

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**Avaliação da Eficiência Energética em um  
Sítio Industrial Utilizando Análise *Pinch*  
com Heurísticas e Técnicas de Projeto**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

André Bello de Oliveira

**Porto Alegre**

2005

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**Avaliação da Eficiência Energética em um  
Sítio Industrial Utilizando Análise *Pinch*  
com Heurísticas e Técnicas de Projeto**

André Bello de Oliveira

Dissertação de Mestrado apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Área de concentração: Integração Modelagem Simulação e Controle de Processos.

**Orientadores:**

**Prof. Dr. Jorge Otávio Trierweiler**

**Prof. Dr. Argimiro Resende Secchi**

Porto Alegre

2005

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a Dissertação *Avaliação da Eficiência Energética em um Sítio Industrial*, elaborada por André Bello de Oliveira, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Química.

Comissão Examinadora:

---

Prof. Dr. Lígia Damasceno Ferreira Marczack – DEQUI / UFRGS

---

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider – DEMEC / UFRGS

---

Prof. Dr. Talita Furlanetto Mendes – DEQUI / UFRGS

## **Agradecimentos**

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul pela oportunidade e ferramentas.

Aos orientadores Jorge Otávio Trierweiler e Argimiro Resende Secchi pela confiança e orientação.

Ao colega Aurélio Cereto por compartilhar o ambiente de trabalho, amizade e sugestões.

À minha família pelo apoio e compreensão, em especial à minha querida esposa Denise de Almeida Pires do Rosário pelo amor, carinho e dedicação, e à minha afilhada Paola Freitas de Oliveira pela paciência.

A todos aqueles que direta ou indiretamente colaboraram para a realização deste trabalho.

## Resumo

Este trabalho envolve a avaliação da eficiência energética em um sítio industrial, que contém três plantas de produção de polietilenos, utilizando conceitos da análise *pinch* associados com heurísticas e técnicas de projetos. Na primeira etapa do trabalho, foi realizada uma análise preliminar, na qual foram verificadas as possibilidades de melhorias nas condições de operação das unidades. Com esta avaliação, obteve-se uma economia de 500kg/h de vapor de baixa pressão com a simples alteração na sua pressão de fornecimento para uma das unidades. Na seqüência, com base no conhecimento dos processos e na avaliação das curvas compostas das unidades, verificou-se o potencial de integração energética das plantas individualmente, selecionando-se uma unidade (Planta 3) para ser reprojetaada. Para esta unidade foram eliminadas do problema as correntes utilizadas em condições esporádicas, as correntes fora da faixa de integração e, por fim, aquelas cuja integração seria demasiadamente complexa. Após estas simplificações, verificou-se o Ponto de Estrangulamento Energético da unidade, os trocadores que empregam utilidades de uma forma inapropriada, o consumo atual e o mínimo de vapor. Com base nestas informações foram verificadas as modificações estruturais na rede de trocadores de calor da Unidade 3 que resultariam em uma unidade energeticamente mais eficiente. Para isto, utilizou-se o programa Aspen Pinch (da Aspen Tech) que gerou uma lista com vinte possibilidades de adição de novos trocadores. Considerando-se somente as modificações com economia superior a 200kW e as restrições de segurança, *layout* e controle, apenas duas oportunidades foram detalhadas. A primeira delas, foi o aproveitamento do vapor de *flash* resultante da expansão do condensado de média pressão da unidade. A segunda oportunidade envolveu a adição de um novo trocador, que foi projetado utilizando-se o programa Bjac conjuntamente com o Aspen Plus. Ambas as oportunidades foram avaliadas economicamente, apresentando Taxa Interna de Retorno muito superiores à Taxa mínima de atratividade de 15% considerada neste trabalho.

## **Abstract**

This work involves the evaluation of the energy efficiency in an industrial site, contending three polyethylene plants, using pinch analysis with heuristics and projects tools. In the first stage of the work the possibilities of improvements in operational conditions of the units were verified. The reduction of the steam supply pressure in a unit, resulted in a economy of 500kg/h of low pressure steam. In the sequence, with base in the knowledge of the processes and in the evaluation of the composite curves of the units, the energy recovery potential of the plants was verified and the most appropriate unit (Plant 3) was selected to be retrofitted. For this unit were eliminated of the problem, the streams used in sporadic conditions, the currents out of the integration band and, finally, the streams whose integration would be too much complex. After these simplifications, the composite curve, the grand composite curve and the grid diagram of the Unit 3 were plotted.

After a preliminary analysis in operational conditions, the energy recovery potential of the each unit was verified. The most appropriate plant was selected for application of retrofit techniques and an evaluation of the modifications that could result in a more energy efficient unit was carried out. The results have demonstrated the importance of the preliminary diagnostic and the great potential of energy recovery of industrial plants through a systematic analysis of the energy integration.

# Sumário

Sumário .....	6
Lista de figuras .....	8
Lista de tabelas .....	10
Lista de siglas .....	11
Capítulo 1: Introdução .....	12
Capítulo 2: Análise das Metodologias de Integração Energética .....	14
2.1 Síntese de Redes de Trocadores de Calor.....	15
2.2 Reprojeto de Redes de Trocadores de Calor.....	20
2.3 Metodologia Empregada .....	22
Capítulo 3: Avaliação Preliminar e Escolha da Planta para Reprojeto.....	24
3.1 Geração das Curvas Compostas.....	30
3.2 Avaliação das Curvas Compostas .....	46
Capítulo 4: Diagnóstico das Oportunidades de Melhorias da Planta 3.....	51
4.1 Simplificação do Problema.....	51
4.2 Diagnóstico da Unidade .....	52
4.3 Busca por Melhorias.....	56
Capítulo 5: Integração da CS3 com a HS19.....	62
5.1 Efeito da Perda de Carga do Trocador na Potência e Temperatura de Descarga do Compressor.....	62
5.2 Escolha do Trocador e Avaliação do Risco de Condensação da Corrente Quente .....	67
5.3 Sistema de Bombeamento da Corrente Fria .....	76
5.4 Localização das Correntes no Trocador .....	80
5.5 Conclusões .....	82
Capítulo 6: Avaliação Econômica .....	84
6.1 Método da Taxa Interna de Retorno.....	85
6.2 Considerações para determinação dos custos e benefícios.....	86
6.3 Avaliação econômica da integração da HS19 com a CS3.....	87
6.4 Avaliação Econômica da Geração de Vapor Flash.....	89
Capítulo 7: Conclusões .....	91
Referências Bibliográficas .....	94

Apêndices .....	
Apêndice A - Determinação dos Coeficientes de Película das Correntes de Processo ....	97
Apêndice B - Custos de Utilidades .....	101
Apêndice C - Dimensionamento do Sistema de Geração de Vapor Flash.....	103
Apêndice D - Propriedades das correntes HS19 e CS3 .....	109
Apêndice E - Folha de Especificação do Trocador de Calor Proposto pelo Programa Bjac Integrado com o Aspen Plus.....	113
Apêndice F - Dados de Projeto do Trocador Selecionado .....	114
Apêndice G - Dados das Correntes.....	121



## Lista de figuras

<b>Figura 2.1:</b>	Números de artigos anuais em jornais sobre redes de trocadores de calor (Furman e Sahinidis, 2001, p131). .....	15
<b>Figura 2.2:</b>	Classificação dos métodos de SRTC quanto à abordagem. ....	16
<b>Figura 2.3:</b>	Exemplo de Curvas Compostas. ....	17
<b>Figura 2.4:</b>	Diagrama de grades da Planta 3. ....	18
<b>Figura 3.1:</b>	Estrutura simplificada de um trabalho de reprojeto em um sítio. ....	27
<b>Figura 3.2:</b>	Diagrama de Temperatura x Entalpia para uma corrente fria. ....	31
<b>Figura 3.3:</b>	Diagrama TH para as correntes da Tabela 3.1. ....	32
<b>Figura 3.4:</b>	Curva Composta das Correntes Frias 1 e 2. ....	33
<b>Figura 3.5:</b>	Exemplo de uma Curva Composta. ....	34
<b>Figura 3.6:</b>	Efeito do $\Delta T_{\min}$ no consumo mínimo de utilidades. ....	36
<b>Figura 3.7:</b>	Geração da curva composta deslocada de $\Delta T_{\min}/2$ . ....	37
<b>Figura 3.8:</b>	Geração da GCC a partir do saldo líquido de aquecimento ou resfriamento necessário em cada intervalo de temperatura. ....	37
<b>Figura 3.9:</b>	Ilustração da representação em CC e GCC de um intervalo de temperatura. ....	38
<b>Figura 3.10:</b>	Grande curva composta (GCC) do processo da Figura 3.8 balanceada com vapor de baixa e água de refrigeração. ....	39
<b>Figura 3.11:</b>	Fluxograma do exemplo da Tabela 3.4. ....	41
<b>Figura 3.12:</b>	Mistura de duas correntes quentes que devem ser resfriadas à 80°C. ....	41
<b>Figura 3.13:</b>	Exemplo de linearização das curvas compostas. ....	42
<b>Figura 3.14:</b>	Ilustração do conceito de eficiência de área. ....	44
<b>Figura 3.15:</b>	Curva Composta da Unidade 1. ....	44
<b>Figura 3.16:</b>	Curva Composta da Unidade 2. ....	45
<b>Figura 3.17:</b>	Curva Composta da Unidade 3. ....	45
<b>Figura 3.18:</b>	Circuito fechado de resfriamento das correntes HA11 e HA1. ....	46
<b>Figura 3.19:</b>	Sistema de distribuição de vapor do sítio. ....	49
<b>Figura 4.1:</b>	Correntes eliminadas do problema por estarem fora da faixa de integração. ....	52
<b>Figura 4.2:</b>	Curva composta da Planta 3 após simplificação. ....	53
<b>Figura 4.3:</b>	Grande curva composta da Planta 3 após simplificação. ....	53
<b>Figura 4.4:</b>	Diagrama de grades da Planta 3 simplificada. ....	54
<b>Figura 4.5:</b>	Exemplo de uma modificação avaliada pelo Aspen Pinch com o comando <i>Resequene</i> . ....	56
<b>Figura 4.6:</b>	Exemplo de uma modificação avaliada pelo Aspen Pinch com o comando <i>Repipe</i> . ....	56
<b>Figura 4.7:</b>	Exemplo de adição de um novo trocador. ....	57
<b>Figura 4.8:</b>	Sistema de reaproveitamento de condensado da Unidade 3. ....	58
<b>Figura 4.9:</b>	Sistema modificado de reaproveitamento de condensado da Unidade 3. ....	59
<b>Figura 5.1:</b>	Representação esquemática do fluxo da HS19. ....	63
<b>Figura 5.2:</b>	Classificação dos refervedores segundo a metodologia de cálculo. ....	68
<b>Figura 5.3:</b>	Curvas de Ponto de Bolha e Orvalho da CS3. ....	70

<b>Figura 5.4:</b>	Curva de ponto de orvalho da HS19, indicando que esta corrente, com a composição do caso base, não sofrerá condensação.....	70
<b>Figura 5.5:</b>	Curva de ponto de orvalho da HS19 em condição extrema. ....	71
<b>Figura 5.6:</b>	Fluxograma montado no Aspen Plus para projeto do novo trocador. ....	72
<b>Figura 5.7:</b>	Fluxograma esquemático da atual retirada de produto de fundo.....	76
<b>Figura 5.8:</b>	Fluxograma de instalação do HE1.....	77
<b>Figura 5.9:</b>	Curva da bomba principal de produto de fundo da coluna. ....	78

## Lista de tabelas

<b>Tabela 3.1:</b> Dados para exemplificar didaticamente o uso de curvas compostas.....	32
<b>Tabela 3.2:</b> Divisão das correntes da Tabela 3.1 em intervalos de entalpia. ....	33
<b>Tabela 3.3:</b> Máscara de entrada do arquivo “ <i>Stream Data</i> ”.....	40
<b>Tabela 3.4:</b> Exemplo de uma <i>Heat Exchanger Data Table</i> . ....	40
<b>Tabela 3.5:</b> Principais correntes da Planta 3.. ....	48
<b>Tabela 4.1:</b> Trocadores que empregam as utilidades de forma inapropriada.....	55
<b>Tabela 4.2:</b> Principais alternativas de redução do custo anual de energia. ....	57
<b>Tabela 4.3:</b> Possibilidades de Integração após a remoção da HS16. ....	60
<b>Tabela 5.1:</b> Dados da tubulação existente entre os manômetros 4 e 5 da Figura 5.1. ....	64
<b>Tabela 5.2:</b> Efeito da temperatura de escoamento da HS19 no $\Delta P_{45}$ .....	64
<b>Tabela 5.3:</b> Efeito da elevação da perda de carga da HS19 na energia de compressão...	67
<b>Tabela 5.4:</b> Condições das correntes HS19 e CS3 no caso base. ....	69
<b>Tabela 5.5:</b> Avaliação do resfriamento da HS19 ao longo da linha, caso a mesma não possuísse isolamento e com uma temperatura ambiente de 0°C. ....	72
<b>Tabela 5.6:</b> Dados de entrada utilizados na primeira tentativa de projeto do trocador B3. ....	73
<b>Tabela 5.7:</b> Comparativo das alternativas de trocadores para integração da HS19 com a CS3.....	74
<b>Tabela 5.8:</b> Restrições de fluxo máximo de vaporização e de coeficiente pelicular máximo de líquidos orgânicos. ....	74
<b>Tabela 5.9:</b> Estimativa do custo anual de operação da bomba reserva.....	79
<b>Tabela 5.10:</b> Efeito da pressão da CS3 no custo e na potência do trocador.....	79
<b>Tabela 5.11:</b> Influência da localização da HS19 na perda de carga da mesma.....	81
<b>Tabela 5.12:</b> Análise da influência do $\Delta T_{\min}$ no projeto do HE1. ....	81
<b>Tabela 6.1:</b> Análise da sensibilidade da TIR em função do $\Delta T_{\min}$ . ....	87
<b>Tabela 6.2:</b> Fluxo de caixa, em reais, utilizado para análise de viabilidade econômica da integração da HS19 com a CS3. ....	88
<b>Tabela 6.3:</b> Análise de sensibilidade da TIR em relação a variações no valor do investimento, da margem de contribuição e do prazo de implementação.....	89
<b>Tabela 6.4:</b> Fluxo de caixa da geração de vapor flash, resultando em uma TIR de 1249%.....	90

# Lista de siglas

ABIQUIM – Associação Brasileira das Industrias Químicas  
SRTC – Síntese de redes de trocadores de calor  
CTA – Custo Total Anual  
ATHE - Abordagem Termodinâmica Heurística-Evolutiva  
ATO - Abordagem via Técnicas de Otimização  
MPEE – Método do ponto de estrangulamento energético (*Pinch Design Method*)  
PEE – Ponto de estrangulamento energético ou *Pinch*  
GCC- Grand Composit Curves  
LP - Programação linear  
MILP - Programação linear inteira mista  
MINLP Programação não linear inteira mista  
NLP – Programação não linear  
PEER – Ponto de estrangulamento energético da rede ou *network pinch*.  
IE – Integração Energética  
Ts - temperatura de alimentação (supply) de uma corrente  
Tt - temperatura de saída (target) de uma corrente  
 $\Delta T_{min}$  – menor diferença de temperatura permitida para troca térmica  
MCP – notação utilizada no Aspen Pinch para representar a capacidade térmica de uma corrente  
HEDT - *Heat Exchanger Data Table*  
MS12 – Coletor de média pressão das Plantas 1 e 2  
LS12 - Coletor de baixa pressão das Plantas 1 e 2  
MS3 – Coletor de média pressão da Planta 3  
LS3 e LSS – Coletor de baixa pressão da Planta 3  
LL3- Coletor de pressão muito baixa da Planta 3  
SCMS – Condensado de media pressão da Planta 3  
HE1 – Tag do trocador projetado  
EE – Energia elétrica  
TIR – Taxa Interna de Retorno  
TMA – Taxa Mínima de Atratividade

# Capítulo 1

## Introdução

Durante a concepção de processos químicos, o(a) engenheiro(a) se depara com dois tipos distintos de problemas. O primeiro deles, largamente estudado nos cursos de graduação em Engenharia Química, aborda o projeto de cada operação unitária isoladamente. O segundo, ainda pouco difundido, trata do processo como um todo, focando, justamente, a interação entre as operações unitárias. Esta abordagem sistêmica é o alvo de estudo da síntese de processos, que teve seu início com os estudos de integração energética.

A crise energética, nos anos 70, foi a grande propulsora do desenvolvimento desta disciplina. Atualmente, este assunto ainda é muito estudado, uma vez que as empresas atuam em um mercado globalizado que exige um contínuo aumento de eficiência dos processos produtivos. Além disso, aumenta a preocupação das comunidades e governos com a escassez de recursos não renováveis e com problemas ambientais decorrentes do processo de industrialização. Isto se reflete no aumento das exigências para concessão de licenças de instalação e operação das unidades, bem como na criação de normas de qualidade ambiental, que, muitas vezes, são decisivas para a aceitação dos produtos nos mercados mais nobres. Também é importante destacar a tendência de acordos internacionais para redução de emissões de agentes poluidores, como o Protocolo de Quioto (1997). No Brasil, várias empresas participam do Programa Atuação Responsável da Associação Brasileira das Industrias Químicas (ABIQUIM), que prevê um processo contínuo de melhoria dos indicadores ambientais.

O desenvolvimento da computação também tem sido uma grande força-motriz para o desenvolvimento deste tema, uma vez que algoritmos numéricos para problemas de dimensão elevada estão sendo cada vez mais utilizados no projeto de estruturas integradas. Além disso, os sistemas de controle estão sendo continuamente aprimorados, possibilitando a operação estável de unidades complexas.

A proposta deste trabalho é a realização da análise da eficiência energética de um sítio industrial, utilizando conceitos da análise *pinch* associados com heurísticas e técnicas de projetos. A escolha deste assunto teve como principais motivações a própria relevância do mesmo, reforçada pelas incertezas relativas ao preço do petróleo, a carência, no âmbito regional, de especialistas no assunto, e, por fim, a dificuldade de obtenção, na literatura especializada, de trabalhos que abordem, de uma forma sistêmica, as diversas etapas envolvidas na busca de redução de consumo de energia de unidades em operação.

Neste trabalho, foi realizado um estudo de caso em um sítio industrial contendo três plantas, que foram chamadas de Planta 1, Planta 2 e Planta 3, sendo que o termo *Unidade* é utilizado como sinônimo de *Planta*. Após uma análise preliminar de melhorias nas condições de operação, foi avaliado o potencial de integração energética das três plantas individualmente. Por ser considerada a mais adequada para a aplicação da metodologia, bem como por possuir o maior potencial de ganhos, a Planta 3 foi escolhida para o desenvolvimento do reprojeto (*retrofit*).

No desenvolvimento do reprojeto da rede de trocadores da Unidade 3, foram utilizados os programas Aspen Plus 12.1, Aspen Pinch 12.1 e Bjac 12.1, da AspenTech para a identificação e detalhamento das oportunidades de melhoria mais promissoras.

Para a análise da eficiência energética do sítio estudado, inicialmente realizou-se uma revisão dos métodos de integração energética. Nesta revisão, apresentada no Capítulo 2, é feita uma breve descrição dos principais trabalhos publicados sobre o assunto, descrevendo, de forma sucinta, o que foi desenvolvido em cada um.

No Capítulo 3, foi realizada a análise preliminar, visando a identificação de oportunidades de melhorias que não necessitam de novos investimentos, bem como, a escolha da planta a ser reprojeta. Neste capítulo, também foram avaliadas as oportunidades de integração entre as unidades.

O Capítulo 4 contém o diagnóstico das oportunidades de melhoria da Planta 3, que foi a escolhida para reprojeto, sendo selecionadas as oportunidades de integração mais promissoras, detalhadas, no Capítulo 5.

O Capítulo 6 apresenta uma avaliação econômica das soluções propostas no Capítulo 5 e, finalmente, no Capítulo 7 estão as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## Capítulo 2

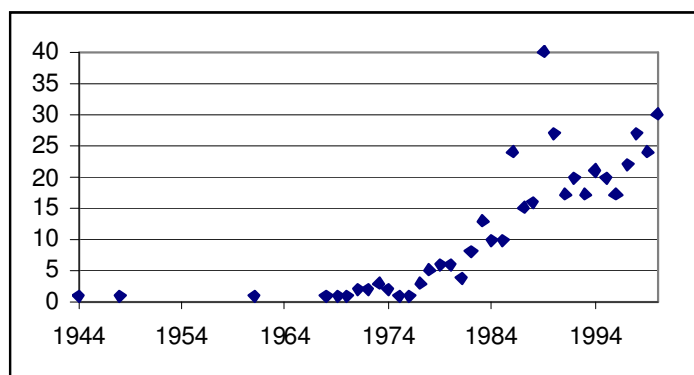
# Análise das Metodologias de Integração Energética

O sucesso de um estudo de melhorias de um processo está associado, freqüentemente, à sinergia entre as diversas técnicas existentes na literatura e o conhecimento dos profissionais envolvidos no trabalho. Muitas vezes, um(a) engenheiro(a) experiente carece de algumas ferramentas e metodologias que poderiam potencializar a aplicação dos seus conhecimentos, garantindo velocidade e segurança nas soluções que porventura seriam obtidas por inspeção. Já os iniciantes, mesmos aqueles que dominam os principais conceitos disponíveis na literatura, necessitam de conhecimentos heurísticos e gerenciais para que possam desenvolver, sem a supervisão direta de colegas mais experientes, projetos abrangentes.

A Integração de Processos, de acordo com Gundersen (2002), “consiste de métodos gerais e sistemáticos para o projeto de sistemas integrados de produção, desde processos individuais até complexos industriais, com ênfase especial no uso eficiente da energia e na redução dos efeitos ao meio ambiente”.

Conforme comentado na introdução, a recuperação de calor, no contexto da crise do petróleo dos anos 70, foi o foco precursor da Integração de Processos. Os principais conceitos utilizados na Integração Energética passaram a ser abordados em outras disciplinas, como na área ambiental, visando à minimização de efluentes. Os métodos para a minimização de efluentes, baseados na metodologia do ponto de estrangulamento energético, têm por base os trabalhos de Wang e Smith (1994 e 1995).

Esta expansão do escopo contribuiu para que, mesmo após a crise de energia, este assunto continuasse a ser estudado, conforme pode ser observado na Figura 2.1.



**Figura 2.1:** Número anual de artigos em periódicos sobre redes de trocadores de calor (Furman e Sahinidis, 2001, p131).

Segundo Gundersen (2002), as três principais ferramentas para os métodos de Integração de Processos são as regras heurísticas (experiência) sobre projeto e economia, os conceitos da termodinâmica e a utilização de técnicas de otimização matemática. Estes métodos não são excludentes e, muitas vezes, são utilizados de forma combinada na resolução de um problema.

## 2.1 Síntese de Redes de Trocadores de Calor

A Síntese de Redes de Trocadores de Calor (SRTC) é um dos temas estudados no domínio da integração energética. Com o passar dos anos, a abordagem inicial de redução de energia foi substituída pela minimização do custo total anual (CTA) da rede, isto é, a melhor relação entre custo de investimento e de operação.

A definição do ponto ótimo não é simples, e sua busca, muitas vezes, é orientada por metas como o consumo mínimo de utilidades, a área total mínima de troca térmica e o número mínimo de unidades de troca térmica.

Alguns autores, como Nishida *et al.* (1981), Gundersen e Naess (1988), Linnhoff (1993), Jezowski (1994a; 1994b) e Furman e Sahinidis (2001), realizaram um apanhado das publicações sobre SRTC, servindo de referência para quem deseja conhecer a história dos desenvolvimentos nesta área.

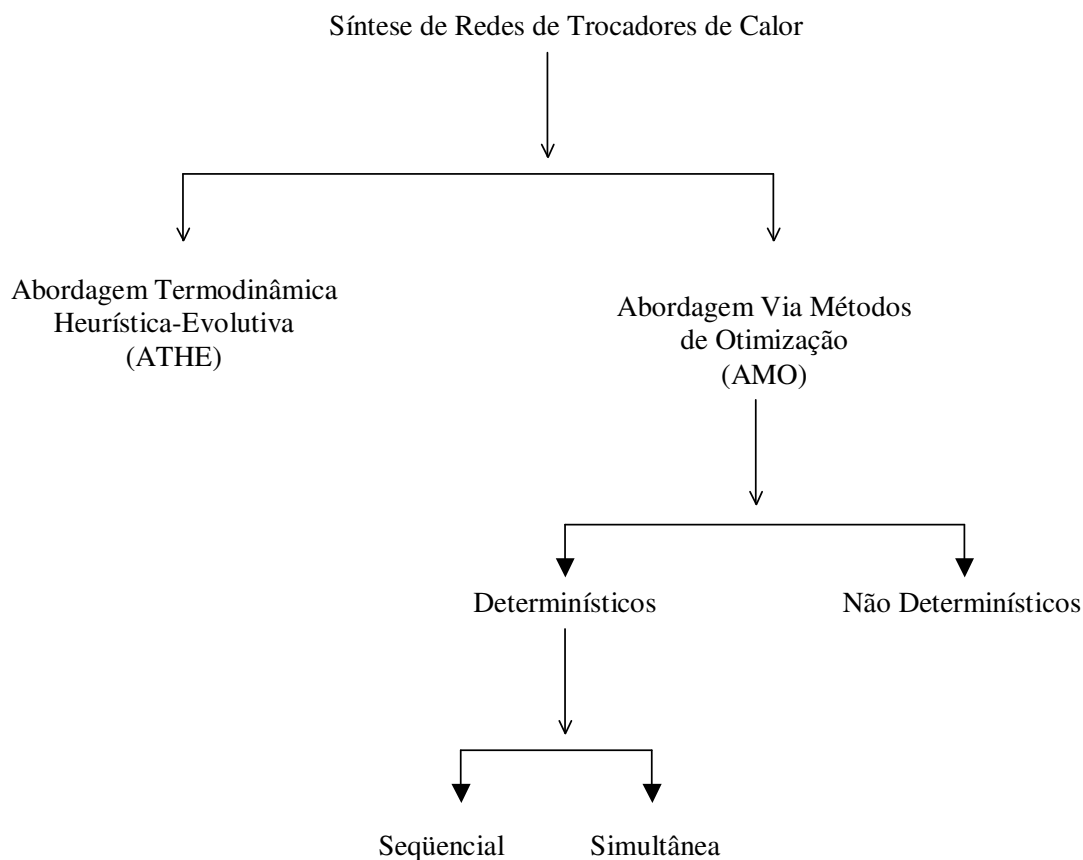
Os trabalhos de SRTC podem ser classificados, quanto à abordagem, em Abordagem Termodinâmica Heurística-Evolutiva (ATHE) e Abordagem via Técnicas de Otimização (ATO), conforme a Figura 2.2.

A Abordagem Termodinâmica Heurística-Evolutiva consiste de métodos que utilizam conceitos de termodinâmica em conjunto com regras heurísticas. Em geral são de fácil aplicação e permitem um alto nível de interação com o(a) projetista no decorrer da análise.



Uma das fragilidades desta abordagem é a incerteza da obtenção do ótimo global e uma certa dependência da qualidade do resultado com a experiência do(a) projetista.

As etapas destes métodos passam, normalmente, pela construção de uma rede inicial, seguida de uma evolução estrutural da mesma, visando à minimização de seu Custo Total Anual. O Método do Ponto de Estrangulamento Energético (MPEE) ou *Pinch* é o mais famoso desta abordagem. Ele surgiu como uma ferramenta para o projeto de redes de trocadores de calor. Com o passar do tempo, a ênfase no uso do mesmo vem mudando, sendo mais usado, atualmente, para análise conceitual do projeto do que propriamente no detalhamento (Linhoff, 1994).



**Figura 2.2:** Classificação dos métodos de SRTC quanto à abordagem.

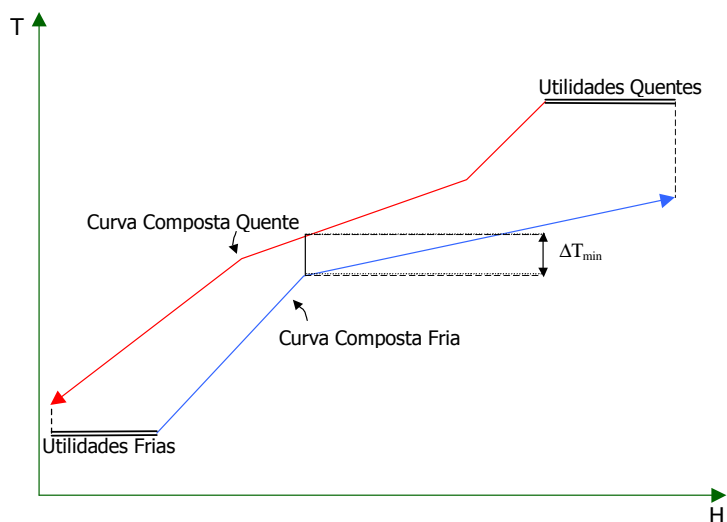
Para a síntese de uma rede utilizando os conceitos da análise *Pinch*, três etapas bem distintas são seguidas. A primeira delas é a etapa de definição de metas, também chamada de pré-análise. Neste momento, o(a) projetista, utilizando-se de conceitos termodinâmicos, determina o consumo mínimo de utilidades, o mínimo número de unidades de troca térmica, a área mínima de troca térmica e o custo global anual mínimo (Cardoso, 1995).

Na segunda etapa, ocorre a síntese da rede, com a definição dos cruzamentos entre as correntes e o seqüenciamento dos trocadores. Por fim, na última etapa, ocorre a otimização da rede encontrada. O(a) projetista avalia a eficiência do fluxograma proposto e tenta novas modificações no mesmo até obter um resultado satisfatório em relação aos valores estimados na pré-análise.

Segundo Linhoff (1994), os três princípios básicos mais conhecidos da análise *pinch* são as curvas compostas (*composit curves*), o diagrama de grades (*grid diagram*) e o ponto de estrangulamento energético (PEE ou *pinch point*).

As curvas compostas integram um método gráfico apresentado na forma de um diagrama temperatura *versus* entalpia. Estes gráficos foram, inicialmente, introduzidos por Huang e Elshout (1976) e representam o balanço de energia do processo. Eles permitem ao projetista prever as demandas mínimas de utilidades, entender as forças motrizes que governam a transferência de calor e localizar o ponto de estrangulamento energético.

A Figura 2.3 representa um exemplo de curva composta. O procedimento para geração das mesmas encontra-se descrito no Capítulo 3.



**Figura 2.3:** Exemplo de Curvas Compostas

As grandes curvas compostas (GCC) destacam as interfaces entre o processo e as utilidades, auxiliando o(a) projetista na escolha entre as diferentes alternativas de geração e consumo destas. Além disso, estas curvas servem para avaliar a correta colocação de qualquer operação unitária que possa ser representada em termos de fontes e sumidouros de calor (Linnhoff *et al.*, 1994).

O PEE, por sua vez, representa uma restrição termodinâmica no processo de transferência de energia. O *pinch* separa as regiões com excesso de energia (*heat source*) das deficitárias em energia (*heat sink*).

O projeto da rede, propriamente dito, inicia-se no *pinch*, que é onde estão as maiores restrições, seguindo para os intervalos de menor ou maior temperatura. Para uma melhor visualização, utiliza-se o diagrama de grades, que representa, de forma esquemática, a rede de trocadores. Neste trabalho, as correntes quentes indicadas estão no topo do diagrama, representadas por setas, em vermelho, da esquerda para a direita, enquanto as correntes frias encontram-se na parte inferior, em azul, representadas por setas no sentido oposto. As temperaturas decrescem da esquerda para a direita e os trocadores são representados por linhas verticais unindo, por círculos, às correntes envolvidas. Os aquecedores e os resfriadores são representados por linhas verticais que ligam as utilidades (LSS e CWS) às correntes de processo. A Figura 2.4 representa o diagrama de grades da Planta 3, que por sua vez possui somente aquecedores e resfriadores.

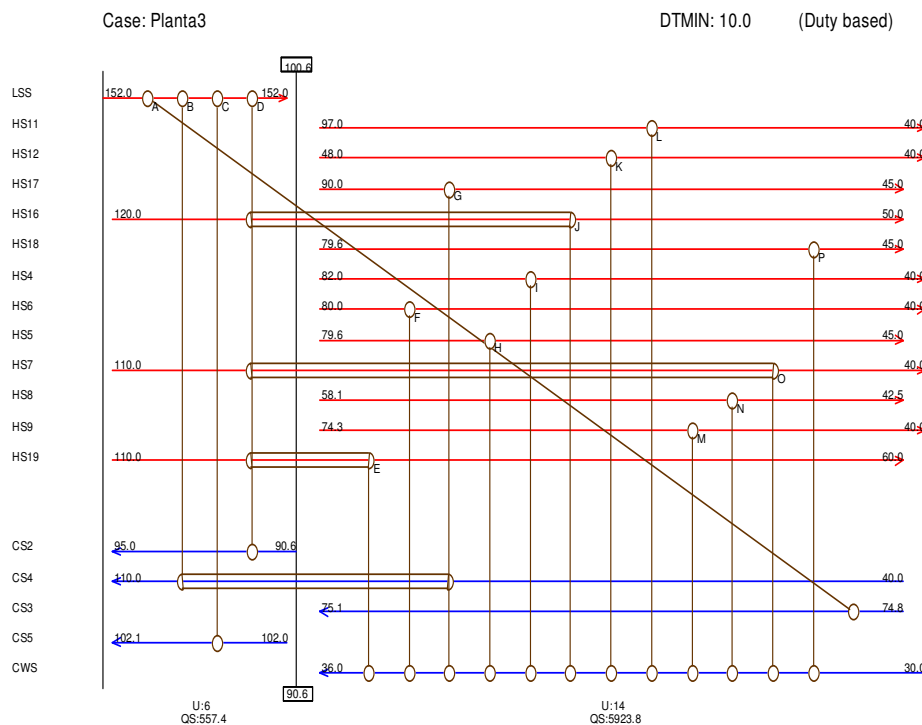


Figura 2.4: Diagrama de grades da Planta 3.

---

Algumas variantes do Método *Pinch* foram desenvolvidas. As principais são o *Dual Temperature Approach Method* e o *Pseudo Pinch Design Method*. Estes métodos, em geral, relaxam as restrições impostas pelo Método *Pinch* e tendem a resultar em redes mais simples, com menos trocadores, mas com áreas maiores (Furman e Sahinidis, 2001).

A Abordagem via Técnicas de Otimização é subdividida em métodos determinísticos e não determinísticos. Os não determinísticos, como o Algoritmo Genético e Monte Carlo (Lewin, 1998), foram criados para superar as dificuldades numéricas de obtenção do ótimo global e, por sua elevada carga computacional, ainda não foram muito empregados em Integração de Processos.

Os métodos determinísticos utilizam programação matemática e podem ser subdivididos em seqüenciais e simultâneos. As soluções seqüenciais, via programação matemática, envolvem, normalmente, três etapas. Cada etapa é resolvida sucessivamente, sendo que parte da solução de uma etapa é utilizada na etapa seguinte. A primeira etapa consiste na determinação do custo mínimo de utilidades e do PEE via programação linear (LP), programação linear inteira mista (MILP) ou programação não-linear inteira mista (MINLP). Usando as metas de utilidades encontradas na primeira etapa, resolve-se um problema de programação linear inteira mista para distribuição das cargas térmicas com um número mínimo de trocadores ou com um menor custo de área. Na etapa final, a estrutura da rede de trocadores de calor é gerada e otimizada com base numa superestrutura e num modelo de programação não-linear (NLP).

Vários autores trabalharam nestas metodologias de síntese seqüencial via programação matemática. Uma síntese destes trabalhos pode ser encontrada na revisão de Furman e Sahinidis (2001).

A Síntese Simultânea, por sua vez, tem como objetivo encontrar a rede ideal sem a subdivisão do problema. Os métodos são basicamente formulações de Programação Não Linear Inteira Mista (MINLP). Uma das primeiras metodologia foi desenvolvida por Yuan *et al.* (1989), que tem como principal limitação não permitir a divisão (*split*) e união (*mix*) de correntes.

Floudas e Ciric (1989; 1990) desenvolveram modelos para otimização simultânea do investimento total da rede. Este modelo também é um MINLP que determina, considerando a área de troca térmica e o número de trocadores, o menor custo de capital.

Ainda em busca de soluções simultâneas, Ciric e Floudas (1990a; 1991) incluíram também a otimização do custo mínimo de utilidades.

Outros trabalhos de síntese simultânea foram desenvolvidos por Yee e Grossmann (1990), Yee *et al.* (1990), e Daichend e Grossman (1994a; 1994b; 1994c; 1994d), visando à redução do esforço computacional para solução por MINLP.

Os métodos baseados em programação matemática têm como vantagem a possibilidade de obtenção do ótimo global, todavia podem ser sensíveis às estimativas iniciais, levando à obtenção de ótimos locais. As principais desvantagens são a menor interação com o(a) projetista e a complexidade na montagem do problema.

## 2.2 Reprojeto de Redes de Trocadores de Calor

Em relação ao objeto de estudo, os trabalhos de redes de trocadores de calor podem ser divididos em Síntese de Novas Redes (*Grassroots*) e modificações estruturais das redes já existentes, também chamadas de Reprojeto (*Retrofit*).

Freqüentemente, os processos em operação são submetidos a modificações visando o aumento de capacidade ou aumento da eficiência energética. Pode-se imaginar que um bom reprojeto tornará a unidade bem similar ao que seria hoje um projeto novo otimizado. Na realidade, esta afirmação não é verdadeira (muitas vezes um projeto novo usaria uma área menor que a existente). A realização de trabalhos de integração energética em unidades que estão em funcionamento é um problema bastante complexo cuja metodologia difere da utilizada para novos projetos. Vale acrescentar que problemas de reprojeto (apesar do grande parque industrial já instalado) foram estudados em menor número que os de síntese de novas redes.

Normalmente, existem diversas alternativas de modificações da rede de trocadores instalada que atendem às necessidades das condições de operação desejadas. A melhor solução é aquela de menor custo (considerando-se um cálculo financeiro entre instalação e operação), segura e que não comprometa a operabilidade da unidade.

O primeiro procedimento para realização de reprojeto foi proposto por Tjoe e Linhoff (1986), que introduziram o conceito de eficiência de área como sendo a razão da área mínima de troca térmica pela área existente. O método assume que a eficiência de área da rede instalada é igual a da rede modificada. Partindo deste pressuposto, as metas de consumo energético são definidas e balizam o detalhamento do projeto, que avança seguindo uma extensão das regras do MPEE para os problemas de plantas novas.

Silangawa (1986) propôs uma extensão da técnica de Tjoe e Linhoff (1986) para os casos em que a eficiência de área da rede original é muito pequena. Polley *et al.* (1990) modificaram a metodologia de Tjoe e Linhoff (1986) introduzindo uma relação entre perda de carga e coeficiente de troca térmica, permitindo que a área meta gerada considere as limitações de perda de carga do problema.

A principal limitação da abordagem baseada no conceito de eficiência de área para determinação de metas é que a área de troca térmica que é produzida não reflete a distribuição dentro da rede. Shokoya e Kotjabasakis (1991) superaram esta limitação, propondo uma metodologia que incorpora a distribuição de área da rede existente no procedimento de estabelecimento de metas. Esta metodologia também proporciona um direcionamento

---

adicional na evolução da rede, demonstrando gerar redes mais simples que as resultantes da técnica de Tjoe e Linnhoff (1986).

Carlsson *et al.* (1993) propuseram um método baseado na metodologia *Pinch* em que todos os custos associados com uma troca potencial (área de troca térmica, tubulação, bombeamento, instrumentação) são considerados na construção de uma matriz de custos. Esta matriz é utilizada em conjunto com uma série de regras (incluindo algumas da metodologia *Pinch*) na evolução da rede.

Van Reisen *et al.* (1995) introduziram um método para decomposição da rede original em um número de sub-redes, visando à redução do problema e favorecendo a geração de soluções mais simples. Cada uma das sub-redes é avaliada quanto à rentabilidade. As soluções mais promissoras evoluem, utilizando qualquer uma das metodologias de modificação previamente citadas.

Inicialmente, as aplicações de técnicas de programação matemática para modificações de redes foram baseadas nos cenários para novos projetos. Assim sendo, o custo de modificação da topologia da rede existente não era considerado. Mais tarde, surgiram algoritmos específicos para modificações da rede que consideravam os custos de mudanças na topologia do projeto.

Ciric e Floudas (1989) propuseram uma abordagem em duas etapas. A primeira etapa consiste na seleção das trocas entre correntes e, a segunda, na otimização das mesmas. A seleção das trocas usa programação linear inteira mista e a otimização da rede utiliza programação não-linear. Posteriormente, os próprios Ciric e Floudas (1990b) unificaram ambas as etapas em um único estágio, utilizando-se de MINLP.

Yee e Grossmann (1991) também propuseram uma metodologia em duas etapas. Todavia, neste caso, a primeira etapa consiste em uma pré-avaliação para determinação do nível ótimo de recuperação bem como da viabilidade econômica do reprojeto. Na segunda etapa, ocorre a otimização da rede.

Asante e Zhu (1997) propuseram um método que combina a análise termodinâmica da rede de trocadores de calor com técnicas de programação matemática. Neste trabalho, também foi introduzido o conceito do Ponto de Estrangulamento Energético da Rede (PEER ou *Network Pinch*) como um limite à recuperação energética para uma determinada configuração da rede. Esta nova metodologia também é dividida em duas etapas chamadas de diagnóstico e otimização. Na etapa de diagnóstico, é avaliado um número mínimo de modificações que, potencialmente, podem aumentar a recuperação energética da unidade a um nível desejado. Estas modificações têm o objetivo de alterar a topologia da rede limitada pelo PEER e são avaliadas de uma forma interativa. No primeiro momento, é identificado o gargalo da rede e, em seguida, utiliza-se um MILP para a seleção da modificação que melhor supera esta limitação. Na sequência, é novamente avaliado o gargalo, e, assim, sucessivamente, até que se obtenha um conjunto de modificações promissoras. Estas modificações são então otimizadas,

com a utilização de técnicas de otimização não-linear, visando minimizar o custo da área adicional empregada.

Nie e Zhu (1999) abordaram um procedimento para reprojeto de redes de trocadores sujeitas a restrições de perda de carga. Inicialmente, verifica-se quais trocadores requerem área adicional e, para estes, é otimizada a distribuição das áreas, a disposição dos cascos, o uso de dispositivos para aumentar a troca térmica e outras opções. Neste momento, os trocadores que não requerem área adicional são representados por modelos simples. Esta separação entre grupos de trocadores que requerem e os que não requerem área adicional possibilita calcular com precisão a perda de carga nas correntes com restrições, sem tornar o problema muito complexo.

As plantas são divididas, freqüentemente, em regiões que possuem objetivos de processos claramente identificáveis. Em um sítio, é possível a caracterização de plantas que fabricam produtos distintos. Estas plantas também podem ser divididas em áreas que são agrupadas em função do *layout*, flexibilidade operacional, segurança, entre outros aspectos, chamadas de áreas de integridade. A integração entre áreas de integridade ou entre sítios foi abordada por Ahmad e Hui (1991), que estudaram a predição do consumo energético mínimo do sistema integrado, bem como as alternativas de transferência de energia entre as áreas de integridade.

Glavic e Novak (1993) e Homsak e Glavic (1995) avaliaram sistemas industriais com conceitos adaptados da análise individual de uma planta. Marechal e Kalitventzeff (1996) desenvolveram uma metodologia que combina Tecnologia Pinch com Programação Matemática, e Rodera e Bagajewicz (1999) alegam ganhos na redução do consumo energético com a transferência de calor entre as temperaturas Pinch de cada área.

## 2.3 Metodologia Empregada

Das diversas metodologias mencionadas, pode ser concluído que a Abordagem Termodinâmica Heurística-Evolutiva, que alia conceitos de termodinâmica com a utilização de regras heurísticas, tem como principal vantagem a facilidade de aplicação e a influência do projetista, quando esta é desejada, ao longo do projeto, mas não garante a obtenção do ótimo global. Já a Abordagem via Técnicas de Otimização tem como principal vantagem a possibilidade de obtenção do ótimo global, exigindo, entretanto, um maior esforço de modelagem e menor influência do projetista. Existe uma interação significativa entre os métodos, de modo que a resolução de problemas industriais complexos, que muitas vezes envolvem um grande número de correntes, pode implicar na utilização de heurísticas e conceitos termodinâmicos para reduzir o tamanho do problema, com a posterior aplicação de métodos matemáticos para a solução dos aspectos remanescentes. Basicamente foi esta a metodologia adotada neste trabalho, conforme será verificado nos próximos capítulos.

Com base no conhecimento dos processos e na avaliação das curvas compostas das unidades, o problema que inicialmente envolvia três plantas foi reduzido às principais correntes de uma unidade. Para estas correntes foi utilizado um algoritmo de busca de modificações estruturais, visando aumentar a eficiência energética da unidade a ser reprojeta. As modificações propostas foram avaliadas a partir dos conhecimentos de projetos e economia.

Finalmente, os benefícios desta abordagem, que combina o melhor de cada metodologia, devem ser enfatizados, pois possibilitam a automatização de procedimentos trabalhosos, sem, entretanto, tirar do(a) projetista o controle e a segurança nas modificações propostas.



## Capítulo 3

# Avaliação Preliminar e Escolha da Planta para Reprojeto

A metodologia empregada em um trabalho de integração energética depende da abrangência do problema e dos fatores que motivaram a realização do mesmo. O escopo do projeto pode variar de uma simples unidade a um sítio inteiro. Os motivos que levam a um trabalho de integração energética variam desde pressões gerenciais para redução de custos com energia até a exigência de órgãos ambientais para redução de emissões. Também é comum a detecção de problemas vinculados à instalação de novas fábricas, à expansão de capacidade em plantas existentes, associada à restrição de emissões, ou, ainda, aos custos de expansão das utilidades.

Este capítulo aborda algumas questões que, embora possam ser cruciais para um processo de busca de melhorias nas unidades, dificilmente são abordados na literatura. Os trabalhos de integração, citados no capítulo anterior, envolvem alterações no projeto das unidades. Todavia, existem algumas etapas preliminares que devem ser verificadas antes de iniciarem-se as avaliações de modificações das unidades. Seguindo este raciocínio, uma das primeiras questões relevantes é saber como organizar a equipe que irá trabalhar no projeto.

De uma certa forma, é sabido que a excelência técnica é necessária, mas não suficiente, para o sucesso de um projeto. Rossiter (2002), baseado em sua experiência na participação de vários estudos de integração energética, listou algumas recomendações consideradas fundamentais para o sucesso deste tipo de trabalho.

A primeira recomendação de Rossiter (2002) refere-se à importância do estabelecimento de metas realistas. Esta consideração é particularmente importante no caso de empresas de consultorias, pois, muitas vezes, no esforço para a conquista do contrato, os representantes comerciais tendem a superestimar os ganhos. Embora existam ferramentas para previsão do potencial de ganho de um trabalho de integração energética, como a simples

comparação do consumo mínimo de utilidades com o existente, somente no término do projeto é possível uma estimativa mais precisa dos benefícios.

Outro aspecto muito importante é a escolha do momento e do prazo de realização do projeto. No caso de modificações de uma unidade em operação, a rápida implantação das melhorias antecipará a obtenção dos benefícios. Além disso, a necessidade de paradas da unidade para implementação das modificações é comum, fazendo com que o cronograma do projeto orbite em torno dos períodos de campanha das unidades.

A escolha da equipe também deve ser observada, pois, nas plantas em operação, ao contrário dos novos projetos, o(a) especialista em integração de processos normalmente interage mais com a equipe operacional do que com os(as) projetistas. Neste caso, para que o trabalho tenha fluência, Rossiter (2002) recomenda, se possível, a participação de um(a) engenheiro(a) iniciante totalmente dedicado(a) ao projeto, acompanhado, esporadicamente, por um(a) engenheiro(a) experiente. A participação do(a) engenheiro(a) experiente é importante para a compreensão global do estudo, domínio do histórico da planta, o qual nem sempre encontra-se bem documentado, e orientação do especialista em Integração Energética (IE) sobre os recursos humanos disponíveis na empresa. O(a) engenheiro(a) júnior, por sua vez, ficaria responsável pela aquisição dos dados e atualização do andamento do projeto.

É oportuno ressaltar que a habilidade de comunicação e a flexibilidade do(a) especialista em IE com a equipe é muito importante para a percepção de oportunidades de ganhos valiosos, os quais podem ser apontados pela equipe operacional da unidade, ao invés de limitar-se à aplicação das técnicas de busca de melhorias. Também é desejável que o especialista em IE já tenha experiência nos processos estudados.

Outro aspecto relevante é a escolha das ferramentas adequadas. Inicialmente, é conveniente uma avaliação preliminar dos softwares existentes. Caso exista um modelo representativo da unidade em algum simulador, economiza-se um tempo considerável se o software conseguir capturar, do simulador, a topologia da rede de trocadores, bem como as propriedades das correntes.

Como um dos objetivos deste trabalho foi o de estabelecer uma metodologia para a análise sistemática e criteriosa da IE de um sítio existente, as recomendações de Rossiter (2002) não foram seguidas. As ferramentas foram selecionadas de acordo com sua disponibilidade, tanto na empresa, como na universidade, e as dúvidas e dificuldades foram esclarecidas, na medida do possível, pelos engenheiros da empresa.

Na abordagem de um problema complexo, um dos aspectos mais importantes e trabalhosos é a correta estruturação do problema. A qualidade das soluções é fortemente influenciada pela qualidade dos dados disponíveis. Em alguns casos, a própria metodologia selecionada depende da precisão das informações, não fazendo sentido o uso de um método mais elaborado e preciso quando os dados são grosseiros e imprecisos.

Os problemas de integração energética não fogem à regra, e o(a) projetista deve levantar os dados cuidadosamente, de modo que as soluções desenvolvidas sejam, realmente, as melhores alternativas. Entretanto, estas informações podem não estar disponíveis com a rapidez e precisão desejadas. Em geral, quanto maior a precisão desejada, maior é o tempo que precisa ser investido para a obtenção dos dados.

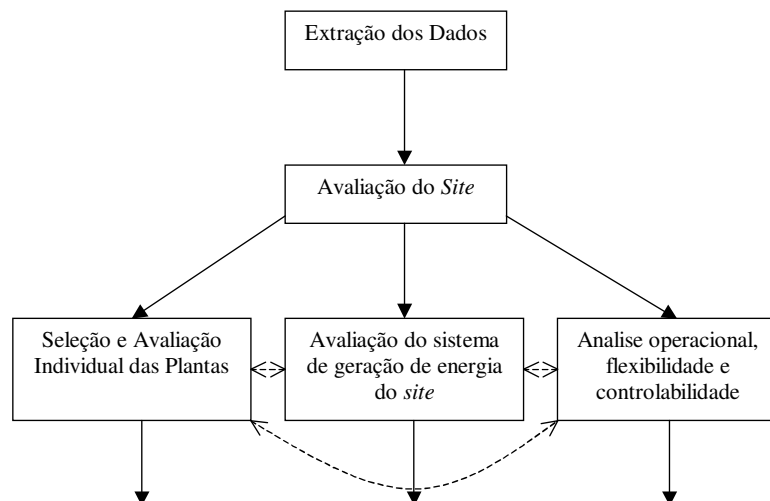
Desta forma, uma das primeiras avaliações realizadas em um estudo de integração energética é a relação entre a precisão dos dados (e, conseqüentemente, a qualidade da solução) e o tempo envolvido em sua obtenção. Uma forma de abordar este problema é iniciar o projeto com dados mais grosseiros e acessíveis, pois, no decorrer do trabalho, o(a) projetista adquire conhecimento suficiente para saber que informações precisam ser refinadas (ou levantadas), evitando desperdiçar tempo com o detalhamento de dados que não terão grande impacto no resultado.

Simplificadamente, existem três fontes de informações, além dos colaboradores da empresa, utilizadas em um trabalho de integração energética. A primeira delas, é a documentação da unidade, na qual encontram-se os fluxogramas de processo, engenharia, folhas de especificação dos trocadores de calor, instruções operacionais, entre outras informações. A segunda, também disponível na maioria das grandes unidades, são as informações contendo o histórico de operação da planta em banco de dados, que possibilitam a busca rápida das mesmas. E, por fim, a existência de modelos em simuladores com capacidade para geração dos dados necessários para um trabalho de integração. Todas elas são importantes e úteis no andamento do projeto.

Neste trabalho, o estudo de caso foi realizado em um sítio industrial com três unidades distintas, buscando a redução do consumo energético das plantas.

Linnhoff *et al.* (1994) esquematizaram, conforme a Figura 3.1, as etapas para a avaliação de um sítio (*site*). Em cada uma das etapas descritas na Figura 3.1, existe uma grande quantidade de informações que precisam ser detalhadas para uma melhor compreensão da metodologia adotada. No decorrer do estudo, entretanto, ficou evidente que a extração de dados não é estanque, mas acompanha a dinâmica do projeto, de modo que as várias fontes de informação acabam sendo utilizadas de forma interativa.

A compreensão dos processos produtivos é importante para uma correta extração dos dados. Para tal finalidade, os fluxogramas de processos são uma boa referência, pois apresentam o balanço de massa e energia da unidade. Além disso, não são tão carregados como os fluxogramas de engenharia, que contêm instrumentação e linhas secundárias.



**Figura 3.1:** Estrutura simplificada de um trabalho de reprojeto em um sítio.

Embora não esteja representada no diagrama da Figura 3.1, é conveniente, antes do início da extração dos dados, a verificação, durante o estudo dos processos, de ineficiências relevantes na configuração da unidade. O diagnóstico de algumas ineficiências é fácil, como no caso de um grande vazamento de vapor, mas outras situações não são tão evidentes, como a operação inadequada de um queimador.

Durante a avaliação dos fluxogramas de processo, é importante observar se existem equipamentos de combustão. Estes equipamentos, em geral, são grandes consumidores de energia, e pequenas melhorias na sua eficiência podem representar resultados significativos.

Existem vários fatores que afetam o desempenho destes equipamentos, mas o aprofundamento deste assunto foge ao escopo deste trabalho. Ainda assim, foram destacados dois itens considerados fundamentais. O primeiro deles é o controle do excesso de ar na combustão, definido como a quantidade de ar em excesso em relação à quantidade necessária para a combustão completa (Brasil, 2004). Quando existe um excesso de ar muito elevado, ocorre o aquecimento desnecessário de uma quantidade maior de nitrogênio. A falta de ar, por outro lado, pode promover uma combustão incompleta, com o desperdício de combustível e aumento do impacto ambiental. Garcia (2002) comenta que, apesar do excesso de ar depender do tipo de queimador, em termos gerais, os gases queimam com excesso de ar variando de 15 a 20% e os líquidos de 20 a 30%. Neste ponto, deve ser ressaltada a necessidade de um cuidado especial com os equipamentos que operam com pressão negativa, como os fornos, pois estes podem estar sujeitos à entrada de ar pelas vedações. Outra observação refere-se à existência, no equipamento, de analisador de excesso de ar em linha, pois, dependendo da localização do instrumento e da entrada de ar falso (ar que não passou pelos queimadores), é

possível que sejam indicados valores normais de excesso de ar, apesar da combustão estar incompleta.

O segundo item a ser verificado é a temperatura com que os gases de combustão estão sendo liberados para a atmosfera, pois, se a temperatura for significativamente superior ao ponto de orvalho do ácido sulfúrico presente nos gases de combustão, existe o potencial para uma maior recuperação de energia destes gases.

Este aspecto foi incluído na verificação inicial porque, muitas vezes, uma simples modificação de condição operacional pode promover o melhor aproveitamento energético dos gases de combustão. Isto é particularmente válido quando o gás de combustão troca calor com o ar já aquecido em um pré-aquecedor a vapor. Neste caso, a redução da temperatura de saída do ar do pré-aquecedor a vapor possibilita, na troca de calor com os gases em combustão, uma maior remoção de calor. As equações de Banchemo e Verhoff (Garcia, 2002) podem ser utilizadas para a estimativa do ponto de orvalho dos gases de combustão.

Além dos equipamentos de combustão, também podem ser verificadas a eficiência das grandes máquinas a vapor. Em algumas máquinas a vapor, incrustações nas palhetas destes equipamentos podem promover um aumento do consumo específico, ou seja, do vapor necessário na turbina para o bombeamento ou compressão de dada quantidade de produto. É possível realizar a análise do consumo específico de vapor, se a unidade for bem instrumentada e, dependendo do tipo de depósito, ele pode ser removido, mediante adição de algum produto abrasivo ou de um tratamento adequado da água que gera o vapor, com a máquina em operação.

O sistema de distribuição de vapor também deve ser verificado, pois vazamentos de vapor, purgadores com passagem e válvulas de alívio de vapor para a atmosfera podem representar uma perda de energia considerável. No caso de plantas que possuem geração própria de vapor, deve ser analisado, na medida do possível, o percentual de retorno, para as caldeiras, do condensado gerado no aquecimento das correntes de processo, uma vez que a redução deste valor, ao longo do tempo, pode significar um aumento nos vazamentos de vapor. Para simplificar a avaliação deste sistema, a identificação dos grandes consumidores de vapor pode ocorrer durante o estudo do funcionamento das unidades, e, nestes equipamentos, pode ser feita uma inspeção detalhada no sistema de purga de condensado.

Ainda em relação à distribuição de vapor, a abertura de válvulas de alívio para a atmosfera indica um desbalanço do sistema térmico da unidade. A otimização do sistema termoeletrico pode ser um procedimento complexo e trabalhoso, todavia, pode gerar benefícios com um investimento pequeno. De qualquer forma, para uma abordagem inicial, a compreensão das causas e, se possível, a eliminação de alívio de vapor representam um bom começo.

Após esta etapa preliminar, buscam-se as modificações no projeto que promovam redução no consumo de energia. Nesta etapa, é importante a identificação do potencial dos benefícios de um trabalho de integração energética em cada planta. As curvas compostas

podem auxiliar nesta avaliação, uma vez que a área contida entre a curva composta das correntes quentes e a das correntes frias representa a máxima energia que pode ser recuperada pelas correntes do processo. Para uma melhor compreensão do significado destas curvas e dos critérios utilizados para geração das mesmas, realizou-se uma breve revisão sobre o assunto.

Antes de iniciar a revisão sobre as curvas compostas, para facilitar a execução da análise preliminar, foi realizada uma lista de ações e verificações descritas abaixo:

- 1) Identificar os profissionais que conhecem o histórico das unidades e o estado de atualização da documentação existente;
- 2) Solicitar cópia dos fluxogramas de processo e engenharia, bem como das folhas de especificação dos trocadores;
- 3) Estudar os fluxogramas visando a compreensão do processo e a identificação das principais correntes e dos grandes consumidores de energia, como fornos, caldeiras, compressores e refeedores. Solicitar a folha de especificação dos grandes consumidores.
- 4) Verificar a existência de grandes vazamentos de vapor, bem como, de um programa de manutenção de purgadores. Caso este último não exista ou seja muito simplificado, verificar a possibilidade de passagem de vapor nos purgadores dos grandes consumidores e nos coletores com pressões acima de 14barg (1500kPa). Se a unidade possuir geração de vapor com aproveitamento do condensado gerado, verificar se o percentual de retorno de condensado não está diminuindo no tempo.
- 5) Nos grandes consumidores que trabalham com combustão, comparar a eficiência dos mesmos com valores de projeto, se não existe entrada de ar falso pelas vedações, se o isolamento térmico dos mesmos está em bom estado, a temperatura de saída dos gases de combustão e o controle do excesso de ar.
- 6) Nas grandes máquinas de fluxo que utilizam vapor como força motriz, verificar se a eficiência da turbina não está reduzida devido a incrustações nas palhetas das mesmas.
- 7) Verificar se ocorrem alívios, para atmosfera, dos coletores de vapor ou ainda, se o sistema for complexo, a abertura desnecessária de válvulas redutoras de pressão entre coletores. Estes podem ser indicativos de que o balanço do sistema termoelétrico pode não estar otimizado.

### 3.1 Geração das Curvas Compostas

Nos processos industriais, normalmente, existem correntes que precisam ser aquecidas (aqui chamadas de correntes frias) e outras que precisam ser resfriadas (aqui chamadas de correntes quentes).

Uma maneira simples de atender às exigências térmicas de cada corrente é fazer uso direto das utilidades disponíveis. Esta alternativa, porém, não é muito econômica, uma vez que as utilidades são caras e, em muitos casos, são o segundo maior custo produtivo, perdendo apenas para as matérias-primas.

Para atender às exigências térmicas das unidades, uma solução mais racional é a transferência de calor entre as correntes de processo. As correntes quentes possuem uma quantidade de energia que pode ser transferida para as correntes frias, atendendo, simultaneamente, às necessidades de aquecimento das correntes frias e resfriamento das quentes. Dentro desta ótica, é possível abordar as correntes frias como os sumidouros de energia do processo e as correntes quentes como as fontes.

Fazendo-se o balanço de energia em uma corrente fria de um aquecedor, o calor trocado é igual à variação de entalpia desta corrente. Considerando-se que os calores específicos das correntes são constantes no intervalo de temperatura em questão, pode-se afirmar, neste caso, que:

$$Q = \Delta H = mC_p\Delta T \quad (3.1)$$

onde:

$Q$  é a taxa de transferência de energia térmica em W;

$\Delta H$  é a variação de entalpia da corrente em W;

$m$  é a vazão mássica da corrente em kg/s;

$C_p$  é o calor específico da corrente em J/(kg.K);

$\Delta T$  é a variação de temperatura sofrida pela corrente em K.

Considera-se ainda que:

$$CP = mC_p \quad (3.2)$$

$$\Delta T = T_t - T_s \quad (3.3)$$

$$\Delta H = H_t - H_s \quad (3.4)$$

CP é a capacidade térmica da corrente em J/(s.K);

Ts é a temperatura de alimentação da corrente em K;

Tt é a temperatura de saída da corrente em K;

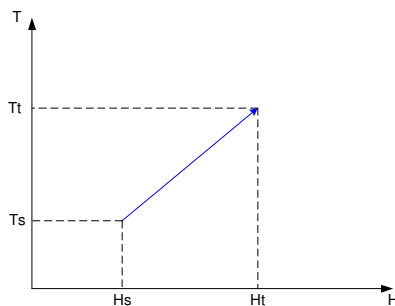
Hs é a entalpia da corrente na entrada do aquecedor em J/s;

Ht é a entalpia da corrente na saída do aquecedor em J/s.

Combinando-se as equações acima, pode-se afirmar que:

$$\frac{H_t - H_s}{T_t - T_s} = CP \quad (3.5)$$

Isto significa que, graficando-se o valor da temperatura como uma função da entalpia, obtém-se uma reta cuja inclinação é o recíproco da capacidade térmica da corrente conforme a Figura 3.2.



**Figura 3.2:** Diagrama de Temperatura x Entalpia para uma corrente fria.

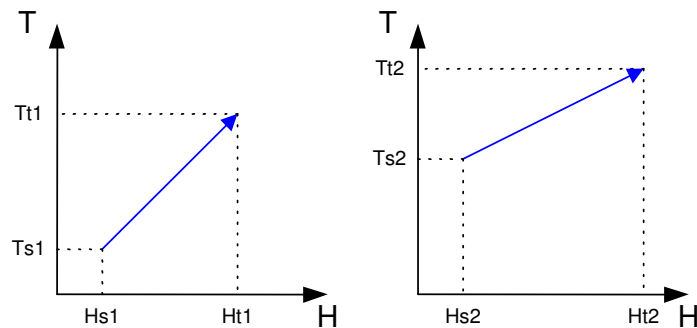


Como o valor da entalpia de referência pode ser variado no cálculo de **Hs** e **Ht**, esta reta pode ser deslocada, horizontalmente, pelo eixo das entalpias, mantendo-se sempre fixo o valor da inclinação da mesma.

Considerando-se, agora, o caso de duas correntes frias sendo aquecidas conforme a Tabela 3.1, cujos diagramas TH (temperatura x entalpia) para as duas correntes são os representados na Figura 3.3.

**Tabela 3.1:** Dados para exemplificar didaticamente o uso de curvas compostas.

Corrente	Temperatura de entrada no aquecedor (Ts)	Temperatura de saída do aquecedor (Tt)	Variação da entalpia
1	Ts1	Tt1	$\Delta H1$
2	Ts2	Tt2	$\Delta H2$



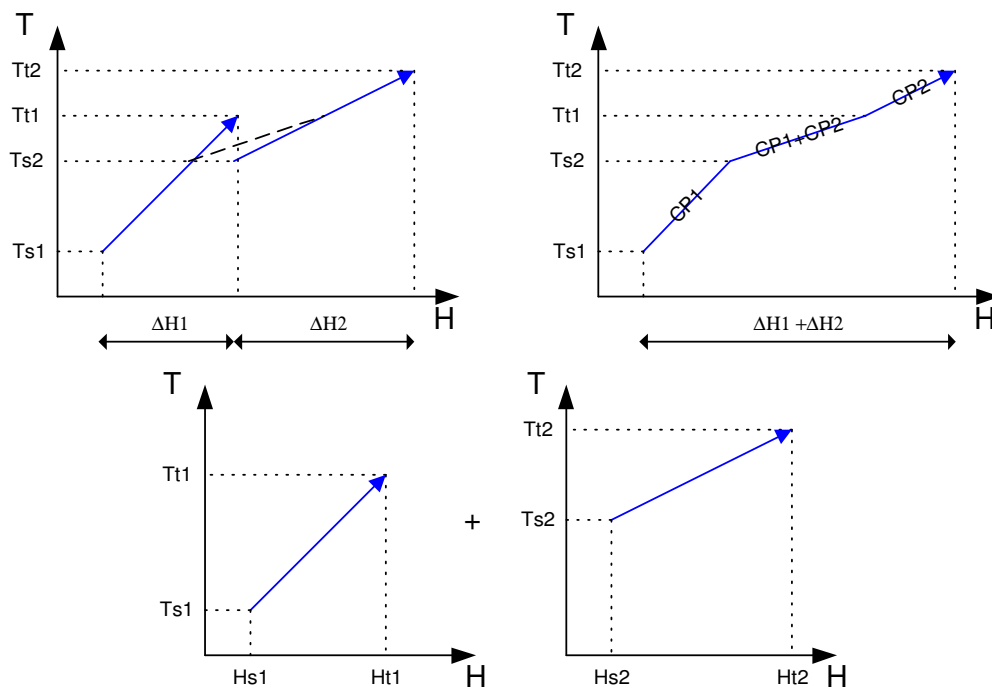
**Figura 3.3:** Diagrama TH para as correntes da Tabela 3.1.

Supondo-se que  $Ts1 < Ts2 < Tt1 < Tt2$ . Analisando-se as correntes, simultaneamente, é possível subdividir o problema em intervalos de temperatura conforme a Tabela 3.2.

**Tabela 3.2:** Divisão das correntes da Tabela 3.1 em intervalos de entalpia.

Intervalo	Faixa de Temperatura	Correntes Presentes	Capacidade Térmica	Varição de Entalpia
A	Ts1 a Ts2	1	CP1	$\Delta H_A = CP1.(Ts2-Ts1)$
B	Ts2 a Tt1	1 e 2	CP1 + CP2	$\Delta H_B = (CP1+CP2).(Tt1-Ts2)$
C	Tt1 a Tt2	2	CP2	$\Delta H_C = CP2.(Tt2-Tt1)$

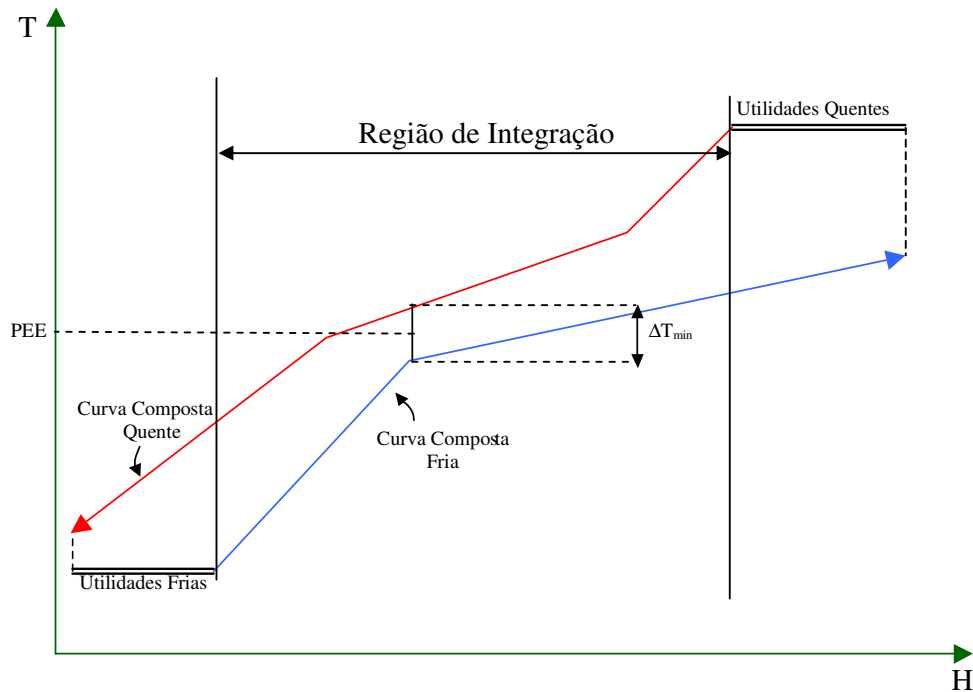
Colocando-se as curvas **TH** das correntes 1 e 2 no mesmo diagrama, obtém-se um gráfico conforme a Figura 3.4.

**Figura 3.4:** Curva Composta das Correntes Frias 1 e 2.

Estendendo o exemplo das correntes 1 e 2 para todas as correntes frias de um processo, obtém-se a curva composta das correntes frias. A variação de entalpia representada nesta curva é a quantidade de calor que precisa ser fornecida pelas utilidades, ou correntes quentes, para atender às necessidades do processo.

Este mesmo procedimento pode ser adotado para as correntes quentes, obtendo-se a curva composta das correntes quentes, onde a variação de entalpia representa a quantidade de calor que precisa ser removida pelas utilidades ou correntes frias.

A curva composta de um processo nada mais é do que a representação, no mesmo diagrama TH, das curvas compostas das correntes quentes e frias, conforme está ilustrado na Figura 3.5.



**Figura 3.5:** Exemplo de uma Curva Composta.

Conhecendo-se esta curva, é possível saber quanto de aquecimento e resfriamento externo é necessário para satisfazer as exigências do processo. Com isto o(a) projetista tem uma informação do quão próximo do ótimo está uma planta em operação ou o fluxograma de um projeto.

A região onde as duas curvas estão presentes é a região onde é possível uma integração energética, pois a energia em excesso das correntes quentes supre a demanda de aquecimento das correntes frias.

No canto superior direito do gráfico, existe uma região onde não há sobreposição entre o final da curva composta fria e o início da curva composta quente. Nesta região, as necessidades de aquecimento devem ser supridas por utilidades. Assim sendo, a diferença horizontal entre o final da curva composta das correntes frias e o início da curva das correntes quentes representa a demanda mínima de aquecimento externo. De maneira análoga, a diferença horizontal entre o fim da curva composta das correntes quentes e o início das frias, representa a demanda mínima de resfriamento externo.

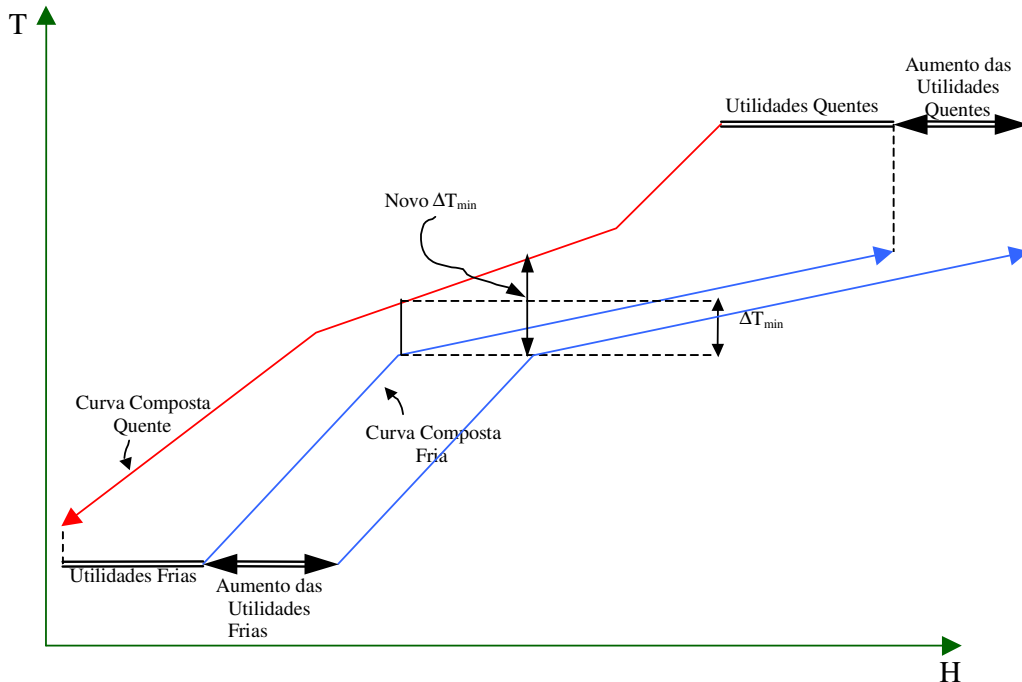
O ponto de menor distância vertical entre as curvas é o Ponto de Estrangulamento Energético (PEE ou *Pinch Point*), que representa uma restrição termodinâmica ao processo de transferência de energia. Este ponto separa as regiões com excesso de energia (*heat source*) das deficitárias em energia (*heat sink*).

A definição destas duas regiões tem implicações importantes. Caso sejam empregadas utilidades frias acima do PEE, será necessária a adição de utilidades quentes acima do valor mínimo. Isto ocorre porque, acima do PEE, as correntes quentes não possuem energia suficiente para o atendimento das necessidades térmicas das correntes frias, sendo necessária a complementação com utilidades quentes. Contudo, se alguma corrente quente for resfriada com utilidade fria, ela não estará mais disponível para aquecer uma corrente fria, elevando ainda mais a diferença entre a energia requerida pelas correntes frias e a ofertada pelas correntes quentes. Raciocínio análogo pode ser feito na região inferior ao Pinch. Sempre que alguma utilidade quente for empregada nesta região, acarretará em um maior consumo de utilidades frias.

Por fim, se as correntes aquecidas acima do PEE cederem calor para as correntes frias abaixo do *Pinch*, será necessário utilizar mais utilidades quentes acima do *Pinch* e frias abaixo, uma vez que se está retirando calor do sumidouro e enviando para a fonte.

As temperaturas das correntes no PEE são denominadas de temperaturas do PEE quente e fria, sendo a diferença entre elas igual ao  $\Delta T_{\min}$ . O valor do  $\Delta T_{\min}$  afeta os valores de consumo mínimo de utilidades, conforme pode ser verificado na Figura 3.6, que ilustra o mesmo processo da Figura 3.5, porém com um valor de  $\Delta T_{\min}$  maior.

Um aumento no valor de  $\Delta T_{\min}$  implica em uma elevação do consumo mínimo de utilidades. Uma vez que para haver troca térmica entre duas correntes de processo é necessário que a corrente quente esteja a uma temperatura superior à da corrente fria, para garantir que o fluxo de calor irá da corrente que se quer resfriar em direção à corrente que se quer aquecer, pode-se pensar que o  $\Delta T_{\min}$  ideal para todos os problemas é muito próximo de zero. Este raciocínio estaria correto se não fosse considerado o custo dos equipamentos de transferência de calor, que serão menores quanto maior for a força motriz para a transferência de energia. Isto significa que o  $\Delta T_{\min}$  ideal para um determinado processo varia de acordo com o local de instalação da unidade, pois o mesmo deve ser otimizado com a consideração dos custos de equipamentos e utilidades na região na qual o processo será instalado.



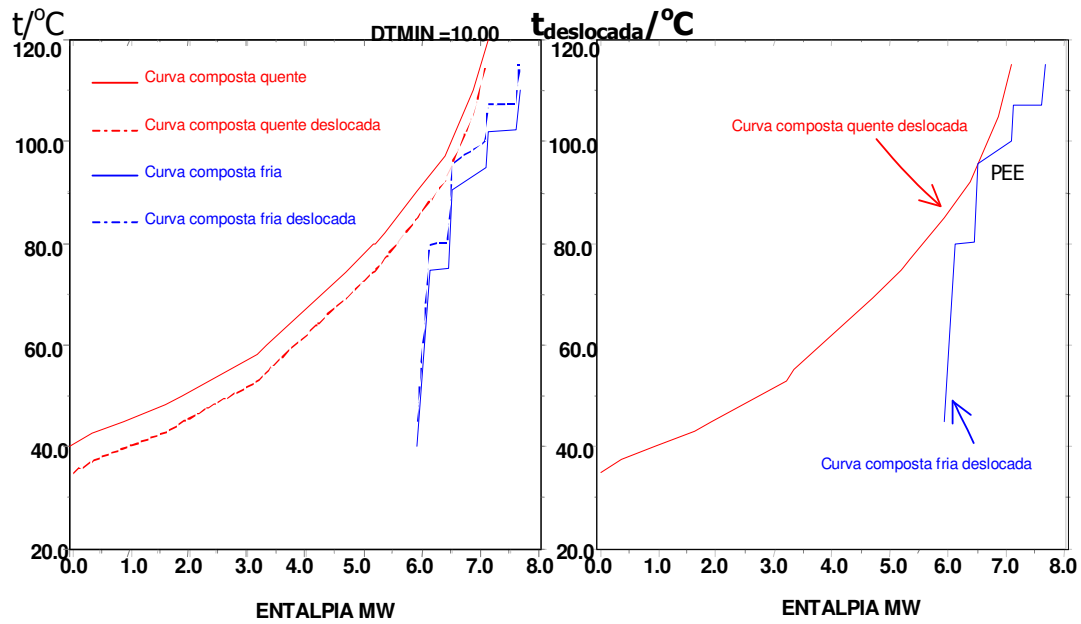
**Figura 3.6:** Efeito do  $\Delta T_{\min}$  no consumo mínimo de utilidades.

Para o sítio estudado, adotou-se um  $\Delta T_{\min}$  de  $10^{\circ}\text{C}$  (valor usual em trabalhos de integração) para todas as unidades, com o objetivo de comparar apenas as curvas compostas em uma mesma base. Uma vez escolhido o valor do  $\Delta T_{\min}$ , basta saber os valores da temperatura de entrada ( $T_s$ , *supply temperature*), de saída ( $T_t$ , *target temperature*) e do calor trocado de cada corrente do processo para que sejam geradas as curvas compostas das unidades.

Com as mesmas informações necessárias para a geração das curvas compostas, é possível construir as *grand composite curves*, que neste trabalho são chamadas de grandes curvas compostas. Conforme comentado no Capítulo 2, estas curvas auxiliam na escolha das utilidades, bem como na avaliação da melhor alternativa para colocação de qualquer operação unitária que possa ser representada em termos de fontes e sumidouros de energia, ou seja, estas curvas permitem visualizar o saldo líquido de energia em cada intervalo de temperatura.

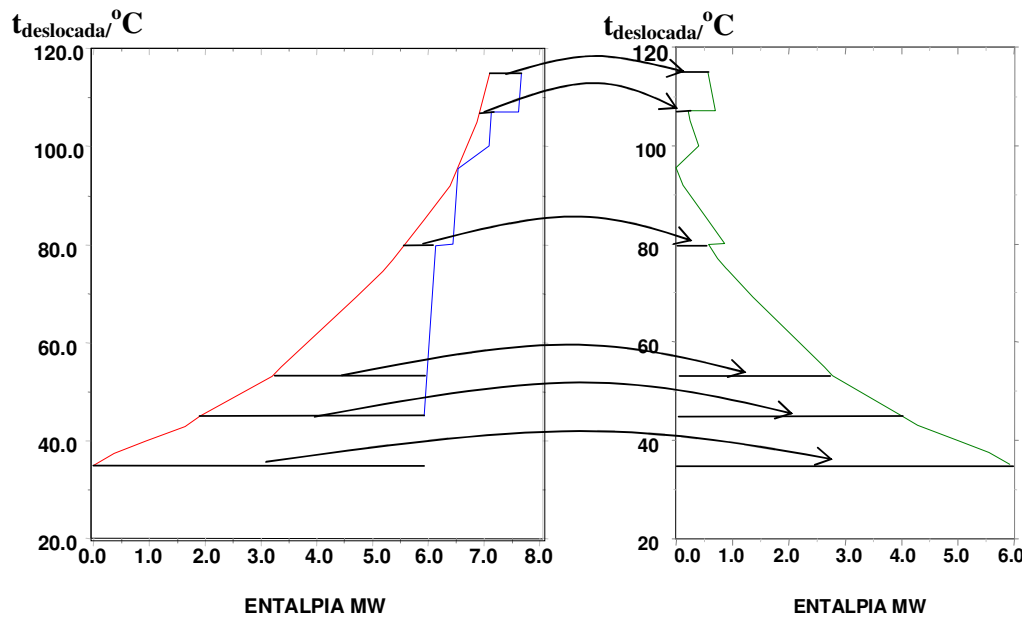
A grande curva composta também é representada em um diagrama de temperatura *versus* entalpia, no qual os pares coordenados são formados pelos valores de energia disponível em cada intervalo de temperatura.

Graficamente, a primeira etapa para a geração de uma grande curva composta (GCC) consiste em subtrair o  $\Delta T_{\min}/2$  da curva composta das correntes quentes e adicionar este mesmo valor de temperatura na curva composta das correntes frias, de forma que, no PEE, as duas curvas se tocam, conforme ilustrado na Figura 3.7.



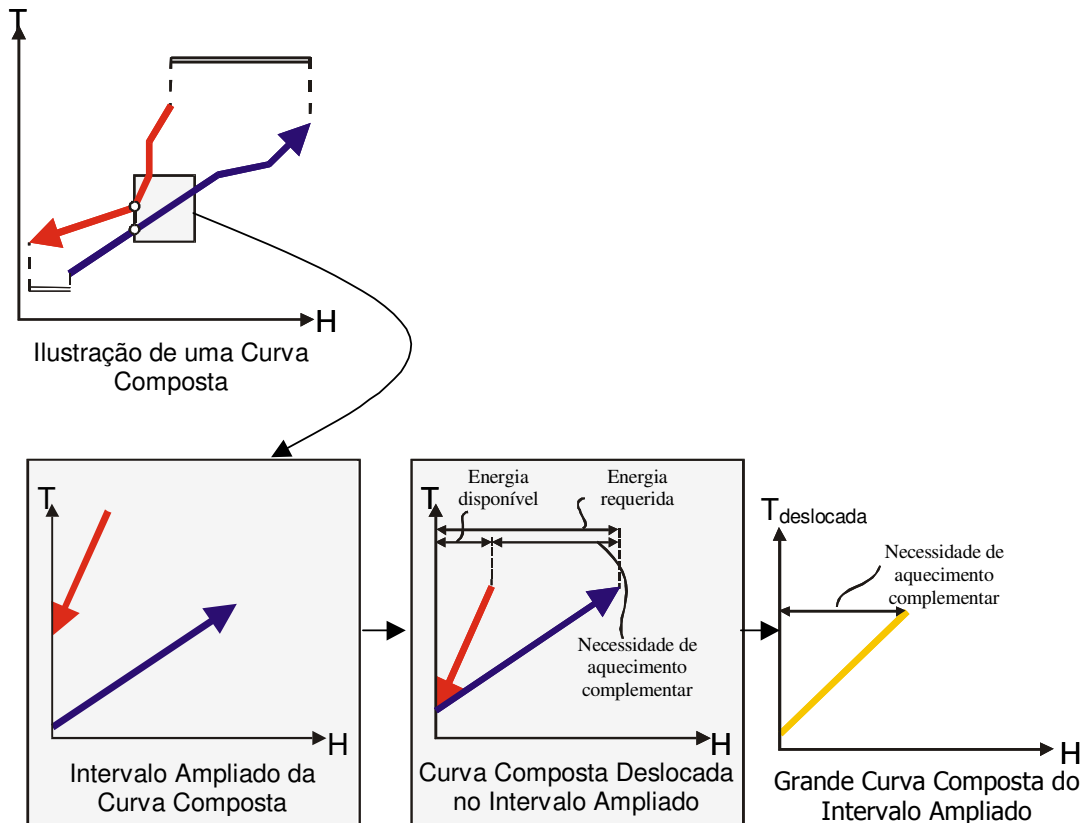
**Figura 3.7:** Geração da curva composta deslocada de  $\Delta T_{\min}/2$ .

Após a geração da curva composta deslocada, representa-se, em cada intervalo de temperatura, a distância horizontal ente a curva composta das correntes quentes e a curva composta das correntes frias. Graficando-se esta diferença de entalpia para cada valor de temperatura corrigida, obtém-se a GCC do processo, ilustrado de forma didática na Figura 3.8.



**Figura 3.8:** Geração da GCC a partir do saldo líquido de aquecimento ou resfriamento necessário em cada intervalo de temperatura.

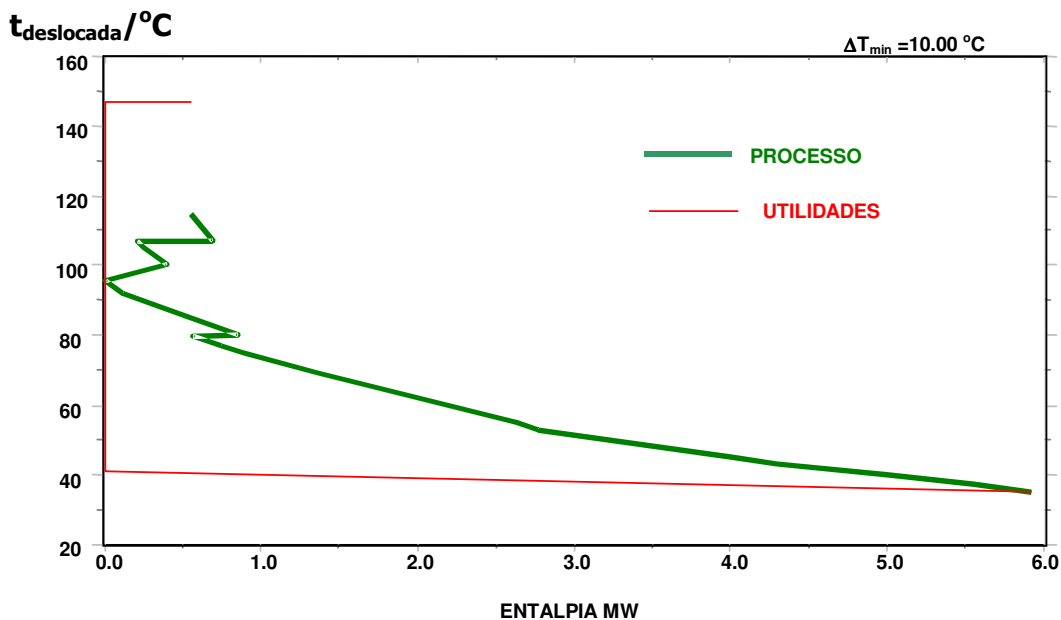
A GCC mostra a necessidade de aquecimento ou resfriamento em cada intervalo de temperatura após a maximização das trocas térmicas entre correntes de processo, conforme ilustrado na Figura 3.9.



**Figura 3.9:** Ilustração da representação em CC e GCC de um intervalo de temperatura.

As curvas compostas fornecem ao projetista uma idéia da força motriz para troca térmica existente em cada intervalo de temperatura, enquanto as GCC são mais apropriadas para o entendimento das interfaces entre o processo e o sistema de utilidades.

Para exemplificar, vamos supor que o processo da Figura 3.8 tenha disponível no sítio vapor de alta pressão a 450°C, vapor de baixa pressão a 152°C, água de refrigeração alimentada a 30°C e retornando a 36°C e, por fim, água gelada à 2°C. Considerando-se que o vapor de baixa possui um custo inferior ao de alta, e que a água gelada um custo superior ao de água de refrigeração, a melhor seleção de utilidades seria ilustrada na Figura 3.10, que emprega vapor de baixa para aquecimento e água de refrigeração para resfriamento.



**Figura 3.10:** Grande curva composta (GCC) do processo da Figura 3.8 balanceada com vapor de baixa e água de refrigeração.

É importante ressaltar que na GCC e na curva composta o PEE representado é o de processo, e não o da rede. A diferença entre os dois é que o *pinch* de rede (PEER) depende das correntes de processo e da topologia da rede instalada, enquanto o PEE depende somente das correntes de processo (Asante e Zhu, 1997). Deste modo, mudanças na topologia da rede podem alterar o PEER, porém o PEE não é afetado se as correntes não forem alteradas.

Em um primeiro momento, a obtenção das informações necessárias para a geração das curvas compostas parece uma tarefa simples, mas existem vários fatores que devem ser levados em consideração nesta etapa. A variação nas temperaturas de entrada e saída das correntes é um destes fatores. As plantas são flexíveis e, de acordo com as receitas de cada produto, as temperaturas e composições das correntes variam. O valor da capacidade térmica das correntes também é muito relacionado com a carga da unidade, que, em geral, varia de acordo com as exigências de mercado. Desta forma, o calor trocado pelas correntes pode variar substancialmente.

Para contornar estes problemas, o(a) projetista pode escolher um caso base para a análise e realizar uma avaliação de sensibilidade das correntes antes da implementação de qualquer modificação. A escolha do caso base, todavia, é uma etapa igualmente trabalhosa, e, muitas vezes, está associada à condição em que a planta opera na maior parte do tempo.

Conforme comentado anteriormente, existem várias fontes de dados para o suprimento das informações relativas às correntes. Neste trabalho, para uma primeira avaliação, foram



utilizadas as folhas de especificação dos trocadores e os fluxogramas de processo. Com o andamento do projeto, os fluxogramas de engenharia, instruções operacionais, listas de alarmes e intertravamentos, sistemas de coleta de dados e, quando disponíveis, também foram consultados resultados de simulações.

Para agilizar a construção das curvas e, posteriormente, a avaliação das oportunidades de melhorias, utilizou-se o software Aspen Pinch da Aspen Tech. A alimentação dos dados das correntes no Aspen Pinch pode ser realizada manualmente, digitando-se as informações em um arquivo chamado *Stream Data*, que, por sua vez, contém uma máscara de entrada, conforme a Tabela 3.3.

**Tabela 3.3:** Máscara de entrada do arquivo “*Stream Data*”.

	<b>Name</b>	<b>Ts</b>	<b>Tt</b>	<b>Duty</b>	MCP	Hfilm
Units		°C	°C	kW	kW/°C	W/(°C.m <sup>2</sup> )

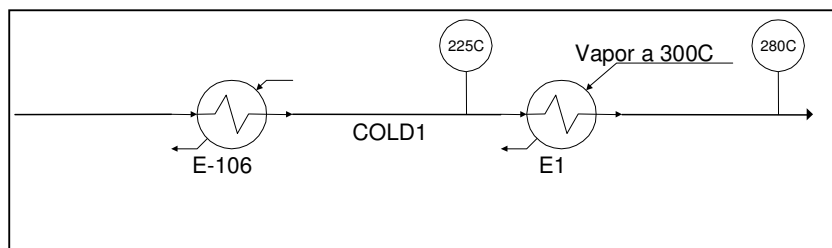
Em negrito estão o nome da corrente (Name), a temperatura em que a mesma se encontra (Ts), a temperatura na qual a corrente necessita ser aquecida ou resfriada (Tt) e, por fim, a carga térmica (Duty), que são as informações mínimas necessárias para a geração das curvas compostas. Também é possível a inserção dos valores da capacidade térmica da corrente (MCP), para que o software calcule a carga térmica.

Estes mesmos dados podem ser obtidos de uma forma indireta, a partir das informações contidas em um outro arquivo, chamado *Heat Exchanger Data Table*, cujo modelo de máscara de entrada, contendo dados fictícios, encontra-se na Tabela 3.4.

**Tabela 3.4:** Exemplo de uma *Heat Exchanger Data Table*.

	<b>HXName</b>	<b>Stream</b>	<b>UT</b>	<b>Upstream</b>	<b>Tin</b>	<b>Tout</b>	<b>Duty</b>	<b>Área</b>
Units					°C	°C	KW	m <sup>2</sup>
1	E1	STEAM	X		300	300	325	50
		COLD1		E-106	225	280	325	

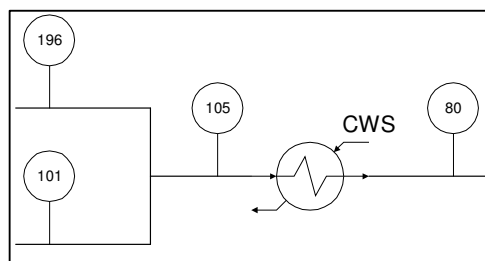
Neste exemplo, o aquecedor E1, que possui uma área de 50m<sup>2</sup>, está situado à jusante do trocador E-106, aquecendo a corrente fria COLD1 com vapor, conforme a Figura 3.11.



**Figura 3.11:** Fluxograma do exemplo da Tabela 3.4.

Comparando-se as duas formas de entrada de dados, alguns comentários podem ser traçados. O primeiro deles é que a *Heat Exchanger Data Table* (HEDT) captura a topologia da rede existente, uma vez que existe a informação sobre a seqüência de localização dos trocadores em uma determinada corrente (no campo *Upstream*). Além da topologia, também ocorre a aquisição das informações sobre o sistema de utilidades existente.

Face às vantagens citadas acima, a primeira entrada de dados no software foi realizada via HEDT, utilizando como caso base as condições contidas nas folhas de especificação dos trocadores e, como documentos auxiliares, os fluxogramas de processo. Os fluxogramas de processo são importantes para aumentar a compreensão sobre a planta e para evitar que as correntes sejam extraídas de uma forma inadequada, quando, por exemplo, ocorrem misturas de correntes, conforme a Figura 3.12.



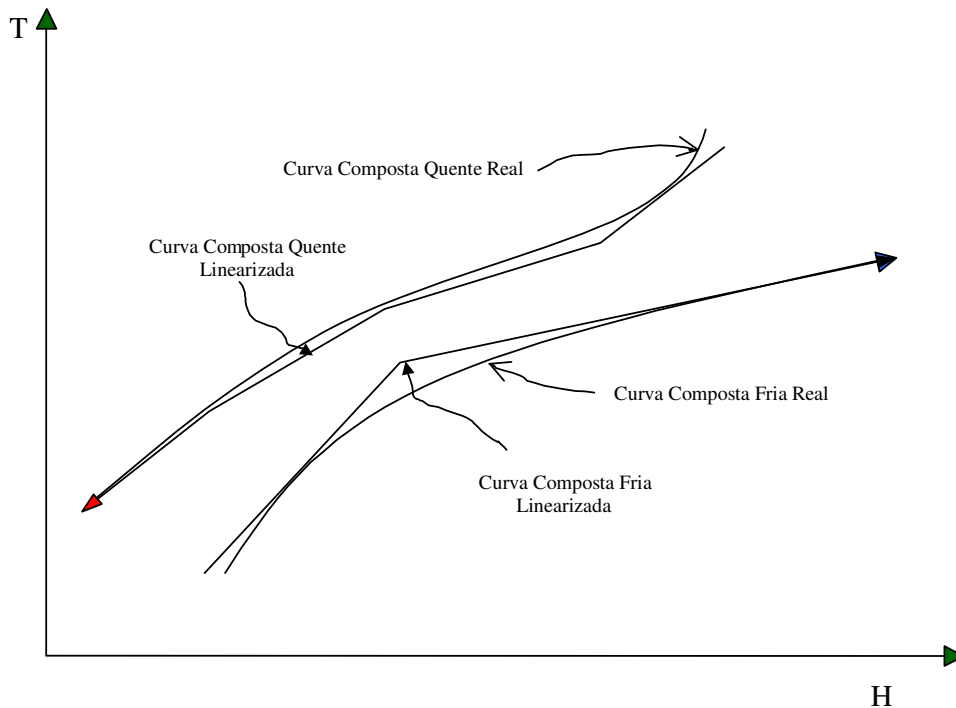
**Figura 3.12:** Mistura de duas correntes quentes que devem ser resfriadas a 80°C.

Na Figura 3.12, estão representadas duas correntes, a temperaturas distintas (196 e 101 °C), que se misturam formando uma corrente a 105°C, a qual, por sua vez, precisa ser resfriada até 80°C. O processo de extração baseado na folha de especificação do trocador resultaria em uma única corrente resfriada de 105 para 80 °C. Em um caso como este, é conveniente considerar duas correntes distintas, uma que precisa ser resfriada de 196 °C até 80 °C e outra de 101 °C até 80°C. Esta distinção, todavia, é mais importante no reprojeto da unidade do que na geração da Curva Composta, e, por isso, o preenchimento da HEDT,

diretamente com as folhas de especificação dos trocadores, constitui uma maneira bastante rápida e eficiente para uma primeira avaliação das unidades, ficando a critério do(a) projetista a modificação dos dados gerados pela tabela antes de realizar um reprojeto.

Outro importante detalhe referente à extração dos dados das folhas de especificação dos trocadores via HEDT é que, muitas vezes, existem trocas térmicas que não envolvem o uso de trocadores de calor. Como exemplo, podem ser citados os equipamentos que sofrem troca por contato direto entre as correntes ou por meio de camisas e serpentinas. Este problema pode ser contornado pela adição destas correntes diretamente no arquivo *Stream Data* gerado com os dados da HEDT.

Para cada corrente extraída, está associado um valor de capacidade térmica (abreviado como MCP para manter a nomenclatura utilizada pelo software). Utilizando-se as informações contidas nas folhas de especificação dos trocadores, o valor de MCP é calculado pela razão entre a carga térmica e a diferença de temperatura, representando, portanto, uma capacidade térmica média no intervalo. Nos casos em que o calor específico varia substancialmente no intervalo de temperatura, como em trocadores com mudança de fase, pode ser conveniente dividir o intervalo em mais correntes linearizadas, conforme a Figura 3.13.



**Figura 3.13:** Exemplo de linearização das curvas compostas.

Cabe ser ressaltado que a linearização é realizada de uma forma conservadora, isto é, as correntes quentes são linearizadas sempre com temperaturas menores que a real, enquanto as correntes frias são linearizadas com temperaturas superiores à real. Quando ocorrem mudanças de fase, o ponto de bolha e o ponto de orvalho devem ser fixados como pontos na linearização, pois, muitas vezes, o PEE é definido por estes pontos (Linnhoff *et al.*, 1994).

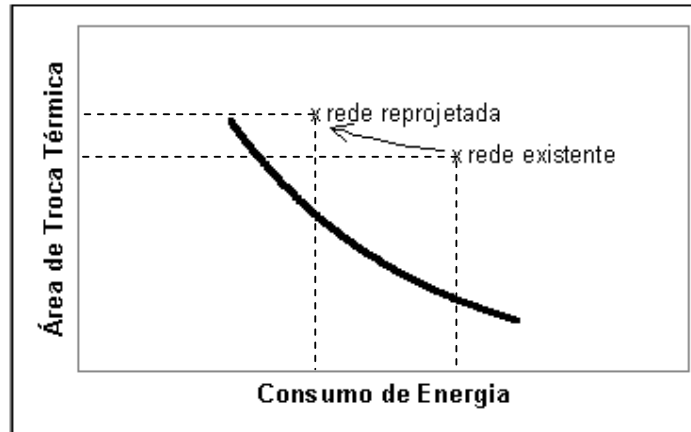
Para uma análise preliminar das unidades, nenhuma corrente foi linearizada, priorizando-se a rapidez na geração das curvas, com o domínio das simplificações e imprecisões adotadas.

Da mesma forma que existem correntes que trocam energia sem utilizar trocadores, as quais podem ser incluídas no problema, existem trocadores utilizados somente em condições especiais, como em partidas ou paradas das unidades, que não devem constar na análise. Na obra de Linnhoff *et al.* (1994), encontra-se uma revisão sobre os critérios para seleção de correntes.

De posse das curvas compostas, ainda pode haver dúvidas em relação à planta em que o trabalho deve ser iniciado, uma vez que a análise destes gráficos não disponibiliza informações sobre o grau de integração existente na unidade. Isto pode ser verificado de diversas maneiras. A primeira delas seria uma comparação por inspeção, identificando a quantidade de trocadores de calor entre correntes de processo de cada unidade. Outra alternativa seria a comparação do consumo mínimo de utilidades com os praticados pelas unidades. Esta segunda abordagem está sujeita a algumas imprecisões, como a diferença entre os dados utilizados para gerar as curvas compostas e os dados de operação das unidades. Nos dados medidos, podem existir perdas como vazamentos de vapor nas plantas, que, por sua vez, podem ser interpretados como ineficiência estrutural da rede. Este problema, em parte, pode ser minimizado se os consumos mínimos de utilidades forem comparados aos valores de projeto do caso base escolhido.

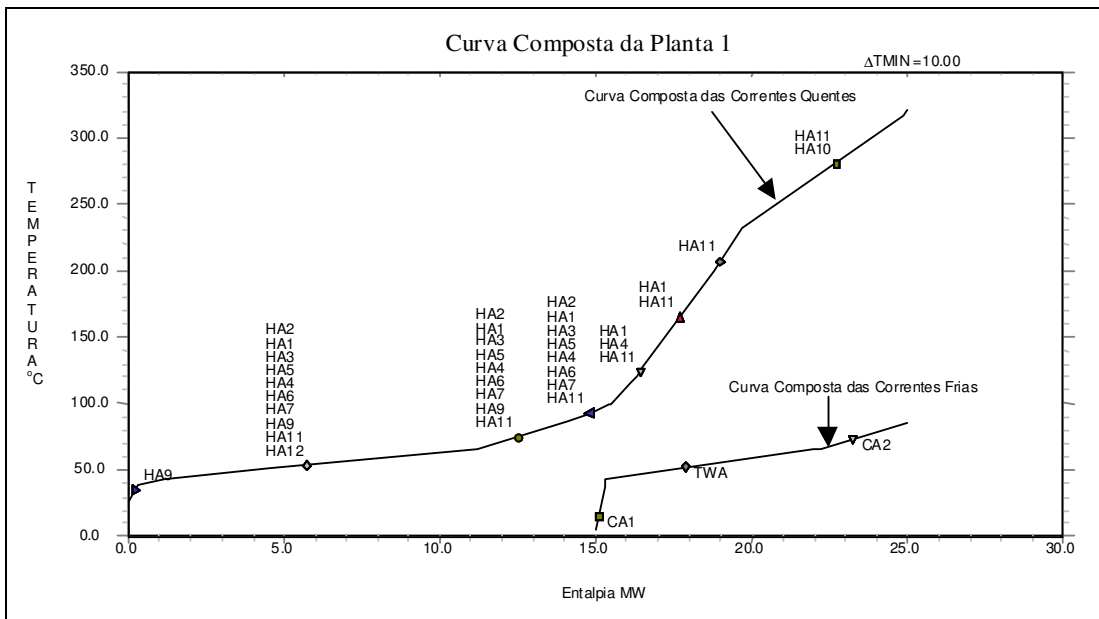
O levantamento da eficiência de área de cada unidade, definida como a razão entre a área mínima e a área existente em cada processo, constitui outra informação que pode auxiliar na escolha (Tjoe e Linnhoff, 1986). Esta eficiência mede o desempenho do projeto existente comparado com um projeto novo, utilizando os conceitos da análise *pinch*. Um valor muito pequeno desta relação indica um aproveitamento inadequado da área instalada, comparada com a rede ideal que teria o valor unitário para a eficiência de área.

É possível, porém bastante trabalhoso, estabelecer, com as informações das correntes de processo, uma curva relacionando a área de troca térmica e o consumo de energia. Nesta curva, chamada de curva ideal, ocorre uma redução no consumo de energia na medida que a área dos trocadores é aumentada. Plotando-se, no mesmo gráfico da curva ideal, as condições da rede existente, isto é, a área instalada e o consumo de energia, verifica-se que, quanto mais afastado o ponto estiver da curva ideal, menor é a eficiência da área. Ao realizar-se um reprojeto, aproxima-se da curva ideal, conforme ilustrado na Figura 3.14.

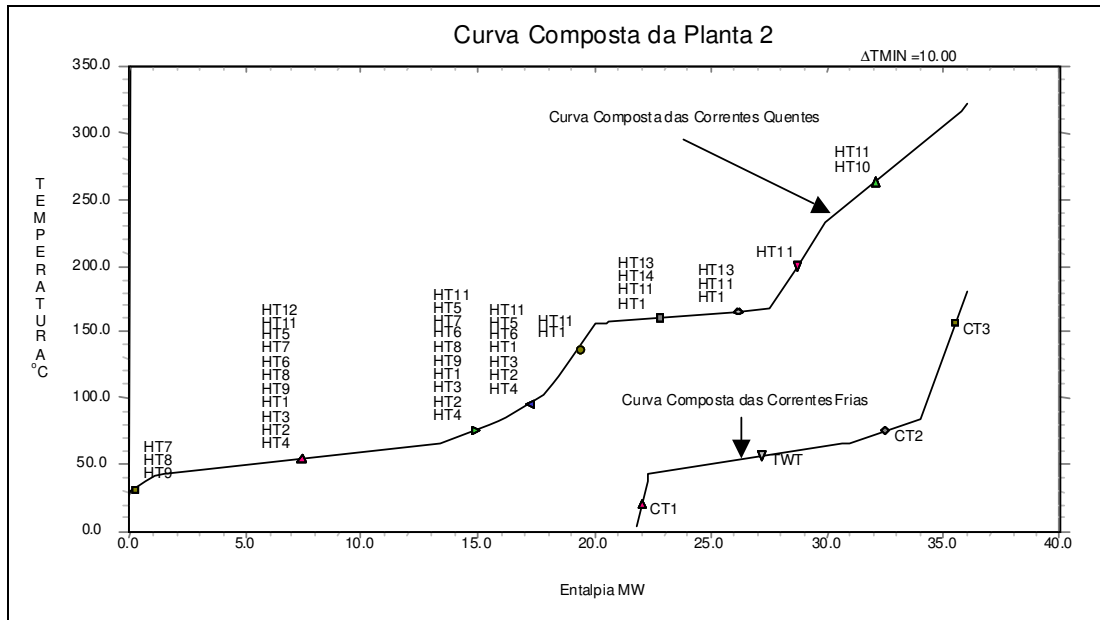


**Figura 3.14:** Ilustração do conceito de eficiência de área.

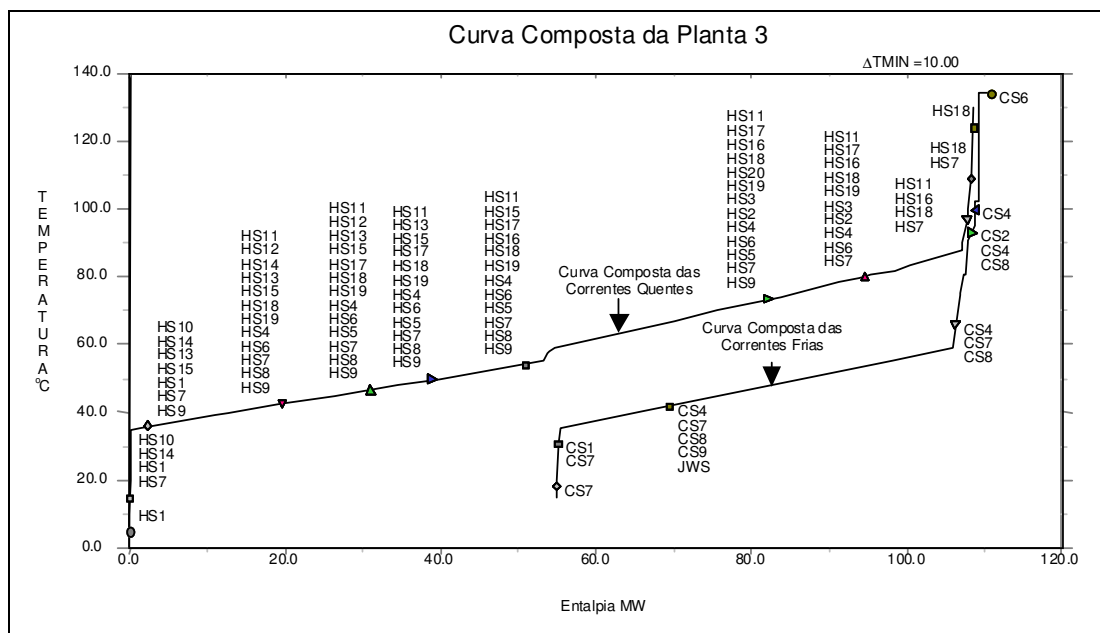
No caso do sítio estudado, a inspeção dos processos foi suficiente para escolha da planta a ser reprojitada. As Figuras 3.15, 3.16 e 3.17 representam respectivamente as Curvas Compostas das Unidades 1, 2 e 3.



**Figura 3.15:** Curva Composta da Unidade 1.



**Figura 3.16:** Curva Composta da Unidade 2.



**Figura 3.17:** Curva Composta da Unidade 3.

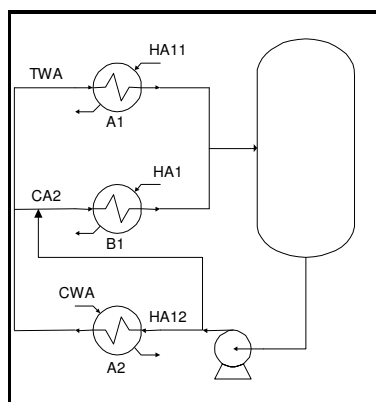
## 3.2 Avaliação das Curvas Compostas

Analisando-se as curvas compostas das unidades, apresentadas nas Figuras 3.15, 3.16 e 3.17, percebe-se que as mesmas possuem bem mais correntes quentes do que frias. Isto deve-se, principalmente, ao fato de que as três unidades possuem reatores exotérmicos.

No caso das Plantas 1 e 2, as reações ocorrem a pressões elevadas, sendo necessária a utilização de dois compressores para pressurizar o reagente até a pressão reacional. Cada compressor possui mais de um estágio de compressão, equipado com resfriadores entre estágios para evitar aumento excessivo da temperatura do gás. Além dos compressores principais, cada unidade possui um compressor multiestágio adicional, destinado a recuperar a matéria-prima não reagida, que, por sua vez, é volatilizada dos produtos após uma etapa de redução de pressão. A presença de diversos resfriadores entre os estágios de compressão, adicionado ao fato de que as reações são exotérmicas, faz com que estas unidades apresentem várias correntes quentes em uma ampla faixa de temperatura, conforme pode ser verificado nas Figuras 3.15 e 3.16.

Diferente das correntes quentes, o número de correntes frias das Plantas 1 e 2 é tão reduzido que as oportunidades de integração das mesmas podem ser conduzidas, com relativa facilidade, por inspeção.

Avaliando-se as correntes frias da Unidade 1, identificou-se que, das três correntes existentes, duas pertencem a um circuito fechado de resfriamento, esquematizado na Figura 3.18.



**Figura 3.18:** Circuito fechado de resfriamento das correntes HA11 e HA1.

Por exigência do processo, as correntes HA11 e HA1 não podem ser resfriadas a temperaturas próximas a ambiente. Deste modo, estas correntes não trocam calor diretamente com a água de resfriamento, sendo necessária a utilização de água a uma temperatura mais elevada para esta finalidade. Esta água com temperatura superior à de resfriamento é gerada no processo. As correntes CA2 e TWA, após trocarem calor com as HA11 e HA1, são misturadas em um vaso, gerando a corrente HA12. Esta, por sua vez, rejeita o calor removido das correntes quentes para o circuito de água de resfriamento no trocador A2. A corrente

CA2, como pode ser verificado na Figura 3.15, possui uma temperatura superior a da TWA. A corrente CA2 possui a flexibilidade adicional de ajuste de temperatura pela mistura com a corrente HA12 antes de passagem desta pelo trocador A2.

Da avaliação do circuito da Figura 3.18, é possível verificar que as correntes CA2 e TWA já estão integradas, ou seja, trocam calor com outras correntes de processo. Desta forma, o potencial de aumento da recuperação de energia da Planta 1 fica restrito a, aproximadamente, 265kW da corrente CA1. Devido aos elevados custos dos trocadores desta unidade, em função da alta pressão de operação, a integração da corrente CA1 não foi considerada uma oportunidade muito promissora. Entretanto, sugere-se que as alternativas de integração desta corrente sejam avaliadas em trabalhos futuros.

As considerações feitas quanto à Planta 1 podem ser extrapoladas para Unidade 2, que também possui um sistema de resfriamento similar ao da Figura 3.18, envolvendo as correntes frias TWT e CT2. A principal diferença entre as curvas compostas das correntes frias destas unidades é a corrente CT3, que não possui similar na Planta 1. Esta corrente pertence ao sistema reacional da unidade e sua taxa de aquecimento pode influenciar na conversão do reator e nas propriedades dos produtos. Portanto, a integração energética desta corrente torna-se um problema bastante complexo, que foge ao escopo deste trabalho.

Desta forma, foram estudadas, basicamente, modificações na Unidade 3. Esta planta, embora trabalhe com pressões mais moderadas que as Unidades 1 e 2, apresenta uma complexidade superior. Esta unidade realiza reações de polimerização por via catalítica e pode ser sub-dividida em seções de purificação de matérias-primas, sistema reacional, sistema de desativação do catalisador e secagem do polímero, sistema de recuperação de monômeros, comonômeros e solvente e, por fim, sistema de geração de vapor e recuperação de condensado.

As seções de purificação não foram consideradas neste trabalho por não operarem de forma contínua, dependendo da qualidade das matérias-primas fornecidas pela central, do rendimento catalítico e do tipo de comonômero a ser empregado.

As principais correntes quentes e frias deste processo estão indicadas na Tabela 3.5.



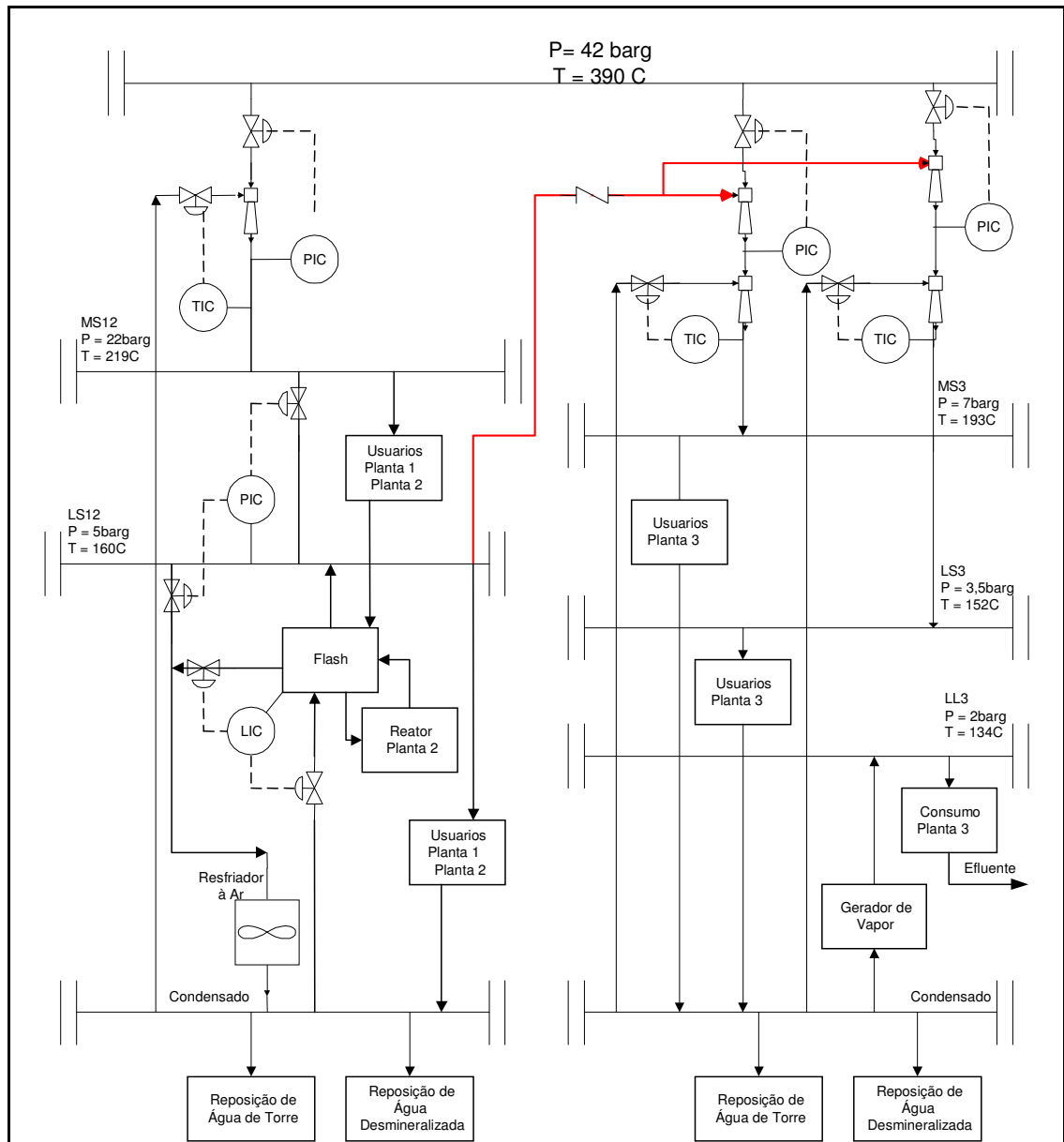
**Tabela 3.5:** Principais correntes da Planta 3.

<b>Sistema</b>	<b>Correntes Quentes</b>	<b>Correntes Frias</b>
Sistema reacional	Resfriadores dos reatores e de gases envolvidos em sistemas de compressão.	Trocadores de calor utilizados para colocação em operação da unidade.
Recuperação de monômeros, comonômeros e solventes	Condensadores das colunas de destilação e resfriadores dos produtos de fundo das colunas.	Refervedores das colunas de destilação.
Desativação do Catalisador	Condensador do sistema de recuperação dos monômeros e comonômeros volatilizados no processo de desativação do catalisador.	Refervedor do sistema de recuperação dos monômeros e comonômeros volatilizados no processo de desativação do catalisador.
Secagem do Polímero	Resfriamento de água para lavagem da mistura água e gás inerte proveniente do secador.	Aquecimento de gás inerte para secar o polímero.
Geração de vapor e recuperação de condensado.	Condensador do vapor reevaporado no vaso de recuperação de condensado.	Geração de vapor a pressões reduzidas para consumo no processo.

Devido ao elevado número de correntes, a Planta 3 foi submetida a uma avaliação crítica para a simplificação do problema. Todavia, antes de ser iniciado o estudo de modificações nesta planta, conforme comentado anteriormente, foi realizada a avaliação preliminar de oportunidades de melhoria que não requerem investimentos.

Inicialmente, verificou-se que as unidades não possuem equipamentos de combustão e nem grandes máquinas a vapor. Desta forma, a inspeção ficou centrada no sistema de distribuição de vapor. Embora não tenha sido possível realizar uma avaliação do funcionamento dos grandes purgadores, durante a verificação do sistema de distribuição de vapor, constatou-se que existia um alívio frequente de vapor de baixa pressão para o condensador a ar. A Planta 2 é produtora de vapor de baixa pressão e exporta o excedente para as demais. Em função da proximidade das Plantas 1 e 2, os coletores de vapor de baixa e média pressão (LS12 e MS12 respectivamente) são comuns às duas unidades. A Figura 3.19 representa o sistema de distribuição de vapor do sítio.

A exportação de vapor do coletor das Unidades 1 e 2 para a Unidade 3 ocorre por diferença de pressão. Quando a Unidade 2 está em carga plena, a produção de vapor é muito intensa e, nestes casos, verificou-se que o diferencial de pressão existente não era suficiente para exportar o excedente de vapor, forçando a abertura da válvula de controle de pressão do vapor de baixa desta unidade (LS12) para condensação do mesmo no resfriador a ar.



**Figura 3.19:** Sistema de distribuição de vapor do sítio.

Foram avaliadas duas possibilidades para contornar esta ineficiência. A primeira delas seria o aumento da pressão do vapor produzido na Planta 2. Esta alternativa, entretanto, foi descartada por resultar em um aumento de temperatura da água de resfriamento do reator desta unidade. Isto é extremamente indesejável, principalmente nos momentos de carga alta, nos quais se busca a maximização da troca térmica com a camisa do reator.

A segunda possibilidade seria a redução da pressão do coletor de vapor de média e de baixa da Unidade 3. Através de um teste prático na planta, verificou-se qual a melhor pressão de operação dos coletores, de modo a maximizar as exportações de vapor da Unidade 2 sem causar problemas de controle ou de alagamento de trocadores da Unidade 3.

Esta modificação resultou em uma economia anual de, aproximadamente, R\$260.000,00, correspondente à redução de 500kg/h de consumo de vapor, sem necessitar investimentos para obtenção do benefício.

Após esta avaliação preliminar, verificou-se a possibilidade de integração entre correntes de unidades distintas. Em função da distância entre as unidades e das elevadas pressões de operação das correntes, esta possibilidade foi descartada, passando-se à avaliação das oportunidades de melhorias na Planta 3.

## Capítulo 4

# Diagnóstico das Oportunidades de Melhorias da Planta 3

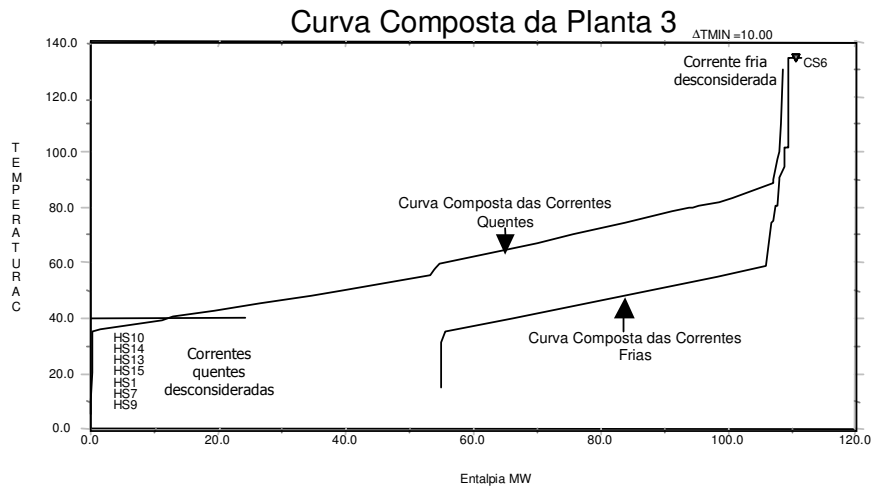
### 4.1 Simplificação do Problema

Os dados utilizados para geração da curva composta da unidade foram obtidos diretamente das folhas de especificação dos trocadores de calor. Para o reprojeto da Planta 3, as condições de operação do produto mais vendido foram estabelecidas como base. Nesta condição, foram identificadas as correntes situadas fora da faixa possível de integração (nas extremidades da curva composta), isto é, correntes quentes (que precisam ser resfriadas) que possuem temperaturas inferiores a da menor corrente fria, e vice-versa, ou muito próximas desta região.

Nesta etapa, eliminaram-se todos os resfriadores que utilizam água refrigerada (água a 2°C) e os aquecedores que utilizam vapor de média pressão. A Figura 4.1 ilustra, na curva composta da unidade, as correntes que foram removidas por estarem fora da faixa de integração.

Vale ressaltar que, antes da eliminação destas correntes, verificou-se a possibilidade de enquadrar alguma corrente dentro da região de sobreposição das curvas com uma modificação simples de condição operacional. Esta verificação, entretanto, não resultou na permanência de alguma corrente que, nas condições do caso base, estaria fora da faixa de integração. Isto não significa, contudo, que não possam ser feitas melhorias nestas correntes capazes de promover uma redução do consumo energético da planta. Apesar destas correntes necessitarem de utilidades para satisfazerem suas demandas térmicas, pode-se fazer uma avaliação visando maximizar as utilidades de menor custo. Apenas para exemplificar, supondo que uma determinada corrente quente seja resfriada de 50°C até 15°C com água refrigerada a 2°C. Esta corrente poderia ser resfriada inicialmente até 40°C com água de resfriamento a 30°C (considerando-se um  $\Delta T_{\min}$  de 10°C para as utilidades) e, de 40°C para

15°C, com água de resfriamento. Esta abordagem, todavia, não foi considerada neste trabalho, que se restringiu à busca das grandes oportunidades de melhorias.



**Figura 4.1:** Correntes eliminadas do problema por estarem fora da faixa de integração.

Além das correntes fora da faixa de integração, foram desconsiderados os trocadores utilizados de forma não contínua, como, por exemplo, os trocadores necessários somente para a colocação em marcha da unidade, os trocadores do sistema de purificação de monômeros e de preparo do catalisador.

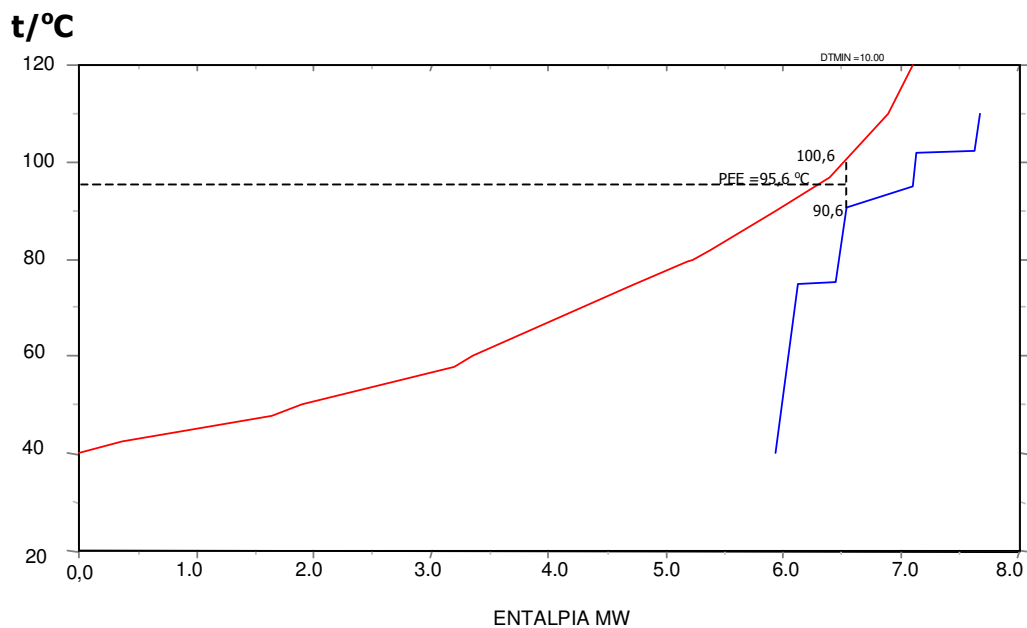
Para finalizar a simplificação do problema, foram removidos os trocadores envolvidos no sistema de purificação de comonômero (não utilizado no caso base) e os resfriadores do sistema reacional. Esta última decisão foi tomada com base na complexidade dos projetos que envolvem estas correntes, bem como nos riscos de adição de distúrbios no sistema de controle de temperatura dos reatores.

## 4.2 Diagnóstico da Unidade

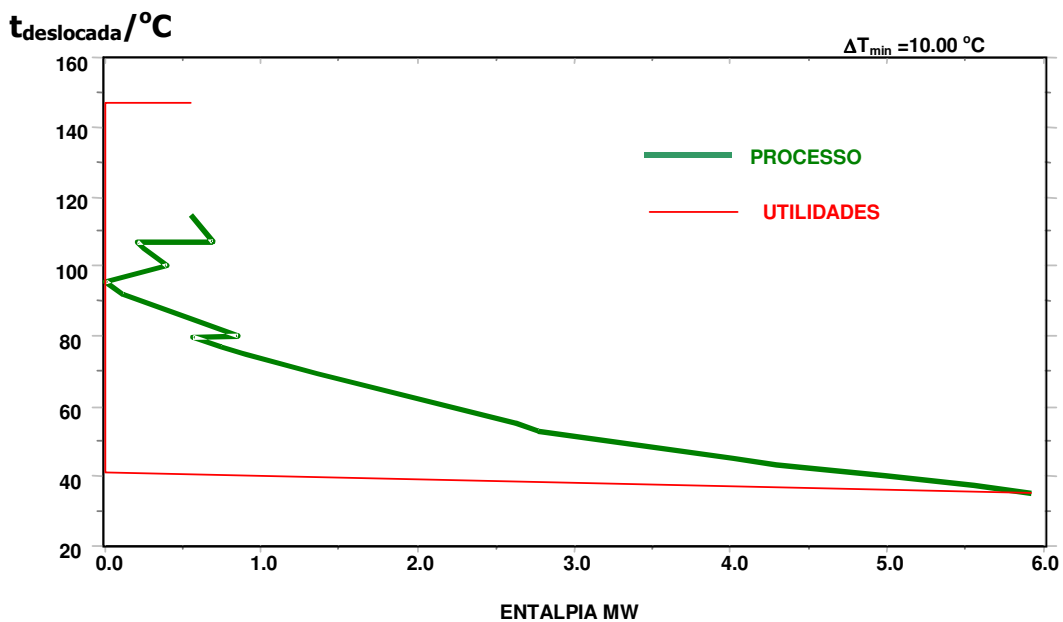
Após a redução do tamanho do problema, a curva composta da unidade simplificada e a grande curva composta foram geradas com os dados do Apêndice G, conforme as Figuras 4.2 e 4.3. Com base na análise destas figuras, pode-se verificar que a planta simplificada apresenta um PEE de 95,6°C e que a necessidade de resfriamento é bem superior à de aquecimento. Além disso, na Figura 4.3 fica evidente que a utilização de vapor de baixa pressão a 152°C e de água de resfriamento a 30°C atende as demandas energéticas destas correntes.

Definidas as principais correntes que compõem a malha a ser estudada, foram estimados seus coeficientes de película. Esta informação pode ser obtida de diversas maneiras, como o levantamento dos dados de literatura, o uso de simuladores ou ainda uma

avaliação dos dados das folhas de especificação dos trocadores. O Apêndice A contém a memória de cálculo destas estimativas.

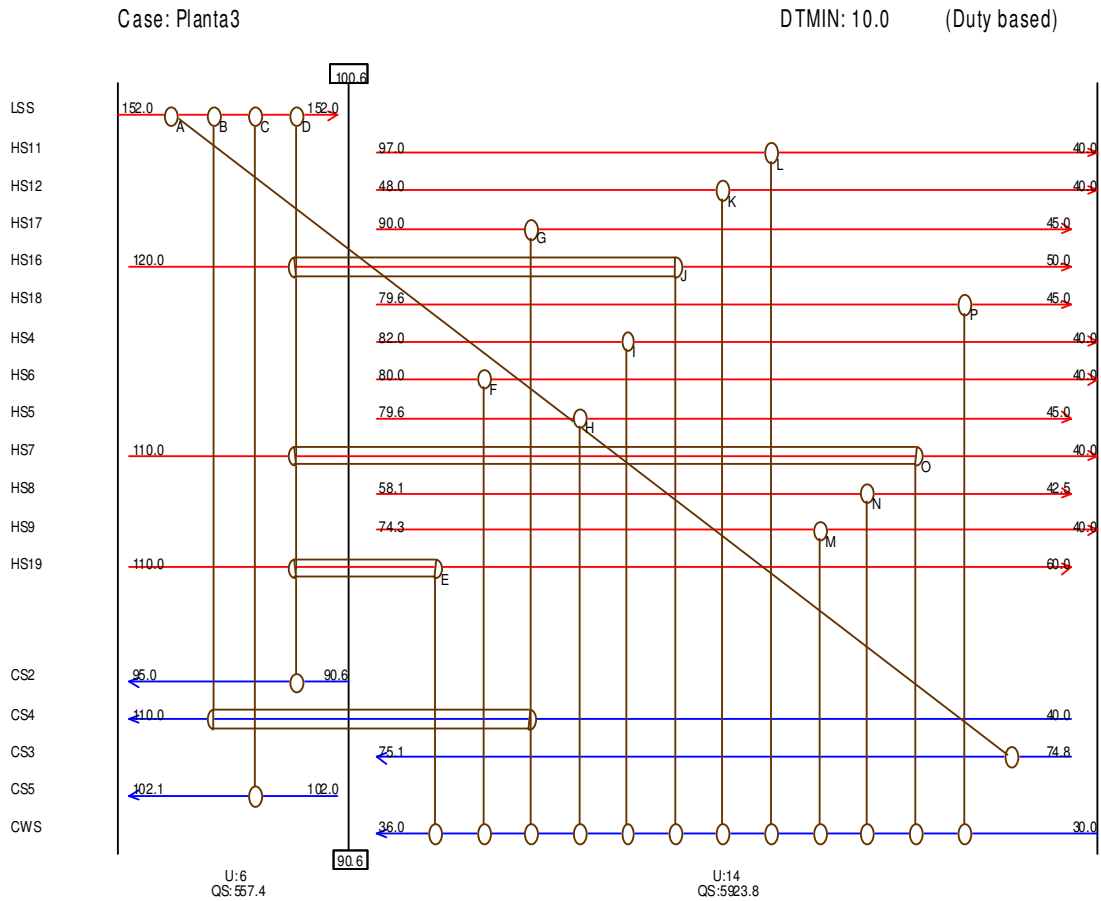


**Figura 4.2:** Curva composta da Planta 3 após simplificação.



**Figura 4.3:** Grande curva composta da Planta 3 após simplificação.

Conhecidos os coeficientes transferência de calor convectivo das correntes do processo e das utilidades, bem como a área dos trocadores, graficou-se o diagrama de grades da unidade, considerando-se um  $\Delta T_{\min}$  de  $10^{\circ}\text{C}$ , conforme a Figura 4.4.



**Figura 4.4:** Diagrama de grades da Planta 3 simplificada.

No diagrama da Figura 4.4, as doze correntes quentes estão indicadas no topo da figura, com setas indicadas da esquerda para a direita (em vermelho), e as quatro correntes frias na parte inferior do mesmo, com setas da direita para a esquerda (em azul). As temperaturas decrescem da esquerda para a direita, e os trocadores de calor são representados por linhas verticais unindo, por círculos, as correntes envolvidas, enquanto os aquecedores e os resfriadores são representados por linhas verticais que ligam as utilidades (LSS e CWS) às correntes de processo. Apenas duas utilidades suprem as demandas energéticas desta malha. O vapor de baixa pressão (450kPa ou 3,5barg e  $152^{\circ}\text{C}$ ) é utilizado para aquecimento e está representado por uma corrente na parte superior do diagrama (linha vermelha pontilhada), chamada de LSS (LS3 na Figura 3.19). A água de resfriamento ( $30^{\circ}\text{C}$ ) remove calor do processo e também está caracterizada por uma corrente situada na parte inferior do desenho (linha azul pontilhada), chamada de CWS.

A região com excesso (*heat source*) e a deficitária em energia (*heat sink*) estão separadas por uma linha vertical, contendo as temperaturas do PEE quente e fria, situadas, respectivamente, na parte superior e inferior do diagrama.

Este processo não possui integração alguma, o *pinch*, conforme já comentado, situa-se em 95,6°C e existem cinco trocadores que empregam utilidades de uma forma não otimizada, conforme a Tabela 4.1, cujas correntes estão ressaltadas na Figura 4.4.

**Tabela 4.1:** Trocadores que empregam as utilidades de forma inapropriada.

Utilidade fria acima do Ponto de Estrangulamento Energético ( <i>Pinch</i> )	Utilidade quente abaixo do Ponto de Estrangulamento Energético ( <i>Pinch</i> )
J	-
O	-
E	-
-	B
-	A

A região acima do PEE é deficitária em energia, necessitando de utilidades quentes para atender as demandas de processo. Desta forma, se utilidades frias forem utilizadas acima do PEE, será necessária a adição de utilidades quentes acima do valor mínimo, uma vez que a corrente quente resfriada com utilidades não estará mais disponível para aquecer uma corrente fria, elevando ainda mais a diferença entre a energia requerida pelas correntes frias e a ofertada pelas correntes quentes.

Raciocínio análogo pode ser feito na região inferior ao *pinch*. Sempre que alguma utilidade quente for empregada nesta região acarretará um maior consumo de utilidades frias. Para exemplificar, é analisada a CS3 que é aquecida com vapor no trocador “A” de 74,8°C até 75,1°C. Esta corrente poderia elevar sua temperatura trocando calor com a HS11, por exemplo. Isto reduziria o consumo de água para resfriar a HS11 e de vapor para aquecer a CS3.

O total de utilidades quentes e frias utilizadas na atual configuração é de 1744kW e 7110kW, respectivamente. Para atender às necessidades de aquecimento das correntes, são necessárias cerca de 3 t/h de vapor de baixa pressão, resultando em um custo anual com vapor de, aproximadamente, R\$1.500.000,00, conforme o Apêndice B que contém a memória de cálculo dos custos de energia.

O consumo mínimo de utilidades quentes para esta unidade, considerando-se um  $\Delta T_{\min}$  de 10°C, é de 557kW. Isto significa que existe um potencial de economia de 1187kW, que resultaria em uma economia anual de R\$1.000.000,00.



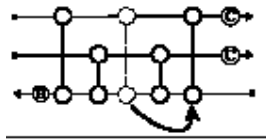
### 4.3 Busca por Melhorias

A busca por melhorias poderia ser realizada com a utilização das diversas técnicas citadas no Capítulo 2. Neste caso, optou-se por uma metodologia muito similar à proposta por Asante e Zhu (1997). Estes autores propuseram um modelo (MILP) para seleção das modificações que, potencialmente, podem aumentar a recuperação energética da unidade a um certo nível desejado. Estas modificações têm o objetivo de alterar a topologia de redes limitadas pelo PEER e são avaliadas de uma forma interativa.

No Aspen Pinch, existem basicamente três tipos de modificações que são investigadas de uma forma rápida e automatizada pelo *software*, conforme abaixo:

- *Resequence*

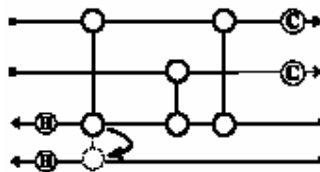
Este comando altera a seqüência dos trocadores da rede sem, contudo, modificar as correntes envolvidas nas trocas conforme a Figura 4.5.



**Figura 4.5:** Exemplo de uma modificação avaliada pelo Aspen Pinch com o comando *Resequence*.

- *Repipe*

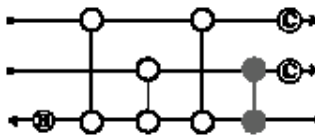
Diferente da alteração na seqüência de trocadores, este comando busca identificar melhorias na eficiência da rede, alterando, para os mesmos trocadores existentes, as correntes que trocam calor (Figura 4.6).



**Figura 4.6:** Exemplo de uma modificação avaliada pelo Aspen Pinch com o comando *Repipe*.

- *Add new exchanger*

Avalia as melhores possibilidades de instalação de novos trocadores na rede (Figura 4.7).



**Figura 4.7:** Exemplo da adição de um novo trocador na rede.

Em geral, alterações na seqüência dos trocadores são mais simples e de menor custo que o *repipe* da unidade. Já a adição de novos trocadores é a opção mais complexa e custosa. Diante disso, o procedimento descrito por Asante e Zhu (1997) é dividido em etapas, iniciando-se pela busca de modificações na seqüência dos trocadores, seguindo pela busca de *repipe* e, por fim, da adição de novos trocadores. O procedimento repete-se toda a vez que alguma modificação promissora é encontrada e implementada na rede. Esta metodologia foi utilizada por Al-Riyami *et al.* (2001) e resulta em uma árvore de possibilidades em que as soluções são, posteriormente, otimizadas e comparadas em relação ao seu custo anual global.

O trabalho de Al-Riyami *et al.* (2001) aborda uma unidade de craqueamento catalítico que, por sua vez, apresenta uma rede mais complexa que a estudada.

A malha simplificada da Planta 3 consiste, basicamente, de aquecedores e resfriadores, não apresentando ganhos com *resequence* ou *repipe* de trocadores. Assim sendo, a busca por oportunidades de melhorias ficou restrita à adição de novos equipamentos.

Com o auxílio do Aspen Pinch, foi gerada uma lista com 20 possibilidades distintas de adição de novos trocadores que resultam em uma planta energeticamente mais eficiente, com o potencial de redução de cada modificação variando de 443kW até 17kW.

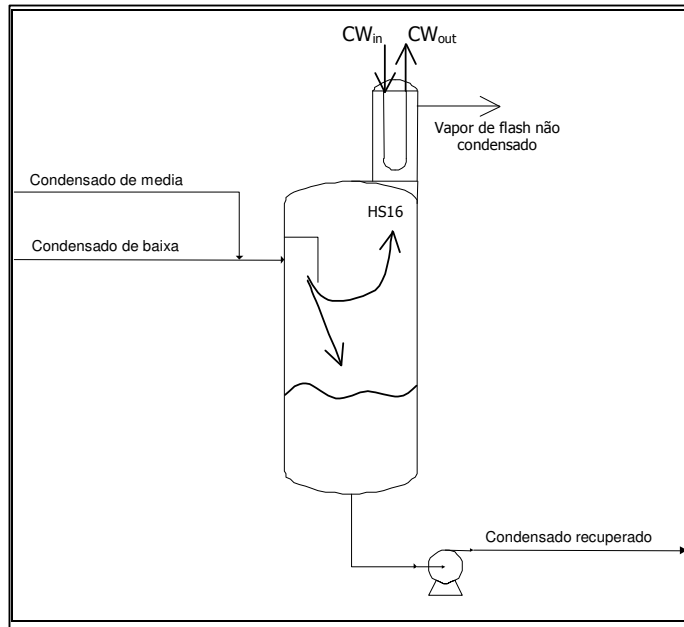
Adotou-se como critério analisar somente as alternativas cuja economia de energia anual seja superior à R\$175.000,00, descartando-se, conforme a memória de cálculo do Apêndice B, as modificações com benefícios inferiores a 200kW.

A Tabela 4.2 contém um resumo das principais alternativas de recuperação energética entre as correntes.

**Tabela 4.2:** Principais alternativas de redução do custo anual de energia.

	HS11	HS16	HS19
CS2 (kW)		443	
CS3 (kW)	310	310	310
CS4 (kW)	275	410	351

Nesta etapa, as correntes foram avaliadas por inspeção, iniciando-se pela HS16, que possui maiores possibilidades de integração. Esta corrente foi extraída da folha de especificação do condensador de vapor de *flash*, o qual resulta da expansão dos condensados da unidade, conforme a Figura 4.8.



**Figura 4.8:** Sistema de reaproveitamento de condensado da Unidade 3.

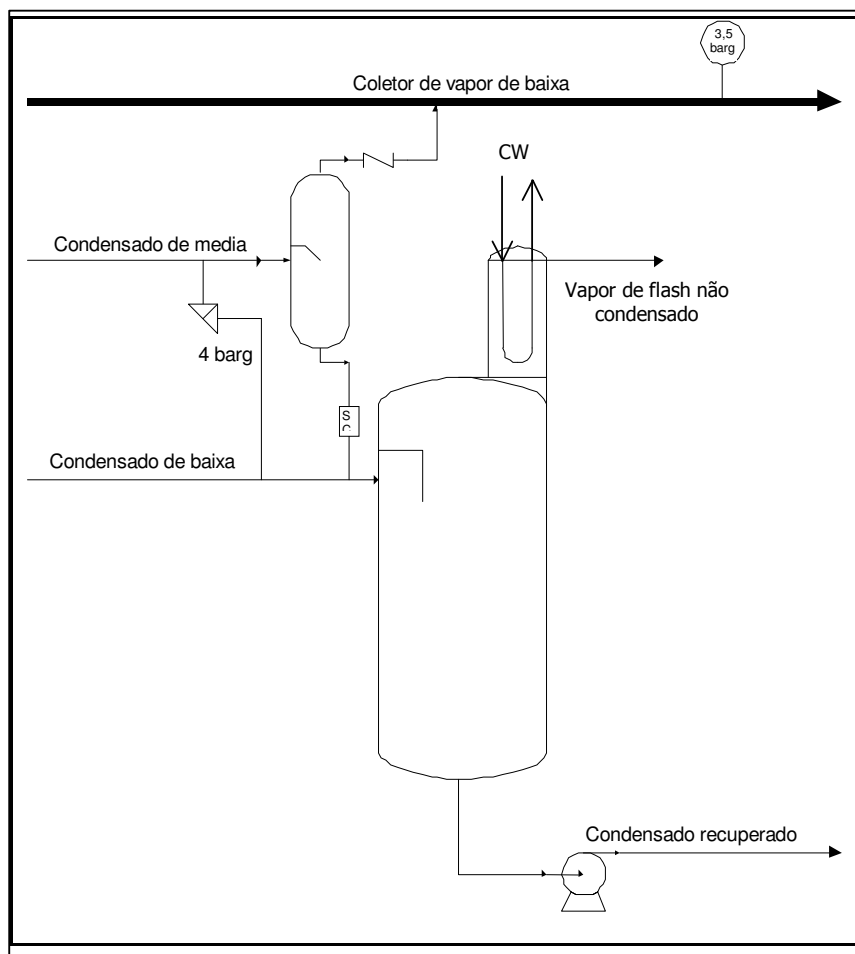
Esta corrente é composta pela mistura do condensado de média (SCMS) com o de baixa pressão, que, após a expansão, geram vapor de água a  $100^{\circ}\text{C}$ , o qual é resfriado e aproveitado como condensado. O início da expansão ocorre na saída dos purgadores da unidade, e, no caso do condensado de média pressão, a geração de vapor realiza-se em uma faixa que varia de, aproximadamente,  $165^{\circ}\text{C}$  na saída dos purgadores (700kPa ou 6 barg), até  $100^{\circ}\text{C}$  (100kPa ou 0 barg) no vaso pulmão de condensado. Todavia, vale lembrar que apenas uma parcela do SCMS pode ser aproveitada como vapor de flash, uma vez que uma quantidade considerável do mesmo permanece no estado líquido.

Quanto menor a pressão do vapor de flash gerado, maior é a quantidade vaporizada. Isto, em uma primeira análise, sugere a utilização de vapor de flash à pressão atmosférica. Contudo, outras variáveis devem ser levadas em consideração para a escolha da pressão de revaporização. A primeira delas é a força motriz para troca térmica, pois, quanto menor a pressão do vapor, menor é a temperatura de condensação e, conseqüentemente, o número de possibilidades para utilização do mesmo.

A segunda, é o retorno do condensado proveniente do vapor de flash. Após a utilização deste vapor, o condensado resultante deverá ter pressão suficiente para vencer a

perda de carga na linha de retorno, mais a coluna de líquido existente entre a saída do purgador e a entrada do vaso pulmão de condensado.

Assim sendo, para evitar a necessidade de instalação de equipamentos para recuperar o condensado proveniente da utilização do vapor de flash, por questões de *layout*, segurança e controle, optou-se pela recuperação do vapor de flash no próprio coletor de vapor de baixa pressão, conforme a Figura 4.9.



**Figura 4.9:** Sistema modificado de reaproveitamento de condensado da Unidade 3.

Para viabilizar a solução escolhida, três cuidados essenciais devem ser tomados. O primeiro deles é assegurar que o coletor de LSS não seja pressurizado com vapor de média (MS) no caso de algum purgador de média pressão trancar aberto, enviando MS no lugar de condensado para o vaso de flash. O segundo problema a ser equacionado é a garantia de que o condensado de média pressão que não vaporizar não seja enviado para o coletor de LSS. Por fim, o terceiro item a ser solucionado é a capacidade de purga dos purgadores de média pressão, sujeitos a uma contrapressão de 400kPa (3,0barg). Estes equipamentos foram projetados para uma contrapressão mínima, podendo ocasionar o alagamento dos trocadores com condensado de média pressão.

O alagamento de trocadores reduz o coeficiente global de transferência e proporciona um aquecimento desigual no fluido a ser aquecido. Além disso, os gases não condensáveis presentes no vapor podem ter dificuldades de acesso ao purgador, devido ao selo de líquido ocasionado pelo alagamento, acumulando-se na parte não alagada do trocador. Este fenômeno, em um primeiro momento, prejudica a troca térmica, mas, quando ocorre por períodos prolongados, pode causar corrosão no equipamento (Monroe, 1985).

A verificação da viabilidade técnica destas restrições encontra-se no Apêndice C, enquanto a avaliação econômica é apresentada no Capítulo 6. Deste modo, a corrente HS16 foi retirada da Tabela 4.2, que contém as possibilidades de integração, ficando a mesma restrita a duas correntes quentes e duas frias, conforme a Tabela 4.3.

**Tabela 4.3:** Possibilidades de Integração após a remoção da HS16.

	HS11	HS19
CS3 (kW)	310	310
CS4 (kW)	275	351

A CS2 acabou sendo removida porque apresentava oportunidade de ganhos acima de 200kW somente com a HS16. Além disso, esta corrente situa-se fisicamente muito próxima da CS3 e está sujeita às mesmas restrições desta, sendo, portanto, uma alternativa a ser considerada somente no caso da CS3 já estar integrada.

Diante disso, foram avaliadas, novamente, as possibilidades de integração existentes, considerando-se aspectos de segurança, *layout* e controle. Nesta avaliação, foi verificada a mobilidade das correntes. As correntes com mobilidade são aquelas impelidas por máquinas de fluxo ou que possuem pressão suficiente para deslocarem-se até a corrente na qual realizarão transferência de calor sem prejudicar o bom funcionamento do sistema e com um investimento compatível com os ganhos da modificação proposta.

A corrente CS3 alimenta o refeedor de uma coluna de destilação e foi considerada de pouca mobilidade, uma vez que este refeedor é baseado em processos convectivos sem a

---

presença de máquinas de fluxo. A corrente HS19, por sua vez, apresenta mobilidade (com restrições de perda de carga) e é a corrente quente que passa mais próximo da CS3, sendo, aparentemente, a melhor opção para integração com a mesma.

A corrente CS4, apesar de ser impulsionada por um compressor, também não apresenta mobilidade, uma vez que a sua tubulação é de grande diâmetro e os custos e dificuldade de espaço para deslocar esta linha dificilmente seriam viáveis.

Por fim, a HS11 não admite muita perda de carga, possuindo um escoamento bifásico com inclinações e cuidados especiais que dificultam a alteração de traçado da mesma.

Neste contexto, além da HS16, das quatro possibilidades remanescentes, apenas a integração da HS19 com a CS3 foi considerada neste trabalho e submetida a uma avaliação técnica e econômica. Esta, na verdade, foi a única oportunidade de integração envolvendo duas correntes de processo, e sua avaliação foi alvo de um capítulo à parte.

## Capítulo 5

### Integração da CS3 com a HS19

A utilização da energia disponível na HS19 para aquecimento da CS3 pode gerar uma redução no consumo de energia de 310kW, com uma economia anual de, aproximadamente, R\$270.000,00. Para viabilizar este projeto, algumas restrições precisam ser atendidas. O objetivo deste capítulo é, justamente, verificar a viabilidade técnica desta integração, ficando a análise econômica mais detalhada para o Capítulo 6.

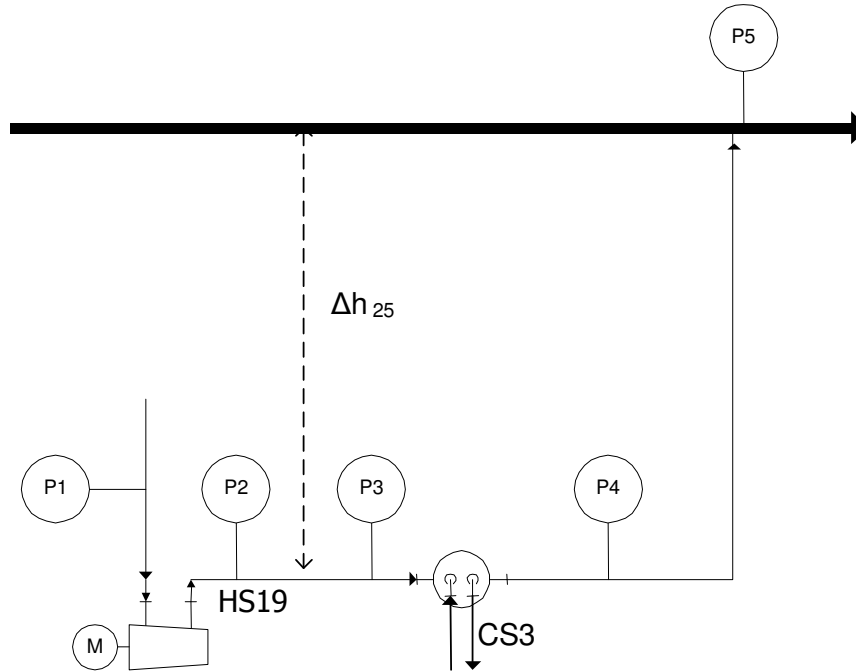
Esta avaliação técnica abordou basicamente os seguintes tópicos:

- Efeito da perda de carga do trocador na potência e temperatura de descarga do compressor;
- Escolha do trocador e avaliação do risco de condensação da corrente quente;
- Sistema de bombeamento da corrente fria;
- Localização das correntes no trocador;

#### 5.1 Efeito da Perda de Carga do Trocador na Potência e Temperatura de Descarga do Compressor

Uma das dúvidas existentes, para a integração da HS19 com a CS3, era se a perda de carga resultante da instalação de um trocador não elevaria, demasiadamente, a potência ou a temperatura de descarga do compressor existente na linha. A Figura 5.1 representa, de forma simplificada, o fluxo da HS19 com o novo trocador instalado. Nesta figura, os pontos P1, P2, P3, P4 e P5 representam manômetros fictícios instalados na tubulação em que escoava a HS19.

As pressões nos manômetros 1 e 5 são mantidas, por controladores, em valores fixos, de forma que a pressão no ponto 2 pode ser calculada conforme a Equação 5.1



**Figura 5.1:** Representação esquemática do fluxo da HS19.

$$P2 = P5 + lw_{25} + \rho g \Delta H_{25} \quad (5.1)$$

onde:

$lw_{25}$  é a perda de carga devido ao escoamento do ponto 2 ao ponto 5;

$\rho$  é massa específica da HS19;

$g$  é a aceleração da gravidade;

$\Delta H_{25}$  é a diferença de altura entre os pontos 2 e 5.

Com exceção de P5, o tipo de trocador afeta os demais membros do lado direito desta equação. Pelo fato da HS19 ser uma corrente gasosa, ao ser resfriada tem sua massa específica aumentada, elevando o peso da coluna de líquido e reduzindo a perda de carga no escoamento.



Em uma primeira análise, verificou-se o efeito da redução de temperatura no percurso entre os manômetros 4 e 5. Embora a localização exata do trocador não tenha sido definida, ele seria colocado bem próximo do compressor, de forma que a diferença de pressão entre os manômetros 2 e 3 fosse pequena, minimizando a perda de carga.

Para esta avaliação, utilizou-se o Aspen Plus 12.1 com a HS19 percorrendo uma tubulação com as características da Tabela 5.1. Para esta tubulação, especificaram-se as temperaturas de escoamento de 125, 100 e 82°C e verificou-se qual seria a pressão em P4, mantendo-se P5 constante em 2900 kPa (28 barg).

Analisando-se os resultados da Tabela 5.2, percebe-se que a temperatura de escoamento praticamente não afeta o  $\Delta P_{45}$ , de modo que a pressão na descarga do compressor sofrerá um elevação praticamente igual à perda de carga no trocador instalado.

**Tabela 5.1:** Dados da tubulação existente entre os manômetros 4 e 5 da Figura 5.1.

Dados	Unidade	Valor
Diâmetro da Tubulação	m	0,10
Comprimento da tubulação	m	90
Curvas de 90°	quantidade	14
“T” fluxo direto	quantidade	5
$\Delta H_{45}$	m	30
Vazão mássica	kg/h	9000
Pressão no manômetro 5	2900	kPa

**Tabela 5.2:** Efeito da temperatura de escoamento da HS19 no  $\Delta P_{45}$ .

Temperatura	°C	125	100	82
$\Delta P_{45}$	kPa	34	33	33
Parcela da fricção	kPa	22	19	17
Parcela da elevação	kPa	12	14	15

O compressor que bombeia a HS19 possui controle de pressão na sucção, e um aumento na pressão de descarga ocasionaria uma elevação na razão de compressão da máquina, com conseqüente elevação do consumo de energia e temperatura da descarga, conforme as Equações 5.2 e 5.3, válidas para compressão adiabática de um gás ideal (Perry, 1984).

$$T_d = T_s \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (5.2)$$

$$W_{ad} = \frac{k}{k-1} WRT_s \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right] \quad (5.3)$$

onde:

$T_d$  é a temperatura na descarga em K;

$T_s$  é a temperatura da sucção em K;

$P_d$  é a pressão absoluta na descarga em kPa;

$P_s$  é a pressão absoluta na sucção em kPa;

$k$  é a razão entre o calor específico a pressão constante e a volume constante;

$W_{ad}$  é a potência de compressão em kW;

$W$  é a vazão mássica em kg/s x 9,806m/s<sup>2</sup>;

$R$  é a constante dos gases em kJ/(kg.K).

Para uma análise de sensibilidade, verificou-se o impacto no consumo de energia pela variação na pressão na descarga de 0 a 20 kPa, conforme a Tabela 5.3. Para isto, utilizou-se a Equação 5.3 aplicada em dois estágios de compressão. Foram considerados os valores de  $k$ ,  $W$  e  $R$  constantes e os mesmos percentuais relativos de compressão adotados no projeto do compressor, calculados conforme as Equações 5.4 e 5.5.

$$\%C_1 = 100 \frac{RC_1}{RCT} \quad (5.4)$$

$$\%C_2 = 100 - \%C_1 \quad (5.5)$$

onde:

$\%C_1$  e  $\%C_2$  são os percentuais da compressão que ocorrem no primeiro e no segundo estágio, respectivamente;

$RC_1$  é a razão de compressão no primeiro estágio;

$RCT$  é a razão de compressão total.

As razões de compressão são definidas por:

$$RC_1 = \frac{PPD_1}{PPS_1} \quad (5.6)$$

$$RC_2 = \frac{PPD_2}{PPS_2} \quad (5.7)$$

$$RCT = RC_1 + RC_2 \quad (5.8)$$

onde:

$RC_2$  é a razão de compressão no segundo estágio;

$PPS_1$  é a pressão de projeto na sucção do primeiro estágio;

$PPS_2$  é a pressão de projeto na sucção do segundo estágio;

$PPD_1$  é a pressão de projeto na descarga do primeiro estágio;

$PPD_2$  é a pressão de projeto na descarga do segundo estágio.

Sendo conhecido o percentual de compressão de cada estágio, pode-se calcular o efeito na pressão de descarga do primeiro estágio, ocasionado por uma elevação da pressão de descarga do compressor conforme as Equações 5.9 e 5.10.

$$PD_1 = PPD_1 + \%C_1\Delta P \quad (5.9)$$

$$PD_2 = PPD_2 + \Delta P \quad (5.10)$$

onde:

$\Delta P$  é o incremento de pressão em kPa ocasionado pela instalação de um trocador na linha da HS19;

$PD_1$  é a pressão de descarga do primeiro estágio;

$PD_2$  é a pressão na descarga do segundo estágio.

Devido à existência de um trocador interestágios, dentre os parâmetros da Equação 5.3 apenas a pressão e a temperatura de sucção do segundo estágio não são conhecidos. Neste caso, adotou-se para a temperatura de sucção do segundo estágio o mesmo valor definido no projeto do equipamento.

Já para a pressão de sucção do segundo estágio, foi considerada a mesma perda de carga existente no trocador interestágio, de forma que, para determinação do valor da mesma,

basta adicionar ao valor de projeto o incremento de pressão da descarga do primeiro estágio, conforme Equação 5.11.

$$\begin{aligned}
 PS_2 &= PD_1 - \Delta P_{\text{resfriamento}} \\
 PS_2 &= PD_1 - (PPD_1 - PPS_2) \\
 PS_2 &= PPD_1 + \%C_1 \Delta P - (PPD_1 - PPS_2) \\
 PS_2 &= PPS_2 + \%C_1 \Delta P
 \end{aligned}
 \tag{5.11}$$

Com estas informações, foi determinada a elevação de energia em função do aumento da pressão de descarga do compressor, conforme a Tabela 5.3.

**Tabela 5.3:** Efeito da elevação da perda de carga da HS19 na energia de compressão.

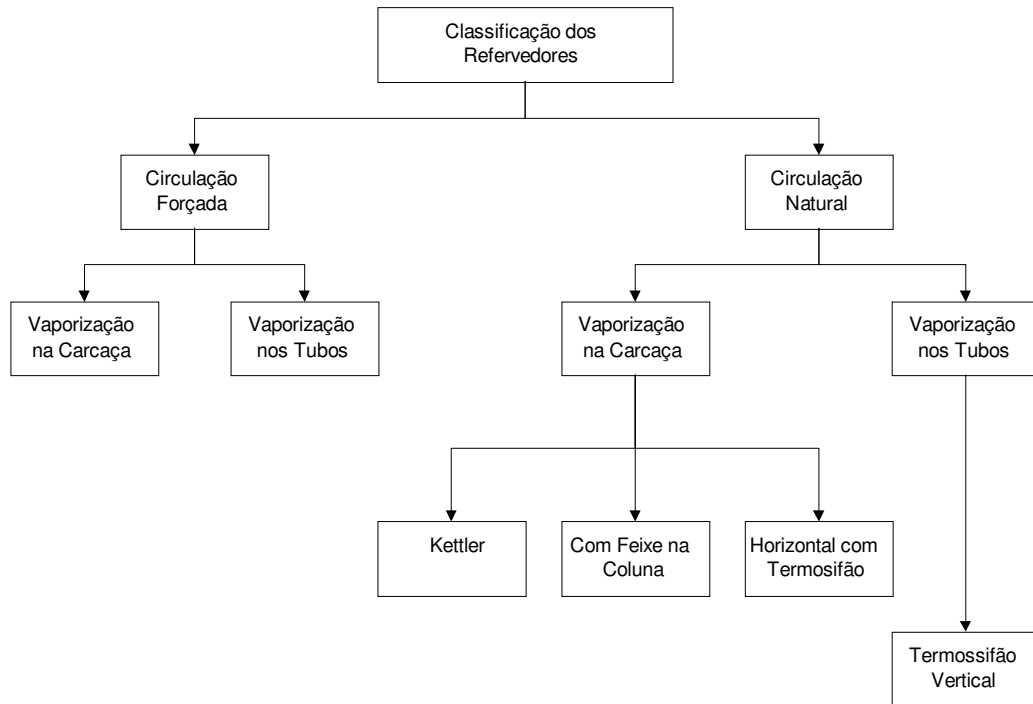
Aumento da pressão de descarga do compressor / kPa	Elevação de Potência (kW)
0	0,0
5	0,8
10	1,4
15	2,2
20	3,0

Também foi estimada a elevação de temperatura de descarga, sendo, entretanto, considerada desprezível por ser a variação inferior a 1°C.

Deste modo, o aumento na razão de compressão não é empecilho para viabilização do projeto para esta ordem de grandeza de perda de carga. Mesmo assim, deve-se ressaltar que a corrente HS19 pode apresentar incrustações, com conseqüente aumento de perda de carga com o passar do tempo. Diante desta possibilidade, adotou-se, inicialmente, como critério de projeto, uma perda de carga máxima, na corrente quente, de 10kPa (0,1bar).

## 5.2 Escolha do Trocador e Avaliação do Risco de Condensação da Corrente Quente

Segundo Kern (1980), o projeto de um trocador de vaporização (refervedor) apresenta um número de variáveis maior do que o de qualquer outro trocador, sendo conveniente realizar uma classificação destes equipamentos com base no método de cálculo empregado para cada tipo distinto de serviço. A Figura 5.2 apresenta um fluxograma contendo as possibilidades de trocadores para integração das correntes.



**Figura 5.2:** Classificação dos refervedores segundo a metodologia de cálculo.

Neste contexto, uma das primeiras avaliações a ser realizada é a escolha do tipo de refervedor. Segundo Fair (1960), cada equipamento possui seus pontos fortes e fracos, não existindo uma regra determinística para escolha do modelo. Esta seleção é realizada de acordo com o desempenho de uma série de itens, como:

- Taxa de transferência de calor (área mínima);
- Espaço e arranjo de tubulações;
- Facilidade de manutenção;
- Tendência de incrustação (*fouling*);
- Tempo de residência do fluido de processo;
- Estabilidade operacional;
- Custos de operação.

Para este problema, em particular, que trata de uma unidade já em operação, as dimensões do equipamento, bem como a facilidade de instalação com o mínimo de intervenções na unidade, são fatores relevantes na escolha entre as diversas alternativas existentes.

Para uma avaliação comparativa entre as várias possibilidades existentes, foram utilizadas, como referência, as condições de operação do caso base, conforme a Tabela 5.4.

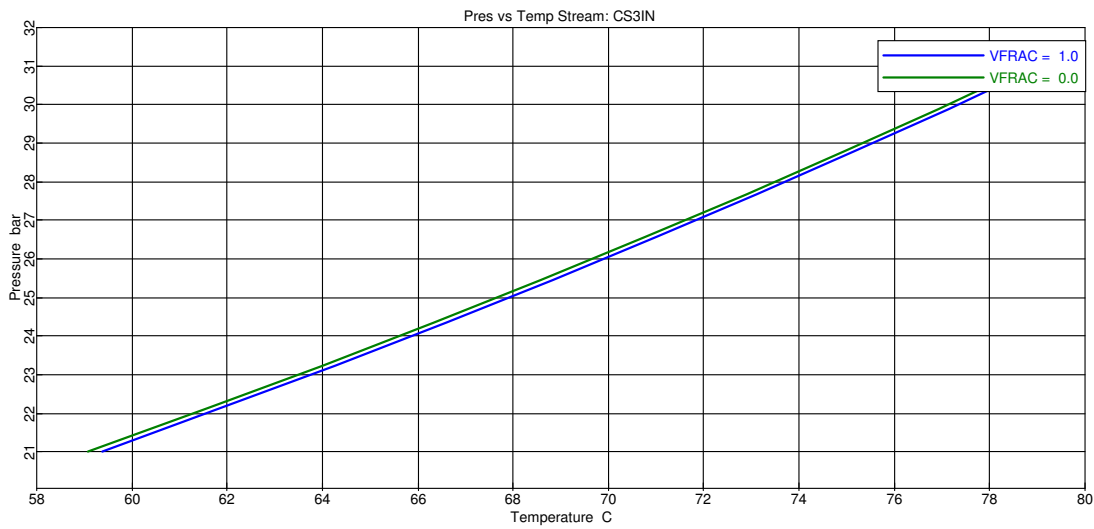
**Tabela 5.4:** Condições das correntes HS19 e CS3 no caso base.

	HS19	CS3
Vazão massica (t/h)	9,0	5,5
Fração molar do componente A (%)	6,0	0,0
Fração molar do componente B (%)	21,0	0,2
Fração molar do componente C (%)	6,0	0,1
Fração molar do componente D (%)	0,0	0,0
Fração molar do componente E (%)	54,0	99,5
Fração molar do componente F (%)	13,0	0,2
Fração molar do componente G (%)	0,0	0,0
Total	100	100
Temperatura (°C)	125	72,9
Pressão (kPa/barg)	2900/28	2800/27

Como pode ser visto na Tabela 5.4, embora a CS3 seja uma mistura, a predominância do componente E é tão grande que a vaporização desta praticamente poderia ser considerada isotérmica. Para confirmar esta hipótese, as curvas do ponto de bolha e ponto de orvalho da CS3 foram calculadas no Aspen Plus 12.1, utilizando a equação de estado de Peng-Robinson, em função da pressão para uma faixa de 20 a 30 barg (2100 a 3100kPa), conforme a Figura 5.3. Observa-se, nesta figura, que a mistura pode ser considerada como um componente puro.

A HS19, além da restrição de perda de carga mínima, não deve sofrer condensação. Caso ela ocorra, além de ocasionar problemas de homogeneidade na corrente, pode aumentar, consideravelmente, a pressão na descarga do compressor.

Apenas para uma avaliação grosseira, desprezando-se os efeitos de fricção na tubulação e considerando-se a massa específica da corrente HS19 similar a da CS3 (395kg/m<sup>3</sup>), a pressão de uma coluna de 30m seria de, aproximadamente, 116kPa. Deste modo, utilizando-se o mesmo *software* e equação de estado, foi obtido o ponto de orvalho desta corrente para um intervalo de pressões de 21bar a 31bar (2100kPa a 3100kPa), conforme a Figura 5.4.



**Figura 5.3:** Curvas de Ponto de Bolha e Orvalho da CS3.



**Figura 5.4:** Curva de ponto de orvalho da HS19, indicando que esta corrente, com a composição do caso base, a 28barg (2900kPa) de pressão, trocando calor com a CS3 a 72,9°C, não sofrerá condensação.

Neste caso, entretanto, justifica-se uma avaliação em uma condição extrema. Desta forma, o ponto de orvalho da HS19 foi avaliado, novamente, para a condição de operação em que esta corrente apresenta uma composição mais propícia à condensação. Verificou-se que, mesmo com um  $\Delta T_{\min}$  de  $10^{\circ}\text{C}$ , não ocorrerá a condensação da HS19 nas condições de saída do trocador (a  $82,9^{\circ}\text{C}$ ), conforme pode ser visto na Figura 5.5.



**Figura 5.5:** Curva de ponto de orvalho da HS19 em condição extrema.

Como em dias muito frios pode ocorrer condensação na linha, esta possibilidade também foi avaliada. Para uma análise de sensibilidade, simulou-se no Aspen Plus o balanço térmico da linha para esta corrente, que é mais rica em componentes pesados, sujeita a uma temperatura ambiente de  $0^{\circ}\text{C}$  ao longo de todo o percurso. Nesta simulação, foi considerado um coeficiente de transferência de calor de  $50\text{W/K.m}^2$ , que, segundo Kern (1980), é um coeficiente de transferência para linhas sem isolamento. O resultado desta simulação, indica que esta é uma condição limite para o início da condensação, conforme os dados da Tabela 5.5.



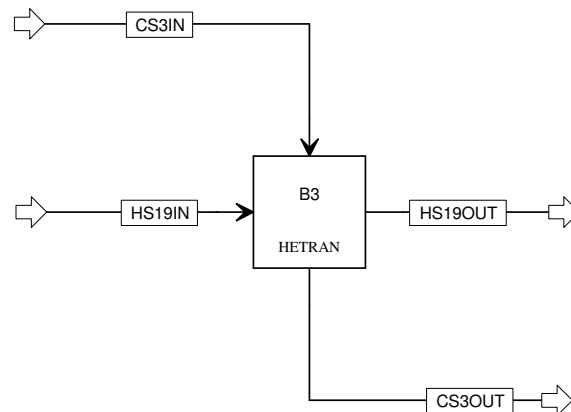
**Tabela 5.5:** Avaliação do resfriamento da HS19 ao longo da linha, caso a mesma não possuísse isolamento e com uma temperatura ambiente de 0°C.

Comprimento (m)	Temperatura (°C)	Fração Volumétrica de líquido (%)	Fluxo de Calor (W/m)
0	90	0,000	-1444
9	88	0,000	-1409
18	86	0,000	-1375
27	84	0,000	-1341
36	81	0,000	-1309
45	79	0,000	-1277
54	78	0,000	-1245
63	76	0,000	-1215
72	74	0,000	-1186
81	73	0,001	-1167
90	72	0,002	-1154

Considerando-se que a linha é isolada, a probabilidade de condensação dos componentes mais pesados na linha fica reduzida. De qualquer forma, é recomendado um cuidado adicional com o isolamento desta linha e será descartada qualquer avaliação com  $\Delta T_{\min}$  inferior à 10°C.

Após esta avaliação preliminar, que propiciou mais confiança na viabilidade da instalação de um trocador, partiu-se para a avaliação dos diferentes tipos de trocadores, com a utilização simultânea dos programas Aspen Plus e Bjac, versões 12.1, da Aspen Tech.

No Aspen Plus, foram especificadas as correntes com as informações do caso base, selecionada a equação de estado de Peng-Robinson e criado o Fluxograma da Figura 5.6.



**Figura 5.6:** Fluxograma montado no Aspen Plus para projeto do novo trocador.

Neste fluxograma, o Bloco B3 foi especificado para utilizar o Bjac no projeto de um trocador com as entradas da Tabela 5.6.

**Tabela 5.6:** Dados de entrada utilizados na primeira tentativa de projeto do trocador B3.

	$\Delta T_{\min}$ na saída da corrente quente	<i>Fouling Factor</i> para a corrente quente	<i>Fouling Factor</i> para a corrente fria	Perda de carga máxima na HS19
Unidade	°C	M <sup>2</sup> K/W	m <sup>2</sup> K/W	(kPa)
Valor	10	0,000170	0,000170	10
Critério	Mesmo valor arbitrário utilizado na geração das curvas compostas e diagrama de grades.	Mesmo valor de projeto utilizado em um trocador que resfria uma derivação desta corrente	Mesmo valor de projeto utilizado no aquecedor da CS3.	Menor perda de carga disponível no Bjac.

A folha de especificação do trocador encontra-se no Apêndice E, com as propriedades das correntes obtidas no Aspen Plus (indicadas no Apêndice D). O trocador especificado é do tipo Kettler, com a HS19 no lado dos tubos e uma queda de pressão de 2,7kPa. O custo deste equipamento foi estimado pelo Bjac em, aproximadamente, US\$12.000,00, o que pode ser considerado razoável para os benefícios previstos no projeto.

Pela estruturação do problema e pela confiança na viabilidade técnica e econômica desta modificação, a solução proposta já seria suficiente para esta avaliação. Um detalhamento mais avançado desta solução envolveria um time de engenharia para avaliar os esforços mecânicos, condições de entrada e saída do equipamento, espaço para instalação e manutenção, bocais na coluna, vibrações, entre outros fatores.

Deste modo, a avaliação das demais possibilidades teve o intuito de aprofundar o conhecimento sobre o assunto e, principalmente, o domínio das potencialidades da aplicação integrada entre os *softwares* Aspen Plus e Bjac no projeto de trocadores de calor, sem, todavia, a pretensão de esgotar o assunto.

Na Tabela 5.7, encontra-se uma avaliação realizada com as diversas possibilidades de trocadores da Figura 5.1. Com exceção do termossifão horizontal com a corrente quente no casco e dos termossifões verticais, foi possível encontrar no Bjac soluções que atendem às restrições da Tabela 5.6.

Esta avaliação preliminar serviu para descartar algumas alternativas, bem como para verificar que o custo de aquisição dos equipamentos não é decisivo na escolha da alternativa mais adequada, sendo esta decisão governada por outros fatores.

**Tabela 5.7:** Comparativo das alternativas de trocadores para integração da HS19 com a CS3.

Alternativa	Tipo de trocador	Local da HS19	Área (m <sup>2</sup> )	Potência (kW)	Perda de carga na HS19 (kPa)	Custo Instalação (US\$)	Observação
1	Kettle	tubos	20,9	248	2,7	11950	
2	Termossifão Vertical	casco	15,7	248	19,5	8770	Perda de carga superior a 10 kPa na HS19.
3	Termossifão Vertical	tubos			0,0		O software não projeta este trocador.
4	Termossifão Horizontal	tubos	23,6	248	9,6	10100	
5	Termossifão Horizontal	casco	18,8	248	15,0	9650	Perda de carga superior a 10kPa na HS19.
6	Forçada	tubos	21,2	248	8,8	10100	
7	Forçada	casco	20,3	248	8,7	10390	

Para realização de uma avaliação econômica mais completa, seria conveniente a obtenção de uma curva com o custo dos trocadores e a potência dos mesmos, em função do  $\Delta T_{\min}$ . Isto poderia ser obtido com a realização de várias simulações com diferentes valores de  $\Delta T_{\min}$  para cada equipamento. Contudo, este procedimento seria bastante trabalhoso e, mesmo auxiliando na escolha do modelo mais adequado, outras variáveis, como o espaço, a controlabilidade e a facilidade de instalação, poderiam prevalecer nesta decisão. Deste modo, optou-se por avaliá-las previamente.

É interessante comentar que a diferença de temperatura entre a parede dos tubos e a do líquido em ebulição é superior à recomendada pelo *software* (3,9°C), tanto no termossifão horizontal, quanto no trocador de circulação forçada, para os casos em que a HS19 passa pelos tubos. Esta diferença de temperatura, que é mais elevada, pode formar uma camada de vapor entre a superfície metálica e o líquido a ser evaporado, aumentando a resistência à transferência de calor. Quando isto ocorre, este fenômeno é chamado de ebulição pelicular, enquanto a vaporização que ocorre diretamente na superfície aquecida denomina-se de ebulição nucleada. Segundo Kern (1980), para evitar este fenômeno é recomendado restringir o fluxo máximo de vaporização e o coeficiente pelicular máximo dos trocadores, conforme a Tabela 5.8.

**Tabela 5.8:** Restrições de fluxo máximo de vaporização e de coeficiente pelicular máximo de líquidos orgânicos.

	Fluxo máximo de vaporização (kW/m <sup>2</sup> )	Coeficiente pelicular máximo (kW/m <sup>2</sup> °C)
Circulação Forçada	63	1,7
Circulação Natural	38	1,7

Estas restrições, entretanto, foram respeitadas em todos os projetos, não servindo de critério para diferenciação das alternativas.

A escolha entre a circulação natural e a circulação forçada é realizada, normalmente, em função do espaço disponível. Os equipamentos com circulação natural apresentam a vantagem de não precisarem de uma bomba, e, conseqüentemente, o custo de operação dos mesmos é bem menor. Por outro lado, necessitam de um espaço maior e possuem menor flexibilidade na escolha do local de instalação, bem como no controle das taxas de recirculação, uma vez que a parte hidráulica é fundamental no projeto dos mesmos. Neste problema, em particular, o fundo da coluna de destilação encontra-se em uma estrutura elevada acima do solo e próximo ao fundo da mesma existe uma restrição de espaço considerável para adição de novos equipamentos.

Um dos maiores riscos na implementação deste projeto seria o de danificar a coluna na tentativa de colocação de novos bocais para instalação de entrada e saída do novo trocador de calor. Isto seria desastroso, e a perda de lucro cessante, até que se conseguisse solucionar o problema, poderia ser muito grande. Além disso, os custos de implementação desta modificação seriam bastante elevados, implicando em uma parada longa da unidade, com o isolamento, esvaziamento e lavagem do equipamento, a liberação para serviços de solda, entre outros entraves. Por esses motivos, buscou-se uma solução que não implique na modificação da torre, que passou a ser um dos critérios de escolha do tipo de trocador. A introdução desta restrição praticamente elimina os equipamentos de circulação natural.

Uma possível exceção seria a utilização do trocador com feixe na coluna, com o aproveitamento da abertura de uma boca de visita na parte inferior da torre, abaixo do nível de líquido da mesma. A possibilidade de utilização deste equipamento é interessante, principalmente em função de sua simplicidade. Esta alternativa, entretanto, apresenta alguns inconvenientes, que devem ser estudados. O principal consiste na avaliação da possibilidade de adaptar-se o flange da boca de visita da coluna para fixação do trocador e do efeito dos esforços mecânicos adicionais com a introdução do mesmo. Além disso, a redução do volume livre no fundo da coluna pode afetar o controle de nível da mesma, sendo conveniente uma avaliação deste efeito. Por fim, este trocador não teria controle de potência, uma vez que a HS19 não deve sofrer perda de carga, e a introdução de qualquer dispositivo para controle de vazão da mesma, além de representar um considerável custo adicional, certamente representaria uma perda de energia.

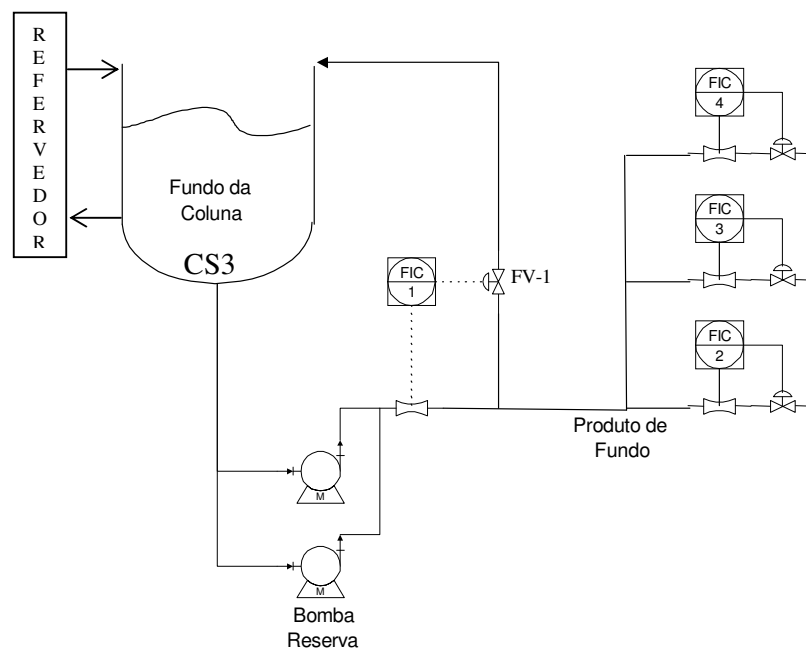
A ausência de controle de potência no trocador é mais crítica durante as paradas e partidas da unidade, uma vez que, em regime permanente, a potência fornecida é inferior aos 310kW necessários, sendo o complemento energético controlado pelo atual refeedor. Além dos motivos já citados, existe o inconveniente da necessidade de remoção do trocador sempre que for necessário acessar a coluna pela boca de visita. E, se, por alguma eventualidade, aderir um grumo de polímero ao feixe de tubos, sua remoção ficaria bastante complicada pela inexistência de acesso à parte interna da coluna. Dependendo do projeto, também pode ser necessária a utilização de suportes internos para impedir que o peso produza deformação por flexão (Kern, 1980), gerando novamente um risco de danificar a coluna. Desta forma, optou-

se por não detalhar esta possibilidade, ficando como sugestão para avaliação pela equipe de engenharia da empresa.

Com estas considerações, reduziu-se bastante o número de variáveis envolvidas no projeto. Mesmo assim, para uma maior segurança na escolha, algumas análises ainda são necessárias, como o valor ideal de  $\Delta T_{\min}$ , bem como a localização e a perda de carga mais adequada para a HS19.

### 5.3 Sistema de Bombeamento da Corrente Fria

Antes de avaliar o  $\Delta T_{\min}$  ideal para este projeto, foi verificada qual seria a vazão de bombeamento da CS3. Considerando que esta é uma corrente pressurizada, contendo produtos perigosos, a instalação de uma bomba, atendendo a todas as normas de segurança exigidas para este tipo de fluido, reduziria consideravelmente a rentabilidade do projeto. Portanto, tentou-se evitar a compra de uma bomba para esta finalidade. A Figura 5.7 apresenta a atual configuração de retirada de produto de fundo da coluna.



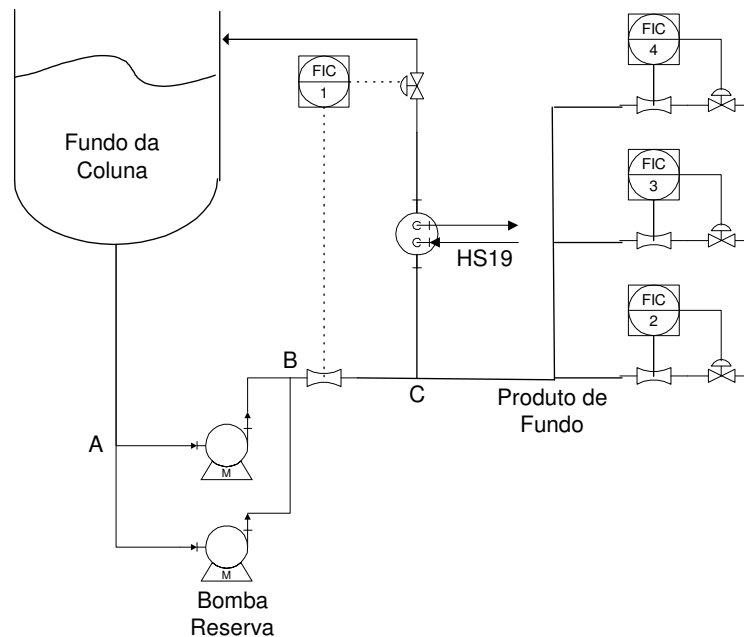
**Figura 5.7:** Fluxograma esquemático da atual retirada de produto de fundo.

A válvula FV-1, manipulada pelo controlador FIC-1, opera praticamente fechada, e quase toda a vazão da bomba principal é encaminhada para os consumidores.

O novo trocador, chamado de HE1, estaria situado antes da FV-1, na linha de retorno para a coluna, conforme a Figura 5.8. Considerando que a bomba principal não teria vazão suficiente para atender aos consumidores e, simultaneamente, retornar uma vazão

considerável de produto para a coluna, optou-se por avaliar um sistema que opere com as duas bombas em paralelo.

Sendo considerada desprezível a perda de carga entre na tubulação entre os pontos A e B da Figura 5.8, a curva do conjunto de bombas pode ser determinada pela soma das vazões correspondentes aos mesmos valores de carga (Mattos e Falco, 1998).



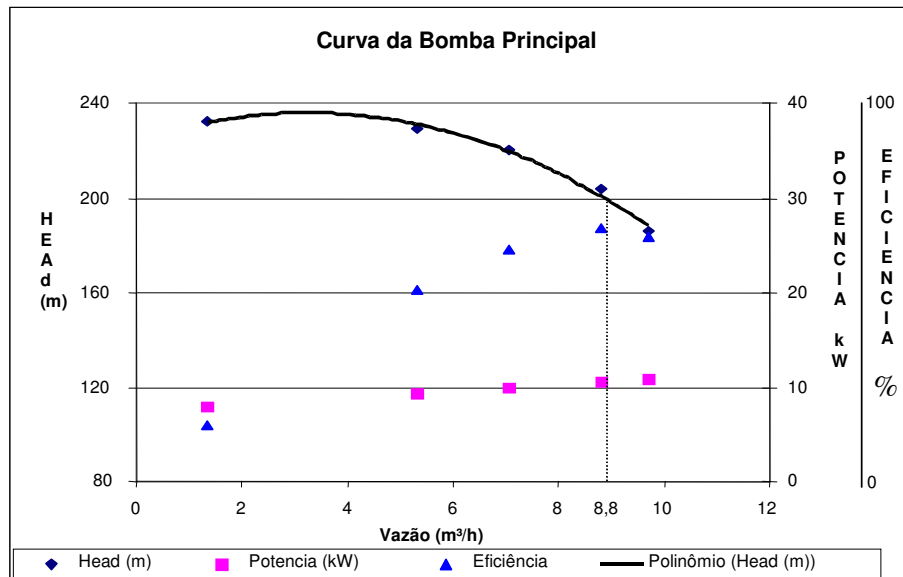
**Figura 5.8:** Fluxograma de instalação do HE1

A Figura 5.9 representa a curva da bomba principal. Nesta curva, a potência representada já é a potência consumida pelo motor. Esta bomba opera muito próxima do ponto de máxima eficiência, com um consumo aproximado de 10,5kW.

A idéia é que a interferência na forma de operação do sistema atual seja mínima, de modo a manter as vazões para os consumidores sem alterar a abertura das respectivas válvulas de controle de fluxo. Para isso, é necessário que a pressão no ponto C seja mantida constante, com uma ou duas bombas operando. Em um primeiro momento, pode-se imaginar que a melhor solução seria a utilização de duas linhas independentes, todavia, a intenção é que a bomba reserva continue substituindo a principal em caso de necessidades, conforme será comentado posteriormente.

Sendo a vazão de fluido entre os pontos B e C maior com a operação das bombas em paralelo, a perda de carga, neste trecho, se o mesmo não fosse modificado, também seria maior. Além da tubulação, existe um medidor de vazão entre estes dois pontos. Para diminuir

a perda de carga e aumentar o limite superior de medição, o diâmetro do orifício do FIC-1 (é uma placa de orifício) deve ser redimensionado. Neste caso, para a mesma pressão no ponto C e utilizando-se um novo elemento primário no FIC-1, a pressão do ponto B, com as duas bombas operando, deverá ser similar a atual. Isto significa que as duas bombas irão operar próximas ao ponto de máxima eficiência, ou seja, com vazões de 8,8 m<sup>3</sup>/h e consumo de 10,5kW por bomba, conforme Figura 5.9.



**Figura 5.9:** Curva da bomba principal de produto de fundo da coluna.

Para a determinação da vazão mássica bombeada, considerou-se a massa específica de 406kg/m<sup>3</sup>, utilizada no projeto das bombas, que é ligeiramente superior às do Apêndice D. Desta forma, para uma vazão volumétrica de 8,8m<sup>3</sup>/h em cada bomba, a vazão mássica total será de 7146kg/h, sendo que metade é enviada como produto de fundo, enquanto a outra parcela é aquecida no HE1 e reenviada para a coluna, conforme Figura 5.8.

Neste contexto, adotou-se, como critério de projeto, o valor de 3500kg/h para a CS3. Com base nessa informação, o valor do  $\Delta T_{\min}$  foi reavaliado, de modo a obter-se a melhor relação custo-benefício para o projeto.

Antes de otimizar o valor do  $\Delta T_{\min}$  para o refervedor, verificou-se o custo energético da bomba, como garantia de que este não inviabilizaria o projeto. Considerando a potência de 10,5kW e o preço de energia elétrica (abreviado como EE) de R\$100/MWh, o custo anual de operação da bomba seria de, aproximadamente, R\$ 9.072,00, conforme a Tabela 5.9, aceitável para os benefícios de até R\$270.000,00/ano previstos pelo projeto.

**Tabela 5.9:** Estimativa do custo anual de operação da bomba reserva

Potência da Bomba	Horas de operação	Consumo energético	Preço da EE	Custo de operação da bomba
KW	h	MWh	R\$/MWh	R\$
10,5	8640	90,72	100,00	9.072,00

Na Figura 5.8, o trocador está instalado antes da válvula de controle, por este ser o alinhamento natural, em função da geometria existente na unidade. Esta configuração, todavia, pode apresentar a desvantagem de ocasionar problemas na válvula de controle, que não foi projetada para suportar o aumento considerável na velocidade, decorrente da vaporização do líquido. Além disso, esta opção pode elevar o ponto de bolha da CS3, com conseqüente redução da força motriz para transferência de calor, em função do aumento da pressão desta corrente, o que promove uma diferença de custo de instalação e de energia recuperada, conforme a Tabela 5.10. Por isto, optou-se pela instalação do trocador a jusante da válvula, garantindo que o fluxo da CS3 permaneça nas condições em que esta foi projetada.

**Tabela 5.10:** Efeito da pressão da CS3 no custo e na potência do trocador.

Pressão da CS3 (MPa)	Custo do trocador (US\$)	$\Delta P$ HS19 (kPa)	$\Delta T_{\min}$ (°C)	Posição da CS3	Temperatura de saída da CS3 (°C)	Potência (kW)
3,0	11280	10	10	Tubos	89	234
3,6	16420	10	10	Tubos	99	226

Vale lembrar que a utilização da bomba reserva pode levar a uma situação de indisponibilidade simultânea de ambas as bombas, com conseqüente perda de continuidade operacional. Desta forma, é recomendada a intensificação das análises de vibração dos equipamentos, bem como uma boa sintonia na malha de controle de nível da coluna, minimizando os riscos de secar a mesma, com conseqüente cavitação das bombas.

Ainda em relação à continuidade operacional, existe um intertravamento que, em caso de parada súbita da bomba que está em operação, parte a bomba reserva automaticamente. Com as duas bombas em operação, é importante definir uma estratégia que garanta, na hipótese de parada súbita de uma das bombas, que a vazão seja destinada, preferencialmente, para os consumidores e não para a coluna, bem como o atendimento da carga térmica do refervedor com vapor.



## 5.4 Localização das Correntes no Trocador

Resta ainda a decisão sobre qual das correntes deve passar pelos tubos. Segundo Telles (1996), quando não existirem serviços que obriguem a uma determinada posição de fluxo, a escolha da corrente que irá circular por dentro do feixe tubular deverá ser baseada nas razões abaixo, que, se forem conflitantes, a precedência deve ser, se possível, na ordem indicada:

- 1) Fluido mais corrosivo, ou que exija materiais mais caros, ou que exija algum revestimento anticorrosivo;
- 2) Água;
- 3) Fluido de menor viscosidade, ou para o qual seja permitido maior perda de carga ao passar pelo permutador;
- 4) Fluido de maior pressão e/ou maior temperatura média;
- 5) Fluido que deixe uma maior quantidade de sedimentos ou depósito (exceto para feixe tubular em U);
- 6) Fluido com maior vazão.

A utilização do fluido mais corrosivo passando pelos tubos deve-se ao fato de que é mais barato substituir ou proteger os carretéis do que o casco. Neste caso, em particular, os fluidos possuem propriedades corrosivas similares, não sendo este um fator de decisão na localização das correntes.

Quanto à perda de carga, em igualdade de vazão, esta tende a ser maior na passagem dos fluidos pelos tubos do que pelo casco. Neste problema, a HS19 encontra-se em estado gasoso e, em qualquer das configurações, é possível projetar-se trocadores com perda de carga inferior a 10kPa (0,1bar). Portanto, ao invés de seguir esta heurística, optou-se por avaliar o impacto da escolha da localização da HS19, na perda de carga e no custo do trocador, para um equipamento instalado na horizontal, conforme a Tabela 5.11. Através desta análise, a melhor escolha é localizar a HS19 nos tubos.

**Tabela 5.11:** Influência da localização da HS19 na perda de carga da mesma.

Pressão da CS3 (kPa)	Custo do trocador (US\$)	$\Delta P_{\text{máximo HS19}}$ (kPa)	$\Delta P_{\text{calculado HS19}}$ (kPa)	$\Delta T_{\text{min}}$ (°C)	Posição da HS19	Temperatura de saída da CS3 (°C)	Potência (kW)
3,0	11240	10	2,1	10	Tubos	90,45	234
3,0	12000	10	9,1	10	Casco	90,45	234
3,0	11240	-	2,1	10	Tubos	90,45	234
3,0	10220	-	69,4	10	Casco	90,45	234

Na Tabela 5.11 pode ser observado que, com a remoção da restrição de perda de carga para escoamento no casco da HS19, ocorreu um aumento sensível na perda de carga desta corrente, de 9,1kPa para 69,4kPa. Este valor, contudo, apesar de ser mais elevado, permanece na faixa considerada usual pelo *software*, que é de 10kPa a 100kPa.

Com a HS19 nos tubos e sem restrição de perda de carga, avaliou-se o efeito do  $\Delta T_{\text{min}}$  no custo do trocador e na recuperação de energia, conforme a Tabela 5.12.

**Tabela 5.12:** Análise da influência do  $\Delta T_{\text{min}}$  no projeto do HE1.

$\Delta T_{\text{min}}$ (°C)	Área (m <sup>2</sup> )	Potência (kW)	Perda de carga nos tubos (KPa)	Custo do Trocador (US\$)
10,0	28,0	235	3,0	11130
12,5	23,6	220	11,0	10630
15,0	15,7	206	5,0	9020
17,5	14,3	192	5,0	8840
20,0	12,8	178	4,0	8680
22,5	10,0	163	3,0	8370
25,0	10,0	149	3,0	8320
27,5	8,5	134	3,0	8140
30,0	7,1	120	3,0	7960
32,5	5,6	106	2,0	7770
35,0	5,6	91	2,0	7770

Na Tabela 5.12, observa-se que o valor de 11kPa de perda de carga parece inconsistente em relação aos demais. Este valor deve-se ao aumento de velocidade devido à

opção de dois passes no lado dos tubos. Curiosamente somente neste equipamento foi especificado um número maior de passes, todavia, a variação da perda de carga é pequena, permanecendo próximo ao menor valor usual de 10kPa utilizado pelo *software*.

A escolha do  $\Delta T_{\min}$  mais adequado será feita de acordo com a avaliação econômica no Capítulo 6. Embora o projeto do trocador, em linha gerais, já esteja equacionado, ainda restam dúvidas quanto à confiabilidade e operabilidade do sistema.

## 5.5 Conclusões

No estudo de implementação de um trocador, diversas considerações são necessárias, pois cada projeto apresenta as suas particularidades. Embora as ferramentas computacionais estejam cada vez mais desenvolvidas, o êxito do projeto nesta etapa ainda é bastante dependente da experiência do(a) projetista, tanto para a percepção dos principais impactos das modificações, como para a adaptação da unidade a tais alterações.

A troca de calor entre duas correntes de processo afeta, basicamente, a temperatura e as pressões das correntes. O efeito da mudança de temperatura normalmente é maior e deve ser tomado um cuidado especial nos casos em que ocorrem mudanças de fase.

Durante o estudo de viabilidade técnica do projeto de integração das correntes HS19 e CS3, várias avaliações foram realizadas, sendo interessante apresentá-las como um conjunto de verificações que podem ser utilizadas em trabalhos futuros:

- A compatibilidade entre correntes deve ser verificada antes do detalhamento do equipamento de transferência de calor, observando que os equipamentos estão sujeitos a falhas que podem ocasionar sua mistura. Se estas forem incompatíveis, devem ser rejeitadas, sempre que possível, as alterações que envolvam uma integração direta entre elas;
- A possibilidade de condensação da corrente quente ou vaporização da corrente fria deve ser avaliada, considerando a existência de condições extremas em relação às condições operacionais definidas como caso base para o projeto. Também devem ser analisadas as temperaturas ao longo do escoamento, pois estas podem variar mesmo nas linhas isoladas. Em caso de mudança de fase, os efeitos hidráulicos devem ser avaliados cuidadosamente;
- Na hipótese de condensação de uma corrente quente, a mudança do estado de vapor para líquido ocasiona a redução do volume específico, com a possibilidade de redução na pressão além do aumento da massa específica. O aumento da massa específica pode elevar, significativamente, a pressão exercida por uma coluna deste fluido, impactando, por exemplo, a potência exigida nas máquinas de fluxo. Os compressores, por sua vez, normalmente não trabalham com líquidos e, se a

---

corrente condensada passar por outro estágio de compressão o líquido deve ser separado do gás;

- Na vaporização, as mudanças são opostas às da condensação, e o aumento do volume específico pode ocasionar uma elevação excessiva de velocidade de escoamento. Além disso, se existirem bombas após o ponto de aquecimento da corrente, elas poderão sofrer problemas de cavitação ou a perda da capacidade de bombeamento. A cavitação pode ocorrer mesmo sem a mudança de fase e, deste modo, sempre que houver aumento da temperatura de sucção da bomba ou redução da pressão a possibilidade de cavitação deve ser investigada;
- Deve ser verificado se as máquinas de fluxo podem suportar eventuais aumentos de perda de carga. Também deve ser avaliado o aumento no consumo de energia para o bombeamento, em função da instalação de novos trocadores, principalmente nos compressores, que, normalmente, consomem mais energia do que as bombas.

A escolha do trocador, bem como do lado de escoamento da corrente, depende de uma série de fatores que, na ausência de ferramentas mais sofisticadas, pode ser feita com base nas recomendações disponíveis na literatura. Neste trabalho, todavia, além das recomendações citadas, foi utilizado o programa Bjac para a definição das escolhas.

## Capítulo 6

### Avaliação Econômica

Conforme Ribeiro Júnior (2002), “antes de representar uma posição definitiva do analista, a análise econômica tem a função fundamental de agregar o máximo de informações ao processo de decisão por um investimento, situando-o acerca de suas potencialidades e riscos, com base no tratamento qualitativo e quantitativo de informações e dados disponíveis”.

No caso de grandes empresas, que muitas vezes trabalham com carteiras de investimentos que disputam recursos limitados, a avaliação econômica envolve, além da verificação de atendimento dos critérios de rentabilidade das diferentes soluções possíveis, a comparação destas com outros projetos propostos.

A decisão pela implantação de um projeto, em geral, envolve outros aspectos além do econômico, como, por exemplo, a melhoria da imagem da empresa diante da comunidade. Esta relação, entre os aspectos subjetivos e objetivos, flexibiliza o grau de confiança dos resultados da avaliação e, conseqüentemente, o esforço dedicado na realização da mesma.

Existem diversas metodologias disponíveis para a avaliação econômica de investimentos, porém, neste trabalho, será utilizado o método da Taxa Interna de Retorno, tanto por ser utilizado pela empresa, como por ser adequado para a análise de investimentos de pequeno porte, conforme descrito a seguir.

## 6.1 Método da Taxa Interna de Retorno

Segundo Casarotto Filho e Kopittke (1993), “o Método da Taxa Interna de Retorno consiste em calcular-se a taxa que zera o valor presente dos fluxos de caixa das alternativas. Os investimentos com Taxa Interna de Retorno (TIR) superior à Taxa Mínima de Atratividade (TMA) são considerados rentáveis e passíveis de análise.”

A TIR é a taxa “ $r$ ” que atende à seguinte expressão (Brigham *et al.*, 2000):

$$I - \sum_{i=1}^n \frac{(R_i - C_i)}{(1+r)^i} = 0 \quad (6.1)$$

onde:

$I$  = investimento inicial, considerado na data presente (período 0);

$R_i$  = receitas do projeto no período  $i$ ;

$C_i$  = custos do projeto no período  $i$ ;

$1/(1+r)^i$  = fator de desconto relativo ao período  $i$ ;

$n$  = número de períodos (anos) relativos à vida útil do projeto

Conforme pode ser visto na Equação 6.1, para o cálculo da TIR não é levado em consideração o custo de capital da empresa ou a taxa de juros de mercado. Estes conceitos estão associados à escolha da TMA, que pode ser considerada como a taxa a partir da qual o investidor considera que está obtendo ganhos financeiros. Empresas em que os custos de capital são elevados (realidade da grande maioria das empresas brasileiras) definem TMA altas. Neste trabalho, considerou-se um valor de 15% ao ano nos cálculos das TIR das modificações, considerando-se o valor de 15% ao ano como TMA.

Finalizando as considerações sobre a metodologia de avaliação econômica, cabe ressaltar-se que foram destacadas as principais incertezas das análises realizadas, realizando-se, quando necessário, uma análise de sensibilidade da TIR.

## 6.2 Considerações para determinação dos custos e benefícios

De uma certa forma, para um mesmo projeto, a viabilidade do mesmo pode variar consideravelmente, de acordo com as premissas adotadas. O objetivo desta seção é esclarecer os critérios adotados para determinação dos custos e benefícios dos investimentos, bem como a nomenclatura utilizada nas avaliações.

O termo “Custo Fixo” é utilizado para representar custos que independem da carga da unidade, como custos de mão de obra. Os custos fixos nestes projetos ficaram restritos aos custos de manutenção, uma vez que não há necessidade de incremento de mão-de-obra de operação ou laboratório. O valor utilizado na Tabela 6.2 inclui custos de inspeção, limpeza, teste hidrostático do equipamento, manutenção da pintura e isolamentos, entre outros.

Os custos variáveis são dependentes da carga, como custos de matérias primas, catalisadores, compra de utilidades, entre outros. Os ganhos dos projetos foram calculados considerando-se a redução de custo variável decorrente do menor consumo de vapor, resultante do aumento da eficiência energética da unidade após a implementação dos mesmos. Esta redução de custo variável anual foi chamada na Tabela 6.2 de Margem de Contribuição.

Também é preciso definir o período de tempo em que serão avaliados os investimentos. Neste caso, adotou-se a análise anual, por um período de 10 anos, a contar do ano subsequente ao do início da realização do investimento.

O lucro bruto é determinado subtraindo-se dos ganhos do projeto, os custos fixos e a depreciação. Em virtude do porte dos investimentos, que não justifica uma análise mais detalhada, adotou-se, como custo fixo de manutenção, o valor de 2% do investimento.

De acordo com Casarotto Filho (1992), “a depreciação é contabilmente definida como a despesa equivalente à perda do valor de um determinado bem, seja por deterioração ou obsolescência. Não é um desembolso, porém é uma despesa e, como tal, pode ser abatida das receitas, diminuindo o lucro tributável e conseqüentemente o imposto de renda”.

Para se evitar que todos depreciem seus equipamentos no menor período de tempo possível, a legislação estabelece que os equipamentos sejam depreciados de forma linear em 10 anos. Já o lucro líquido é calculado subtraindo-se os impostos do lucro bruto. Considerou-se a alíquota de 25% para grandes empresas mais 9% de contribuição social, totalizando os impostos como 34% do valor do lucro bruto.

Para a análise dos investimentos, o que importa é o fluxo de caixa resultante da realização dos mesmos. O caixa gerado é a soma do lucro líquido com a depreciação. Embora a depreciação seja considerada para a redução do imposto de renda, na prática, ela não é um

desembolso e, por isso, foi adicionada ao lucro líquido para a determinação do caixa gerado pelo projeto.

### 6.3 Avaliação econômica da integração da HS19 com a CS3

Com os dados da Tabela 5.12 e considerando-se o custo do trocador instalado equivalente ao dobro do custo de fabricação do equipamento, um prazo de 8 meses para implementação do projeto, um dólar igual a R\$=3,0 e uma tributação de 34%, sendo 25% de impostos e 9% de contribuição social, verificou-se o efeito do  $\Delta T_{\min}$  na energia recuperada e no custo do trocador. Utilizando-se a TIR como ferramenta de avaliação verificou-se que o  $\Delta T_{\min}$  de 15°C é o mais adequado para este projeto, conforme a Tabela 6.1. O Apêndice F contém todas as informações alimentadas e geradas pelo Bjac para o projeto do trocador.

**Tabela 6.1:** Análise da sensibilidade da TIR em função do  $\Delta T_{\min}$

$\Delta T_{\min}$ na saída (°C)	Área (m <sup>2</sup> )	Potência (kW)	Redução de Custo Variável (R\$/ano)	Custo do trocador (US\$)	Custo Instalado (R\$)	TIR (%)
10,0	28,0	235	196083	11130	66780	564
12,5	23,6	220	182988	10630	63780	529
15,0	15,7	206	170766	9020	54120	704
17,5	14,3	192	158544	8840	53040	594
20,0	12,8	178	146322	8680	52080	500
22,5	10,0	163	133227	8370	50220	433
25,0	10,0	149	121005	8320	49920	352

Conforme pode ser verificado na Tabela 6.1, desconsiderando-se o valor de 12,5°C, a TIR aumenta com o valor de  $\Delta T_{\min}$  até alcançar um máximo de 704%, para um  $\Delta T_{\min}$  15°C, a partir do qual ela passa a ser decrescente. Isto significa que, para diferenças de temperaturas inferiores a 15°C, os benefícios do aumento de energia recuperada não justificam os custos adicionais para aumento de área. Da mesma forma, para valores acima de 15°C a economia no investimento não compensa o aumento no consumo de energia da unidade.

A redução na TIR quando se aumenta de 10°C para 12,5°C o valor do  $\Delta T_{\min}$  deve-se, provavelmente, ao fato de que o trocador projetado para um  $\Delta T_{\min}$  de 12,5°C ser o único a possuir dois passes nos tubos.



Para evitar repetições, neste capítulo foi incluída somente a memória de cálculo que contém o fluxo de caixa para o trocador com  $\Delta T_{\min}$  de 15 °C. O trocador projetado no Apêndice F possui uma pressão ligeiramente superior aos equipamentos que foram estimados na Tabela 6.1. Esta elevação de pressão visa assegurar que o trocador resista a pressões superiores à máxima pressão de bombeamento da CS3. Esta modificação elevou em US\$410 o custo do trocador, ficando em US\$9.430,00 (R\$ 28.290,00) o custo do equipamento considerado na análise de viabilidade.

A Tabela 6.2 contém o fluxo de caixa deste projeto. Uma vez que o prazo de realização do investimento é menor do que um ano, com exceção do ano zero, todos os demais apresentam uma margem de contribuição que corresponde à redução do custo com vapor.

Para o ano zero, considerou-se que, em 8 meses, ocorrerá o desembolso para implementação do projeto e que, durante 4 meses, será possível usufruir os benefícios do mesmo. Deste modo, a margem de contribuição do projeto no ano zero foi de R\$ 56.922,00, correspondente a 4/12 do valor de custo variável com vapor da Tabela 6.1.

Para os demais anos, foi considerado o valor da redução do custo variável (R\$ 170.766,00), conforme indicado na Tabela 6.1, para o  $\Delta T_{\min}$  de 15°C. De forma análoga aos critérios utilizados para a margem de contribuição, o custo fixo e a depreciação foram calculados, no ano zero, considerando-se 4/12 do valor dos demais anos, conforme indicado na Tabela 6.2.

**Tabela 6.2:** Fluxo de caixa, em reais, utilizado para análise de viabilidade econômica da integração da HS19 com a CS3.

Item	Descrição	Equação	Ano 0	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
1	Margem de Contribuição	Retirado da Tabela 6.1	56922	170766	170766	170766	170766	170766	170766	170766	170766	170766	170766
2	Custo Fixo	2% do item 8	377	1132	1132	1132	1132	1132	1132	1132	1132	1132	1132
3	Depreciação	10% do item 8	1886	5658	5658	5658	5658	5658	5658	5658	5658	5658	5658
4	Lucro Bruto	Item 1-item2-item3	54659	163976	163976	163976	163976	163976	163976	163976	163976	163976	163976
5	Tributação	34% do Item4	18584	55752	55752	55752	55752	55752	55752	55752	55752	55752	55752
6	Lucro Líquido	item4-item5	36075	108224	108224	108224	108224	108224	108224	108224	108224	108224	108224
7	Caixa Gerado	item6+item3	37961	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882
8	Investimento	2 vezes custo de equipamento	56580	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	Fluxo de Caixa	item7-item8	-18619	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882	113882

Com a Equação 6.1, foi calculada a Taxa Interna de Retorno do fluxo de caixa gerado, obtendo-se um valor de 612%, que, por sua vez, é muito superior aos 14% de Taxa Mínima de Atratividade, indicando que a execução do projeto possui uma rentabilidade superior a das aplicações financeiras da empresa.

Para uma análise de sensibilidade, foi verificado o efeito da variação no valor do investimento, da margem de contribuição e do prazo de implementação na TIR, conforme a Tabela 6.3. Nesta tabela, para uma redução de quarenta por cento no investimento ou no prazo de implementação, não foi possível determinar o valor da TIR.

**Tabela 6.3:** Análise de sensibilidade da TIR em relação a variações no valor do investimento, da margem de contribuição e do prazo de implementação.

Sensibilidade da TIR (%)	-40%	-20%	0%	20%	40%
Investimento	Muito Alta	1540%	612%	382%	278%
Margem de distribuição	204%	350%	612%	1228%	4426%
Prazo Implementação	Muito Alta	3315%	612%	337%	232%

Mesmo com um prazo de implementação de 11,2 meses (+ 40%), a TIR ainda é muito atrativa, justificando uma avaliação detalhada do projeto pela equipe de engenharia da empresa. Para um prazo de implementação 40% menor o valor é tão elevado que não foi possível determinar.

## 6.4 Avaliação Econômica da Geração de Vapor Flash

Com a utilização dos dados do Apêndice C, foram consideradas as seguintes premissas para a avaliação econômica do projeto:

- 1) custo total do projeto: R\$32.000,00
- 2) economia de vapor de baixa: de aproximadamente 223kg/h
- 3) custo de vapor de baixa: R\$60,00/t
- 4) tempo de execução do projeto: três meses

Com a utilização das mesmas premissas da avaliação econômica da integração das correntes, gerou-se o fluxo de caixa da Tabela 6.4

**Tabela 6.4:** Fluxo de caixa da geração de vapor flash, resultando em uma TIR de 1249%.

Item	Descrição	Equação	Ano 0	Ano 1	Ano 2	Ano 3	Ano 4	Ano 5	Ano 6	Ano 7	Ano 8	Ano 9	Ano 10
1	Margem de Contribuição	Apêndice B	38534	115603	115603	115603	115603	115603	115603	115603	115603	115603	115603
2	CF	2% do item 8	213	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640
3	Depreciação	10% do item 8	1600	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200	3200
4	Lucro Bruto	item 1-item2-item3	36721	111763	111763	111763	111763	111763	111763	111763	111763	111763	111763
5	Tributação	34% do Item4	12485	37999	37999	37999	37999	37999	37999	37999	37999	37999	37999
6	Lucro Líquido	item4-item5	24236	73764	73764	73764	73764	73764	73764	73764	73764	73764	73764
7	Caixa Gerado	item6+item3	25836	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964
8	Investimento	2*16000	32000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	Fluxo de Caixa	item7-item8	-6164	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964	76964

A TIR do fluxo de caixa gerado é de 1249%, muito superior à TMA, dispensando a análise de sensibilidade. Considerando ainda a pequena complexidade deste projeto, os riscos associados à implementação do mesmo são pequenos, reforçando a viabilidade do mesmo.

# Capítulo 7

## Conclusões

Dos objetivos propostos, pode-se dizer que, com maior ou menor intensidade, todos foram alcançados. Evidentemente, existem vários aspectos que poderiam ser melhor explorados, ficando como sugestão para trabalhos futuros.

Iniciando pela metodologia, ficou evidente, durante a revisão das técnicas de integração, que estas foram desenvolvidas para redes complexas de grandes consumidores de energia, como refinarias de petróleo. Plantas em operação sem integração alguma, como o sítio estudado, apresentam particularidades que foram sendo percebidas no decorrer do trabalho. A primeira delas, surgiu na etapa de diagnóstico das unidades. A utilização das curvas compostas para verificação do consumo mínimo de utilidades, durante a concepção das unidades, auxilia na definição das metas que motivem o(a) projetista a buscar modificações na rede, com o objetivo de encontrar a solução mais próxima dos valores estabelecidos como referência. Neste trabalho, entretanto, as metas de consumo mínimo de utilidades não foram perseguidas, optando-se por avaliar cada possibilidade de integração individualmente. O  $\Delta T_{\min}$  de  $10^{\circ}\text{C}$ , utilizado para a geração das curvas compostas, não foi adotado no trocador projetado, que teve o valor de  $\Delta T_{\min}$  otimizado para as correntes envolvidas.

O conhecimento do consumo mínimo de energia agrega mais valor nos sistemas onde existe uma correlação conhecida entre aumento de área e recuperação de energia. Neste caso, o(a) projetista sabe que pode obter ganhos de energia com um aumento de área de troca térmica, e realiza um balanço entre o custo adicional de área e o retorno financeiro da modificação para definir um  $\Delta T_{\min}$  para a rede. Já em uma planta existente que não possua integração, torna-se difícil definir a correlação entre custo de área e benefício gerado, porque a alocação desta área é uma das primeiras dificuldades que o(a) projetista enfrenta.

Este trabalho exemplifica o número de verificações que, muitas vezes, são realizadas antes da consolidação da viabilidade de uma integração em plantas em operação. Além disso,

os custos destas modificações não são facilmente previsíveis sem uma verificação detalhada das mesmas.

Com estas observações, quando a motivação do estudo de aumento na eficiência energética for meramente econômica, a experiência deste trabalho sugere, para plantas em operação com eficiência de área pequena, que seja definido o valor do  $\Delta T_{\min}$  em cada modificação, bem como, que o escopo do projeto seja limitado a modificações com potencial de ganho superiores às aplicações financeiras da empresa, atendendo a eventuais restrições de máximo investimento. Este estudo limitou-se, por praticidade, à busca de oportunidades com potencial de ganho superior a 200kW. Entretanto, a análise poderia ter prosseguido enquanto a Taxa Interna de Retorno (TIR) fosse superior a 15% ao ano.

Outra constatação importante é que, das três oportunidades de melhorias identificadas, duas (mudança na pressão do vapor na Planta 3 e reevaporação do condensado) envolveram o circuito de distribuição de vapor, sendo uma delas identificada na análise preliminar. As unidades que não possuem troca de calor entre correntes de processo utilizam vapor (ou outra utilidade quente) para atender às demandas térmicas das correntes, reforçando a necessidade de uma verificação preliminar deste circuito, especialmente se ocorrerem misturas de condensados originados de vapores com diferentes níveis de pressão. Neste caso, deve ser investigada a possibilidade de realização de uma expansão (*flash*), com recuperação de vapor em um nível de pressão mais baixo.

Sendo mais abrangente, este trabalho evidencia a importância da análise preliminar, envolvendo, conforme o caso, a avaliação da eficiência de equipamentos de combustão, turbinas a vapor, desempenho de grandes máquinas, eficiência termoelétrica do sítio, circuito de geração e distribuição de condensado, além de mudanças de condições de operação antes do estudo de alterações no projeto da unidade.

Em relação à mistura de correntes, tanto o condensado de média, quanto a HS19, são correntes que, no fluxograma original, foram unificadas antes de passarem por um resfriador, em um esquema similar ao ilustrado pela Figura 3.11. Esta constatação reforça a idéia do cuidado na obtenção dos dados, uma vez que, se os mesmos forem extraídos com a mesma estrutura do fluxograma de processos, aumenta a tendência da rede otimizada tornar-se semelhante à existente, diminuindo as chances de serem encontradas oportunidades de melhorias.

Em relação às ferramentas utilizadas, os *softwares* Aspen Plus, Aspen Pinch e Bjac permitem integrar ferramentas de diagnóstico de oportunidades, banco de dados de propriedades, simulação e projeto de trocadores. Esta abordagem evita algumas inconsistências existentes entre os modelos simplificados, utilizados na etapa conceitual, e o projeto detalhado. A utilização de modelos rigorosos de trocadores de calor permite calcular os coeficientes de transferência de calor com mais precisão, bem como os custos e as perdas de carga. Isto facilita a identificação das melhores oportunidades e aumenta a segurança na solução obtida, reduzindo o tempo e o esforço de engenharia. Além disso, o Bjac otimiza o cálculo do custo do trocador, considerando tamanhos comerciais padronizados de tubos e

---

casos, de modo que a otimização do  $\Delta T_{\min}$  torna-se mais realista. Ao final, fornece informação suficiente para a cotação do trocador escolhido com fornecedores locais.

Em relação aos programas utilizados, o Aspen Plus e o Bjac possuem características de ferramentas consolidadas, enquanto o Aspen Pinch parece não estar completamente desenvolvido. Entre as vantagens deste programa, merecem destaque a parte gráfica, a integração com um simulador de processos e com um *software* de projeto de trocadores e, principalmente, o algoritmo de busca de oportunidades de alteração da topologia da rede. A principal desvantagem observada refere-se à robustez, uma vez que, com uma certa frequência, apresentou erros que somente eram solucionados com a reinicialização do programa.

Quanto à abordagem econômica, foram considerados somente os aspectos financeiros das modificações, com o emprego dos indicadores utilizados nos projetos de aumento de capacidade produtiva. Existe uma tendência de obtenção de linhas de créditos especiais, com taxas de juros reduzidas, para a implementação de projetos que utilizem tecnologias limpas. Isto reduziria a taxa mínima de atratividade (TMA) e possibilitaria a implementação de projetos com TIR inferiores às consideradas usualmente. Em relação à eficiência energética, especificamente, também existe a potencialidade para a comercialização dos certificados de emissões reduzidas, instrumentos do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo, previsto no Protocolo de Quioto. Por fim, sugere-se a complementação da análise de resultados em trabalhos futuros, incorporando a avaliação dos impactos ambientais e sociais, na qual deve ser contemplado o índice de nacionalização das soluções, geração de empregos, entre outros fatores.

Independente das possibilidades de aperfeiçoamento, este estudo atingiu seus objetivos, especialmente em relação à capacitação técnica para a utilização das tecnologias existentes e à identificação de oportunidades de melhorias no processo. Para uma visualização dos resultados obtidos com este trabalho, além dos ganhos econômicos, pode ser feita uma analogia com o consumo de energia residencial. Considerando uma eficiência de conversão de energia térmica em elétrica de 30% e a realidade do Rio Grande do Sul, que consome, em média, 54W por habitante (ANEEL, 2002), constituindo um dos estados com maior consumo residencial *per capita* do país, a economia de 636kW que pode ser obtido com a implementação de todas as sugestões desenvolvidas nesta dissertação seria suficientes para suprir o consumo de 3.533 pessoas.

Para concluir, de uma maneira geral, não existem processos que não possam ser aprimorados e, quando as buscas por melhorias são abordadas de forma sistemática e criteriosa, as chances de êxito são, sem dúvida, muito maiores.

# Referências Bibliográficas

- Ahmad, S., Hui, D.C.W., Heat Recovery Between Areas of Integrity. *Comp.Chem.Eng.*, v. 15, n. 12, p. 809 - 832, 1991.
- Al-Riyami, B.A., Klemes, J, Perry, S., Heat Integration Retrofit Analysis of a Heat Exchanger Network of Fluid Catalytic Cracking Plant. *Applied Thermal Engineering* n. 21, p. 1449-1487, 2001.
- Asante, N.D.K., Zhu, X.X., An Automated and Interactive Approach for Heat Exchanger Network Retrofit. *Chem. Eng. Res. & Des.*, n. 75 (A), p. 349–360, 1997.
- Agência Nacional de Energia Elétrica. Atlas de Energia Elétrica do Brasil.-Brasília:ANEEL, 2002.
- Brasil, N.I. Introdução à Engenharia Química. 2<sup>a</sup> ed., Rio de Janeiro, Editora Interciência: Petrobras, 2004.
- Brigham, E.F., Gapenski, L.C., Egrhardt, M.C., *Administração Financeira: Teoria e Prática*. São Paulo, Editora Atlas, 2000.
- Cardoso, R. *Integração Energética da Etapa de Separação do Solvente do Processo de Extração de Óleo de Soja*. Dissertação de Mestrado, PEQ/UEM, Maringá, 1995.
- Carlsson, A., Franck, P., Berntsson, T., Design better heat exchanger network retrofits. *Chem. Eng. Prog.*, March, p. 87-96, 1993.
- Casarotto Filho, N., Kopittke, B.H., *Análise de Investimentos: matemática financeira, engenharia econômica, tomada de decisão*. 5<sup>a</sup>. ed, São Paulo, Editora Revista dos Tribunais, Manuais Vértice, n. 3, 1992.
- Ciric, A.R., Floudas, C.A., A retrofit approach for heat exchanger networks. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 13, n. 6., p. 703-715, 1989.
- Ciric, A.R., Floudas, C.A., Application of the Simultaneous Match-Network Optimization Approach to the Pseudo-Pinch Problem. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 14, n. 3, p. 241–250, 1990a.
- Ciric, A.R., Floudas, C.A., A mixed integer non-linear programming model for retrofitting heat-exchanger networks. *Ind Eng Chem Res*, n. 29, p. 239-251, 1990b.
- Ciric, A.R., Floudas, C.A., Heat Exchanger Network Synthesis without Decomposition. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 15, n. 6, p. 385–396, 1991.
- Daichendt, M.M., Grossmann, I.E. Errata – A Preliminary Screening Procedure for MINLP Heat Exchanger Network Synthesis Using Aggregated Models. *Chem. Eng. Res. & Des.*, n. 72 (A), p. 708 –709, 1994a.
- Daichendt, M.M., Grossmann, I.E., A Preliminary Screening Procedure for MINLP Heat Exchanger Network Synthesis Using Aggregated Models. *Chem. Eng. Res. & Des.*, n. 72 (A), p. 357 –363, 1994b.
- Daichendt, M.M., Grossmann, I.E., Preliminary Screening Procedure for the MINLP Synthesis of Process Systems – I. Aggregation and Decomposition. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 18, n. 8, p. 663 –677, 1994c.

- Daichendt, M.M., Grossmann, I.E., Preliminary Screening Procedure for the MINLP Synthesis of Process Systems – II. Heat Exchanger Networks. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 18, n. 8, p. 679 –709, 1994d.
- Fair R.J. What You Need to Design Thermosiphon Reboilers. *Petroleum Refiner*, v. 39, n. 2, p. 105-123, 1960.
- Floudas, C.A., Ciric, A.R. Strategies for Overcoming Uncertainties in Heat Exchanger Network Synthesis. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 13, n. 10, p. 1133–1152, 1989.
- Floudas, C.A., Ciric, A.R. Corrigendum–Strategies for Overcoming Uncertainties in Heat Exchanger Network Synthesis. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 14, n. 8, 1990.
- Furman, K.C., Sahinidis, N.V. A Critical Review and Annotated Bibliography for Heat Exchanger Network Synthesis in the 20th Century. Urbana, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2001.
- Garcia, R., Combustíveis e Combustão Industrial. Rio de Janeiro, Editora Interciência, 2002.
- Glavic, P., Novak, Z. Completely Analyze Energy-Integrated Processes. *Chem. Eng. Prog.*, February, p. 49 – 60, 1993.
- Gundersen, T., Naess, L., The Synthesis of Cost Optimal Heat Exchanger Networks - An Industrial Review of the State of the Art. *Comp. Chem. Eng.*, v. 12, n. 6, p. 503 –530, 1988.
- Gundersen, T., *Process Integration*. International Energy Agency. 2002. Disponível em <<http://www.ieapi.org>>. Acesso em: 15 mai. 2004.
- Homsak, M. & Glavic, P., Appropriate Placement of Energous Against Local Pinch Temperatures. *Trans. I. Chem. E.*, v. 73, Part A, p. 871 – 879, 1995.
- Huang F., Elshout, R.V., Optimizing the heat recovery of crude units. *Chem. Eng. Prog.*, n. 72, p. 68-74, 1976.
- Jezowski, J., Heat Exchanger Network Grassroot and Retrofit Design. The Review of the State-of-the-Art: Part I, Heat Exchanger Network Targeting and Insight Based Methods of Synthesis. *Hungarian J. of Ind. Chem.*, n. 22, p. 279 –294, 1994a.
- Jezowski, J., Heat Exchanger Network Grassroot and Retrofit Design. The Review of the State-of-the-Art: Part II, Heat Exchanger Network Synthesis by Mathematical Methods and Approaches for Retrofit Design. *Hungarian J. of Ind. Chem.*, n. 22, p. 295–308, 1994b.
- Kern, D.Q., *Processos de Transmissão de Calor*. Rio de Janeiro, Guanabara Koogan, 1980.
- Lewin D.R., A Generalized Method for HEN Synthesis using Stochastic Optimization: (II) The Synthesis of Cost-Optimal Networks. *Comput. chem. Eng.*, v. 22, n. 10, p.1387-1405, 1998.
- Linhoff, B., Townsend, D.W., Boland, D., Hewitt, G.F., Thomas, B.E.A., Guy, A.R., Marsland, R.H., *A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*. Revised First Edition, Rugby, Institution of Chemical Engineers, 1994.
- Linnhoff, B., Pinch Analysis: A State of the Art Overview. *Trans. I. Chem. E.*, v. 71, n. Part A, p. 503 – 522, 1993.
- Marechal, F., Kalitventzeff, B., Targeting the Minimum Cost of Energy Requirements: A New Graphical Technique for Evaluating the Integration of Utility Systems. *Comp. Chem. Eng.*, v. 20 (Suppl.), p. S225 - S230, 1996.



- Mattos, E.E., Falco, R., *Bombas Industriais*. 2<sup>a</sup> ed., Rio de Janeiro, Editora Interciência, 1998.
- Monroe, E.S., Stream-Trap Capacities. *Chem Eng*, April 15, p. 73-75, 1985.
- Nie, X.R., Zhu, X.X., Heat Exchanger Network Retrofit Considering Pressure Drop and Heat-Transfer Enhancement. *AIChE J.*, v. 45, n. 6, p. 1239–1254, 1999.
- Nishida, N., Stephanopoulos, G., Westeberg, A.W., A Review of Process Synthesis. *AIChE J.*, n. 27, p. 321 – 351, 1981.
- Perry, R.H., Green, D. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 6a. ed., New York, McGraw-Hill, 1984.
- Polley, G.T, Panjeh Shahi, M.H., Jegede, F.O., Pressure drop considerations in the retrofit of heat exchanger networks. *Trans. I. Chem. E.*, v. 68, n. A3, p. 211-220, 1990.
- Ribeiro Júnior, H.M., *Análise Econômica de Projetos: Foco na Avaliação de Riscos com Aplicação a um Projeto de Co-geração*. Dissertação de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2002.
- Rodera, H., Bagajewicz, M.J., Targeting Procedures for Energy Savings in Total Site. In: *Anais do II Congresso de Engenharia de Processos do Mercosul (ENPROMER)*, Florianópolis, Brasil, Agosto-Setembro, 1999.
- Rossiter, A.P. *Structuring and Managing Process Integration Studies*. 2002. Disponível em <<http://www.pinchtechnology.com>>. Acesso em: 16 out 2003.
- Shokoya, C.G., Kotjabasakis, E., A new targeting procedure for the retrofit of heat exchanger networks. In: *Int. Conf*, Athens, Greece, June, 1991.
- Silangwa, M., *Evaluation of various surface area efficiency criteria in heat exchanger network retrofit*. MSc. Diss., UMIST, Manchester, UK, 1986.
- Telles, P.C.S. *Vasos de Pressão*. 2<sup>a</sup> ed., Rio de Janeiro, Editora LTC., 1996.
- Tjoe, T.N., Linnhoff, B., Using pinch technology for process retrofit. *Chem Eng*, April 28, p. 47-60, 1986.
- Van Reisen, J., Grievinik, J., Polley, G.T., Verheijen, J.T., The placement of two stream and multi-stream heat exchangers in an existing network through path analysis. *Comput. and Chem. Eng.*, n. 19 (suppl): p. 143s-148s, 1995.
- Wang, Y.P & Smith R. Waste-Water Minimization. *Chemical Engineering Science*, v.49, n. 7, p. 981-1006, 1994.
- Wang, Y.P & Smith R. Wastewater minimization with flowrate constrains. *Chemical Engineering Research & Design.*, v. 73, n. A8, p. 889-904, 1995.
- Yee, T. F., Grossmann, I.E., Simultaneous Optimization Models for Heat Integration – II. Heat Exchanger Network Synthesis. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 14, n. 10, p. 1165–1184, 1990.
- Yee, T.F., Grossmann, I.E., A Screening and Optimisation Approach for the Retrofit of Heat Exchanger Networks. *Ind. Eng. Chem. Res.*, n. 30, 146, 1991.
- Yee, T.F., Grossmann, I.E., Kravanja, Z., Simultaneous Optimization Models for Heat Integration – I. Area and Energy Targeting and Modeling of Multi-Stream Exchangers. *Comp. & Chem. Eng.*, v. 14, n. 10, p. 1151–1164, 1990.
- Yuan, X., Pibouleau, L., Domenech, S., Experiments in Process Synthesis via Mixed-Integer Programming. *Chemical Engineering & Processing* v. 25, n. 2, p. 99–116, 1989.

## Apêndices

### Apêndice A - Determinação dos Coeficientes de Película das Correntes de Processo

Esta informação pode ser obtida de diversas maneiras, como o levantamento dos dados de literatura, o uso de simuladores ou, ainda, uma avaliação dos dados das folhas de especificação dos trocadores.

A precisão dos dados acompanha o andamento do projeto de forma que, para a primeira avaliação, foram considerados dados mais grosseiros.

Após o preenchimento do Heat Exchanger Data Table, no software Aspen Pinch, gerou-se, automaticamente, o valor do coeficiente global de troca térmica (U) e o valor da razão entre a verdadeira diferença de temperatura e a média logarítmica da diferença de temperatura (FT) de cada equipamento. Contudo, devido à carência de informações referentes à metodologia de cálculo utilizada pelo software e à relativa facilidade em conferir os dados, os valores de “U” e “FT” foram determinados da seguinte maneira.

Para o cálculo do coeficiente global dos trocadores, considerou-se todos os trocadores do tipo casco-tubos sem mudança de fases, com o calor específico dos fluidos constantes durante a troca térmica e que o coeficiente global de troca térmica constante ao longo dos trocadores.

Nestas condições a média logarítmica da diferença de temperatura foi calculada pela Equação A.1 (Linhoff *et al.*, 1994):

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{1i} - T_{2o}) - (T_{1o} - T_{2i})}{\ln \left[ \frac{(T_{1i} - T_{2o})}{(T_{1o} - T_{2i})} \right]} \quad (A.1)$$

98.

onde:

$T_{1i}$  é a temperatura de entrada do fluido quente

$T_{1o}$  é a temperatura de saída do fluido quente

$T_{2i}$  é a temperatura de entrada do fluido frio

$T_{2o}$  é a temperatura de saída do fluido frio

Para trocadores do tipo 1-2 (uma passagem no casco e duas nos tubos) a diferença de temperatura para transferência de calor é ajustada por um fator chamado “FT” e calculado pela Equação A.2 para  $R \neq 1$  e pela Equação A.5 para  $R=1$  (Smith, 1995).

$$FT = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left[\frac{(1-P)}{(1-RP)}\right]}{(R-1) \ln\left\{\frac{[2 - P(R+1 - \sqrt{R^2 + 1})]}{[2 - P(R+1 + \sqrt{R^2 + 1})]}\right\}} \quad (\text{A.2})$$

$$R = \frac{T_{1i} - T_{1o}}{T_{2o} - T_{2i}} \quad (\text{A.3})$$

$$P = \frac{T_{2o} - T_{2i}}{T_{1i} - T_{2i}} \quad (\text{A.4})$$

$$FT = \frac{\left[\frac{\sqrt{2}P}{(1-P)}\right]}{\ln\left\{\frac{[2 - P(2 - \sqrt{2})]}{[2 - P(2 + \sqrt{2})]}\right\}} \quad (\text{A.5})$$

Uma vez calculado o valor de FT, a equação básica de transferência de calor fica

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \cdot FT \quad (\text{A.6})$$

onde:

Q é potência do trocador;

U é o coeficiente global de troca térmica;

$\Delta T_{LM,FT}$  é a diferença de temperatura corrigida.

Uma vez que os dados de área e potência podem ser retirados das folhas de especificação dos trocadores e  $\Delta T_{LM}$  e  $FT$  podem ser calculados a partir dos valores das temperaturas de entrada e saída das correntes, a única variável desconhecida da equação 1.6 é o coeficiente global de troca térmica de cada trocador que pode ser isolado e determinado, conforme a Equação A.7.

$$U = \frac{Q}{(A \cdot \Delta T_{LM} \cdot FT)} \quad (A.7)$$

Os resultados dos coeficientes globais de troca térmica calculados forneceram valores equivalentes ao estimado pelo software, indicando que o mesmo, provavelmente, trabalha com as equações descritas acima.

Mesmo ciente do fato de que nem todos os trocadores da unidade atendem as premissas informadas, estes valores de  $U$  foram adotados para uma primeira avaliação dos coeficientes de película das correntes, que, por sua vez, foram calculados utilizando-se as Equações A.8, A.9 e A.10 (Brescansin, 1984).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{H_i} + \frac{1}{H_0} \quad (A.8)$$

$$\frac{1}{H_i} = \frac{1}{h_i} + R_{fi} \quad (A.9)$$

$$\frac{1}{H_0} = \frac{1}{h_0} + R_{f0} \quad (A.10)$$

onde:

$h_i$  é o coeficiente de película do lado dos tubos;

$h_0$  é o coeficiente de película do lado do casco;

$R_{fi}$  é o fator de incrustação do lado do tubo;

$R_{f0}$  é o fator de incrustação do lado do casco;

$U$  é o coeficiente global de troca térmica.

Os valores dos coeficientes de película limpos para as utilidades, foram retirados da literatura (Linhoff *et al.*, 1994), e os valores do fator de incrustação destas utilidades foram retirados do projeto da unidade conforme a Tabela A.1

**Tabela A.1:** Coeficiente de película das utilidades

Utilidade	Coeficiente de película limpo (W/m <sup>2</sup> K)	Fator de incrustação (m <sup>2</sup> K/W)	Coeficiente de película de projeto (W/m <sup>2</sup> K)	Resistência (m <sup>2</sup> K/kW)
CW	5000	0,0002	2500	0,40
LLS	8182	0,0001	4500	0,22

Sabendo-se as resistências das utilidades, a equação A.8 pode ser reescrita como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{H_i} + R_u \quad (\text{A.11}).$$

onde :

$H_i$  é coeficiente de película da corrente de processo;

$U$  é coeficiente global de troca térmica;

$R_u$  é resistência a transferência de calor da utilidade

Rearranjando-se a equação A.11 obtém-se:

$$\begin{aligned} \frac{1}{H_i} &= \frac{1}{U} - R_u \Rightarrow \frac{1 - R_u \cdot U}{U} \\ H_i &= \frac{U}{(1 - U R_u)} \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

## Apêndice B - Custos de Utilidades

Para avaliação econômica dos projetos foram consideradas as seguintes premissas:

- 1) Custo de Energia Elétrica é de R\$100,00/MW
- 2) Custo de Vapor de Baixa Pressão é de US\$20,00/t
- 3) Um dólar equivale a três reais.

Os dados de entalpia de líquido e vapor saturado são apresentados na Tabela B.1 (Smith e Van Ness, 1980).

**Tabela B.1:** Extração dos dados de entalpia das tabelas de vapor

T / °C	P / kPa	Entalpia do vapor saturado / (kJ/kg)	Entalpia do líquido saturado / (kJ/kg)
143	300	2737	603

Sabendo-se o preço em dólar do vapor de baixa pressão, pode-se estimar o custo anual do kW, conforme os dados da Tabela B.2 .

**Tabela B.2:** Dados para determinação do custo de energia em R\$ de 1kW de vapor de baixa pressão (LS).

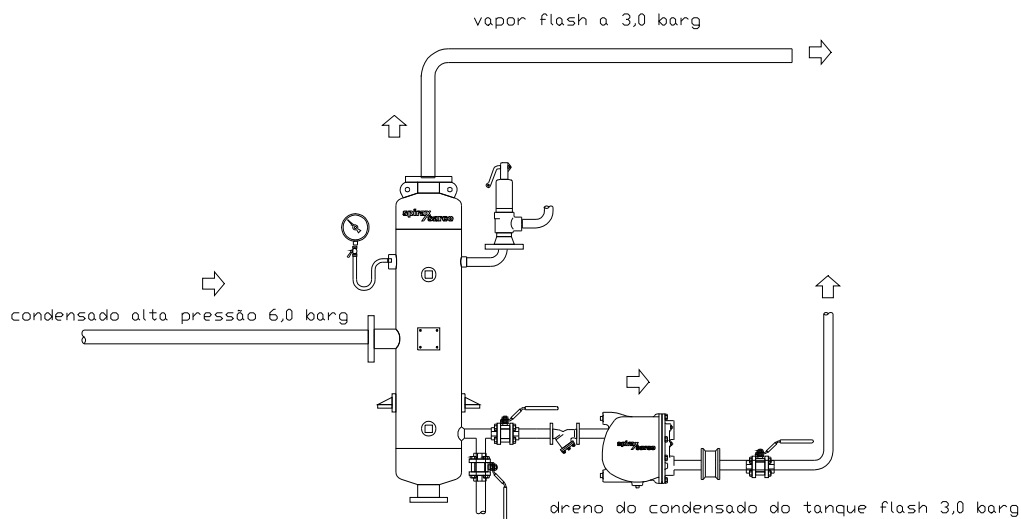
Preço do LS US\$/t	R\$/US\$	$\Delta H$ kJ/kg	Equivalência em kJ/h de 1 W	Energia em kWh de 1 ton/h de LS	R\$/MWh	Custo anual em R\$ de 1kW
20	3,0	2134	3,6	592	101	873

102.

No calculo do custo anual de 1kW, considerou-se 360 dias de operação da unidade por ano. Deste modo, para uma economia anual de R\$175.000, deve-se economizar cerca de 200kW em uma oportunidade de integração.

## Apêndice C - Dimensionamento do Sistema de Geração de Vapor Flash

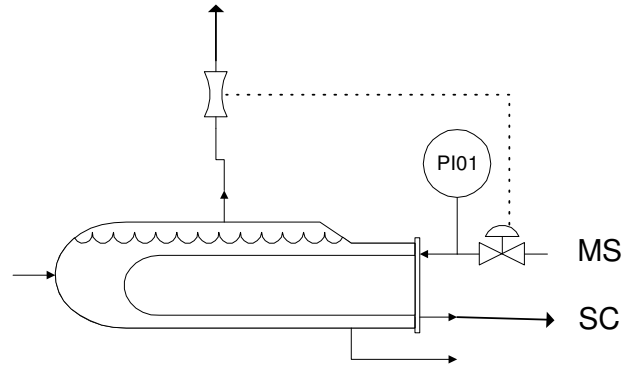
Para o dimensionamento do sistema de geração de vapor, utilizou-se a segunda edição do Guia de Soluções para Sistemas de Vapor, Líquidos, Gases e Outros Fluidos Industriais da Spirax Sarco. O site da empresa para solicitação deste manual é [www.spiraxsarco.com.br](http://www.spiraxsarco.com.br). A empresa é especializada nas aplicações com vapor e oferece sistemas para geração de vapor *flash* em sistemas típicos como o da Figura C.1.



**Figura C.1:** Sistema típico de vapor de flash, cortesia da Spirax-Sarco do Brasil.

Para o dimensionamento deste sistema, é preciso determinar-se a vazão de vapor de flash gerado. Esta, por sua vez, depende, basicamente, da pressão e da vazão de condensado gerado, que são sensíveis à carga da unidade. A Figura C.2 ilustra, de forma simplificada, o sistema que gera o condensado de média. Conforme pode ser visto nesta figura, as demandas de geração de vapor definem a abertura da válvula de admissão de condensado de média, variando a pressão do manômetro fictício PI01.





**Figura C.2:** Esquema para esclarecer o fato de que a pressão do condensado é função da abertura da válvula que controla a entrada de vapor para o aquecedor.

Para o dimensionamento do sistema utilizou-se a condição do caso base, na qual, são produzidos 5 t/h de condensado à 700kPa (6 barg) de pressão.

As entalpias envolvidas no processo de expansão estão resumidas na Tabela C.1.

**Tabela C.1:** Entalpias envolvidas no processo de reevaporação de condensado de média.

Entalpia do condensado de média a 700kPa (6 barg) e 166°C, chamada de $h_1$	Entalpia do vapor de baixa a 400kPa (3,0 barg) e 143°C chamada de $h_2$	Entalpia do condensado de baixa a 400kPa (3,0 barg) e 143°C chamada de $h_3$
698 kJ/kg	2738 kJ/kg	602 kJ/kg

Realizando-se um balanço de massa no vaso de flash, pode-se afirmar que:

$$CB + VB = 5000 \quad (C.1)$$

onde:

$CB$  é a vazão mássica do condensado de baixa pressão em kg/h;

$VB$  é a vazão mássica do vapor de baixa pressão kg/h;

Do balanço de energia temos:

---

$$(CB + VB).h_1 = CB.h_3 + VB.h_2 \quad (C.2)$$

Resolvendo-se o sistema de equações C.1 e C.2 obtém-se:

$$VB = 223 \text{ kg/h}$$

$$CB = 4477 \text{ kg/h.}$$

Diante destes números, pode-se afirmar que o percentual de vapor de flash gerado é de aproximadamente 4,5% para dimensionar o sistema.

O primeiro item verificado foi à capacidade de escoamento de condensado do purgador existente, uma vez que, a contra-pressão que o mesmo está submetido elevou-se de 100kPa (0barg) para 400kPa (3barg).

Nesta etapa houveram dúvidas quanto ao modelo de purgador. A leitura da placa do mesmo indica que este é do tipo Gestra DN 40-50 O13. As informações sobre o purgador foram coletadas no *site* do fabricante do mesmo (<http://www.gestra.com>). A Figura C.3 indica que para uma vazão de condensado de 5000kg/h e uma pressão de 6barg este purgador já estaria subdimensionado. Nesta figura, o eixo das abscissas representa o diferencial de pressão responsável pelo escoamento do condensado, enquanto o eixo das ordenadas indica a vazão de purga associada ao diferencial de pressão.

O ponto 1, na figura C.3, representa o modelo instalado na condição de projeto ( $\Delta P$  de 10bar e 4000Kg/h). Aparentemente, este purgador já está estrangulado e o equipamento pode estar alagando. Neste mesmo diagrama, pode ser verificado que este fabricante possui um modelo capaz de purgar 5000kg/h de condensado com uma pressão diferencial de 3,0bar, representado pelo ponto 2 da Figura C.3.

Para uma instalação similar ao da Figura C.1, necessita-se de dois purgadores. O primeiro para drenar o condensado de média pressão até o vaso de expansão e o segundo para purgar o condensado que não foi reevaporado até o coletor de condensado.

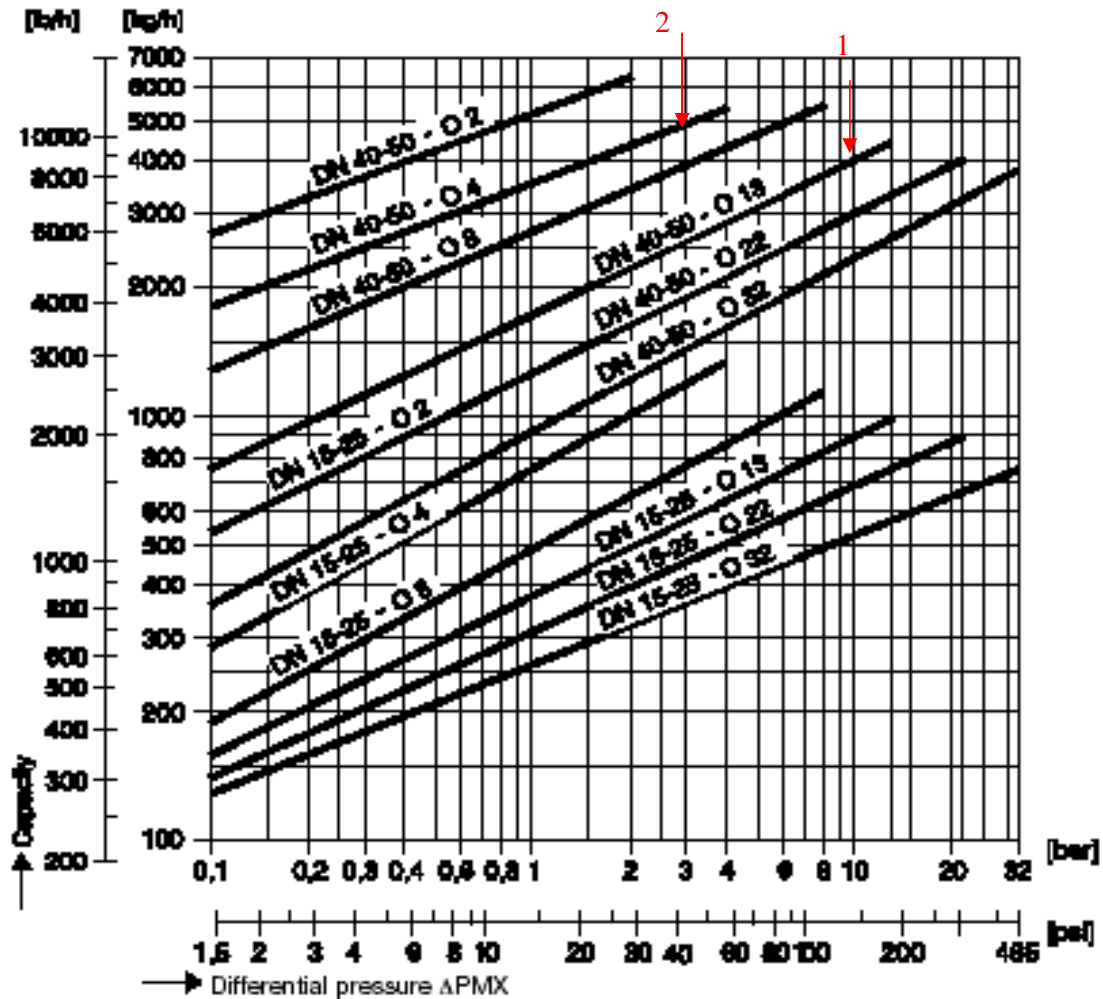
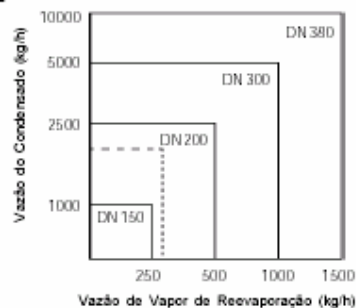


Figura C.3: Curva dos purgadores de condensado de média pressão.

A válvula de segurança instalada no vaso, além de proteger o mesmo, garante que não ocorrerá pressurização indevida do coletor de vapor de baixa pressão, em caso de trancamento, na posição de purga, do purgador do condensado de média.

Para estimativa do custo de investimento e da disponibilidade de espaço, avaliou-se o tamanho do vaso fornecido pela Spirax-Sarco. Para isto, utiliza-se o gráfico da Figura C.4 também disponível no referido guia de especificações da Spirax-Sarco.



**Figura C.4:** Gráfico de seleção do vaso de reevaporação de condensado.

Neste caso selecionou-se o DN 300, cujas dimensões, encontram-se na Figura C.5 e as conexões na Figura C.6.

#### Conexões

MODELO	ENTRADA DE CONDENSADO		SAÍDA DE VAPOR DE REEVAPORAÇÃO		SAÍDA DE CONDENSADO	
	Ø	Conexão	Ø	Conexão	Ø	Conexão
DN 150	2.1/2"	Flangeada	2.1/2"	Flangeada	1.1/2"	Flangeada
DN 200	4"	150 RF	4"	150 RF	1.1/2"	150 RF
DN 300	5"	(ANSI-B -16.5)	5"	(ANSI B - 16.5)	2"	(ANSI B -16.5)
DN 380	6"		6"		2"	

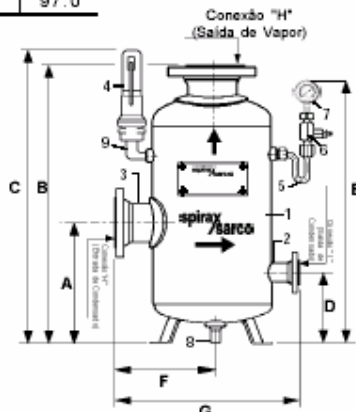
**Figura C.5:** Conexões do vaso de reaproveitamento de condensado.

#### Dimensões (aproximadas em milímetros)

DN	A	B	C	D	E	F	G	Conexão "H"	Conexão "I"	Peso (kg)
150	451	1097	1185	289	1100	168	332	2.1/2"	1.1/2"	32.0
200	459	1110	1275	294	1086	213	403	4"	1.1/2"	47.0
300	476	1152	1380	311	1102	282	535	5"	2"	74.0
380	532	1260	1460	330	1190	323	617	6"	2"	97.0

#### Composição

Item	Especificação	Material
1	Corpo	Aço Carbono
2	Flange saída de Condensado	Aço Carbono
3	Flange entrada do Condensado	Aço Carbono
4	Válvula de Segurança (SV 17)	FoFo
5	Tubo Sifão	Latão
6	Válvula de Pulsação (VP)	Latão
7	Manômetro (MVE)	Aço Inox
8	Bujão	Ferro Mal. Preto
9	Curva	Ferro Mal. Preto



**Figura C.6:** Desenho esquemático do vaso de flash, cortesia da Spirax-Sarco do Brasil.

De posse destas informações realizou-se a cotação comercial deste sistema incluindo o vaso com os seus acessórios e o dois purgadores. Estes equipamentos custam, em julho de 2004, cerca de R\$16.000,00, conforme Tabela C.3.

Como critério para avaliação econômica considerou-se o custo do equipamento instalado igual ao dobro do preço dos equipamentos, incluindo mão-de-obra de montagem e projeto, tubulações, válvulas, isolamentos de linha, etc.

**Tabela C.2:** Proposta comercial de fornecimento da Spirax-Sarco, totalizando um investimento de R\$16000,00.

Qt.	Referência Técnica	Função no Sistema.	Diâmetro	Valor Unitário (R\$).
01	Sistema de Geração de Vapor Flash com tanque de vapor reevaporado de acordo com norma NR-13 e certificação conforme PED 97/23 EC, com válvula de segurança conforme norma ISO 4126, manômetro em inox, sistema drenagem por purgador de bóia.- referência Spirax-Sarco: 01 pç TR 300.	Receber condensado de vapor de alta pressão a (700kPa) e gerar vapor a baixa pressão (400kPa )	12” ANSI B.16.5 CL 150#RF	10.179,00
01	Purgador tipo bóia com sede dupla , eliminador termostático de ar com corpo em FoFo e internos em aço inox. referência Spirax-Sarco: 01 pç FTH 10/10.	Drenagem do equipamento para o sistema de tanque flash.	2” BS 21 Rosca BSP.	2.871,00
01	Purgador tipo bóia com sede dupla , eliminador termostático de ar com corpo em FoFo e internos em aço inox. referência Spirax-Sarco: 01 pç FTH 10/10.	Drenagem do sistema de tanque flash para o retorno de condensado..	2” BS 21 Rosca BSP.	2.871,00

## Apêndice D - Propriedades das correntes HS19 e CS3

Este Apêndice contém as propriedades das correntes HS19 e CS3, com as vazões e composições da Tabela D.1, exportadas do Aspen Plus para o Bjac usando a equação de estado de Peng Robinson Iniciando-se pela corrente fria que sofre uma mudança de fase, a Tabela D.1 indica o equilíbrio líquido-vapor desta corrente.

**Tabela D.1:** Equilíbrio líquido-vapor da CS3.

Temperatura (°C)	Potência (kW)	Fração vaporizada (%)
72,90	0,0	0,00
73,51	4,4	0,00
73,53	20,3	4,99
73,55	36,2	9,97
73,56	52,1	14,96
73,58	68,0	19,95
73,59	83,9	24,94
73,60	99,8	29,94
73,61	115,8	34,94
73,63	131,7	39,94
73,64	147,6	44,94
73,65	163,5	49,94
73,66	179,4	54,94
73,67	195,3	59,95
73,67	211,3	64,95
73,68	227,2	69,96
73,69	243,1	74,96
73,70	259,0	79,97
73,71	274,9	84,98
73,72	290,8	89,98
73,73	306,8	94,99
73,73	322,7	100,00
125,00	527,1	100,00

Conforme pode ser visto na Tabela D.1, o ponto de bolha da CS3 é de 73,51°C e o de orvalho é de 73,73 °C. Curiosamente, o Bjac importou as propriedades da corrente fria na temperatura de alimentação desta, em todo intervalo de vaporização da mesma e, na temperatura de entrada da corrente quente.

As propriedades para avaliação da transferência de calor do líquido e do vapor da CS3 encontram-se nas Tabelas D.2 e D.3.

**Tabela D.2:** Propriedades do líquido da CS3.

<b>Temperatura</b>	<b>Calor específico</b>	<b>Condutividade térmica</b>	<b>Viscosidade <math>\times 10^5</math></b>	<b>Massa específica</b>	<b>Tensão superficial <math>\times 10^3</math></b>	<b>Pressão Crítica</b>
°C	kJ/kg°C	kJ/(h.m.°C)	Pa.s	kg/m <sup>3</sup>	N/m	kPa
72,90	4,597	0,25	5,30	397	3,05	4341
73,51	4,693	0,25	5,20	395	2,99	4341
73,53	4,693	0,25	5,20	395	2,99	4341
73,55	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4340
73,56	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4340
73,58	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4340
73,59	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4340
73,60	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4339
73,61	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4339
73,63	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4339
73,64	4,698	0,25	5,20	395	2,99	4339
73,65	4,702	0,25	5,20	395	2,99	4339
73,66	4,702	0,25	5,20	395	2,99	4338
73,67	4,702	0,25	5,20	395	2,99	4338
73,67	4,702	0,25	5,20	395	2,99	4338
73,68	4,702	0,25	5,20	395	2,99	4338
73,69	4,702	0,25	5,20	395	2,98	4338
73,70	4,702	0,25	5,20	395	2,98	4338
73,71	4,702	0,25	5,20	395	2,98	4338
73,72	4,702	0,25	5,20	395	2,98	4338
73,73	4,702	0,25	5,20	395	2,98	4338
73,73	4,702	0,25	5,20	395	2,98	4338
125,00	5,116	0,21	4,30	398	1,29	3972

**Tabela D.3:** Propriedades do vapor da CS3

Temperatura	Calor específico	Condutividade térmica	Viscosidade $\times 10^5$	Massa específica	Massa molar
°C	kJ/kg.°C	kJ/h.m.°C	Pa.S	kg/m <sup>3</sup>	kg/kmol
72,90	3,119	0,08	1,20	72	44
73,51	3,140	0,08	1,20	72	44
73,53	3,140	0,08	1,20	72	44
73,55	3,140	0,08	1,20	72	44
73,56	3,140	0,08	1,20	72	44
73,58	3,140	0,08	1,20	72	44
73,59	3,140	0,08	1,20	72	44
73,60	3,140	0,08	1,20	72	44
73,61	3,140	0,08	1,20	72	44
73,63	3,144	0,08	1,20	72	44
73,64	3,144	0,08	1,20	72	44
73,65	3,144	0,08	1,20	72	44
73,66	3,144	0,08	1,20	72	44
73,67	3,144	0,08	1,20	72	44
73,67	3,144	0,08	1,20	72	44
73,68	3,144	0,08	1,20	72	44
73,69	3,144	0,08	1,20	72	44
73,70	3,144	0,08	1,20	72	44
73,71	3,144	0,08	1,20	72	44
73,72	3,144	0,08	1,20	72	44
73,73	3,144	0,08	1,20	72	44
73,73	3,144	0,08	1,20	72	44
125,00	2,470	0,13	1,20	48	44

Embora não esteja na Tabela D.3, a massa molar do vapor da CS3 também foi calculado.

Por fim, as propriedades da HS19 encontram-se na Tabela D.4.



**Tabela D.4:** Propriedades da HS19

<b>Temperatura</b>	<b>Calor específico</b>	<b>Condutividade térmica</b>	<b>Viscosidade <math>\times 10^5</math></b>	<b>Massa específica</b>	<b>Massa molar</b>	<b>Difusividade <math>\times 10^6</math></b>
°C	kJ/kg.°C	kJ/h.m.°C	Pa.s	kg/m <sup>3</sup>	kg/kmol	m <sup>2</sup> /s
125,00	2,349	0,13	1,30	41	39	2,4
122,64	2,345	0,13	1,20	41	39	2,3
120,27	2,340	0,13	1,20	41	39	2,3
117,90	2,340	0,13	1,20	42	39	2,3
115,52	2,336	0,13	1,20	42	39	2,2
113,15	2,332	0,13	1,20	43	39	2,2
110,77	2,332	0,13	1,20	43	39	2,2
108,39	2,332	0,13	1,20	44	39	2,2
106,00	2,328	0,13	1,20	44	39	2,1
103,62	2,328	0,13	1,20	45	39	2,1
101,24	2,328	0,13	1,20	45	39	2,1
98,85	2,328	0,13	1,20	46	39	2,0
96,47	2,332	0,13	1,20	47	39	2,0
94,09	2,332	0,13	1,20	47	39	2,0
91,71	2,336	0,13	1,20	48	39	1,9
89,34	2,340	0,13	1,20	48	39	1,9
86,96	2,345	0,13	1,20	49	39	1,9
84,60	2,349	0,08	1,20	50	39	1,8
82,24	2,357	0,08	1,20	51	39	1,8
79,89	2,366	0,08	1,20	51	39	1,8
77,55	2,374	0,08	1,20	52	39	1,7
75,22	2,386	0,08	1,20	53	39	1,7
72,90	2,403	0,08	1,20	54	39	1,7

# Apêndice E - Folha de Especificação do Trocador de Calor Proposto pelo Bjac Integrado com o Aspen Plus

1	Company:																				
2	Location:																				
3	Service of Unit:					Our Reference:															
4	Item No.:					Your Reference:															
5	Date:	Rev No.:	Job No.:																		
6	Size	457,2	254 /	5500	mm	Type	BKU	hor	Connected in	1 parallel	1 series										
7	Surf/unit(eff.)	20,9	m2	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.)	20,9	m2													
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>																				
9	Fluid allocation					Shell Side			Tube Side												
10	Fluid name					CS3			HS19												
11	Fluid quantity, Total					kg/h			5500												
12	Vapor (In/Out)					kg/h			4205												
13	Liquid					kg/h			5500												
14	Noncondensable					kg/h			1295												
15																					
16	Temperature (In/Out)					C			72,9												
17	Dew / Bubble point					C			73,69												
18	Density					kg/m3			73,51												
19	Viscosity					cp			40,55												
20	Molecular wt, Vap								50,4												
21	Molecular wt, NC								0,013												
22	Specific heat					kcal/(kg°C)			0,012												
23	Thermal conductivity					kcal/(h*m°C)			0,013												
24	Latent heat					kcal/kg			0,012												
25	Pressure					kgf/cm2			29,585												
26	Velocity					m/s			4,33												
27	Pressure drop, allow./calc.					kgf/cm2			0,102												
28	Fouling resist. (min)					m2*h°C/kcal			0,0002												
29	Heat exchanged					kW			MTD corrected												
30	Transfer rate, Service					412,7			Dirty 448,5 Clean 557												
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>																				
32						Shell Side			Tube Side												
33	Design/Test pressure					kgf/cm2			30,935 / Code												
34	Design temperature					C			110												
35	Number passes per shell								1												
36	Corrosion allowance					mm			1,59												
37	Connections					In			50,8 / 300 ANSI												
38	Size/rating					Out			50,8 / 300 ANSI												
39	mm					Intermediate			/ 300 ANSI												
40	Tube No.	30Us	OD	20	Tks-avg	1,65	mm	Length	5500	mm	Pitch	26,35	mm								
41	Tube type					Plain			Material			CS		Tube pattern	90						
42	Shell					CS			ID			OD		273,05		mm					
43	Channel or bonnet					CS			Shell cover			CS									
44	Tubesheet-stationary					CS			Channel cover			Tubesheet-floating									
45	Floating head cover								Impingement protection			None									
46	Baffle-crossing					CS			Type			single seg		Cut(%d)		44		vert	Spacing: c/c	600,46	mm
47	Baffle-long								Seal type			Inlet			600,46		mm				
48	Supports-tube								U-bend			Type									
49	Bypass seal								Tube-tubesheet joint			groove/expand									
50	Expansion joint								Type												
51	RhoV2-Inlet nozzle					159			Bundle entrance			141		Bundle exit		352		kg/(m*s2)			
52	Gaskets - Shell side								Tube Side												
53	Floating head																				
54	Code requirements					ASME Code Sec VIII Div I			TEMA class			B									
55	Weight/Shell					1035,2			Filled with water			2064,3		Bundle		286,3		kg			

## **Apêndice F - Dados de Projeto do Trocador Selecionado**

A inclusão deste apêndice visa exemplificar as potencialidades do Bjac bem como fornecer as informações necessárias para servir de orientação para uma cotação e, eventualmente, a fabricação do equipamento dimensionado.

Para o projeto de um trocador utilizando o Bjac existe um conjunto de informações que devem ser alimentadas no programa. As principais são o tipo de aplicação, os dados de processo e as informações relativas as propriedades dos fluidos.

Nas definições de aplicação o usuário define se o programa irá rodar realizando o projeto ou a simulação de um equipamento, a localização da corrente quente, o tipo de trocador, se as equações devem considerar mudança de fase e a fonte para obtenção das propriedades dos fluidos. Neste caso, foi selecionada a opção de projeto de um trocador de circulação forçada, com a corrente quente no lado dos tubos, realizando uma vaporização multicomponente. As propriedades dos fluidos foram obtidas diretamente do Aspen Plus.

As vazões, temperaturas de entrada, estado físico, pressões na entrada, perda de carga máxima aceitável e fator de incrustação também foram capturados do Aspen Plus e, juntamente com a potência do trocador, constituem os dados de processo. A potencia, por sua vez, pode ser especificada diretamente ou através da informação de alguma temperatura de saída.

Além destas informações essenciais o programa dimensiona automaticamente, todavia apresenta a possibilidade de seleção manual, vários detalhes do equipamento, como o código de projeto, tipo de cabeçotes, chicanas, tubos, disposição dos tubos, etc. Neste projeto, todos os detalhes do trocador foram selecionados diretamente pelo programa.

A folha de especificação do trocador projetado é apresentada abaixo.

## Folha de Especificação

1	Company:										
2	Location:										
3	Service of Unit:					Our Reference:					
4	Item No.:					Your Reference:					
5	Date:	Rev No.:	Job No.:								
6	Size	254 / 6000	mm	Type	BEM	hor	Connected in	1 parallel	1 series		
7	Surf/unit(eff.)	28	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.)	28	m <sup>2</sup>			
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side			
10	Fluid name				CS3			HS19			
11	Fluid quantity, Total				kg/h			3500			
12	Vapor (In/Out)				kg/h			3500			
13	Liquid				kg/h			3500			
14	Noncondensable				kg/h						
15											
16	Temperature (In/Out)				C	74.38	90.45	125.15	84.38		
17	Dew / Bubble point				C	77.34	77.14				
18	Density				kg/m <sup>3</sup>	392.64	72.63	37.16	45.06		
19	Viscosity				cp	0.052	0.012	0.013	0.012		
20	Molecular wt, Vap					43.31	44.07				
21	Molecular wt, NC										
22	Specific heat				kcal/(kg°C)	1.1031	0.7669	0.5572	0.5481		
23	Thermal conductivity				kcal/(h*m°C)	0.06	0.022	0.031	0.026		
24	Latent heat				kcal/kg						
25	Pressure				kgf/cm <sup>2</sup>	30.605		28.552			
26	Velocity				m/s	1.14		3.78			
27	Pressure drop, allow./calc.				kgf/cm <sup>2</sup>	0.141	0.134	0.102	0.021		
28	Fouling resist. (min)				m <sup>2</sup> *h°C/kcal	0.0002		0.0002			
29	Heat exchanged				201913 kcal/h	MTD corrected			21.72	C	
30	Transfer rate, Service				331.9	Dirty	355.5	Clean	420.4		
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL									Sketch	
32					Shell Side			Tube Side			
33	Design/Test pressure				kgf/cm <sup>2</sup>	38.749 /	Code	30.935 /	Code		
34	Design temperature				C	126.67		160			
35	Number passes per shell					1		1			
36	Corrosion allowance				mm	1.59		1.59			
37	Connections		In	50.8 / 300 ANSI		152.4 / 300 ANSI					
38	Size/rating		Out	76.2 / 300 ANSI		152.4 / 300 ANSI					
39	mm		Intermediate	/ 300 ANSI		/ 300 ANSI					
40	Tube No.	75	OD	20	Tks-avg	1.65	mm	Length	6000	mm	
41	Tube type		Plain	Material			CS	Tube pattern 30			
42	Shell		CS	ID	OD	273.05	mm	Shell cover			
43	Channel or bonnet				CS	Channel cover					
44	Tubesheet-stationary				CS	Tubesheet-floating					
45	Floating head cover				Impingement protection None						
46	Baffle-crossing		CS	Type	single seg	Cut(%d)	45	hor	Spacing: c/c	105.66	mm
47	Baffle-long				Seal type	Inlet			155.45	mm	
48	Supports-tube				U-bend	Type					
49	Bypass seal				Tube-tubesheet joint	groove/expand					
50	Expansion joint				Type						
51	RhoV2-Inlet nozzle		587	Bundle entrance	53	Bundle exit	199	kg/(m*s <sup>2</sup> )			
52	Gaskets - Shell side				Tube Side						
53	Floating head										
54	Code requirements				ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class			B
55	Weight/Shell		948.7	Filled with water		1259.9	Bundle		427.6	kg	
56	Remarks										
57	Instalado a jusante da válvula de controle.										
58	Circulação forçada,										
	Pressão no casco superior a pressão máxima da bomba										

**Thermal Details - General**

		Shell Side		Tube Side	
Gases (in/out)	kg/h		3500	9000	9000
Liquids (in/out)	kg/h	3500			
Temperature (in/out)	C	74.38	90.45	125.15	84.38
Dew point or bubble point	C	77.34	77.14		
Film coefficient	kcal/(h*m <sup>2</sup> *C)	1861.7		663.6	
Fouling resistance	m <sup>2</sup> *h*C/kcal	0.0002		0.0002	
Velocity	m/s	1.14		3.78	
Pressure drop (allow./calc.)	kgf/cm <sup>2</sup>	0.141	0.134	0.102	0.021
Total heat exchanged	kcal/h	201913		Type	BEM hor 1 ser 1 par
Overall coef. - dirty	kcal/(h*m <sup>2</sup> *C)	355.5		Shell size	254 / 6000 mm
Effective surface area	m <sup>2</sup>	28		Tube No-OD	75 / 20 mm
MTD corrected	C	21.72		Baffles	single seg 45 % hor
MTD correction factor		1		Tube passes	1

**Thermal Details - Thermal Resistances**

	Clean	Specified Foul	Max. Foul
Area reqd.	m <sup>2</sup>	22.1	26.1
Excess surface		26.66	7.09
Overall coefficient	kcal/(h*m <sup>2</sup> *C)	420.4	355.5
Overall resistance	m <sup>2</sup> *h*C/kcal	0.00238	0.00282
Shell side fouling	m <sup>2</sup> *h*C/kcal		0.0002
Tube side fouling (at tube ID)			0.0002
Distribution of overall resistance			
Shell side film	%	22.58	19.09
Shell side fouling	%		7.03
Tube wall	%	1.53	1.29
Tube side fouling	%		8.42
Tube side film	%	75.89	64.17

**Thermal Details - Coefficients**

	Shell Side	Tube Side
Film coefficients	kcal/(h*m <sup>2</sup> *C)	
As calculated by program	1861.7	663.6
As specified by user in input		
User specified multiplier	1	1
As used in design	1861.7	663.6
Desuperheating coefficient		
Condensing coefficient		
Vapor sensible coefficient	617.2	663.6
Liquid sensible coefficient	910.9	
Boiling coefficient	2986.3	
Liquid cooling coefficient		
Reynolds number	68017.04	209829.8
Fin efficiency factor	1	
Mean metal temperature	C 77.79	84.81

**Thermal Details - MTD and Flux**

Mean temperature difference	C	Flux	kcal/(h*m2)
Corrected MTD used in design	21.72	Actual flux	7210
LMTD	21.72	Boiling fluid	
MTD correction factor	1	Nucleate maximum flux	107940
Long. baffle efficiency factor		Program maximum flux	81374
Calculated corrected MTD	21.72	Specified maximum flux	
User specified corrected MTD		Controlling maximum flux	81374
Flow direction	Countercurrent		

**Thermal Details - Pressure Drop**

	Shell Side		Tube Side	
<b>Press Drop</b>	<b>kgf/cm2</b>			
Allowable	0.141		0.102	
Calculated, clean	0.134		0.021	
Calculated, dirty	0.154		0.021	
User specified bundle multiplier	1		1	
<b>Velocity and pressure drop distribution</b>	<b>m/s</b>	<b>% dp</b>	<b>m/s</b>	<b>% dp</b>
Inlet nozzle	1.22	3.34	3.69	6.08
Entering bundle	0.37	0.7	4.1	7.51
Crossflow	1.14	74.79		
Through baffle windows	0.72	18.34		
Through tubes			3.78	75.2
Exiting bundle	1.66	1.74	3.38	6.19
Outlet nozzle	2.66	1.08	3.04	5.02

**Thermal Details - Shell Side Flow**

Shell Side Stream Analysis	Flow Fraction	Diametric Clearances mm
Crossflow	54.47	
Clearance: Baffle hole - tube OD	10.55	0.79
Clearance: Shell ID - baffle OD	16.79	3.18
Clearance: Shell ID - bundle OTL	18.2	9.52
<b>Rho*V2 Analysis</b>	<b>Rho*V2 kg/(m*s2)</b>	<b>TEMA Limit kg/(m*s2)</b>
Inlet nozzle	587	2232
Shell entrance	185	5953
Bundle entrance	53	5953
Bundle exit	199	5953
Shell exit	460	5953

**Mechanical Details - Shell & Heads Nozzles**

TEMA Type	BEM	Shell	Front Head
Cylinder outside diameter	mm	273.05	273.05
Cylinder inside diameter	mm	257.45	257.45
Kettle outside diameter	mm		
Vapor belt outside diameter	mm		
Vapor belt length	mm		
Nozzles - nominal OD		Shell Side	Tube Side
Inlet nozzle	mm	50.8 / 1	152.4 / 1
Outlet nozzle	mm	76.2 / 1	152.4 / 1
Drain	mm	/	/
Inlet dome	mm		
Distributor belt	mm		
Arrangement - total shells:	1	Connected in	1 parallel
Total price	Dollar(US)	11660	1 series

**Mechanical Details - Bundle**

Baffle type	single seg	Clearance: Shell id - bundle otl	9.52
Inlet spacing	mm 155.45	Clearance: Baffle hole - tube od	0.79
C-C spacing	mm 105.66	Clearance: Shell id - baffle od	3.18
Outlet spacing	mm 187.2	Clearance: Baffle od - bundle otl	6.35
Number of baffles	54		
Supports		Impingement protection	None
Baffle cut	45 hor	Sealing strips (pairs)	
Multi-segmental inner cut	%	Outer tube limit	247.93
Multi-segmental outer cut	%	Open distance at top	21.3
Baffle thickness	mm 3.18	Open distance at bottom	21.3

**Mechanical Details - Tubes**

Tube length	mm 6000	Tube o.d.	mm 20
Number of tubes	75	Tube wall thickness	mm 1.65
Tube pitch	mm 25	Tube wall specification	avg
Tube pattern		Tube type	Plain
Tube passes		Fin height	mm
Tube pass layout	Ribbon	Fin thickness	mm
Tubesheet thickness (est.)	mm 28.58	Fin density	#/m
Tube-tubesheet joint	groove/expand	Area ratio Ao/Ai	1.2
Pass partition lane width	mm	Twisted tape insert width	mm
Deviation in tubes/pass	%	Twist ratio	

**Mechanical Details - Vibration Analysis**

For liquids and gases			Inlet	Bundle	Outlet	U-bend
<b>Vibration Indication</b>			no	no	no	no
Tube unsupported span		<b>mm</b>	261.12	211.33	292.87	
Crossflow velocity	v	<b>m/s</b>	0.37	1.14	1.66	
Critical velocity	vc	<b>m/s</b>	29.41	70.78	54	
Crossflow/critical velocity	v/vc		0.01	0.02	0.03	
Vibration indicated if > 1.0						
Tube natural frequency	fn	<b>Hz</b>	1037	1121.6	909.5	
Vortex shedding amplitude (limit 0.4)		<b>mm</b>				
Turbulent buffeting amplitude (limit 0.4)		<b>mm</b>	0	0	0	

**Mechanical Details - Acoustic Analysis**

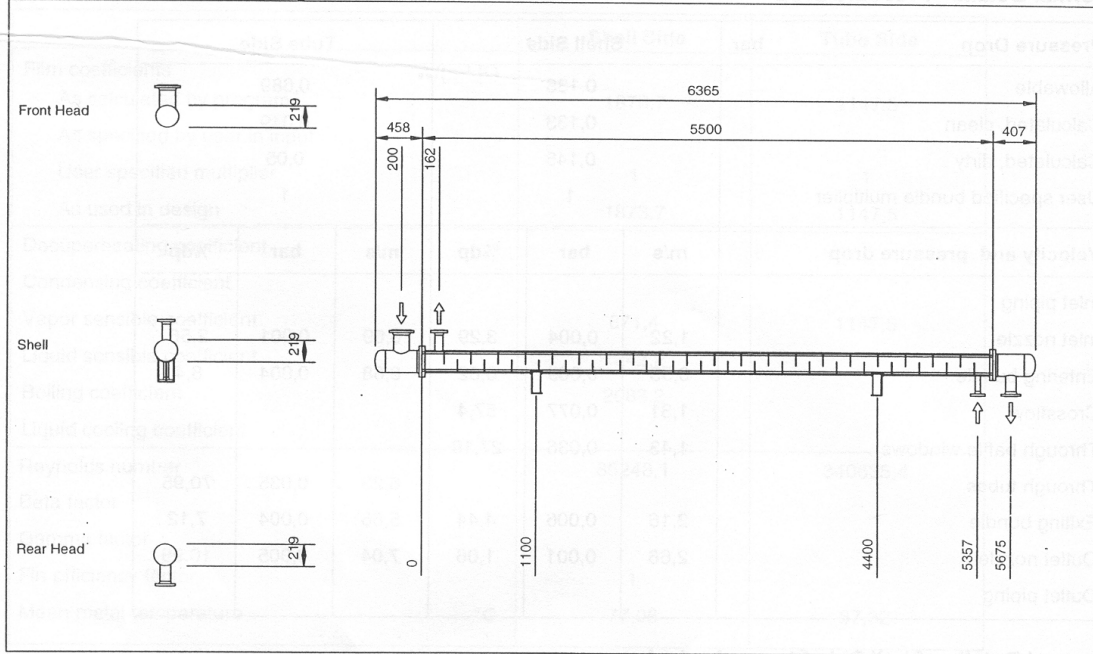
For gases only			Inlet	Bundle	Outlet	U-bend
<b>Acoustic resonance indication</b>			no	no	no	no
Tube unsupported span	l	<b>mm</b>	261.12	211.33	292.87	
Crossflow velocity	v	<b>m/s</b>	0.37	1.14	1.66	
Shell acoustic frequency	fa	<b>Hz</b>		328.3		
Vortex shedding frequency	fs	<b>Hz</b>	4.1	12.7		
Turbulent buffeting freq.	ftb	<b>Hz</b>		16.9	24.6	
Condition "a" ratio	fa/fs			25.76	17.71	
	fa/ftb			19.41	13.35	
Resonance indicated if 0.8 - 1.2						
Condition "b" velocity		<b>m/s</b>			7.65	
Resonance indicated if v > "b" velocity						
Condition "c" velocity		<b>m/s</b>			29.33	
Condition "c" -				140259	204012	
Resonance indicated if v > "c" velocity and Condition "c" > 2000						



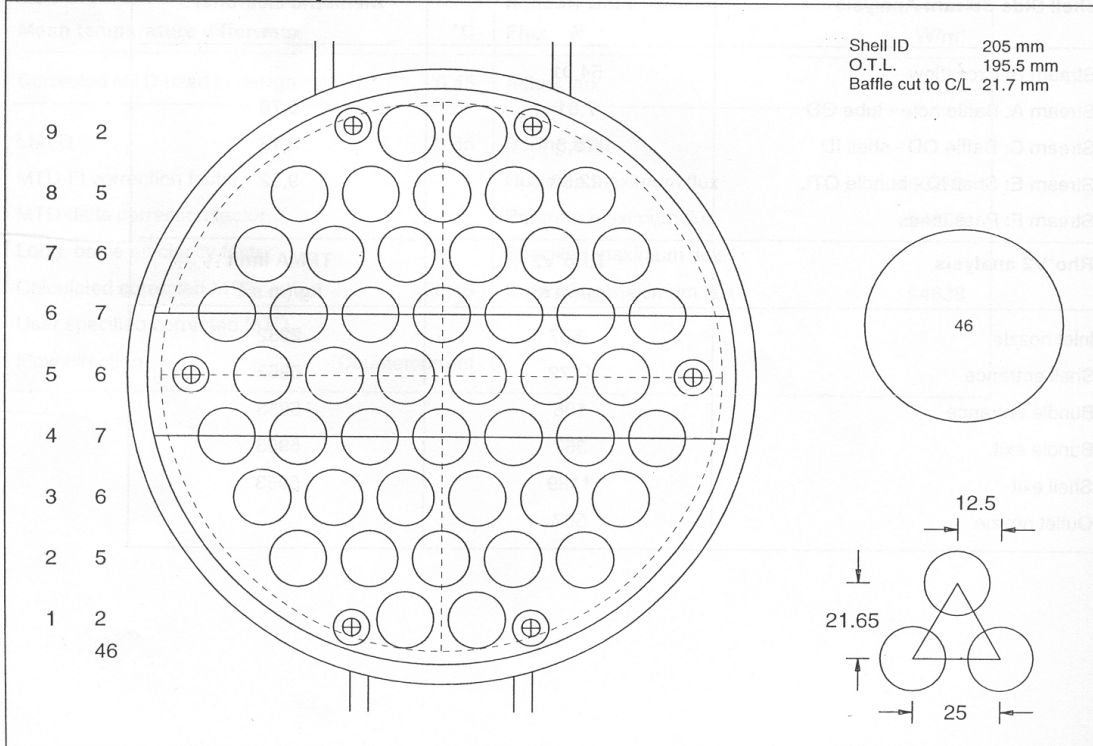
120.

### Desenhos do trocador

#### Mechanical Details - Setting Plan



#### Mechanical Details - Tube Layout



## Apêndice G - Dados das Correntes

Corrente	Tsupply/C	Ttarget/C	Carga térmica/kW	Coefficiente de transferência de calor (kW/m <sup>2</sup> -K)
HS11	97.00	40.00	1700.00	0.67
HS12	48.00	40.00	796.00	0.62
HS17	90.00	45.00	105.00	0.62
HS16	120.00	50.00	1600.00	4.47
HS18	79.60	45.00	159.18	0.12
CS2	90.60	95.00	540.00	0.54
CS4	40.00	110.00	410.00	0.42
CS3	74.80	75.10	310.00	0.54
HS4	82.00	40.00	220.00	0.11
CS5	102.00	102.10	484.00	0.54
HS6	80.00	40.00	273.00	0.10
HS5	79.60	45.00	159.18	0.35
HS7	110.00	40.00	155.00	0.19
HS8	58.10	42.50	1206.00	0.35
HS9	74.30	40.00	120.00	0.38
HS19	110.00	60.00	617.00	0.17