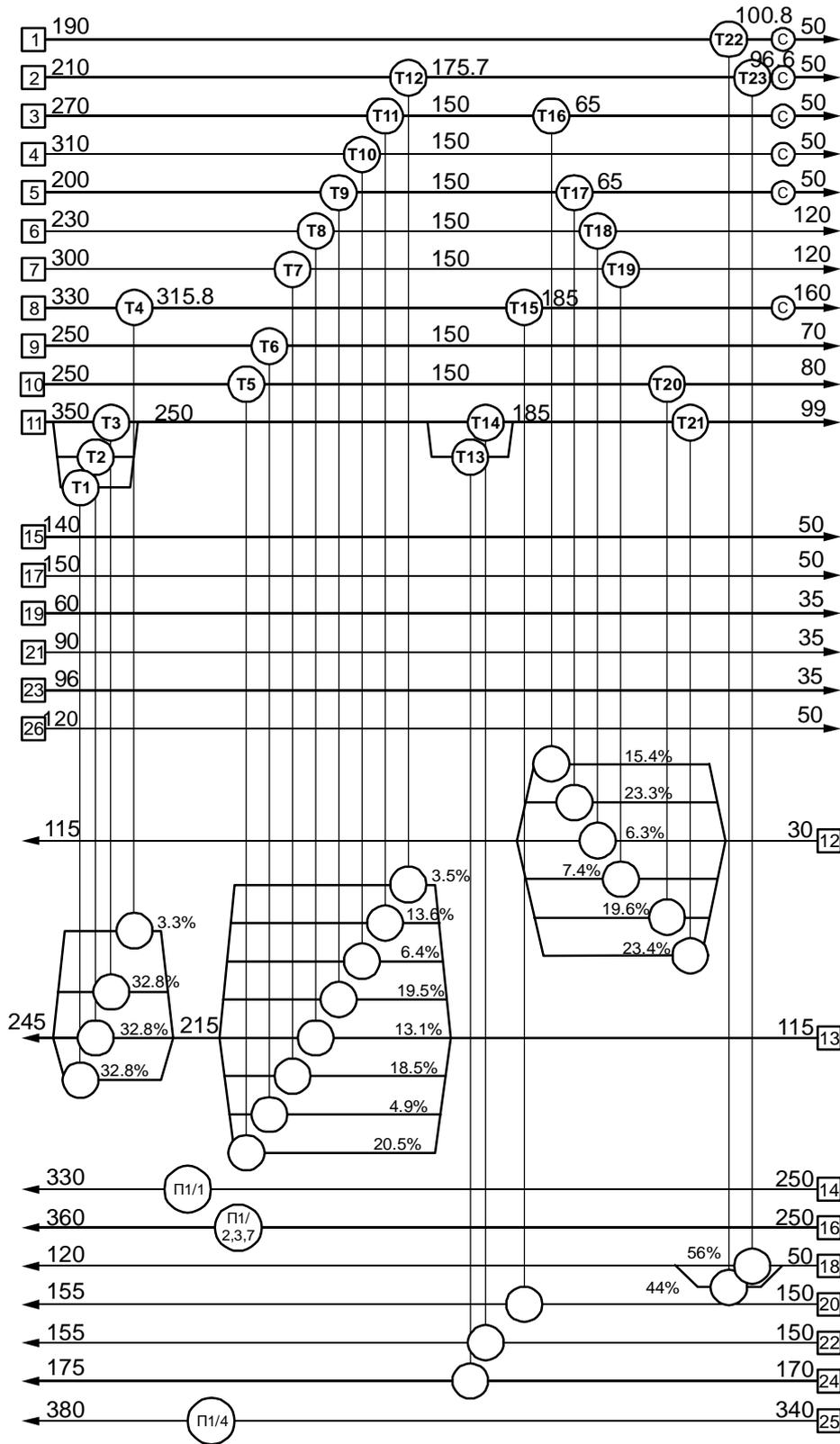


Рис. Б9. Окончательный проект технологической схемы теплообменной системы установки первичной нефтепереработки при раздельном размещении теплообменников выше и ниже пинч-точки ($\Delta T_{\min} = 35^{\circ}\text{C}$). Показаны потоки №1-№26 (таблица), процентные соотношения теплоёмкостей потоков при разделении последних. T₁-T₂₃ – рекуперативные теплообменники, П – трубчатые печи, с – холодильники. Цифры на рисунке – температура, °С.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

РЕКОНСТРУКЦИЯ УТИЛИТНЫХ СИСТЕМ С ПОМОЩЬЮ ПИНЧ АНАЛИЗА [38]

В настоящее время в Украине используется топливно-энергетических ресурсов на 48% больше, чем это было бы необходимо исходя из оценки объема валового производства на душу населения [1], что показывает существование большого энергосберегающего потенциала в промышленности и, в частности, топливно-энергетическом комплексе страны.

В общеэнергетическом балансе Украины доля тепловой энергии составляет ~55%, и 40% из них производится на котельных жилищно-коммунального хозяйства [1], которые, как правило, расположены в наиболее густонаселенных районах городов и поселков. Поэтому увеличение эффективности использования топлива на районных котельных приведет

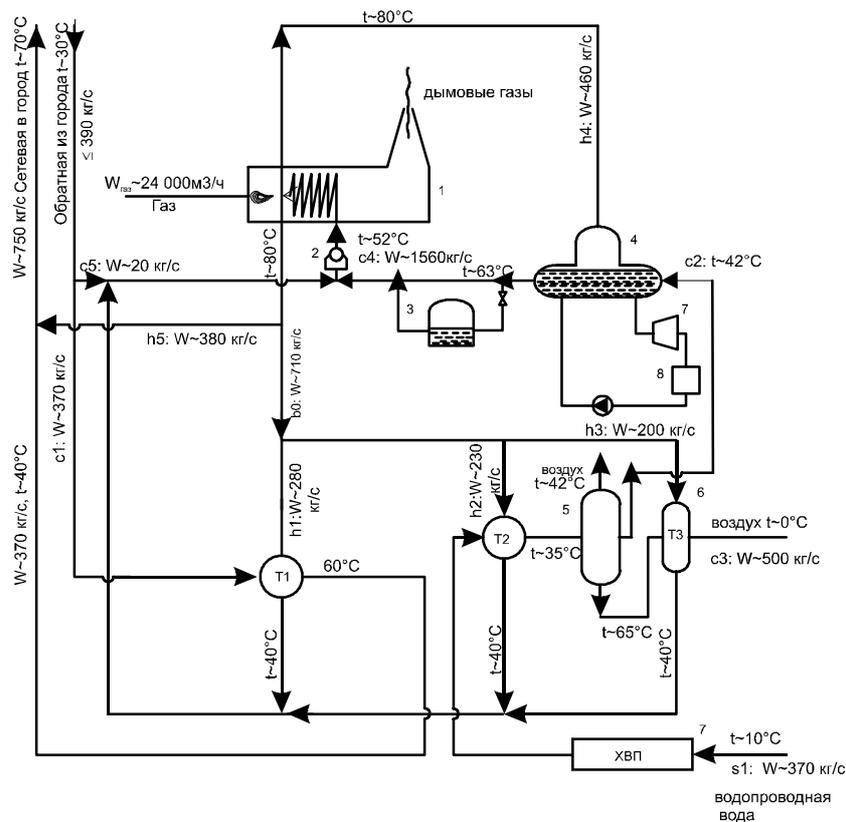


Рис. В1. Принципиальная технологическая схема районной котельной: 1 – водогрейные котлы; 2 – циркуляционный насос котлового контура; 3 – бак аккумулятора; 4 – деаэрактор; 5, 6 – системы декарбонизации; 7 – эжектор. Т1 – теплообменные аппараты подогрева сетевой воды; Т2 – теплообменник подогрева подпиточной воды; W – расход теплоносителя, кг/с; t – температура теплоносителя, °С.

как к экономии энергии и в целом улучшению экономической ситуации на Украине, так и к снижению вредных выбросов с отходящими газами в самых густонаселенных районах страны.

В промышленных городах Восточной Украины большое распространение получили котельные мощностью 100 – 300 МВт, снабжающие теплом и горячей водой районы с населением 50 – 200 тысяч человек, построенные в 60 – 80-е годы вдали от крупных ТЭЦ.

Нами проанализирована работа одной из таких котелен, расположенной в г. Луганске и снабжающей теплом и горячей водой район из 180 многоквартирных жилых домов с числом жителей 80 тысяч человек. Первоначально рассматриваемая котельная снабжала теплом район с населением 160 тысяч человек, но в связи с износом оборудования и введением в строй двух новых котелен меньшей мощности ее нагрузка снизилась вдвое и в настоящее время должна составлять 120 МВт, приблизительно по 60 МВт на теплоснабжение и горячее водоснабжение района.

Принципиальная технологическая схема рассматриваемой котельной приведена на рис. В1.

В состав оборудования котельной входит шесть водогрейных котлов ПТВМ – 50, один из которых, как правило, находится в резерве, а остальные работают. Стоит сказать, что бывают некоторые промежутки времени, когда работают только четыре котла. Это случается при вынужденном ремонте одного из котлов. Средний за время относительного сезона расход природного газа на котельной составляет величину порядка $G \sim 24000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Средняя низшая теплотворная способность поступающего на котельную газа равна $r = 3,5 \cdot 10^7 \text{ Дж/м}^3$, теплоемкость при нормальных условиях $c_g \approx 2400 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, а плотность $\rho \approx 0,75 \text{ кг/м}^3$. Нетрудно оценить мощность, выделяемую при сгорании поступающего топлива, она равна $Q_T \approx 233 \text{ МВт}$. При этом минимальное количество воздуха, необходимое для полного сжигания данного газа, равно 18,4 кг на 1 кг газа. Коэффициент избытка воздуха для котлов котельной равен $\alpha = 1,25$, т. е. на 1 кг газа в горелки котлов подается $N = 23 \text{ кг}$ воздуха. Используя приведенные величины и полагая начальную температуру газа и воздуха равной 0°C , вычисляем теоретическую температуру горения в топке котлов:

$$t_{\text{теор}} = \frac{G \cdot r}{3600 \cdot (W_g \cdot c_g + W_a \cdot c_a)} = \frac{r}{\rho_2 \cdot (c_g + N \cdot c_a)} \approx 1773^\circ\text{C}, \quad (\text{B1})$$

где W_g , W_a – массовые расходы газа и воздуха, c_a – удельная теплоемкость воздуха.

Конечно, реальная температура горения в топке будет несколько ниже вследствие неадиабатичности процесса горения, но в дальнейшем анализе мы будем использовать теоретическую температуру горения, по-

сколько получить истинную температуру горения достаточно сложно. Температура продуктов горения за конвективной секцией котла измерена и равна $t_c \approx 225^\circ\text{C}$. Используемые в настоящее время котлы не имеют экономайзеров, поэтому последнюю температуру можно считать температурой отходящих газов.

В котлах нагревается 5616 тонн воды в час от 52°C до 80°C , т. е. на нагрев воды расходуется $P_1 = 183$ МВт мощности, что составляет 78% от энергии сжигаемого топлива. Вода нагревается до 80°C вследствие того, что при повышении этой температуры в циркуляционных насосах возникает кавитация, после чего они не создают давление, достаточное для перекачки теплоносителей. После котлов часть нагретой воды поступает в систему подготовки подпиточной воды (потoki: h_2, h_3, h_4 (рис. В1)), которая отбирается из водопровода с расходом $W_{\text{и}} = 370$ кг/с. на подогрев сетевой воды в теплообменниках T_1 направляется поток h_1 . Поток сетевой воды из города с расходом 370 кг/с нагревается в теплообменниках от 30°C до 60°C и затем смешивается с потоком воды из котлов величиной 380 кг/с и температурой 80°C .

В итоге сетевая вода направляется в город при температуре 70°C , потоки h_1, h_2, h_3, h_4 смешиваются с подготовленной водой подпитки и частью потока обратной воды из города – s_2 , который невелик и даже может отсутствовать совсем и подается в конвективные секции котлов при температуре 52°C . Столь низкая температура воды вызывает значительную конденсацию кислот на поверхностях теплообмена конвективной секции, что приводит к интенсивной коррозии и перманентным ремонтам этой части котла. По этой же причине вышли из строя экономайзеры. Расход сетевой воды, направляемой в город равен 2700 т/ч или в среднем 750 кг/с. Среднее значение расхода сетевой воды, поступающей из города на котельную, равно 390 кг/с с температурой 30°C . Нетрудно оценить общую тепловую нагрузку теплосети – она составляет 156 МВт, т. е. в городскую теплосеть направляется 66% энергии, получаемой при сжигании топлива, а реальный к.п.д. котельной вместе с теплотрассой составляет 51%. Следует заметить, что реальный к.п.д. теплосети в отопительном сезоне 1997 – 1998 г.г. был значительно ниже и только после замены кожухотрубчатых теплообменников котлового контура пластинчатыми теплообменниками фирмы “Альфа Лаваль”, произведенной АО “Содружество – Т”, удалось увеличить температуру сетевой воды, направляемой в город, с 53°C до 70°C [39, 40].

Итак, в настоящее время в теплосети теряется ~23% направляемой туда мощности, т. е. 36 МВт, а при стоимости 80\$ США за 1000 м^3 газа экономические потери составляют ~1,5 млн.\$ США за семь месяцев отопительного сезона. Оценка потери энергии за счет теплопередачи между теплоносителем и окружающим грунтом с учетом теплоизоляции и средней температуры теплоносителя $\sim 50^\circ\text{C}$ дает значение 5 – 6% от энергии, на-

правляемой в теплотрассу. Остальные 18% потерь энергии происходят за счет утечек теплоносителя из сетевой магистрали, что составляет 500 – 600 тонн воды в час.

Своевременное обнаружение и устранение утечек в открытых системах теплоснабжения является нерешенной до сих пор задачей для открытых систем теплоснабжения. Повреждаемость тепловых сетей в открытых системах в 2 – 3 раза выше, чем в закрытых [41]. Причиной этого является интенсификация внутренней коррозии трубопроводов, объясняемая повышенным содержанием кислорода в сетевой воде. В итоге происходит множественное образование свищей и протечек, что в условиях подземной прокладки вызывает увлажнение наружной поверхности теплопроводов и усиление наружной коррозии. При увеличении содержания кислорода в сетевой воде вдвое повреждаемость теплопроводов возрастает на 30 – 35% [41]. Поэтому содержание кислорода в воде открытых систем не должно превышать 15 мкг/л, в то время как для закрытых систем оно должно быть меньше 50 мкг/л, но столь низкого содержания кислорода в открытых системах с применением традиционных методов деаэрации, в частности, вакуумной деаэрации, применяемой на рассматриваемой котельной, достигнуть нельзя [4]. К сожалению, для теплосетей г. Луганска основной причиной их разрушения является низкое качество воды. В ней содержится более 200 мг/л хлоридов, что вызывает еще более интенсивную коррозию трубопроводов.

В последнее время интенсивно разрабатываются методы количественного определения тепловых утечек в районных системах отопления [42] и, в частности, методы оценки утечек сетевой воды [43]. Наиболее точным, но наиболее дорогим является метод инфракрасной термографии [43], который позволяет определить утечки теплоносителя с точностью $\pm 20\%$, но только в сухую погоду. Дождь и снег вносят большую погрешность в измерения, а это значит, что в условиях отопительного сезона на Восточной Украине он вряд ли может быть применим, в связи с чем, наиболее оптимальный путь к снижению энерго и ресурсопотребления, по крайней мере, при эксплуатации Луганских теплосетей, является их закрытие.

Поэтому в данной работе мы попытаемся оценить те положительные эффекты, которые можно достичь при закрытии открытых систем районного теплоснабжения и при проведении других энергосберегающих мероприятий на котельных с использованием современных энергосберегающих методов.

Для дальнейшего анализа работы котельной выделим существующие технологические потоки (таблица В1), с помощью которых представим технологическую схему в виде сеточной диаграммы с существующими теплообменными связями (рис.В2) [9, 36]. Здесь часть обратного потока теплоносителя из города – холодный поток c_3 , смешивается с потоком c_2 и затем результирующий поток направляется в котолы.

Таблица В1.

Потоковые данные технологической схемы котельной с открытой системой теплоснабжения

Поток	Название	Начальная температура, °С	Конечная температура, °С	Потоковая теплоемкость, МВт/°С	Изменение потоковой энтальпии, МВт
1. Гор.	h ₁ : теплоноситель потокового контура	80	40	1,173	470
2. Гор.	h ₂ : теплоноситель для подогрева подпиточной воды	80	40	0,964	38,6
3. Гор.	h ₃ : подогрев воздуха для декарбонизации	80	40	0,838	33,5
4. Гор.	h ₄ : подогрев воды при деаэрации	80	63	1,930	32,8
5. Гор.	h ₅ : подпитка в тепловую сеть	80	70,1	1,592	15,8
6. Гор.	h ₆ : воздух в декарбонизации	65	42	0,520	12,0
7. Хол.	c ₁ : сетевая вода	30	70,1	1,550	62,2
8. Хол.	c ₂ : подпиточная вода	10	63	1,550	82,2
9. Хол.	c ₃ : воздух для декарбонизации	0	65	0,520	33,8
10. Хол.	c ₄ : вода в котлы	52	80	6,540	183,12
11. Хол.	c ₅ : сетевая вода в котлы	30	52	0,084	1,8

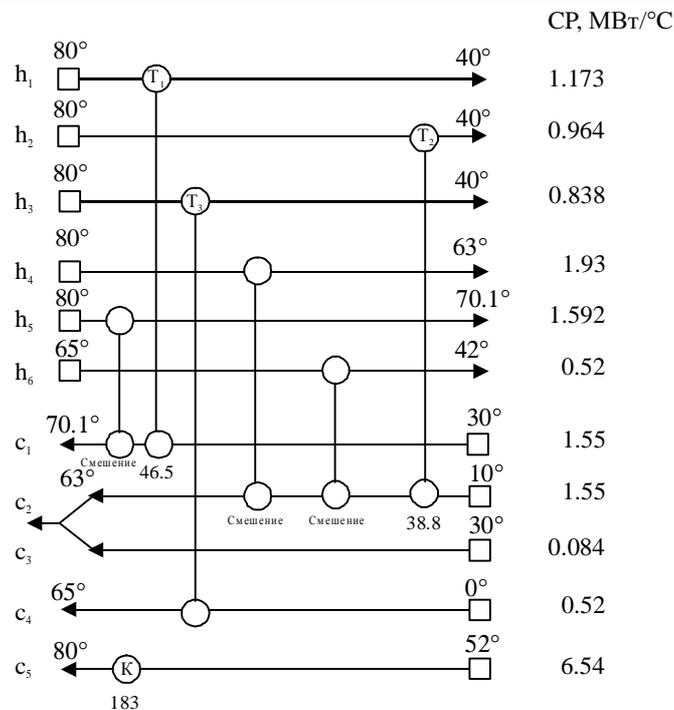


Рис. В2. Сеточная диаграмма технологических потоков котельной (таблица 1). Значения тепловой нагрузки на теплообменных аппаратах представлены в МВт. К – котлы.

Представим суммарное изменение потоковой энтальпии холодных и горячих потоков на энтальпийно-температурной плоскости в виде горячей и холодной составных кривых [9, 32] (рис.В3а).

В некоторых теплообменных связях между потоками теплообмен происходит при смешении потоков, поэтому при построении составных кривых мы формально будем считать коэффициент теплопередачи в этих связях равным ∞ , а теплообмен – происходящим без теплообменной поверхности на разности температур ΔT_{\min} . Перекрывающаяся часть кривых по энтальпийной оси показывает количество рекуперированной теплоты в процессе.

Таблица В2.

Потоковые данные для балансной сеточной диаграммы котельной.

Поток	Название	Начальная температура, °C	Конечная температура, °C	Потоковая теплоемкость, МВт/°C	Изменение потоковой энтальпии, МВт
1. Гор.	h ₇ : продукты горения	1773	0	0,1316	223,3
2. Гор.	h ₆ : воздух в системе декарбонизации	65	0	0,52	33,8
3. Хол.	c ₁ : сетевая вода	30	70,1	1,55	62,2
4. Хол.	c ₂ : вода на химводо-подготовку	10	70,1	1,55	82,2
5. Хол.	c ₃ : подогрев воздуха для декарбонизации	0	65	0,52	33,8
6. Хол.	c ₅ : сетевая вода в котлы	30	80	0,084	4,2
7. Хол.	c ₆ : дутьевой воздух	0	1773	0,1196	212
8. Хол.	c ₇ : природный газ	0	1773	0,012	21,3

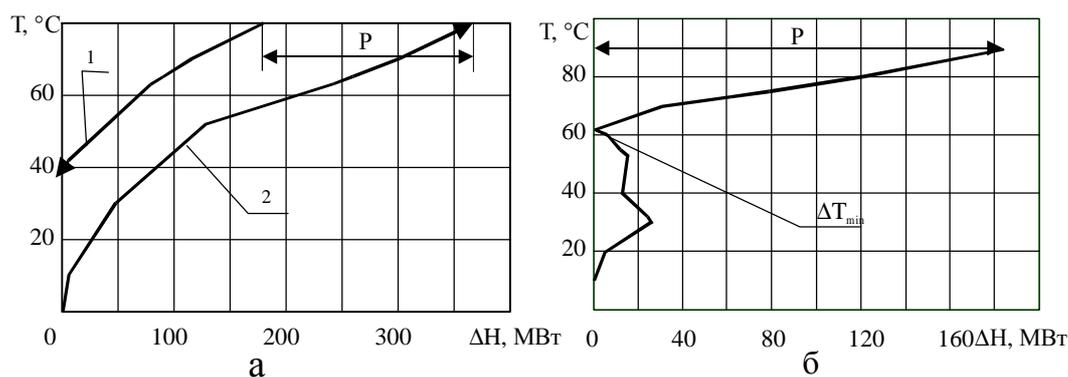


Рис. В3. Изображение на энтальпийно-температурной диаграмме: а – составных кривых технологических потоков котельной; 1 – горячая составная кривая; 2 – холодная составная кривая; б – большой составной кривой, построенной при $\Delta T_{\min} = 20^\circ\text{C}$, P – мощность, потребляемая процессом, T_{\min} – минимальная разность температур между теплоносителями на теплообменниках

В нашем случае кривые показывают типичную пороговую задачу пинч анализа, т. е. при сближении составных кривых по энтальпийной оси

мощность P , потребляемая от внешних утилит, будет оставаться постоянной, но вследствие уменьшения движущих сил теплообмена будет увеличиваться площадь поверхности теплообмена. Построение большой составной кривой, т. е. суммарного изменения потоковых энтальпий горячих и холодных потоков в сдвинутых температурных интервалах, на которые разбивается температурная ось граничными температурами потоков, показывает наличие точки с минимальной разностью температур (рис.В3б). В пороговых задачах значения температуры, при которой встречается ΔT_{\min} , не является точкой пинча, но может оказать значительное влияние при выборе горячих теплоносителей.

В рассматриваемом случае потоки, определенные в таблице 1, как горячие, за исключением потока h_6 , не являются горячими процессными потоками, а представляют собой промежуточные утилиты, которые передают энергию от продуктов сгорания к холодным потокам. Поэтому проанализируем систему потоков (таблица 2), в которую включены горячий поток продуктов сгорания h_7 , холодный поток топлива – c_7 и поток дутьевого воздуха c_6 . Сеточная диаграмма для потоков таблицы 2 представлена на рис. 4. Начальную температуру потоков c_6 и c_7 мы выбираем равной 0°C несмотря на то, что забирается дутьевой воздух в помещении котельной, где температура не опускается ниже 10°C вследствие тепловых потерь. Тем самым частично учитываются эти потери.

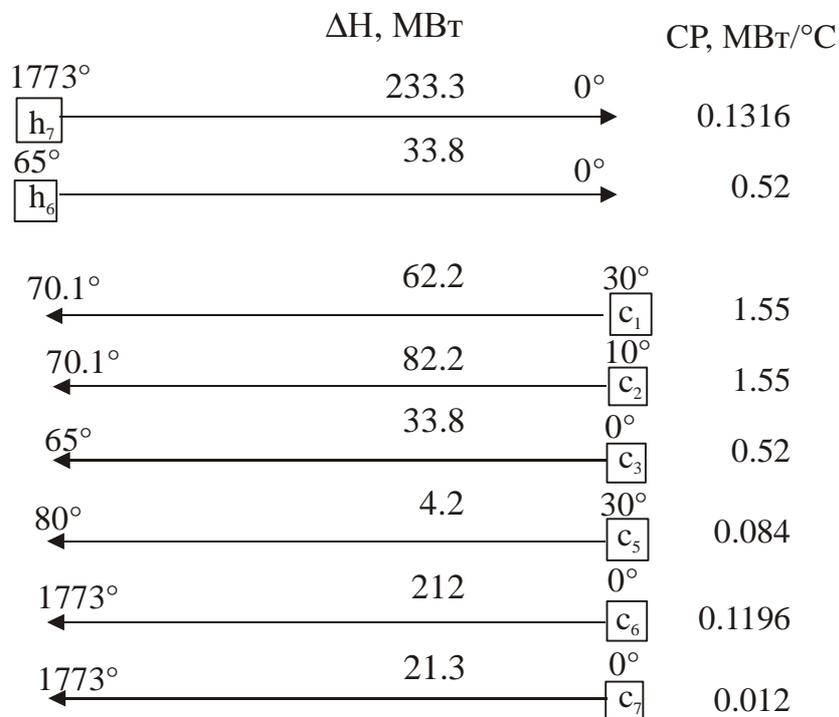


Рис. В4. Сеточная диаграмма с включением потока продуктов горения.

Сеточная диаграмма (рис. В4) показывает, что возможна рекуперация теплоты потока h_6 , доступной на 42°C . Поток этот низкотемператур-

ный, но с большим теплосодержанием, поэтому при рекуперации теплоты потока h_6 необходимо применить либо тепловой насос, либо рекуперативный теплообменник с развитой поверхностью теплопередачи. Также возможна рекуперация теплоты продуктов сгорания, доступной на температуре 225°C . Технологически проще всего использовать теплоту отходящих газов, подогревая дутьевой воздух. Для правильного выбора параметров подогрева воздуха рассмотрим температурно-энтальпийную диаграмму продуктов сгорания (рис. В5), которые, охлаждаясь от температуры горения $T_{\text{теор}}$ до температуры выхода $T_c = 225^\circ\text{C}$ отдают свою энтальпию промежуточным утилитам.

Заметим, что тепловой выброс с отходящими газами равен $\Delta H_{\text{ДЫМ}} \approx 30$ МВт, а промежуточным утилитам передается $P = 183$ МВт. Оставшиеся 20 МВт представляют, по-видимому, тепловые потери в котлах, связанные с нарушениями обмуровки, неоптимальной работой горелок и неполнотой сгорания топлива. Точное определение и устранение этих потерь требует дополнительного исследования и выходит за рамки данной работы.

Рисунок В5 показывает, что большая составная кривая не может быть лимитирующим фактором при уменьшении температуры отходящих

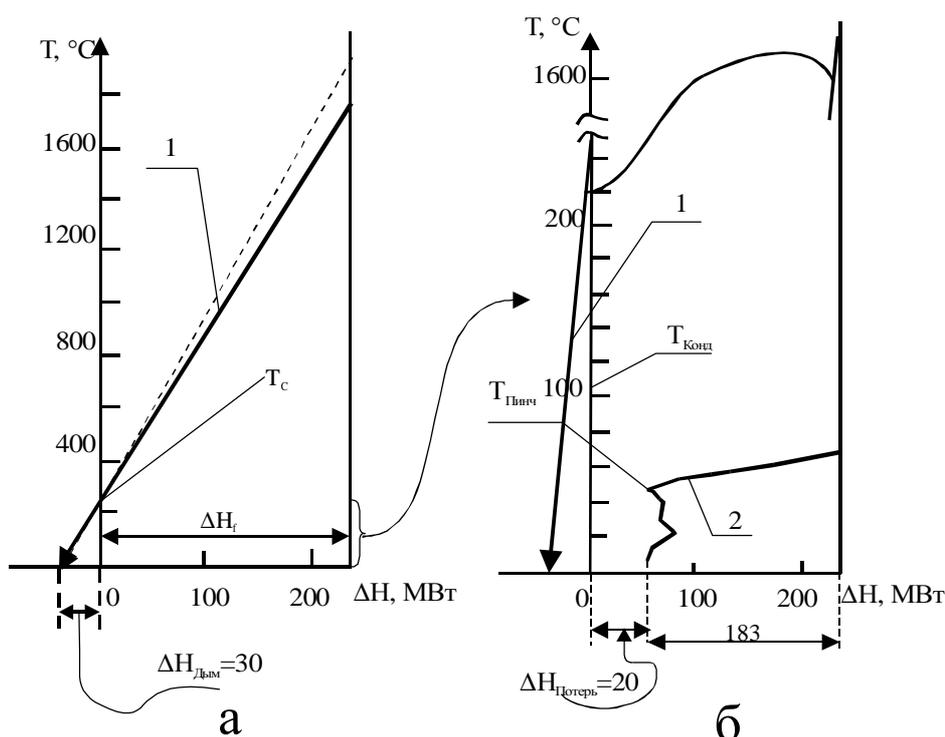


Рис. В5. Температурно-энтальпийная диаграмма продуктов сгорания: 1 – изменение энтальпии отходящих газов с температурой; 2 – большая составная кривая процесса; $\Delta H_{\text{ДЫМ}}$ – тепловой выброс с отходящими газами.

газов, т. е. лимитирующей будет температура конденсации влаги, содержащейся в отходящих газах. Используемый природный газ содержит незначительное количество сернистых соединений, поэтому температура конденсации будет близка к 100°C , и мы можем уменьшить температуру

отходящих газов, по крайней мере, до 120°C. При подогреве воздуха увеличивается теоретическая температура горения топлива, а значит, при постоянном расходе воды в трубах котла, увеличится температура отходящих газов за конвективной секцией.

Для того, чтобы оценить необходимое значение расхода газа составим упрощенный тепловой баланс процесса горения без учета тепловых потерь и потребуем при этом, чтобы теплота продуктов горения за конвективной секцией $T_c = t_c + T_0$ не уменьшилась и количество теплоты ΔH_f (рис. В5), утилизируемое в котле, также не изменилось. При составлении теплового баланса будем считать, что потоковая теплоемкость отходящих газов равна сумме потоковых теплоемкостей воздуха и природного газа, что вполне справедливо [44]:

$$\frac{W_g \cdot r}{\rho_g} = W_g c_g \cdot (T_t^* - T_0) + W_a c_a \cdot (T_t^* - T_0), \quad (B2)$$

$$(W_g c_g + W_a c_a) \cdot (T_c - T_{out}) = W_a c_a \cdot (T_{pr} - T_0), \quad (B3)$$

$$W_a = N \cdot W_g, \quad (B4)$$

где W_g – массовый расход топлива, кг/ч; r – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг; c_g – удельная теплоемкость топлива при нормальных условиях, Дж/(кг·К); W_a – массовый расход воздуха кг/с; c_a – удельная теплоемкость воздуха при нормальных условиях, Дж/(кг·К); T_t^* – теоретическая температура горения, К; T_{pr} – температура подогрева воздуха, К; T_c – температура отходящих газов за конвективной секцией, К; T_{out} – температура выброса отходящих газов после рекуперации, К; $T_0 = 273$ К – начальная температура топлива и воздуха.

Из уравнений (B2) – (B4) определяем теоретическую температуру горения после подогрева воздуха:

$$T_t^* = (T_c - T_{out}) + \frac{Nc_a}{c_g + Nc_a} \cdot T_0 + \frac{\frac{r}{\rho \cdot g} + c_g T_0}{c_g + Nc_a}, \quad (B5)$$

и температуру подогрева дутьевого воздуха:

$$T_{pr} = T_0 + \frac{c_g + Nc_a}{Nc_a} \cdot (T_c - T_{out}). \quad (B6)$$

Выражения (B5) и (B6) выполняются при любых расходах выбранного вида топлива. Но мы можем определить новую потоковую теплоем-

кость отходящих газов, потребовав, чтобы они отдавали в котлах прежнее количество энергии:

$$\Delta H_f = (W_g c_g + W_a c_a) \cdot (T_t - T_c),$$

$$CP_{go}^* = \frac{\Delta H_f}{T_t^* - T_c}, \quad (B7)$$

и тогда необходимый расход топлива определяется как:

$$W_g^* = W_g \cdot \frac{T_t - T_c}{T_t^* - T_c}. \quad (B8)$$

Новый температурный профиль продуктов сгорания показан на рисунке В5 пунктирной линией. В рассматриваемом случае уменьшение расхода газа происходит на 6,4%, что при цене газа 80\$ за 1000 м³ дает экономию 110000\$ в месяц.

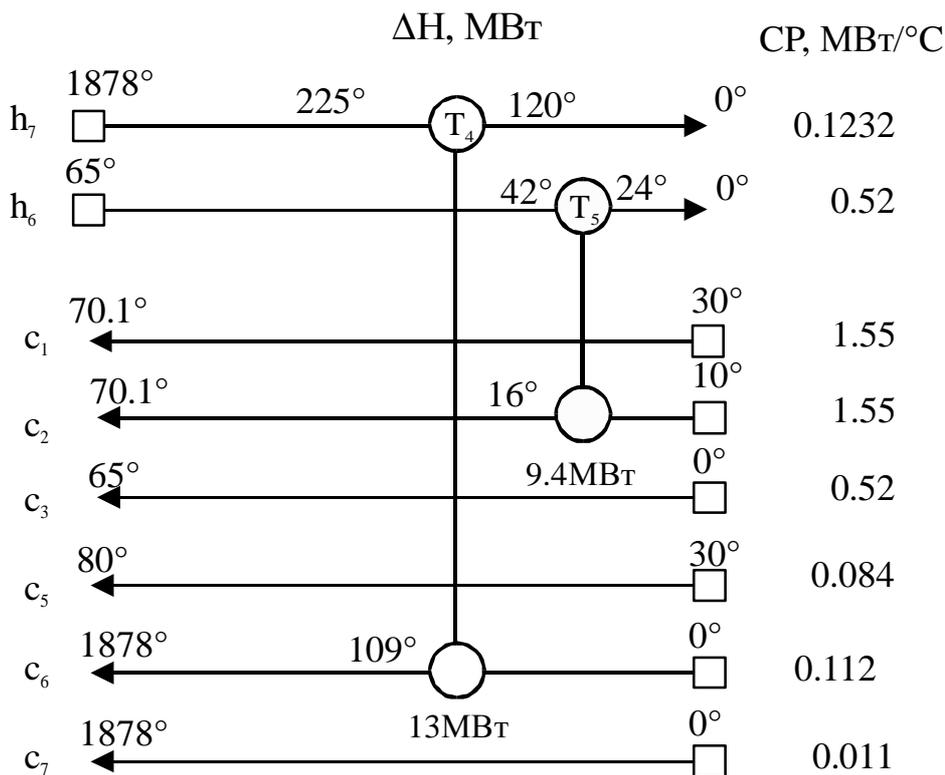


Рис. В6. Размещение воздухоподогревателя и газожидкостного теплообменника

Для оценки стоимости воздухонагревателя разместим его на соответствующих потоках сеточной диаграммы, изображенной с учетом сделанных нами вычислений (рис. В6). Нагрузка на воздухонагреватель равна $Q_{T4} \approx 13$ МВт при логарифмической разности температур $\Delta T_{Ln} \approx$

118°, и, исходя из того, что коэффициент стоимости удельной нагрузки трубчатых воздухонагревателей равен $C = 2,1 \text{ \$}\cdot\text{К/Вт}$ [10], оцениваем стоимость воздухоподогревателя:

$$Ц_{Т4} = C \cdot \frac{Q_{Т4}}{\Delta T_{Ln}} \approx 230000\text{\$}.$$

Учитывая, что нагрузка $Q_{Т4}$ распределена между 5 потоками, но один в резерве, т. е. необходимо 6 аппаратов мощностью $\sim 2,4 \text{ МВт}$, в результате мы получаем, что установка воздухоподогревателей окупится через 3 – 4 месяца (без учета процентных ставок).

Аналогично мы можем оценить срок окупаемости установки теплообменника рекуператора между потоками h_6 и c_2 (рис.6), который сможет снизить нагрузку котлов на $9,4 \text{ МВт}$, т. е. дать экономию $\sim 58000\text{\$}$ в месяц, а коэффициент для газовых теплообменников $C = 0,3 \text{ \$}\cdot\text{К/Вт}$ [10], и тогда $Ц_5 \approx 160000\text{\$}$, т. е. окупаемость такого теплообменника $\sim 3 – 4$ месяца.

Если аппараты T_4 и T_5 устанавливать одновременно, то вначале необходимо определить уменьшение расхода природного газа за счет уменьшения расхода теплоносителя для подогрева потока подпиточной воды c_2 вследствие установки рекуператора T_5 , а затем к полученным результатам применить соотношение (8). Но мы для технологической схемы (рис.В1) проводить этот анализ не будем, а рассмотрим его при закрытии тепловой сети.

Анализировать закрытую систему теплоснабжения начнем с определения количества теплоносителя, необходимого для обеспечения 120 МВт квартальной нагрузки. С учетом 7% тепловых потерь в магистрали и допустимой 5% утечки получаем, что в тепловую сеть с котельной необходимо направлять 740 кг/ч воды с температурой 70°С , а возвращаться должно не меньше 703 кг/ч с температурой 30°С . Далее рассчитываем расходы технологических потоков в котельной и их нагрузки (таблица В3).

После этого мы можем представить технологические потоки в виде сеточной диаграммы и разместить на них необходимые теплообменные связи с указанием их тепловых нагрузок (рис. В7).

Принципиальная технологическая схема для котельной с закрытой системой теплоснабжения представлена на рис. В8. Здесь исключен поток c_2 сетевой воды в котлы, но он компенсируется дополнительным потоком подпиточной воды.

Оценим капитальные затраты, необходимые для модернизации теплосети.

Таблица В3.

Потоковые данные технологической схемы котельной с закрытой системой теплоснабжения

Поток	Название	Начальная температура, °С	Конечная температура, °С	Потоковая теплоемкость, МВт/°С	Изменение потоковой энтальпии, МВт
1. Гор.	h ₁ : теплоноситель потокового контура	80	62,4	6,7	118
2. Гор.	h ₂ : теплоноситель для подогрева подпиточной воды	80	40	0,054	2,16
3. Гор.	h ₃ : подогрев воздуха для декарбонизации	80	40	0,17	6,8
4. Гор.	h ₄ : подогрев воды при деаэрации	80	60	0,19	3,8
5. Гор.	h ₅ : подпитка в тепловую сеть	80	70,5	0,155	1,5
6. Гор.	h ₆ : воздух в декарбонизации	65	30	0,104	2,6
7. Хол.	c ₁ : сетевая вода	30	70,5	2,9	118
8. Хол.	c ₂ : подпиточная вода	10	60	0,23	11,5
9. Хол.	c ₃ : воздух для декарбонизации	0	65	0,104	6,76
10. Хол.	c ₄ : вода в котлы	61,8	80	7,35	134

Прежде всего необходимо будет установить 180 индивидуальных тепловых пунктов для снабжения жилого района горячей водой. Вода нагревает-

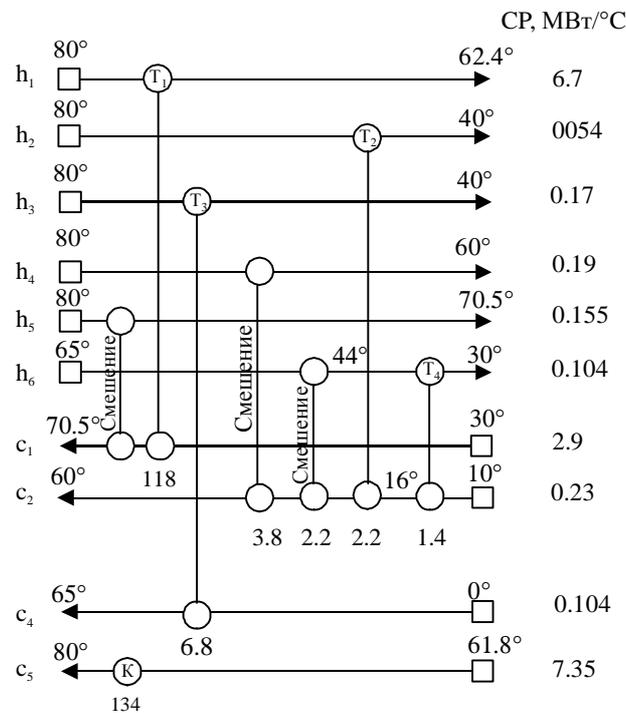


Рис. В7. Сеточная диаграмма для технологических потоков, определенных в табл.В3. На потоках показаны теплообменные связи с их тепловыми нагрузками. К – котел

ся от 10°C до 55°C, а требуемая тепловая нагрузка равна 60 МВт, что позволяет оценить площадь теплообменной поверхности пластинчатых подогревателей: $S \approx 1150 \text{ м}^2$. При стоимости 1 м² теплопередающей поверхности ~ 250 \$ США [10], общая стоимость установки индивидуальных тепловых пунктов составит сумму ~ 900000 \$ США. Площадь теплообменной поверхности теплообменника Т₁ (рис.7) должна быть равной ~ 2000 м², но в

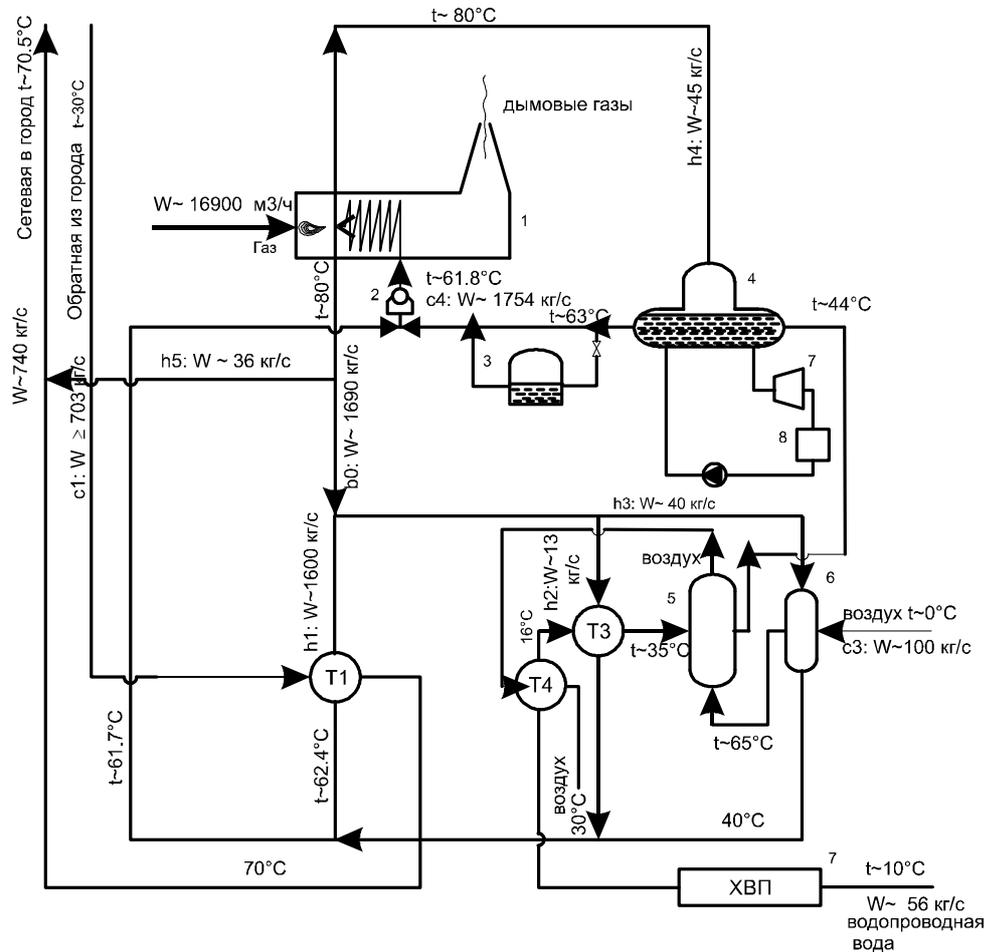


Рис. В8. Принципиальная технологическая схема котельной с закрытой системой теплоснабжения

существующей схеме уже установлено ~ 1000 м², т. е. для модернизации Т₁ необходимо затратить ~300000 \$ США. Стоимость газоводяного теплообменника Т₄ (рис.В7) с учетом ранее введенных коэффициентов составит ~20000 \$ США. Итого – общая стоимость модернизации равна ~1,22 · 10⁶ \$ США.

Оценим экономический эффект предлагаемой модернизации. Как видно из табл.В3, мощность, отдаваемая котлами воде, равна 134 МВт или с учетом среднего к.п.д. котлов ~ 78%, необходимый расход газа составит ~ 16900 м³/ч. В итоге экономия составит от уменьшения расхода газа ~ 750000 \$ США. Забор воды из водопровода уменьшится на 314 кг/с, а при цене воды ~ 60 \$ США за 1000м³ экономия составит ~50000 \$ США в ме-

сяц. Следовательно, в результате предлагаемой модификации теплосети предприятие сможет экономить до 800000 \$ США в месяц, а срок окупаемости не превысит 2 – 3 месяцев.

Заметим, что мы не учитывали затраты на перекачку теплоносителей, но в настоящее время котельная платит за электроэнергию гораздо меньше, чем за холодную воду, а расходы теплоносителей в результате модернизации возрастут незначительно.

Для включения в тепловую интеграцию теплоты отходящих газов, рассчитаем воздухоподогреватель для спроектированной схемы. С помощью (8) определяем необходимый расход газа и строим балансную сеточную диаграмму (рис.В9).

Стоимость установки воздухоподогревателя ~ 200000 \$ США, а расход газа снизится до 15850 м³/ч. И тогда общая стоимость модернизации будет равна $1,42 \cdot 10^6$ \$ США, а экономия составит 850000 \$ США в месяц, т. е. срок окупаемости практически не изменится.

Построение составных кривых для потоковой схемы (рис.В9) наглядно

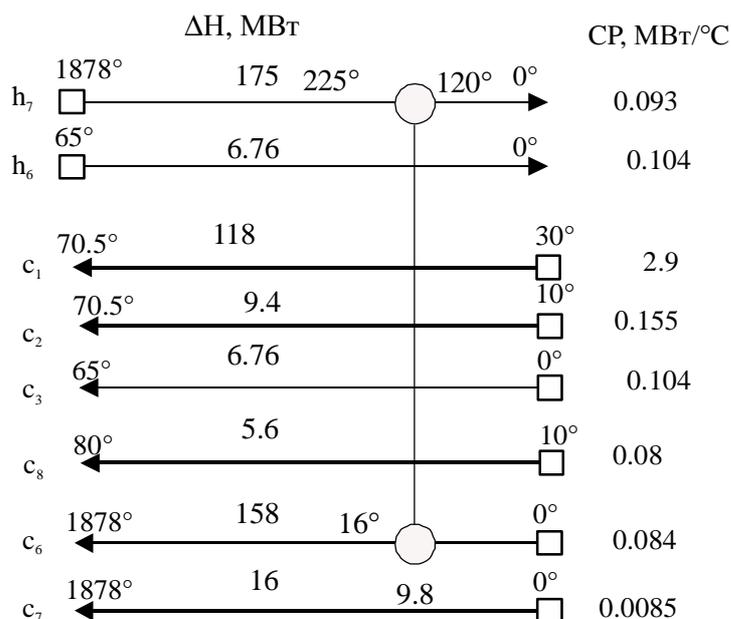


Рис. В9. Балансная сеточная диаграмма котельной с закрытой схемой теплоснабжения ясно демонстрирует значение мощности, которое требуется подвести к рассматриваемой технологической системе (рис.В10).

Закрытие системы теплоснабжения повысит возможность контроля и управления ею, а значит и надежность тепловой сети [45], что в свою очередь уменьшит затраты на ее ремонт. Кроме того, при закрытии теплосети будут снижены выбросы CO₂ в атмосферу практически вдвое, а уменьшение количества подпиточной воды и стабилизация работы котельной и, соответственно, системы отопления позволяет значительно снизить сброс воды и химических соединений, растворенных в ней, в грунт.

Таким образом, учитывая значительный размер возможной экономии топлива и улучшение экологической обстановки в густонаселенных районах, целесообразно проводить модернизацию открытых систем районного теплоснабжения.

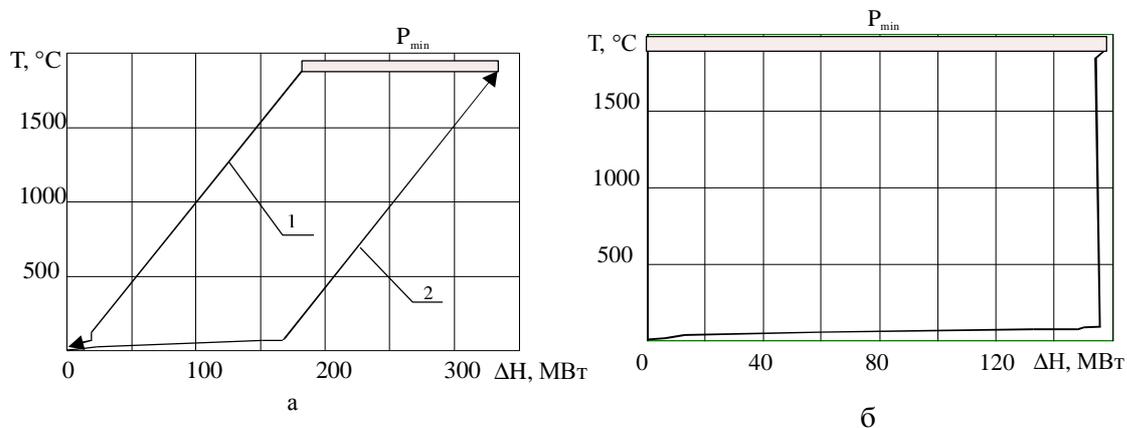


Рис. В10. Составные кривые для балансной схемы модернизированной котельной: а) – горячая составная кривая – 1, 2 – холодная; б) – большая составная кривая.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

АНАЛИЗ ИНТЕГРАЦИИ ПРОЦЕССОВ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО РЕКОНСТРУКЦИИ УСТАНОВКИ КАТАЛИТИЧЕСКОГО КРЕКИНГА

Г1. Аннотация

В свете решения проблем энергосбережения и снижения количества газообразных выбросов, использование интеграции процессов для повышения эффективности энергоиспользования при проектировании новых производств и реконструкции существующих становится весьма перспективным.

Одной из важных областей применения для улучшения энергоиспользования являются проекты реконструкции теплообменных систем (ТОС), в которых величина рекуперации тепла максимизируется при сохранении неизменного срока окупаемости, насколько это возможно. В данной публикации проиллюстрирована успешная реализация метода при поэтапном подходе к реконструкции ТОС.

На стадии постановки задачи в качестве первого шага была использована концепция эффективности поверхности теплообмена. Второй шаг базировался на методе сетевого пинча, разработанном Зу и Асанте [9], который был применен для прогнозирования возможных структурных модификаций, требуемых для проектирования ТОС. Выбранный с помощью метода сетевого пинча вариант проекта переходит на стадию оптимизации, где устанавливается оптимальный вариант компромисса между затратами на дополнительную поверхность теплообмена (включая переобвязку и/или переустановку) и экономией энергии. Оптимизация ТОС производилась с помощью SPRINT[®] (одно из программных обеспечений, разработанных UMIST по интеграции процессов).

Вся необходимая информация по дополнительной поверхности теплообмена для существующих теплообменников и по новым теплообменникам, а также по стоимости сэкономленной энергии была использована для определения срока окупаемости при внедрении соответствующего варианта модернизации. С целью определения возможного энергосбережения и реализации соответствующих технических решений было проведено изучение работы установки каталитического крекинга одного из нефтеперерабатывающих комплексов в Румынии. Были получены удовлетворительные результаты по экономии энергии: подвод тепла с горячими утилитами снижена на 49%, а отвод

тепла с холодными утилитами – на 20%. Это соответствует снижению подводимого тепла с 37,6 МВт до 19,3 МВт (экономия 18,3 МВт) и снижению отводимого тепла с 91,2 МВт до 72,3 МВт. Для внедрения рекомендован вариант, предусматривающий умеренные затраты при удовлетворительной экономии энергии, что обуславливает довольно короткий срок окупаемости, составляющий около шести месяцев.

Г2. Введение

Проектирование теплообменной системы (ТОС) является одной из важнейших стадий проектирования технологического процесса. Несмотря на то, что основы проектирования широко известны, для реконструкции ТОС приемлемы лишь некоторые методы.

Большинство методов, применимых для промышленных производств, основаны на термодинамическом анализе задач проектирования, используя принципы, в основном относящиеся к Пинч-методике [1-5]. До последнего времени эти методы требовали подробных знаний принципов и правил интеграции процессов, которые предполагали использование различных процедур, частично выполняемых вручную, что делало процесс медленным и трудоемким [6-8].

Хотя предложен ряд методов, основанных на математическом программировании, эти методы либо чрезмерно специфицируют задачу постановкой её как чисто проектной задачи, либо требуют значительного компьютерного обеспечения. В большинстве случаев они сложны в использовании и неэффективны для решения задач реконструкции промышленных ТОС.

В то же время математическое программирование и пинч-методика более сильны для задачи проектирования ТОС, однако, до последнего времени не было такого метода, который был бы интерактивным и автоматизированным для проектирования.

Для решения задач применительно к промышленным системам Зу и Асанте [9] разработали новый метод – метод сетевого пинча (МСП). Он сочетает методы математической оптимизации с четким пониманием задачи реконструкции, базирующемся на термодинамическом анализе и практической технологии, в результате чего возможно эффективно решать задачи реконструкции в промышленных масштабах.

Данная работа проводилась с целью оценки возможностей усовершенствования ТОС установки каталитического крекинга (КК) с флюидизированным катализатором, включая отделение ректификации и газоулавливающую установку.

Г3. Описание типовой установки каталитического крекинга

Установка КК является одним из наиболее важных перерабатывающих производств в нефтепереработке. Установка КК производит переработку нефтепродуктов после первичной переработки нефти под атмосферным давлением и под вакуумом (газойлей и тяжелых фракций) в высокооктановый бензин, легкие дизельные топлива и газы с высоким содержанием олефинов.

Продукционный бензин имеет высокое октановое число головной фракции и хорошие осредненные октановые характеристики. Подобные установки создавались по типовым проектам с небольшими отличиями в части особенностей исходного сырья.

Установка КК состоит из трёх отделений: реакции, ректификации и газоулавливания, как показано на рис. Г1.

Реакции крекинга проходят в вертикальном реакторе, в котором поток нефтепродукта контактирует с горячим порошкообразным катализатором. Нефтепродукт испаряется и расщепляется на более легкие продукты по мере движения вверх по реактору, увлекая за собой порошкообразный катализатор. Реакции проходят быстро, во многих случаях за несколько секунд. Одновременно с нагаром в слое катализатора образуется углеродистое соединение с низким соотношением водорода и углерода, которое откладывается на катализаторе и снижает его активность.

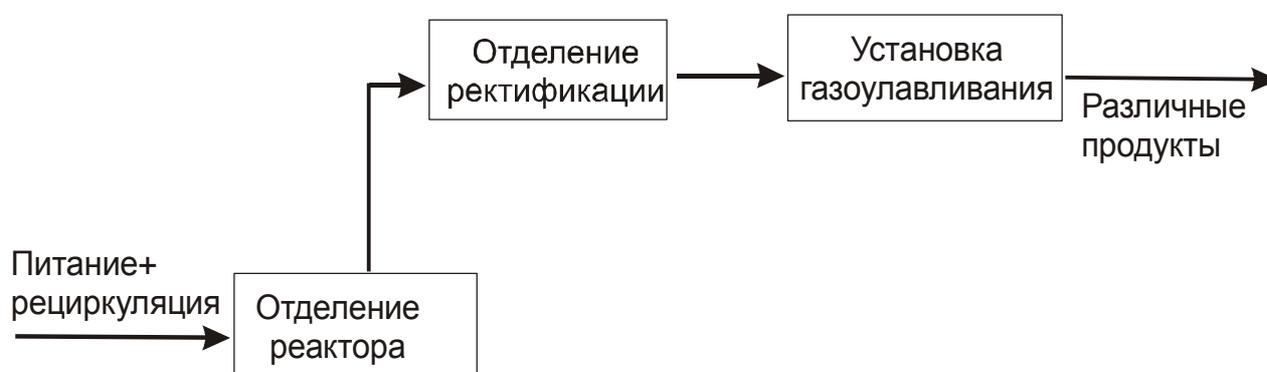


Рис.Г1. Схема процесса каталитического крекинга

Использованный катализатор отделяется от полученных продуктов и поступает в регенератор, где обновляется сжиганием нагара, а затем поступает в нижнюю часть реактора, и цикл повторяется. Газы из регенератора, содержащие CO/CO_2 в определенном соотношении дожигаются до CO_2 в CO -котле, который вырабатывает пар высокого

давления. Выходящий из реактора поток охлаждается (Рис. Г2) и разделяется на различные продукты в главной ректификационной колонне.

Головной продукт перегонки включает бензин и легкие фракции, направляющиеся на газоулавливающую установку. Более тяжелые жидкие продукты, нефтя и циклические нефтепродукты отбираются с промежуточных тарелок ректификационной колонны, а суспензия (осветленная) отделяется из нижней части.

Легкие циклические нефтепродукты, которые обрабатываются как боковой погон, разгоняются для удаления легких головных продуктов и частично рециркулируются на газоулавливающую установку для нагрева других потоков и затем поступают во вторичный абсорбер для улавливания растворимых компонентов из газа, выходящего из первичного абсорбера.

Происходит максимальное использование тепла главной ректификационной колонны. Легкие и тяжелые циклические нефтепродукты используются как теплоносители в газоулавливающей установке, а циркуляция нижнего продукта колонны используется для выработки пара.

Газоулавливающая установка состоит из абсорберов и ректификационных колонн, которые разделяют головной продукт перегонки главной ректификационной колонны на бензин и легкие нефтепродукты. Иногда на газоулавливающую установку подают олефиносодержащие газы из других производств.

Типовая восьмиколонная газоулавливающая установка приведена на рис. Г2. Газ, выходящий из верхней части главной ректификационной колонны, сжимается и вместе с нижним продуктом первичного абсорбера и верхним продуктом стриппера, которые являются также газообразными, поступает через охладитель в ресивер высокого давления (ВД-ресивер). Газ из ВД-ресивера поступает в первичный абсорбер, где контактирует с нестабилизированным бензином из сборника продукта верха главной ректификационной колонны.

Полезный эффект этого контакта заключается в разделении C_{3+} и C_2 -фракций. Отходящий газ первичного абсорбера направляется во вторичный абсорбер, где циркуляция легких циклических нефтепродуктов из главной ректификационной колонны используется для поглощения большинства оставшихся в питании вторичного абсорбера C_{5+} углеводородов.

Обогащенные нефтепродукты из вторичного абсорбера возвращаются в главную ректификационную колонну КК. Верхний продукт вторичного абсорбера, большей частью свободный от основных C_{3+} углеводородов, но содержащий H_2S направляется либо на факел горючих газов, либо в другие процессы.

Жидкие продукты из ВД-ресивера направляются в колонну стриппера, где отгоняется большинство C_2 - углеводородов, а затем возвращается в ВД-ресивер.

Нижний жидкий продукт направляется в дебутанизатор, где получается стабилизированный бензин также в качестве нижнего продукта. Верхний продукт – это олефиносодержащие C_3 - C_4 углеводороды, которые отделяются как C_4 фракция вниз. Верхний продукт содержит главным образом C_3 углеводороды, а также некоторое количество воды, поэтому используется колонна осушки для разделения на азеотропную углеводородно-водяную смеси как верхний продукт и C_3 фракцию как нижний продукт. Для этой колонны используется та же конденсационно-рефлюксная емкость, что и для колонны депропанатора. Наконец, C_3 фракция отделяется в отделителе пропилена, а C_4 фракция – в отделителе C_4 .

Г4. Представление методологии

Г4.1. Реконструкция ТОС и метод сетевого пинча

Зу и Асанте [9] предложили новую методологию для проекта реконструкции существующей ТОС, которая может рассматриваться как один из основных методов реконструкции существующей ТОС. Если использовать этот метод последовательно с методом эффективности поверхности теплообмена, то возможно сформировать автоматизированное и интерактивное поколение проектирования реконструкции ТОС.

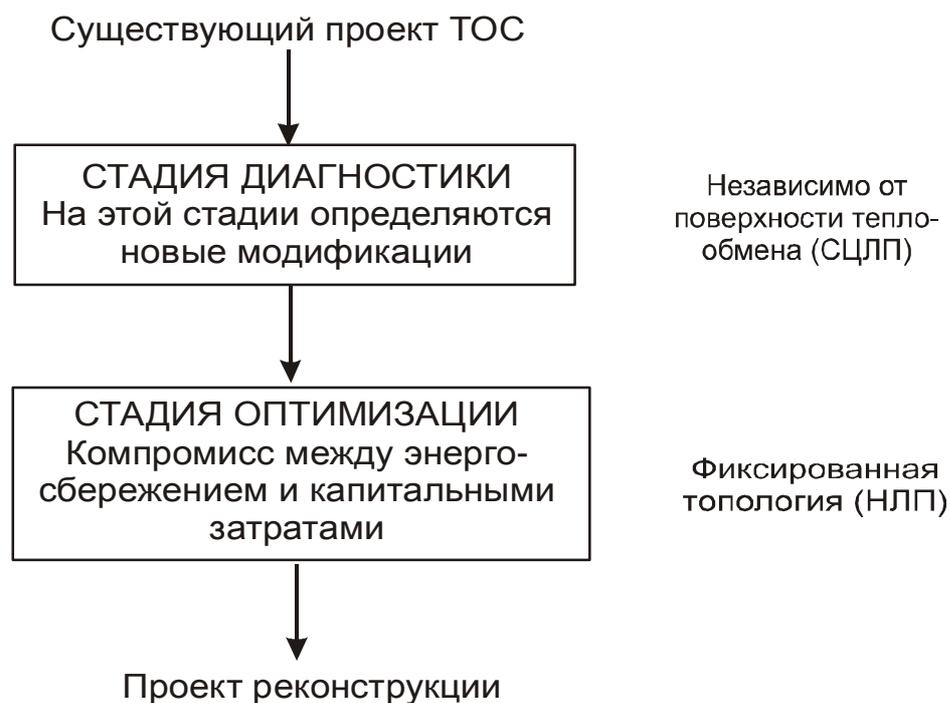


Рис. Г3. Две стадии метода сетевого пинча

Метод сетевого пинча позволяет предложить перспективные модификации для существующей ТОС. В данной публикации представлены лишь основные черты этого метода, более же детальное описание приведено в работе [9]. Этот метод предполагает наличие двух основных стадий: стадии диагностики и стадии оптимизации, схематично это показано на рис. Г3.

Главной чертой данного метода является минимизация числа изменений топологии существующей ТОС. МСП использует двухстадийный подход к проекту реконструкций.

На первой стадии (стадии диагностики) выбирается минимальное число перспективных топологических модификаций ТОС для достижения требуемой целевой рекуперации тепла. Замечено, что величина рекуперации тепла в ТОС термодинамически ограничена некоторыми сочетаниями теплоносителей в теплообменниках, что неизбежно приводит к нулевой разности температур (недорекуперации) при увеличении величины рекуперации тепла.

Такое сочетание теплоносителей в теплообменниках можно назвать ограничивающими. Они являются "узким местом" в рекуперации тепла в ТОС. Для увеличения потенциала рекуперации тепла, преодолев ограничение, наложенное ограничивающими сочетаниями теплоносителей в теплообменниках, необходимо переобвязывать теплообменники, добавлять новые сочетания теплоносителей или осуществлять расщепление потоков.

Основываясь на этом наблюдении, на стадии диагностики сначала идентифицируется "узкое место" ТОС, а затем, используя формулировки смешанного целочисленного линейного программирования (СЦЛП), определяется такая модификация, которая наилучшим образом позволяет преодолеть "узкое место".

Эта процедура повторяется до получения ряда перспективных топологических модификаций. На второй стадии (стадии оптимизации), ТОС, построенная реализацией избранных модификаций, оптимизируется с помощью методов нелинейного программирования для минимизации затрат на дополнительные поверхности теплообмена.

Сетевой пинч делает возможным автоматизированное проектирование с возможными интерактивными генерациями на разных стадиях проектирования и поиск для топологических изменений. Так как сетевой пинч не дает возможность установить целевое снижение энергопотребления или капитальных затрат при увеличении требуемой поверхности теплообмена, на стадии установления целей (постановки задачи) используется метод эффективности поверхности теплообмена при реконструкции ТОС, предложенный Тье и Линнхоффом в работе [6].

Г4.2. Ограничивающие сочетания теплоносителей и сетевой пинч

Ограничение рекуперации тепла зависит от минимальной разности температур между горячими и холодными потоками в ТОС. В случае реконструкции рекуперация тепла, достигаемая в существующей ТОС может быть повышена добавлением поверхности некоторых теплообменников и некоторым изменением топологии ТОС (на стадии диагностики).

Ограничивающими сочетаниями теплоносителей в ТОС можно считать сочетания горячих и холодных потоков при минимальной разности температур между ними, что приводит к максимуму рекуперации тепла (потенциал рекуперации) [9]. Сетевой пинч делит систему на сток тепла (недостаток тепла) и источник (избыток тепла), аналогично технологическому (процессному) пинчу. Разница между сетевым и технологическим пинчем заключается в том, что сетевой пинч является характеристикой как технологических потоков, так и расположения теплообменников, в то время, как технологический пинч является характеристикой только технологических потоков.

Г4.3. Стадия оптимизации

Цель этой стадии состоит в оптимизации выбранной топологии или иной структуры путем достижения компромисса между затратами на дополнительную поверхность теплообмена и эффектом от энергосбережения. С другой стороны, на стадии оптимизации выбранного проекта нет изменений в расположении и числе теплообменников ТОС. Целью оптимизации, использованной в данном случае реконструкции, является максимизация потенциала рекуперации. Кроме того, на этой стадии тепловые нагрузки теплообменников ТОС рассматриваются как переменные величины, соответственно общая величина рекуперированного тепла также рассматривается как величина переменная.

Г5. Сбор данных

Данная работа иллюстрирует процедуру, выполненную для реконструкции ТОС типовой установки каталитического крекинга, части нефтеперерабатывающего комплекса (рис. Г2). Теплообменники используются в узле главной ректификационной колонны и в газоулавливающей установке. Установка КК была спроектирована несколько лет назад с использованием обычных принципов проектирования.

Полученные данные о работе установки были введены в моделирующую процесс программу HYSIMTM [12], в результате чего были

получены хорошие результаты по изменению энтальпий потоков, основанные на температурах их входов и выходов. Во время моделирования процесса все необходимые допущения были приняты (более подробно об этом сказано в [16] с учетом установления правильного представления параметров в моделирующей программе HYSIMTM [12].

Г5.1. Сбор и представление данных

Полученные данные легли в основу применения пинч-анализа. Первым шагом в представлении данных был выбор горячих и холодных потоков, для которых должны быть идентифицированы входная температура (T_S) и выходная температура (T_T), изменение энтальпии (ΔH) и массовая расходная теплоемкость (MCP), см. таблицу 1.

В установке каталитического крекинга множество теплообменников используется для теплообмена между технологическими потоками; четыре теплообменника (Н) используют пар низкого давления как энергоноситель, подводимый к системе извне (горячий утилит); один теплообменник (FH), использующий горючий газ как горячий утилит; два теплообменника для выработки пара среднего давления; ряд охладителей (С), использующих воду и воздух для отвода тепла от теплообменной системы (холодные утилиты) (рис. 4). В данном случае пар среднего давления рассматривается как холодный утилит, и число холодных потоков становится равным одиннадцати.

Тепловая нагрузка по горячим и холодным утилитам составляла 37,623 МВт и 91,195 МВт соответственно, она была получена из имеющихся данных для каждого нагревателя и охладителя в существующей теплообменной системе. Значения коэффициентов теплопередачи аппроксимировались на основе данных, приведенных в литературе [13, 14, 15].

Г5.2. Стоимостные данные

Для утилитов были предоставлены следующие приведенные затраты:

- стоимость охлаждающей воды = 9,49 долл. США/кВт·год
- стоимость воздушного охлаждения = 8,54 долл. США/кВт·год
- стоимость горючего газа = 82,50 долл. США/кВт·год
- стоимость пара низкого давления = 126,50 долл. США/кВт·год
- стоимость пара среднего давления = 155,60 долл. США/кВт·год

Так как горючий газ и пар низкого давления являются единственными энергоносителями, подводимыми к процессу, приведенные затраты на горячие утилиты составляют приблизительно 111 долл. США/кВт·год, основываясь на коэффициенте использования этих двух горячих утилитов. Эта величина использовалась во время постановки

после реконструкции по требованию заказчика. Любая экономия пара низкого давления могла бы быть учтена в потреблении пара среднего давления, если бы заказчик счел это выгодным. Стоимость теплообменников в данном анализе учитывалась в следующем виде:

$$\text{Стоимость ТО} = A + B (\text{Поверхность ТО})^C, \quad (\text{Г1})$$

где A, B и C определялись согласно [14]. Инфляция учитывалась согласно Индексу химико-технологических производств [16]:

$$\begin{aligned} \text{Стоимость ТО (углеродистая сталь)} &= \\ &= 34854 + 849 (\text{Поверхность ТО})^{0,81} \end{aligned} \quad (\text{Г1.1})$$

$$\begin{aligned} \text{Стоимость ТО (нержавеющая сталь)} &= \\ &= 34854 + 1860 (\text{Поверхность ТО})^{0,81} \end{aligned} \quad (\text{Г1.2})$$

Эти два соотношения, использованные в анализе, учитывают конструкционные материалы теплообменников. Теплообменники из углеродистых сталей принимались для низкотемпературных процессов, а из нержавеющей – для высокотемпературных процессов.

Г6. Пинч-анализ процесса

Для осуществления пинч-анализа процесса необходимо иметь все данные по существующему энергопотреблению процесса.

Г6.1. Энергопотребление

Расчет текущего энергопотребления был произведен с помощью моделирующей программы HYSIMTM [11] на основе данных работы установки. Данные по горячим и холодным потокам представлены в таблице 1. Составные кривые были составлены с учетом этих потоковых данных при помощи программного обеспечения STAR, разработанного UMIST [18].

Это позволило определить существующий минимум потребления тепла горячих утилитов (37, 627 МВт) и минимум тепла, отводимого холодными утилитами (91, 194 МВт). Существующая величина ΔT_{\min} для процесса составила 56,2°C.

Г6.2. Энергетические цели и возможные усовершенствования

Для прогнозирования оптимальной ΔT_{\min} было использовано программное обеспечение SPRINT[®]. Новая зависимость общих затрат A_{1-1} от ΔT_{\min} обозначила наиболее экономичный диапазон ΔT_{\min} от 9°C до 15°C, оптимальным является $\Delta T_{\min}=11^\circ\text{C}$, соответствующая наименьшим приведенным затратам (рис.Г5).

Величина A_{1-1} приведенных годовых затрат очень мало изменялась в диапазоне ΔT_{\min} от 9°C до 15°C из-за малой кривизны стоимостной кривой. Так как величина ΔT_{\min} была не очень чувствительна в этом интервале, $\Delta T_{\min}=10^\circ\text{C}$ была выбрана на целевой стадии для изучения возможностей энергосбережения, и насколько это может улучшить существующий проект ТОС.

Используя программное обеспечение STAR[®] [18] были установлены следующие цели по утилитам: по горячим утилитам 14,094 МВт и 67,665 МВт по холодным утилитам. При этом экономия каждого утилита составляет 23,529 МВт, что для горячего утилита составляет 62,5%, а для холодного – 25,8% по сравнению с существующей ТОС.

На этой стадии также была рассмотрена выработка пара среднего давления как утилита. Большие составные кривые не показали дальнейших целей для выработки пара среднего давления.

Таблица Г1.

Представление данных

Потоки		Тип	Температура, °C		Массовый расход, кг/ч	ΔH , кВт	MCP, кВт/°C
№	Наименование		Начальная	Конечная			
H1	НЦО главной колонны	Гор.	348,0	239,0	150383	14430,5	132,39
H2	Осветленная нефть на склад Сегмент H2.1.	Гор.	0	60,0	15664		
		Гор.	348,0	180,6	15664	2248,58	13,43
		Гор.	0	60	15664	1324,98	10,99
H3	Сегмент H2.2.	Гор.	348,0	214,0	154608	2970,53	123,77
H4	ТЦН в кип. дебут. ЛЦН, продукт Сегмент H4.1.	Гор.	0	60,0	43168		
		Гор.	180,6	134,0	43168	1431,5	31,81
		Гор.	238,0	60,0	43168	2144,69	28,98
H5	Сегмент H4.2.	Гор.	179,0	59,0	106273	7361,11	73,61
H6	ВЦО главной колонны	Гор.	179,0	47,0	220236	23556,3	392,61
H7	Верх главной колонны	Гор.	134,0	38,0	79311	4774,97	119,37
H8	Вх. 2-ст. компрессора	Гор.	159,0	38,0	230418	7005,23	241,56
H9	Вых. смеси ВД	Гор.	107,0	38,0	111205	663,356	66,34

H10	ВЦО перв. абс.	Гор.	78,0	38,0	115849	465,05	77,51
H11	НЦО перв. абс.	Гор.	67,0	38,0	116465	13344,6	101,1
H12	Низ дебутаниз.	Гор.	48,0	143,0	137169	5729,72	106,11
H13	ЛЦН из главн. кол.	Гор.	44,0	38,0	55264	3836,44	36,54
H14	ЛЦН из отделителя ГК	Гор.	170,0	57,0	171879	15433,5	1403,05
H15	Верх дебутанизатора	Гор.	197,0	38,0	28647	435897	21,79
H16	НСГ	Гор.	143,0	51,1	69472	5328,22	21312,8
H17	Верх осуш. и DC ₃	Гор.	68,0	38,0	17368	205,569	8
H18	Верх DC ₃	Гор.	58,0	38,0	3742	77,78	15,81
H19	Нижн. прод. отд.	Гор.	51,4	51,4	132317	10146,4	3,54
H20	пропилена	Гор.	51,0	49,8	100566	9024,72	10146,3
H21	Верх отд. пропилена	Гор.	60,0	38,0	11174	94,444	9
H22	Верх отд. бутана	Гор.	51,5	38,0	6361	102,778	11280,9
C1	Л. nC ₄ /бутилен на склад	Хол.	50,6	294,0	152256		8,0
	Т. nC ₄ /бутилен на склад		49,8				4,28
	Нефть на питание уста-	Хол	62,0	124,9	152256	-4719,7	
1.2.	новки КК	Хол	80,0	138,0	152256	-1431,5	
1.3.	Сегмент С1.1.	Хол		158,0	152256	-2248,6	105,0
1.4.		Хол	80,0	192,0	152256	-3967,7	109,69
1.5		Хол	124,9	294,0	152256	-12986,0	112,43
C2		Хол	138,0	98,0	81411	-1716,5	116,7
C3		Хол	158,0	54,0	174694	-2060,3	127,31
C4		Хол	192,0	137,0	229014	-10911	40,32
C5	Питание стриппера	Хол	55,43	195,5	212520	-10466	128,77
	Кипятильник стриппера		38,0				340,98
C6	Кипятильник дебута-	Хол	105,0	60,0	28628	-471,61	410,41
C7	низатора	Хол	170,0	111,0	105515	-5541,3	
C8	НСГ питание DC ₃	Хол		2	147184	-10180	21,44
C9	Кипятильник DC ₃	Хол	38,0	60,33	92398	-8208,9	9392,0
C10	Кипятильник отд.	Хол	110,4	61,66	20142	-691,39	254505,
	пропилена		3	51,77			0
	Кипятильник отд. бутана		60,29				63145,6
	Кипятильник осуш.		61,53				9
	колонны		51,68				7682,07

Используя данные, полученные от производства (или квалифицированно выполненных расчетов), для существующей ТОС,

величина поверхности теплообмена для теплообменников технологических потоков и выработки пара среднего давления A_{1-1} составила 7672 м², то есть в среднем 426 м² на один кожух теплообменника.

Г7. Цели реконструкции и ход её осуществления

Г7.1. Цели реконструкции процесса

Для реконструкции процесса были установлены следующие цели:

- капитальные затраты $\leq 5 \times 10^6$ долл. США;
- срок окупаемости ≤ 2 года;
- число модификаций неограничено, но предпочтительно их уменьшение;
- процентная ставка 5%, с учетом того, что все платежи выполняются в долларах США;
- жизненный цикл установки 15 лет.
- Кроме того, для целевого анализа были приняты следующие данные:
- существующий уровень тепла горячих утилитов = 37,623 МВт;
- приведенные годовые затраты по горячим утилитам = 111 долл. США/кВт·год, основанные на использовании в качестве горячих утилитов горючего газа и пара низкого давления для установки каталитического крекинга;
- приведенные годовые затраты по холодным утилитам = 9,49 долл. США/кВт·год;
- поверхность теплообменников технологических потоков = 7672 м²;
- средняя величина поверхности одного кожуха теплообменника = 426 м².

При определении снижения энергопотребления и целевой поверхности теплообмена при выбранном сроке окупаемости около 15 месяцев, что соответствует $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$ применялись методы как постоянного, так и возрастающего a [6,19]. Для метода с постоянным a величина a была ниже 0,85, то есть реконструкция не даст хорошего результата. С учетом того, что принималось предположение о возрастающем a , было решено аппроксимировать цели реконструкции. Энергетическая цель по горячим утилитам составила 14,094 МВт, что дает существенное улучшение по сравнению с существующим энергопотреблением, но при этом общая величина поверхности теплообмена увеличивается до 10213 м².

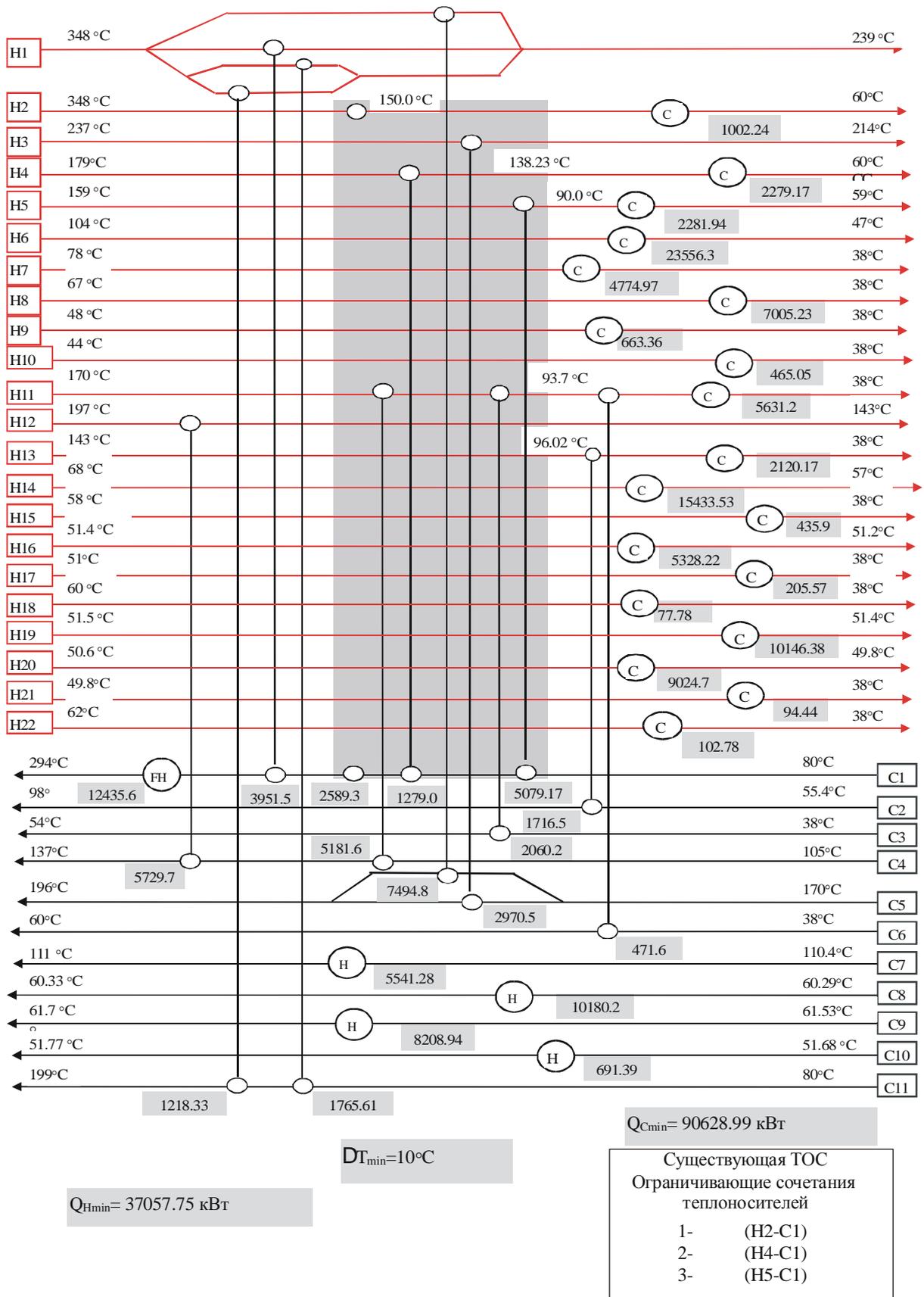


Рис. Г5 Сеточная диаграмма существующей ТОС и ограничивающие сочетания теплоносителей.

Для срока окупаемости 15 месяцев можно привести следующие целевые факторы:

- стоимость экономленной энергии = $2,835 \cdot 10^6$ долл.США/год
- капитальные вложения = $3,5805 \cdot 10^6$ долл.США/год
- $\Delta T_{\min} = 10^\circ \text{C}$.

Г7.2. Использование метода сетевого пинча при реконструкции

В процессе проекта реконструкции существующей ТОС установки каталитического крекинга как части нефтеперерабатывающего комплекса был применен метод сетевого пинча [9], потоковые данные существующей ТОС приведены в таблице Г1 и соответствующей ей сеточной диаграмме, приведенной на рис. Г5.

Применение этого метода требует нескольких выполнений компьютерных программ в файлах GAMS [21] для идентификации возможных перспективных решений, которые представляют собой топологические изменения. Таким образом, прорабатывается ряд проектных решений и лучшее из них может быть выбрано на стадии диагностики.

Величина минимальной разности температур в теплообменнике (МРТТ) была принята 10°C , и, поскольку из-за этого рабочие параметры некоторых теплообменников несколько изменились в соответствии с тем, что вся движущая сила $\geq 10^\circ \text{C}$.

При МРТТ равной 10°C , как показано на рис. 8, сочетание теплоносителей ($\text{H}_5\text{-H}_{1,2}$), ($\text{H}_4\text{-C}_{1,2}$) и ($\text{H}_2\text{-C}_{1,3}$) идентифицируются как ограничивающие сочетания теплоносителей. Были отмечены очень небольшие изменения в изложенных требованиях к горячим и холодным утилитам.

Г7.2.1. Стадия диагностики

В данном случае при поиске новых модификаций было предложено два варианта. Первый начинался с изменения обвязки трубопроводов. В ходе 1^й переобвязки теплообменников, а затем и 2^й переобвязки интеграция тепла возросла на 40% по сравнению с существующим процессом.

Затем было решено исключить 2-ю переобвязку и пойти по пути добавления новых теплообменников, как показано на схеме, приведенной

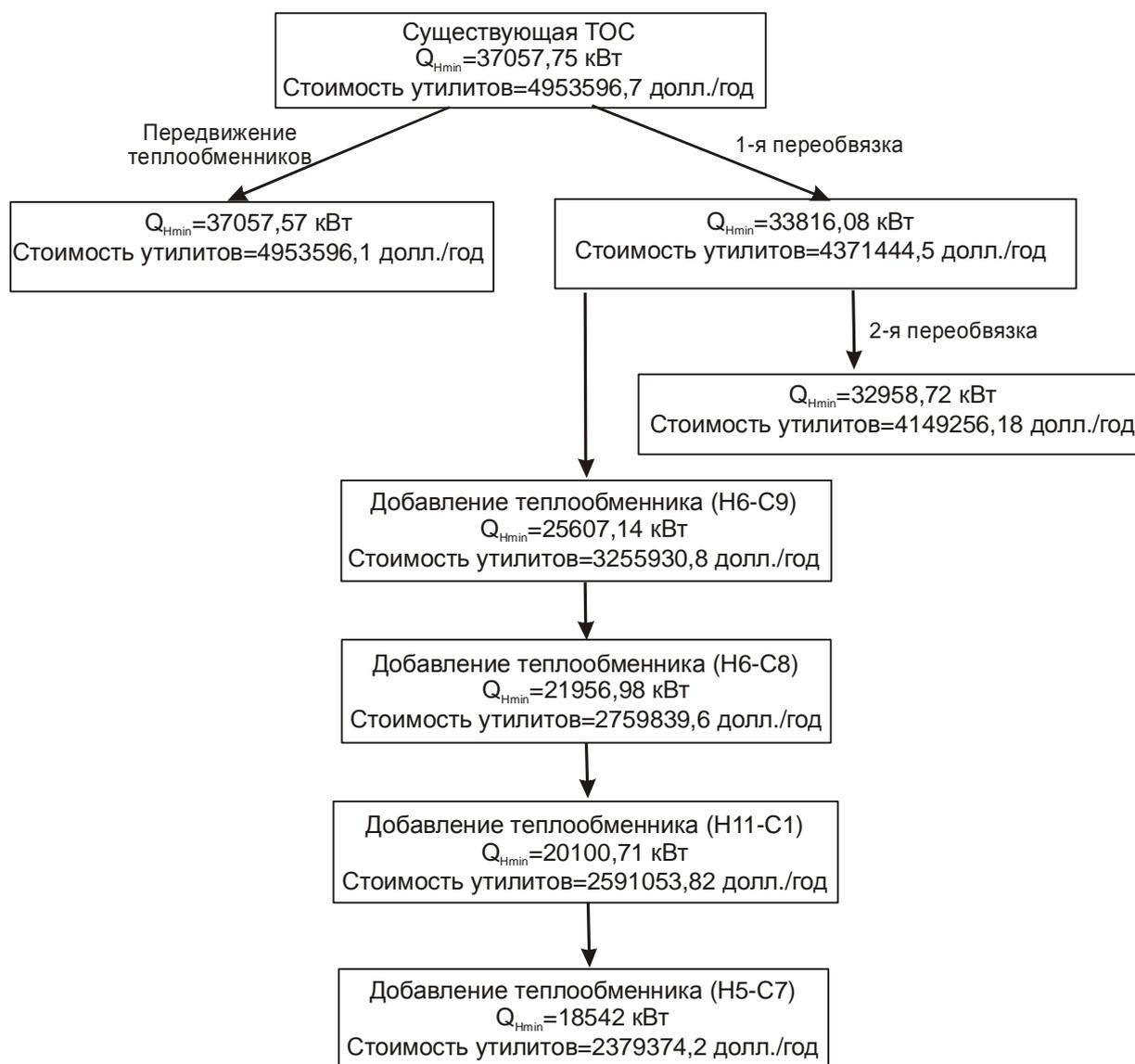


Рис. Гб. Проектная схема для новых модификаций ТОС (D – вариант)

на рис.Гб. Требуемое количество тепла горячих утилитов снизилось до 18,542 МВт только после переобвязки одного теплообменника по теплоносителям (Н5-С8) и добавлением четырех новых теплообменников для теплоносителей (Н6-С9), (Н6-С1), (Н11-С1) и (Н5-С7).

Второй вариант не предусматривал никакой переобвязки и прямо начинался с добавления новых теплообменников. При добавлении четырех теплообменников требуемое количество тепла горячих утилитов снизилось до 18,668 МВт как показано на схеме, приведенной на рис.7. Эти новые теплообменники предназначены для следующих пар теплоносителей: (Н6-С8), (Н6-С9), (Н11-С9) и (Н4-С8). Этот вариант проекта и был принят для реконструкции в данной работе.

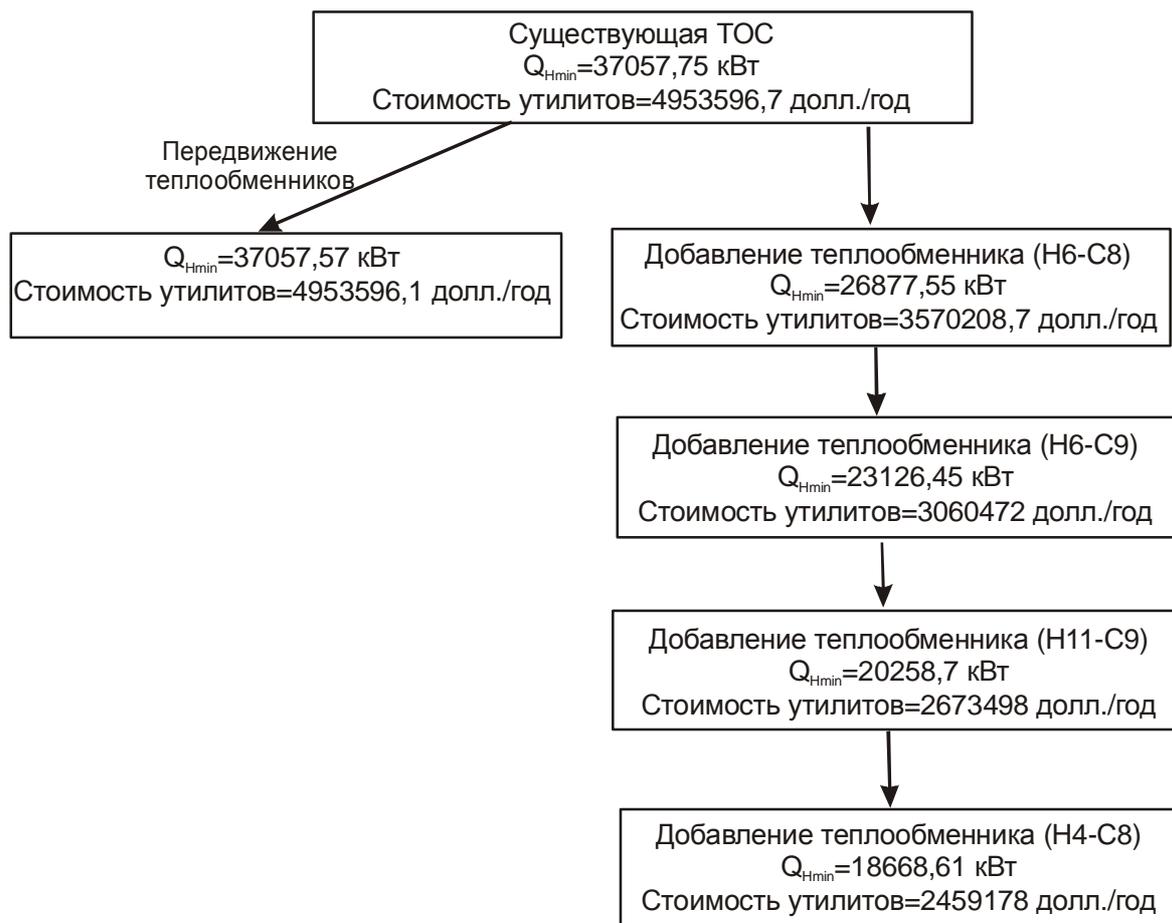


Рис. Г7. Проектная схема для новых модификаций ТОС (Е – вариант)

Г7.2.2. Стадия оптимизации и проект реконструкции

Выбранный в ходе стадии диагностики вариант проекта был обработан при помощи программного обеспечения SPRINT[®] [17] с целью оптимизации. Для окончательного проекта реконструкции и достижения наилучшего компромисса между капитальными вложениями и потенциалом рекуперации необходимо поставить следующие условия для проекта:

- число теплообменников и построение сети не изменяются;
- изменения могут касаться рабочих параметров отдельных теплообменников, если они обусловлены оптимизацией рекуперации тепла;
- так как на стадии диагностики не рассматривалось расщепление потоков, потоковые расходы не будут оптимизироваться в данном случае.

Результаты стадии оптимизации, включая детализированную требуемую поверхность теплообмена, в том числе для новых четырех теплообменников (16, 17, 18, 19) сведены в таблицу Г2. Окончательный вид проекта представлен на рис. Г8, где требуемое тепло горячих утилитов несколько повысилось с 18,66 МВт до 19,26 МВт, тепло, отводимое холодными утилитами также увеличилось до 72,83 МВт по сравнению с вариантом, выбранным на стадии диагностики.

Таблица Г2.

Распределение площади поверхности теплообмена в окончательном варианте проекта реконструкции теплообменной системы

Номер теплообменника	Тепловая нагрузка	Поверхность противоточного ТО, м ²		
		Существующая	После реконструкции	Увеличение
1	1307,72	66,79	35,48	0,0
2	1677,09	44,62	92,15	47,53
3	7494,80	641,81	707,15	65,73
4	2970,50	559,42	495,06	0,0
5	3951,50	322,65	357,51	34,86
6	4514,99	1904,30	1735,18	0,0
7	1311,60	632,76	490,92	0,0
8	2549,08	190,40	307,54	117,14
9	1716,05	361,15	376,58	15,43
10	2060,60	258,88	461,98	203,1
11	5181,60	1268,53	1319,49	50,96
12	5729,70	1341,19	1467,95	126,76
13	471,60	79,69	200,86	121,17
14	5541,28	125,26	125,7	0,44
15	13025,47	176,52	424,23	247,71
16	8263,96	00	1488,94	1488,94
17	1916,24	00	321,42	321,42
18	5460,07	00	520,83	520,83
19	2748,87	00	244,24	244,24
20	691,39	7,02	7,06	0,04
21	1042,36	70,27	60,68	0,0
22	348,32	264,27	57,24	0,0
23	2846,02	418,79	390,22	0,0
24	9832,29	1528,97	815,97	0,0
25	4774,97	589,51	484,55	0,0

26	7005,23	1164,88	1234,24	69,36
27	663,36	264,94	197,39	0,0
28	465,05	213,97	154,50	0,0
29	2882,34	830,43	572,21	0,0
30	2120,17	270,23	346,42	76,19
31	15433,5	2046,25	2252,31	206,06
32	435,90	117,6	96,05	0,0
33	5328,22	1050,76	1224,67	173,91
34	205,57	51,04	62,98	11,94
35	77,78	13,83	16,76	2,93
36	10146,38	1017,57	1409,15	391,58
37	9024,70	1771,49	2420,41	648,92
38	94,44	20,03	42,03	22,01
39	102,78	18,38	34,54	16,16
		19704,2	23070,14	5225,36

Увеличение поверхности теплообмена, полученное на стадии оптимизации при помощи программы SPRINT[®], составило 5225 м², что соответствует требуемым капитальным затратам 1,253 миллиона долл. США.

Величина экономии энергии, взятая как разность между затратами по энергии для существующей системы и системы, полученной в результате оптимизации на конечной стадии проектирования, составила 2,492 миллиона долл. США в год. Срок окупаемости сократился до 6 месяцев. Здесь не учитывались затраты на монтаж, которые зависят от конкретных производственных условий, однако, даже с учетом этих затрат срок окупаемости не превысил бы одного года.

Г8. Выводы

Была проанализирована и промоделирована с помощью программы HYSIM[™] [11] типовая установка каталитического крекинга как часть нефтеперерабатывающего комплекса. Существующее значение $\Delta T_{\min} = 56,2^{\circ}\text{C}$ является довольно высоким, в то время, как при постановке целей проектирования ΔT_{\min} было определено в диапазоне от 9°C до 15°C . При $\Delta T_{\min} = 10^{\circ}\text{C}$ оказалось возможным снизить количество тепла, отводимое холодными утилитами, на 26% и потребление тепла от горячих утилитов на 62% по сравнению с существующей системой.

Реконструкция всегда имеет заданные ограничения по капитальным вложениям и сроку окупаемости.

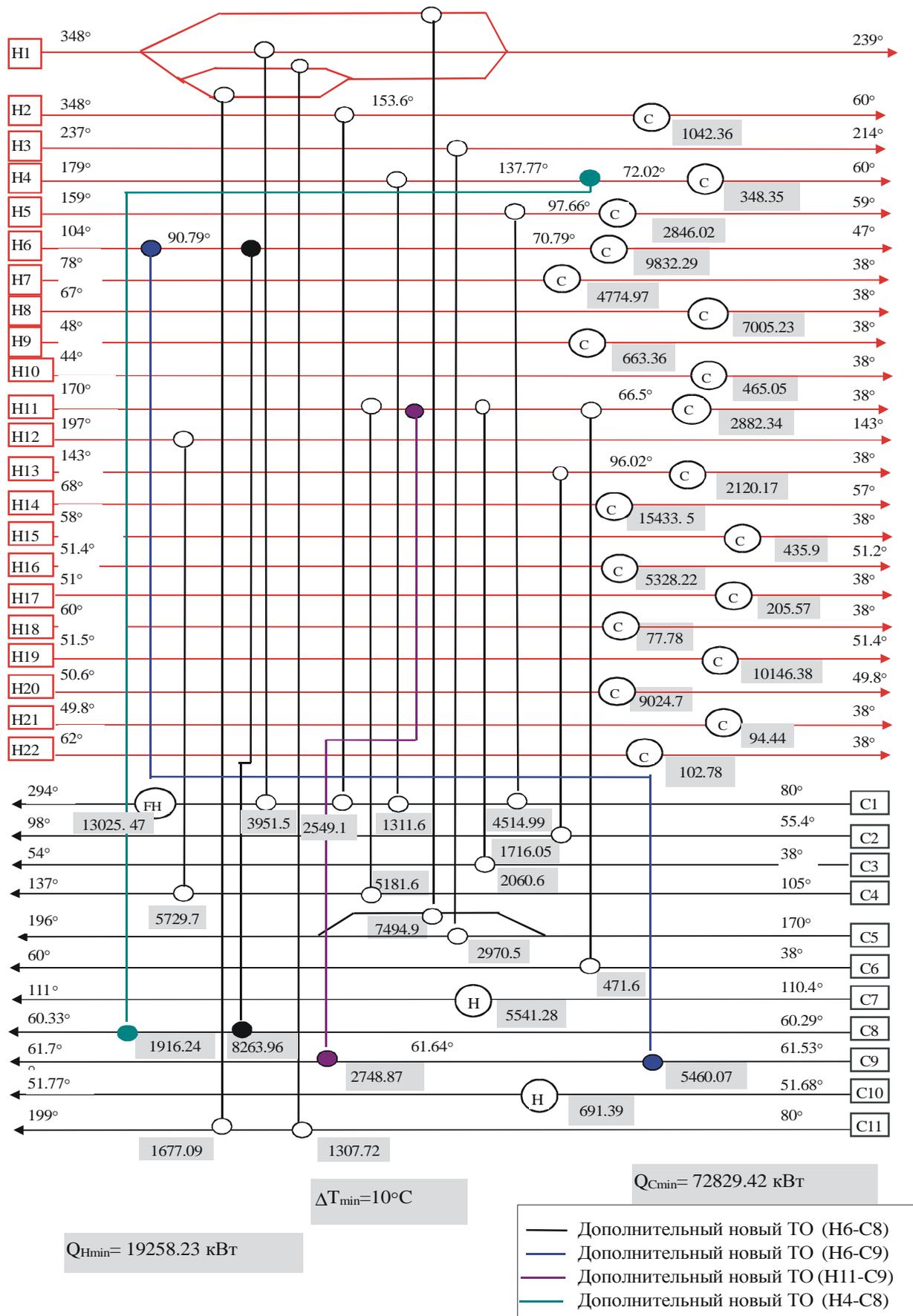


Рис. Г8 Окончательный проект ТОС для установки каталитического крекинга.

Целевой срок окупаемости 15 месяцев соответствует следующим показателям:

- требуемые капитальными вложения 3,9 млн. долл. США;
- требуемая $\Delta T_{\min} = 10^{\circ} \text{C}$;
- снижение энергопотребления (горячие утилиты) – около 23,5 МВт, т.е. приблизительно 62%.

Применение метода сетевого пинча [9] для проекта реконструкции, результаты диагностики и оптимизации показали, что возможно снижение тепла, подводимого горячими утилитами, на 49% и тепла, отводимого холодными утилитами, на 20% при установке дополнительных четырех теплообменников.

Большая часть экономии горячих утилитов происходит за счет снижения потребления пара низкого давления приблизительно на 67% по сравнению с существующим потреблением. Выработка пара среднего давления осталась неизменной. Наконец, это требует умеренных капитальных вложений в размере 1,25 млн. долл. США, в то время как экономия энергии составляет 2,492 млн. долл. США в год, при этом срок окупаемости составляет всего 6 месяцев.

Г.9. Рекомендации по реконструкции

1. Добавить четыре новых теплообменника для технологических потоков вместо использующих пар низкого давления как горячей утилит. В этом случае экономия тепла составит 49% по горячему и 20% по холодному утилиту соответственно, принимая во внимание неизменное количество потребляемого пара среднего давления.
2. Некоторые модификации (увеличение поверхности теплообмена) требуют приспособления некоторых теплообменников и охладителей на новые параметры.
3. Существующие теплообменники, использовавшие пар низкого давления, могут быть сохранены для работы во время нестабильных режимов.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

ИНТЕГРАЦИЯ ТЕПЛА В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Д1. АННОТАЦИЯ

Основные проблемы, которые необходимо решать человечеству в настоящее время и в будущем – удовлетворение потребностей в пище и энергии, а также создание удовлетворительных условий обитания со стороны окружающей среды. Производство пищи, которая поддерживает энергетический обмен в человеческом организме, требует ощутимого потребления энергии от природных ресурсов – главным образом угля, нефти и природного газа. Статистические данные, полученные в настоящее время, указывают на весьма ощутимое энергопотребление в пищевой промышленности: на производство 1 Дж энергии в виде пищи приходится затраты 10 Дж энергии природных ресурсов. Постоянный рост народонаселения Земли и обеспечение его питанием обуславливают ежегодный рост энергопотребления на 24-40%. С другой стороны, это приводит к резкому ухудшению состояния окружающей среды ввиду увеличения выбросов CO_2 , NO_x , SO_x , пыли, сажи и различных промышленных выбросов. Таким образом, проблема энергосбережения в пищевой промышленности является жизненно важной. Представленная работа расширяет основные принципы интеграции процессов – пинч технологии. Методика интеграции процессов успешно показала себя для многих энергосистем производственных процессов и обеспечила пути существенного энергосбережения.

Интеграция процессов заложила эффективную основу для определения минимального потребления топлива; кроме того, были усовершенствованы подходы к проектированию и синтезу процессов. Разработки были успешно внедрены в различных секторах пищевой промышленности – в производствах сахара, этилового спирта, глюкозы, сухого молока, томатной пасты, растительного масла, консервов.

Цель большинства подобных исследований состояла в том, чтобы обеспечить снижение более, чем на 30% расхода топлива и соответственно снизить выбросы CO_2 , NO_x , SO_x , а также механических частиц (например, пыли и сажи). Главная задача – создание новой методологии проектирования наряду с применением соответствующего программного обеспечения для рационального использования энергии с целью минимизации потребления топлива с экономичным и экологичным использованием выбросов, главным образом газообразных, а также накапливаемых жидких и твердых отходов.

Д2. Улучшение интеграции тепла в производстве сахара из сахарной свеклы

Д2.1. Введение

Производство сахара из сахарной свеклы является сложным процессом, который состоит из тесно взаимосвязанных тепловых процессов, таких как нагревание, многокорпусная выпарка, варка, кристаллизация и сушка, а также таких процессов, как отбелка, дефекация, сатурация, фильтрация, центрифугирование и т.д. Тепловая система сахарного завода представляет собой очень сложный комплекс, состоящий из многокорпусной выпарной установки, а также системы теплообменников, греющим агентом в которых является выпар из корпусов выпарной установки. Попытки усовершенствования теплообменной системы привели к ряду решений, целью которых являлось, главным образом, повышение эффективности энергоиспользования и снижение энергопотребления.

Имеется ряд успешных применений методологии интеграции процессов для различных производств, в том числе и для сахарных заводов Западной и Центральной Европы. В данной работе анализируется эффект, который возможно получить для типичного восточноевропейского сахарного завода.

Основные принципы подобного анализа представлены в других работах, данная же работа является результатом расширения и углубления исследований.

Д2.2 Типичное производство сахара из сахарной свеклы в Болгарии

Объектом исследования, проведенного в данной работе, является тепловая схема одного из сахарных заводов в Болгарии, расположенном на юге страны. Завод производит белый сахар-рафинад и кондитерские изделия. Сырьё для производства представляет собой сахарную свеклу, а также сахар-сырец, поступающий извне. Производительность завода составляет 1500 тонн сахарной свеклы в сутки. Основные характеристики производственного процесса, представленные на рис.Д1, следующие:

- применение наклонных двухшнековых экстракторов типа DC;
- горячая очистка сока с применением преддефекации, дефекации и двойной сатурации;
- выпарная четырехкорпусная установка;
- схема кристаллизации для двух типов продуктов.

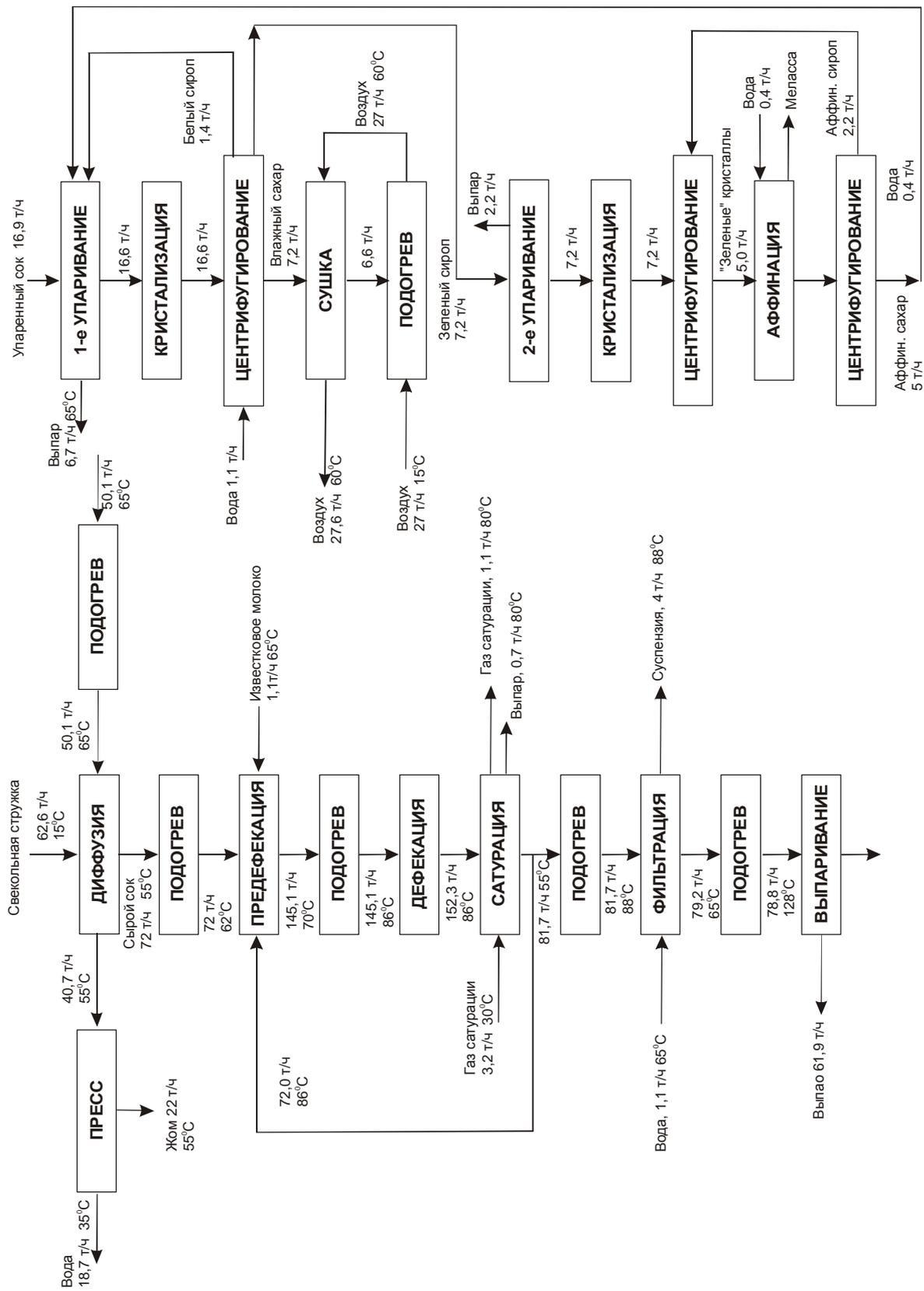


Рис. Д1. Схема производства сахара из сахарной свеклы

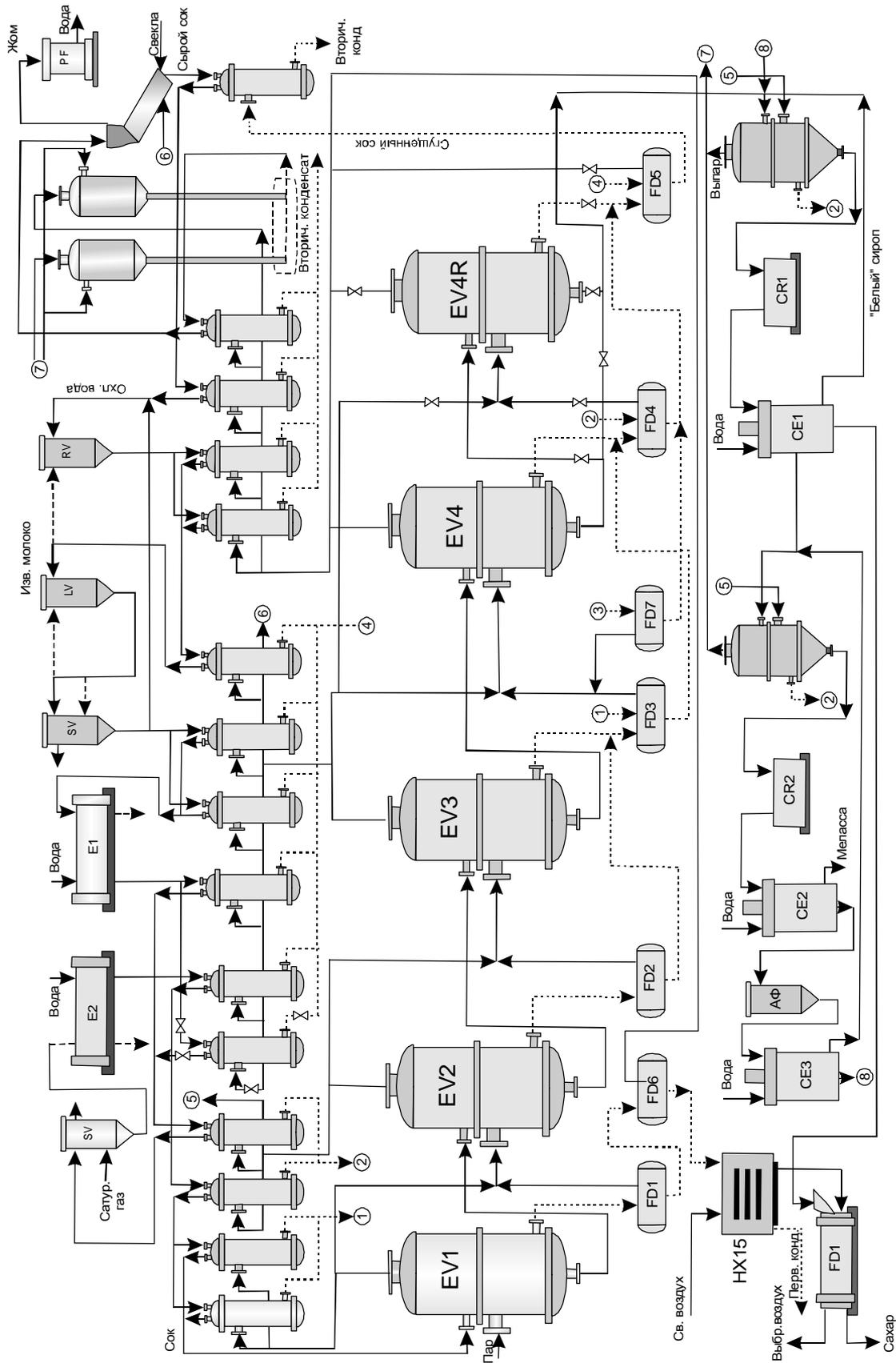


Рис.Д2. Существующая тепловая схема производства сахара

На заводе используются следующие носители для подвода и отвода тепла (утилиты):

- горячим утилитом является сухой насыщенный пар при температуре 136°C, приходящий от внешнего источника – теплоэлектростанции;
- холодным утилитом является вода из скважин, принадлежащих заводу, со средней температурой 15°C;
- электроэнергия поставляется от внешнего источника – теплоэлектростанции.

Параметры технологических потоков представлены в таблице 1. Существующая тепловая схема как часть производственного процесса представлена на рис.Д2, а перечень теплообменного и выпарного оборудования – в таблице Д2. В целом, выпарная установка состоит из пяти аппаратов Роберта, работающих по четырехкорпусному принципу. Четвертый корпус состоит из двух аппаратов, один из которых является резервным. Общая величина поверхности теплообмена выпарных аппаратов составляет 4000 м². Теплообменная система состоит из пятнадцати кожухотрубчатых теплообменников с общей поверхностью 1552 м².

Таблица Д1

Потоки	Потоковая теп- лоемкость, КВт/°С	Температура, °С		Тепловая нагрузка, кВт	Тепло- обмен- ник
		входа	выхода		
Охлаждаемые (горячие)					
1. Первичный конденсат	27,4	90	75	405	НХ15
2. Вторичный конденсат	65,3	90	72	1150	НХ2
3. Выпар упаривания	не определялась	65	65	7017	СО
4. Выпар 1 ^й корпус	не определялась	126	126	15915	ЕV1
5. Выпар 2 ^й корпус	не определялась	117	117	15323	ЕV2
6. Выпар 3 ^й корпус	не определялась	103	103	7526	ЕV3
7. Выпар 4 ^й корпус	не определялась	88	88	4228	ЕV4
Нагреваемые (холодные)					
1. Свежая вода	58,2	40	65	1455	НХ1
2. Сырой сок	75,9	30	43	1150	НХ2
2. Сырой сок	75,9	43	62	1271	НХ3
3. Дефекованный сок	153,1	70	82	1562	НХ4, НХ5
3. Дефекованный сок	153,1	82	86	870	Н6
4. Очищенный сок	86,4	86	88	173	НХ7, НХ8

5. Сок сатурации	83,8	88	91	251	НХ9
5. Сок сатурации	83,8	91	94	251	Н10
6. Сок перед выпаркой	83,1	93	100	582	Н11
6. Сок перед выпаркой	83,1	100	108	665	Н12
6. Сок перед выпаркой	83,1	108	123	1247	НХ13, НХ14
7. Диффузия	-	-	-	1362	ДФ
8. Упаривание	не определялась	75	75	7716	УП
9. Воздух	9,0	15	60	405	НХ15
10. Кипение 1 ^й корпус	не определялась	128	128	16747	ЕV1
11. Кипение 2 ^й корпус	не определялась	119	119	15024	ЕV2
12. Кипение 3 ^й корпус	не определялась	107	107	7047	ЕV3
13. Кипение 4 ^й корпус	не определялась	95	95	4734	ЕV4

Д2.3. Анализ интеграции процесса

Был выполнен энергетический и Пинч-анализ существующей тепловой схемы с применением математического обеспечения SPRINTTM. Потребители и источники тепла (исключая вакуум-аппараты и кристаллизаторы, непригодные для интеграции тепла), результаты расчета энергетических балансов и существующие отборы выпар приведены в таблице Д1. Результаты расчетов для использования поверхности теплопередачи теплообменной системы приведены в таблице Д2. Используя SPRINTTM для существующих данных, получаем схему потоков, приведенную на рис. Д3. Составные кривые приведены на рис. Д4, а большая составная кривая – на рис. Д5.

Таблица Д2

Схема	Потребление пара		Потребление охлаждающей воды м ³ /ч	Общая поверхность теплопередачи, м ²		Энергозатраты / кампанию
	т/ч	кг/100 кг свеклы		Имеющаяся	Используемая	
Существующая	26,4	42,2	250	5601	4317	647670
Модифицированная	24,0	38,3	250	5601	5091	591540
Изменение по абс. величине	-2,4	-3,9	0	0	774	56129
Измельчение, %	-9,0	-9,0	0	0	+18	-9

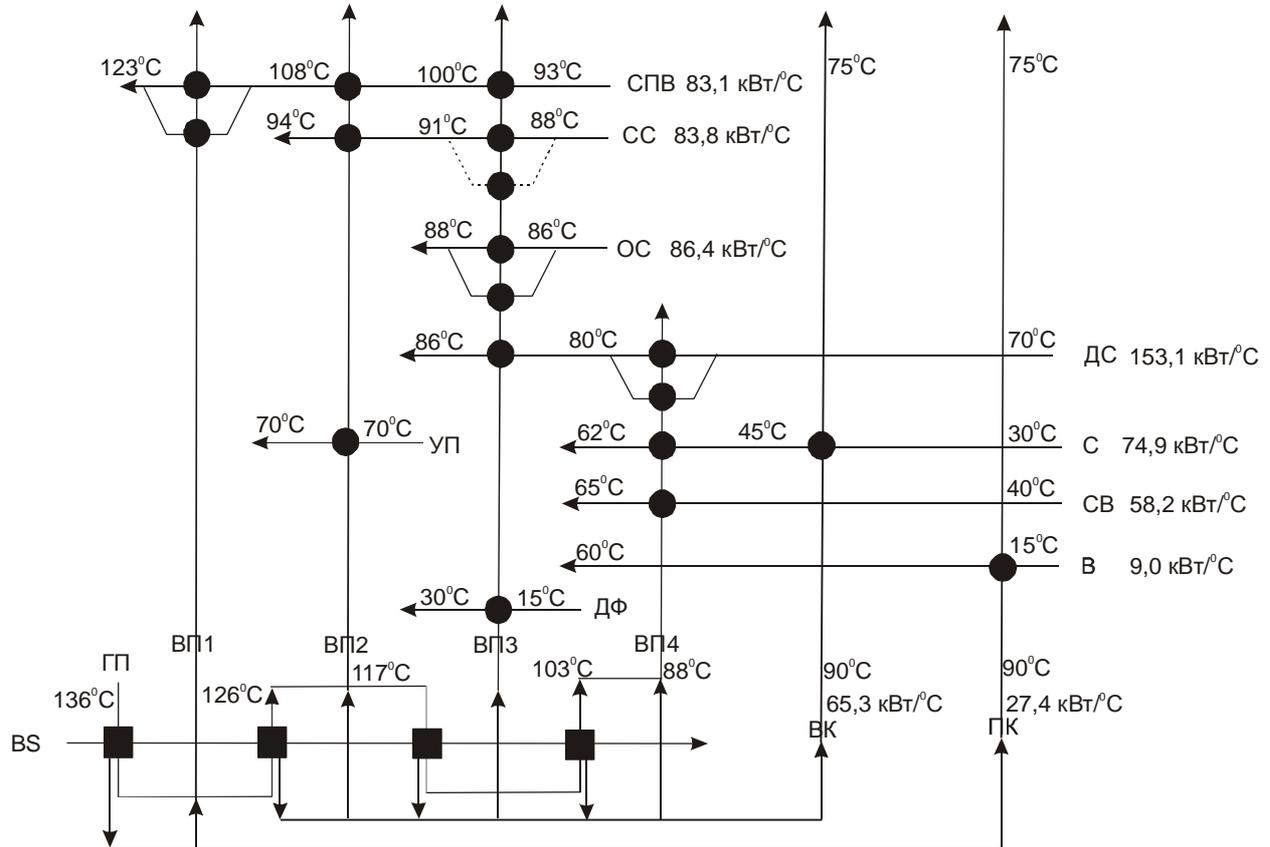


Рис. Д3. Существующая схема потоков через систему теплообменников в производстве сахара

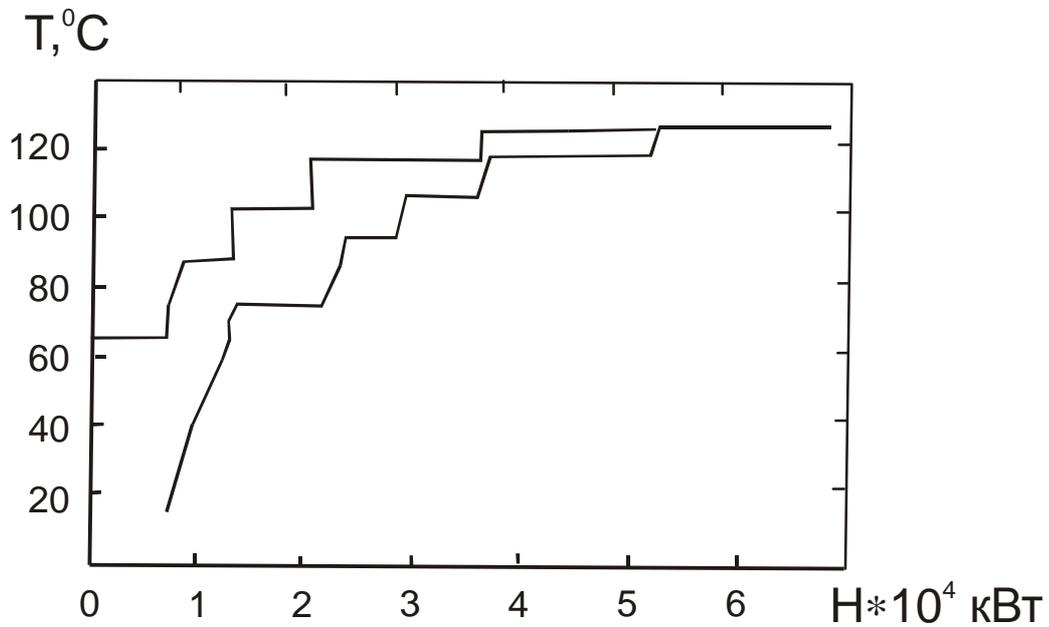


Рис. Д4. Составные кривые для существующей схемы производства сахара

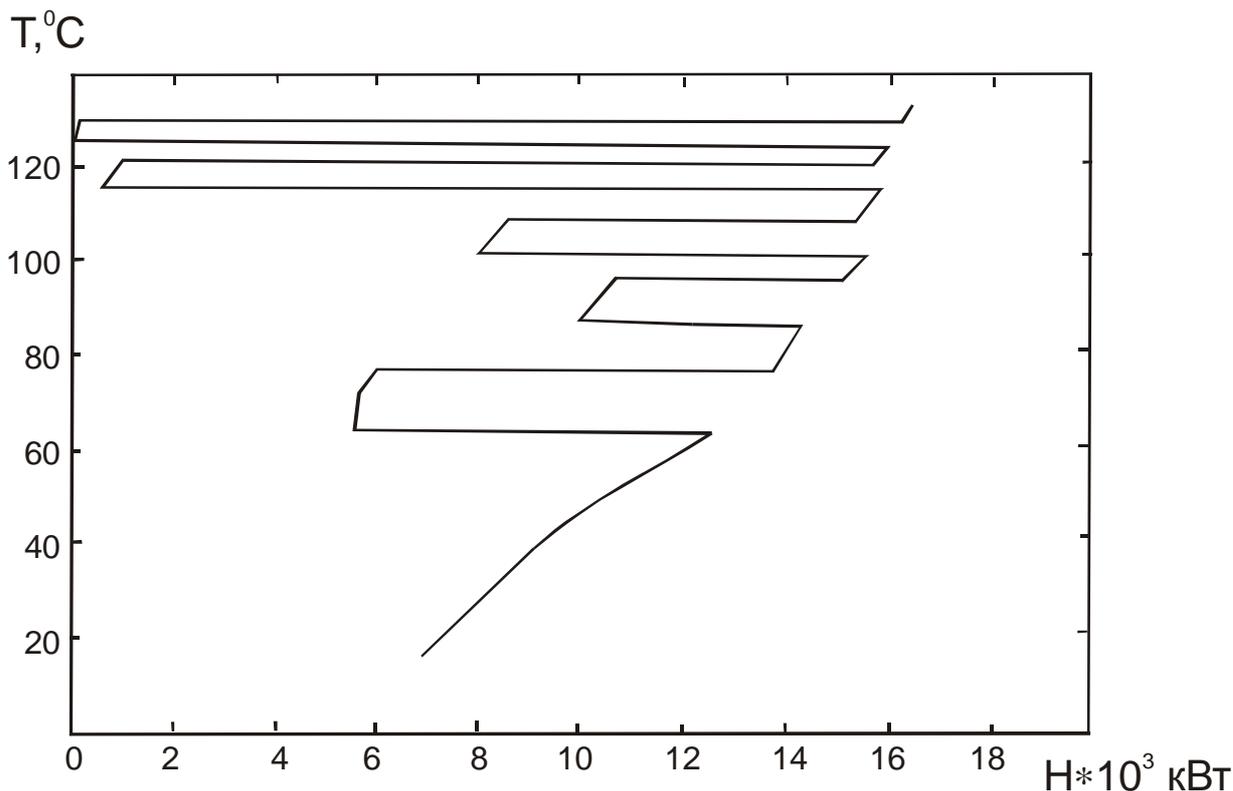


Рис. Д5. Большая составная кривая для существующей схемы производства сахара

Горизонтальные линии на составной кривой для горячих потоков и на большой составной кривой соответствуют выпару в каждом корпусе выпарной установки, а расстояние между концами отрезков на кривых определяет требуемую величину охлаждения или нагрева. Всё это показывает, что проектное потребление пара составляет 26,4 тонн в час, в то время, как фактическое составляет 30-33 тонн пара в час.

Количество потребляемой холодной воды (холодного утилита) составляет $250\text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре воды $15\text{-}40^\circ\text{C}$.

Таким образом, стоимость ежегодного потребления пара в течение кампании, которая составляет 95 дней, и при стоимости тепла $22,5 \text{ EURO}/\text{Гкал}$ составляет около 909 000 EURO.

Д2.4. Результаты и выводы

Предварительные посылки на основании результатов и полученных кривых показывают нам следующие недостатки существующей тепловой системы:

- существенное избыточное потребление горячего утилита (почти 35% выше проектной), обуславливаемое пониженной, по сравнению с проектной, нагрузкой, нестабильным режимом работы и

многочисленными подсосами в вакуум-аппаратах, а также неудовлетворительная автоматизация процесса;

- имеет место наличие неиспользуемой поверхности теплопередачи, только 37% установленной поверхности теплопередачи используется эффективно;
- весьма сложная и неэффективная система сбора конденсата. Испарение конденсата не соответствует снижению давления последовательно по ступеням. Это приводит к дополнительному увеличению общего потребления пара.

Подобные выводы подводят нас к следующим направлениям улучшения существующей системы:

- увеличение числа корпусов выпарки;
- увеличение используемой поверхности теплопередачи через снижение температурных движущих сил и улучшение тепловой интеграции;
- общий сдвиг отборов пара ближе к последним корпусам для снижения энергопотребления и экономии упариваемой воды;
- повышение рекуперации тепла конденсата;
- улучшение системы сбора конденсата.

Данные направления могут быть реализованы внедрением следующих мероприятий:

- преобразование четырехкорпусной системы выпарки в пятикорпусную путем задействования резервного аппарата;
- изменение структуры теплообменной системы через переобвязку существующих теплообменников;
- приведение работы системы сбора конденсата в соответствие с давлением путем переобвязки.

Модифицированная тепловая система как часть всего процесса представлена на рис. Д6, спецификация теплообменников и выпарных аппаратов, а также результаты расчета использования их поверхностей теплопередачи представлено в таблице Д3.

Применив SPRINTTM к модифицированным данным, получаем схему потоков, представленную на рис.Д7.

Составные кривые показаны на рис.Д8, большая составная кривая – на рис. Д9. Кривые показывают повышение тепла конденсата, снижение потребления пара и уменьшение минимальной разности температур ΔT_{\min} до 4-5^oC, что практически соответствует недорекуперации тепла на конце кожухотрубчатого теплообменника.

Следует отметить, что все изменения в тепловой схеме проводятся без добавления новых выпарных аппаратов и теплообменников, то есть при модернизации капитальные вложения связаны в основном с переобвязкой (примечание – оценить их довольно сложно).

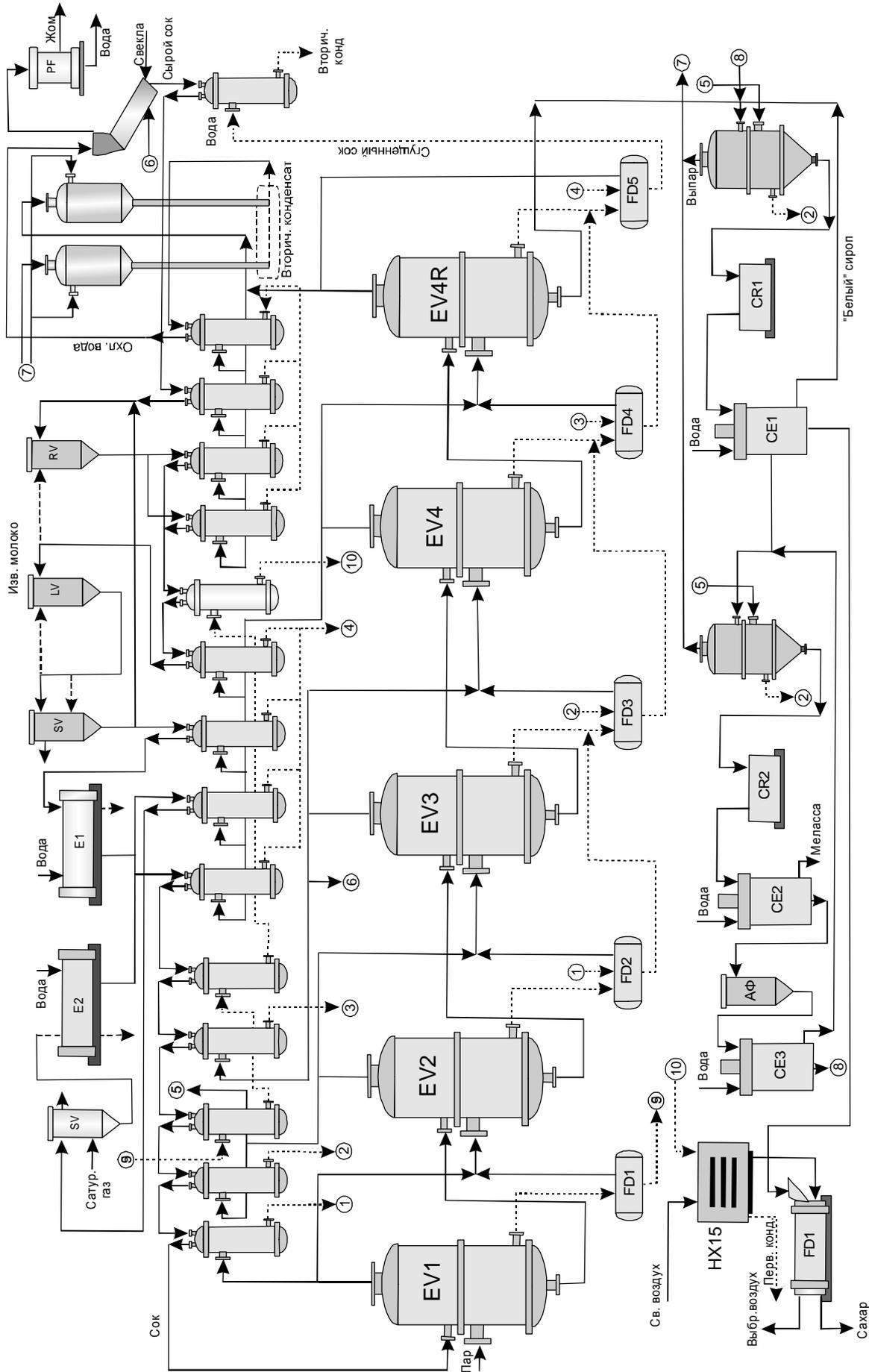


Рис. Д6. Модифицированная тепловая схема производства сахара

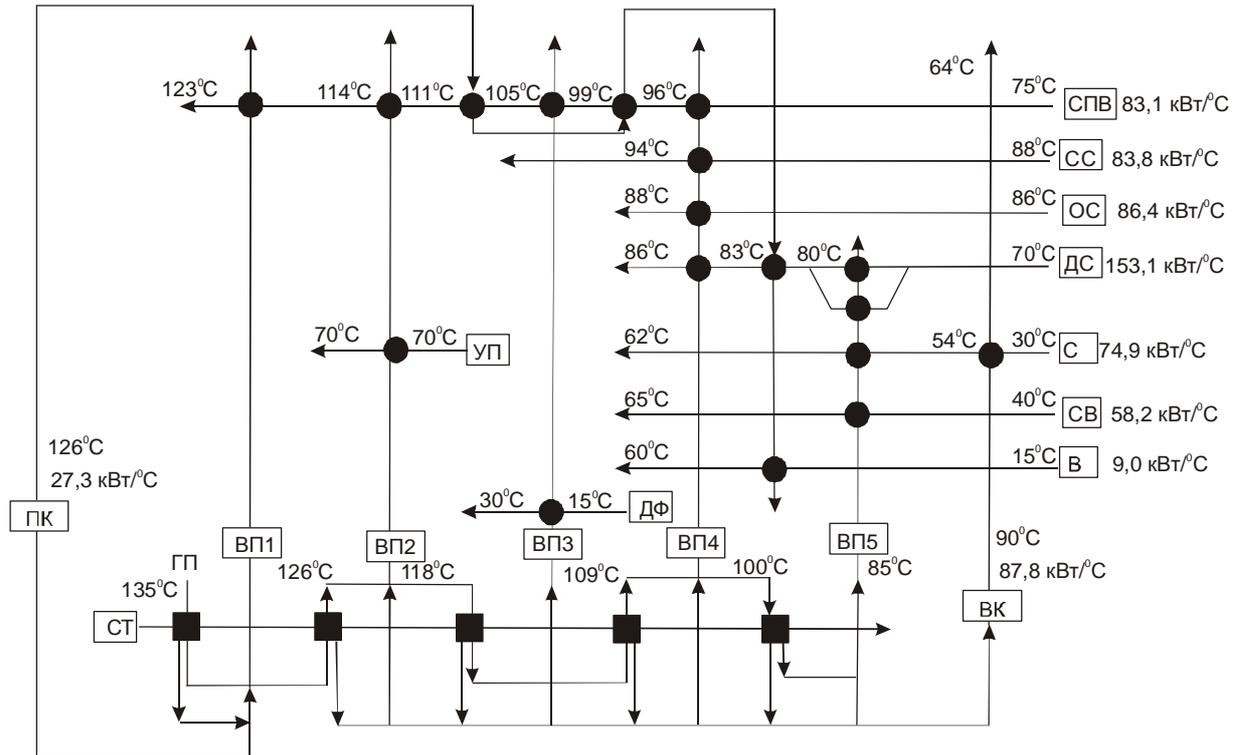


Рис. Д7. Модифицированная схема потоков через систему теплообменников в производстве сахара

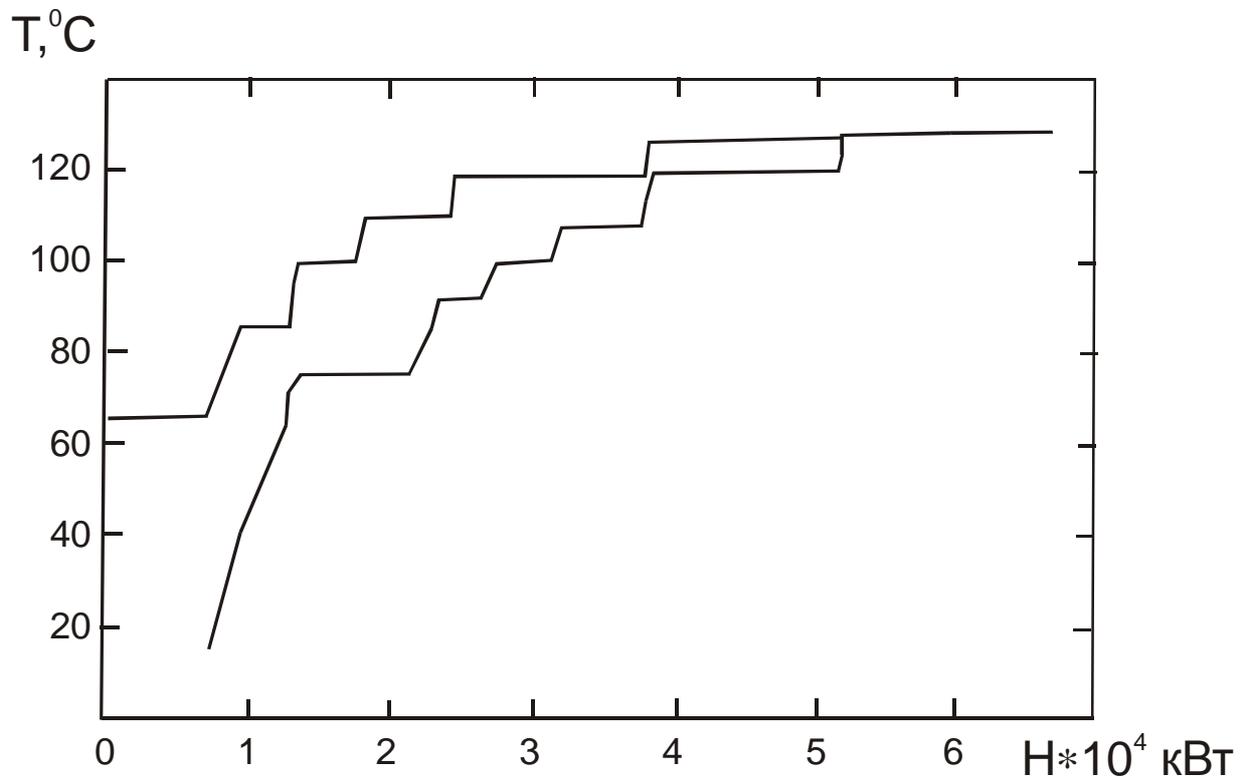


Рис. Д8. Составные кривые для модифицированной схемы производства сахара

Срок окупаемости равен длительности одной кампании. Результат предлагаемой реконструкции – снижение потребления пара до 24 тонн в час. Затраты по пару составляют при этом 661500 EURO. Таким образом, внедрение предлагаемых мероприятий приводит к следующему:

- проектное потребление пара снижается с 26,4 до 24,0 т/ч (2,4 т/ч, 9%) без установки дополнительного оборудования. Это означает снижение затрат на пар на 65500 EURO (9%) в год.

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

- снижение паропотребления путем улучшения интеграции тепла, 2,4 т/ч, существенно меньше, чем снижение паропотребления за счет улучшения автоматизации и управления процессом – 6,6 т/ч;
- существенное снижение паропотребления может быть достигнуто при реализации обоих направлений реконструкции. Это может снизить потребление пара на 9 т/ч (27% по сравнению с фактическим потреблением).

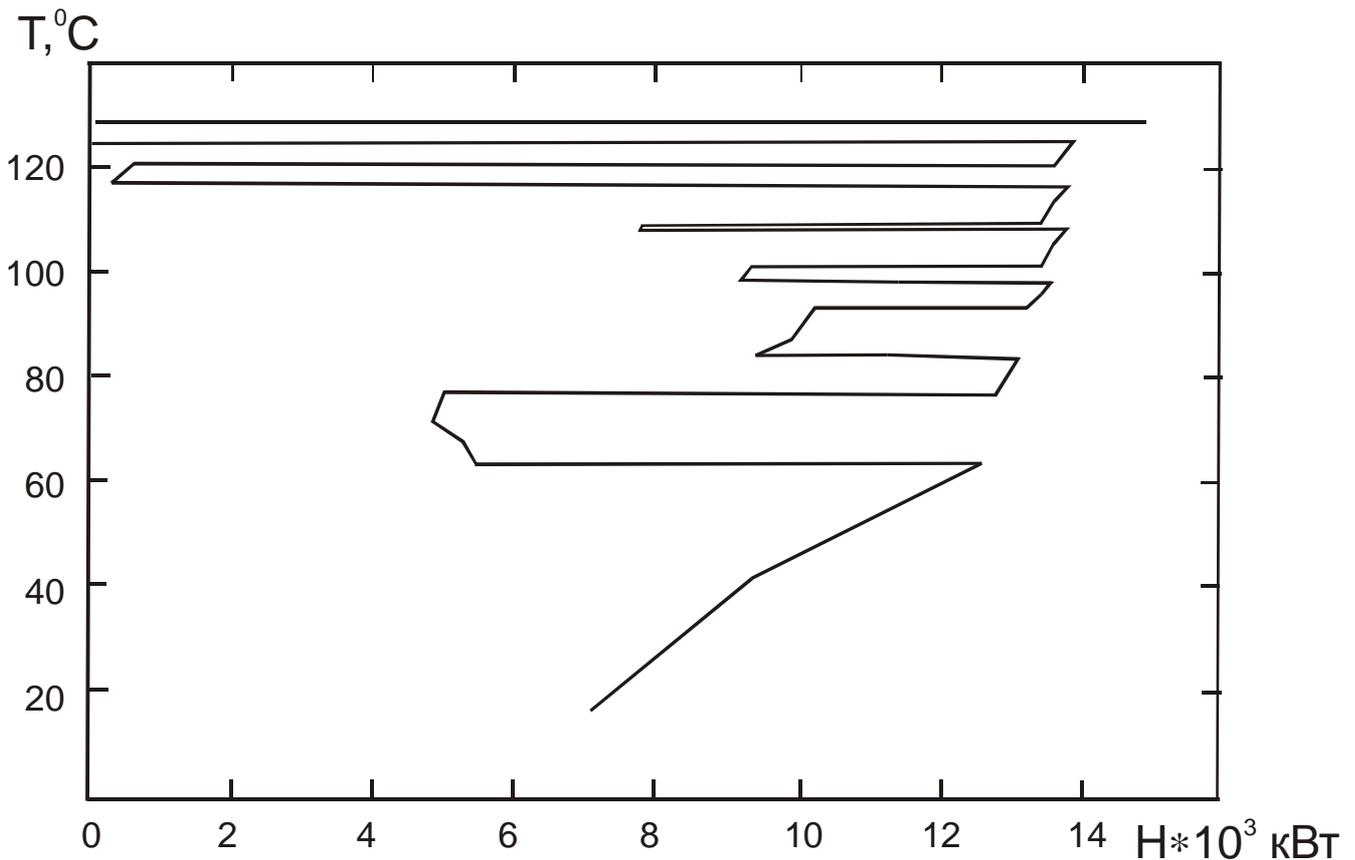


Рис. Д9. Большая составная кривая для модернизированной схемы производства сахара

Д3. Интеграция тепла в производстве подсолнечного масла

Д3.1. Введение

Растительное масло является одной из главных энергетических составляющих человеческой пищи. Широко распространено производство подсолнечного масла, даже такая небольшая страна, как Болгария, производит 140000 тонн подсолнечного масла в год.

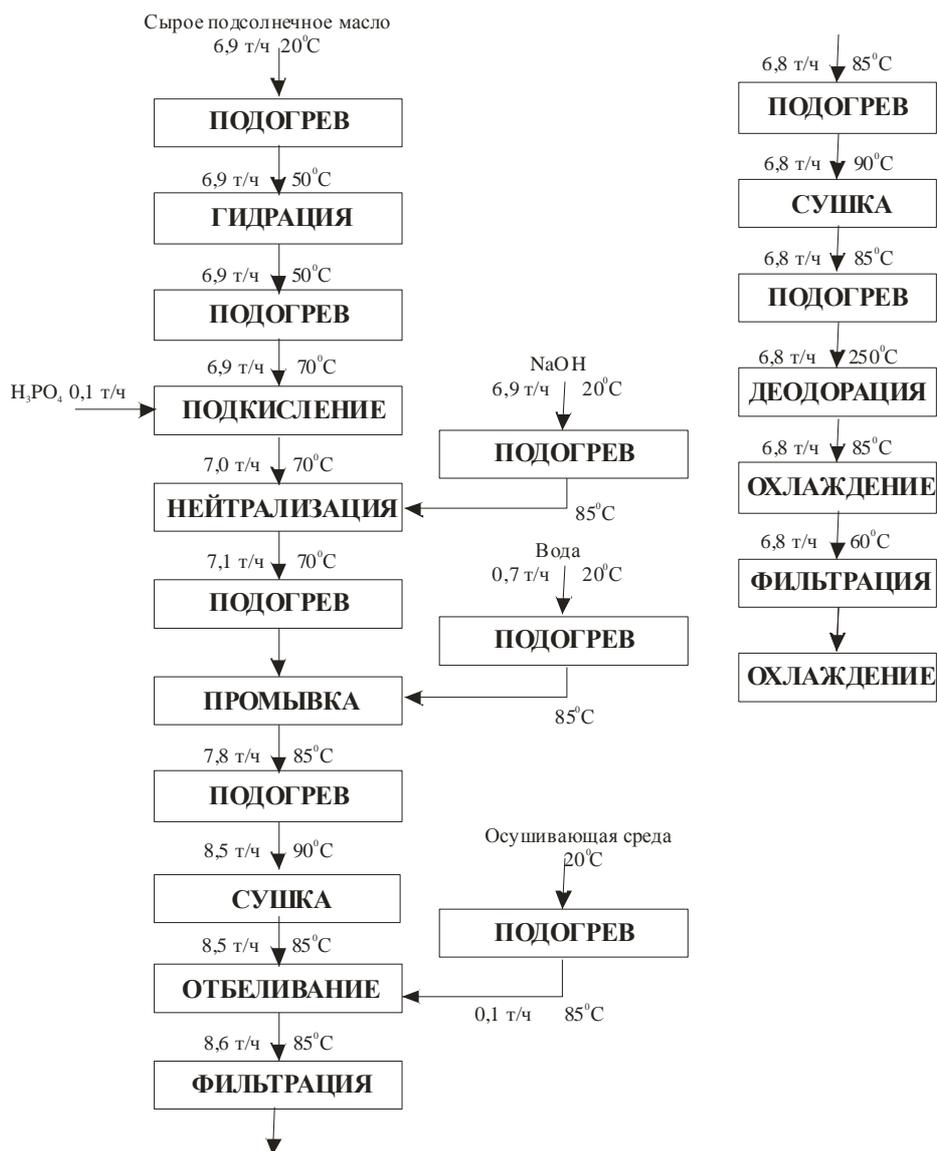


Рис. Д10. Схема рафинационного производства

Рафинационное производство предназначено для удаления примесей из сырого масла, выделенного из подсолнечных семечек путем процесса экстракции. Это типичное производство, в котором осуществляется подвод и отвод тепла между различными производственными операциями.

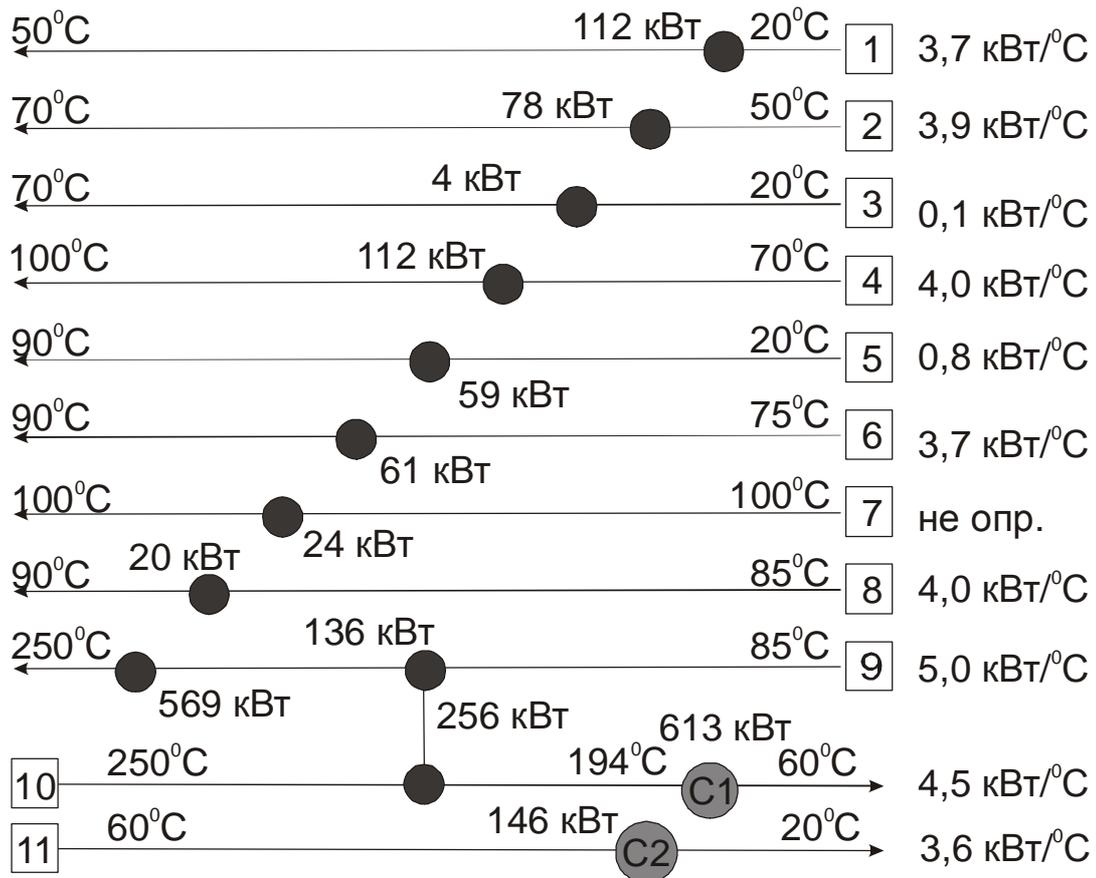


Рис. Д11. Существующая схема сети теплообменников для рафинационного производства

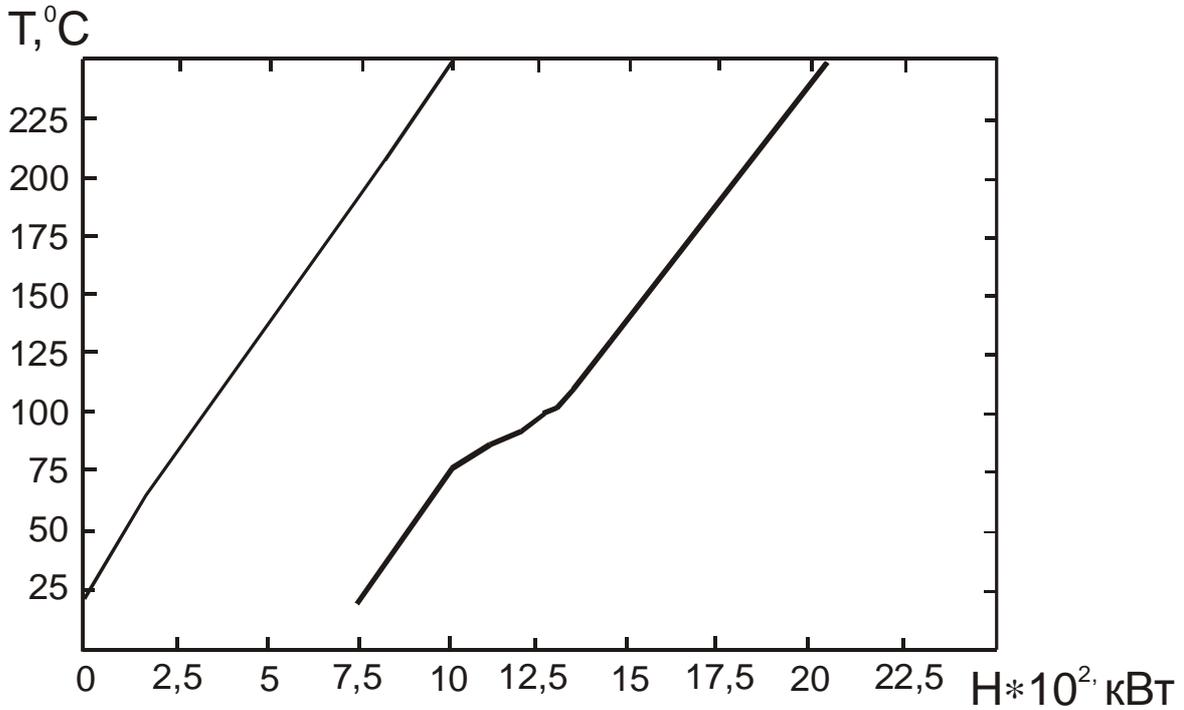


Рис. Д12. Составные кривые для существующей схемы рафинационного производства

Д3.2. Рафинационное отделение маслоэкстракционного завода в Болгарии

Схема потоков рафинационного отделения маслоэкстракционного производства приведена на рис. Д10. Существующая тепловая схема маслоэкстракционного производства производительностью 110000 кг сырого масла в сутки, типичного для Болгарии, показана на рис. Д11. Существующая система использует горячие утилиты на двух температурных уровнях – насыщенный водяной пар при температуре 120°C как горячий утилит низкого уровня, и пары Даутерм при температуре 260°C как горячий утилит высокого уровня. Кроме того, имеются два уровня холодных утилитов: вода при температуре 18°C и захлажденная вода при температуре 2°C. Теплообменники, используемые в системе, преимущественно пластинчатые. Основные параметры потоков и существующее теплообменное оборудование приведены в таблице Д3.

Таблица Д3

Основные параметры потоков и существующее теплообменное оборудование в производстве подсолнечного масла

Потоки	Потоковая теплоемкость, кВт/°С	Температура		Тепловая нагрузка, кВт	Теплообменник
		Входа	Выхода		
Нагреваемые					
1. Сырое масло	3,7	20	50	112	Н1
2. Гидратированное масло	3,9	50	70	78	Н2
3. Щелочь	0,1	20	70	4	Н3
4. Нейтрализованное масло	4,0	70	100	112	Н4
5. Вода	0,8	20	90	59	Н5
6. Отмытое масло	3,7	75	90	61	Н6
7. Осушающая среда	не опр.	100	100	24	Н7
8. Фильтрованное масло	4,0	85	90	20	Н8
9. Осушенное масло	5,0	85	136	256	Н9
9. Осушенное масло	5,0	136	250	569	НХ1

Охлаждаемые					
10. Деодорированное масло	4,5	250	194	256	НХ1
10. Деодорированное масло	4,2	194	60	613	С1
11. Фильтрованное масло	3,6	60	20	146	С2

Д3.3. Анализ интеграции процесса

Даже на первый взгляд на теплообменную систему ясно, что степень интеграции тепла и рекуперации тепла горячих потоков, главным образом, после деодорации масла, является низкой. Поэтому для системы был применен энергетический анализ, основанный на Пинч-методике. Для анализа существующего состояния энергопотребления и постановки задачи энергоэффективной реконструкции было использовано программное обеспечение SPRINT™. Поточковые данные, полученные из потоковой схемы, в том числе, температуры, теплоемкости и расходы, приведены на рис. Д12. Составные кривые для горячих и холодных потоков приведены на рис. Д13, большая составная кривая – на рис. Д14. Обе кривые показывают нам следующее:

- процесс имеет очень низкую степень интеграции тепла. Минимальная разность температур между горячими и холодными потоками составляет 95°C, что очень далеко от оптимального значения.

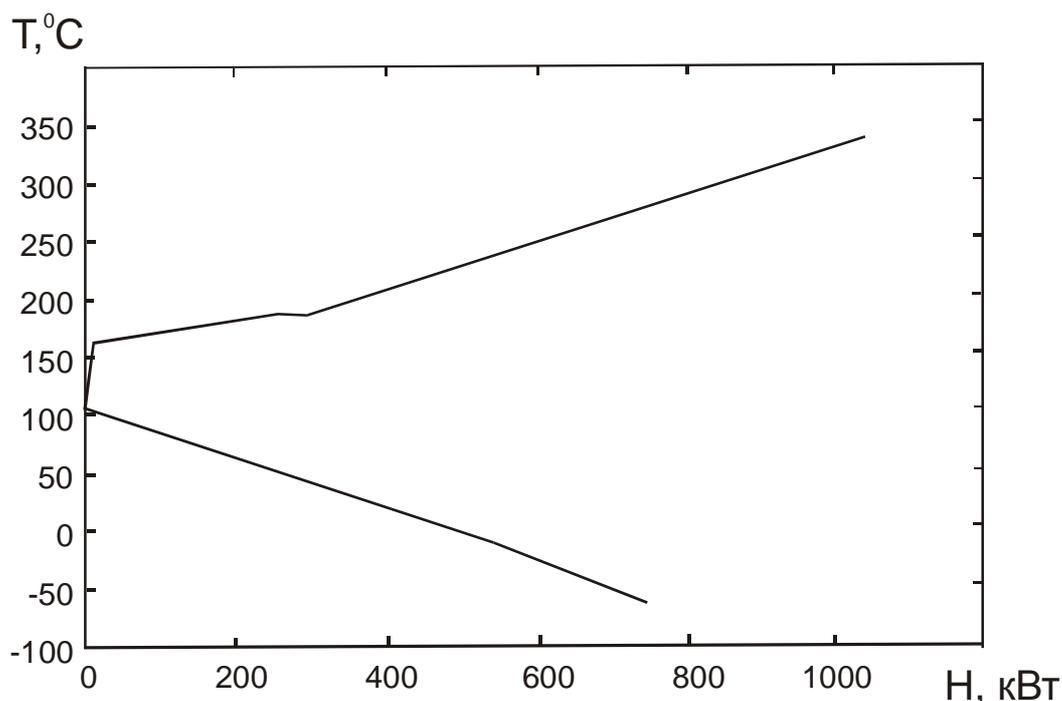


Рис. Д13. Большая составная кривая для существующей схемы процесса рафинации

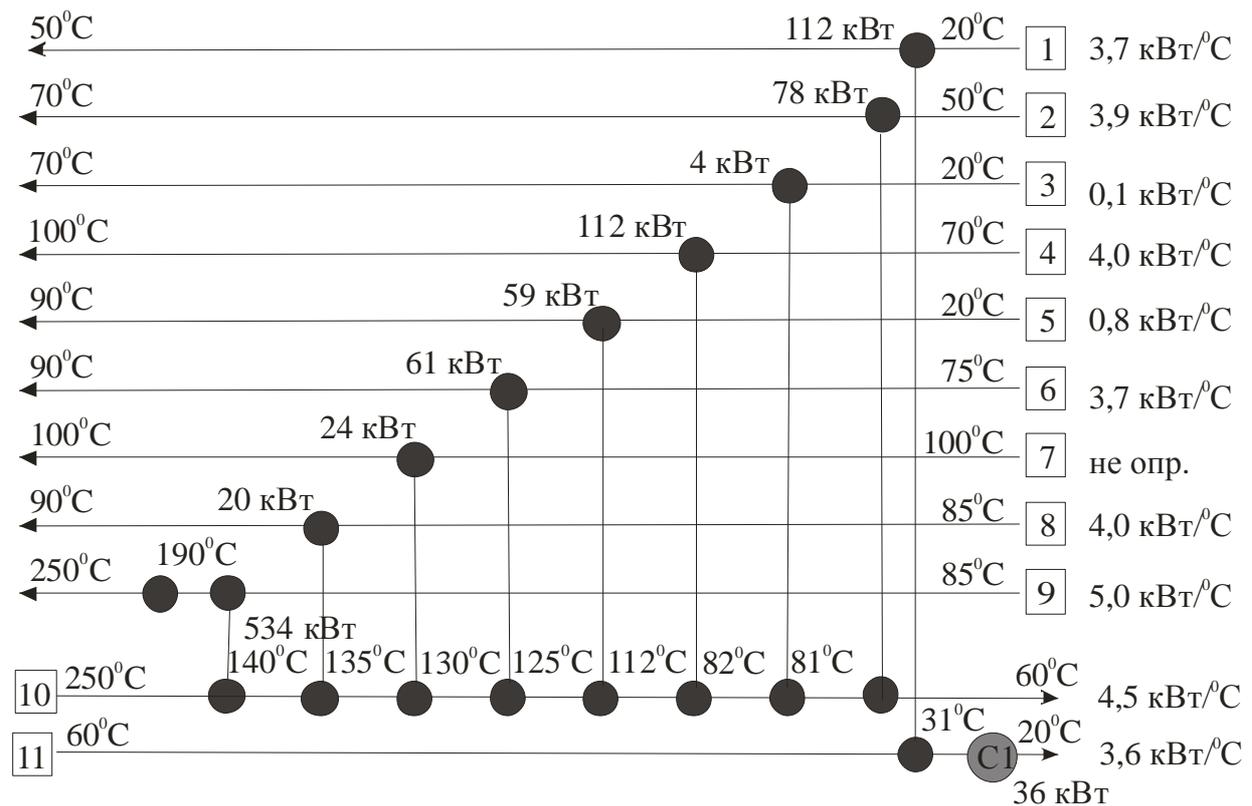


Рис. Д14. Модифицированная схема сети теплообменников для процесса рафинации

Д3.4. Результаты и выводы

Существующая система потребляет 437 кВт тепла от паров Даутерм и 489 кВт от водяного пара, что в сумме составляет 926 кВт тепла. В охлаждающую воду сбрасывается 613 кВт, а в захлаженную воду – 146 кВт. Стоимость энергозатрат для существующей системы для 5200 часов работы в год и стоимости тепла 22,5 EURO/Гкал, охлаждающей воды 0,25 EURO/м³ и электроэнергии 0,05 EURO/кВт·ч (для холодильной машины) составляет 134000 EURO в год. Общая величина поверхности теплопередачи двенадцати теплообменников составляет 64 м².

Для моделирования реконструкции существующей схемы и снижения энергопотребления было применено математическое обеспечение SPRINTTM.

Путем улучшения интеграции тепла и снижения ΔT_{\min} сформирована новая оптимизированная система. Оптимальная величина минимальной разности температур для неё находится в диапазоне от 8 до 14°C, при этом общая стоимость зависит от этой величины.

Это позволяет нам предложить изменение существующей схемы на основе базовых принципов Пинч-методики. Составные кривые горячих и

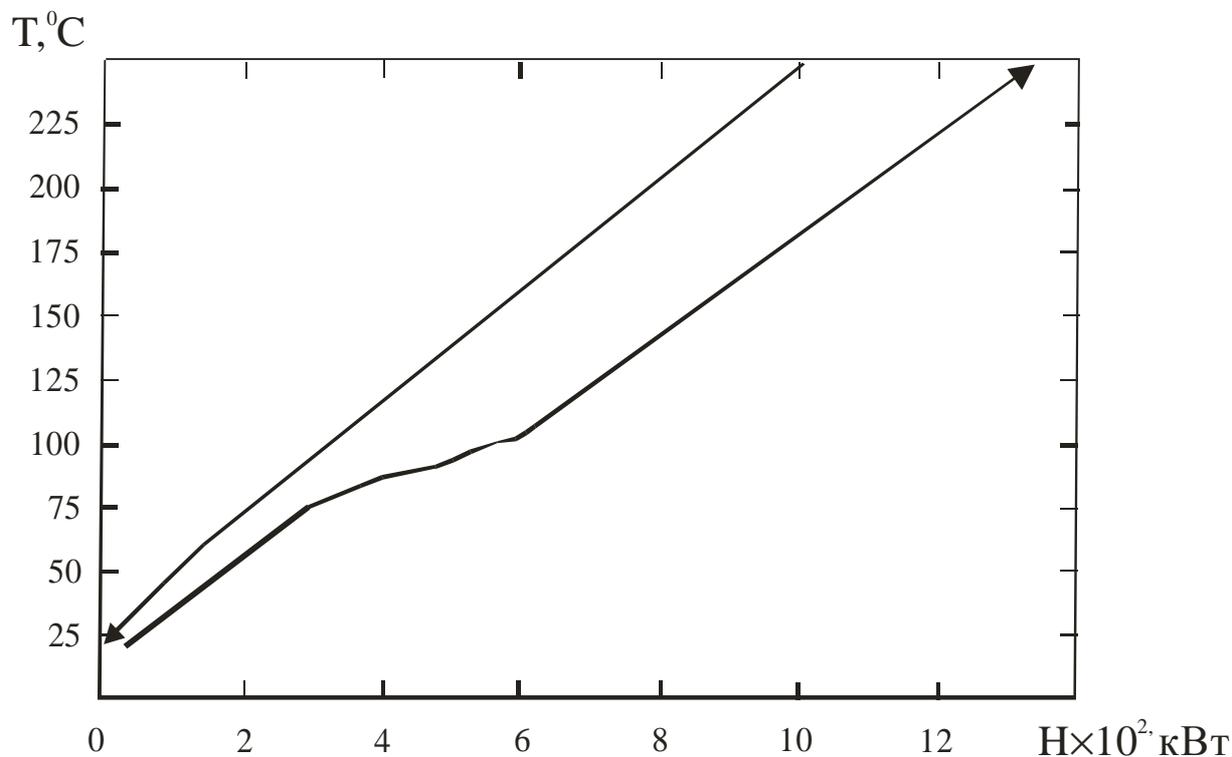


Рис. Д15. составные кривые для модифицированной схемы процесса рафинации

холодных потоков для оптимизированной системы приведены на рис. 15, большая составная кривая – на рис. Д16, при этом $\Delta T_{\min}=10^\circ\text{C}$. Модифицированная схема потоков через теплообменники приведена на рис.Д14.

Составные кривые ясно показывают потребность процесса в утилитах. Оптимизированной системе требуются горячие утилиты на тех же температурных уровнях паров Даутерм и водяного пара, но в существенно меньших количествах – 101кВт от паров Даутерма и 190 кВт от водяного пара, всего 291 кВт. Для холодных утилитов ситуация такова, что потребность в охлаждающей воде первого уровня отпала вообще, а потребность в холоде для захлажденной воды составила 36 кВт. В общей сложности мы можем отметить 77% снижения расхода паров Даутерм, 61% снижения расхода водяного пара, полное отсутствие потребности охлаждающей воды и 72% снижения расхода захлажденной воды. Такая экономия может быть получена при реконструкции существующей теплообменной системы добавлением пластин в существующие теплообменные аппараты. Таким образом, срок окупаемости составляет менее одного года. Стоимость энергозатрат для оптимизированной схемы составляет 31900 EURO/год, соот-

ветственно, экономия благодаря улучшенной интеграции тепла составляет 102100 EURO в год или 77%-ное уменьшение энергозатрат.

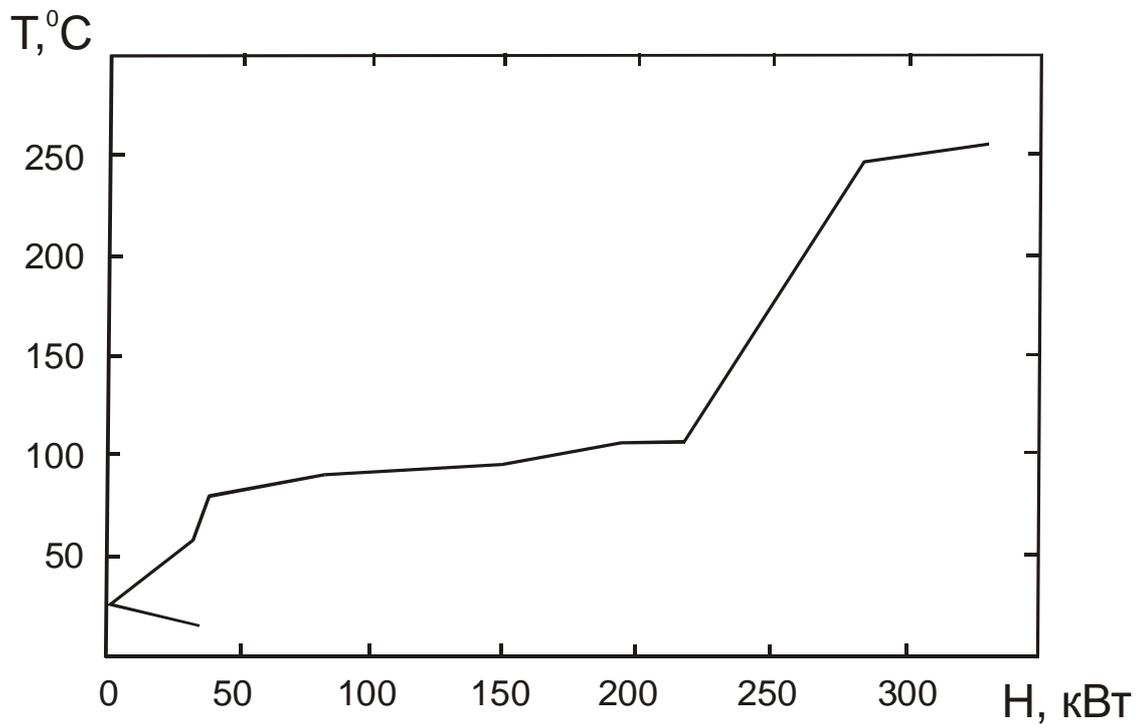


Рис. Д16. Большая составная кривая для модифицированной схемы процесса рафинации

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

РОЛЬ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ В ПРАКТИКЕ ИНТЕГРАЦИИ ПРОЦЕССОВ

Значительный объем и сложность большинства практических задач интеграции процессов требует использования специфического математического обеспечения. При выполнении энергетической интеграции промышленных процессов можно выделить два широких направления, в которых развивается и используется соответствующее матобеспечение, а именно:

- 1) целеуказание;
- 2) проектирование теплообменных сетей.

Е1. Целеуказание

При целеуказании используются основные термодинамические принципы для определения ключевых параметров проекта перед началом его выполнения. Обычно целевые значения определяются для следующих параметров:

- минимальное энергопотребление;
- минимальная величина площади поверхности теплообмена;
- минимальное число теплообменных аппаратов в сети теплообмена;
- минимальная общая стоимость теплообменной сети (общие приведенные затраты)
- минимальное значение потребляемой мощности в системах охлаждения;
- максимальная мощность, генерируемая в системах когенерации;
- минимальное значение эмиссии вредных веществ в атмосферу от топных газов (CO_2 , SO_x и NO_x).

Реальные проектные задачи могут иметь большое число потоков, и поэтому проектировщику практически невозможно проанализировать все альтернативные проекты в деталях. В то же время инструменты для определения целей могут быть использованы для улучшения многих проектных альтернатив без обращения к их детализации. Таким образом, целеуказа-

ние должно быть выполнено много раз для различных вариантов утилитных систем, ко-генерационных систем, изменений в процессах и т.д. Целеуказание также может быть использовано для изучения чувствительности альтернативных вариантов проекта к изменениям стоимости энергоносителей и даже к изменению в законах об охране окружающей среды. Поэтому совершенно очевидно, что для успешного применения инструментов целеуказания в проектировании необходимо использовать специально созданное для этого математическое обеспечение. Однако, как показывает опыт, для создания удачных и практически воплотимых проектов промышленных предприятий необходима творческая работа проектировщика, поэтому математическое обеспечение должно быть интерактивным с хорошо развитым графическим интерфейсом.

E2. Проектирование теплообменных сетей

Полученные целевые значения основных параметров проекта используются при создании технологической схемы теплообменной системы предприятия. На этой стадии разрабатывается технология сети теплообменных аппаратов и утилитная система. Известные целевые значения основных параметров проекта позволяют проектировщику при их достижении принять проект, будучи уверенным, что создана действительно оптимальная технологическая схема проектируемого процесса.

Для генерации технологических схем теплообменных систем используется два типа программного обеспечения. В первом из них проектировщик в интерактивном режиме создает систему теплообмена, добавляя в нее оборудование или исключая его из схемы, и на каждом шагу анализируя полученный результат. Во втором типе программ проектировщик, задавая начальные данные, получает автоматически построенную сеть теплообменников. Второй тип программ обычно применяется при создании сложных систем теплообмена, включающих большое число технологических потоков. Однако, в этом случае проектировщик не полностью контролирует выполнение проекта, что может привести к окончательному решению, содержащему нежелательные особенности.

В настоящее время, при проектировании технологических сетей промышленных предприятий используются интегрированные системы программного обеспечения, позволяющие проектировщику работать как в интерактивном, так и в автоматическом режимах. Данные системы включают как программные модули для целеуказания и синтеза теплообменных систем, так и модули, позволяющие моделировать и рассчитывать процессы, происходящие в индивидуальных установках проектируемой технологической схемы.

Использование таких пакетов имеет свои преимущества и недостатки. К преимуществам данных программных продуктов можно отнести то,

что проектировщик имеет возможность контролировать выполнение проекта от его начала и до завершения, вмешиваясь в развитие проекта там, где он считает это необходимым, а там, где нет, выполняя проект автоматически. К недостаткам данного подхода можно отнести то, что проектировщик должен владеть, по крайней мере, основами пинч-анализа. К наиболее известным интегрированным программным пакетам можно отнести следующие разработки:

- SPRINT (продукт DPI UMIST, Объединенное Королевство);
- STAR (продукт DPI UMIST, Объединенное Королевство);
- SuperTargetTM (продукт Linhoff March, Объединенное Королевство);
- ADVENT (продукт ASPEN Technology, США, Объединенное Королевство);
- PINCH (продукт НТУ «ХПИ» и АО «Содружество – Т», Украина)[32, 74 – 87];
- GRID (продукт НТУ «ХПИ» и АО «Содружество – Т», Украина)[32, 74 – 87].

В заключении заметим, что применение интегрированных программных продуктов качественно меняет работу проектировщика в процессе создания проекта, освобождая его от рутинных просчетов. Вследствие этого он больше времени может уделить творческой деятельности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Широкое распространение и применение пинч-анализа в последние два десятилетия позволило значительно улучшить энергетическую и эксплуатационную эффективность промышленных установок во всем мире. Выполнено большое количество успешных проектов в различных отраслях промышленности, начиная от нефтехимической и химической и заканчивая бумажной и пищевой промышленностью. Опыт применения методов пинч-анализа показал, что их использование приводит к снижению энерго- и ресурсопотребления как при рассмотрении непрерывных процессов, так и периодических. С помощью этих методов могут анализироваться обособленные технологические процессы и большие производственные комплексы. Проектировщики из многих промышленно развитых стран показали, что пинч-анализ одинаково хорошо работает как при создании проектов новых промышленных предприятий, так и при выполнении проектов реконструкции уже существующих производств. Литературные данные, опубликованные в различных источниках [73], говорят, что применение пинч-анализа в среднем приводит к снижению стоимости потребляемой энергии на 30-40 % и значительно снижаются капитальные затраты при создании новых предприятий. Получение экономической выгоды от применения методов пинч-анализа сильно зависит от степени интеграции процессов на исследуемом предприятии. При проектировании новых производств и реконструкции очень старых получается наибольший экономический выигрыш. Использование пинч-анализа на предприятиях, где уже выполнялась интеграция процессов другими методами, приводит к получению меньшей в процентном отношении прибыли. Но даже повторный анализ предприятий через некоторое время после проведения интеграции процессов пинч-методами показывает возможность получения прибыли. Это происходит как по причине выполнения дополнительных модификаций на предприятиях за прошедшее время, так и по причине изменения цен на энергоносители и эксплуатацию.

Пинч-технология обеспечивает проектировщика всесторонним инструментальным набором для анализа и проектирования технологических, и утилитных систем. Однако одно из наиболее важных достижений пинч-анализа состоит в объединении этого набора инструментов в выделенной стадии проектирования технологических процессов. Инженерные и проектные решения, принимаемые на этой стадии проектирования, оказывают эффективное влияние на полный жизненный цикл предприятия. Однако наличие инструментов пинч-анализа и их понимание еще не является достаточным критерием для получения удовлетворительного результата. Успешное завершение проекта требует от разработчика, владеющего метода-

ми пинч-анализа, их приложения в концептуально выверенной фазе проектирования.

Для этого необходимо, чтобы технолог, применяющий пинч-анализ при проектировании процессов и утилитных систем, был знаком с традиционными методами разработки, которые применяются на всех стадиях создания проекта. В равной мере инженеры, работающие над проектом и не участвующие непосредственно в процессной интеграции, должны владеть основами пинч-анализа. Это поможет различным группам проектировщиков эффективно взаимодействовать в процессе работы над проектом.

До недавнего времени, по крайней мере, в нашей стране, при выполнении проектов различные группы инженеров работали над различными частями проекта. Различными группами специалистов выполнялась детализация гидравлических систем предприятия, систем контроля управления, утилитных систем и выбор оборудования, а также разработка интерфейсной системы предприятия. Инженеры-технологи занимались разработкой основных технологических линий, инженеры-энергетики проектировали утилитные системы и т.д. При этом если и проводилась оптимизация, то обособленно в каждой из названных систем предприятия, и выходные данные проекта одной системы предприятия становились основой для создания следующей, а общая оптимизация сводилась к увеличению выпуска готовой продукции, но как теперь понятно, это совсем не означает, что предприятие будет работать с наибольшей экономической выгодой. Специалистов, занимающихся интеграцией процессов при создании новых проектов или проектов реконструкции, практически не было, да и в настоящее время ни один из вузов Украины их не готовит. Поэтому и производство, описанное в приложении А, является типичным как для Украины, так и для остальных стран СНГ.

Более того, опыт введения в эксплуатацию многих производств показывает, что неполадки, как правило, возникают в местах взаимодействия систем предприятия, которые проектировались различными группами. Это выясняется на стадии пуско-наладочных работ, что порой приводит к значительному изменению всего проекта и, как следствие, к повышению его стоимости. И даже формальное применение методов пинч-анализа без учета возможных технологических ограничений может повлечь за собой перепроектирование всего производства. Поэтому готовить специалистов, владеющих современными методами системного проектирования и способных объединить усилия различных групп специалистов, используя необходимые методы и правила пинч-анализа на каждой стадии создания проекта, является первостепенной задачей технического образования. И предлагаемая монография окажет неоценимую помощь в решении этой задачи, поскольку является на Украине первым изданием, посвященным изложению методов и правил пинч-анализа.

ГЛОССАРИЙ

Балансные составные кривые (Balanced Composite Curves): составные кривые, изображенные с учетом изменения энтальпии и температуры, используемых утилит.

Балансная сеточная диаграмма (Balanced Grid Diagram): сеточная диаграмма системы потоков и утилит.

Большая составная кривая (Grand Composite Curves): температурно-энтальпийная диаграмма, показывающая суммарное изменение энтальпии системы холодных и горячих потоков в каждом из температурных интервалов.

Большие утилитные составные кривые производственного комплекса (Site Utility Grand Composite Curves): строятся при помощи составных кривых производственного комплекса в (η_c, H) координатах подобно БСК.

Горячий поток (Hot Stream): технологический поток, который необходимо охладить.

Извлечение данных (Data Extraction): анализ технологической схемы и определение данных, необходимых для решения задачи рекуперации теплоты (или интеграции в широком смысле).

Каскад (Cascade): последовательность тепловых потоков задачи рекуперации тепловой энергии через сдвинутые границы температурных интервалов, которые расположены в строго убывающем порядке температурных значений.

Луковичная диаграмма (Onion Diagram): диаграмма иерархического строения химико-технологической системы, выполненная в виде концентрических круговых слоев.

Максимальная рекуперация энергии Maximum Energy Recovery (MER): предельно возможное, наибольшее значение величины рекуперированной энергии в теплообменной сети для заданного значения ΔT_{\min} .

Общие температурные профили производственного комплекса (Total Site Profiles): комбинированная большая составная кривая для всех процессов, входящих в комплекс.

Перекрестное соединение (Criss-Cross Match): размещение двух и более теплообменных аппаратов так, что в одном из них теплообмен происходит между горячим потоком, имеющим большую температуру, чем горячий поток в других теплообменниках, а холодный поток имеет более низкую температуру, чем холодный поток в других теплообменниках.

Перекрестный теплообмен (Criss-Cross Heat Transfer): теплообмен между горячими и холодными потоками, который на энтальпийно-температурной диаграмме изображается перекрывающимися линиями. Образуется при перекрестном соединении теплообменников.

Петля (цикл) (Loop): замкнутая система связей в теплообменной сети, проходящая через рекуперативные теплообменные аппараты и технологические потоки.

Пинч (Pinch): область наибольшего сближения горячей и холодной составной кривой на температурно-энтальпийной диаграмме (альтернативно пинч может быть определен как точка, в которой тепловой поток в каскаде равен нулю).

Пинч-метод проектирования (Pinch Design Method): метод проектирования теплообменных сетей, неотъемлемой частью которого является соблюдение принципа ΔT_{\min} на пинче.

Подсистема (Subsystem): набор потоков и утилит в задаче рекуперации теплоты, которые находятся в общем энтальпийном балансе.

Подходящее размещение (Appropriate Placement): Расположение тепловой машины или теплового насоса относительно рекуперативного пинча, при котором наблюдается наилучшая совместная энергетическая производительность.

Пороговая задача (Threshold Problem): задача рекуперации теплоты, в которой присутствует только одна утилита холодная или горячая в области значений ΔT_{\min} , заключенной между нулем и пороговым значением ΔT_{\min} .

Пороговое значение ΔT_{\min} (Threshold ΔT_{\min}): значение ΔT_{\min} , начиная с которого при увеличении ΔT_{\min} появляется две утилиты в пороговой задаче.

Правило отметки (“Tic-off” Heuristic): отметка технологических потоков на сеточной диаграмме для последующей максимизации тепловой нагрузки теплообменной связи между ними.

Профиль (Profile): температурно-энтальпийный график потока или составной кривой.

Профиль источника (Source Profile): часть большой составной кривой ниже температуры пинча.

Профиль стока (Sink Profile): часть большой составной кривой выше температуры пинча.

Путь (Path): система связей в теплообменной сети, сформированная непрерывным маршрутом между утилитным нагревом и утилитным охлаждением.

Расщепление потоков (Stream-Splitting): деление потока на две или больше параллельных линии, представленных на сеточной диаграмме.

Сеточная диаграмма (Grid Diagram): графическое изображение технологических потоков в виде горизонтальных линий, а рекуперативных теплообменных связей между ними в виде вертикальных линий, соединяющих соответствующие потоки.

Составные кривые производственного комплекса (Site Composite Curves): общие температурные профили комплекса, показанные с перекрытием в координатах (η_c , H).

Составная кривая (Composite Curve): комбинированный температурно-энтальпийный график всех холодных или всех горячих потоков в рассматриваемой ХТС.

Температура снабжения (Supply Temperature): температура, с которой поток входит в рекуперативную задачу.

Температурный интервал (Temperature Unterval): часть задачи рекуперации теплоты между двумя температурами, которая содержит фиксированный набор потоков с постоянными потоковыми теплоемкостями. Граничные значения температуры интервалов определяются либо температурами снабжения, либо целевыми температурами или температурами, на которых происходит изменения потоковой теплоемкости.

Теплообменная сеть (Heat Exchange Network): система рекуперативных и утилитных теплообменников.

Утилита (Utility): внешние источники энергии или хладагенты, используемые для нагрева или охлаждения потоков.

Холодный поток (Cold Stream): поток, который для его дальнейшего использования необходимо охладить.

Цель (Target): проектные ограничения, определенные до начала проектирования.

Целевая температура (Target Temperature): температура, с которой поток покидает задачу рекуперации теплоты.

Цикл (Loop): замкнутая система связей в теплообменной сети, проходящая через рекуперативные теплообменные аппараты и технологические потоки.

Циклическое размещение (Cyclic Matching): повторяющиеся размещения теплообменных связей для различных пар технологических потоков.

Эксергетическая большая составная кривая (Exergy Grand Composite): большая составная кривая, построенная в координатах: потоковая энтальпия - фактор Карно.

Эксергетическая составная кривая (Exergy Composite): составная кривая, построенная в координатах: потоковая энтальпия - фактор Карно.

Энергетическая релаксация (Energy Relaxation): процесс уменьшения рекуперации энергии в теплообменной системе с целью упрощения проекта.

CP правила (CP-Rules): правила, определяющие возможность размещения рекуперативного теплообменника на потоках в зависимости от соотношения их потоковых теплоемкостей (преимущественно вблизи локализации пинча).

CP таблица (CP-Table): представление потоковых теплоемкостей в виде таблицы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ковалко П.М.** Энергосбережения – досвід, проблеми, перспективи. Київ: Ін-т електродинаміки НАНУ, 1997. С. 152.
2. **Хартманн К.** Синтез оптимальных химико-технологических систем // Журнал прикладной химии. 1986. Т. 59, № 9. С. 1920 – 1927.
3. Химико-технологические системы – синтез, оптимизация и управление / Под. ред. И.П. Мухленова. Л.: Химия. 1985. С. 220.
4. **Linnhoff B., Flower J.R.** Synthesis of Heat Exchanger Networks // AIChE J, 1978, Vol. 24, No. 4. P. 633 – 642.
5. **Ahmad S., Smith R.** Targets and Design for Minimum Number of Shells in Heat Exchanger Networks // Chem. Engng Res. 1989 Vol. 67. No. 12. P. 481 – 494.
6. **Linnhoff B., Ahmad S.** Cost Optimum Heat Exchanger networks – 1. Minimum Energy and Capital Using Simple Models for Capital Cost // Computers Chem. Engng. 1990. Vol. 14, No. 7. P. 729 – 750.
7. **Ahmad S., Linnhoff B., Smith R.** Cost Optimum Heat Exchanger networks – 2. Target and Design for Detailed capital cost model // Computers Chem. Engng. 1990. Vol. 14, No. 7. P. 751 – 767.
8. Справочник по теплообменникам: В 2х томах. Т 1 / Пер. с англ., под. ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. С. 560.
9. **Smith R.** Chemical Process Design. N.Y.: McGraw – Hill, 1995. P.460.
10. **Linnhoff B., Townsend D.W., Boland D., et. al.,** User Guide on PROCESS INTEGRATION for the EFFICIENT USE OF ENERGY. – Rugby.: IChemE. 1982, last edition 1994. P. 247.
11. **Linnhoff B.** Pinch Analysis — a State-of-the-art Overview // Trans IChemE. 1993. Vol. 71. Part A, No. 9. P. 503 – 522.
12. **Linnhoff B., Vredeveld D.R.** Pinch Technology has Come of Age // Chem. Engng. Progress. 1984. Vol. 88, No. 7. P. 33 – 40.
13. **Ahmad S.** Heat Exchanger Networks: Cost Tradeoffs in Energy and Capital / PhD. Thesis, UMIST. 1985.
14. **Cerda J., Westerberg A.W.** Synthesizing Heat Exchanger networks Having Restricted Stream/Stream Matches Using Transportation Problem Formulation // Chem. Engng. Sci. 1983. Vol. 38, No. 10. P. 1723 – 1740.
15. **Papoulias S.A. Grossman I.E.** A Structural Optimization Approach in Process Synthesis – II. Heat Recovery Networks // Computers Chem. Engng. 1983. Vol. 7, No. 7. P. 707 – 721.
16. **O’Young L.** Constrained Heat Exchanger Networks: Targeting and Design / PhD. Thesis, UMIST. 1989.
17. **Tjoe T.N., Linnhoff B.** Using Pinch Technology for Process Retrofit // Chemical Engineering. 1986. Apr. 28. P. 47 – 60.
18. **Zhu, X.X., Asante, N.F.K.** An Automated and Interactive Approach for Heat Exchanger Network Retrofit // Transactions of IChemE, Vol 75, Part A, pp 349-360, March 1997.
19. **Nishida N., Stephanopoulos G., Westerberg A.W.** A review of process synthesis // AIChE J. 1981, Vol. 27. P. 321 – 351.

20. **Linnhoff B., Dhole V.R.** Shaftwork Target for Low Temperature Process Design // Chem. Engng. Sci. 1992. Vol. 47, No. 8. P. 2081 – 2091.
21. **Linnhoff B.** New Concepts in Thermodynamics for Better Chemical Process Design // Chem. Engng. Res. Des. 1983. Vol. 61, No. 2. P. 207 – 215.
22. **Linnhoff B.** Pinch Technology for the Synthesis of Optimal Heat and Power System // Journal of Energy Resources Technology. 1989. Vol. 111, No. 9. P. 137 – 147.
23. **Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К.** Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат. 1988. С. 288.
24. **Umeda T., Harada T., Shiroko R.** A Thermodynamic Approach to the Synthesis of Heat Integration Systems in Chemical Processes // Comp. and Chem. Engng. 1979. Vol. 3, No. 2. P. 273 – 285.
25. **Fonyo Z.** Thermodynamic Analysis of Rectification – 1. Reversible Model of Rectification // Int. Chem. Engng. 1974, No. 14. P. 18 – 27.
26. **Dhole V.R., Linnhoff B.** Distillation Column Targets // Europ Symp. On Computer Applications in Process Engineering (ESCAPE – 7), Elsinore, Denmark. 1992. May 24 – 28.
27. **Dhole V.R., Linnhoff B.** Overall Design of Subambient Plants // Comp. and Chem. Engng. 1994. Vol. 18, (Suppl). S105 – S111.
28. **Obeng E.D.A., Ashton G.J.** On Pinc Technology Based Procedure for the design of Batch Processes // Chem. Engng. Res. Des. 1988. Vol. 66, No. 2. P. 255 – 259.
29. **Kemp I.C., Deakin A.W.** The Cascade Analysis for Energy and Process Integration of Batch Processes // Chem. Engng. Res. Des. 1989. Vol. 67, No. 4. P. 495 – 525.
30. **Gremouti I.D.** Integration of Batch Processes for Energy Saving and Debottlenecking. MSc. Thesis. UMIST. 1991.
31. **Klemes J., et al.** Design and Operation of Energy Efficient Batch Processes // Final Report – Contract No. JOU – 43/00, Commission of the European Communities, Brussels. 1994.
32. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М.** Определение энерго-сберегающего потенциала промышленных предприятий с помощью построения составных кривых технологических потоков // Интегровані технології та енерго-сбереження. 1999, №1. С. 14 – 27.
33. **Smith R., Delaby O.** Targeting Flue Gas Emission // Trans. IchemE. 1991. part A, Vol. 69. P. 492 – 501.
34. **Клемеш И., Птачник Р.** Синтез оптимальной структуры систем теплообмена // Теор. основы хим. технол. 1987. Т. 21. № 4. С. 488- 498.
35. **Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Перов В.Л.** Математические основы автоматизированного проектирования химических производств. М.: Химия, 1979. С. 318.
36. **Клемеш Й., Костенко Ю.Т., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Перевертайленко А.Ю., Зулин Б.Д.** Применение метода пинч-анализа для проектирования энергосберегающих установок нефтепереработки // ТОХТ. 1999. Т. 33, № 4. С. 420 – 431.
37. **Степанов А.В.** Экономические и экологические аспекты использования природного газа, нефти и углей // Экотехнологии и ресурсосбережение. 1994. С. 3 – 12.
38. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Перевертайленко А.Ю., Андрийчук Н.Д.** Модернизация открытых систем теплоснабжения – эф-

- фективный путь энерго и ресурсосбережения // Интегровані технології та енерго-сбереження. 1999, № 3. С. 5 – 17.
39. **Tjvazhnyanski L.L., Kapustenko P.A., Uliev L.M., Perevertlenko A.Yu., Chernyshov A.I., Klemes J.** Process integration analysis of boiler houses: case study and retrofit // 13th International Congress of Chemical Engineering, CHISA'98, Summaries. 1998. Vol.6. P.46.
 40. **Tjvazhnyanski L.L., Kapustenko P.A., Uliev L.M., Perevertlenko A.Yu., Chernyshov A.I.** Application of Process Integration for Energy Saving and Pollution Redaction in Ukraine // 2nd Conference on Process Integration (PRES'99), May 31 – June 2, 1999, Budapest, Hungary. Proceedings. Budapest.1999. P. 659 – 664.
 41. **Грачев Ю.Г, Красовский Б.М., Жуков М.А., Быков К.Ф.** О надежности открытых систем теплоснабжения // Строительство, экология, энергосбережение. Пермь: Перм. гос. техн. ун-т. 1995. С. 120 – 125.
 42. **Dohm B.** A comparison of different methods for in – situ determination of heat losses from district heating pipes // International District Heating Conference. Copenhagen, 30 – 31 Okt., 1996. Papers. Copenhagen. 1996. P. 80 – 88.
 43. **Zinko H.** The TX – model a quantitative heat loss analysis of district heating pipes by means of IR surface temperature measurements // Euroheat and Power: Fernwarme int. 1997. V. 26. No. 4 – 5. P. 148 – 156.
 44. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Кузнецова Н.В., Митора В.В., Дубровского И.В., Красиной И.С. – М.: Энергия. 1973. С. 295.
 45. **Ковалынский Я.А., Старостенко Н.Н.** Практическая методика количественной оценки надежности тепловых сетей при проектировании и в условиях эксплуатации // Теплоэнергетика. 1997, № 5. С. 30 – 33.
 46. **Linnhoff, B., Tumer, J.A.:** Heat recovery networks: new insights yield big saving // Chem Eng. 1981, Nov.2. P. 56-70.
 47. **Klemeš, J., Dhole, V.R., Raissi, K., Perry, S. J., Puigjaner, L** Targeting and Design Methodology for Reduction of Fuel, Power and CO₂ on Total Sites // Applied Thermal Engng. 1997, Vol 17, Nov. 8-10, P. 993-1003
 48. **Shokoya, C.G., Katjabaskis, E.** A New Targeting Procedure for The Retrofit og Heat Exchanger Networks // Paper presented at the International conference, Athens, Greece, June 1991.
 49. **Salengwa, M.** Evaluation of various surface area efficiency criteria in heat exchanger network retrofits. MSc Dissertation. UMIST. Manchester, UK, 1986.
 50. **Meyers, R.A.,** editor. Handbook of Petroleum Refining Processes, 2-nd Ed., McGraw-Hill, Canada, 1996.
 51. HYSIMTM, User's Manual, Hyprotech, Canada, 1995.
 52. **Hassan A.M.** Pinch Analysis And Retrofit Suggestions for A FCC Plant. MSc Dissertation. UMIST, UK, (1997).
 53. **Hall, S. G., Ognisty, T.P., Northup, A.H.** Use Process Integration to Improve FCC/VRU Design. Hydrocarbon Processing, March 1995
 54. **G. Hall et al.** Capital Cost Targeting For Heat Exchanger Networks Comprising Mixed Materials of Rating and Exchanger Types // Chem. Engng. 1990. Vol. 14, No. 3, P 319-335.
 55. **Wood, R. M., Zhu, X.X., O'Neill, B.K., Roach, J. R.** A New Method for Heat Exchanger Network Synthesis Using Area Targeting Procedures // Comput Chem Engng. 1995, Vol 19, P 197-222.
 56. Chemical Engineering Plant Cost Index. Chem. Engng., March, 1996.
 57. STRINT software. Department of Process Integration, UMIST, UK, 1997.

58. STAR software. Department of Process Integration, UMIST, UK, 1997.
59. **Asante, N. D.** Automated and Interactive Retrofit Design of Practical Heat Exchanger Networks. PhD. Thesis, UMIST, Manchester, UK, 1996.
60. **Tjoe, T. N.** Retrofit of Heat Exchangers Networks. PhD Thesis, University of Manchester, UK, 1986.
61. **Brooke, A., Kendrick, D., Meeraus A.** GAMS – A User’s Guide. The Scientific Press, USA, 1988.
62. **Klemeš J., Kimenov G., Nenov N.** Application of pinch-technology in food industry // 13th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA’98. 1st Conference Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution reduction Pres’98, Prague, 1998. August, Lecture F6.6.
63. **Klemeš J.** The Role of Process Integration in Energy Saving and Environmental Protection // In: Proceedings of European Conference on Energy and the Environment, Antwerp, May 1994.
64. **Klemes J., Urbaniec K., Vaccari G., Mantovani G., Bubnik Z., Lentini A., P.Kadlec, I.Placek.** Minimisation of energy and water use in sugar production by clean technology based on cooling crystallisation of concentrated raw juice // SUCLEAN. 13th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA’98/ 1st Conference Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution reduction Pres’98, Prague, August, Lecture [303].
65. **Urbaniec K., Zalewski P, Klemes J.** Application of process integration methods to retrofit design for Polish sugar factories // 21st General Assembly of “Commission Internationale Technique de Sucrerie”, May 1999, Antwerp.
66. **Urbaniec, K. . Zalewski P and Zhu X.X.** A Decomposition Approach for Retrofit Design of Energy Systems in the Sugar Industry, Proceedings of 2nd Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction // PRES’99 (Ed. F Friedler and J Klemeš), Budapest, June 1999, pp 665-672.
67. **Zalewski P., Urbaniec K.** Minimum energy consumption and optimum HEN structure in a sugar factory (case study). 13th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA’98/ 1st Conference Process Integration, Modeling and Optimization for Energy Saving and Pollution reduction Pres’98, Prague, August, Lecture [199].
68. **Hadjiski. D.** Technology of Plant Oils. *HIFFI*, Plovdiv, 1990 (In Bulgarian).
69. **Kimenov G.** Rational Use of Fuel and Energy in Food Industry. Agropromizdat, Moscow, 1990 (In Russian)
70. **Kolesnikov V., Nechaev Yu:** Energy Systems in Sugar Factories. Food Industry Publishing, Moscow, 1980 (In Russian).
71. **Smith R., Jones P.S.** The optimal design of integrated evaporation systems // Heat Recovery Systems & CHP. 1990. Vol. 10, №4.
72. **Klemeš, J, Dhole, VR, Raissi, K, Perry, S J., Puigjaner, L.** *Targeting and Design Methodology for Reduction of Fuel, Power and Co₂ on Total Site* // S. Applied Thermal Engng. 1997. Vol 17, Nos 8-10, P. 993-1003.
73. **Dhole V.R., Smith R., Linnhoff B.** Computer Application for Energy – Efficient System / Paper in Encyclopedia of Energy Technology and the Environment. 4 Volume. Set.: New York. John Wiley and Sons. Inc. 1995. P. 935 – 960.
74. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Нагорный Э.Р.** Применение пакета программного обеспечения PINCH 2.02 для определения потенциала энергосбережения при реконструкции химических предприятий // Интегрированы технології та енергосбереження. 2003, № 41. С. 14 – 19.

75. **Tovazshneanski L.L., Kapustenko P.A., Ulyev L.M., Boldyryev S., Djelali V.V., Rubchevsky V.N., Volokh V.M.** The Heat Integration in Process of Producing the Pitch From Coal Tar // Proceedings of 4th Conference Process Integration, Modelling and Optimisation for energy Saving and Pollution Reduction (PRESS'01), Florence 20 – 23 May, 2001. P. 425 – 430.
76. **Tovazshneanski L.L., Kapustenko P.A., Ulyev L.M.** Estimation of energy saving potential of industrial sites with methods of process integration // 14th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2000, Praha, 2000, Summaries Vol. 4. Process System Engineering. Praha. 2000. P. 61. (Paper No. H5. 6. P.6).
77. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Перевертайленко А.Ю., Болдырев С.А., Рубчевский В.Н., Волох В.М.** Анализ потенциала энергосбережения в процессе дистилляции каменноугольной смолы // Інтегровані технології та енергосбереження. Харьков. 2001, №2. С. 16 – 22.
78. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Перевертайленко А.Ю., Анипко О.Б.** Интеграция тепловых процессов для развития энергосберегающего потенциала промышленности // Інтегровані технології та енергосбереження. 2002, № 2. С. 3 – 5.
79. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Болдырев С.А.** Улучшение тепловой интеграции на сахарных заводах // Інтегровані технології та енергосбереження. 2002, № 2. С. 11 – 16.
80. **Tovazshneanski L.L., Kapustenko P.A., Ulyev L.M., Boldyryev S.A.** Heat Integration Improvement for Eastern European Countries Sugar-Plant // 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA'2002, Praha, 2002, Summaries Vol. 4. System Engineering. Praha. 2002. P. 251 – 251. (Paper No. P5. 69. P. 19.)
81. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Болдырев С.А.** Тепловая интеграция и энергосбережение в сахарной промышленности // Вестник НТУ “ХПИ”. 2002. Вып. 9. Т. 1. Харьков. НТУ “ХПИ”. С. 94 – 105.
82. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Перевертайленко А.Ю., Болдырев С.А.** Прогноз снижения выбросов CO₂ при улучшении тепловой интеграции на сахарных заводах Северо – Восточной Украины // IV Всеукраїнська науково-методична конференція з міжнародною участю “Екологія інженерія. Стан, наслідки, шляхи створення екологічно чистих технологій”, 22 – 25 жовтня 2002 р. Збірка доповідей. Дніпродзержинськ. 2002. С. 16 – 18.
83. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Болдырев С.А.** Снижение потребления коксового газа при тепловой интеграции процесса на двухколонном агрегате дистилляции каменноугольной смолы // IV Всеукраїнська науково-методична конференція з міжнародною участю “Екологія інженерія. Стан, наслідки, шляхи створення екологічно чистих технологій”, 22 – 25 жовтня 2002 р. Збірка доповідей. Дніпродзержинськ. 2002. С. 219 – 221.
84. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Болдырев С.А.** Экономически оптимальная тепловая интеграция на сахарных заводах // Междунар. Научн. – практ. конф. “Логистика и экономика ресурсосбережения и энергосбережения в промышленности” (ЛЭРЭП – 2002), 28-31 Октября. 2002. Москва. Статья С3.2-1.1.4.
85. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Болдырев С.А., Бухало С.И., Кауфман С.И.** Определение потенциала энергосбережения процесса дистилляции каменноугольной смолы и процесса переработки нафталиновой фракции на авдеевском КХЗ // ІТЕ. 2003, № 2. С. 23-30.

-
86. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М., Зулин Б.Д., Павленко В.Ф.** Алгоритм функционального определения составных кривых технологических потоков // ITE. 2003, № 2. С. 43-46.
87. **Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Kuzin A., Ulyev L.** Pollution Reduction with Heat Integration in Producing Process of the Pitch and Naphthalene from Coal Tar // Proceeding of 53rd Canadian Chemical Engineering & PRES'03 Conference Hamilton, Ontario, Canada October 26-29, 2003. Paper 00254.

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Профессор Робин Смит является заведующим кафедрой интеграции процессов Университета Манчестерского института науки и технологии (UMIST). Научные степени бакалавра, MSc и доктора философии Робин Смит получил в Бредфордском университете. Профессор Р. Смит наряду с преподавательской деятельностью имеет широкий опыт работы с промышленными предприятиями. При сотрудничестве с фирмой "Rohm & Haas" он занимался исследованием и проектированием технологических и производственных процессов, в фирме "ICI" он выполнил моделирование и интеграцию технологических процессов. Р. Смит является консультантом в областях энергосбережения и оптимизации производственно-технологических процессов более, чем тридцати крупнейших международных корпораций. Он является обладателем почетной награды Института инженеров-химиков в области безопасности и охраны окружающей среды за работы по водоочистке, а также награжден престижной медалью Хансона Института химической технологии за работы в области минимизации промышленных отходов. Проф. Р. Смит также является автором монографии Проектирование химических процессов, опубликованной в издательстве Mc Graw – Hill, и ряда широко известных научных работ по интеграции процессов. Он является Почетным инженером и членом Международного института химической технологии.

Основные научные интересы проф. Р. Смита включают исследование и развитие методов проектирования энергосберегающих систем, систем переработки отходов и систем водообработки, сложных ректификационных систем и систем энергоснабжения.

Доктор Йиржи Клемеш работает на кафедре Интеграции процессов Университета Манчестерского института науки и технологии старшим менеджером проектов и является почетным старшим лектором этой кафедры. Он получил степень инженера машиностроения и к.т.н. в области химической технологии в техническом университете в Брно, Чехословакия. В настоящее время также является почетным доктором наук Харьковского национального технического университета "Харьковский политехнический институт", Почетным профессором Бухарестского университета "Политехника", Почетным лектором Варшавского технологического университета. Й. Клемеш имеет многолетний научный и практический опыт работы в промышленности. Он является координатором и директором большого числа проектов в международных программах, таких как: JOULE 1, 2, 3, INCO – COPERNICUS, INCO – DC, NATO (Фонд Отделения науки и экологии), проектах, поддерживаемых фондом Объединенного Королевства "Know – How" в Европе, Азии и Латинской Америки и проекте ЕС "Progetode Monitorio de Nuevas Tecnologias" в Латинской Америке. Доктор Й. Клемеш является основателем и руководителем ежегодной международной научной конференции: "Интеграция процессов, моделирование и оптимизация при энергосбережении и снижении вредных выбросов" – PRES.

Его научные интересы распространяются на области математического моделирования, интеграцию процессов и их оптимизацию. Й. Клемеш имеет большой опыт работы и консультаций в областях энергосбережения, уменьшения вредных выбросов, охраны окружающей среды, инвестирования в энергетику и промышленного освоения проектов. Он также имеет ряд работ по математическому моделированию и приложе-

нию нейронных сетей, которые были выполнены на кафедре Химической технологии Эдинбургского Университета в Шотландии.

E-mail: j.klemes@umist.ac.uk

Профессор, доктор технических наук Товажнянский Леонид Леонидович – Лауреат Государственной премии Украины, является действительным членом Международной академии наук, технологии и инжиниринга, Академии наук высшей школы Украины, заслуженным работником высшей школы. Товажнянский Л.Л. с 1999 г. – ректор Харьковского национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, в котором с 1977 г. заведует кафедрой Общей химической технологии, процессов и аппаратов. Главный редактор научно-практического журнала “Інтегровані технології та енергозбереження”. Он является автором более 150 научных трудов, 105 учебников и учебных пособий, 50 учебно-методических работ. В настоящее время координирует научную работу по исследовательскому международному проекту в рамках программы INTAS и по проекту развития партнерских связей между вузами Украины и Объединенного Королевства по программе REAP, а также принимает участие в других международных программах.

Основные научные интересы лежат в областях исследования и интенсификации конвективного теплообмена, разработки и создания высокоэффективных теплопередающих поверхностей и теплообменных аппаратов на их основе, интеграции и оптимизации производственных процессов, в которых применяются теплообменные аппараты. Особое внимание проф. Товажнянский Л.Л. уделяет и внедрению в производство пластинчатых теплообменных аппаратов интенсивного действия и создания на их основе оптимальных теплообменных комплексов. В результате работ, проведенных под руководством Л.Л. Товажнянского, внедрено более 2500 теплообменников в промышленность и коммунальное хозяйство 18 областей Украины и модернизировано более 300 тепlopунктов.

Капустенко Петр Алексеевич – профессор кафедры ОХТ, процессов и аппаратов Харьковского национального технического университета “ХПИ”. Имеет диплом инженера – механика исследователя, защитил кандидатскую диссертацию по специальности Процессы и аппараты химической технологии в МХТИ им. Д. И. Менделеева. Действительный член Академии строительства Украины, имеет большой опыт преподавания в высшей школе, а также опыт исследований и промышленного внедрения разработок. Координировал работы по проектам ЕС и Британского Совета, INTAS, INCO – COPERNICUS, REAP, NATO (Фонд Отделения науки и экологии), SYNERGY, TEMPUS. Опубликовал 3 учебных пособия, 92 печатные работы, член оргкомитета международных конференций PRES – 99, 00, 01, 02, 03 член редколлегии научно-практического журнала “Інтегровані технології та енергозбереження”. Президент АО Содружество – Т, компании, занимающейся внедрением научных энергосберегающих разработок в промышленности, с 1991 года под его руководством установлено более 4000 высокоэффективных пластинчатых теплообменников, модернизировано более 2000 тепlopунктов в жилых домах, больницах, школах и т.д. Украины. Освоено производство пластинчатых теплообменников и ИТП в г. Харькове.

E-mail: kap@kpi.kharkov.ua

Ульев Леонид Михайлович, к.т.н., старший научный сотрудник кафедры Общей химической технологии, процессов и аппаратов ХНТУ “ХПИ”. В 1977 году окончил Харьковский государственный университет по специальности “Ядерная физика”, в 1991 г. защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук

по специальности “Процессы и аппараты химической технологии”, в 1994 г. получил сертификат Университета Манчестерского института науки технологии по специальности “интеграция процессов”. Автор более 130 научных трудов. Принимает участие в работе над международными проектами в рамках программ ЕС и Объединенного Королевства – INTAS, INCO – COPERNICUS, REAP, SYNERGY, TEMPUS.

Основные научные интересы лежат в областях математического моделирования и интенсификации процессов гидродинамики и теплообмена в аппаратах химической технологии, математического моделирования и оптимизации технологических схем промышленных предприятий, системных методов проектирования и энергосбережения.

E-mail: ulm@kpi.kharkov.ua