

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Cogeração e Integração Térmica em Usinas de Açúcar e Álcool

Autor: **Márcio Higa**
Orientador: **Antonio Carlos Bannwart**

07/2003

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Cogeração e Integração Térmica em Usinas de Açúcar e Álcool

Autor: **Márcio Higa**
Orientador: **Antonio Carlos Bannwart**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2003
S.P . – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

H533c Higa, Márcio
Cogeração e integração térmica em usinas de açúcar e
álcool / Márcio Higa.--Campinas, SP: [s.n.], 2003.

Orientador: Antonio Carlos Bannwart.
Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Açúcar Usinas. 2. Recuperação do calor. 3.
Energia elétrica e calor-cogeração. 4. Análise térmica.
5. Engenharia térmica. I. Bannwart, Antonio Carlos. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

TESE DE DOUTORADO

Cogeração e Integração Térmica em Usinas de Açúcar e Álcool

Autor: **Márcio Higa**
Orientador: **Antonio Carlos Bannwart**

**Prof. Dr. Antonio Carlos Bannwart, Presidente
FEM – UNICAMP**

**Prof. Dr. Arnaldo César Walter
FEM – UNICAMP**

**Prof. Dr. Jorge Isaiás Llagostera Beltran
FEM – UNICAMP**

**Dr. Manoel Régis Lima Verde Leal
COPERSUCAR**

**Prof. Dr. Roger Josef Zemp
FEQ – UNICAMP**

Campinas, 31 de julho de 2003

Resumo

HIGA, Márcio, *Cogeração e Integração Térmica em Usinas de Açúcar e Alcool*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 137 p. Tese (Doutorado).

A avaliação do potencial de cogeração em usinas de açúcar e álcool depende de diversos fatores, entre os quais se incluem a demanda térmica no processo de produção, o tipo de tecnologia utilizada nas turbinas, o nível de pressão do vapor nas caldeiras, e o auto-consumo de potência. Para maximizar a geração elétrica excedente para venda ao mercado, ou alcançar melhor aproveitamento energético dentro da planta térmica, é necessário que, além dos balanços de massa e energia do processo (1ª lei da termodinâmica), se utilize também a 2ª lei da termodinâmica, a qual considera as irreversibilidades térmicas existentes e permite que se obtenham metas factíveis de cogeração. Para este propósito, a análise *Pinch* na representação exérgica oferece uma valiosa ferramenta que fornece resultados de entalpia, temperatura e fator de Carnot graficamente, permitindo uma visualização dos principais pontos de irreversibilidades do sistema. Este trabalho faz uma revisão deste método, e segue por um estudo de caso em uma usina de açúcar e álcool, que recentemente aumentou o seu potencial de cogeração. Comparando-se algumas alternativas diferentes de cogeração nessa planta, conclui-se que quanto melhor for a integração térmica da mesma, melhores serão as condições para maximização da geração de potência excedente. Além disso, diversas medidas de redução do consumo de vapor de processo da usina são analisadas.

Palavras Chave

- Cogeração, Integração Térmica, Usinas de Açúcar e Alcool, Análise “*Pinch*”.

Abstract

HIGA, Márcio, *Cogeneration and Thermal Integration in Sugar and Alcohol Plants*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 137 p. Tese (Doutorado).

The evaluation of the cogeneration potential in sugar and alcohol plants depends on several factors, e.g. thermal demand of the production process, turbine technology, steam generator pressure, power consumption of the mills. To maximize the net electric power generated for sale to the market, or to reach better energy use in the plant, it is necessary, besides mass and energy balances of the process (1st law of thermodynamics), also the analysis through the 2nd law of thermodynamics, which accounts for the existent thermal irreversibilities, and allows to obtain real possibilities of improvements (targets). For this purpose Pinch analysis in exergy representation is a valuable tool that provide results for enthalpy, temperature and Carnot's factor graphically, allowing visualization of areas of larger irreversibilities. This work reviews this method, further applying it to the study of a sugar-cane based sugar and alcohol plant, which has recently improved its cogeneration potential through the installation of a back pressure extraction turbine. By comparing different cogeneration alternatives, it is concluded that the better the thermal integration is, the better the maximization conditions will be to generate exceeding power for sale. Besides these comparisons, other possible alternatives of reduction of steam consumption in process are studied.

Key Words

- Cogeneration, Thermal Integration, Sugar and Alcohol Industries, Pinch Analysis.

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha esposa Tatiana Takahashi Higa, que esteve sempre ao meu lado durante toda esta caminhada.

Agradecimentos

Foram muitas as contribuições durante a realização deste trabalho, as quais presto meus agradecimentos:

A toda minha família por todo incentivo em todos os momentos.

Ao Prof. Dr. Antonio C. Bannwart que sempre se mostrou solícito em todas as oportunidades.

Aos engenheiros Alberto Shintaku e Hélcio Lamônica da COPERSUCAR pelos dados, informações e sugestões que muito contribuíram para a realização deste trabalho.

A todos os colegas e amigos do Departamento de Energia que dividiram as lutas do dia a dia.

Ao Rodrigues e à Neusa, funcionários do Departamento de Energia, que foram sempre prontos e dispostos para me auxiliarem.

A todos os professores e funcionários da UNICAMP, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Pesquisas (CNPq) que viabilizou o desenvolvimento desta tese.

Índice

1	Introdução.....	1
2	Análise “ <i>Pinch</i> ”: uma Revisão	6
2.1	Curvas Compostas (CCs)	7
2.2	Método Tabular (Cascata Térmica).....	10
2.3	Grande Curva Composta (GCC)	14
2.4	Utilização das Curvas Compostas	15
2.5	<i>Total Site Integration</i>	16
2.6	Grande Curva Composta Exergética (GCCE).....	19
2.6.1	Ciclo Carnot	21
2.6.2	Ciclos Reais.....	23
2.6.3	Cargas e Demandas Térmicas da Caldeira.....	26
2.7	Construção da GCCE	27
3	Tecnologias de Geração de Potência.....	29
3.1	Ciclos de Turbinas a Vapor.....	29
3.1.1	Utilização de Turbinas de Contra Pressão com Condensação Atmosférica.....	30
3.1.2	Conjunto com Turbinas de Contra Pressão e de Condensação	31
3.1.3	Extração-Condensação (CEST: <i>Condensing-Extraction Steam Turbine</i>).....	32
3.1.4	Geração de Vapor.....	34
3.2	Ciclos de Potência com Gaseificação do Bagaço e Utilização de Turbinas a Gás	35
3.2.1	Ciclos BIG-CC (<i>Biomass Integrated Gasifier/Combined Cycle</i>)	35
3.2.2	Ciclos BIG-STIG (<i>Biomass Integrated Gasifier/Steam Injected Gas Turbine</i>).....	36
3.2.3	Dificuldades Tecnológicas	37
4	Tecnologia de Processo.....	39

4.1 Adição de Água (Embebição) durante a Extração do Caldo.....	40
4.1.1 Moagem.....	41
4.1.2 Difusores	42
4.2 Integração Térmica da Destilação	43
4.3 Evaporação	45
4.3.1 Evaporador em Múltiplos Efeitos (EME)	45
4.3.2 Tecnologias, Temperatura e Pressão no EME	47
4.3.3 Integração do EME.....	50
4.3.4 Utilização do Condensado.....	52
5 Aplicação do Método e Algoritmo.....	53
5.1 Algoritmo	54
5.2 Critérios de Avaliação de Eficiência de Sistemas de Cogeração	57
6 Maximização da Geração de Potência: Estudo de Caso	60
6.1 Estudo de Caso (Planta Inicial e Projeto 1).....	61
6.2 Consumo de Processo.....	66
6.3 Aumento no Consumo de Processo (Projeto 2)	71
6.4 Utilidades em Múltiplos Níveis de Temperatura (Projeto 3)	73
6.5 Aumento na Capacidade do Turbo-Gerador (Projeto 4)	80
6.6 Utilização de Turbinas de Condensação (Projeto 5).....	85
6.7 Comparação dos Resultados.....	89
7 Redução do Consumo de Vapor de Processo.....	92
7.1 Utilização de Vapor Vegetal (VV) no Processo.....	95
7.2 Número de Efeitos do EME	100
7.3 Utilização de Condensados	104
7.4 Discussão de Resultados	105
8 Conclusões e Sugestões.....	109
8.1 Conclusões	110
8.2 Sugestões para Futuros Trabalhos.....	113
Referências Bibliográficas	115
Apêndice A Rede de Trocadores de Calor Utilizando a Análise “Pinch”	123
A.1 Configurações Gerais das Redes Estimadas no Capítulo 7	125

Apêndice B Modelagem do Evaporador de Múltiplos Efeitos	127
B.1 Balanços de Massa e Energia	127
B.2 Equações.....	128
B.3 Área dos Evaporadores.....	131
B.4 Configurações Gerais do EME Utilizadas no Capítulo 7	133

Lista de Figuras

Figura 1.1- Esquema tradicional de geração e consumo de vapor em usinas	2
Figura 2.1- Integração térmica entre duas correntes (quente e fria).....	7
Figura 2.2- a) Correntes térmicas individuais; b) Curva composta (correntes combinadas)	8
Figura 2.3- Curvas compostas quente e fria	8
Figura 2.4- Separação do sistema nas regiões “sumidouro” e “fonte”.....	9
Figura 2.5- Intervalos de temperaturas de correntes quentes e frias	11
Figura 2.6- Cascata térmica.....	12
Figura 2.7- Cascata térmica com troca de calor impossível.....	13
Figura 2.8- Cascata térmica com consumo mínimo de energia	13
Figura 2.9- a) Curvas compostas quente e fria; b) Grande curva composta	14
Figura 2.10- Diagrama de “cebola” (Linnhoff e Dhole, 1993).....	16
Figura 2.11- a) GCC - Processo 1; b) GCC - Processo 2; c) Perfis fontes e sumidouros	17
Figura 2.12- Utilização dos perfis para determinação das metas de cogeração.....	18
Figura 2.13- η_{Carnot} x Entalpia	20
Figura 2.14- η_{Carnot} para SSSP.....	21
Figura 2.15: Representação gráfica do ciclo <i>Carnot</i>	23
Figura 2.16- Representação gráfica do ciclo <i>Rankine</i> :.....	24
a) temperaturas reais na caldeira b) temperaturas médias.....	24
Figura 3.1- Ciclo com turbinas de contra-pressão e utilização de condensador atmosférico	31
Figura 3.2- Ciclo com utilização de turbinas de contra-pressão e condensação	32
Figura 3.3- Ciclo com utilização de turbinas de extração-condensação (CEST).....	33
Figura 3.4- Ciclo de potência BIG-CC.....	36
Figura 3.5- Ciclo de potência BIG-STIG	37

Figura 4.1- Potencial de produção de eletricidade e vapor em sistema de cogeração	40
Figura 4.2- Sistema de moagem com embebição composta.	41
Figura 4.3- Esquema de uma coluna de destilação típica	44
Figura 4.4- Configurações de alimentação para evaporador múltiplo efeitos.....	46
(a) alimentação frontal (b) alimentação reversa.....	46
(c) alimentação mista (d) alimentação paralela.....	46
Figura 4.5- Desenvolvimento da tecnologia versus diferença de temperatura	49
Figura 4.6- Integração térmica do EME com o processo.....	51
Figura 5.1- Algoritmo para utilização do método.....	55
Figura 6.1- Esquema de cogeração da planta inicial.....	61
Figura 6.2- Esquema de cogeração do projeto 1 e 2	62
Figura 6.3- Grande curva composta exergética da planta inicial	64
Figura 6.4- Grande curva composta exergética do projeto 1	64
Figura 6.5- Grande curva composta exergética do projeto 1 (condensado em 127°C).....	66
Figura 6.6- Processo de produção de açúcar e álcool da planta.....	70
Figura 6.7- Grande curva composta exergética do projeto 2	72
Figura 6.8- Grande curva composta exergética do projeto 3	73
Figura 6.9- Esquema de cogeração do projeto 3	74
Figura 6.10- Curvas compostas do projeto 2 não otimizado.....	75
Figura 6.11- Curvas compostas do projeto 3.....	75
Figura 6.12- Esquema de cogeração integrado com o EME.....	76
Figura 6.13- Grande curvas composta do projeto 3	78
Figura 6.14- Grande curva composta exergética do projeto 3 (temperatura média).....	79
Figura 6.15- Grande curva composta do projeto 4.....	83
Figura 6.16- Grande curva composta exergética do projeto 4	84
Figura 6.17- Grande curva composta do projeto 5.....	86
Figura 6.18- Grande curva composta exergética do projeto 5	88
Figura 7.1- Esquema simplificado do processo para realização da análise “pinch”	94
Figura 7.2- Curvas compostas da planta com nível de sangria inicial de VV.....	94
Figura 7.3- Grande curva composta da planta com nível de sangria inicial de VV	95
Figura 7.4- Curvas compostas maximizando a utilização de VV do 1º efeito.....	96

Figura 7.5- Curvas compostas da planta disponibilizando V.V. do 2º efeito	98
Figura 7.6- Curvas compostas da planta disponibilizando V.V. do 3º efeito	99
Figura 7.7- Curvas compostas da planta com EME utilizando apenas 1 efeito	101
Figura 7.8- Curvas compostas da planta com EME utilizando 2 efeitos	102
Figura 7.9- Curvas compostas da planta com EME utilizando 3 efeitos	102
Figura 7.10- Curvas compostas da planta com EME utilizando 5efeitos	103
Figura B.1- Representação de um efeito do evaporador múltiplos efeitos	128

Lista de Tabelas

Tabela 2.1- Correntes térmicas de um processo.....	10
Tabela 2.2- Carga térmica dos intervalos de temperaturas	12
Tabela 2.3- Propriedades termodinâmicas do fluido.....	22
Tabela 2.4- Consumo e produção do Ciclo de <i>Carnot</i>	22
Tabela 2.5- Consumo e produção do Ciclo de <i>Carnot</i>	22
Tabela 2.6- Propriedades termodinâmicas do fluido do ciclo <i>Rankine</i>	25
Tabela 2.7- Consumo e produção do ciclo <i>Rankine</i>	25
Tabela 2.8- Consumo e produção do ciclo <i>Rankine</i>	25
Tabela 5.1- Coeficientes de ponderação do trabalho e calor para sistemas de cogeração	58
Tabela 5.2- Fração mássica dos elementos químicos do bagaço	59
Tabela 6.1- Moagem da usina	61
Tabela 6.2- Caldeiras.....	62
Tabela 6.3- Turbinas	62
Tabela 6.4- Exergias dos sistemas de cogeração.....	63
Tabela 6.5- Dados energético e exergético do bagaço	63
Tabela 6.6- Consumo de energia e vapor de processo	66
Tabela 6.7- Propriedades do vapor de processo.....	67
Tabela 6.8- Fornecimento do vapor de processo.....	67
Tabela 6.9- Aquecimento e resfriamento do caldo	67
Tabela 6.10- Cozimento	67
Tabela 6.11- Destilação.....	68
Tabela 6.12- Resultados gerais do evaporador de múltiplos efeitos da planta inicial	68
Tabela 6.13- Dados do evaporador de múltiplos efeitos da planta inicial	68

Tabela 6.14- Área do evaporador para planta inicial	69
Tabela 6.15- Temperaturas dos trocadores de calor na planta inicial	71
Tabela 6.16- Estimativa das áreas dos trocadores de calor na planta inicial	71
Tabela 6.17- Resumo das operações consumindo vapor das turbinas	71
Tabela 6.18- Consumo de energia e vapor de processo do projeto 2.....	72
Tabela 6.19- Resultados gerais do EME do projeto 3.....	77
Tabela 6.20- Dados do EME do projeto 3.....	77
Tabela 6.21- Estimativa da área do evaporador necessária para o projeto 3	77
Tabela 6.22- Consumo e disponibilidade de energia térmica de processo no projeto 3	78
Tabela 6.23: Propriedades termodinâmicas do vapor da caldeira.....	80
Tabela 6.24- Resultados gerais do EME do projeto 4.....	81
Tabela 6.25- Dados do EME do projeto 4.....	82
Tabela 6.26- Estimativa da área do evaporador necessária para o projeto 4	82
Tabela 6.27- Consumo e disponibilidade de energia térmica de processo no projeto 4	83
Tabela 6.28.- Temperaturas dos trocadores de calor no projeto 4	83
Tabela 6.29.- Estimativa das áreas dos trocadores de calor no projeto 4.....	84
Tabela 6.30- Resultados gerais do EME do projeto 5.....	85
Tabela 6.31- Dados do EME do projeto 5.....	86
Tabela 6.32 Estimativa da área do evaporador necessária para o projeto 5	86
Tabela 6.33- Consumo e disponibilidade de energia térmica de processo no projeto 5	87
Tabela 6.34.- Temperaturas dos trocadores de calor no projeto 5	87
Tabela 6.35.- Estimativa das áreas dos trocadores de calor no projeto 5.....	87
Tabela 6.36- Exergias dos sistemas de cogeração.....	89
Tabela 6.37- Índices entre exergias dos projetos	90
Tabela 6.38- Resultados comparativos de produção e consumo.....	90
Tabela 6.39- Resultados comparativos de eficiências térmicas no sistema de cogeração	91
Tabela 7.1- Resumo do consumo de aquecimento e resfriamento do caldo	93
Tabela 7.2- Consumo do cozimento, destilação e evaporação.....	93
Tabela 7.3- Consumo de energia e vapor de processo	93
Tabela 7.4- Consumo do EME (Máxima extração de VV no 1º Efeito).....	97
Tabela 7.5- Dados do EME (Máxima extração de VV no 1º Efeito).....	97

Tabela 7.6- Estimativa da área do EME (Máxima extração de VV no 1º Efeito)	97
Tabela 7.7- Temperaturas dos trocadores de calor (Máxima extração de VV no 1º Efeito)	97
Tabela 7.8- Áreas dos trocadores de calor (Máxima extração de VV no 1º Efeito).....	98
Tabela 7.9- Fornecimento de calor para o cozimento e destilação (Máxima extração 1º Efeito)..	98
Tabela 7.10- Dados de consumo do EME e do processo com as sangrias de vapor vegetal	100
Tabela 7.11- Dados de consumo do EME e do processo com o número de efeitos do EME.....	104
Tabela 7.12- Dados de consumo do EME e do processo com utilização dos condensados.....	105
Tabela 7.13- Exergias dos sistemas de cogeração.....	106
Tabela 7.14- Resultados comparativos de produção e consumo.....	106
Tabela 7.15- Resultados comparativos de eficiências térmicas no sistema de cogeração	107
Tabela A.1- Temperaturas dos trocadores de calor na planta (Extração de VV até 2º Efeito) ...	125
Tabela A.2- Estimativa das áreas dos trocadores de calor (Extração de VV até 2º Efeito)	125
Tabela A.3- Fornecimento de calor para o cozimento e destilação (Extração até 2º Efeito).....	126
Tabela A.4- Temperaturas dos trocadores de calor com sangria de VV até o 3º efeito.....	126
Tabela A.5- Estimativa das áreas dos trocadores de calor com sangria de VV até o 3º efeito	126
Tabela A.6- Fornecimento de calor para o cozimento e destilação (Extração até 3º Efeito).....	126
Tabela B.1- Resultados gerais do EME (Máxima extração de VV no 2º Efeito)	133
Tabela B.2- Dados do EME (Máxima extração de VV no 2º Efeito)	133
Tabela B.3- Estimativa da área do evaporador necessária (Extração de VV no 2º Efeito).....	134
Tabela B.4- Resultados gerais do EME (Extração de VV no 3º Efeito).....	134
Tabela B.5- Dados do EME (Máxima extração de VV no 3º Efeito).....	134
Tabela B.6- Estimativa da área do evaporador necessária (Extração de VV no 3º Efeito).....	134
Tabela B.7- Resultados gerais do EME (1 Efeito).....	135
Tabela B.8- Dados do EME (1 Efeito).....	135
Tabela B.9- Estimativa da área do evaporador necessária (1 Efeito).....	135
Tabela B.10- Resultados gerais do EME (2 Efeitos)	135
Tabela B.11- Dados do EME (2 Efeitos)	135
Tabela B.12- Estimativa da área do evaporador necessária (2 Efeitos)	136
Tabela B.13- Resultados gerais do EME (3 Efeitos)	136
Tabela B.14- Dados do EME (3 Efeitos)	136
Tabela B.15- Estimativa da área do evaporador necessária (3 Efeitos).....	136

Tabela B.16- Resultados gerais do EME (5 Efeitos)	136
Tabela B.17- Dados do EME (5 Efeitos)	137
Tabela B.18- Estimativa da área do evaporador necessária (5 Efeitos)	137

Nomenclatura

Letras Latinas

E	Energia	[kJ]
ex	Exergia	[kJ]
Ex^Q	Exergia associada a transferência de calor	[kJ]
h	Entalpia	[kJ/kg]
$I_{\text{exced.M}}$	Índice de energia excedente pela quantidade de cana moída	[kWh/tc]
$I_{\text{exced.B}}$	Índice de energia excedente em função do bagaço utilizado	[kWh/tb]
Q_H	Calor fornecido por um reservatório quente	[kJ]
Q_L	Calor cedido para um reservatório frio	[kJ]
Q_p	Calor fornecido ao processo	[kJ]
W_c	Trabalho consumido por um compressor	[kW]
W_t	Trabalho produzido por uma turbina	[kW]
W_{liq}	Trabalho líquido produzido por uma máquina térmica	[kW]
T	Temperaturas	[°C]
$R_{P/Q}$	Razão potência/calor para um sistema de cogeração	
S	Entropia	[kJ/kg.°C]

Letras Gregas

η	Eficiência;
$\eta_{\text{I.MT}}$	Eficiência energética para uma máquina térmica;
$\eta_{\text{I.CG}}$	Eficiência na utilização do combustível para um sistema de cogeração;
$\eta_{\text{P.CG}}$	Eficiência energética ponderada para um sistema de cogeração;
$\eta_{\text{II.MT}}$	Eficiência da segunda lei para uma máquina térmica;
η_{exCG}	Eficiência exérgica para um sistema de cogeração;
Δ	Varição de propriedades;

Subscritos

0	Referência ao meio ambiente;
H	Fluidos quentes;
L	Fluidos frios;
VC	Volume de controle;

Siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica;
BIG-GT	Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine;
CC	Curva composta;
CEST	Condensing-Extraction Steam Turbine;
EME	Evaporador de múltiplos efeitos;
GCC	Grande curva composta;
GCCE	Grande curva composta exergética;
HENS	Heat Exchanger Networks Synthesis;
MT	Máquina térmica;
PCI	Poder calorífico inferior;
PURPA	Public Utility Regulatory Policy Act;
SSSP	Site Source-Sink Profiles;
tb	Tonelada de bagaço utilizado;
tc	Tonelada de cana moída;
tsi	Total site integration;
UMIST	University of Manchester – Institute of Science & Technology;
VE	Vapor de escape;
VV	Vapor vegetal;

Capítulo 1

Introdução

A falta de investimentos no setor elétrico durante a década de 90, juntamente com outros fatores, tais como a ausência de um adequado planejamento energético, o aumento da demanda no consumo decorrente do crescimento econômico, e problemas de seca, resultou no ano de 2001 na maior crise de energia elétrica do Brasil dos últimos anos. Além do racionamento em si, aqueles fatores confirmaram a necessidade de construção de novas usinas hidrelétricas e termelétricas, bem como apontaram para o aumento da produção de energia elétrica através da cogeração.

No contexto desta última, o setor sucro-alcooleiro demonstra um grande potencial de geração de energia elétrica, havendo uma tendência mundial para a utilização da cogeração nesse setor, devido a atrativos econômicos e ambientais. Pelo lado econômico, além do aproveitamento do bagaço resultante da própria produção como combustível, a atratividade decorre do fato dos produtos principais, açúcar e álcool, requerem energia térmica e permitem um rateio dos custos de produção com a eletricidade. Na questão ambiental, embora no Brasil quase a totalidade da energia elétrica seja gerada com recursos hídricos, sem a emissão de gases poluentes, a cana-de-açúcar é uma fonte estável e renovável de energia. Para a geração elétrica em usinas térmicas, o bagaço pode produzir eletricidade com impacto ambiental muito menor quando comparado a outros combustíveis, em especial ao carvão mineral e óleo combustível (Lora *et al*, 2000).

O esquema mais tradicional de funcionamento de uma usina de açúcar e álcool pode ser observado na Figura 1.1. A matéria-prima principal é a cana, que após ser moída, fornece o caldo

para a produção de açúcar e de álcool, e o bagaço como insumo para a produção de vapor nas caldeiras. O vapor primário é fornecido às turbinas, gerando potência para acionamento de equipamentos na moenda, bombeamento dos fluidos (via turbobombas) e geração elétrica. O vapor de baixa pressão (secundário), que sai do escape das turbinas, serve como fonte de calor para o próprio processo (aquecimento, evaporação, cozimento, fermentação e destilação). Caso haja falta de vapor secundário, o complemento ocorre por meio de linhas diretas de vapor primário, através de válvulas redutoras de pressão.

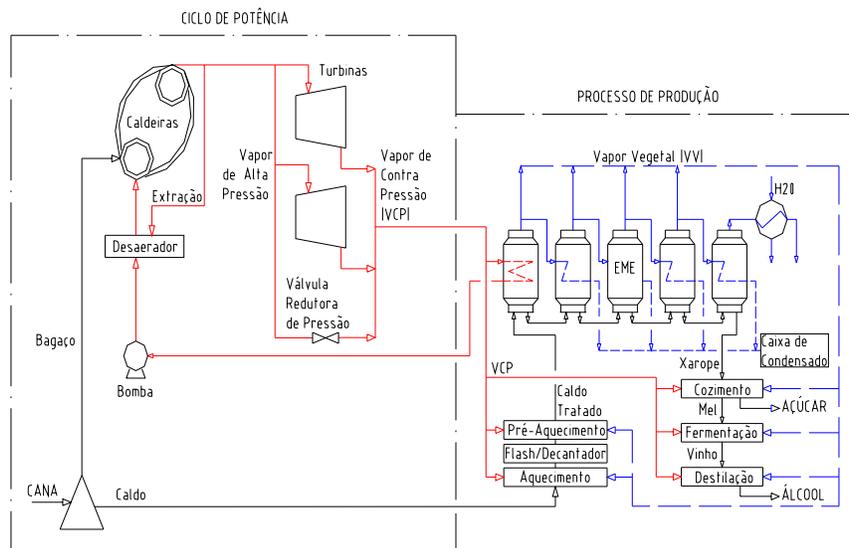


Figura 1.1- Esquema tradicional de geração e consumo de vapor em usinas

A situação da maioria das usinas de açúcar e álcool do Brasil é de auto-suficiência no consumo de energia. Ou seja, todos os acionamentos elétricos e mecânicos dos equipamentos, iluminação e bombeamentos nos processos de produção são supridos pelas turbinas da própria usina. Apesar desta situação predominante de equilíbrio, na qual a energia produzida é consumida na produção, estudos indicam possibilidades de geração de energia elétrica excedente para exportação à rede, havendo algumas usinas nesta condição.

O esquema de geração demonstrado anteriormente é baseado nos ciclos de turbina a vapor. Entretanto, os ciclos que têm demonstrado os maiores potenciais de geração de energia elétrica são baseados em turbinas a gás. Neste caso, ao invés de ser queimado diretamente em caldeiras

para a geração de vapor, o bagaço é gaseificado para utilização em turbinas a gás (“BIG-GT: *Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine*”). Nestes dois tipos de ciclos, a vapor e a gás, são possíveis vários arranjos do conjunto geração-processo, visando aumentar a oferta de geração de energia elétrica, podendo-se inclusive a combinar os dois ciclos (“*Combined Cycle*”).

No caso da cogeração, a maximização da geração elétrica excedente depende do consumo de vapor de processo, pois é essencial em qualquer forma de geração de potência o atendimento da demanda térmica no processamento do caldo para a produção de açúcar/álcool. Uma vez que o vapor de escape da turbina é normalmente utilizado para o processo, a melhor integração térmica entre ambos também pode diferir conforme os níveis de temperatura e pressão das utilidades (vapor) a serem disponibilizadas, de acordo com a tecnologia de geração de potência escolhida. Estabelece-se assim, uma relação de interdependência entre a geração de potência e a integração térmica, tornando o problema mais complexo pelo fato dos processos de produção de açúcar e álcool também possuírem alternativas internas de integração, com possibilidades de utilização do vapor de escape em diferentes operações.

Devido à importância do assunto, diversos trabalhos a respeito têm sido realizados com diferentes enfoques. Alguns estudos são mais específicos nas opções de tecnologias de cogeração, no potencial das mesmas, e em suas viabilidades econômicas (Coelho, 1992; Walter, 1994), enquanto outros se preocupam com a ferramenta ou método de otimização, como a programação dinâmica, análise exergética e termoeconômica (Barreda del Campo, 1997 e 1999; Fernandez e Nebra, 2002; Paracuellos, 1987; Paz e Cardenas, 1997), e análise “*pinch*” (Christodoulou, 1992; Higa, 1999). As áreas de estudo das usinas também são diferentes, já que para alguns trabalhos o processo de produção é o ponto principal a ser analisado (Higa, 1999; Fernandez e Nebra, 2002), enquanto para outros a ênfase está na geração de potência (Prieto *et al*, 2001).

Todas as metodologias acima mencionadas oferecem conclusões úteis na avaliação de uma planta de produção de açúcar e álcool, não sendo objetivo deste trabalho compará-las. O que se pretende realizar aqui é uma investigação sistemática de como a integração térmica de uma usina pode propiciar a otimização de um sistema de cogeração, isto é a maximização da geração

elétrica excedente. Para este fim, a análise “*pinch*” foi selecionada como ferramenta de análise, sendo utilizada na avaliação de uma planta base com vistas à inclusão de melhorias, propostas a partir dos diagramas de curvas compostas energética e exergéticas da planta. Esta ferramenta tem apresentado excelentes resultados em estudos deste tipo, mostrando-se eficaz inclusive em problemas bastante complexos, como é o caso de uma planta de refino de petróleo (Rossi e Bannwart, 1995).

A proposta deste trabalho é a realização de avaliações energéticas em uma planta de produção de açúcar e álcool, incluindo tanto a integração térmica do processo quanto a geração de potência. As primeiras aplicações da análise “*pinch*” no setor de açúcar ocorreram a partir de 1984/85 em indústrias européias, via redimensionamentos de projetos visando à redução de consumo de energia na produção de açúcar derivado da beterraba (Twaite, Davenport e MacDonald, 1986; Carter e Thompson, 1990; Christodoulou, 1992 e 1996). O método tem sido utilizado também na África para análise de processos de produção de açúcar de cana (Singh, Riley e Seillier, 1997). Tanto em um caso quanto no outro, utiliza-se a análise “*pinch*” para avaliação apenas da integração térmica do processo. Este trabalho pretende contribuir com a inclusão, não somente do processo de consumo térmico, como também da geração de potência, analisando a planta completa. Além disso, o caso específico brasileiro de produção simultânea de açúcar e álcool traz repercursões significativas e interessantes nas recuperações energéticas.

Diversas simulações e análises térmicas são realizadas, visando otimizar a produção de energia elétrica excedente, e procurando a melhor forma de integração térmica do processo de produção da usina. Os resultados, considerando diferentes opções de tecnologias de geração de potência e de formas de integração térmica, são apresentados e discutidos, demonstrando que melhores índices de eficiência térmica e de produção de energia elétrica excedente podem ser obtidos. O trabalho está estruturado da seguinte forma: no capítulo 2 faz-se uma breve revisão da análise “*pinch*”; no capítulo 3 são descritas as principais tecnologias de geração de potência e sistemas de cogeração passíveis de utilização no setor sucro alcooleiro; no capítulo 4 descreve-se o processo de produção de açúcar e álcool; no capítulo 5 descreve-se a aplicação da metodologia proposta, incluindo diferentes formas de avaliação energética ao caso em estudo e apresenta-se o correspondente algoritmo; no capítulo 6 apresenta-se os resultados das análises térmicas de

diferentes projetos para o sistema completo de cogeração; no capítulo 7 aborda-se a redução do consumo de vapor de processo visando a melhor integração térmica da planta; e finalmente no capítulo 8 apresenta-se as principais conclusões do estudo, com sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Análise “*Pinch*”: uma Revisão

A análise ou tecnologia “*pinch*”, ou ainda método do “*pinch-point*” como também é conhecido, foi introduzida por Linnhoff *et al.* (1979) com o objetivo de se obter a melhor integração térmica de um processo. Inicialmente os estudos buscavam apenas um ótimo energético (consumo mínimo de utilidades), envolvendo posteriormente as reduções das áreas de transferência de calor e do número de equipamentos utilizados, visando o custo ótimo global de toda a rede.

Através de combinações de correntes quentes e frias de uma planta térmica, este método tem sido utilizado com muito sucesso, permitindo identificar as melhores opções de projeto em redes de trocadores de calor (*HENS: Heat Exchanger Networks Synthesis*). Segundo Smith (2000), desde o desenvolvimento do método houve milhares de aplicações nas mais variadas indústrias, como petrolíferas, petroquímicas, químicas, siderúrgicas, alimentícias, de bebidas, de suco e de papel. Somente no ano de 2000 havia mais de 500 projetos que utilizavam a análise “*pinch*”, sendo que em 1997 havia também um consórcio apoiando novos desenvolvimentos no método coordenado pela *UMIST (University of Manchester – Institute of Science & Technology)* e formado por 16 empresas multinacionais, entre as quais se incluíam a *ELF-France, Mobil-UK, Kellogg-USA*, etc (Ebrahim e Kawari, 2000).

2.1 Curvas Compostas (CCs)

A integração térmica entre duas correntes, quente e fria, de um processo qualquer pode ser realizada por meio da construção de um diagrama temperatura-entalpia (Figura 2.1). A máxima recuperação de calor possível é determinada através da sobreposição da corrente quente na corrente fria, na qual uma diferença mínima de temperatura (ΔT_{\min}), escolhida pelo projetista de acordo com o custo de capital, limita a aproximação entre as mesmas.

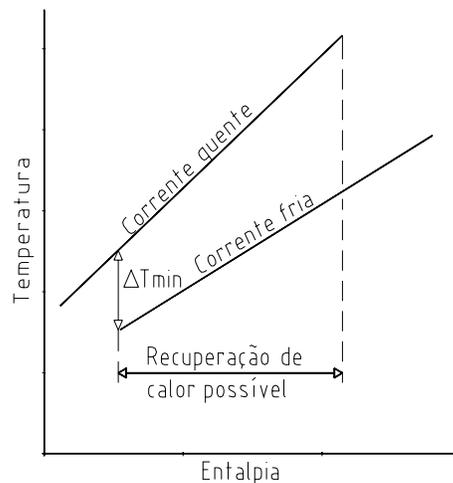


Figura 2.1- Integração térmica entre duas correntes (quente e fria)

Por conter apenas duas correntes, esta integração é relativamente simples se comparada com processos mais complexos possuindo um número maior de correntes térmicas. Neste último caso, a análise “*pinch*” pode ser utilizada na orientação da integração térmica, por meio de combinações das correntes quentes e frias da planta. Estas combinações, conhecidas como curvas compostas (CCs), são obtidas através das somatórias das capacidades térmicas de todas as correntes quentes e frias do processo. A Figura 2.2a contém curvas individuais de duas correntes quentes no diagrama temperatura-entalpia, com suas respectivas cargas e capacidades térmicas. Somando as capacidades térmicas das correntes presentes em cada nível de temperatura, a CC resultante é descrita na Figura 2.2b, observando-se que as quebras existentes na mesma sempre correspondem a pontos de início ou término de uma corrente.

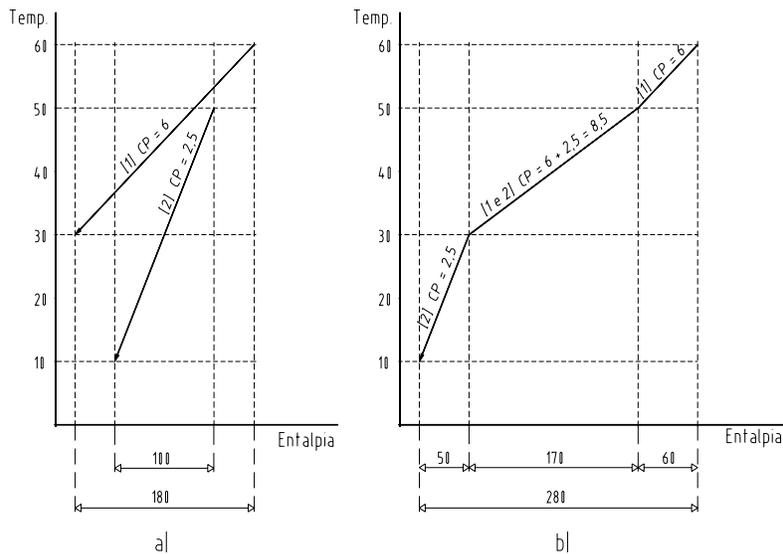


Figura 2.2- a) Correntes térmicas individuais; b) Curva composta (correntes combinadas)

Para um processo contendo tanto correntes quentes, como correntes frias, as CCs do mesmo podem ser representadas na Figura 2.3. De forma similar à integração térmica entre apenas duas correntes, o valor da máxima recuperação de calor do processo global é obtido do intervalo sobreposto entre as CCs, sendo também possível determinar as metas dos consumos mínimos de utilidades quente (Q_{Hmin}) e fria (Q_{Cmin}) necessários ao processo, que são indicados pelos extremos das curvas.

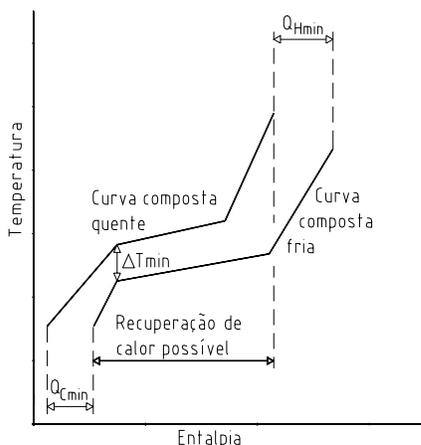


Figura 2.3- Curvas compostas quente e fria

Neste caso, a sobreposição entre as curvas compostas também é limitada por uma diferença mínima de temperatura (ΔT_{\min}) imposta pelo projeto de acordo com o custo de capital, sendo uma restrição para que os fluidos envolvidos possam trocar calor entre si. No ΔT_{\min} está localizado o menor ponto de aproximação entre as curvas, conhecido como “*pinch-point*”. Em termos de aplicação, o “*pinch-point*” separa o sistema em duas regiões, ilustradas na Figura 2.4. Acima do “*pinch*”, a região é denominada “*sumidouro*”, pois precisa receber calor adicional para atender a demanda, e por esta razão, as correntes quentes devem fornecer todo calor possível para as correntes frias e não devem ser resfriadas por utilidades externas, e abaixo do “*pinch*”, a região é denominada “*fonte de calor*”, pois dispõe de mais energia do que necessita, e por este motivo as correntes frias devem receber calor apenas das correntes quentes, sem receber calor de utilidades externas. É importante observar que não deve haver troca de calor entre estas regiões através do “*pinch*”, pois qualquer transferência de calor entre as mesmas implica em aumento, tanto da necessidade de utilidade quente como da utilidade fria.

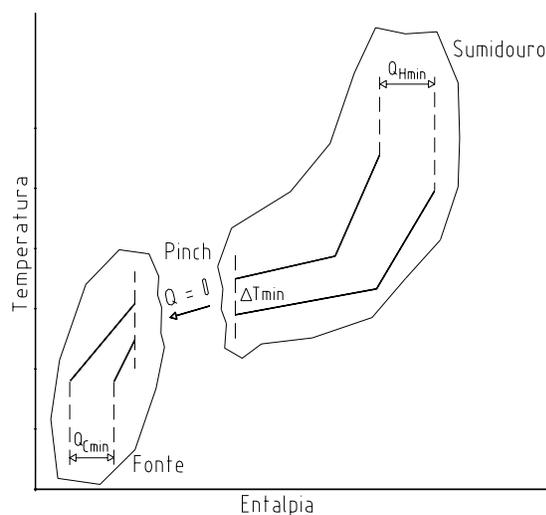


Figura 2.4- Separação do sistema nas regiões “sumidouro” e “fonte”

Baseadas nas explicações anteriores, as regras básicas do método com a finalidade de garantir a maior recuperação de calor são: 1- as utilidades quentes devem ser utilizadas apenas na região acima do “*pinch*”; 2- as utilidades frias devem ser utilizadas apenas na região abaixo do “*pinch*”; 3- não deve haver troca de calor entre as regiões através do “*pinch*”. Para o projeto da

rede de trocadores de calor, o método também possui algumas regras que auxiliam a alcançar as metas estabelecidas e estão descritas no Apêndice A.

2.2 Método Tabular (Cascata Térmica)

As curvas compostas são ferramentas para se fazer avaliações térmicas de forma gráfica. Entretanto, a análise “*pinch*” também pode ser realizada por meio de definições de intervalos de temperaturas, nos quais as correntes quentes e frias envolvidas no processo podem trocar calor entre si. A composição destes intervalos é denominada de cascata térmica, sendo a mesma uma outra ferramenta para se fazer a análise “*pinch*” de forma alternativa, também conhecida como método “tabular” (Bannwart, 1995).

Tabela 2.1- Correntes térmicas de um processo

Corrente Térmica	Tipo	T _{inferior} [°C]	T _{superior} [°C]	Capacidade Térmica [kW/°C]	Carga Térmica [kW]
1	Fria	20	135	2,0	230
2	Quente	60	170	3,0	330
3	Fria	80	140	4,0	240
4	Quente	30	150	1,5	180
5	Quente	170	170	-	100
6	Fria	135	135	-	110

Suponha um processo com as correntes térmicas da Tabela 2.1. Desejando-se fazer uma integração térmica do mesmo são definidos os intervalos de temperaturas, nos quais uma corrente quente pode fornecer calor para uma corrente fria. Para respeitar uma restrição de diferença de temperatura (ΔT_{\min}) igual a 10° C, as temperaturas dos intervalos (θ_i) são determinadas somando-se um valor de $\Delta T_{\min}/2$ (5° C) para as temperaturas das correntes frias, e subtraindo-se $\Delta T_{\min}/2$ para as temperaturas das correntes quentes, conforme a relação abaixo:

$$\theta_i = T_j \pm \frac{1}{2} \Delta T_{\min}$$

sendo:

i: intervalo de troca de calor;

θ_i : temperatura do intervalo i;

j: corrente térmica do processo;
 T_j : temperaturas extremas da corrente j;

Com a determinação das temperaturas, estas são dispostas em um diagrama (Figura 2.5) em ordem decrescente, criando-se os intervalos nos quais as correntes térmicas do processo são posicionadas em seus respectivos níveis, as correntes quentes com $\Delta T_{\min}/2$ abaixo da temperatura original, e as correntes frias com $\Delta T_{\min}/2$ acima da temperatura original. Para garantir o cumprimento da 2ª lei da termodinâmica, uma corrente quente pode fornecer calor apenas dos intervalos que estão no mesmo nível ou acima dos intervalos da corrente fria a serem aquecidos, garantindo o ΔT_{\min} definido pelo projetista da rede de trocadores.

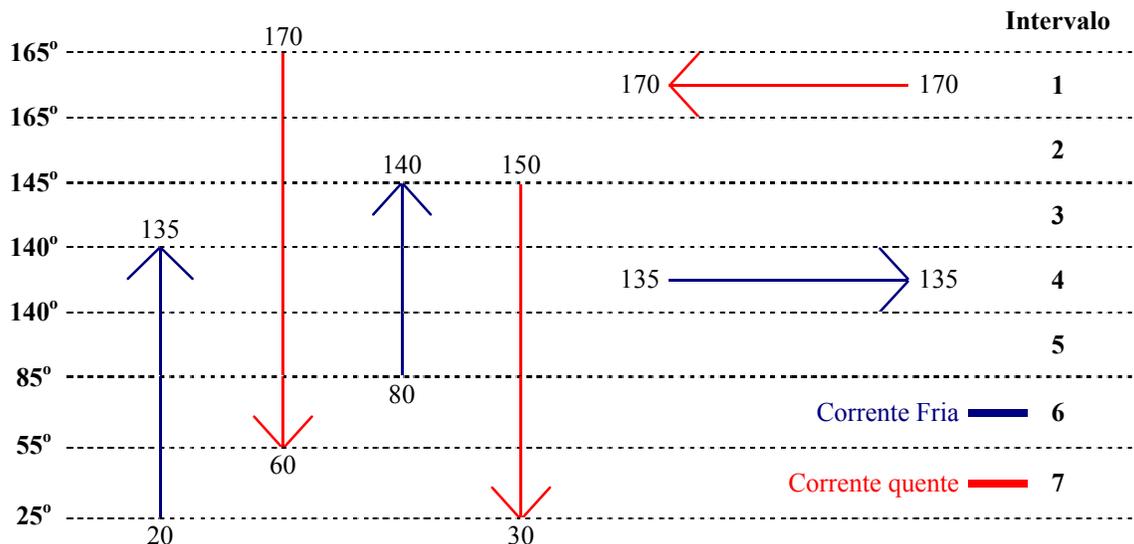


Figura 2.5- Intervalos de temperaturas de correntes quentes e frias

Após a criação do diagrama, as cargas térmicas são calculadas através da somatória das capacidades térmicas das correntes presentes em cada intervalo. A Tabela 2.2 contém estes valores, considerando positivo, o sinal das correntes frias, e negativo, o sinal das correntes quentes. Com os valores numéricos da tabela, acrescidos da utilidade quente (Q_H) e fria (Q_L), o diagrama da Figura 2.5 pode ser configurado em intervalos que dispõem (negativo) ou necessitam (positivo) de energia, criando-se a cascata térmica da Figura 2.6.

Tabela 2.2- Carga térmica dos intervalos de temperaturas

Intervalo (i)	$\theta_i - \theta_{i-1}$	$\Sigma CP_C - \Sigma CP_H$ [kW/°C]	ΔH_i [kW]
1	0	- 3,0	- 100
2	20	- 3,0	- 60
3	5	- 0,5	- 2,5
4	0	1,5	110
5	55	1,5	82,5
6	30	- 2,5	- 75,0
7	30	0,5	15

sendo: $\Delta H_i = (\Sigma CP_C - \Sigma CP_H) (\theta_i - \theta_{i-1}) + q_i$, é a carga térmica do intervalo;

$\Delta H_i < 0$, significa liberação de energia, e $\Delta H_i > 0$ consumo de energia;

CP_C : Capacidade térmica de uma corrente fria presente no intervalo i;

CP_H : Capacidade térmica de uma corrente quente presente no intervalo i;

q_i : Carga térmica de correntes com temperatura constante, presente no intervalo i.

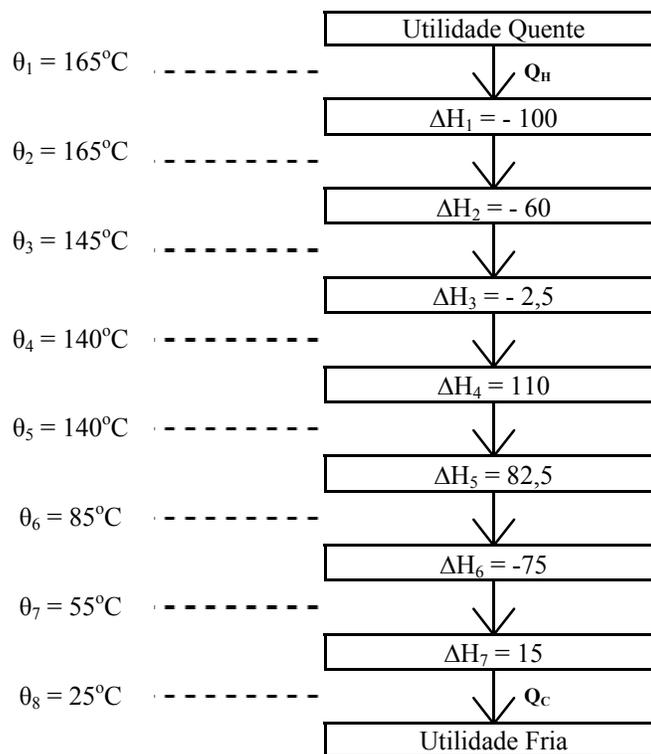


Figura 2.6- Cascata térmica

Para a integração térmica do processo, sabendo que a transferência de calor entre as correntes deve ocorrer apenas das temperaturas mais elevadas para as mais baixas, e supondo que

o calor fornecido pela utilidade quente seja nulo ($Q_H = 0$), o fluxo de calor poderia ser representado através da Figura 2.7.

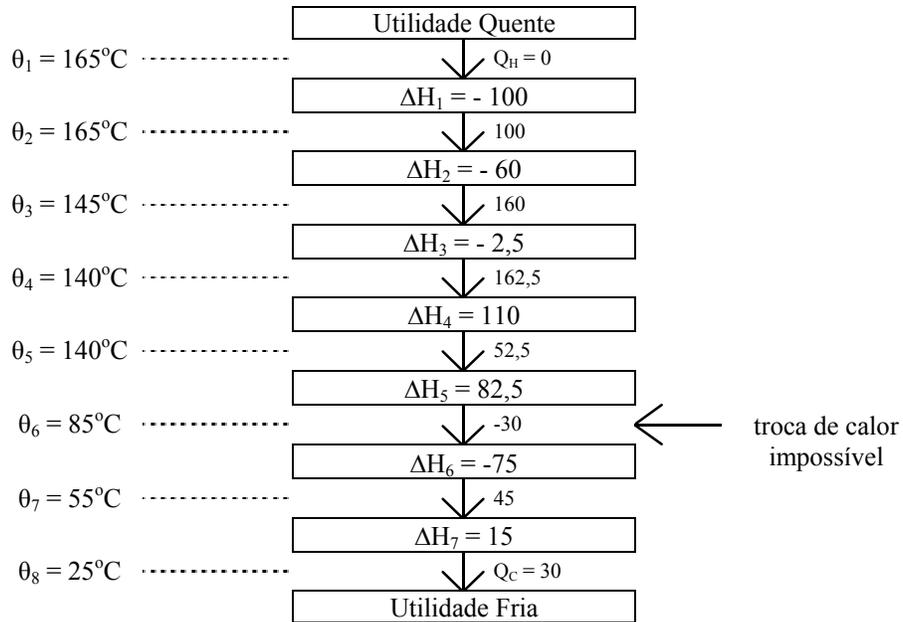


Figura 2.7- Cascata térmica com troca de calor impossível

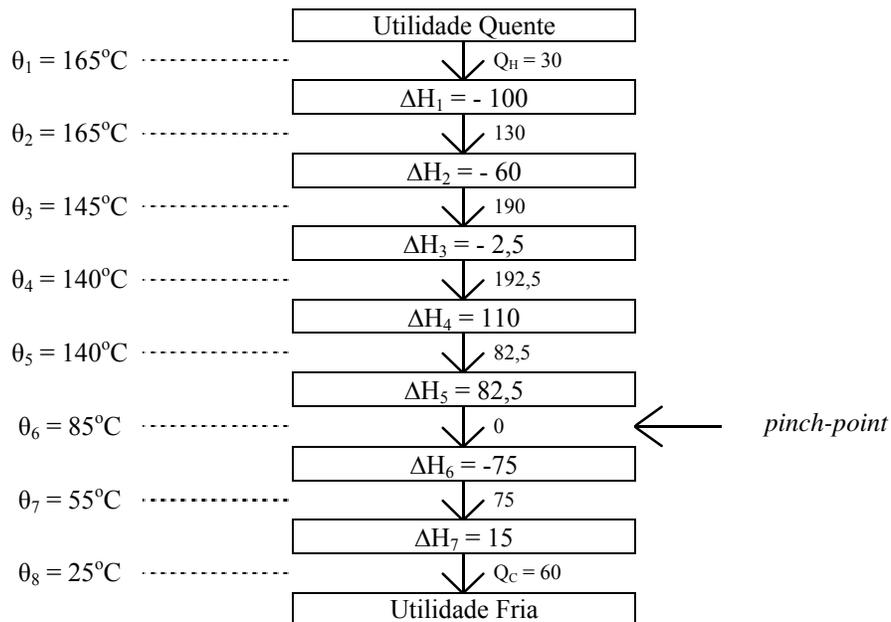


Figura 2.8- Cascata térmica com consumo mínimo de energia

Entretanto, observa-se que a troca de calor -30 kW é impossível, sendo este valor o mínimo de energia que deve ser fornecido pela utilidade quente. A Figura 2.8 representa a cascata térmica com o fornecimento mínimo de calor, indicando também o *pinch-point* no nível $\theta = 85^\circ \text{ C}$, o que significa 90° C de temperatura nas correntes frias e 80° C nas correntes quentes.

2.3 Grande Curva Composta (GCC)

A alternativa gráfica utilizada no método representando a cascata térmica é a grande curva composta (GCC). Esta ferramenta ilustrada na Figura 2.9 combina as curvas compostas quente e fria em uma única, sendo realizada também através da somatória da capacidade térmica das mesmas em cada nível de temperatura. Assim como na cascata térmica, para a construção da GCC, as correntes térmicas do processo são deslocadas no eixo vertical do gráfico, considerando as temperaturas das correntes quentes com $\Delta T_{\min}/2$ abaixo do valor original e com o sinal negativo, e as correntes frias temperaturas com $\Delta T_{\min}/2$ acima dos valores originais e com sinal positivo. Deslocando a GCC através do ponto mínimo da somatória obtida para o valor zero do eixo horizontal da entalpia, a temperatura deste ponto coincide com o “*pinch-point*”.

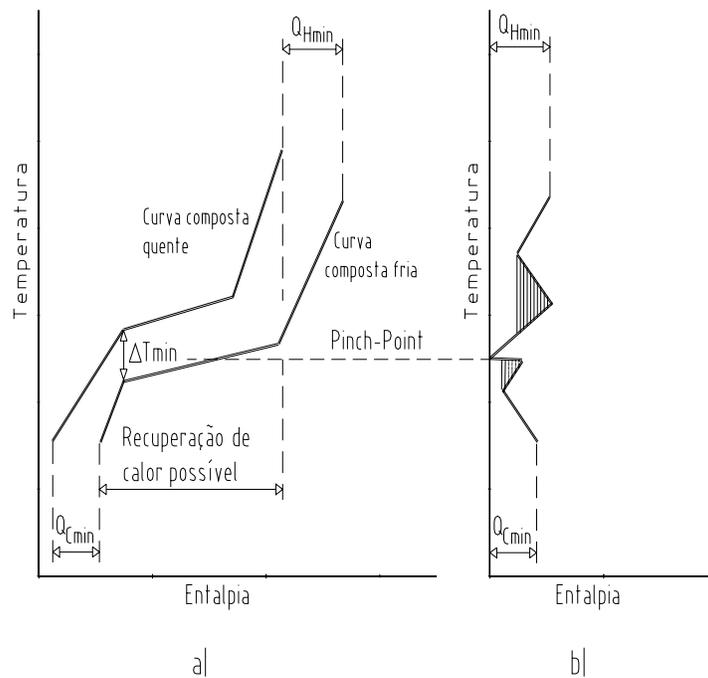


Figura 2.9- a) Curvas compostas quente e fria; b) Grande curva composta

Através da GCC é possível observar melhor que nos níveis de temperatura acima do “*pinch*”, o processo necessita apenas de utilidade quente, enquanto abaixo do “*pinch*” a demanda é por utilidade fria. Além disso, as áreas escuras da ilustração indicam as regiões em que o processo pode suprir a própria demanda. Em caso de mais de uma utilidade (utilidades em múltiplos níveis de temperatura), torna-se possível a escolha de uma delas com base no nível de temperatura mais próximo da demanda, minimizando as irreversibilidades de transferência de calor. Neste caso, há também o benefício de que algum trabalho possa ser obtido, como seria o exemplo da turbina a vapor, capaz de gerar potência, utilizando a degradação do vapor de alta pressão para o vapor de baixa pressão (Singh, Riley e Seiller, 1997).

2.4 Utilização das Curvas Compostas

Tanto as CCs como a GCC podem ser vistos como balanços energéticos em função da temperatura. Neste caso, os termos do calor fornecido e recebido pelo processo através das utilidades quentes e frias servem para satisfazer a primeira lei da termodinâmica. Já em relação à segunda lei da termodinâmica, como dito anteriormente, a aproximação entre as curvas serve para minimizar as irreversibilidades, melhorando o rendimento segundo este conceito.

A Figura 2.10 ilustra a visão global de uma planta industrial, representando hierarquicamente o projeto do processo, através do “*diagrama de cebola*”. Normalmente é assumido que se necessita da definição completa do “processo interno” antes que se possa projetar a rede de recuperação de calor (*HEN*), e que é necessária a *HEN*, antes da determinação do sistema de utilidades. Tanto as CCs fria e quente, quanto a GCC são baseadas no processo interno da fábrica, e ambas são utilizadas para a iteração da *HEN* e do sistema de utilidades com o processo interno. As CCs permitem que o projetista possa prever antecipadamente qual a recuperação de calor possível, enquanto a GCC permite que o projetista saiba de antemão quais utilidades serão necessárias. Desta forma, a GCC efetivamente fornece uma “ponte” entre o projeto do processo e o sistema de utilidades, tornando possível, por exemplo, avaliar de forma rápida e confiável qual o efeito que mudanças internas de um processo trariam ao sistema de utilidades (Linnhoff e Dhole, 1993).

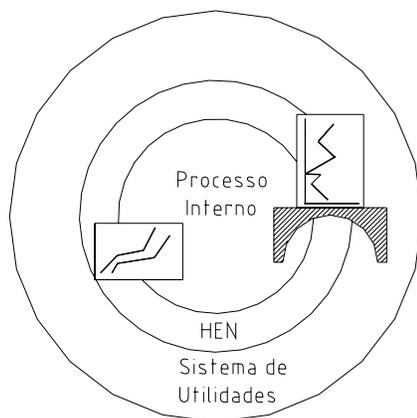


Figura 2.10- Diagrama de “cebola” (Linnhoff e Dhole, 1993)

2.5 Total Site Integration

A análise “*pinch*” como demonstrada anteriormente trabalha com um único processo. Já o “*total site integration*” introduzido por Dhole e Linnhoff em 1992 amplia esta possibilidade, permitindo que vários processos servidos e ligados por um único sistema central de utilidades sejam analisados, obtendo-se metas de consumo para combustível, produção na cogeração, de emissão de poluentes e de resfriamentos, antes mesmo da existência do projeto. Estas metas permitem orientar os projetistas nos mais variados casos, tanto de construção de novas unidades, como em ampliações, reformulações e modificações na indústria (Dhole e Linnhoff, 1992).

O desenvolvimento desta ferramenta têm sido realizado na Universidade de Manchester (*UMIST*), tendo a participação de outros institutos de pesquisas e indústrias de vários países como a França (*Ecole des Mines-ARMINES*), Espanha (*Universitat Politecnica de Catalunya-UPC, Barcelona: Courtaulds España S/A-CE*), Grécia (*Athens: SPEC S/A*), Reino Unido (*Hellenic Aspropyrgos Refinery S/A-HAR, Linnhoff March Ltda-LM, Northwich*), Eslováquia (*Bratislava: Pulp and Paper Research Institute-PPRI*), e Alemanha (*TU Hamburg-Harburg-TUHH*). Desta colaboração foram desenvolvidos diversos procedimentos para o planejamento e estabelecimento de metas, incluindo aspectos como a minimização do consumo de energia e água, custos ambientais e possíveis ações regulatórias, impacto econômico de modificações de processos, construção de softwares e estudos de casos (Klemes *et al*, 1997).

A análise com o “*total site integration*” também é realizada através de curvas, que são os perfis de energia excedente (fonte), e de demanda externa de calor (sumidouro) da planta de acordo com os níveis de temperatura (SSSP: *Site Source-Sink Profiles*). Estes perfis são também combinações das GCCs dos processos envolvidos na indústria. A Figura 2.11 ilustra uma planta com dois processos, a GCC do processo 1 (Figura 2.11-a) e a GCC do processo 2 (Figura 2.11-b), que são combinadas para a construção dos perfis de fonte e de sumidouro da planta completa (SSSP - Figura 2.11-c). Esta combinação (SSSP) permite uma visão global incluindo todos os processos de produção envolvidos, e como este número pode ser grande em determinadas plantas, a construção dos perfis procura simplificar a curva resultante através dos seguintes passos:

- 1- Eliminação das áreas escuras das GCCs, através de linhas verticais;
- 2- Reconstrução das GCCs elevando em $\Delta T_{\min}/2$ as regiões de sumidouro da curva, e abaixando em $\Delta T_{\min}/2$ as regiões de fonte;
- 3- Construção dos SSSP baseados nas GCCs, utilizando as mesmas regras da análise “*pinch*”, de somatória das capacidades térmicas das GCCs envolvidas.

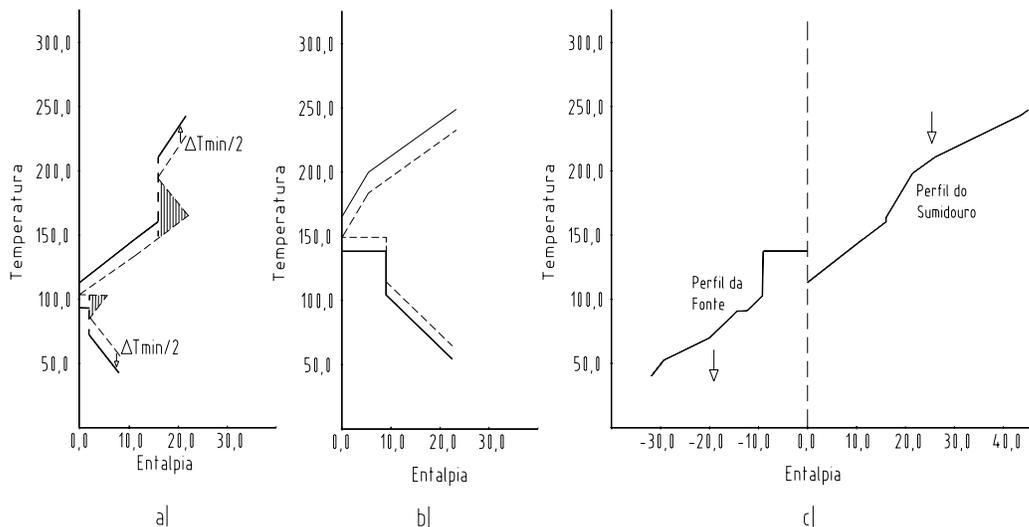


Figura 2.11- a) GCC - Processo 1; b) GCC - Processo 2; c) Perfis fontes e sumidouros

O passo 1, eliminando as áreas escuras das GCCs é realizado com base que antes da integração global da planta, cada processo também está bem integrado, buscando a máxima recuperação de energia interna possível. Esta medida permite que apenas as partes dos processos que realmente precisam de utilidade externas, sejam analisadas globalmente com os demais processos da planta, evitando o aumento excessivo de variáveis desnecessárias para a integração. Já o passo 2, elevando ou abaixando os níveis de temperatura das curvas visam apenas garantir o ΔT_{\min} de transferência de calor. Como na construção de cada GCC as temperaturas já haviam sido anteriormente elevadas ou abaixadas de acordo com o tipo quente ou frio, para a determinação das demandas das utilidades, não há neste caso a preocupação gráfica de manter a distância do ΔT_{\min} , pois os contatos das curvas de utilidades com os perfis globais obtidos já consideram este valor.

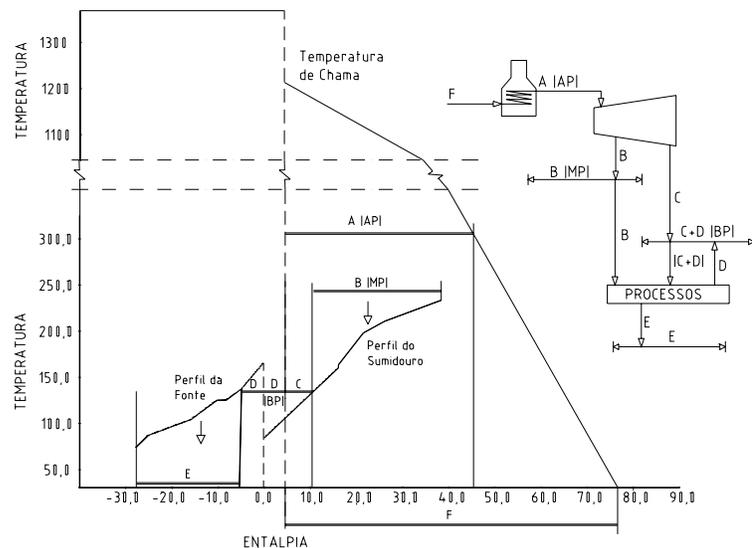


Figura 2.12- Utilização dos perfis para determinação das metas para o consumo de combustível, carga da turbina, emissões e resfriamentos.

Após a construção dos perfis (SSSP) é possível estabelecer as metas do consumo de vapor em vários níveis de temperatura integrado a um sistema de cogeração. No exemplo da Figura 2.12, as demandas de vapor de média pressão (MP) para todos os processos são fornecidas pela turbina através de uma extração intermediária (B), enquanto que para o vapor de baixa pressão (BP), parte é gerado pelo próprio processo (D), e o restante é fornecido pelo escape da turbina

(C). Baseado nas demandas de (B) e (C), e sabendo que a turbina deve atender as mesmas, determina-se através de simulações a geração primária do vapor da caldeira (A) de alta pressão (AP) e a cogeração (W). O valor de (A) também indica a capacidade da caldeira, enquanto o valor de (E), indica a demanda de utilidade fria para os processos. Através da projeção no eixo horizontal, é possível obter a demanda do combustível (F), que permite também estabelecer a meta para as emissões de poluentes, quando se conhece o combustível utilizado.

2.6 Grande Curva Composta Exergética (GCCE)

As maiores críticas à análise “*pinch*” alegam que a mesma é aplicável quando envolve apenas transferência de calor, não permitindo a otimização do sistema em casos envolvendo também a geração de potência. Entretanto, a análise utilizando a grande curva composta exergética (GCCE) oferece justamente a possibilidade de se trabalhar com a energia térmica e mecânica simultaneamente, sendo um avanço para a utilização da análise “*pinch*”.

Embora o método, como explanado anteriormente tenha sido introduzido em 1979, somente a partir de 1989, a GCCE passou a ser utilizada como ferramenta de análise (Linnhoff e Ahmad, 1989), tornando-se ainda mais difundida com a introdução do “*total site integration*”. Na Figura 2.12 foi exemplificado como é possível determinar as metas do sistema de cogeração através de simulações com a turbina. Entretanto, a GCCE também apresentada por Dhole e Linnhoff (1993) para definição destas metas de cogeração é ilustrada na Figura 2.13. Neste gráfico o eixo vertical da temperatura utilizado anteriormente é substituído pelo termo da eficiência de *Carnot* (fator de *Carnot*: $1 - T_0/T$), onde T_0 é a temperatura ambiente de referência, e T são as temperaturas envolvidas nos processos ou turbinas do sistema térmico.

Segundo Kotas (1986), a exergia associada à transferência de calor (Ex^Q) é determinada pelo máximo trabalho que poderia ser obtido usando o ambiente como um reservatório de energia térmica de nível zero. Assim, para uma taxa de transferência de calor (Q) em uma determinada temperatura, a máxima taxa de conversão da energia térmica para a realização de trabalho, seria:

$$Ex^Q = Q (1 - T_0/T) \quad (2.1)$$

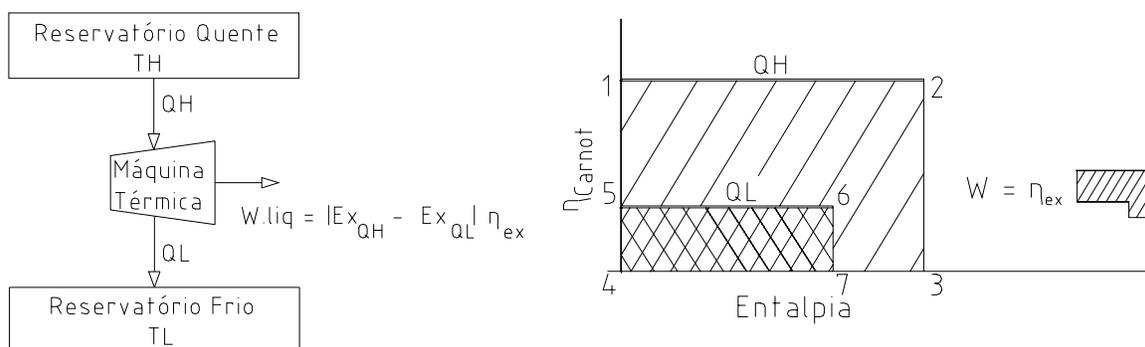


Figura 2.13- η_{Carnot} x Entalpia

Baseado na equação (2.1), a exergia do calor fornecido a turbina (Q_H) é representada pela área 1-2-3-4, enquanto a exergia do calor cedido ao ambiente (Q_L) pela área 4-5-6-7. Assim, o máximo de trabalho que uma máquina térmica pode gerar é a diferença entre estas exergias, limitadas na ilustração pela área 1-2-3-7-6-5. Já o trabalho real, que é a meta da cogeração, é obtido multiplicando esta área pela eficiência da máquina térmica.

Quando se analisa também o processo de produção, os perfis fonte e sumidouro da Figura 2.12 são incluídos no diagrama da Figura 2.13, com o eixo vertical substituído pelo fator de *Carnot*, formando a Figura 2.14. Observa-se que a meta de cogeração pode ser obtida através da sobreposição da curva do vapor de escape sobre a demanda do processo. Nesta ilustração, o vapor de média pressão (MP) e o vapor de baixa pressão (BP) são as utilidades fornecidas ao processo. Para um sistema de cogeração em que todo o vapor utilizado na turbina é também fornecido ao processo, pode-se visualizar o potencial de cogeração representado pela área listrada da figura, sendo que o valor real é obtido multiplicando-se a área listrada pela eficiência exergética da turbina.

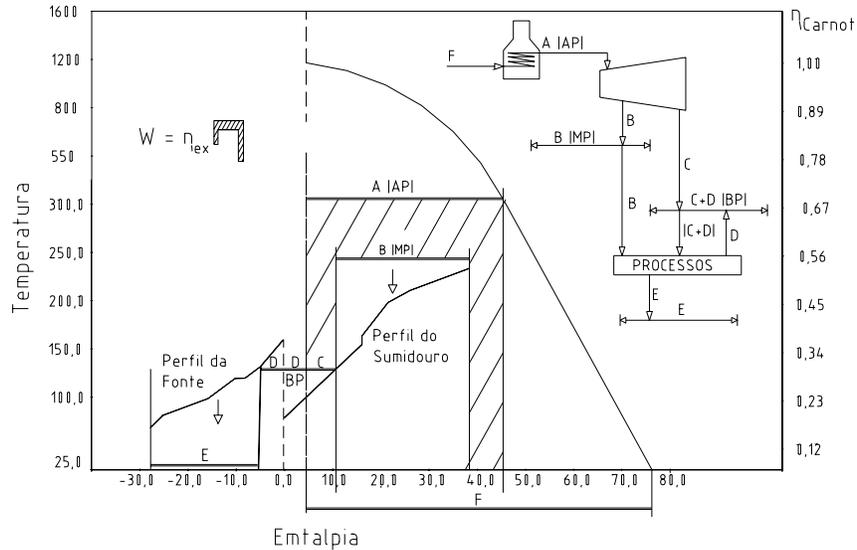


Figura 2.14- η_{Carnot} para SSSP

2.6.1 Ciclo Carnot

A máxima eficiência térmica teórica em qualquer tipo de máquina térmica está relacionada com o ciclo *Carnot*, sendo este, a principal referência de avaliação termodinâmica de um sistema envolvendo o trabalho e calor. Este ciclo pode ser representado de diferentes formas, ilustradas nos livros de termodinâmica, e para uma máquina térmica operando com vapor d'água como fluido de trabalho, as etapas são descritas a seguir:

- Transferência de calor (Q_H) do reservatório quente para o aquecimento do fluido em um gerador de vapor, em processo reversível, ocorrendo em temperatura constante;
- Expansão adiabática e reversível do fluido em uma turbina, produzindo trabalho (W_t), passando da temperatura T_H para T_L ;
- Transferência de calor do fluido (Q_L) para o reservatório frio para o resfriamento em condensador, em processo reversível, ocorrendo em temperatura constante;
- Compressão adiabática reversível do fluido, consumindo trabalho (W_c), passando da temperatura T_L para T_H .

Consideremos uma máquina térmica operando segundo o ciclo de *Carnot*, na qual a temperatura ambiente é de 25° C, o fluxo de massa é de 1 kg/s de vapor, e as propriedades termodinâmicas são as da Tabela 2.3. Destes valores, os consumos e produção de calor e potência podem ser calculados (Tabela 2.4), resultando no trabalho líquido de 337 kW (Tabela 2.5). Observa-se na Tabela 2.5, que além da forma tradicional de determinação do trabalho líquido, pela diferença do calor fornecido e cedido pela máquina térmica, na última linha da tabela o valor é calculado utilizando o fator de *Carnot*, e refere-se justamente a área listrada representada na Figura 2.15, entre o calor fornecido ao ciclo e calor cedido ao ambiente.

Tabela 2.3- Propriedades termodinâmicas do fluido

	1	2	3	4
Temperatura [°C]	215	215	127	127
η_{Carnot}	0,389	0,389	0,2556	0,2556
Entalpia [kJ/kg]	2800	920	2.424	881
Entropia [kJ/kg.°C]	6,323	2,47	6,323	2,47

Tabela 2.4- Consumo e produção do Ciclo de *Carnot*

Q_H [kW]	Q_L [kW]	$W_{turbina}$ [kW]	W_{bomba} [kW]
1.880	1.543	376	39

Tabela 2.5- Consumo e produção do Ciclo de *Carnot*

$W_{líquido}$	[kW]
$Q_H - Q_L$	337
$Q_H \eta_H - Q_L \eta_L$	337

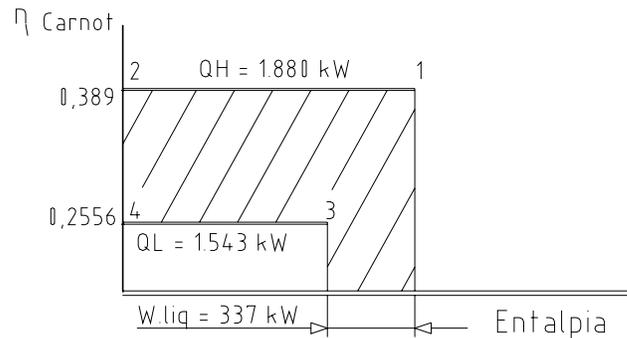


Figura 2.15: Representação gráfica do ciclo Carnot

Quando se analisa apenas o eixo horizontal da Figura 2.15 para ($\eta_{Carnot} = 0$), verifica-se que o balanço de energia do ciclo está representado no mesmo através dos fluxos de calor, o que permite a obtenção do trabalho líquido na máquina térmica. Assim, este gráfico torna possível a realização da análise térmica do ciclo, tanto pela 1ª lei da termodinâmica, obtida considerando os aspectos energéticos (entalpia), como também pela 2ª lei da termodinâmica, incluindo a disponibilidade em relação ao meio ambiente (fator de Carnot). Uma vantagem do mesmo em relação ao simples balanço energético, é que desta forma é possível visualizar que o potencial máximo de geração se refere apenas a área do gráfico ($Q_H \eta_H$), e não a todo o calor fornecido ao ciclo (Q_H), podendo-se verificar também que as irreversibilidades estão associadas não apenas a quantidade de calor rejeitado pelo ciclo (Q_L), mas inclui o nível de temperatura em que isto ocorre, representado pelo fator de Carnot (η_L).

2.6.2 Ciclos Reais

Segundo Dhole e Linnhoff (1993), apenas o conhecimento das temperaturas envolvidas no sistema e as ferramentas propostas são suficientes para obter as metas de cogeração, tornando-se desnecessárias simulações com a turbina. Entretanto, nos exemplos apresentados pelos autores as temperaturas de trabalho utilizadas são sempre constantes, diferenciando de um ciclo real de potência a vapor, em que a temperatura varia durante o fornecimento de calor (ciclo Rankine).

Desta forma, na prática é necessário que as propriedades do ciclo sejam conhecidas para que as metas sejam estabelecidas.

Utilizando-se os dados das Tabelas 2.6 a 2.8 o gráfico do ciclo *Rankine* pode ser representado na Figura 2.16-a, com variação da temperatura na geração do vapor. Entretanto, a construção da curva pode ser facilitada através da temperatura média de fornecimento do calor ao ciclo (T_{Hmed}), que pode ser calculada com os valores de entropia através da equação 2.2, e utilizada na reconstrução da curva, representada através da Figura 2.16-b.

$$\Delta S_{vc} = \int_{vc} (\delta Q/T)_{rev} \quad (2.2)$$

$$T_{Hmed} = q_H / \Delta s_H = 2.484,9 / (6,75 - 1,6068) = 483,1 \text{ K} = 210^\circ \text{ C.}$$

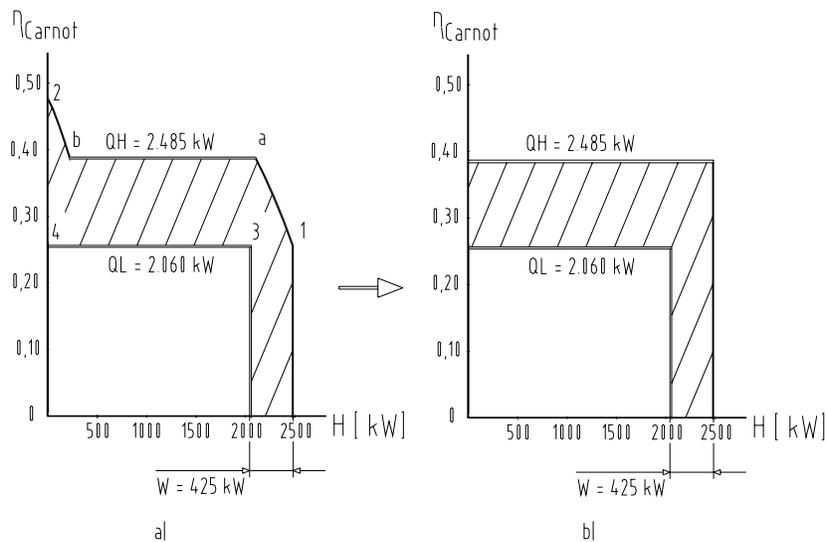


Figura 2.16- Representação gráfica do ciclo *Rankine*:

a) temperaturas reais na caldeira b) temperaturas médias

Tabela 2.6- Propriedades termodinâmicas do fluido do ciclo Rankine

	1	A	b	2	3	4
Pressão [MPa]	2,1	2,1	2,1	2,1	0,25	0,25
Temperatura [°C]	127,56	213,9	213,9	300	127	127
η_{Carnot}	0,256	0,388	0,388	0,480	0,2556	0,2556
Entalpia [kJ/kg]	537,1	915,6	2.800	3.022	2.595	535,2
Entropia [kJ/kg.°C]	1,6068	2,461	6,33	6,75	6,75	1,6068

Tabela 2.7- Consumo e produção do ciclo Rankine

Q_H [kW]	Q_L [kW]	$W_{turbina}$ [kW]	W_{bomba} [kW]
2.484,9	2.059,8	427	1,9

Tabela 2.8- Consumo e produção do ciclo Rankine

$W_{líquido}$	[kW]
$Q_H - Q_L$	425,1
$Q_H \eta_H - Q_L \eta_L$	422,9

As áreas listradas nos dois gráficos da Figura 2.16 são equivalentes, referindo-se ao potencial de cogeração do sistema. Embora, neste exemplo, o fornecimento de calor ao vapor (Q_H), já fosse conhecido através do ciclo com fluxo mássico de 1 kg/s, este valor também poderia ser calculado, conhecendo-se apenas o calor rejeitado (Q_L), as temperaturas envolvidas, e utilizando a equação 2.3 de definição da escala *Kelvin*, em que o fluxo de calor é proporcional a temperatura.

$$Q_H = Q_L \times T_H/T_L \quad (2.3)$$

2.6.3 Cargas e Demandas Térmicas da Caldeira

A estimativa de fornecimento de calor, ou carga térmica útil da geração de vapor (Q_H), torna possível através da equação 2.4, o cálculo de demanda total de energia da caldeira (Q_T) quando a eficiência térmica (η_{cald}) da mesma é conhecida. Este valor permite também a determinação do consumo do combustível através da equação 2.5 e da utilização do seu poder calorífico inferior (PCI). Embora estes cálculos sejam aproximados, desconsiderando a energia associada aos fluxos de combustível e do ar de combustão, os mesmos são satisfatórios para a maioria das situações.

$$\eta_{cald} = Q_H / Q_T \quad (2.4)$$

$$Q_T = m_{comb} \text{ PCI} \quad (2.5)$$

Para traçar a curva de queima do gás da caldeira, além da demanda total de energia da caldeira, delineada no eixo horizontal do gráfico, a temperatura adiabática de chama do gás ($T_{adiabática}$) deve ser estimada através da equação 2.6 com base na demanda total de energia da caldeira (Q_T), temperatura ambiente de referência (T_0), e utilizando um valor médio do seu calor específico ($c_{gás}$). Como em condições de funcionamento real, há perdas de calor por radiação com a água, e também perdas através das paredes, cinza, etc, na prática a energia disponível na fornalha (Q_d) é menor do que a demanda total de energia da caldeira (Q_T), diminuindo a temperatura de chama calculada na equação 2.7. Como o cálculo do calor trocado por radiação é bastante complexo, e as perdas pela parede e cinzas também são muitas vezes imprecisas, Bazzo (1992) utiliza índices associados às mesmas para a correção da energia disponível na fornalha, simplificando a obtenção dos valores desejados, que ainda são razoáveis para as aplicações que não exigem muita precisão. Estes índices são utilizados no trabalho através da equação 2.8.

$$T_{adiabática} = T_0 + Q_T / (m_{gás} \times c_{gás}) \quad (2.6)$$

$$T_{adiabática} = T_0 + Q_d / (m_{gás} \times c_{gás}) \quad (2.7)$$

$$Q_d = Q_T p_r p_p \quad (2.8)$$

Sendo:

p_r : Índice de perda de calor por radiação (0,98)

p_p : Índice de perdas na parede, cinzas, etc (0,98)

O calor específico do gás de combustão das equações 2.5 e 2.6 é calculado através por meio da equação 2.9, contendo a somatória do calor específico (c_i) de cada elemento da combustão multiplicada por sua respectiva fração mássica (x_i). Entretanto, como o calor específico depende da temperatura de combustão, e esta não é conhecida, os cálculos não são realizados diretamente, devendo-se fazer iterações para a obtenção dos mesmos, através da admissão de um valor inicial para o calor específico.

$$c_{gás} = \sum (x_i c_i) \quad (2.9)$$

As frações mássicas dos componentes do gás de combustão podem ser determinadas através de cálculos estequiométricos da reação de combustão do combustível, com seu respectivo índice de excesso de ar. Já os valores individuais para os calores específicos dos elementos da combustão podem ser obtidos através de tabelas, ou equações para determinadas faixas de temperaturas, e são encontradas nas literaturas sobre combustão ou reações químicas, devendo-se tomar os devidos cuidados para que os valores utilizados tenham sempre uma mesma temperatura de referência.

2.7 Construção da GCCE

A construção da GCCE pode ser realizada seguindo as explicações descritas anteriormente, as quais podem ser resumidas nos seguintes passos:

- 1º passo : Construções das CCs e GCC dos processos envolvidos;
- 2º passo : Construção dos perfis térmicos da planta (SSSP);
- 3º passo : Determinação das metas de consumo térmico através dos perfis;
- 4º passo : Delineamento das curvas de utilidades quentes e frias na GCCE;
- 5º passo : Determinação da temperatura média de fornecimento do vapor de alta pressão;
- 6º passo : Cálculo da carga térmica da caldeira;
- 7º passo : Delineamento das curvas de utilidades quentes e frias na GCCE;
- 8º passo : Cálculo da demanda de energia do combustível;
- 9º passo : Estimativa da temperatura adiabática de chama dos gases de queima;
- 10º passo : Delineamento da curva do gás de queima;
- 11º passo : Determinação das exergias dos fluxos através das áreas sob cada curva;
- 12º passo : Cálculo do potencial máximo de geração através das diferenças exergéticas;

Embora os exemplos citados neste trabalho sejam referentes apenas a ciclos operando com turbinas a vapor, a GCCE pode ser utilizada também em ciclos de turbinas a gás ou combinados. A vantagem deste tipo de análise é que é possível visualizar em um único gráfico não apenas a integração térmica do processo, mas também o sistema de potência, e isto de forma integrada sendo, portanto, recomendada para avaliação de sistemas de cogeração.

Capítulo 3

Tecnologias de Geração de Potência

Como mencionado anteriormente no capítulo 1, além da queima do bagaço diretamente em caldeiras para a geração de vapor, outra possibilidade que têm sido largamente estudada é a gaseificação da biomassa para a utilização em turbinas a gás. Tanto os ciclos a vapor, como os ciclos de turbinas a gás, ou a mesmo a combinação destes ciclos, possuem diversos arranjos e tecnologias disponíveis. Neste capítulo é feita uma breve revisão dos mesmos.

3.1 Ciclos de Turbinas a Vapor

Embora as pesquisas de geração de eletricidade com a utilização de turbinas a gás baseadas na gaseificação da biomassa estejam avançando e demonstrem maior potencial, as únicas tecnologias comerciais utilizadas para a geração de energia elétrica através do bagaço da cana, ainda são baseadas nas turbinas a vapor. Segundo *Bowell (1996)*, as turbinas a vapor podem ser classificadas da seguinte forma:

- **Contra-pressão:** O vapor expandido na turbina sai acima da pressão atmosférica e é utilizado no processo;
- **Condensação:** O vapor sai abaixo da pressão atmosférica e condensa em equipamentos a vácuo;
- **Extração (*pass out*):** Parte do vapor deixa a turbina entre a entrada e a saída, onde um conjunto de válvulas regula o fluxo para a seção de exaustão, mantendo a extração na

pressão requerida pelo processo. Pode ser configurada tanto em turbinas de contra-pressão ou de condensação;

- Pressão mista (*pass in*): Além do vapor de alta pressão, utiliza vapor de menor pressão entrando na parte baixa da turbina. Usada com caldeiras de dupla pressão, ou plantas combinadas com turbinas a gás ou motores a diesel.

Em usinas de cana de açúcar, o tipo de turbina universalmente mais utilizado é o de contra-pressão, onde o vapor de alta pressão se expande e sai com pressão entre 0,2 e 0,3 MPa (abs.) para ser utilizado no processo. Entretanto, mesmo para os ciclos a vapor, este esquema está longe de apresentar a melhor performance na geração de potência excedente, havendo outras alternativas com maiores potenciais. Bowel (1996) sugere alguns esquemas de cogeração com turbinas a vapor que visam maximizar a geração de potência, apresentando vantagens e desvantagens para os mesmos.

3.1.1 Utilização de Turbinas de Contra Pressão com Condensação Atmosférica

Neste esquema, a máxima quantidade de vapor pode ser produzida do bagaço disponível, para utilização nas turbinas de contra-pressão até o nível de pressão requerido pelo processo. O excedente de vapor é descarregado através de uma válvula redutora para o condensador atmosférico (Figura 3.1).

Vantagens:

- Baixo custo;
- Familiaridade dos operadores com os equipamentos;
- Aproveita todo o vapor disponível para a geração de potência;
- Mesmo se o vapor excedente for insuficiente para o condensador, o sistema ainda vai funcionar.

Desvantagem:

- Energia entre a pressão do processo e a do condensador atmosférico é perdida, e não é convertida em eletricidade.

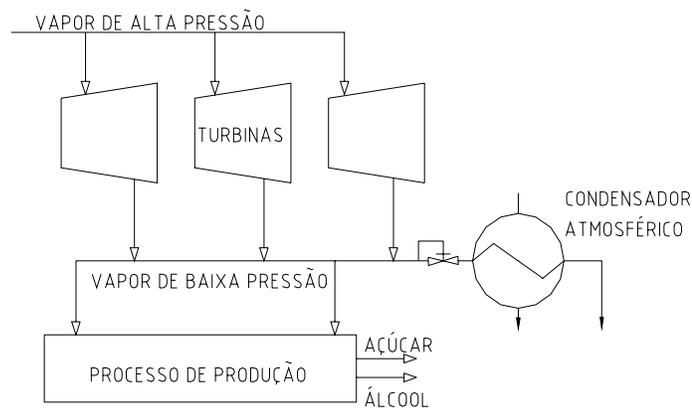


Figura 3.1- Ciclo com turbinas de contra-pressão e utilização de condensador atmosférico

3.1.2 Conjunto com Turbinas de Contra Pressão e de Condensação

Neste caso, as turbinas de contra-pressão fornecem o vapor para o processo, enquanto o excedente de vapor é utilizado em turbinas de condensação. Sistemas eletrônicos garantem o controle de passagem de vapor com prioridade para o processo (Figura 3.2).

Vantagem:

- Aproveita melhor o vapor disponível para geração de eletricidade.

Desvantagem:

- Alto custo devido ao maior número de estágios e tamanho das pás da turbina de condensação;
- Condensadores a vácuo requerem bombas, tubos e torres de resfriamento maiores do que os condensadores atmosféricos;

- Pouca flexibilidade para colocação ou retirada de operação da turbina de condensação, devido às perdas de aproximadamente 15% do fluxo durante 30-40 minutos para acionar a máquina fria (15-20 minutos para máquinas mornas).

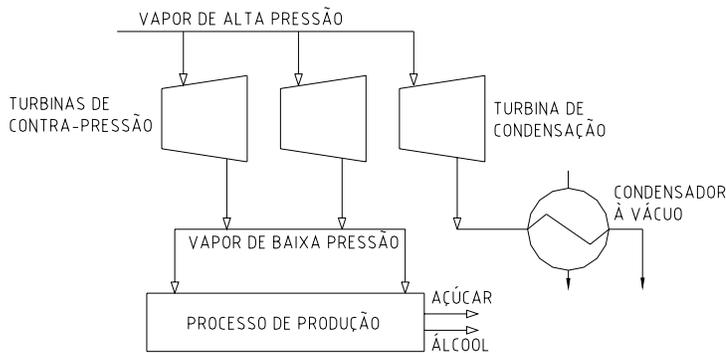


Figura 3.2- Ciclo com utilização de turbinas de contra-pressão e condensação

3.1.3 Extração-Condensação (CEST: *Condensing-Extraction Steam Turbine*)

Ao invés da combinação de turbinas de contra-pressão e condensação, este sistema utiliza uma única turbina, na qual pode ocorrer a extração para o vapor de processo de acordo com a demanda e o excedente é utilizado até a condensação (Figura 3.3-A). Segundo Srivastava (1997), para a configuração dos turbo-geradores não se deve utilizar a combinação da contra-pressão com turbina de condensação, pois o custo é maior do que na turbina de extração-condensação (CEST).

Vantagem:

- Aproveita melhor o vapor disponível para geração de eletricidade com mais flexibilidade de operação.

Desvantagem:

- A pressão do vapor de extração requerido no processo de produção de açúcar e álcool está muito abaixo (0,2-0,3 MPa) do que o usual em outros tipos de indústrias (0,8-2,0 MPa). Por esta razão, o padrão da maioria das turbinas é para situações em que o fluxo volumétrico é consideravelmente maior na condensação de exaustão final da turbina, do que na extração. Assim, segundo Bowel (1996) em caso de adaptação das mesmas para o processo de açúcar e álcool, podem ser necessárias turbinas muito grandes, com custos mais elevados.

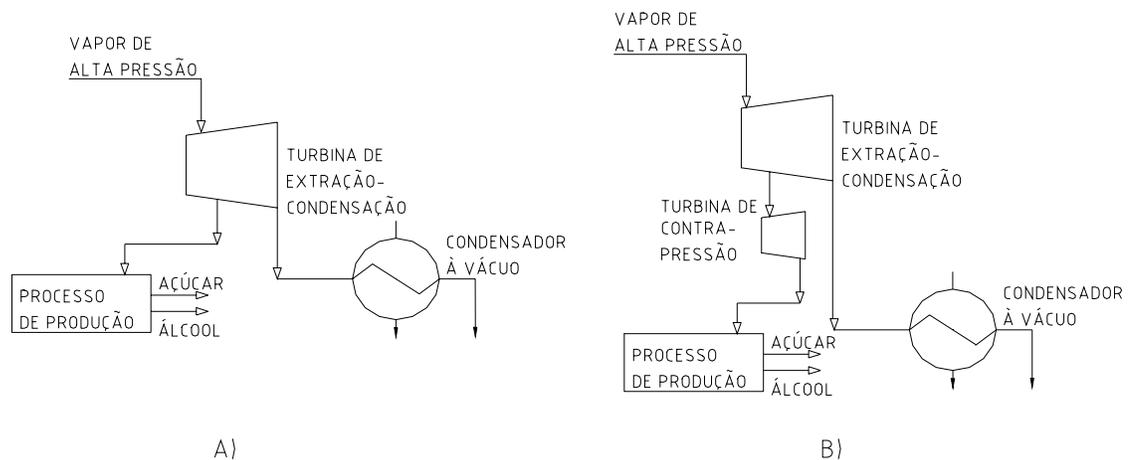


Figura 3.3- Ciclo com utilização de turbinas de extração-condensação (CEST)

Uma opção também utilizada para este tipo de equipamento é a combinação da turbina de extração-condensação com turbinas de contra-pressão (Figura 3.3-B). Ao invés da extração ocorrer diretamente para o processo, ela é realizada em pressões mais elevadas (~2,0 MPa) para alimentar as turbinas de contra-pressão, que por sua vez fornecem o vapor para o processo através do escape da turbina. Isto pode ser também uma opção em caso de aproveitamento de turbinas de contra-pressão existentes.

3.1.4 Geração de Vapor

A utilização do bagaço para geração de vapor em usinas de açúcar ocorre desde o século XIX. Primeiramente, apenas para o processo, o vapor substituiu o fogo que era utilizado diretamente para a concentração do caldo. Depois, passou a ser utilizado também para geração de trabalho mecânico em motores a vapor, que foram abandonados posteriormente, sendo substituídos por turbinas a vapor. Embora haja várias referências de pequenas unidades de geração elétrica, a queima do bagaço com esta finalidade passou a ser significativa apenas no início do século XX (Kinoshita, 1991).

Os sistemas de geração de vapor com dupla utilização, como fonte de calor e para a produção de potência, têm sido aprimorados aumentando a capacidade de geração, os níveis de pressão, de temperatura e de eficiência. Em usinas brasileiras, a geração de vapor ocorre normalmente entre pressões de 1,8 e 2,1 MPa e entre temperaturas de 280 e 310° C, para ser utilizada nas turbinas de contra-pressão. Nesta configuração, embora haja possibilidades de pequeno excedente de energia para a venda, a produção média de potência é praticamente o mesmo consumo da usina. No caso em que se deseja maximizar a geração de potência é essencial que ocorra aumento de pressão e temperatura. Alguns valores sugeridos estão na faixa de 3,2 MPa e 360° C, 6,0 MPa e 450° C, 8,0 MPa e 470° C, ou 10,5 MPa e 525° C (Walter, 1994). Para estes níveis de pressão, a geração de potência utilizando sistemas CEST pode aumentar para valores entre 70 e 120 kWh/tc, disponibilizando um excedente de 50-100 kWh/tc para a venda (Ogden *et al*, 1990).

Segundo Dixon (1999), a combustão e a geração de vapor são os processos que requerem os maiores investimentos em uma usina de açúcar e, tradicionalmente, o aumento da capacidade tem sido realizada pela instalação de novas caldeiras que, entretanto, impõem um grande e desproporcional gasto econômico nas usinas. Por esta razão, muitas pesquisas estão dirigidas para o desenvolvimento dos componentes da caldeira, procurando maximizar a queima do bagaço, melhorar a utilização do calor radiante no equipamento e aumentar a geração através de novas tecnologias para os queimadores.

Em ciclos a vapor, o bagaço é queimado in natura na caldeira, após o processo de extração do caldo, quando possui em média 50% de umidade. Conforme este teor de umidade decresce, aumenta o poder calorífico do bagaço, permitindo maior capacidade na geração de vapor. Isto pode ser feito com a utilização de secadores para o bagaço, aproveitando o calor rejeitado pelo gás da chaminé, que se encontra em níveis de temperatura em que isto é possível. Esta medida, entretanto, deve ser feita observando a relação custo-benefício, comparando também a utilização do pré-aquecedor do ar de combustão, economizador para a água de alimentação, ou sistemas integrados contendo a utilização simultânea destes dispositivos da caldeira. De forma geral, a secagem do bagaço traz um maior rendimento energético do que o pré-aquecimento do ar, mas os custos são mais elevados. Por esta razão, as análises dos projetos devem ser de forma integrada, incluindo tanto os aspectos energéticos, como os econômicos.

3.2 Ciclos de Potência com Gaseificação do Bagaço e Utilização de Turbinas a Gás

Conforme mencionado anteriormente, o ciclo de turbina a gás apresenta o maior potencial de geração de energia elétrica, e com a utilização desta tecnologia, as usinas brasileiras têm condições de produzir entre 2-4 GW, se forem oferecidos incentivos financeiros e ambientais (Walter e Overend, 1999). Neste caso, ao invés de queimar o bagaço diretamente na caldeira para a geração de vapor, o bagaço é gaseificado (combustível sólido é oxidado parcialmente para formar um combustível gasoso) e queimado em turbinas a gás (BIG-GT: *Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine*). Os ciclos podem ser com injeção de vapor (BIG-STIG: *Steam Injected Gas Turbine*) ou combinados (BIG-CC: *Combined Cycle*), e têm sido estudadas a partir do final dos anos 80 (Ogden *et al*, 1990, Larson *et al*, 1990).

3.2.1 Ciclos BIG-CC (*Biomass Integrated Gasifier/Combined Cycle*)

Um esquema do ciclo BIG-CC pode ser observado na Figura 3.4. Primeiramente, o bagaço é gaseificado utilizando vapor e ar comprimido, passando a seguir para a remoção de partículas, no controle primário em um limpador de gases (ciclone), e posteriormente por outro controle mais refinado, como um filtro de gás, antes de ser queimado em uma câmara de combustão juntamente com o ar proveniente do compressor. Finalmente, o gás quente resultante da

combustão é expandido na turbina a gás produzindo potência. O gás de saída da turbina é aproveitado em uma caldeira de recuperação para a geração do vapor, que pode ser utilizado no gaseificador, e nas turbinas a vapor (ciclo *bottoming*), aumentando a geração de potência, e por sua vez fornecendo o escape como fonte de calor para o processo.

Segundo Hobson *et al* (1999) do *Sugar Research Institute* na Austrália, esta é a opção mais promissora para o aumento de eficiência na geração de potência na indústria de açúcar. Enquanto o potencial máximo para os ciclos a vapor está estimado em 120kWh/tc, a utilização deste tipo de tecnologia permite a geração em torno de 220 kWh/tc.

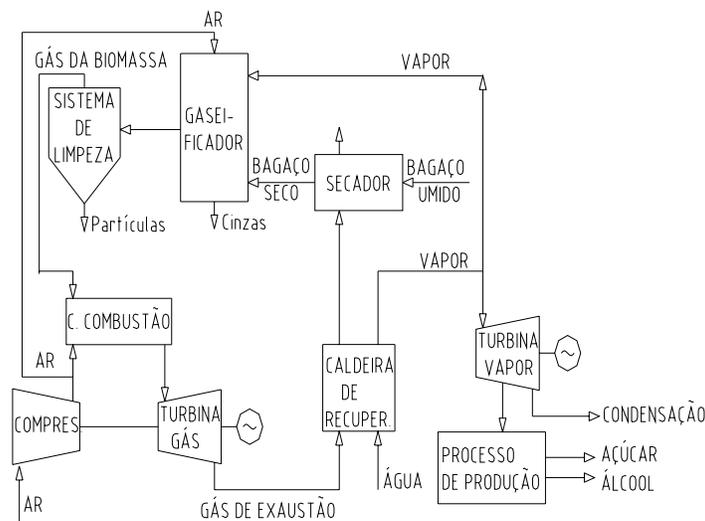


Figura 3.4- Ciclo de potência BIG-CC

Fonte: Adaptado de Ogden *et al* (1990) e Ishimura *et al* (1999)

3.2.2 Ciclos BIG-STIG (*Biomass Integrated Gasifier/Steam Injected Gas Turbine*)

No esquema do BIG-STIG, o vapor gerado na caldeira de recuperação vai para o gaseificador, para o processo, e é também injetado na câmara de combustão da turbina a gás. Neste caso, é possível a utilização do vapor como no esquema anterior em que o vapor passa por um ciclo *bottoming* antes de ser utilizado no processo (ciclo combinado), ou então, conforme ilustra a Figura 3.5, o vapor pode ser utilizado diretamente no processo sem passar pelas turbinas.

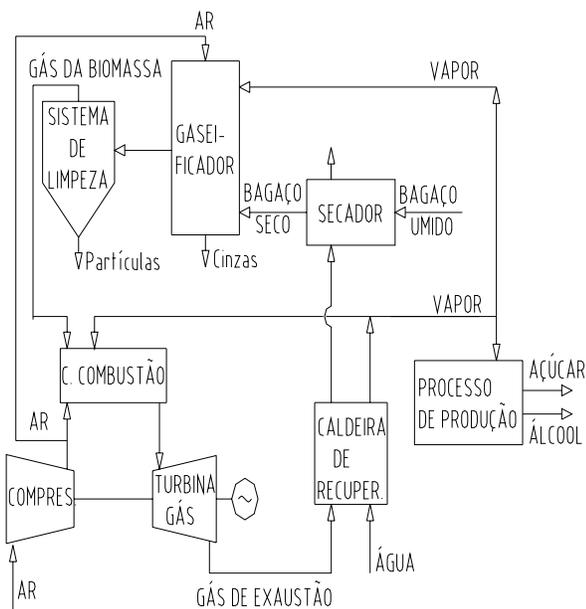


Figura 3.5- Ciclo de potência BIG-STIG (Fonte: adaptado de Ogden *et al*, 1990)

3.2.3 Dificuldades Tecnológicas

Os principais problemas mencionados pelos autores para este ciclo são tecnológicos, devido a indisponibilidade comercial dos gaseificadores, a dificuldade de alimentação do bagaço no equipamento, e problemas com a limpeza dos gases quentes antes da entrada na câmara de combustão da turbina. Como o bagaço possui muitos resíduos alcalinos, esta etapa é indispensável para a manutenção da câmara de combustão e da turbina a gás. Além disso, neste tipo de turbina o consumo de vapor de processo também deve estar em níveis bem baixos, como será mostrado no capítulo posterior.

Para a limpeza dos gases, além dos ciclones (Figura 3.4 e 3.5) que eliminam os resíduos maiores, na maioria dos ciclos propostos têm sido utilizado filtros cerâmicos para gases os quentes. Este recurso ajuda a eliminar resíduos menores e podem trabalhar com temperaturas superiores a 1000° C, como é o caso da gaseificação pressurizada (Turn, 1999). Para a eliminação de agentes alcalinos resultantes da gaseificação da biomassa são utilizados sistemas resfriadores de gás, que condensam e removem os mesmos antes da entrada nas turbinas. Souza-Santos

(1999) patenteou um sistema em que os gases gerados nos gaseificadores não são diretamente utilizados na câmara de combustão, mas fazem um aquecimento indireto do ar através de leito fluidizado (suspensão de alumina na corrente de gás/ar), permitindo que os gases da turbina tenham uma quantidade muito menor de resíduos ou substâncias alcalinas. Este sistema, denominado pelo autor de ABIG/GT (*Atmospheric Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine*), trabalha com a gaseificação em pressão atmosférica, diminuindo também outra dificuldade para estes sistemas, que normalmente precisam fazer a alimentação do bagaço de forma pressurizada. No último caso são utilizados dispositivos que operam de forma descontínua, com sistemas de aberturas e fechamentos na alimentação do bagaço, e que auxiliam a vencer os problemas de gradiente de pressão.

Capítulo 4

Tecnologia de Processo

O consumo de vapor de processo na usina é um fator de grande influência na geração de potência, tanto para ciclos a vapor como em ciclos utilizando a tecnologia de gaseificação e turbinas a gás. Para os ciclos a vapor, como o processo normalmente utiliza o vapor na faixa de pressão de 0,25 MPa (abs.), este vapor não pode ser expandido para pressões inferiores. Isto diminui o potencial de geração em turbinas de condensação ou em CEST, que aproveita melhor a exergia e produz mais trabalho. Para o caso de ciclos BIG-GT, este é um fator determinante para a viabilidade deste tipo de projeto. Segundo Hobson *et al* (1999) o consumo mínimo no ciclo BIG-CC deveria ser de 350 kg/tc, enquanto Ogden (1990) avalia que para o BIG-STIG o consumo deveria estar situado entre 270 e 300 kg/tc.

Ogden *et al* (1990) apresenta um gráfico com o potencial de geração de eletricidade em função do consumo de vapor de processo (Figura 4.1). Observa-se nesta figura, que tanto para os ciclos envolvendo tecnologias de turbinas a gás, como para turbinas de extração-condensação, o menor consumo de vapor de processo permite uma maior capacidade de geração de potência. Coelho (1992), considera que os investimentos na redução do consumo de vapor são uma variável importante no planejamento da usina, enquanto Bowell (1996), ressalta que é essencial a implementação de medidas de economia de energia, como eliminação de vazamentos de água, vapor e condensados e a redução do consumo de eletricidade ao mínimo. Já para Srivastava (1997), as medidas de conservação de energia não são compulsórias, mas aumentam a viabilidade das plantas de cogeração, pois após a determinação do consumo e do investimento em algum tipo de turbina, esta configuração não poderá ser alterada facilmente.

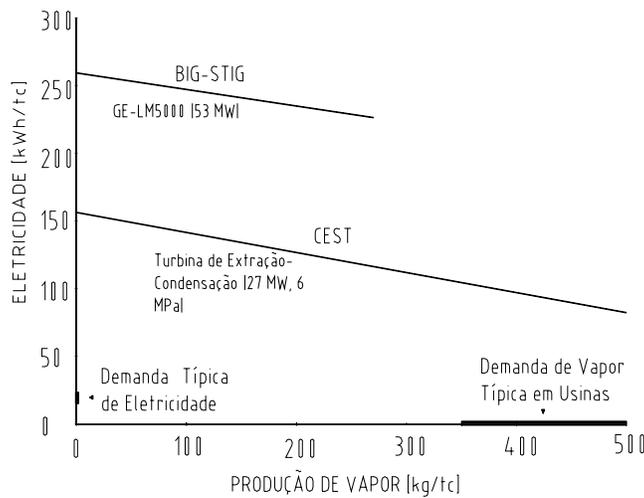


Figura 4.1- Potencial de produção de eletricidade e vapor em sistema de cogeração com bagaço (Ogden, 1990)

Para uma eficiente integração do processo de produção, algumas operações do processo que são mais significativas em termos de consumo energético global na planta são apresentadas nas seções seguintes, descrevendo-se possíveis medidas a serem adotadas para a redução do consumo de vapor.

4.1 Adição de Água (Embebição) durante a Extração do Caldo

A extração do caldo da cana pode ser realizada basicamente de 2 maneiras, através das moendas ou dos difusores. Embora a mais tradicional e utilizada forma seja a moagem, em determinadas regiões a difusão também é bastante utilizada, como é o caso da África. Alguns processos alternativos têm sido desenvolvidos, buscando sempre melhores índices de extração, com menores consumos globais para o processo, seja de energia térmica, potência mecânica ou de água.

De forma geral, quanto maior o teor de fibra da cana, maior deve ser o teor de adição da água (embebição) durante a extração do caldo. A maior taxa de embebição permite uma melhor extração da sacarose. Na questão de capacidade dos equipamentos e consumo energético, quanto maior a quantidade de água adicionada, necessita-se de uma maior capacidade de tratamento e

mais reagentes. Na evaporação e destilação, todo volume de água adicionada deverá ser removido posteriormente, e exigirá maior consumo de vapor de aquecimento (IPT, 1990).

4.1.1 Moagem

No Brasil, a forma mais utilizada para a extração do caldo da cana se dá através das moendas, que são unidades constituídas por ternos. Os ternos são conjuntos constituídos por 3 rolos formando um triângulo (rolo de entrada, de saída e superior), que esmagam a cana que passa a uma determinada velocidade e deslocam o caldo contido na mesma. Atualmente um quarto rolo (de pressão) tem sido bastante utilizado para auxiliar a alimentação do terno. A fim de obter a maior extração possível de caldo, a cana passa sucessivamente por vários ternos na moenda (4 a 7), mas como já no primeiro terno a quantidade de caldo, que era de 7 partes para cada 1 de fibra, cai para uma relação de 2 a 2,5, o processo de embebição é utilizado, diluindo o caldo residual e aumentando a extração de sacarose para o próximo terno. Isto permite a extração de 92 a 96 % da sacarose para a produção de açúcar e álcool e bagaço com umidade final de aproximadamente 50%. A embebição pode ser simples, composta ou com recirculação, aumentando a eficiência e a complexidade da primeira para a terceira. A mais utilizada é a embebição composta (Figura 4.2), em que a água é adicionada apenas nos dois últimos ternos, enquanto o caldo extraído nos mesmos alimenta o terno anterior aos mesmos. O caldo deste terno é utilizado no outro anterior a ele e assim sucessivamente, sendo que normalmente, o caldo proveniente dos 2 primeiros ternos é utilizado para a fabricação do açúcar e do álcool (IPT,1990).

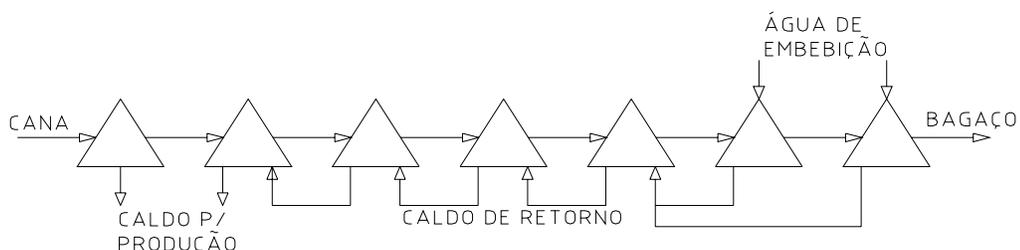


Figura 4.2- Sistema de moagem com embebição composta.

4.1.2 Difusores

A difusão é definida como o fenômeno pelo qual duas soluções de diferentes concentrações, separadas por uma membrana permeável ou porosa, depois de algum tempo se misturam e adquirem a mesma concentração. As células da cana posta em contato com a água funcionam como paredes semi-permeáveis e a sacarose, nelas contida, é extraída por um processo que consiste basicamente, no escoamento de um fluido (água e caldo diluído) através de um leito poroso de cana desfibrada (IPT, 1990).

Vários fatores influenciam esses mecanismos e devem ser controlados durante o processo, entre eles a temperatura de extração, que deve ser alta para reduzir a viscosidade e aumentar a extração, mas não pode permitir a desnaturação térmica, que reduziria a extração, recomendando-se uma média de 75° C para uma boa operação. Outro fator é o tempo de retenção que a fibra permanece no difusor, que também deve ser alto para uma maior extração, mas não muito excessivo para não causar alteração da cor do caldo, o que prejudicaria a fabricação do açúcar. O tempo normalmente empregado para a retenção da cana é em torno de 50 min.

Segundo Walsh (2001), o problema dos difusores para a cana decorre que os sistemas atualmente em uso foram desenvolvidos baseados nos difusores para a extração da beterraba, e não sob considerações científicas. Com a tendência do aumento da capacidade das usinas, é possível que os mesmos se tornem “monstros” mecânicos, já que sistemas existentes hoje possuem aproximadamente 600 toneladas (capacidade da usina de 10.000 ton/dia).

Uma alternativa de extração tem sido desenvolvida pela *Rivière* (Ilha de Reunião) com a COPERSUCAR (Brasil) (Walsh, 2001), patenteando um processo para extração do caldo de cana em temperatura ambiente, em um processo de difusão. Neste caso, antes do esmagamento da cana em cada estágio, todo o ar é removido do leito da mesma, através da adição de caldo retirado no mesmo efeito (recirculação), sendo que a embebição do caldo é realizada com o caldo do efeito subsequente, como no caso da moagem com embebição composta. A vantagem deste sistema, é que enquanto num sistema tradicional o caldo retido no bagaço após a moagem sai com o *brix* (concentração de sólidos no caldo) muito maior do que o do caldo extraído (5-7 pontos

percentuais) no mesmo estágio, neste sistema proposto, o *brix* do caldo retido sai com concentração menor do que o caldo extraído (pelo menos 2 pontos). Com este artifício é possível a extração de até 98 % da sacarose da cana, com uma taxa de embebição de 200% de água sobre a fibra em apenas 3 estágios. Desta forma, segundo estimativas realizadas por Walsh (2001) os custos do sistema diminuem consideravelmente.

Para a cogeração, a importância é que a redução dos números de estágios proporciona uma economia de potência de acionamento do equipamento. Além disso, a redução da água de embebição reduz a carga térmica do sistema de evaporação, permitindo também um aumento na geração de potência elétrica. Embora o sistema ainda esteja em fase de desenvolvimento e os resultados ainda sejam experimentais e não estejam alcançando os valores desejados, algumas plantas estão desenvolvendo o sistema.

4.2 Integração Térmica da Destilação

A destilação é uma operação unitária que visa separar os diferentes componentes de uma mistura líquida, considerando as diferenças de volatilidade dos mesmos. Através do fornecimento de calor, ocorre a ebulição da mistura, na qual o vapor produzido é mais rico em componentes mais voláteis, enquanto o líquido remanescente possui uma composição diferente, com componentes menos voláteis. Utilizando a condensação do vapor produzido, pode-se repetir esta operação várias vezes, até a obtenção do produto na pureza desejada.

Um esquema típico de uma coluna de destilação de álcool pode ser visto na Figura 4.3, onde o vinho obtido na fermentação é pré-aquecido antes de entrar na parte superior da coluna (vaso cilíndrico, possuindo uma série de pratos ou bandejas, perfuradas, valvuladas ou com borbulhadores). Para a separação dos componentes, estes dispositivos recebem o calor fornecido diretamente na base da coluna, ou indiretamente através do refulvador. O vapor em ascensão troca calor e massa com o líquido descendente, de modo a se enriquecer no componente mais volátil, enquanto o líquido vai se esgotando, isto é, tornando-se mais rico em produtos menos voláteis. Os componentes com maior volatilidade são concentrados e retirados lateralmente, ou retirados do topo, sendo condensados em dois condensadores, onde uma fração deste líquido (90

a 95%) retorna ao topo como refluxo, e o restante é retirado como álcool. O objetivo do refluxo é garantir uma corrente líquida nos pratos localizados acima da alimentação. A composição inicial do vinho possui água (89 a 93 %), teor de álcool com 7 a 10° GL (% em volume) e outros componentes, que estão em quantidades bem menores. A coluna tem por finalidade esgotar a maior quantidade possível de álcool do seu produto de fundo (vinhaça ou flegmaça), para valores abaixo de 0,03° GL. Os produtos finais dependem das colunas, e podem ser álcool de 2ª com aproximadamente 92° GL, álcool hidratado com 96° GL e o álcool anidro com 99,7° GL. A proporção aproximada de vinhaça produzida é de 13 litros para cada litro de álcool produzido.

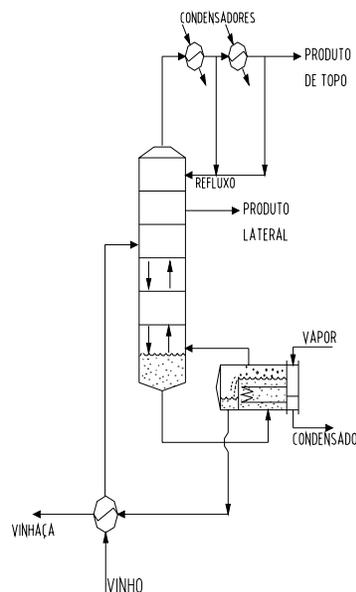


Figura 4.3- Esquema de uma coluna de destilação típica

A destilação é um setor de produção da usina que demanda grande quantidade de vapor. Dependendo do investimento, algumas melhorias podem diminuir este consumo, tais como a redução de refluxo de operação das colunas de destilação, utilização de termo-compressão do vapor dos condensadores, utilização de bomba de calor (Ficarella e Laforgia, 1999), filtro molecular, destilação em cascata e integração térmica entre as correntes. Para o caso específico da obtenção do álcool anidro, diversos trabalhos tem sido desenvolvidos para a redução do

consumo de energia (Batista e Meireles, 1997, Meireles *et al*, 1992, Zemp *et al*, 1997, Maia, 2001, Faria, 2003).

Para a integração térmica, nota-se que a coluna da figura possui 2 correntes (vinhaça e o álcool de condensação) com grande carga térmica para o resfriamento. Embora seja usual que o álcool de condensação e a vinhaça forneçam calor para o pré-aquecimento do vinho, percebe-se que ainda possuem disponibilidade de energia térmica em temperaturas consideráveis (condensação do álcool $\sim 79^{\circ}$ C). Normalmente a integração térmica da destilação ocorre entre as próprias correntes internas do processo, entretanto quando é possível que a integração térmica das correntes de destilação ocorra também com o restante da de produção, o consumo pode diminuir, aumentando a energia disponível para a venda.

4.3 Evaporação

Higa e Bannwart (1999) demonstraram que é possível uma redução significativa do consumo na produção, fazendo simulações em alguns tipos de arranjos mais tradicionais de Evaporador de Múltiplos Efeitos (EME) em usinas brasileiras. O EME é um equipamento bastante versátil, possibilitando várias modelagens, simulações e otimizações, havendo por esta razão trabalhos específicos a respeito do assunto (Westphalen, 1999). Nas próximas seções são apresentados os possíveis arranjos do EME, algumas tecnologias disponíveis, além de formas de integração térmica com o restante do processo e os seus impactos na cogeração. Os balanços de massa e energia na modelagem utilizada no equipamento, sistemas de equações e as equações para estimativas das áreas do EME, são apresentados no Apêndice B.

4.3.1 Evaporador em Múltiplos Efeitos (EME)

Na produção de açúcar, a evaporação tem como objetivo aumentar a concentração do caldo de cana, através da eliminação da água, formando o xarope para o cozimento. A fonte de calor é sempre indireta, não havendo contato direto entre o fluido de aquecimento e o caldo em concentração, sendo que o meio de aquecimento mais utilizado é o vapor proveniente do escape de turbinas (VE).

A grande vantagem do EME é que o equipamento é dividido em vários corpos denominados estágios ou efeitos que podem utilizar o próprio vapor vegetal (VV) formado no mesmo, como meio de aquecimento em outros efeitos. São vários os tipos de alimentação possíveis para o uso de EME, conforme ilustra a Figura 4.4.

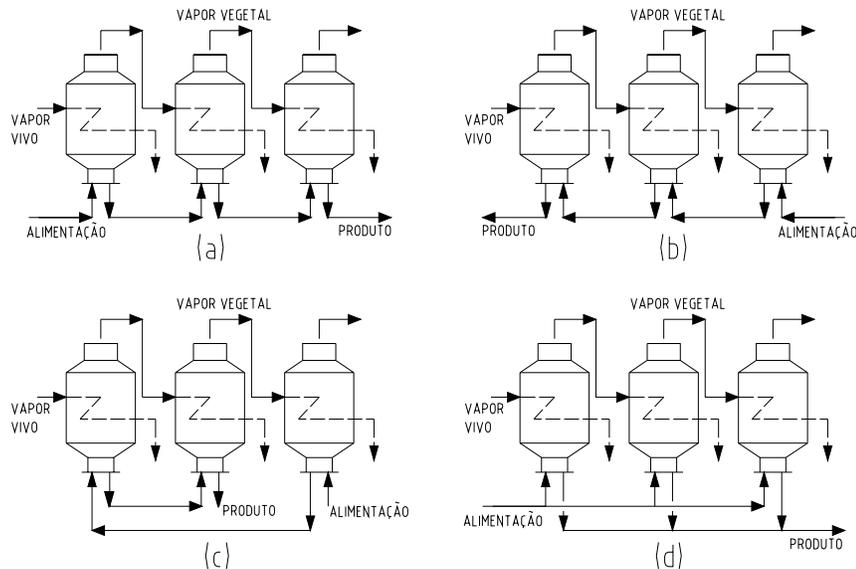


Figura 4.4- Configurações de alimentação para evaporador múltiplo efeitos

- (a) alimentação frontal (b) alimentação reversa**
(c) alimentação mista (d) alimentação paralela

Eles podem ser classificados em: alimentação frontal, reversa, mista e paralela. Na alimentação frontal tanto o caldo diluído quanto o VE são alimentados no primeiro efeito (ou no pré-evaporador como também é conhecido), e aproveitando o sentido decrescente de pressão, seguem paralelamente até o último efeito. Nos sistemas de alimentação reversa, o caldo é alimentado no último efeito com relação ao fluxo de vapor, sempre no sentido crescente de pressão, exigindo, portanto, a utilização de bombas. Os arranjos com alimentação mista não possuem uma configuração típica, procurando explorar as vantagens dos dois arranjos anteriores. Já os sistemas com alimentação paralela utilizam a divisão do fluxo do caldo no número de efeitos e posterior mistura do produto concentrado. Na produção de açúcar e álcool de usinas brasileiras, o tipo de alimentação frontal é o comumente encontrado, sendo este arranjo adotado

nas simulações em Higa (1999) e na maioria das publicações sobre o assunto. Neste arranjo, o VE é utilizado apenas no primeiro efeito, enquanto que para os demais efeitos utiliza-se o VV do efeito anterior. Neste caso, como o VV formado e a solução concentrada se encontram à mesma temperatura na saída de cada efeito, e é necessário que exista uma diferença de temperatura entre os fluidos para a transferência de calor, a evaporação no efeito posterior ocorre sempre em pressão inferior à do efeito anterior (Westphalen, 1999).

A utilização de outros arranjos para o EME é pouco comum na indústria de açúcar. Em Urbaniec *et al* (2000) trabalha-se com uma opção de EME misto, em que o caldo é concentrado primeiro em um efeito com temperatura mais baixa, para então utilizar o efeito com temperatura mais elevada, para seguir em sentido decrescente de temperatura e pressão nos efeitos posteriores. Neste trabalho ampliam-se as opções, e as simulações térmicas de otimização permitem que sejam escolhidos os arranjos que fornecem a maximização da produção de energia elétrica. De acordo com as características do projeto e respeitando a diferença de temperatura necessária para a transferência de calor, é permitido que tanto o VE, como o próprio VV de algum efeito, possa ser utilizado em qualquer outro efeito. Outra opção é a possibilidade do VE em outros níveis de pressão, além do valor normalmente utilizado.

4.3.2 Tecnologias, Temperatura e Pressão no EME

As temperaturas extremas para a evaporação do caldo têm como limite superior 120-130°C, devido à alteração da cor do açúcar durante a operação e um limite inferior de 50-60° C, pela qualidade do vácuo obtido no último efeito. A maioria das usinas de açúcar ainda utiliza o evaporador do tipo casco-tubo, onde o caldo a ser concentrado entra no equipamento passando internamente nos tubos em sentido ascendente, enquanto o vapor se condensa externamente (Tipo “*Robert: Climbing or Rising Film Tube*”). Neste tipo de evaporador é possível manter apenas 2 ou no máximo 3 efeitos do EME com temperaturas de formação do vapor vegetal, em níveis de pressão maior do que a atmosférica. Isto ocorre devido ao coeficiente global de transferência de calor que é baixo e necessita de um ΔT mínimo de troca de calor variando em média entre 10 e 20° C, e aumentando principalmente nos últimos efeitos.

Embora a tecnologia mais conhecida e utilizada mundialmente em termos de evaporadores seja do tipo *Robert*, há outros tipos sendo desenvolvidos e utilizados. Os evaporadores de filme descendente (“*Falling Film Tube*”) com o caldo passando pelos tubos em sentido descendente foram introduzidos na indústria de açúcar da beterraba durante a década de 60. Eles possuem a vantagem de permitir maiores velocidades para o caldo, e maiores coeficientes globais de transferência de calor, podendo por esta razão, utilizar pequenas diferenças de temperaturas entre os efeitos, ou mesmo aumentar a temperatura do vapor de entrada (130-135° C) sem problemas no processo de fabricação do açúcar. Dependendo desta temperatura, é possível que o EME trabalhe em todos os efeitos com pressão acima da atmosférica (Ogden, 1990). No caso de utilização do vapor vegetal para aquecimento de outras correntes do processo, isto pode ser uma vantagem, pois a extração (sangria) de vapor vegetal (VV) nos últimos efeitos reduz o consumo global do processo (Higa, 1999).

Nos últimos 10 anos os maiores desenvolvimentos têm sido relacionados com os evaporadores de placas (Wilhelmsson, 1998 e 1999, Kampen *et al*, 1999). As vantagens dos evaporadores de placas se baseiam nas mesmas dos trocadores de placa, que devido às pequenas espessuras das placas (~ 0,8 mm comparados aos ~ 2 mm de espessura de parede nos tubos), possuem melhores coeficientes globais de transferência de calor e são mais compactos, diminuindo os custos de investimentos. Além disso, o menor tamanho e volume também diminuem o tempo de residência do caldo no equipamento, reduzindo as perdas de sacarose e a alteração de cor do açúcar. Segundo Wilhelmsson (1998), isto permite que ao invés de sair com 60 Brix, o xarope possa ser concentrado em até 75 Brix. Entretanto, este valor é considerado excessivamente alto para especialistas do setor no Brasil. Mesmo que esta medida aumente o consumo de vapor no próprio EME, o rendimento global para o processo tende a ser melhor, pois o consumo nos cozedores será menor. Como no caso dos evaporadores de casco-tubo, os equipamentos de placas também podem ter a entrada do fluxo do caldo de forma ascendente ou descendente (“*rising film plate*” ou “*falling film plate*”).

Seja para os de placas, seja para os de tubos, os evaporadores de filme ascendente utilizam a energia térmica tanto para transportar, como para concentrar o caldo de açúcar dentro do evaporador. Já os evaporadores de filme descendente separam estas funções. Enquanto a energia

térmica é utilizada apenas para concentrar o caldo, o transporte é realizado através de bombas elétricas ao invés do uso de energia térmica (Morgenroth *et al*, 1997). Valentin *et al* (1998) menciona que um pré-requisito para menores diferenças de temperaturas entre os fluidos para a transferência de calor (ΔT) é o escoamento forçado. Por esta razão, os evaporadores de filme descendentes podem trabalhar com menores diferenças de temperaturas entre os fluidos e efeitos do que os evaporadores de filme ascendente (Figura 4.5).

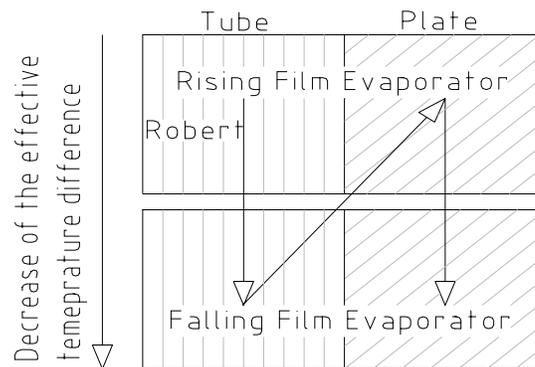


Figura 4.5- Desenvolvimento da tecnologia versus diferença de temperatura (Morgenroth et al, 1997)

Morgenroth *et al* (1997) menciona que a tecnologia dos evaporadores tem sido central para a redução do consumo de vapor na produção de açúcar nos últimos anos, havendo, entretanto diferentes aplicações e exigências com diferentes opções de escolha de tecnologia. Entre as principais aplicações nos últimos anos podem ser citadas:

- Renovação completa do sistema de evaporação de múltiplos efeitos;
- Renovação completa de apenas um efeito;
- Reforma e melhoramento de apenas um efeito;
- Introdução de efeitos em série;
- Introdução de efeitos paralelos.

Sendo que para a escolha final do evaporador, os critérios para atender estas aplicações devem ser os seguintes:

- Desempenho térmico (ΔT e U: Coeficiente de transferência de calor);
- Operabilidade;
- Qualidade do caldo/xarope;
- Custos de instalação e manutenção;
- Riscos para a operação.

Em relação à cogeração, a escolha do evaporador também afeta o desempenho das turbinas. Como mencionado anteriormente, as temperaturas de evaporação tanto podem ser mais elevadas, para o melhor aproveitamento através de extrações (sangrias) de VV, como mais baixas. Como o vapor de escape da turbina é fonte principal de energia térmica para o equipamento, quando a temperatura de exaustão do vapor da turbina diminui, isto permite que se aumente a produção de energia elétrica nas turbinas de condensação.

Enquanto o modelo *Robert* de EME tem sido o mais utilizado mundialmente de forma geral, os evaporadores de filme descendente de tubos estão bem arraigados nas indústrias de produção de açúcar derivada da beterraba, laticínios, e papel entre outras, mas ainda não possuem forte tradição na usina açucareira derivada da cana. Esta situação, entretanto, vai se revertendo a medida em que há uma preocupação com a otimização energética do processo e com a geração elétrica. Para os evaporadores de placas, o modelo EC500 do fabricante “*Alfa Laval*”, de filme ascendente, já tem sido utilizado em várias usinas (mais de 350 em 1999), seja para o açúcar derivado da beterraba ou da cana (mais de 170 em 1999), sendo que eles têm sido utilizados para sistemas completos de evaporação ou juntamente com outros efeitos de evaporadores *Robert* (Wilhelmsson, 1999). Os modelos de placas com filme descendente estão ainda mais restritos aos processos de açúcar derivado da beterraba, nos quais estão sendo obtidos os primeiros resultados (Valentin *et al*, 1998).

4.3.3 Integração do EME

A evaporação é o setor da produção de açúcar com maior importância na questão de consumo de energia térmica na usina. Esta importância decorre, não apenas devido à própria

demanda, que é a maior em toda a produção, mas também pela capacidade que o processo possui de integração com o restante da usina. Como o EME permite a utilização do próprio vapor vegetal (VV) formado durante o processo para o aquecimento de outras corrente térmicas, e o VV pode ser disponível em vários níveis de temperatura através das sangrias nos efeitos do EME, esta integração é imprescindível para qualquer tentativa de otimização do consumo de energia em usinas de açúcar e álcool. Observa-se na Figura 4.6, que a sangria de VV pode ser utilizada também nas operações de aquecimento e pré-aquecimento do caldo, cozimento, fermentação e destilação.

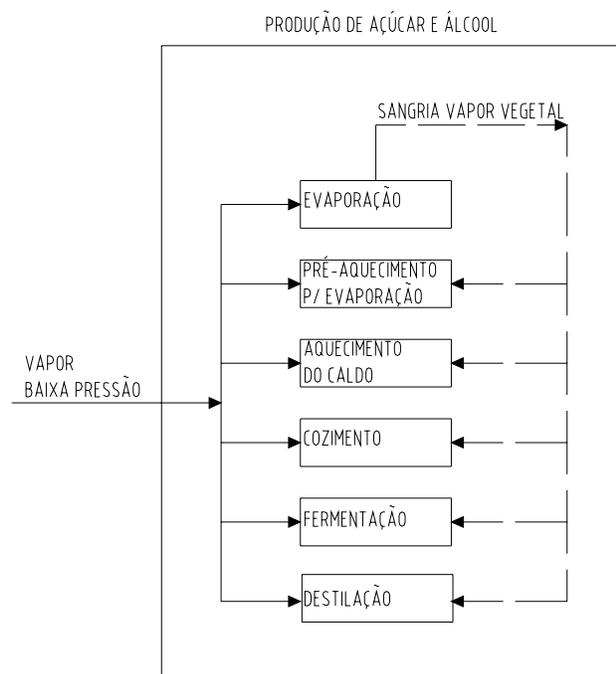


Figura 4.6- Integração térmica do EME com o processo

Em termos de integração térmica na análise “*pinch*”, a construção das curvas compostas (CC) quente e fria e a grande curva composta (GCC), necessitam da determinação prévia de todo o consumo energético do processo e, neste aspecto, o EME apresenta um problema conceitual, pois o mesmo é fortemente afetado de acordo com algum arranjo particular (Singh *et al*, 1997). A concentração do caldo pode ser obtida com uma variedade de efeitos ou configurações de extrações (sangrias), e cada uma conduzindo para diferentes perfis de correntes de temperatura-entalpia. Embora alguns trabalhos, como de Twaite *et al* (1986) e do próprio Linnhoff *et al*

(1988), demonstrem que é possível a integração do EME diretamente nas CCs e GCC, nos últimos anos a tendência tem sido a decomposição do EME do restante do processo (Singh *et al*, 1997, Urbaniec *et al*, 2000).

Com a decomposição é possível utilizar as “sangrias” de VV como se fossem utilidades em múltiplos níveis de temperatura. Urbaniec *et al* (2000) e Higa (1999), utilizam procedimentos iterativos através do estabelecimento dos alvos de consumo pelas CCs e as simulações do EME, verificando se todas as restrições são respeitadas. As principais restrições estão relacionadas com a disponibilidade de VV, que não deve exceder a quantidade de água a ser evaporada para a concentração desejada do xarope, e da área do EME, que está relacionada com os custos de capital. De qualquer forma, um fato importante é que processos similares podem conduzir a diferentes projetos de mínima demanda de energia, e cada processo deve ser estudado individualmente, levando em conta considerações locais de custos de equipamentos, energia e as pequenas diferenças nas condições de operação (Twaite *et al*, 1986).

4.3.4 Utilização do Condensado

A utilização do condensado para o aquecimento é essencial quando se deseja a melhor integração térmica. Com exceção do condensado do vapor de escape da turbina, que deve retornar para a caldeira, o condensado de vapor vegetal pode ser utilizado principalmente para o aquecimento do caldo ou, dependendo da temperatura, para o aquecimento da água de reposição da caldeira (Christodoulou, 1994).

Capítulo 5

Aplicação do Método e Algoritmo

Como mencionado anteriormente, outras metodologias poderiam ser utilizadas na avaliação energética de uma planta de produção de açúcar e álcool. A análise “*pinch*” foi escolhida, pois o presente trabalho aborda a cogeração visando a maximização de energia elétrica excedente, a partir da integração térmica do processo. Neste caso, a ferramenta proposta alcança excelentes resultados, mostrando-se eficaz mesmo em problemas mais complexos (Rossi e bannwart, 1995).

Entretanto, a metodologia também apresenta algumas dificuldades para as realizações dos estudos. Uma restrição do método é que as construções das CCs e da GCC para o estabelecimento das metas de recuperação térmica são possíveis apenas após a determinação de todas as correntes do processo. No caso de uma usina de açúcar e álcool, em que o evaporador de múltiplos efeitos (EME) utilizado para a concentração do caldo permite diversas configurações, as correntes do caldo de aquecimento e do vapor vegetal formado no equipamento podem ser diferentes em algumas situações, havendo a necessidade de se refazer as análises.

Já para a determinação das metas de geração de potência, a GGCE tem a restrição de assumir as eficiências exergéticas das turbinas com valores constantes. Contudo, na prática estes valores se alteram de acordo com a carga de operação do equipamento, níveis de pressão e temperatura do fluido de trabalho, e alguns outros fatores. Além disso, embora as irreversibilidades das turbinas sejam contabilizadas no estabelecimento do potencial de cogeração através das eficiências exergéticas, o método não considera as mesmas para o processo. Para as turbinas reais, em que as expansões não são isoentrópicas, as irreversibilidades diminuem a

geração de potência, mas ao mesmo tempo aumentam a disponibilidade de energia para o processo, devido à saída do vapor de escape com a entalpia mais elevada do que a prevista teoricamente.

As dificuldades apresentadas exigem que muitas análises sejam realizadas, com um grande número de simulações. Esta seqüência de simulações também é própria do método, que possui grande interação com o projetista, permitindo que novas propostas sejam visualizadas e estudadas a partir de uma dada configuração da planta. Uma forma de facilitar as análises é a utilização de programas computacionais, sendo os mesmos de grande auxílio para o desenvolvimento do trabalho, uma vez que permitem a escolha da melhor solução entre vários projetos propostos.

Diversos pacotes comerciais são disponíveis, entre os quais o *ADVENT* e o *SUPERTARGET*, que são baseados na análise “*pinch*” (Assunção, 1997). Entretanto, para o caso específico de uma usina de açúcar e álcool, que envolve também a simulação e o projeto de evaporadores de múltiplos efeitos, os pacotes não são encontrados comercialmente (Westphalen, 1999). Assim, neste trabalho optou-se pela elaboração de um programa próprio para a realização de avaliações energéticas da planta de produção de açúcar e álcool, incluindo tanto a integração térmica do processo, quanto a geração de potência das turbinas.

5.1 Algoritmo

Os procedimentos e passos para a utilização da análise “*pinch*” foram baseados nas explicações do capítulo 2. Esta seção descreve os mesmos em forma de algoritmo (Figura 5.1), que também serve de base para o desenvolvimento do programa computacional utilizado para as simulações e obtenção dos resultados.

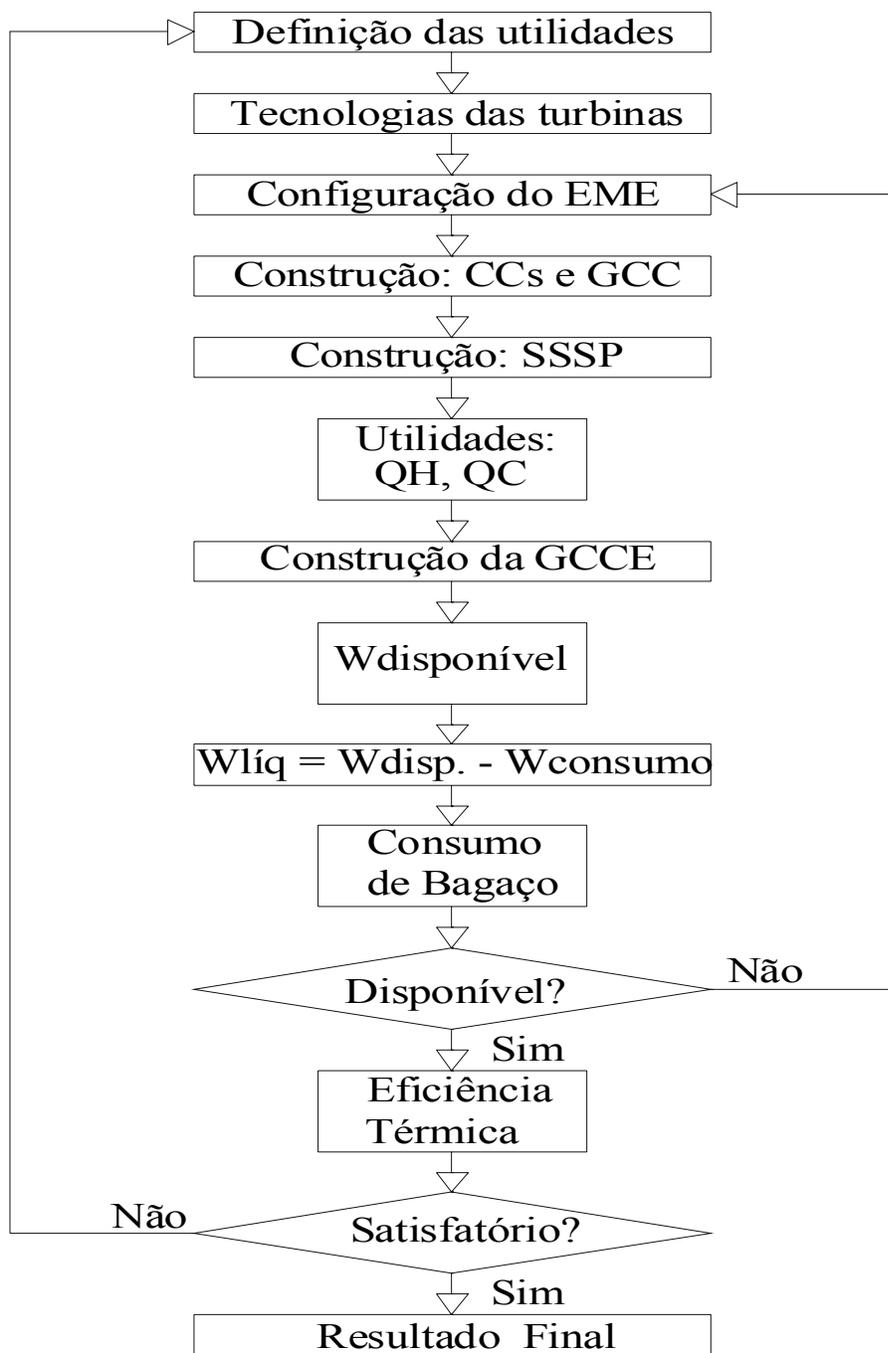


Figura 5.1- Algoritmo para utilização do método

O algoritmo também pode ser resumido nos passos descritos a seguir:

- 1º passo : Definição das utilidades da planta;
- 2º passo : Definição das tecnologias das turbinas;
- 3º passo : Estabelecimento da configuração do EME;
- 4º passo : Construção das CCs e GCC;
- 5º passo : Construção das GCCE;
- 6º passo : Estimativa da meta de geração de potência considerando as eficiências exergéticas;
- 7º passo : Determinação da geração de potência elétrica excedente considerando o consumo de potência mecânica dos acionadores e de energia elétrica da usina;
- 8º passo : Verificação do consumo e disponibilidade de bagaço;
- 9º passo : Determinação da eficiência térmica do sistema de cogeração;
- 10º passo : Verificação dos resultados.

Neste algoritmo, o 2º passo foi o estabelecimento das tecnologias das turbinas, pois no estudo de caso como será visto no capítulo posterior, a usina já possui as mesmas definidas, sendo conveniente para este trabalho, a inclusão do passo no início das análises. Entretanto, para o desenvolvimento de novos projetos, o método permite que as tecnologias sejam escolhidas de acordo com o perfil da GCCE, se adequando ao consumo geral da planta industrial e sendo definido posteriormente a construção das curvas.

O 8º passo é a verificação do consumo de bagaço, uma vez que a disponibilidade do mesmo varia entre o início e o fim da safra, e também não é a mesma todos os anos, sendo influenciada pela qualidade da cana e do teor de fibras do bagaço. Para a realização das análises é utilizado um valor médio deste teor, o que determina a disponibilidade do bagaço para o consumo nas caldeiras. Como neste trabalho são propostos diferentes arranjos na configuração do EME, além dos usuais no setor sucro-alcooleiro brasileiro, e o consumo térmico do processo é bastante afetado por esta medida, o algoritmo permite que se faça um retorno à definição da configuração do equipamento caso a disponibilidade de bagaço não seja suficiente para atender a demanda do projeto proposto.

5.2 Critérios de Avaliação de Eficiência de Sistemas de Cogeração

Os índices de eficiência térmica do sistema de cogeração (9^o passo) são as variáveis que definem se o sistema está satisfatório, ou dentro de padrões aceitáveis, e os cálculos dos mesmos incluem não somente a geração de potência, mas também a demanda do processo em forma de calor. Há diversas fórmulas para a obtenção destes índices, entre os quais estão os apresentados por Horlok (1997) e Huang (1996), descritos a seguir.

a) eficiência na utilização do combustível ($\eta_{I.CG}$): esta fórmula se refere a eficiência da primeira lei da termodinâmica. Calcula a produção líquida de potência (W_{liq}) e o calor fornecido ao processo (Q_p) em função da energia do combustível utilizada no sistema térmico ($E_{combustível}$).

$$\eta_{I.CG} = (W_{liq} + Q_p) / E_{combustível} \quad (5.1)$$

b) eficiência ponderada ($\eta_{P.CG}$): é semelhante ao índice da equação 5.1, porém atribui pesos diferentes a energia em forma de calor e de trabalho. Pode ser descrita basicamente de duas maneiras: a fórmula 5.2a é a mais geral, e utiliza o coeficiente “C” para diferenciar o calor do trabalho, através de critérios econômicos (geralmente tomado como 1/3) ou políticos, como é o caso nos EUA da eficiência PURPA (*Public Utility Regulatory Policy Act*), que estabelece este valor em 1/2, e qualifica para incentivos fiscais apenas projetos que ultrapassem a eficiência de 42,5% (Huang, 1996); a fórmula 5.2b é proposta pela ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) utilizando o coeficiente “X” de acordo com a capacidade de geração e o combustível principal, e estabelecendo uma eficiência mínima de racionalidade energética na qualificação de uma central cogeneradora (Tabela 5.1).

$$\eta_{P.CG} = (W_{liq} + C Q_p) / E_{combustível} \quad (5.2a)$$

$$\eta_{P.CG} = (W_{liq} + Q_p/X) / E_{combustível} \quad (5.2b)$$

Tabela 5.1- Coeficientes de ponderação do trabalho e calor para sistemas de cogeração

Potência Instalada	Combustível Principal			
	Petróleo, gás natural e carvão		Demais fontes	
	X	$\eta_{P.CG.mínimo}$	X	$\eta_{P.CG.mínimo}$
$P_{inst} \leq 5MW$	2,00	0,47	2,50	0,32
$5 < P_{inst} \leq 20 MW$	1,86	0,51	2,14	0,37
$P_{inst} > 20 MW$	1,74	0,54	1,88	0,42

(Fonte: ANEEL)

c) razão potência/calor ($R_{P/Q}$): este parâmetro não é normalmente utilizado para se avaliar um sistema de cogeração, sendo mais utilizado na escolha da tecnologia mais adequada às demandas de potência e calor do projeto.

$$R_{P/Q} = W_{liq}/Q_p \quad (5.3)$$

d) eficiência exergetica (η_{exCG}): este índice eficiência se refere a eficiência da segunda lei da termodinâmica. Comparada a equação 5.1, tanto a energia do calor de processo é substituída pela exergia consumida pelo processo (Ex^{Qp}), quanto a energia do combustível também é substituída por sua exergia ($Ex_{combustível}$). Esta avaliação procura estabelecer um mesmo parâmetro de comparação para a energia térmica e o trabalho.

$$\eta_{exCG} = (W_{liq} + Ex^{Qp}) / Ex_{combustível} \quad (5.4)$$

Para o combustível, neste caso o bagaço da cana, a exergia específica ($e_{x.bagaço}$) pode ser calculada utilizando a seguinte fórmula (Szargut *et al*,1988):

$$e_{x.bagaço} = \beta (PCI + L Z_W) + e_{x.W} Z_W \quad (5.5)$$

$$\beta = \frac{(1,0412 + 0,2160 Z_{H_2}/Z_C - 0,2499 Z_{O_2}/Z_C [1 + 0,7884 Z_{H_2}/Z_C] + 0,0450 Z_{N_2}/Z_C)}{(1-0,3035 Z_{O_2}/Z_C)} \quad (5.6)$$

sendo:

$e_{x,\text{bagaço}}$: [kJ/kg];

β : função das frações em massa de hidrogênio, carbono, oxigênio e nitrogênio presentes no bagaço;

Z_x : fração em massa dos diferentes elementos químicos (Tabela 5.2);

Z_W : fração em massa da água presente no bagaço úmido;

PCI: poder calorífico inferior do bagaço [kJ/kg];

L: entalpia de vaporização da água (2442 kJ/kg);

e_{xW} : exergia química da água líquida (50 kJ/kg)

Tabela 5.2- Fração mássica dos elementos químicos do bagaço

Z_{H2}	Z_C	Z_{O2}	Z_{N2}
0,062	0,495	0,443	-

Fonte: Seminário sobre bagaço: Centro de Tecnologia da Copersucar, Piracicaba, 1982
(Ref: Barreda, 1999)

Neste trabalho são utilizados apenas os critérios da equação 5.2b e 5.4. Como um dos objetivos principais é também maximizar o excedente de energia elétrica para venda a rede, outros índices não adimensionais relacionados com o setor sucro-alcooleiro também são calculados.

e) Índice de energia excedente/moagem ($I_{\text{exced.M}}$): é a razão do excedente de energia elétrica (W_{exced}) pela quantidade de cana moída (tc) em toneladas por hora [kWh/tc]:

$$I_{\text{exced.M}} = W_{\text{exced}} / \text{tc} \quad (5.7)$$

f) Índice de energia excedente/bagaço ($I_{\text{exced.B}}$): como nem sempre se utiliza todo bagaço disponível da moagem da usina, este índice calcula o excedente de energia em função do bagaço utilizado (tb) no sistema de cogeração em toneladas por hora [kWh/tb]:

$$I_{\text{exced.B}} = W_{\text{exced}} / \text{tb} \quad (5.8)$$

Capítulo 6

Maximização da Geração de Potência: Estudo de Caso

Para tornar os resultados obtidos neste trabalho mais consistentes e aplicáveis, foram utilizados dados reais de uma usina de açúcar e álcool. A planta em estudo já praticava a cogeração, consumindo a maior parte da produção de potência e disponibilizando um pequeno excedente para venda à rede. Por se tratar de uma usina que estava planejando alterações no projeto, como o aumento na pressão do vapor das caldeiras e das turbinas, visando ampliar a oferta de energia elétrica excedente, a mesma se tornou de maior interesse para realização das análises.

As avaliações térmicas deste capítulo são realizadas em duas etapas. Na primeira etapa são feitas análises da planta “inicial”, e dos projetos “1” e “2” propostos pelos projetistas da própria usina, utilizando novas caldeiras e turbina. O projeto 1 mantém o mesmo consumo de vapor de processo da planta inicial, enquanto o projeto 2, previsto para ser adotado na usina visando maior geração de potência excedente, aumenta o consumo de vapor processo para manter o equilíbrio com as turbinas, já que as mesmas fornecem o vapor através do escape. Na segunda etapa, considerando os resultados anteriores, são analisados novos projetos, inicialmente no projeto “3” é previsto apenas a utilização dos equipamentos existentes na usina, e posteriormente o projeto “4” considera a utilização de um turbo-gerador com capacidade de geração maior do que a adquirida recentemente pela usina, como uma alternativa que poderia ter sido adotada, caso as modificações fossem realizadas utilizando a análise “*pinch*” como ferramenta auxiliar para o planejamento do sistema de cogeração. Finalmente o projeto “5”, prevê a utilização de turbinas

de extração-condensação, com uma integração térmica também do vapor de condensação com o processo de produção.

6.1 Estudo de Caso (Planta Inicial e Projeto 1)

A usina em estudo possui a capacidade de moagem de cana de 480 tc/h (tc: tonelada de cana moída) resultando desta operação a disponibilidade de bagaço de 124,6 t/h (Tabela 6.1).

Tabela 6.1- Moagem da usina

Moagem de cana (tc) [t/h]	480
Bagaço disponível [t/h]	124,6

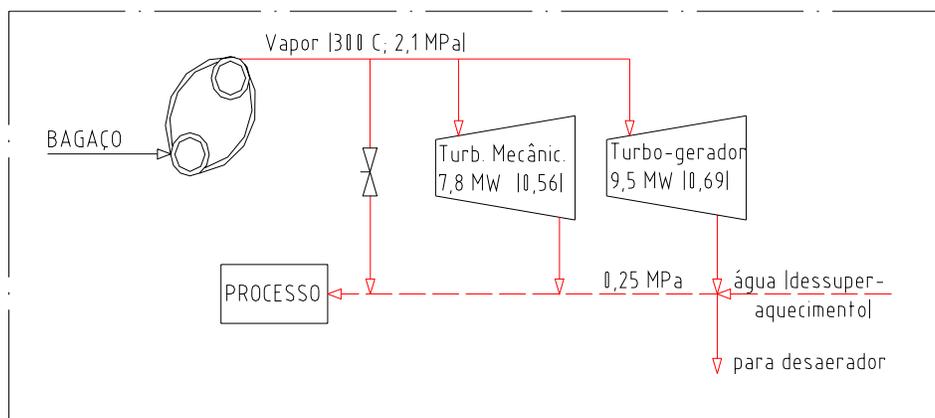


Figura 6.1- Esquema de cogeração da planta inicial

O esquema da planta inicial de cogeração está representado na Figura 6.1, na qual o vapor gerado nas caldeiras (Tabela 6.2) sai com pressão de 2,1 MPa (abs.) e temperatura de 300°C, sendo utilizado em um turbo-gerador de capacidade de 9.500 kW e nos turbo-acionadores mecânicos (moendas, bombas, etc). A produção de potência mecânica é de 7.800 kW, sendo totalmente para o auto-consumo, enquanto se produz 9.460 kW de energia elétrica, dos quais há um excedente de 2.620 kW para exportação à rede. O escape destas turbinas é realizado em 0,25 MPa (abs.), fornecendo a maior parte do vapor de processo (~127°C), que é complementado pelo vapor passando através de válvulas redutoras de pressão. Nesta configuração, o consumo de bagaço é de 108,1 t/h.

Visando ampliar a oferta de energia elétrica excedente e aproveitar melhor a disponibilidade de bagaço, a usina investiu na compra de duas caldeiras novas (Tabela 6.2), e de um turbo-gerador de 34 MW (Tabela 6.3). Esta turbina opera com pressão e temperatura (6,1 MPa abs.; 480°C) com valores maiores do que os iniciais, trabalha com extração de vapor a 2,1 MPa, e com o escape final na contra-pressão de 0,25 MPa. No novo projeto (projeto “1”), as antigas caldeiras (300°C, 2,1 MPa) e o turbo-gerador (9,5 MW) deixam de operar, sendo que as turbinas mecânicas passam a utilizar o vapor de extração (2,1 MPa) do novo turbo-gerador.

Tabela 6.2- Caldeiras

	Antigas	Novas
Capacidade [t/h]	3 x 80	2 x 175
Pressão [MPa]	2,1	6,5
Temperatura [°C]	300	480
Eficiência térmica	0,75	0,80

Tabela 6.3- Turbinas

	Turbinas mecânicas	Turbo-gerador (9,5 MW)	Turbo-gerador (34 MW)
T_{entrada} [°C]	300	300	480
P_{entrada} [MPa]	2,1	2,1	6,1
$P_{\text{extração}}$ [MPa]	-	-	2,1
$P_{\text{saída}}$ [MPa]	0,2485	0,2485	0,2485
Eficiência isoentrópica	0,57	0,69	0,79

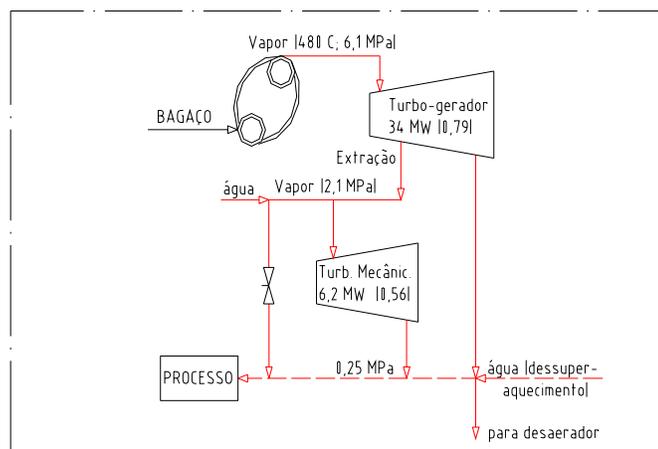


Figura 6.2- Esquema de cogeração do projeto 1 e 2

O novo esquema de cogeração pode ser visto na Figura 6.2, na qual o escape de contra-pressão das turbinas se mantém como a utilidade quente aproveitada para o processo. Além destas mudanças, através da substituição de alguns equipamentos, a usina diminui o consumo de potência mecânica (6.220 kW), mas aumenta o consumo (8.850 kW) e a produção (29.465 kW) de energia elétrica, elevando o excedente para 20.620 kW, com um consumo de bagaço de 111,9 t/h.

Além das eficiências térmicas das novas caldeiras serem maiores do que das antigas, construindo-se a grande curva composta exergética (GCCE) para a planta inicial (Figura 6.3) e para o projeto 1 (Figura 6.4), observa-se o ganho de potência decorrente do melhor aproveitamento energético dos gases da queima do bagaço, pelo vapor gerado nas novas caldeiras. Calculando-se as áreas abaixo de cada curva das Figuras 6.3 e 6.4, obtemos as exergias do gás de queima do bagaço, do vapor gerado na caldeira, do vapor de escape das turbinas e do processo, enquanto a exergia química do bagaço pode ser calculada utilizando a equação 5.5 (Szargut *et al*,1988), considerando o poder calorífico inferior (PCI) de 7.537 kJ/kg (Tabela 6.5).

Tabela 6.4- Exergias dos sistemas de cogeração

Projeto	Exergias [kW]					
	Bagaço ¹	Gás da caldeira	Vapor da caldeira	Vapor do condensado	Processo	Disponível ger. potência
Inicial	301.264	128.259	66.403	35.995	29.467	30.408
1	311.854	141.961	85.657	35.995	29.467	49.662

1: Exergia do bagaço calculada com equação 5.6; demais valores através das curvas

Tabela 6.5- Dados energético e exergético do bagaço

PCI [kJ/kg]	$e_{x.bagaço}$ [kJ/kg]
7.537	10.032,8

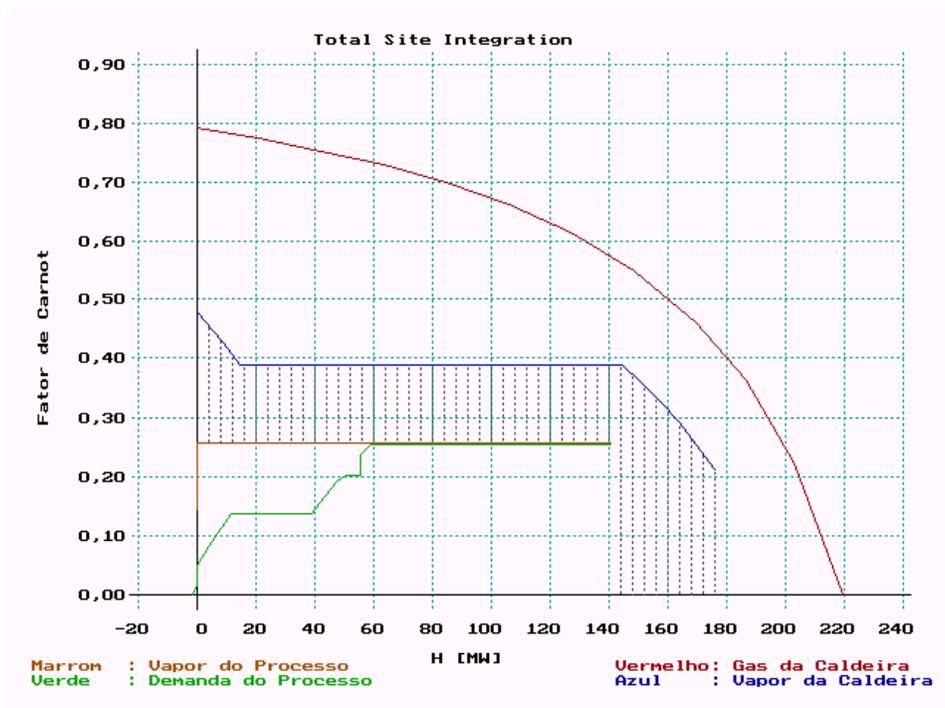


Figura 6.3- Grande curva composta exérgica da planta inicial



Figura 6.4- Grande curva composta exérgica do projeto 1

Embora o consumo de bagaço no projeto 1 aumente em relação a planta inicial, verifica-se que o aproveitamento exergético do vapor das caldeiras é de 22,0% na planta inicial e de 27,5% no projeto 1, pois a exergia do bagaço queimado na planta inicial é de 301.264 kW e de 311.854 kW no projeto 1, enquanto a exergia do vapor gerado é de 66.403 kW na planta inicial e de 85.657 kW no projeto 1. Já quando se considera o aproveitamento exergético dos gases de queima em relação ao bagaço o aproveitamento é maior, 42,5% para 128.259 kW na planta inicial, e de 45,5% para 141.961 kW no projeto 1. Observa-se, portanto, como já era esperado, que as caldeiras possuem grandes irreversibilidades devido as ineficiências da combustão, e a grande diferença de temperatura entre o gás de queima do bagaço e o vapor gerado. Quanto mais os níveis de pressão e temperatura deste vapor se elevam, maior será o aproveitamento da exergia do gás, sendo esta a região de maior alteração entre as Figuras 6.3 e 6.4, e confirmando esta medida como a primeira a ser adotada para a maior eficiência do sistema de cogeração.

Os consumos térmicos nas operações da produção são os mesmo em ambos os projetos, refletindo na mesma demanda de exergia no processo (29.467 kW). Em relação à geração de potência, sabendo que a disponibilidade se refere a diferença entre a exergia do vapor da caldeira e a exergia do condensado fornecido ao processo (áreas listradas das figuras), resulta no potencial de 30.408 kW para a planta inicial e de 49.662 kW para o projeto 1.

Para o projeto 1 (Figura 6.4), como a produção total de potência mecânica da usina é de 6.220 kW, e a eficiência isoentrópica das turbinas é de 0,57 (Tabela 6.3), a demanda total de exergia da mesma é de 10.910 kW. Para a produção de potência elétrica de 29.465 kW, com eficiência das turbinas de 0,79 (Tabela 6.3), há uma demanda de 37.300 kW. Somando estas demandas de exergia mecânica e de produção elétrica, o total é de 48.210 kW, que é um valor inferior ao mencionado anteriormente de 49.662 kW, devido à outras irreversibilidades no sistema além das mencionadas para as turbinas. Para este caso, ela se localiza principalmente no retorno do condensado, cuja temperatura é de 105° C, inferior a utilizada no escape das turbinas (~127° C). Fazendo-se a análise da planta, nas mesmas condições do projeto 1, mas com o retorno do condensado em 127° C, a disponibilidade referente à área listrada da Figura 6.5 é de 48.338 kW, na prática o mesmo valor mencionado anteriormente.

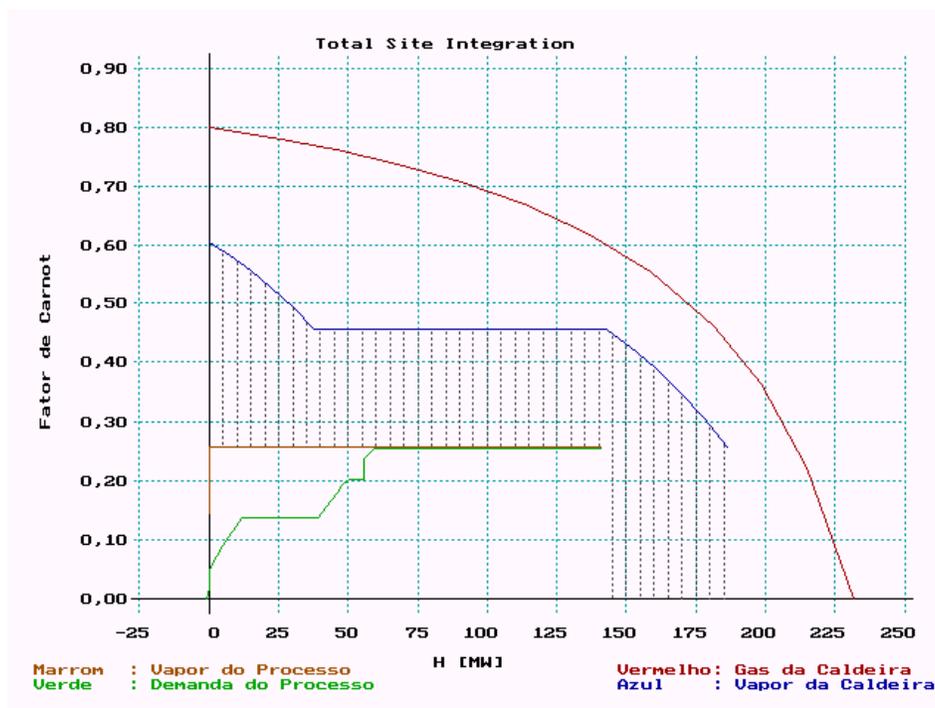


Figura 6.5- Grande curva composta exérgica do projeto 1 (retorno condensado em 127°C)

6.2 Consumo de Processo

A demanda térmica do processo de produção por utilidades externas, tanto da planta inicial quanto do projeto 1, é de 140.799 kW (Tabela 6.6), referente a safra 2002, resultando no índice de 484 kg/tc no consumo de vapor, nas condições de 0,25 MPa (Tabela 6.7), fornecido pelas turbinas (Tabela 6.8).

Tabela 6.6- Consumo de energia e vapor de processo

Consumo do processo		
Energia [kJ/s]	Vapor [kg/s]	Específico [kg/tc ¹]
140.799	64,5	484

1: tc: tonelada de cana moída (Tabela 6.1)

Tabela 6.7- Propriedades do vapor de processo

Vapor de processo		
Pressão [MPa]	Temperatura [° C]	Δh_{lv}^1 [kJ/kg]
0,2485	~ 127,4	2.181,6

1: Δh_{lv} : Calor latente do vapor

Tabela 6.8- Fornecimento do vapor de processo

Projeto	Turbinas mecânicas		Turbo-gerador		Válvula redutora		Dessuper-aquecedor	Desaerador
	[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Inicial	72.140	32,2	70.660	32,2	3.460	1,4	1,2	2,4
1	58.540	26,1	87.220	38,9	620	0,25	1,9	2,4

Conhecidos os dados de temperaturas e descargas das correntes do caldo, as cargas térmicas individuais das mesmas foram calculadas, sendo que para as correntes de aquecimento estes valores foram aumentados em 5%, considerando possíveis perdas nos trocadores de calor (Tabela 6.9). Para o cozimento e a destilação, os dados fornecidos pela usina foram as produções médias de açúcar e álcool, e os respectivos consumos específicos das operações, resultando na carga térmica total (Tabelas 6.9 a 6.11).

Tabela 6.9- Aquecimento e resfriamento do caldo

Corrente	Tipo	Temperatura [°C]		Calor específico [kJ/kg.°C]	Descarga [kg/s]	Carga térmica [kJ/s]
		Inferior	Superior			
1	Fria	30	105	3,91	84,2	26.220
2	Fria	30	105	3,91	56,2	17.480
3	Fria	95	117	3,94	83,4	7.580
4	Quente	35	95	3,98	55,6	13.270

Tabela 6.10- Cozimento

Temperatura média [°C]	Açúcar produzido [t/h]	Consumo específico [ton _{vapor} /ton _{açúcar}]	Carga térmica [kJ/s]	Fluido de aquecimento
62	37,5	1,226	27.792	VV (1° efeito EME)

VV: Vapor vegetal; EME: Evaporador de múltiplos efeitos

Tabela 6.11- Destilação

Temperatura média [°C]	Álcool produzido [m ³ /h]	Consumo específico [t _{vapor} /m ³ _{álcool}]	Carga térmica [kJ/s]	Fluido de aquecimento
90	24,6	3,5	52.343	VE

VE: Vapor de escape das turbinas

Para o evaporador de múltiplos efeitos (EME), o consumo de energia da operação (Tabela 6.12) foi fornecido juntamente com os dados referentes à descarga, concentração, sangria de vapor vegetal (VV), temperatura (Tabela 6.13), e áreas existentes (Tabela 6.14). Com estes dados, os cálculos de consumo foram refeitos, com erro de menos de 0,5% dos valores reais, utilizando a modelagem descrita no apêndice B. Foi também possível determinar perdas de calor de 6% do total fornecido em cada efeito, para a utilização nas simulações das análises posteriores.

Tabela 6.12- Resultados gerais do evaporador de múltiplos efeitos da planta inicial

Resultados gerais	
Consumo de energia	78.734 kJ/s
Rendimento global	1,726 kg.água.evaporada/kg.vapor
Consumo específico	0,580 kg.vapor/kg.água.evaporada
	1,709 kg.vapor/kg.xarope
Produção específica	0,253 kg.xarope/kg.caldo

Tabela 6.13- Dados do evaporador de múltiplos efeitos da planta inicial

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]		Descarga [kg/s]
Entrada	117	17		83,4
Saída	54	67		-
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	106,0	90,0	54,0
Sangria v. veg. [kg/s]	19,4	7,0	-	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	49,9	36,1	28,9	21,2
Concentração [Brix]	28,3	39,2	49,0	67

Tabela 6.14- Área do evaporador para planta inicial

Efeito	[Brix médio]	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	22,7	78.734	1.876	9,5	4.400
2	33,8	31.080	1.560	10,0	2.000
3	44,1	15.425	1.069	14,4	1.000
4	58,0	16.351	359	31,4	1.450

O consumo total das operações é maior do que o valor mencionado anteriormente (Tabela 6.7), pois parte da demanda é suprida através de correntes do próprio processo, principalmente através de extrações de vapor vegetal formado no EME. Para os trocadores de calor do aquecimento do caldo, têm-se os fluidos envolvidos e as temperaturas de entrada e saída dos equipamentos (Tabela 6.15), as cargas térmicas e as áreas (Tabela 6.16). Estas áreas foram calculadas com dados de coeficientes globais de transferência de calor fornecidos por fabricantes do ramo, e não são os reais da usina, mas apenas estimativas para fornecer uma base comparativa em eventuais mudanças propostas neste trabalho. Os trocadores de calor que operam apenas com líquidos são de placas, enquanto os que envolvem vapor e líquido são do tipo casco-tubo. O esquema do processo de produção pode ser verificado na Figura 6.6.

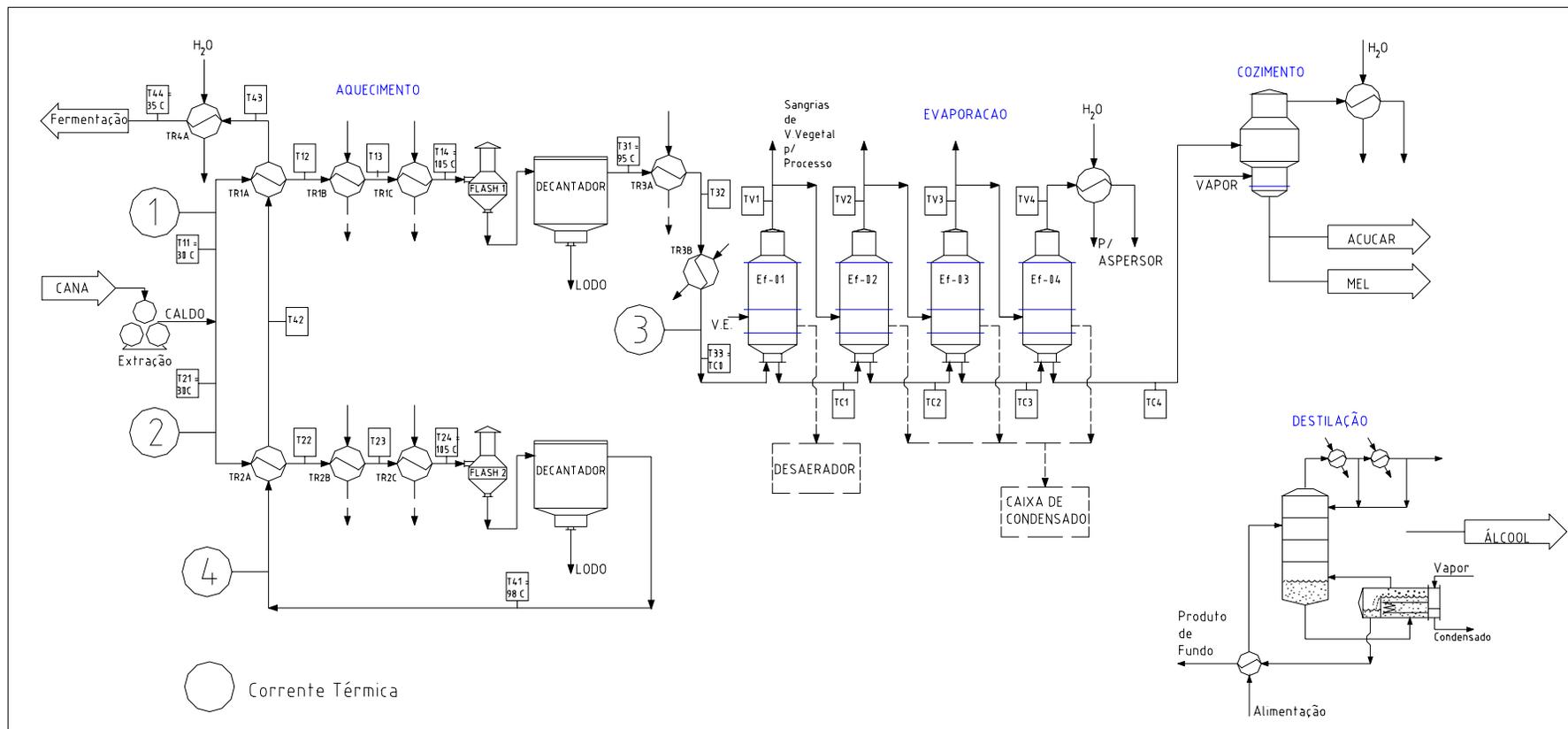


Figura 6.6- Processo de produção de açúcar e álcool da planta

Tabela 6.15- Temperaturas dos trocadores de calor na planta inicial

Trocador	Correntes		Temperaturas [° C]			
	Quente	Fria	T _{H1}	T _{H2}	T _{C1}	T _{C2}
TR1A	4	1	63,9	47,0	30	40,5
TR1B	VV2	1	106	106	40,5	86
TR1C	VV1	1	117	117	86	105
TR2A	4	2	95	63,9	30	60
TR2B	VV1	2	117	117	60	96
TR2C	VE	2	127,4	127,4	96	105
TR3A	VE	3	127,4	127,4	95	117
TR4A	4	Água	47,0	35	25	32

VE: Vapor de Escape; VVi: Vapor Vegetal do Efeito i.

Tabela 6.16- Estimativa das áreas dos trocadores de calor na planta inicial

Trocador	U [W/m ² K]	ΔT _m [° C]	Q [kW]	A [m ²]
TR1A	3.489	20,0	3.670	55
TR1B	872	38,4	15.910	480
TR1C	872	20,0	6.640	380
TR2A	3.489	34,4	6.880	60
TR2B	872	36,1	8.460	275
TR2C	872	26,6	2.140	100
TR3A	872	19,4	7.580	450
TR4A	3.500	12,3	2.720	65

O resumo das operações do processo consumindo vapor de escape das turbinas está descrito na Tabela 6.17.

Tabela 6.17- Resumo das operações consumindo vapor das turbinas

Operação	Consumo [kJ/s]	Consumo de vapor	
		[kg/s]	[kg/TC]
Pré-aquecimento	7.582	3,5	26,0
Evaporação	78.734	36,1	270,7
Destilação	52.343	24,0	179,9
Aquecimento	2.140	0,9	7,4
Total	140.799	64,5	484,0

6.3 Aumento no Consumo de Processo (Projeto 2)

Com o objetivo de aumentar ainda mais o excedente de energia elétrica, os projetistas da usina procurando condensar maior quantidade de vapor, sem perdas do mesmo para o ambiente,

propuseram algumas modificações no processo, aumentando o consumo de vapor dos 484 kg/tc para 510 kg/tc (Tabela 6.18). Assim o projeto 2, que mantém a mesma configuração de cogeração do projeto 1 (Figura 6.2), aumenta ainda mais a produção de energia elétrica, alcançando o excedente de energia elétrica, para 22.430 kW, utilizando 117,8 t/h do bagaço disponível.

Tabela 6.18- Consumo de energia e vapor de processo do projeto 2

Consumo do processo			Energia térmica do vapor de escape							
Energ.	Va-Por	Especí-fico	Turbinas mecânicas		Turbo-gearador		Válvula reductora		Dessup-aqueced	Desae-rador
[kJ/s]	[kg/s]	[kg/tc]	[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
148.315	68,0	510	58.543	26,1	93.707	41,8	1.865	0,75	2,0	2,5

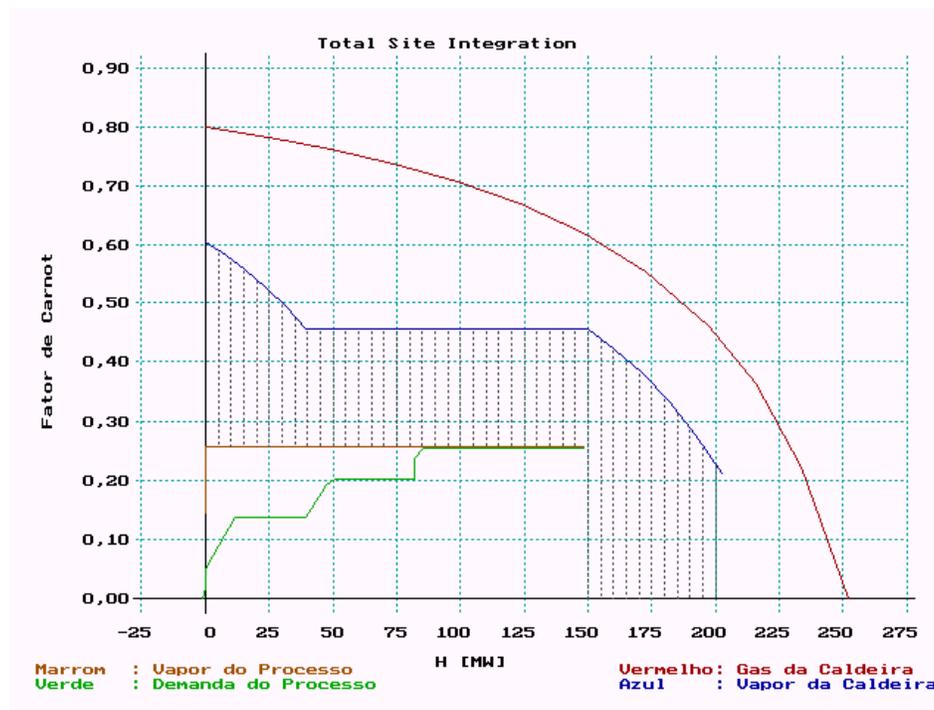


Figura 6.7- Grande curva composta exergética do projeto 2

O aumento no consumo de vapor do processo decorre principalmente de mudanças nas extrações de vapor vegetal do EME para o processo, que neste projeto ocorre em menor quantidade do que na planta inicial e no projeto 1. Com isto a demanda no EME diminui localmente, mas o consumo global do processo aumenta, havendo necessidade de mais vapor de escape das turbinas, para suprir o processo.

Na Figura 6.7 referente ao projeto 2, observa-se que a curva de demanda do processo é modificada em relação aos projetos anteriores, aumentando a demanda do vapor e gás da caldeira. Calculando as exergias dos fluidos envolvidos, os índices de aproveitamento entre os mesmos são iguais aos encontrados no sistema térmico do projeto 1. O vapor da caldeira também aproveita 27,5% da exergia do bagaço, enquanto o gás de queima de bagaço aproveita 45,5%. Em relação à disponibilidade de geração de potência, o índice de aproveitamento possível em relação ao vapor gerado na caldeira é de 58,0% em ambos os projetos. Estes resultados demonstram que o projeto 2, previsto para ser utilizado na safra 2003, aumenta o potencial de geração de potência na usina, mas mantém praticamente os mesmos índices de eficiências térmicas do projeto 1.

6.4 Utilidades em Múltiplos Níveis de Temperatura (Projeto 3)

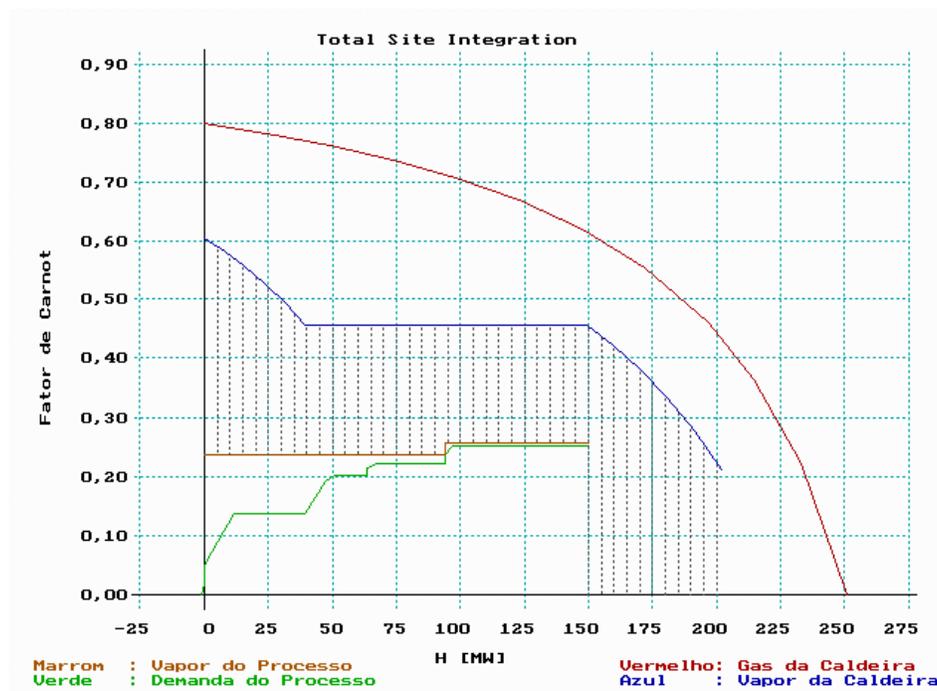


Figura 6.8- Grande curva composta exergética do projeto 3

Quando se considera fixos os níveis de pressão e temperatura gerados na nova caldeira, observa-se nas Figuras 6.7 e 6.8 que as irreversibilidades para a geração de potência decorrem principalmente da utilização dos níveis de escape para o processo. Para os projetos anteriores o

escape de vapor nas turbinas ocorria em apenas um nível de pressão em 0,25 MPa. Como neste sistema térmico da usina há mais de uma turbina, pode-se operar com diferentes pressões e temperaturas de escape nas mesmas, tornando-se um sistema de utilidades em múltiplos níveis de temperaturas para o processo. Procurando eliminar as irreversibilidades entre o escape do vapor e o consumo de processo, neste trabalho (projeto “3”) propõe-se a utilização do escape de vapor também a 0,18 MPa (~117° C). A temperatura de 117°C se refere ao nível de pressão utilizado no 1º efeito do EME, e tem como objetivo manter as mesmas diferenças de temperaturas dos trocadores de calor do processo da planta inicial. Isto pode ser feito conforme o esquema da Figura 6.9, no qual o nível de escape do vapor das turbinas mecânicas são mantidos em 0,25 MPa, e apenas a pressão de escape do turbo-gerador é abaixada para 0,18 MPa.

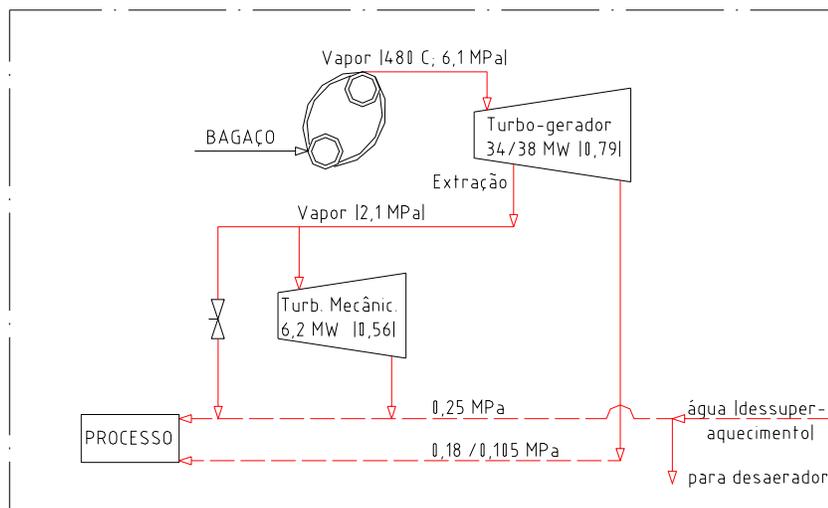


Figura 6.9- Esquema de cogeração do projeto 3

Em todas as análises anteriores, da planta inicial e dos projetos 1 e 2, as demandas do processo referem-se ao valores fornecidos pelos projetistas da própria usina, em que o consumo de vapor de processo não está otimizado. Embora a proposta do projeto 2 seja de aumentar este consumo, para que em conseqüência aumente também a produção de eletricidade excedente, e a análise “*pinch*” seja mais utilizada para a redução do consumo de energia, esta ferramenta pode ser útil também para maximização do potencial de cogeração. Através da minimização do consumo de vapor de processo em 0,25 MPa, é possível que se gere mais potência com a demanda em 0,18 MPa.

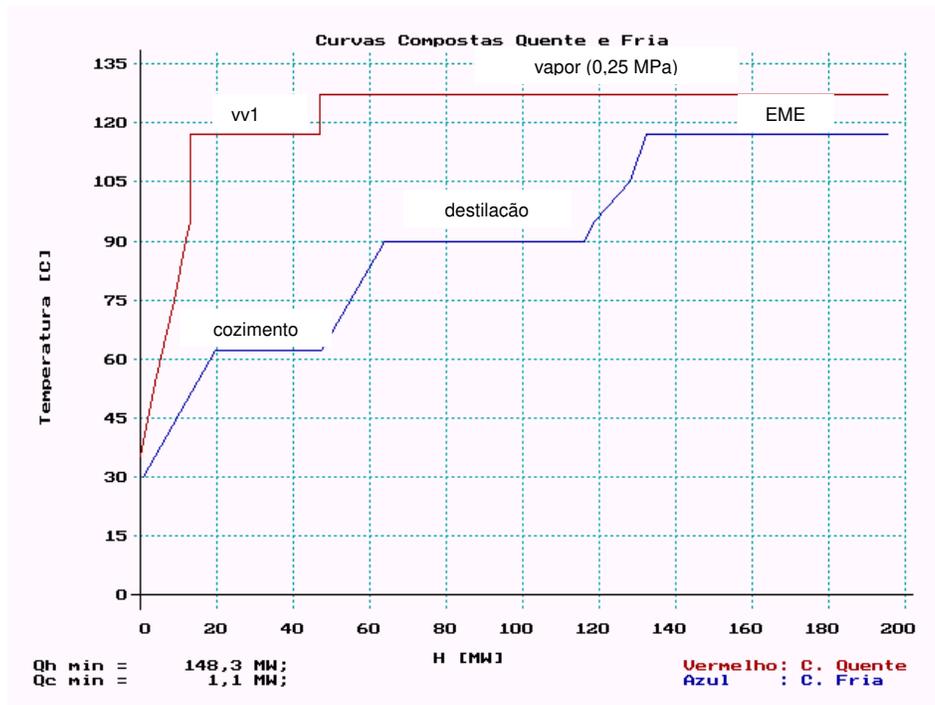


Figura 6.10- Curvas compostas do projeto 2 não otimizado

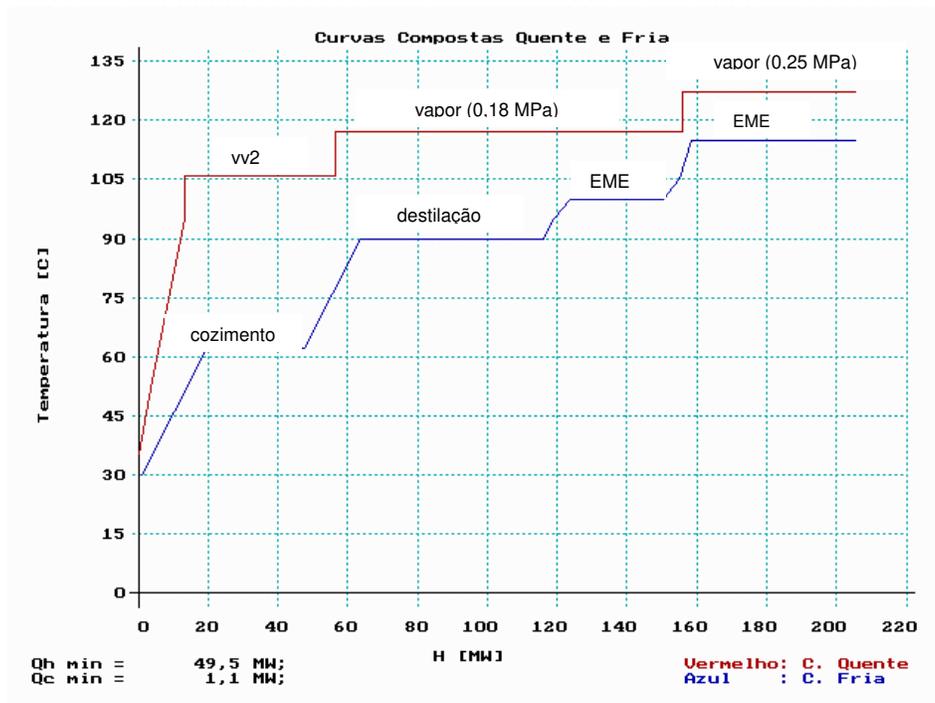


Figura 6.11- Curvas compostas do projeto 3

alteradas, diminuindo ou aumentando as diferenças de temperaturas entre os fluidos nos efeitos. Com estas medidas a nova configuração do EME está descrita nas Tabelas 6.19 a 6.21.

Tabela 6.19- Resultados gerais do EME do projeto 3

Resultados gerais	
Consumo de energia	73.206 kJ/s
Rendimento global	1,862 kg.água.evaporada/kg.vapor
Consumo específico	0,537 kg.vapor/kg.água.evaporada
	1,583 kg.vapor/kg.xarope

Tabela 6.20- Dados do EME do projeto 3

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Descarga [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	115	106,0	100,0	54,0
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	19,5	-	-
Dados de saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	63,6	44,2	33,1	21,1
Concentração [Brix]	22,3	32,0	42,8	67

Tabela 6.21- Estimativa da área do evaporador necessária para o projeto 3

Efeito	[Brix médio]	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A _{estimada} [m ²]	A _{existente} [m ²]
1	19,6	46.756	1.998	11,6	2.024	2.000
2	27,1	43.931	1.522	8,2	3.529	4.400
3	37,4	26.762	1.360	15,7	1.257	1.450
4	54,9	25.153	752	41,2	812	1.000

A meta de consumo global de vapor de processo obtida através das curvas compostas (Figura 6.11), ou da grande curva composta (Figura 6.13) é de 49.513 kW (170 kg/tc) em 0,25 MPa, e de 99.211 kW (337 kg/tc) em 0,18 MPa. Entretanto, a fim de manter as temperaturas e áreas dos trocadores de calor existentes, e também de obter o equilíbrio entre a energia térmica do vapor saindo das turbinas dos acionamentos mecânicos com a demanda do processo, pode-se ajustar o consumo de processo em 0,18 MPa para 94.205 kW (320 kg/tc), e não mais 99.211 kW, transferindo parte da demanda para 0,25 MPa, que passa a consumir 55.790 kW (192 kg/tc),

totalizando 512 kg/tc. O valor final é maior do que o consumo mínimo, mas esta alteração é para que todo vapor de escape dos acionadores mecânicos em 0,25 MPa sejam utilizados no processo.

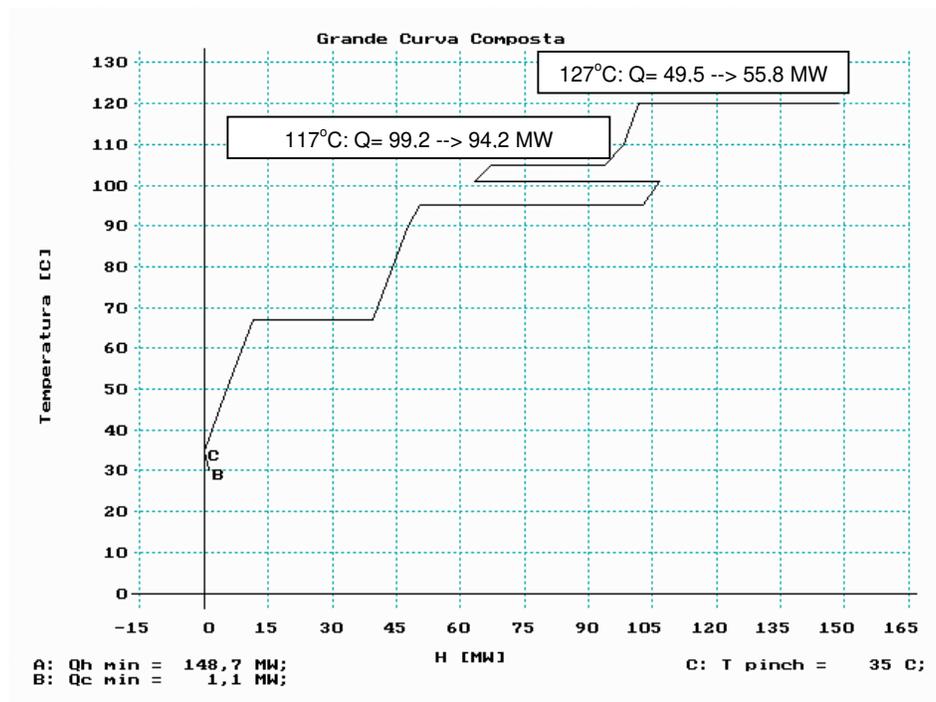


Figura 6.13- Grande curvas composta do projeto 3

Assim, é possível obter a disponibilidade de geração de potência para 53.359 kW com um consumo de bagaço de 117,3 t/h. Considerando as eficiências das turbinas é possível aumentar a geração de energia elétrica para 33.141 kW, com um excedente de 24.248 kW, permitindo que o consumo de energia e vapor de processo seja atendido conforme a distribuição disponível pelo escape das turbinas (Tabela 6.22).

Tabela 6.22- Consumo e disponibilidade de energia térmica de processo no projeto 3

Pressão [MPa]	Consumo processo			Energia térmica do vapor de escape					
	Energia [kW]	Vapor [kg/s]	Específico [kg/tc]	TM		TG (34 MW)		Dessuper-aqueced. [kg/s]	Desaerador [kg/s]
				[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]		
0,25	55.790	25,66	192	58.678	26,1	-	-	1,9	2,4
0,18	94.205	42,6	320	-	-	94.920	42,1	-	-

TM: turbinas mecânicas; TG: turbo-gerador

A redução da pressão de escape do vapor, embora permita um aumento do salto entálpico e da capacidade de geração de potência, aumenta também o volume específico do fluido, podendo diminuir a descarga e a produção da turbina. Deve-se verificar com o fabricante os limites do equipamento, para a alteração das condições de trabalho. Em caso de diminuição desta capacidade, isto pode ser contornado na usina em estudo, utilizando também o turbo-gerador de 9,5 MW, que foi colocado como equipamento de reserva, e pode ajudar na produção.

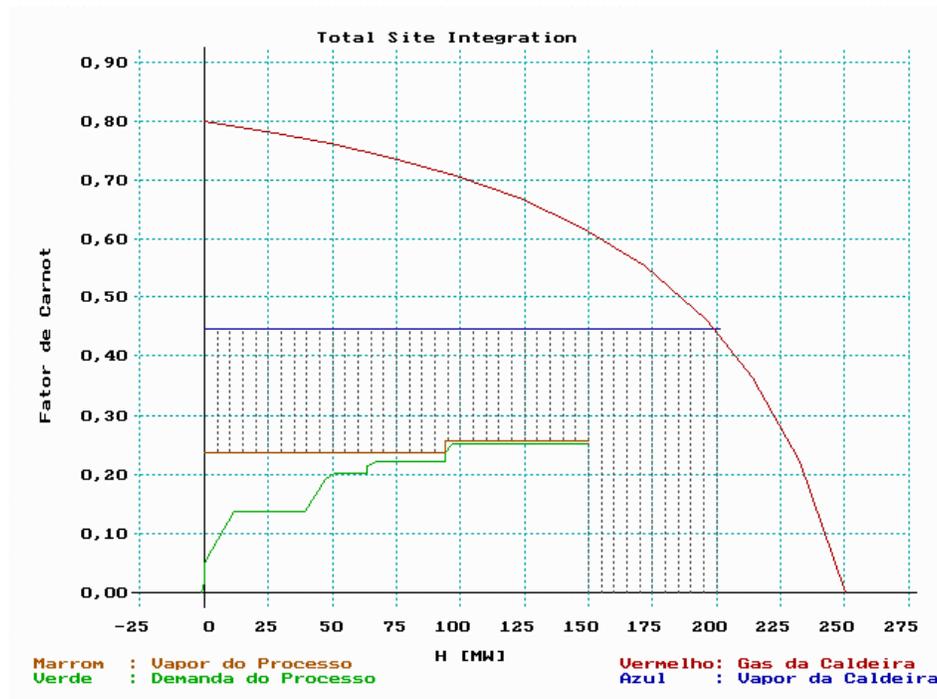


Figura 6.14- Grande curva composta exergética do projeto 3 através da temperatura média do fornecimento de calor

Assim como nos projetos anteriores (1 e 2), foram realizadas simulações para obtenção dos resultados do projeto 3. Entretanto, como descrito na discussão do método, esta meta poderia ter sido obtida através da temperatura média do fornecimento de calor ao ciclo. Sabendo-se que a temperatura de saída do vapor do desaerador é de 105°C , e do vapor da caldeira é de 480°C , na pressão de 6,1 MPa, utilizada na caldeira, tem-se a seguinte temperatura média, obtida dos dados da Tabela 6.23 e da equação 2.2:

Tabela 6.23: Propriedades termodinâmicas do vapor da caldeira

Pressão [MPa]	6,1	6,1
Temperatura [°C]	480	105
Entalpia [kJ/kg]	3.373	440
Entropia [kJ/kg.°C]	6,811	1,3629

$$T_{Hmed} = Q_H / \Delta S_H = (3.373 - 440) / (6,811 - 1,3629) = 538,4 \text{ K} = 265^\circ\text{C}.$$

$$\eta_{Hmed} = 1 - 298,15 / 538,4 = 0,446.$$

Conforme os procedimentos descritos no capítulo 3 é possível construir as curvas da Figura 6.14, na qual a área listrada é equivalente a área listrada da Figura 6.8. Portanto, conhecendo-se apenas as temperaturas de fornecimento de calor do processo, do vapor da caldeira e as eficiências exergéticas das turbinas é possível estabelecer as metas de cogeração sem a necessidade de simulações.

6.5 Aumento na Capacidade do Turbo-Gerador (Projeto 4)

As análises anteriores foram realizadas procurando-se melhorar o desempenho do sistema de cogeração, utilizando apenas os equipamentos existentes ou recém adquiridos pela usina. A análise “*pinch*” demonstrou ser uma ferramenta eficaz para a avaliação, contribuindo para novas propostas de reformulação do projeto sem a utilização de investimentos adicionais. Entretanto, o projeto poderia ser diferente caso a análise “*pinch*” fosse utilizado desde a sua concepção. A avaliação a seguir demonstra que o potencial de geração excedente poderia ser ainda maior, sem aumentar muito os investimentos realizados.

No projeto 3, o nível de contra-pressão sugerido no turbo-gerador foi de 0,180 MPa (~117°C). Para uma turbina de contra-pressão, cuja pressão de escape é maior do que a pressão atmosférica, pressões e temperaturas mais baixas não foram utilizadas, pois valores abaixo do que as utilizadas inicialmente demandariam trocadores de calor maiores do que os existentes, e as capacidades das turbinas também não poderiam satisfazer a nova produção. Deve-se lembrar que se as turbinas existentes trabalhassem em suas capacidades nominais e com as pressões e

temperaturas originais, o excedente poderia ser muito maior do que os alcançados anteriormente. Entretanto, neste caso, a oferta de bagaço não seria suficiente para suprir a produção total, nem o processo teria condições de condensar todo vapor de escape das turbinas. É importante lembrar que o sistema de potência deve estar também equilibrado com o consumo de vapor de processo, para não haver perdas para o ambiente.

O consumo de processo da planta inicial era de 484 kg/tc, sendo o mesmo mantido no projeto 1. Nos projetos 2 e 3, o consumo do processo aumentou para 510 kg/tc e 512 kg/tc, respectivamente, sendo o evaporador de múltiplos efeitos a principal causa de mudança para as demandas. Enquanto na planta inicial/projeto 1 se trabalhava com extrações de vapor vegetal nos 2 primeiros efeitos do EME para utilização no processo, no projeto 2 este recurso era menos utilizado, diminuindo o consumo local do equipamento, mas aumentando o consumo global do processo. Já no projeto 3 havia sangria de vapor vegetal apenas no 2º efeito, mas havia utilização de vapor de escape das turbinas também no 3º efeito do equipamento, sendo este vapor de pressão e temperatura mais baixas do que o tradicionalmente utilizado no setor sucro-alcooleiro brasileiro.

Quando outros equipamentos, além dos existentes na usina, são utilizados é possível que se alcance uma melhor integração da geração de potência com o processo. O projeto 4 propõe que a pressão de escape do turbo-gerador seja levemente superior à atmosférica, com 0,105 MPa (~101°C), alterando novamente o consumo do processo. Neste esquema, o EME também trabalha com temperaturas diferentes, onde o 2º efeito opera com extração de vapor na mesma temperatura de 101°C, o vapor de escape das turbinas mecânicas em 0,25 MPa é utilizado no 1º efeito, e o vapor de escape do turbo-gerador em 0,105 MPa é fornecido ao 3º efeito do equipamento (Tabelas 6.24 a 6.26).

Tabela 6.24- Resultados gerais do EME do projeto 4

Resultados gerais	
Consumo de energia	73.312 kJ/s
Rendimento global	1,879 kg.água.evaporada/kg.vapor
Consumo específico	0,532 kg.vapor/kg.água.evaporada
	1,569 kg.vapor/kg.xarope

Tabela 6.25- Dados do EME do projeto 4

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	101,0	91,0	54,0
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	16,7	-	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	67,2	50,5	36,0	21,1
Concentração [Brix]	21,1	28,0	39,3	67

Tabela 6.26- Estimativa da área do evaporador necessária para o projeto 4

Efeito	[Brix médio]	Q [kW]	U [W/m².°C]	ΔT [°C]	A_{estimada} [m²]	A_{existente} [m²]
1	19,0	38.097	2.556	9,6	1.975	2.000
2	24,5	35.795	2.085	15,2	1.440	1.450
3	33,6	35.214	1.087	8,6	3.789	4.400
4	53,1	33.100	629	32,3	1.632	1.000

Assim, construindo a grande curva composta deste novo projeto (Figura 6.15), a meta total de utilidade quente para o processo é de 155,0 MW (521 kg/tc). Deste total, com a utilização de utilidades em dois níveis de temperaturas com 127°C e 101°C, a meta de consumo é de 53,8 MW (185 kg/tc) na temperatura mais alta, enquanto na temperatura mais baixa é de 101,1 MW (336 kg/tc), totalizando 521 kg/tc. Uma vez que o aumento do consumo do processo favorece a geração de excedente de energia, no projeto da rede de trocadores de calor não foram modificados os trocadores TR1A e TR2A da planta inicial, elevando o consumo para 54,7 MW (188 kg/tc) e 101,7 MW (338 kg/tc), nas pressões de 0,25 e 0,105 MPa respectivamente (Tabela 6.27). Como tanto o vapor de escape em 0,105 MPa, quanto o vapor vegetal do efeito em que ocorre extração para o processo estão com 101°C, e esta temperatura é menor do que a utilizada anteriormente, as áreas de alguns trocadores de calor precisam ser aumentadas (Tabelas 6.28 e 6.29).

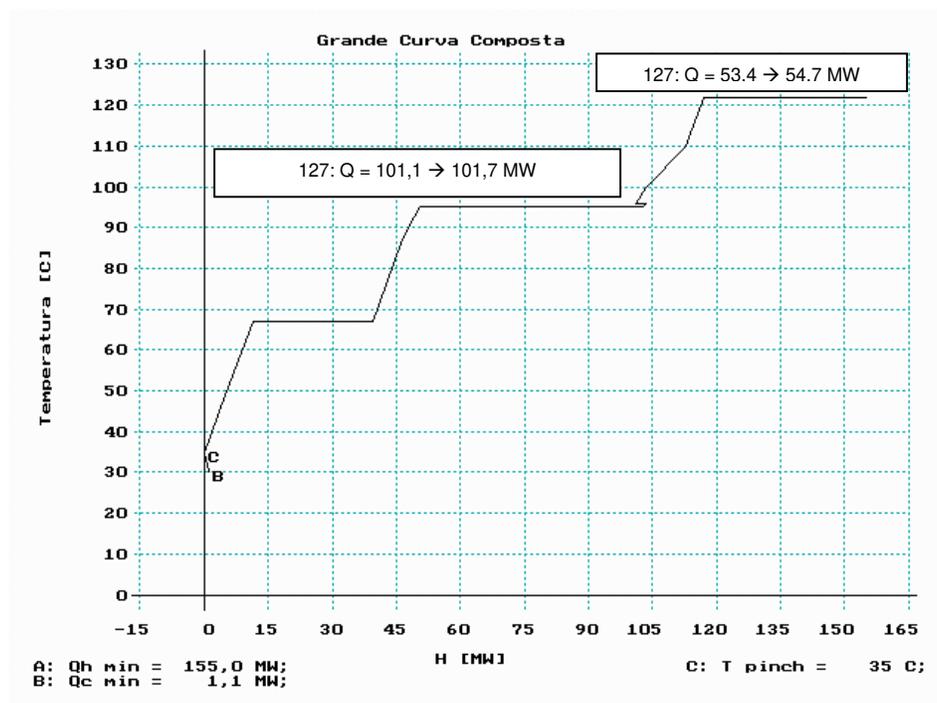


Figura 6.15- Grande curva composta do projeto 4

Tabela 6.27- Consumo e disponibilidade de energia térmica de processo no projeto 4

Pressão [MPa]	Consumo processo			Energia térmica do vapor de escape					
	Energia [kW]	Vapor [kg/s]	Específico [kg/tc]	TM		TG (38 MW)		Dessuper aqueced. [kg/s]	Desaerador [kg/s]
				[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]		
0,25	54.700	25,0	188	56.360	24,2	-	-	1,7	1,0
0,105	101.700	45,1	338	-	-	101.750	45,4	-	-

TM: turbinas mecânicas; TG: turbo-gerador

Tabela 6.28.- Temperaturas dos trocadores de calor no projeto 4

Trocador	Correntes		Temperaturas [° C]			
	Quente	Fria	T _{H1}	T _{H2}	T _{C1}	T _{C2}
TR1B	VV2	1	101	101	40,5	89,5
TR1C	VE	1	127,4	127,4	89,5	105
TR2B	VV2	2	101	101	60	89,5
TR2C	VE	2	127,4	127,4	89,5	105

VE: Vapor de Escape; VV2: Vapor Vegetal do Efeito 2.

Tabela 6.29.- Estimativa das áreas dos trocadores de calor no projeto 4

Trocador	U [W/m ² K]	ΔT_m [° C]	Q [kW]	A [m ²]
TR1B	872	29,5	17.130	665
TR1C	872	29,5	5.420	210
TR2B	872	23,2	6.875	340
TR2C	872	29,5	3.610	140

O esquema de cogeração é o mesmo da Figura 6.9, na qual o disponível para a geração de potência, calculado na área listrada da Figura 6.16, é de 58.608 kW, sendo possível produzir 38.165 kW de energia elétrica, com um excedente de 29.230 kW, após as considerações das irreversibilidades. A utilização de bagaço é de 121,6 t/h.



Figura 6.16- Grande curva composta exergética do projeto 4

Observa-se que esta produção excede a capacidade do turbo-gerador de 34 MW. Apenas para uma breve comparação, com consulta junto aos fornecedores na cotação de maio de 2003 (US\$ 1,00 = ~ R\$ 3,00), as estimativas dos investimentos realizados recentemente na usina apenas com as novas caldeiras (2 x R\$ 12,5 milhões) e com o turbo-gerador de 34 MW (R\$ 8 milhões), foram no total de R\$ 33 milhões. O custo de um turbo-gerador com uma capacidade de 38 MW trabalhando nas condições propostas seria de 9 milhões. Assim, um turbo-gerador de 38

MW, ao invés de 34 MW, seria apenas 3% superior aos investimentos realizados, sem a consideração de outros custos, enquanto o acréscimo na geração de potência excedente seria 30,3% maior do que o projeto 2, e 20,5% maior do que o projeto 3.

6.6 Utilização de Turbinas de Condensação (Projeto 5)

Assim como foi observado na Figura 6.7 quando comparada à Figura 6.8, ainda há na Figura 6.16 uma região de irreversibilidade entre a curva do vapor e da demanda do processo (fator de *Carnot*: 0,15 e 0,20). Esta região se encontra em pressões abaixo da atmosférica, e no caso de utilização do vapor de escape das turbinas para o fornecimento do calor ao processo, isto só seria possível com tecnologias de turbinas de condensação operando com sistemas a vácuo. Os níveis usuais de pressão de exaustão neste tipo de turbina estão entre 0,01 e 0,02 MPa (abs.), com temperaturas na faixa de 45° a 60° C, muito baixas relativas aos processos de produção normalmente encontrado, não sendo por este motivo utilizados como fonte de calor.

No caso da produção de açúcar e álcool, como há uma grande demanda de calor no EME, e os últimos efeitos deste equipamento também operam em níveis de pressão e temperatura próximos, pode ser possível o aproveitamento energético do vapor de exaustão das turbinas de condensação para esta operação, bem como para o cozimento, caso níveis mencionados sejam um pouco acima dos valores usuais. No projeto “5”, a proposta é a utilização da condensação do vapor da turbina com exaustão em 0,038 MPa (~75° C), o que permite que o mesmo seja utilizado como uma fonte de aquecimento do 4° efeito do EME. O esquema de cogeração para este sistema é o mesmo representado na Figura 6.9, alterando-se apenas o nível de escape do turbo-gerador de 0,18/0,105 MPa para 0,038 MPa.

Tabela 6.30- Resultados gerais do EME do projeto 5

Resultados gerais	
Consumo de energia	72.365 kJ/s
Rendimento global	1,935 kg.água.evaporada/kg.vapor
Consumo específico	0,517 kg.vapor/kg.água.evaporada
	1,526 kg.vapor/kg.xarope

Tabela 6.31- Dados do EME do projeto 5

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Descarga [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	109,5	100,0	54,0
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	-	15,0	-
Dados de saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	67,9	52,7	37,7	21,1
Concentração [Brix]	20,8	26,9	37,5	67

Tabela 6.32 Estimativa da área do evaporador necessária para o projeto 5

Efeito	[Brix médio]	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	18,9	36.410	2.011	9,6	1.884
2	23,8	34.210	1.635	6,8	3.076
3	32,2	34.015	1.298	8,5	3.096
4	52,2	35.955	364	15,9	6.238

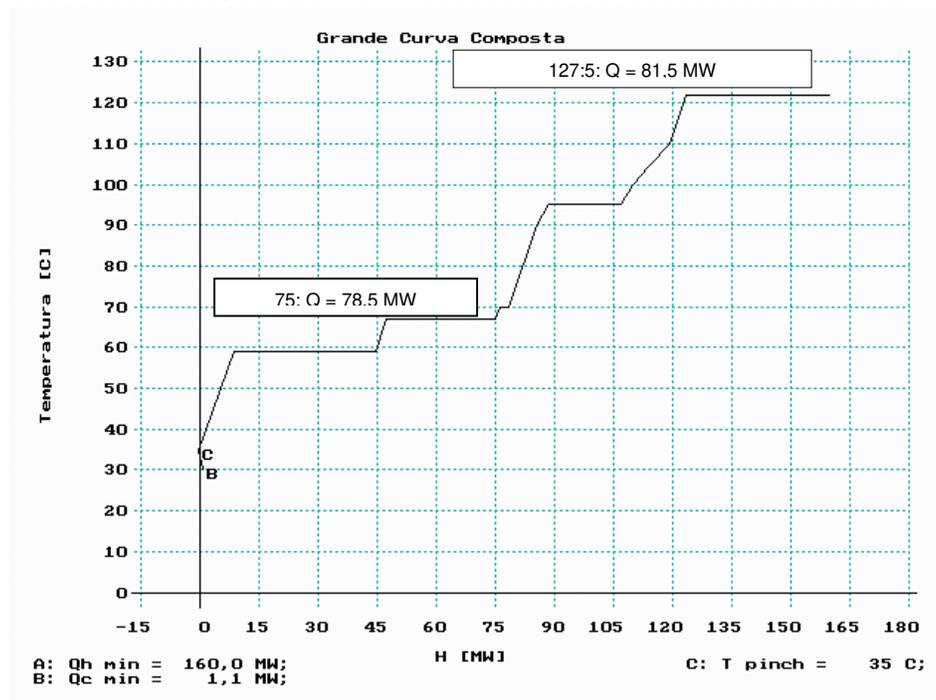


Figura 6.17- Grande curva composta do projeto 5

Com a configuração do EME definida nas Tabelas 6.30 a 6.32, pode-se construir as curvas compostas do processo e a grande curva composta, demonstrada na Figura 6.17. Como a temperatura de 75°C é baixa comparada com as temperaturas do processo em geral, não é possível abaixar muito a demanda do vapor em 0,25 MPa qualquer que seja a configuração do EME, enquanto a demanda em 0,038 MPa fica em níveis mais baixos, não sendo possível maximizar a potência sem a utilização dos condensadores. No projeto 5 esta demanda é de 81.494 kW (280 kg/tc), enquanto em 0,038 MPa é de 78.462 kW (254 kg/tc), totalizando 159.956 kW (534 kg/tc) descritos na Tabela 6.33, resultando em novas estimativas de diferentes trocadores de calor desta integração térmica (Tabela 6.34 e 6.35).

Tabela 6.33- Consumo e disponibilidade de energia térmica de processo no projeto 5

Pres- são	Processo			Turbinas mecânicas		Turbo- gerador		Válvula reduzora		Dessup. aqueced.	Desae- rador
	[MPa]	[kW]	[kg/s]	[kg/tc]	[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]	[kW]	[kg/s]	[kg/s]
0,251	81.494	37,4	280	58.680	26,1	-	-	23.650	9,5	2,0	1,0
0,038	78.462	33,8	254	-	-	78.530	35,1	-	-	-	-

Tabela 6.34.- Temperaturas dos trocadores de calor no projeto 5

Trocador	Correntes		Temperaturas [° C]			
	Quente	Fria	T _{H1}	T _{H2}	T _{C1}	T _{C2}
TR1A	4	1	76,0	47,0	30	48
TR1B	VE 75	1	75	75	48	65
TR1C	VV1	1	127,4	127,4	65	105
TR2A	VE 75	2	75	75	30	65
TR2B	4	2	95	76	65	83
TR2C	VE127	2	127,4	127,4	83	105
TR3A	VE127	3	127,4	127,4	95	117
TR4A	4	Água	47,0	35	25	32

Tabela 6.35.- Estimativa das áreas dos trocadores de calor no projeto 5

Trocador	U [W/m ² K]	ΔT _m [° C]	Q [kW]	A [m ²]
TR1A	3.489	22,0	6.290	85
TR1B	872	17,1	5.940	400
TR1C	872	39,0	13.985	410
TR2A	3.489	23,3	8.160	400
TR2B	3.489	11,5	4.220	105
TR2C	872	32,2	5.130	185
TR3A	872	19,4	7.580	450
TR4A	3.500	12,3	2.720	65

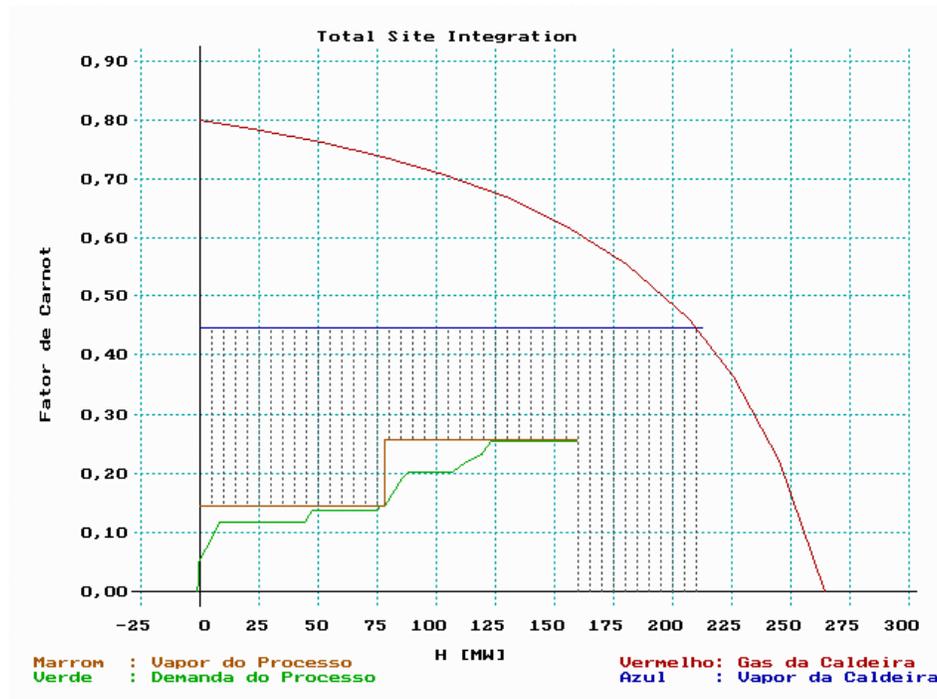


Figura 6.18- Grande curva composta exergética do projeto 5

Neste projeto a disponibilidade para a geração de potência estimada pela área listrada da Figura 6.18 é de 62.680 kW. Para um sistema operando com extração de vapor apenas em 2,1 MPa (abs.) para as turbinas de acionamentos mecânicos existentes, há um déficit de energia térmica no processo de quase 30% que deve ser atendido através do vapor passando diretamente pela válvula redutora de pressão, tornando o sistema ineficiente. Considerando esta perda e as outras estimadas nas análises anteriores, pode-se produzir um total de 37.852 kW de energia elétrica, com 28.945 kW de excedente, e 123,8 t/h de consumo de bagaço. O projeto 5 poderia alcançar melhores resultados caso a turbina possuísse dupla extração de vapor além da condensação, com a segunda extração ocorrendo na pressão de 0,25 MPa. Assim, o complemento do vapor de processo poderia ocorrer através desta extração, evitando perdas de exergia do vapor através da válvula redutora.

Para este projeto, também na comparação da cotação de maio de 2003, o custo de um turbo-gerador com capacidade de 42 MW era de R\$ 16 milhões, incluindo os condensadores e as torres de resfriamento da água. Uma vez que a proposta é justamente condensar o vapor no processo,

este valor pode cair significativamente. Considerando uma economia de aproximadamente 30% no valor do equipamento, este valor é de R\$ 11,2 milhões. Como a alteração do consumo de processo neste projeto aumenta também a demanda da área necessária no EME, os investimentos seriam ainda maiores, com R\$ 1 milhão no EME (área de 5.000 m²), totalizando uma elevação de R\$ 4,2 milhões do valor inicial de R\$ 33 milhões. Assim, este projeto é aproximadamente 12,7% mais caro do que os investimentos realizados, mas com um aumento de 29,0% no excedente de energia elétrica em relação ao projeto 2, adotado na safra 2003. Portanto, comparado com o projeto 4 não há vantagem neste tipo de sistema de integração térmica utilizando as turbinas de extração-condensação, sem a redução da demanda de vapor.

6.7 Comparação dos Resultados

Comparando as exergias obtidas nas curvas (Tabela 6.36), verifica-se como mencionado anteriormente que o aproveitamento exergético do vapor das caldeiras em relação ao bagaço é de 22,0% na planta inicial e de 27,5% nos demais projetos, enquanto o gás de queima aproveita 42,5% e 45,5%, respectivamente. Estes valores são fixos quando se mantêm os níveis de pressão e temperatura do vapor das caldeiras. As diferenças nos projetos estão relacionadas com os cálculos das relações entre as exergias (Tabela 6.37) resultando nos seguintes índices: 1, razão entre a exergia do vapor do processo e do vapor saindo da caldeira; 2, razão entre a exergia da demanda do processo e do vapor de condensação; 3: razão entre a disponibilidade para a geração de potência e a exergia do bagaço; 4: razão entre a disponibilidade para geração de potência e a exergia do vapor da caldeira.

Tabela 6.36- Exergias dos sistemas de cogeração

Projeto	Exergias [kW]					
	Bagaço ¹	Gás da caldeira	Vapor da caldeira	Vapor do condensado	Processo	Disponível ger. potência
Inicial	301.264	128.259	66.403	35.995	29.467	30.408
1	311.854	141.961	85.657	35.995	29.467	49.662
2	328.297	149.515	90.214	37.916	29.977	52.298
3	326.902	148.887	89.836	36.477	30.172	53.359
4	338.885	154.546	93.250	34.642	30.541	58.516
5	345.018	157.085	94.782	32.102	27.934	62.680

1: Exergia do bagaço calculada com equação 5..6; demais valores através das curvas

Tabela 6.37- Índices entre exergias dos projetos

Índices entre exergias [%]				
Projeto	1	2	3	4
	Vap.condensa/ Vap.caldeira	Processo/ Vap.condensa	Disp.potência/ Bagaço	Disp.potência/ Vap.caldeira
Inicial	54,2	81,9	10,0	45,8
1	42,0	81,9	15,9	58,0
2	42,0	79,1	15,9	58,0
3	33,6	82,7	16,3	59,4
4	32,8	88,2	17,3	62,8
5	33,9	87,0	18,2	66,1

Para o índice 1, percebe-se o decréscimo do valor da planta inicial em direção ao projeto 5, entre o vapor de processo e o vapor da caldeira, que é inversamente proporcional ao índice 4, entre a disponibilidade de geração de potência e o vapor da caldeira. Há em ambos os índices uma diferença máxima de 20,3% entre os valores extremos da planta inicial e do projeto 5. Estes valores também estão relacionados com índice 3, que entretanto, substitui a exergia do vapor da caldeira pela exergia do bagaço como referência nos cálculos. Já o índice 2, refere-se à relação de transferência de calor entre a demanda do processo e o vapor de condensação para o processo. Para a maximização da geração de potência estes resultados são apenas metas a serem alcançadas, após as considerações das irreversibilidades do sistema. Na Tabela 6.38 constam os valores reais de produção e consumo do processo, potência e bagaço, que permite também a obtenção da eficiência térmica do sistema (Tabela 6.39).

Tabela 6.38- Resultados comparativos de produção e consumo

Projeto	Consumo Processo [kg/tc]	Produção e Consumo E.Mecânica [kW]	Produção E. Elétrica [kW]	Consumo E.Elétrica [kW]	E.Elétrica Excedente [kW]	Consumo Bagaço [t/h]
Inicial	484	7.800	9.460	6.840	2.620	108,1
1	484	6.220	29.465	8.850	20.620	111,9
2	510	6.220	31.320	8.890	22.430	117,8
3	512	6.220	33.140	8.890	24.250	117,3
4	528	6.220	38.165	8.935	29.230	121,6
5	534	6.220	37.855	8.910	28.945	123,8

tc: tonelada de cana moída

Quando o objetivo é a maximização da geração de potência incluindo investimentos adicionais, o melhor resultado obtido nesta etapa de trabalho é o projeto 4, que apesar de possuir

a disponibilidade da geração de potência menor do que o projeto 5, consegue alcançar o maior valor devido ao melhor ajustamento do sistema com o consumo de processo. Além de aumentar a geração de energia elétrica excedente, este projeto obteve também os melhores índices de eficiências térmicas, tanto no que se refere a termos energéticos, quanto a exergéticos.

Tabela 6.39- Resultados comparativos de eficiências térmicas no sistema de cogeração

Projeto	$\eta_{p.CG}$	η_{exCG}	$I_{exced.M}$ [kWh/tc]	$I_{exced.B}$ [kWh/tb]
Inicial	0,366	0,155	5,5	24,2
1	0,472	0,209	43,0	184,3
2	0,472	0,206	46,7	190,4
3	0,485	0,213	50,5	206,7
4	0,501	0,221	60,9	240,0
5	0,498	0,209	60,3	233,8

tc: tonelada de cana moída; tb: tonelada de bagaço utilizado

Este é um fator significativo, visto que é muito comum projetos privilegiando a maximização de potência em detrimento dos índices de eficiências térmicas, como é o caso do projeto 2, quando comparado ao projeto 1. Embora mantenha a mesma eficiência energética, possui a eficiência exergética um pouco menor do que do projeto 1.

Para projetos considerando apenas os equipamentos existentes na usina, o projeto 3 apresentou melhoria bastante considerável em relação aos projetos 1 e 2. É interessante que o mesmo consegue aumentar a produção de energia excedente, com praticamente o mesmo consumo de bagaço do projeto 2, resultando em índices mais favoráveis de eficiência térmica.

Capítulo 7

Redução do Consumo de Vapor de Processo

No capítulo anterior pôde ser verificado que, para um sistema de cogeração utilizando turbinas de condensação, os níveis de consumo de energia térmica no processo são muito elevados, não permitindo um melhor desempenho, tanto em termos de eficiência térmica, quanto de geração de potência elétrica excedente do sistema proposto. Conforme já foi comentado, para a utilização de turbinas a vapor de condensação, e para ciclos mais avançados utilizando turbinas a gás, a redução de consumo de vapor é essencial para atingir a máxima geração de potência.

Assim, neste capítulo apenas a redução do consumo de vapor de processo é estudada, fazendo-se análises térmicas da usina apresentada no capítulo anterior, isolando apenas o processo de produção de açúcar e álcool. Neste caso, somente as curvas compostas (CCs) do processo são utilizadas como ferramentas de avaliação. As medidas analisadas são:

- a) utilização de extrações de vapor vegetal (sangrias) nos efeitos do evaporador de múltiplos efeitos (EME);
- b) número de efeitos ótimo desse equipamento; e
- c) aproveitamento térmico de condensados.

Visando atingir o objetivo proposto de redução do consumo de vapor de processo através da análise “*pinch*”, o processo de produção da Figura 6.6 pode ser simplificado no esquema da Figura 7.1 e nas Tabelas 7.1 e 7.2, resultando no consumo de processo já apresentado anteriormente (Tabela 7.3). Neste esquema, também utilizado nas análises anteriores do capítulo

6, os trocadores de calor são retirados, deixando apenas as indicações das temperaturas das correntes térmicas do processo.

Tabela 7.1- Resumo do consumo de aquecimento e resfriamento do caldo

Corrente	Tipo	Temperatura [°C]		Capacidade térmica [kW/°C]	Carga térmica [kJ/s]
		Inferior	Superior		
1	Fria	30	105	349,6	26.220
2	Fria	30	105	233,1	17.480
3	Fria	95	117	344,7	7.580
4	Quente	35	95	221,2	13.270

Tabela 7.2- Consumo do cozimento, destilação e evaporação

Operação	Temperatura média [°C]	Carga térmica [kJ/s]
Cozimento	62	27.792
Destilação	90	52.343
Evaporação	117	78.734

Tabela 7.3- Consumo de energia e vapor de processo

Consumo do processo		
Energia [kJ/s]	Vapor [kg/s]	Específico [kg/tc ¹]
140.799	64,5	484

1: tc: tonelada de cana moída (480 t/h)

Considerando a restrição de uma diferença de temperatura mínima de transferência de calor ($\Delta T_{\text{mínimo}} = 10^{\circ}\text{C}$) constatada na planta inicial, e baseado nos dados das tabelas anteriores, foram construídas as curvas compostas (Figura 7.2) e a grande curva composta (Figura 7.3) do processo, mantendo os mesmos níveis de extração de vapor vegetal praticada na planta inicial. A meta de consumo mínimo de energia obtida através das curvas compostas para o processo nestas condições é de 139.410 (479 kg/tc), valor apenas 1% inferior ao praticado inicialmente. Embora a redução do consumo de energia seja mínimo nestas condições, através do diagrama da Figura 7.2 se observa que as possíveis razões que impedem um melhor aproveitamento energético estão relacionadas com a grande distância entre as curvas compostas fria e quente, sendo este um fator de significativas irreversibilidades.

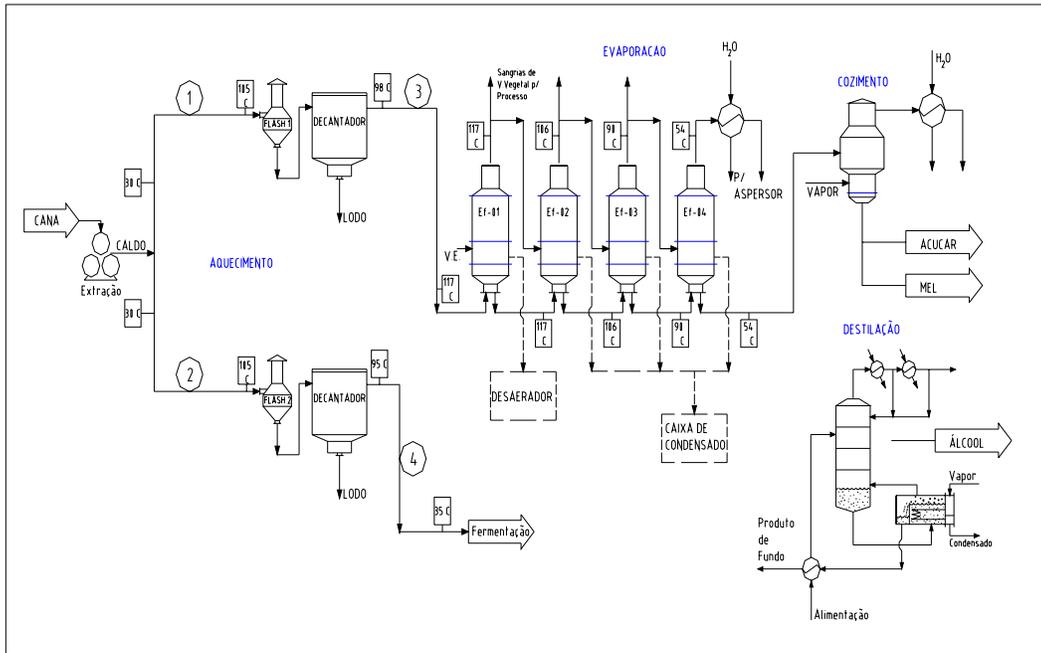


Figura 7.1- Esquema simplificado do processo para realização da análise “pinch”

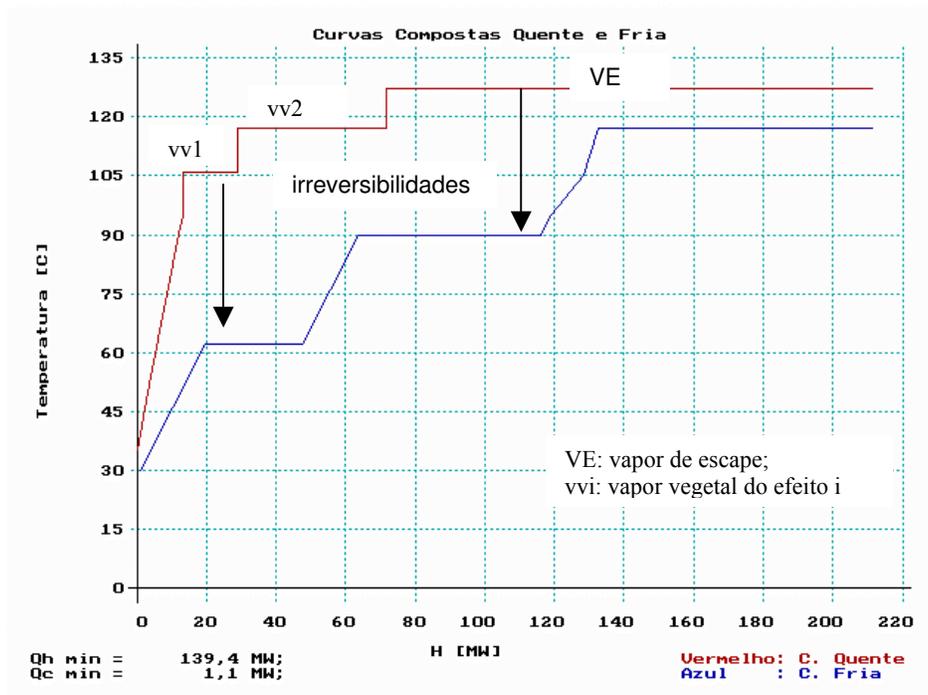


Figura 7.2- Curvas compostas da planta com nível de sangria inicial de VV

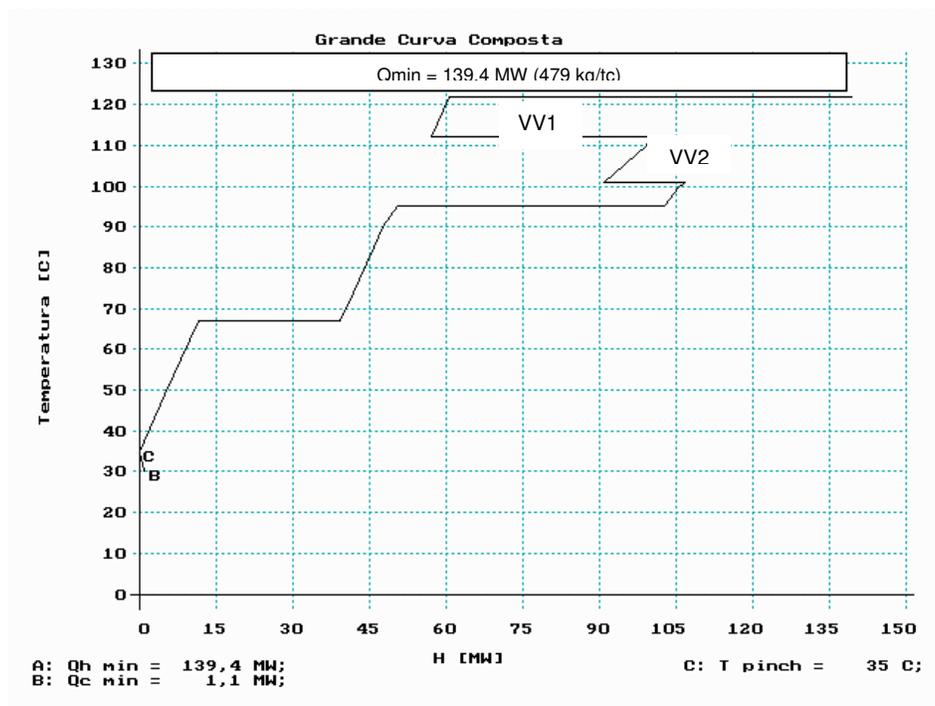


Figura 7.3- Grande curva composta da planta com nível de sangria inicial de VV

7.1 Utilização de Vapor Vegetal (VV) no Processo

Uma forma de diminuir as diferenças de temperaturas entre as correntes quentes e frias do processo é aumentar as extrações de vapor vegetal do EME para o processo. Na planta inicial, as extrações ocorriam apenas no 1º e 2º efeitos. Entretanto, é possível aumentar a utilização do vapor vegetal destes efeitos, ou ampliar o número de efeitos com sangrias, reduzindo também o consumo de vapor no processo.

Aumentando a disponibilidade de vapor vegetal do 1º efeito para o processo, é possível construir as novas curvas compostas que são demonstradas na Figura 7.4. Observa-se que a demanda do EME aumenta, mas ocorre o mesmo com a disponibilidade de vapor vegetal, permitindo também uma maior recuperação de energia e um menor consumo do processo (131.170 kW; 451 kg/tc). Uma vez que a única demanda térmica na faixa de temperatura de 115°C é o evaporador de múltiplos efeitos (Tabelas 7.4 a 7.6), é possível concluir da figura que embora este equipamento consuma praticamente todo vapor de processo, isto diminui o consumo global, pois o restante do processo pode ser suprido pelo VV do 1º efeito do EME e pela corrente

4. Para o EME, há necessidade de aumentar a área no 1º efeito, que passa a ter quase o mesmo valor do EME da planta inicial, e diminuir as áreas dos efeitos posteriores. Na nova configuração da rede de trocadores de calor é necessário mais um equipamento na corrente 3, ocorrendo também um pequeno aumento em termos de área total (Tabelas 7.7 e 7.9).

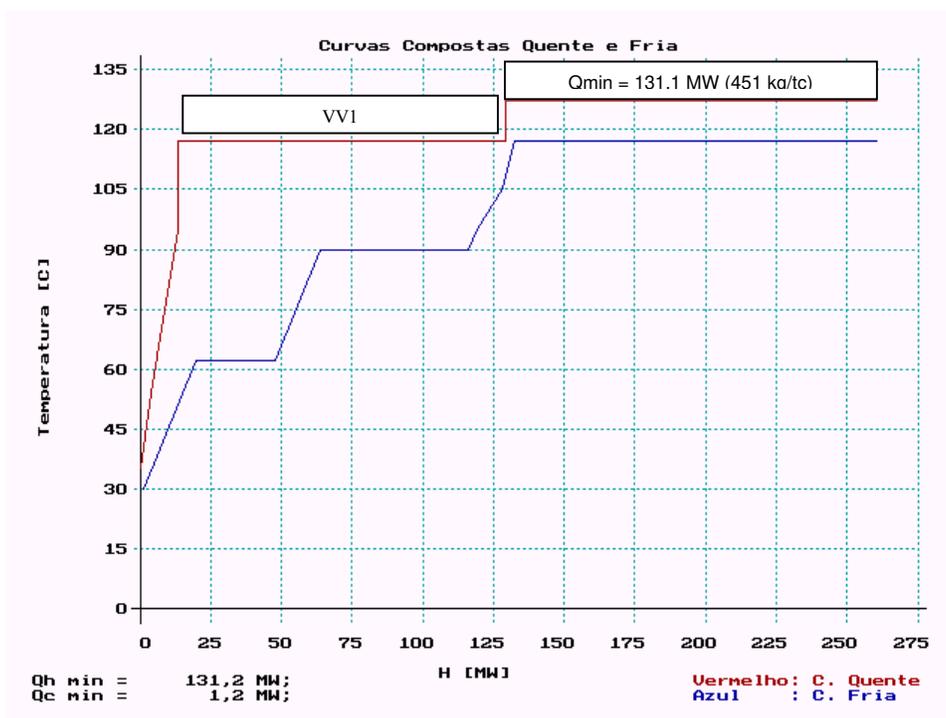


Figura 7.4- Curvas compostas maximizando a utilização de VV do 1º efeito

Quando se dispõe de vapor vegetal para o processo também dos efeitos 2 e 3, é possível reduzir ainda mais as irreversibilidades, pois há uma aproximação ainda maior entre as correntes quentes e frias do processo, conforme demonstram as curvas compostas nas Figuras 7.5 e 7.6. As extrações de VV do EME ocorrem de acordo com as demandas do processo nos níveis de temperatura dos efeitos, porém nem sempre é possível atender a quantidade desejada. Uma restrição imposta é que a quantidade de vapor vegetal extraída do EME não pode ser maior do que a disponível através da concentração do caldo na formação do xarope, respeitando-se o balanço de massa do equipamento. Além disso, há também a necessidade de se manter um equilíbrio na demanda de vapor nos efeitos anteriores e posteriores do EME.

Tabela 7.4- Consumo do EME (Máxima extração de VV no 1º Efeito)

Consumo de Energia
128.073 kJ/s

Tabela 7.5- Dados do EME (Máxima extração de VV no 1º Efeito)

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	106,0	90,0	54,0
Sangria V. Veg. [kg/s]	52,6	-	-	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	29,0	26,9	24,4	21,1
Concentração [Brix]	48,8	52,7	58,0	67

Tabela 7.6- Estimativa da área do EME (Máxima extração de VV no 1º Efeito)

Efeito	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	128.073	1.664	9,3	8.299
2	4.029	1.062	9,2	411
3	4.726	810	13,8	422
4	5.677	489	31,1	373

Tabela 7.7- Temperaturas dos trocadores de calor (Máxima extração de VV no 1º Efeito)

Trocador	Correntes		Temperaturas [° C]			
	Quente	Fria	T _{H1}	T _{H2}	T _{C1}	T _{C2}
TR1A	4	1	76,0	40,0	30	52,8
TR1B	VV1	1	117	117	52,8	85
TR1C	VV1	1	117	117	65	105
TR2A	VV1	2	117	117	30	65
TR2B	4	2	95	76	65	83
TR2C	VV1	2	117	117	83	105
TR3A	VV1	3	117	117	95	107
TR3B	VE	3	127,4	127,4	107	117
TR4A	4	Água	40,0	35	25	30

VE: Vapor de Escape; VVi: Vapor Vegetal do Efeito i.

Tabela 7.8- Áreas dos trocadores de calor (Máxima extração de VV no 1º Efeito)

Trocador	U [W/m ² K]	ΔT _m [° C]	Q [kW]	A [m ²]
TR1A	3.489	15,6	7.960	150
TR1B	872	46,4	11.362	280
TR1C	872	20,4	6.900	388
TR2A	872	68,0	8.160	140
TR2B	3.489	11,5	4.220	105
TR2C	872	21,1	5.130	280
TR3A	872	15,2	4.135	310
TR3B	872	14,8	3.447	266
TR4A	3.500	10	1.100	35

Tabela 7.9- Fornecimento de calor para o cozimento e destilação (Máxima extração do 1º Efeito)

Operação	VE [kJ/s]	VV1 [kJ/s]
Cozimento	-	27.792
Destilação	-	52.343

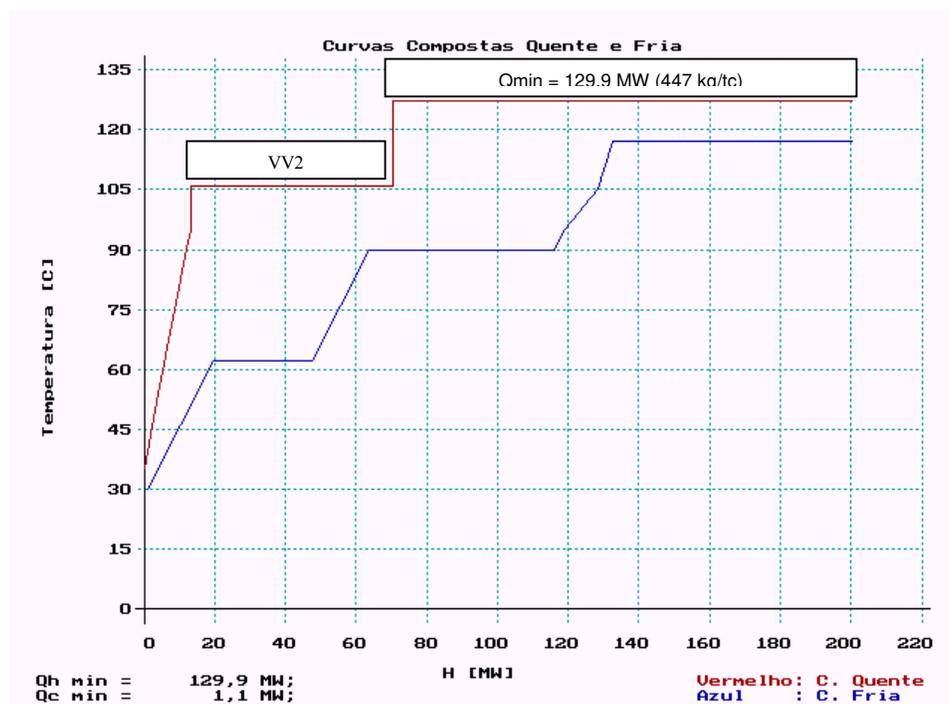


Figura 7.5- Curvas compostas da planta disponibilizando V.V. do 2º efeito

A decorrência destes fatos é que a disponibilidade de vapor vegetal tende a diminuir conforme as extrações são realizadas nos últimos efeitos do EME. Para o exemplo de sangria de

VV no 2º efeito, toda a evaporação deste efeito será realizada com o fornecimento de VV gerado no 1º efeito, que deve possuir a energia necessária para suprir esta demanda. Como o calor latente do vapor vegetal entre os diferentes efeitos é praticamente o mesmo, cada kg de VV do 2º efeito demanda um kg de VV do 1º efeito a ser utilizado apenas internamente no equipamento. Portanto, a disponibilidade total de vapor vegetal a ser extraído para o processo diminui, e desta forma, o vapor de escape da turbina precisa ser novamente utilizado para outras operações do processo, além do próprio EME.

Assim, a regra geral é que as extrações nos últimos efeitos tendem a diminuir o consumo global do processo, mas a restrição é que os últimos efeitos tendem a disponibilizar menos vapor vegetal para o processo. Os resultados estão na Tabela 7.10 e demonstram também que os totais de áreas necessárias para os trocadores de calor variam conforme o efeito e a quantidade do vapor vegetal disponível para o processo, pois como a disponibilidade é menor para sangrias dos últimos efeitos, outras operações do processo, além do EME, também demandam vapor de escape. As redes de trocadores de calor estão detalhadas no apêndice A, enquanto as demais configurações detalhadas do EME estão no apêndice B.

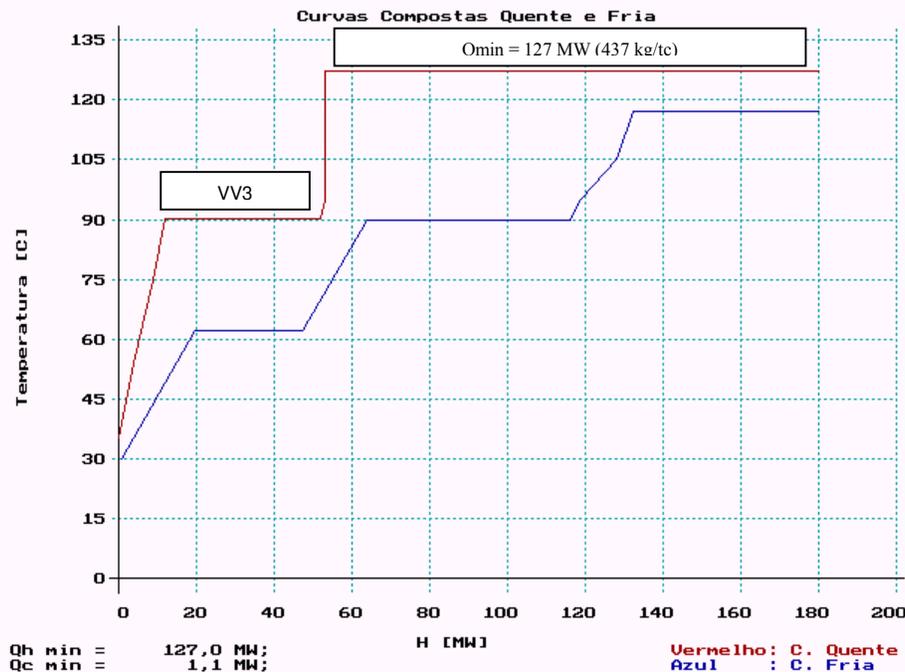


Figura 7.6- Curvas compostas da planta disponibilizando V.V. do 3º efeito

Para a geração de potência, utilizando nas turbinas os mesmos níveis de pressão e temperatura do capítulo anterior para o vapor da caldeira (6,1 MPa; 480°C) e extração (2,1 MPa), e abaixando a condensação para níveis mais usuais na indústria (0,012 MPa; ~50°C), observa-se o aumento da geração de potência excedente à medida que ocorre a redução do consumo de vapor de processo. O pior e o melhor resultados estão assinalados em negrito na tabela e serão discutidos no final do capítulo.

Tabela 7.10- Dados de consumo do EME e do processo de acordo com as sangrias de vapor vegetal

Simulação	Sangrias de Vapor Vegetal nos Efeitos [kg/s]				Consumo de Vapor [kg/tc]		Área Total [m ²]		E.Elétrica Excedente [kW]
	1°	2°	3°	4°	EME	Processo	EME	Processo	
Inicial	19,4	7,0	-	-	274	484	8.850	1.865	18.800
1	52,6	-	-	-	440	452	9.500	1.955	21.330
2	0	25,5	-	-	233	447	9.410	2.025	21.735
3	0	0	17,5	-	164	437	8.800	1.780	22.500

7.2 Número de Efeitos do EME

A forma mais utilizada para diminuir o consumo de energia no EME, que é o processo que mais consome energia térmica em uma usina de açúcar e álcool, é o aumento do número de efeitos. Teoricamente, o consumo de vapor em um evaporador de N efeitos é de aproximadamente Q/N , onde Q é o consumo de um evaporador com apenas 1 efeito, sendo que a economia é significativa no acréscimo dos primeiros efeitos, mas vai diminuindo à medida que N aumenta. A economia energética deve ser analisada comparando também os custos de capital a serem investidos nos acréscimos de efeitos.

Conforme foi mencionado anteriormente, a utilização de extrações de vapor vegetal aumenta o consumo no EME, mas tende a diminuir o consumo global do processo. Na Tabela 7.10 percebe-se que, embora o consumo global tenha diminuído com a utilização de vapor vegetal nos últimos efeitos, as sangrias nos mesmos foram menores devido às indisponibilidades para atender a demanda do processo.

Uma forma de tentar atender esta demanda é disponibilizar também o vapor vegetal do último efeito do EME, que normalmente sai em temperaturas baixas e não pode ser bem

aproveitado. Uma vez que as temperaturas dos primeiros efeitos são as mais elevadas, se a demanda pelas mesmas for muito grande, pode-se analisar a diminuição do número de efeitos do EME, situação em que o vapor vegetal do último efeito fica totalmente disponível para o processo, ao invés de ser utilizado em efeitos posteriores, aumentando o fornecimento para o processo. Embora, em geral, o aumento no número de efeitos no EME diminua o consumo na evaporação, e tende a fazer o mesmo no processo, quando as demandas de outras operações do processo por vapor vegetal são grandes, o número ótimo de efeitos pode ser menor.

Os cenários com a utilização de 1 a 3 efeitos foram simulados com a temperatura de saída do xarope acima de 100° C para a possível utilização do vapor vegetal sem a alocação do condensador barométrico no último efeito do equipamento. Para o caso de EME com apenas 1 efeito (Figura 7.7) esta medida aumenta ainda mais o consumo global do processo, pois além da carga térmica do EME aumentar, a demanda de vapor vegetal pelo processo é menor do que a nova disponibilidade, havendo a necessidade da condensação complementar do VV através de utilidades frias. Com a utilização de 2 ou 3 efeitos no EME (Figuras 7.8 a 7.9) a situação pode ser revertida, pois a demanda do processo passa a ser compatível com a disponibilidade de vapor, diminuindo o consumo global do processo.

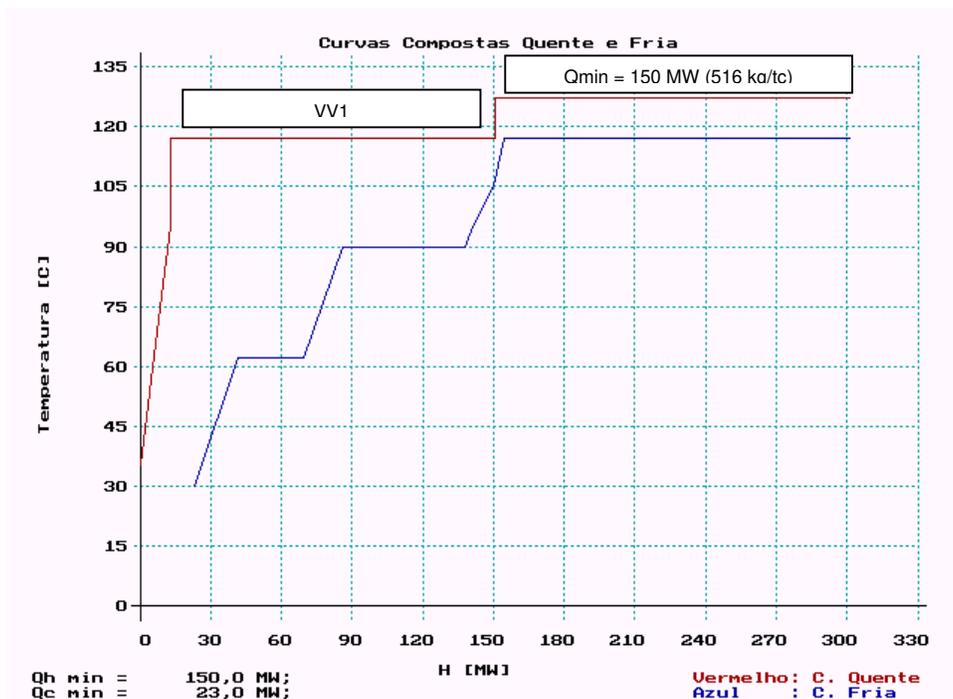


Figura 7.7- Curvas compostas da planta com EME utilizando apenas 1 efeito

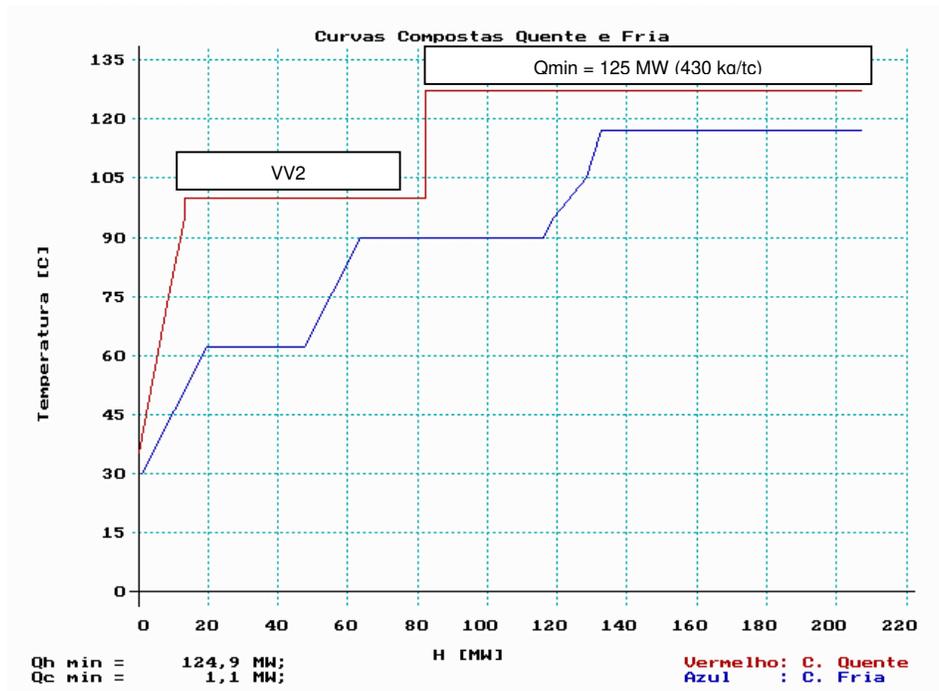


Figura 7.8- Curvas compostas da planta com EME utilizando 2 efeitos

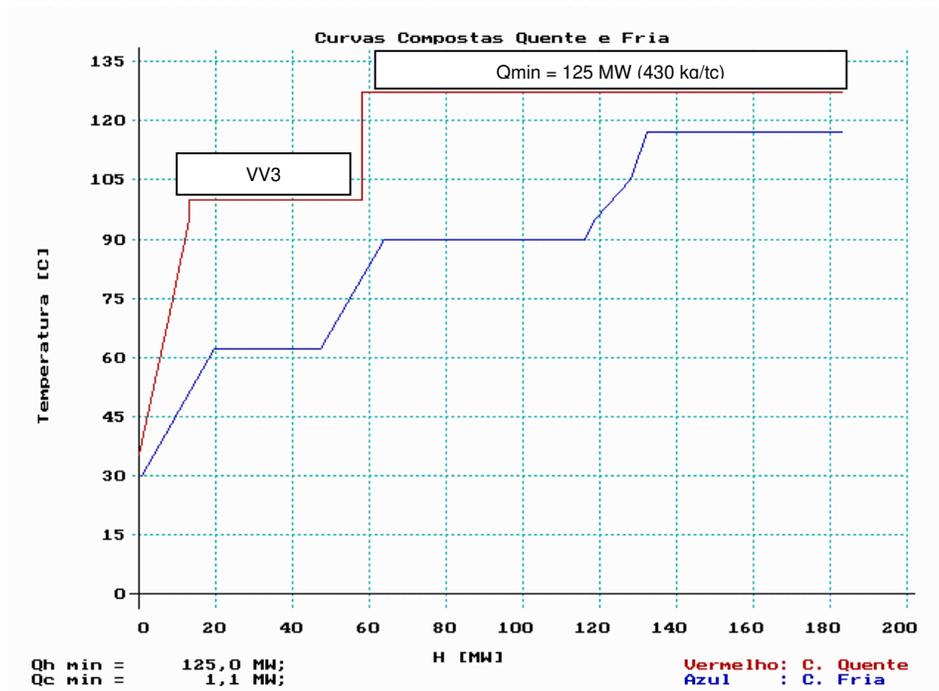


Figura 7.9- Curvas compostas da planta com EME utilizando 3 efeitos

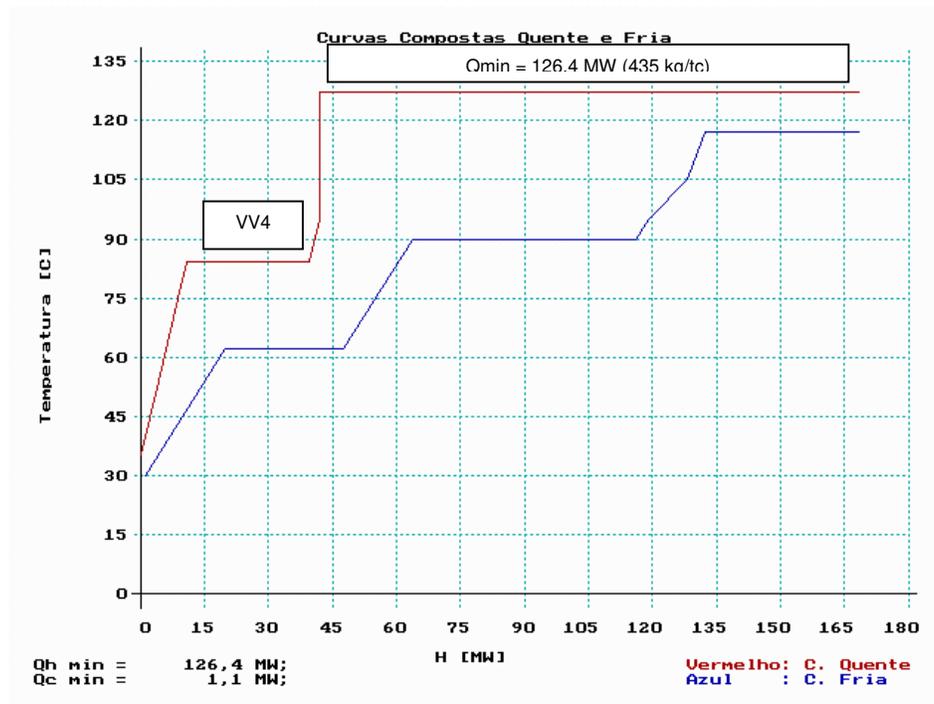


Figura 7.10- Curvas compostas da planta com EME utilizando 5efeitos

Observa-se na Tabela 7.11, que a utilização de 3 efeitos tem um consumo igual ao EME de 2 efeitos, porém com um aumento de área de trocador de calor do equipamento. Caso o VV saindo do 3º efeito estivesse em temperaturas mais baixas do que 100° C e disponível para o processo, haveria uma pequena redução de consumo, pois a carga térmica do EME seria menor. Por esta razão, a melhor configuração a ser utilizada é de apenas 2 efeitos, devendo-se mencionar que a mesma se refere a uma razão específica de produção de açúcar e de álcool. No caso de 2 efeitos as diferenças de temperaturas entre os efeitos aumentam, já que o 2º efeito trabalha na faixa de 106° C, caindo para 101° C. Para o caso de 3 efeitos, ocorre o contrário, pois o 3º efeito trabalhava com 90° C e passa a operar com 100° C, neste caso a temperatura em níveis elevados tende a aumentar a área do EME. Embora o EME da Figura 7.10 trabalhe com as temperaturas dos últimos efeitos abaixo de 100° C, esta simulação foi realizada com o intuito de demonstrar que tanto o consumo de vapor, quanto as áreas necessárias do EME com mais efeitos, podem até ser maiores quando a oferta de vapor vegetal não é suficiente para atender o processo. O apêndice B contém as configurações detalhadas do EME, enquanto as estimativas das áreas dos trocadores de calor não são mostradas, pois são semelhantes às anteriores.

Para a geração de potência, como verificado nas simulações de verificação das sangrias de vapor vegetal, o aumento da geração de potência excedente ocorre com a redução do consumo de vapor de processo. Os maiores valores estão nas simulações de 2 e 3 efeitos no EME com 23.050 kW.

Tabela 7.11- Dados de consumo do EME e do processo de acordo com o número de efeitos do EME

Nº de Efeitos	Extração de Vapor Vegetal nos Efeitos [kg/s]				Consumo de Vapor [kg/tc]		Área Total [m ²]	E.Elétrica Excedente [kW]
	1º	2º	3º	4º	EME	Processo	EME	
1	62,2	-	-	-	504	516	11.400	16.400
2	0	30,6	-	-	257	430	8.020	23.050
3	0	0	19,9	-	174	430	13.700	23.050
5	0	0	0	12,5	123	435	11.240	22.700

7.3 Utilização de Condensados

A inclusão do condensado de vapor vegetal como fonte térmica para o processo também diminui consideravelmente o consumo do processo. Esta recuperação, entretanto, somente é significativa se o vapor vegetal não for utilizado na forma de aquecimento direto, sendo disponibilizado posteriormente em uma caixa de condensados para mistura, e podendo-se fazer o uso não apenas do calor latente residual do mesmo, mas também do calor sensível deste fluido.

Os resultados descritos na Tabelas 7.12 refere-se a um EME de apenas 2 efeitos, sem extração de VV no 1º efeito, e com a utilização de todo vapor vegetal saindo do 2º efeito para o processo. Como os fluxos de condensados são pequenos quando comparados com os de aquecimento do caldo, as descargas de cada efeito podem ser misturadas para a utilização na rede de trocadores de calor, servindo basicamente para o aquecimento do caldo. Os dados de distribuição da rede de trocadores de calor seguem os mesmos esquemas anteriores, assim como as curvas compostas, que também não estão demonstradas pelos mesmos motivos.

Para a geração de potência, como o consumo de vapor de processo é o menor valor encontrado nas simulações, o excedente para a venda alcança o maior valor utilizando as turbinas de extração-condensação em 27.770 kW.

Tabela 7.12- Dados de consumo do EME e do processo com utilização dos condensados

Nº de Efeitos	Consumo de Vapor [kg/tc]		Área Total [m ²]		E.Elétrica Excedente [kW]
	EME	Proceso	EME	Proceso	
2	257	369	8.020	1.603	27.770

Como os aquecimentos dos fluidos passam a ser realizados com condensados, os trocadores de calor podem ser de placas, possuindo coeficientes globais de transferência de calor maiores do que o de casco-tubo. No geral, mesmo com as diferenças de temperaturas menores, ainda assim esta planta requer menor área de transferência de calor, o que não necessariamente significa economia, pois este tipo de trocador possui um custo mais elevado por área de transferência de calor.

7.4 Discussão de Resultados

Para o caso em estudo, devido ao alto consumo de energia térmica nas diferentes operações do processo, há uma grande demanda de vapor vegetal do EME, onde a disponibilidade máxima de vapor vegetal, limitada pelas condições de concentração inicial e final do caldo e xarope, é de 62 kg/s. O que se verifica nas simulações de sangrias de vapor vegetal é que, quanto mais próxima a temperatura deste vapor estiver da temperatura de demanda do processo, maior será a recuperação de calor, o que ocorre com as sangrias de vapor vegetal nos últimos efeitos do equipamento.

Entretanto, embora esta medida reduza o consumo global, ela não permite que se disponibilize mais vapor vegetal para as demais operações do processo, pois à medida que o número de efeitos do equipamento aumenta, é necessário suprir mais demandas internas da operação de evaporação. Portanto, deve-se buscar um equilíbrio na disponibilização do vapor vegetal e do consumo do EME. Para as simulações com diferentes números de efeitos, o equipamento com apenas 2 efeitos se mostrou mais adequado para a redução de consumo do vapor de processo, devido à menor área de transferência de calor necessária.

O melhor resultado foi alcançado com a utilização dos condensados, que recuperando o calor sensível do vapor vegetal, tornou possível reduzir consideravelmente o consumo do processo (370 kg/tc). Entretanto, deve-se lembrar que esta redução somente é possível, quando o vapor vegetal não é utilizado no aquecimento direto das operações, havendo o retorno do condensado para utilização posterior.

De forma geral, os resultados obtidos nesta parte do trabalho se mostraram aquém dos valores desejados, pois o consumo de vapor para a viabilização das turbinas a gás se encontra entre 270 e 350 kg/tc. Estes valores foram limitados principalmente pela falta de integração térmica da destilação, seja internamente com a redução do consumo energético da operação ou com uma adequada integração com o restante do processo.

Analisando-se as simulações destacadas em negrito nas Tabelas 7.10 e 7.11, e a simulação da Tabela 7.12, pode-se obter valores referentes às exergias (Tabela 7.13), resultados comparativos de produção e consumo de potência (Tabela 7.14) e de índices de eficiências térmicas (Tabela 7.15).

Tabela 7.13- Exergias dos sistemas de cogeração

Simulação		Exergias [kW]			
Nº de Efeitos	VV	Vapor da caldeira	Vapor do condensado	Processo	Disponível geração potência
4	Até 2º eft	95.455	35.995	29.467	59.460
4	Até 3º eft	95.454	32.470	27.674	62.985
3	2	95.455	31.933	26.812	63.522
2*	3	95.455	27.448	24.594	68.007

*simulação com utilização de condensados

Tabela 7.14- Resultados comparativos de produção e consumo

Simulação		Consumo Processo [kg/tc]	E.Elétrica Excedente [kW]	Consumo Bagaço [t/h]
Nº de Efeitos	VV			
4	Até 2º eft	484	18.800	124,6
4	Até 3º eft	437	22.500	124,6
2	2	430	23.050	124,6
2*	2	369	27.770	124,6

*simulação com utilização de condensados; tc: tonelada de cana moída

Tabela 7.15- Resultados comparativos de eficiências térmicas no sistema de cogeração

Simulação		$\eta_{p.CG}$	η_{exCG}	$I_{exced.M}$ [kWh/tc]	$I_{exced.B}$ [kWh/tb]
Nº de Efeitos	VV				
4	Até 2º eft	0,417	0,182	39,2	150,9
4	Até 3º eft	0,402	0,188	46,9	180,6
2	2	0,400	0,187	48,0	185,0
2*	2	0,383	0,194	57,9	222,9

*simulação com utilização de condensados; tc: tonelada de cana moída; tb: tonelada de bagaço utilizado

Como nestas simulações foi utilizado todo o bagaço disponível e as condições de trabalho da caldeira são sempre constantes, as exergias referentes ao bagaço, ao gás de queima, e ao vapor da caldeira são as mesmas para todas os casos. As diferenças são as exergias associadas ao vapor de escape e ao processo, resultando em diferentes disponibilidades de geração de potência (Tabela 7.13).

Conforme o esperado para a utilização de turbinas de extração-condensação, quanto menor o consumo de vapor de processo, maior a disponibilidade de vapor para a condensação a vácuo, aumentando conseqüentemente a produção efetiva de potência. A Tabela 7.14 apresenta as metas de produção considerando também as eficiências exergéticas das turbinas. Para a maximização de excedente, nenhum dos resultados obtidos neste capítulo supera os projetos 4 (29.230 kW) ou 5 (28.945 kW) apresentados no capítulo anterior.

A Tabela 7.15 contém índices eficiências térmicas das simulações. Observa-se que, enquanto a eficiência energética ponderada ($\eta_{p.CG}$) diminui com o aumento de potência, a eficiência exergética (η_{exCG}) aumenta. Isto está relacionado com o peso ($X = 1,88$) utilizado na ponderação da energia associada ao processo e ao trabalho (fórmula 5.2b; Tabela 5.1). Como valores de “X” maiores que o utilizado podem alterar estes resultados, a eficiência energética, com diferentes relações de peso entre trabalho e calor, deve ser especificada de acordo com os objetivos propostos na avaliação, seja a mesma técnica ou econômica. Neste ponto, a eficiência exergética pode ser mais adequada, possuindo sempre a mesma definição.

De qualquer forma, independente do tipo de eficiência adotada, seja energética ou exergética, os resultados deste capítulo foram sempre inferiores aos projetos propostos no capítulo 6. Uma das explicações se relaciona com a preocupação de eliminar as irreversibilidades entre o vapor de escape e o processo, procurando a melhor combinação entre os mesmos na utilização de turbinas de contra-pressão, enquanto na utilização de turbinas de extração-condensação o objetivo foi apenas a redução do consumo de energia térmica.

Capítulo 8

Conclusões e Sugestões

O presente trabalho se propôs a estudar um sistema de cogeração aplicável a usinas de açúcar e álcool, procurando enfatizar a importância da integração térmica com a geração de potência. Para isto, as curvas compostas quente e fria (CCs) e a grande curva composta (GCC), ferramentas mais conhecidas da análise “*pinch*”, foram utilizadas para visualizar globalmente o conjunto, visando principalmente detectar formas de obter uma melhor integração térmica entre os diversos equipamentos e a redução do consumo de utilidades. Para a avaliação do ciclo de potência, juntamente com o processo térmico do sistema de cogeração, foi utilizada a grande curva composta exergética (GCCE), não havendo registros de trabalhos anteriores utilizando esta ferramenta no setor. As análises foram realizadas através de um estudo de caso de uma usina de açúcar e álcool, que estava substituindo as caldeiras antigas por outras com pressões e temperaturas de trabalho mais elevadas, bem como um turbo-gerador de contra-pressão simples, por um turbo-gerador de extração/contra-pressão.

Na parte envolvendo tanto a geração de potência, como a integração térmica da usina, utilizando principalmente a grande curva composta exergética, além da planta inicial (que operava em níveis mais baixos de pressão e temperatura de trabalho nas caldeiras e turbinas), foram analisados cinco projetos. Propostos pelos projetistas da própria usina estavam o projeto 1, que contava com o mesmo consumo de vapor de processo da planta inicial, e o projeto 2, previsto para ser adotado na usina em 2003, que aumentava o consumo de vapor de processo, aproveitando o mesmo para gerar mais potência excedente. Através de análises dessas propostas, foram estudados novos projetos utilizando a GCCE: o projeto 3 teve como objetivo aumentar

ainda mais a geração excedente através do uso de utilidades em múltiplos níveis de temperatura no processo de produção de açúcar e álcool, procurando empregar apenas os equipamentos existentes na usina; o projeto 4 com a alternativa do uso de um novo turbo-gerador com capacidade de geração maior, visou ampliar o excedente de potência para o melhor aproveitamento da energia disponível; e finalmente o projeto 5, que analisou a substituição do turbo-gerador de extração-contrapressão, por outro de extração-condensação, procurando aproveitar também o vapor de condensação no processo.

Em uma segunda etapa do trabalho o processo de produção de açúcar e álcool foi isolado do sistema de cogeração, e apenas as curvas compostas frias e quentes foram utilizadas para avaliar possíveis integrações térmicas da usina, visando a redução do consumo de vapor de processo. As medidas estudadas foram: a utilização de extrações (sangrias) de vapor vegetal gerado no próprio evaporador de múltiplos efeitos para a concentração do caldo para aquecimento do processo, o número de efeitos de efeitos do equipamento, e a utilização também do calor sensível do vapor vegetal (condensados) como fonte de calor. Somente após a obtenção das metas de consumo de vapor, as simulações utilizando turbinas a vapor de extração-condensação foram realizadas, visando à geração de potência excedente.

8.1 Conclusões

Dos resultados obtidos neste trabalho é possível concluir que a análise “*pinch*” é uma metodologia que pode trazer grandes benefícios ao projeto de um sistema de cogeração em uma usina de açúcar e álcool. Através da construção das curvas compostas, a análise “*pinch*” possibilita detectar estratégias para uma melhor integração térmica do processo de produção, permitindo não somente a redução do consumo de vapor de processo, como também a melhor distribuição deste consumo, quando é possível o uso de utilidades em múltiplos níveis de temperatura. Apresentada também sob a forma gráfica, a “*grande curva composta exérgica*” possibilita estimar o potencial máximo de geração de trabalho (“*target*” de geração), com o mínimo consumo de combustível (bagaço), demonstrando ser muito prático para avaliação de sistemas de cogeração.

Tanto para um projeto existente, como para a realização de novos projetos, estas ferramentas de análises térmicas se mostraram eficazes e úteis para a visualização das regiões de maiores irreversibilidades, permitindo sugestões de propostas alternativas para a redução das mesmas. Os resultados indicaram que os índices de geração de potência excedente poderiam ser mais significativos, com pequenos ou grandes investimentos adicionais, caso as ferramentas de análise fossem utilizadas desde o início das novas implementações.

No funcionamento de um sistema de cogeração, é necessário que o consumo térmico esteja bem ajustado com o ciclo de potência para o melhor aproveitamento energético do combustível. No caso da usina de açúcar e álcool, tanto para as turbinas a vapor, quanto para os ciclos envolvendo turbinas a gás, o consumo de vapor de processo deve estar em níveis adequados ao sistema utilizado. Quando se deseja aumentar o excedente de energia elétrica, a melhor integração térmica do processo difere conforme a tecnologia de turbinas utilizadas.

É conhecido que, para maximizar a geração de potência em sistemas de cogeração de turbinas de contra-pressão, o aumento do consumo de vapor de processo é desejável. Entretanto, o aumento pode ser diferente para sistemas térmicos utilizando mais de uma turbina de contra-pressão, quando é possível que a pressão de escape do vapor para o fornecimento de calor do processo ocorra em mais de um nível. No caso específico de usinas de açúcar e álcool, além do escape usual em 0,25 MPa, neste trabalho foi utilizado também 0,18 e 0,105 MPa para a avaliação do sistema de cogeração, resultando em uma melhor combinação do sistema integrado.

A redução da pressão de escape do vapor foi utilizada no turbo-gerador, permitindo a maximização na geração de potência elétrica excedente neste equipamento, e considerando apenas a utilização do escape das turbinas mecânicas em 0,25 MPa. Esta condição possibilitou a alimentação paralela de vapor vivo em diferentes efeitos do EME, e os resultados com utilidades externas em mais de um nível de pressão aumentaram o consumo do equipamento, mas possibilitaram o aumento da geração de potência, com melhores eficiências térmicas e consumo de combustível.

Embora seja desejável que o consumo de vapor na pressão de 0,25 MPa seja mais reduzido do que nos valores de 0,18 e 0,105 MPa, as análises demonstraram que a demanda do processo neste nível de pressão deve estar equilibrada com o vapor das turbinas mecânicas, para que eficiências mais elevadas sejam alcançadas. Para as pressões mais baixas no escape do turbo-gerador, o limite de consumo é a disponibilidade do bagaço para o suprimento desta demanda.

Uma análise considerando a possível utilização de vapor em pressões de escape abaixo da atmosférica para o processo com a utilização de turbinas de condensação também foi realizada. Entretanto, como as temperaturas nestes níveis de pressão são mais baixas, a demanda térmica na pressão de 0,25 MPa é muito elevada, indicando a necessidade da redução do consumo de vapor de processo, para uma possível melhoria do desempenho destes sistemas.

Para a redução do consumo de processo, havendo demanda de vapor vegetal para o processo, e ocorrendo o uso do mesmo, maior será o consumo local do EME, entretanto menor será o consumo global do processo. A regra geral para este equipamento é que quanto mais efeitos o EME possuir, menor será o consumo local da operação de evaporação. Entretanto se a demanda de vapor vegetal pelo processo for muito grande, o número ótimo de efeitos pode ser menor do que o número máximo desejado localmente. EMEs com muitos efeitos disponibilizam menos vapor vegetal para o processo, em função da própria demanda interna do equipamento.

Embora a expectativa para que a geração de potência excedente com a utilização de turbinas de extração-condensação seja sempre maior do que com a utilização de turbinas de contra-pressão, os resultados não confirmaram esta previsão para a planta estudada. Para as turbinas de extração-condensação, a redução do consumo de vapor de processo não alcançou os melhores resultados, assim como as eficiências das turbinas de acionamentos mecânicos, muito baixas, prejudicaram a maximização do excedente de potência. Mesmo assim, deve-se considerar que a substituição das turbinas mecânicas por acionadores elétricos aumenta a geração de potência excedente em ambos os tipos de turbinas, de contra-pressão e de condensação, não sendo a maior razão da desvantagem de uma tecnologia para a outra.

Os melhores resultados da geração de potência, tanto em termos de produção, quanto na questão de eficiências térmicas, foram alcançados quando as análises de integração térmica do processo foram realizadas juntamente com o ciclo de potência, demonstrando que a GCCE é uma ferramenta eficaz para este tipo de análise. A utilização da análise “*pinch*” apenas para a redução do consumo de vapor de processo em um sistema de cogeração pode ser equivocada e simplista, não permitindo que os melhores resultados sejam realmente alcançados.

8.2 Sugestões para Futuros Trabalhos

Neste trabalho, tanto a integração térmica visando à redução do consumo de vapor do processo, quanto a integração visando à maximização da geração de potência, foram realizadas com as principais alterações centradas no evaporador de múltiplos efeitos. Isto se mostrou realmente relevante nos resultados obtidos, apresentando inovações principalmente em relação fornecimento de calor no equipamento.

Já em relação à destilação, a carga térmica desta operação também foi considerada nas avaliações do processo. Entretanto, a mesma foi tratada como uma “caixa preta” para a integração térmica. Como há uma grande demanda energética nesta operação, mas também há ofertas de energia, pode ser possível uma redução do consumo de vapor caso se considere não apenas a carga térmica total, mas também as descargas e temperaturas detalhadas das correntes internas, permitindo uma melhor integração desta operação.

Assim também, a razão de produção de açúcar e álcool, sob o ponto de vista desta possível integração com a destilação, altera as possibilidades de recuperação energética entre as operações. Normalmente, o vapor vegetal gerado no EME é utilizado para a destilação como fonte térmica. Entretanto, em situações em que a produção de álcool é mais elevada do que a de açúcar, pode ser possível também utilizar correntes da produção de álcool, principalmente a carga térmica de condensadores da coluna de destilação, como fonte de aquecimento não somente no processo em geral, mas especificamente nos últimos efeitos do EME, que estão em níveis de temperatura em que isto pode ocorrer.

Outra operação que demanda grande consumo de vapor é o cozimento. Como o sistema opera em batelada e em baixas temperaturas, há poucas alternativas de integração. Entretanto, sistemas mais modernos operando de forma contínua podem permitir que o próprio vapor vegetal formado no mesmo torne-se uma possível fonte de energia a ser recuperada dentro dos seus limites de temperatura.

Procurando manter as turbinas de acionamentos mecânicos existentes na usina, neste trabalho as extrações de vapor do turbo-gerador, na pressão de 2,1 MPa, ocorreram com demanda fixa para o suprimento das mesmas. Entretanto, os acionamentos mecânicos podem ser realizados por equipamentos mais modernos operando com acionamento elétrico, sendo neste caso possível a flexibilização das demandas de extrações de vapor, possibilitando novas alternativas de integração. Esta flexibilização pode ser obtida também através de turbinas de extração-condensação operando com dupla extração de vapor. Neste caso, pode-se trabalhar com extrações em 2,1 MPa para o acionamento das turbinas mecânicas e 0,25 MPa para o complemento do processo, condensando o vapor de exaustão nas pressões usuais nas demais indústrias.

Embora ainda não estejam disponíveis comercialmente, os sistemas de cogeração envolvendo as turbinas a gás no ciclo combinado para o setor sucro-alcooleiro também necessitam que o vapor de processo esteja em baixos níveis de consumo. A avaliação completa deste ciclo com a integração térmica através da grande curva composta exergética, pode permitir a visualização de irreversibilidades a serem mitigadas, ou outras oportunidades de recuperação de energia a serem alcançadas, contribuindo para a viabilização desta tecnologia.

Referências Bibliográficas

ASSUNÇÃO, V. F. *Otimização Energética de rede de Trocadores de Calor: Abordagem Multi-Objetivo em Grafo Generalizado*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP, 1997, 90p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica).

BANNWART, A. *Otimização de Redes de Trocadores de Calor pelo Método do “Pinch-Point”*. Notas de Aula do Curso de Especialização: “Tecnologia da Energia – Uso Eficiente de Energia em Plantas Industriais”, UNICAMP, 1995.

BARREDA DEL CAMPO, E. R. *Avaliação Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário*: Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP, 1999, 279p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica).

BARREDA DEL CAMPO, E. R. Thermoeconomic Analysis of The Cogeneration System of a Cuban Sugar Cane Mill. *Proceedings of Flowers’97-Florence World Energy Research Symposium-Clean Energy for the New Century*, July30-August1 1997.

BATISTA E., MEIRELES A. Simulation and Thermal Integration SRV in Extractive Distillation Column. *J. Chem. Eng. Japan*, Vol. 30, Nº 1, p. 45-51, 1997.

BAZZO, E. *Geração de Vapor*. Florianópolis: Editora da UFSC, 1992.

BOWEL, R. “Steam Turbine Selection for Co-Generation in a Sugar Mill”. *International Sugar Journal*, v.98, n.1167, pp.113-115, 1996.

- CARTER, K.L., THOMPSON, P. D. “Experience with a Full Falling Film Evaporator Station”. *Zuckerind*, v.115, n.6, pp.445-450, 1990.
- CHRISTODOULOU, P. The Pinch Technology and The Energy Redution in The Beet Sugar Process. *Zuckerind*, 117, N^o 3, p.169-175, 1992.
- CHRISTODOULOU, P. “Energy Saving by Small Changes in the Network of Condensate-Heated Juice Preheaters”. *Zuckerind*, v.119, n.4, pp.264-266, 1994.
- CHRISTODOULOU, P. Energy Economy Otimization in the Separation Processes: Optimizing the Separation of Sucrose/Water and Non-Sugars. *International Sugar Journal*, Vol. 98, N^o 1172, p.419-430, 1996.
- COELHO, S. T. *Avaliação da Cogeração de Eletricidade a partir de Bagaço de Cana em Sistemas de Gaseificador/Turbinas a Gás*. São Paulo: Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia – USP, 1992, 148p. Dissertação (Mestrado em Energia).
- DIXON, T. F. “Steam Generation and Combustion Research at the SRI”. *International Sugar Journal*, v.101, n.1204, pp.219-220, 1999.
- DHOLE, V. R., LINNHOFF, B. Total Site Target for Fuel, Cogeneration, Emissions and Cooling. *Computer and Chemical Engineering*, Vol. 17, p.101-109, 1993.
- EBRAHIM, M. “Pinch Technology: An Efficient Tool for Chemical-Plant Energy and Capital-Cost Saving”. *Applied Energy*, v.65, n.2000, pp.45-49, 2000.
- FARIA, S. H. B. *Estudo Energético de Colunas de Destilação Através de Análise Exergética – Sistemas Não Ideais*. Campinas: Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP, 2003, Tese de Doutorado.

FERNÁNDEZ P. M. I. E, NEBRA S. A. A Termocompressão na Economia Energética das Usinas Açucareiras. Estudo de Caso. *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, João Pessoa-PB, Brasil, ago 12-16, 2002.

FICARELLA, A., LAFORGIA, D. “Energy Conservation in Alcohol Distillery with the Application of Pinch Technology”. *Energy Conversion & Management*; v.40,pp 1495-1514, 1999.

HIGA, M. *Otimização do Consumo de Energia em Usinas de Açúcar e do Alcool através dos Métodos do “Pinch-Point” e Programação Linear*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP, 1999, 157p. Dissertação de Mestrado.

HIGA, M., BANNWART, A. Energy Consumption in Sugar Plant Using Pinch Technology and Linear Programming. *Proceedings of the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Vol.1, São Paulo, Brazil, nov 22-26, 1999.

HOBSON, P. A., DIXON, T. F., JOYCE, J. A. “Bagasse Gasification for Efficient Power Generation”. *International Sugar Journal*, v.101, n.1204, pp.222-223, 1999.

HORLOK, J. H. *Cogeneration – Combined heat and Power (CHP)*. Florida: Rieger Publishing Company Malabar, 1997.

HUANG, F. P. Performance Assesment Parameters of a Cogeneration System. *Proceedings of the ECOS: Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of energy Systems, Stockholm, ...1996*, p.225-229.

HUGOT. E. *Manual para Ingenieros Azucareros*. México, 4^a ed., 1976.

IPT-INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS, São Paulo. *Manual de Recomendações- Conservação de Energia na Indústria do Açúcar e Alcool*. 1990. 796p.

- ISHIMURA, D. M., KINOSHITA, C. M., MASUTANI, S. M., TURN, S. Q. Cycle Analyses of 5 and 20 MWe Biomass Gasifier-Based Electric Power Stations in Hawaii. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 121, p.25-30, 1999.
- KAMPEN, W. H., MONGE, A., ENGOLIO, J. "Experience with a (Pilot) Rising Film Plate Evaporator and New Mist Eliminator in Louisiana". *International Sugar Journal*, v.101, n.1210, pp.523-526, 1999.
- KINOSHITA, C. M. "Cogeneration in the Hawaiian Sugar Industry". *Bioresource Technology*, v.35, pp.231-237, 1991.
- KLEMES, J., DHOLE, V. R., RAISSI, K., PERRY, S. J., PUIGJANERT, L. Targeting and Design Methodology for Reduction of Fuel, Power CO₂ On Sites. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, Nos 8-10, p.993-1003, 1997.
- KOTAS, T. J. *Exergy Method of Thermal and Chemical Plant Analysis*. London: Butterworths, May 1986.
- LARSON, E. D., OGDEN, J. M., WILLIAMS, R. H., HYLTON, M. G. "Biomass-Fired Steam-Injected Gas-Turbine Cogeneration for the Cane Sugar Industry". *International Sugar Journal*, v.92, n.1095, pp.49-54, n.1096, pp.62-66 1990.
- LINNHOFF, B., MASON, D. R., WARDLE, I. "Understanding Heat Exchanger Networks". *Computer and Chemical Engineering*, v.3, p.295-302, 1979.
- LINNHOFF, B., HINDMARSH, E. The Pinch Design Method for Heat Exchanger Networks. *Chemical Engineering Science*, Vol. 38, N^o 5, p.745-763, 1983.
- LINNHOFF, B., POLLEY, G. T. "General Process Improvements Through Pinch Technology". *Chemical Engineering Progress*, p.51-58, 1988.

- LINNHOFF, B., AHMAD, S. "Supertargeting: Optimum Synthesis of Energy Management Systems". *Journal of Energy Resources Technology*, p.567-573, 1989.
- LINNHOFF, B., DHOLE, V. R. Targeting for CO₂ Emissions for Total Sites. *Chemical Engineering Technol.*, Vol. 16, p.252-259, 1993.
- LORA, E. S., ARRIETA, F. P., CARPIO, R. C., NOGUEIRA, L. A. H. "Clean Production: Efficiency and Environment". *International Sugar Journal*, v.102, n.1219, pp.343-351, 2000.
- MAIA, M. L. O. *Síntese e Otimização de Sistemas de Destilação Utilizando Análise Exergética*. Campinas: Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP, 2001, Tese de Doutorado.
- MEIRELES, A., WEISS, S., HERFURTH, H. Ethanol dehydration by extractive distillation. *J. Chem. Tech. Biotechnol.*, Vol.53, p.181-188, 1992.
- MORGENROTH, B., JAYATILAKA, D., PUNTER, G. "Development of Plate Evaporator Technology, the Market Place and the Choice for the Sugar technologist". *Zuckerind.*, v.122, n.9, pp.691-699, 1997.
- OGDEN, J. M., HOCHGREB, S., HYLTON, M. "Steam Economy and Cogeneration in Cane Sugar Factories". *International Sugar Journal*, v.92, n.1099, pp.131-142,146, 1990.
- PARACUELLOS J. G. *Análisis Exergético e Integración Térmica de Proceso en la Industria Azucarera*. Zaragoza, Septiembre, 1987. Tese (Doutorado).
- PAZ, D., CÁRDENAS, J. Análisis Exergético de un Sistema de Calentamiento-Evaporación-Cocimiento. *International Sugar Journal*, Vol. 99, N^o 1182S, p.263-268/317-320, 1997.

- PRIETO, M. G. S., CARRIL, T. P., NEBRA, S. A. Analysis of Exergetic Cost of a Cogeneration System in a Sugar Mill Plant. *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Uberlândia-MG, Brasil, nov 26-30, 2001.
- ROSSI, L. F. S. e BANNWART, A. C. Otimização da Etapa de Pré-Aquecimento da Carga de uma Unidade de Craqueamento Catalítico, Fazendo uso da Programação Matemática e da Metodologia Pinch de Recuperação Energética em Redes. *Pesquisa Operacional*, Vol. 15, Nº 1 e 2, p.35-47, jun/dez 1995.
- SINGH, I., RILEY R., SEILLIER, D. “Using Pinch Technology to Optimise Evaporator and Vapour Bleed Configuration at the Malelane Mill”. *Proc. S. Afr. Sugar Technol. Ass.*, 71, p.207-216, 1997.
- SMITH, R. “State of the Art in Process Integration”. *Applied Thermal Engineering*, v.20, p.1337-1345, 2000.
- SRIVASTAVA, V. C. “Planing and Engineering of Cogeneration Projects”. *International Sugar Journal*, v.99, n.1178, pp.85-87, 1997.
- SOUZA-SANTOS, M.L. “A Feasibility Study of an Alternative Power Generation System Based on Biomass Gasification/Gas Turbine Concept”. *Fuel*, v.78, pp.529-538, 1999.
- SZARGUT, J., MORRIS, D., STEWARD, F. R. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*. New York: Hemisphere Publishing Co., 1988.
- TURN, S. Q. Biomass Integrated Gasifier Combined Cycle Technology: Application in the Sugar Industry. *International Sugar Journal*, Vol. 101, Nº 1205, p.267-272, Nº 1206, p.316-322, 1999.

- TWAITE, N. R., DAVENPORT, H. J. and MACDONALD, E. K. Energy Management - Energy Reduction and Process Integration. *International Sugar Journal*, Vol. 88, N^o 1055, p.217-236, 1986.
- URBANIEC, K., ZALEWSKI, P., ZHU, X.X. “A Decomposition approach for retrofit Design of Energy Systems in the Sugar Industry”. *Applied Thermal Engineering*; v.20,pp 1431-1442, 2000.
- VALENTIN, P., DOPPLER, M., WAGNER, J. “Heat Economy Optimization with Falling-Film Plate Evaporators at Hohenau Sugar Factory”. *Zuckerind*, v.123, n.12, pp.956-961, 1998.
- VAN WYLEN, G. J., SONNTANG, R. E. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. São Paulo: Editora Edgar Blücher Ltda, 1976, 565p.
- ZEMP, R. J., de Faria S. H. B., Maia, M. L. O. Driving Force Distribution and Exergy Loss in the Thermodynamic of Distillation Columns. *Computers and Chemical Engineering*, Vol.21, S523-528, 1997.
- WALSH, G. H. “The Rivière Juice Extractor: A New Approach to the Extraction of Juice from Cane”. *International Sugar Journal*, v. 103, n.1231, 2001.
- WALTER, A. C. S. *Viabilidade e Perspectiva da Cogeração e da Geração Termoelétrica Junto ao Setor Sucro-Alcooleiro*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP, 1994, 263p. Tese (Doutorado em Planejamento Energético).
- WALTER, A. C. S., OVEREND, R.P. “Financial and Environmental Incentives: Impact on the Potential of BIG-CC Technology at the Sugar-Cane Industry”. *Renewable Energy*, v.16, pp.1045-1048, 1999.

WESTPHALEN, D. L. *Modelagem, Simulação e Otimização de Sistemas de Evaporação*. Campinas: Faculdade de Engenharia Química – UNICAMP, 1999, 227p. Tese (Doutorado em Eng. Química).

WILHELMSSON, B. “Practical Benefits of Plate Evaporators”. *International Sugar Journal*, v.100, n.1195, pp.358-359, 1998.

WILHELMSSON, B. “Minimization of Sugar Loss and Colour Formation in the EC500 Plate Evaporator”. *International Sugar Journal*, v.101, n.1205, pp.259-264, 1999.

Apêndice A

Rede de Trocadores de Calor Utilizando a Análise “*Pinch*”

Quando se deseja estudar a recuperação de calor, o objetivo final é a questão econômica, incluindo tanto o custo de capital, quanto o de manutenção. No custo de capital para a rede de trocadores de calor dois principais fatores são levados em conta: a área e o número de trocadores, que devem ser analisados e comparados com a recuperação de calor obtida.

Quanto menor a diferença de temperatura de troca de calor (ΔT_{\min}) entre os fluidos quente e frio, maior será a recuperação obtida, aumentando, porém, a área de troca de calor. A estimativa da área do trocador de calor pode ser obtida através das equações A.1.

$$Q = U A \Delta T \quad (\text{A.1a})$$

$$A = Q/(U\Delta T) \quad (\text{A.1b})$$

sendo:

Q: Taxa de transferência de calor;

U: Coeficiente global de transferência de calor;

A: Área de transferência de calor;

ΔT : Diferença média de temperatura entre os fluidos.

A diferença média de temperatura pode ser calculada com as temperaturas obtidas, considerando todos os trocadores de calor do tipo contracorrente através da equação A.2, da diferença média logarítmica de temperaturas (DMLT). Para os coeficientes globais de

transferência de calor, que dependem das áreas e materiais dos trocadores, e das condições dos fluidos, podem ser adotados valores usuais do setor.

$$\Delta T = [(T_{H1} - T_{C2}) - (T_{H2} - T_{C1})] / \ln [(T_{H1} - T_{C2}) / (T_{H2} - T_{C1})] \quad (A.2)$$

sendo:

T_{H1} : Temperatura de entrada do fluido quente;

T_{H2} : Temperatura de saída do fluido quente;

T_{C1} : Temperatura de entrada do fluido frio;

T_{C2} : Temperatura de saída do fluido frio;

A aplicação da análise “*pinch*” e o processo de integração térmica conduzem não apenas à redução do consumo de energia, mas também à redução dos custos de investimento de capital. Pode ser demonstrado que se a recuperação de calor ocorrer verticalmente no diagrama de curvas compostas, a área total de transferência de calor é minimizada (Linnhoff e Hindmarsh, 1983). Em caso de transferência de calor não vertical, mesmo que localmente haja alguma diminuição da área necessária, no cômputo geral haverá um aumento da área total de transferência de calor.

Após a determinação da máxima recuperação de calor, é necessário o desenvolvimento de um projeto que torna possível alcançar os valores obtidos (*targets*). Para isso é necessário obedecer as seguintes regras heurísticas:

1. Não deve haver transferência de calor entre as regiões acima e abaixo do “*pinch*”;
2. Iniciar o projeto junto ao “*pinch-point*”, região onde estão as maiores restrições do projeto;
3. As correntes frias abaixo do “*pinch*” devem ser sempre aquecidas pelas correntes quentes e nunca por utilidades quentes. Se o número de correntes frias for maior do que o de correntes quentes, deve-se subdividir as correntes quentes para permitir o aquecimento de todas as correntes frias;

As correntes quentes acima do “*pinch*” devem sempre ser resfriadas pelas correntes frias e nunca por utilidades frias. Se o número de correntes quentes for maior do que o de

correntes frias, deve-se subdividir as correntes frias para permitir o resfriamento de todas as correntes quentes;

- Na região logo abaixo do “*pinch*”, uma corrente fria só pode receber calor se sua capacidade térmica for menor ou igual à capacidade térmica da corrente quente. Caso isso não ocorra, deve-se subdividir aquela corrente;

Na região logo acima do “*pinch*”, uma corrente quente só pode ceder calor se sua capacidade térmica for menor ou igual à capacidade térmica da corrente fria. Caso isso não ocorra, deve-se subdividir aquela corrente;

- Fazer a máxima recuperação de calor em cada trocador.

A.1 Configurações Gerais das Redes Estimadas no Capítulo 7

**Tabela A.1- Temperaturas dos trocadores de calor na planta
(Máxima extração de VV até 2º Efeito)**

Trocador	Correntes		Temperaturas [° C]			
	Quente	Fria	T _{H1}	T _{H2}	T _{C1}	T _{C2}
TR1A	4	1	76,0	40,0	30	52,8
TR1B	VV2	1	106	106	52,8	96
TR1C	VE	1	127	127	96	105
TR2A	4	2	95	76	30	48
TR2B	VV2	2	106	106	48	96
TR2C	VE	2	127	127	96	105
TR3A	VE	3	127	127	95	117
TR4A	4	Água	40,0	35	25	30

VE: Vapor de Escape; VVi: Vapor Vegetal do Efeito i.

**Tabela A.2- Estimativa das áreas dos trocadores de calor na planta
(Máxima extração de VV até 2º Efeito)**

Trocador	U [W/m ² K]	ΔT _m [° C]	Q [kW]	A [m ²]
TR1A	3.489	15,6	7.960	150
TR1B	872	25,8	15.100	670
TR1C	872	26,6	3.160	135
TR2A	3.489	46,5	4.220	25
TR2B	872	27,3	11.190	470
TR2C	872	26,6	2.070	90
TR3A	872	19,3	7.580	450
TR4A	3.500	10	1.100	35

**Tabela A.3- Fornecimento de calor para o cozimento e destilação
(Máxima extração até 2º Efeito)**

Operação	VE [kJ/s]	VV2 [kJ/s]
Cozimento	-	27.792
Destilação	48.433	3.910

Tabela A.4- Temperaturas dos trocadores de calor na planta com sangria de VV até o 3º efeito

Trocador	Correntes		Temperaturas [° C]			
	Quente	Fria	T _{H1}	T _{H2}	T _{C1}	T _{C2}
TR1A	4	1	76,0	40,0	30	52,8
TR1B	VV3	1	90	90	52,8	73,7
TR1C	VE	1	127	127	73,7	105
TR2A	4	2	95	76	30	48
TR2B	VV3	2	90	90	48	68,8
TR2C	VE	2	127	127	68,8	105
TR3A	VE	3	127	127	95	117
TR4A	4	Água	40,0	35	25	30

VE: Vapor de Escape; VVi: Vapor Vegetal do Efeito i.

Tabela A.5- Estimativa das áreas dos trocadores de calor na planta com sangria de VV até o 3º efeito

Trocador	U [W/m²K]	ΔTm [° C]	Q [kW]	A [m²]
TR1A	3.489	15,6	7.960	150
TR1B	872	25,3	7.300	330
TR1C	872	35,8	10.960	350
TR2A	3.489	46,5	4.220	25
TR2B	872	30,4	4.860	185
TR2C	872	37,6	8.400	255
TR3A	872	19,3	7.580	450
TR4A	3.500	10	1.100	35

**Tabela A.6- Fornecimento de calor para o cozimento e destilação
(Máxima extração até 3º Efeito)**

Operação	VE [kJ/s]	VV3 [kJ/s]
Cozimento	-	27.792
Destilação	52.343	-

Apêndice B

Modelagem do Evaporador de Múltiplos Efeitos

Conforme mencionado, é significativo o consumo de energia dos evaporadores no cômputo global na produção de açúcar e álcool. Devido a esta importância, este apêndice procura apresentar os balanços de massa e energia na modelagem do equipamento.

B.1 Balanços de Massa e Energia

A formulação dos balanços de massa e energia no evaporador pode ser realizada através da análise de entradas e saídas no volume de controle em cada efeito. Esses balanços são desenvolvidos a partir das considerações a seguir. Na Figura B.1, os fluidos representados foram considerados nos seguintes estados físicos:

Caldo:

- entra com a mesma entalpia de saída do caldo no efeito anterior;
- sai mais concentrado na temperatura do efeito;

Vapor vegetal:

- sai vapor saturado na temperatura do efeito;

Vapor condensante:

- entra vapor saturado na temperatura do efeito anterior;
- sai líquido saturado na mesma temperatura do efeito anterior.

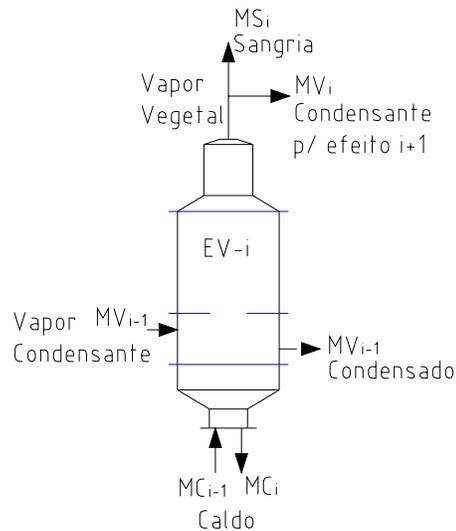


Figura B.1- Representação de um efeito do evaporador múltiplos efeitos

B.2 Equações

Balanço de massa:

$$MV_i + MS_i = MC_{i-1} - MC_i \quad \text{para } i \geq 1 \quad (B.1)$$

Balanço de energia:

$$MV_{i-1} h_{Vi-1} + MC_{i-1} h_{Ci-1} = (MV_i + MS_i) h_{Vi} + MC_i h_{Ci} + MV_{i-1} h_{Li-1} \quad (B.2)$$

onde:

i: índice do efeito;

MV_{i-1}: vazão mássica de vapor condensante [kg/s];

h_{Vi-1} : entalpia específica do vapor condensante [kJ/kg];

MCi-1: vazão mássica do caldo de entrada [kg/s];
hCi-1 : entalpia específica do caldo de entrada [kJ/kg];
MVi: vazão mássica do vapor vegetal a ser utilizado no efeito **i+1** [kg/s];
MSi-1: vazão mássica de vapor vegetal utilizado na sangria para outros setores [kg/s];
hVi : entalpia específica do vapor vegetal formado no efeito [kJ/kg];
MCi: vazão mássica do caldo de saída [kg/s];
hCi : entalpia específica do caldo de saída [kJ/kg];
hLi-1 : entalpia específica do condensado [kJ/kg];

Acrescentando um fator de perda (fp) para a energia fornecida em cada efeito do EME, e associando as equações B.1 e B.2, resulta:

$$MVi-1 (hVi-1 - hLi-1) fp + MCi (hVi - hCi) = MCi-1 (hVi - hCi-1) \quad (B.3)$$

Ou ainda, utilizando o balanço de massa também no primeiro termo da equação, temos:

$$\begin{aligned}
 &(MCi-2 - MCi-1 - MSi-1) (hVi-1 - hLi-1) fp + MCi (hVi - hCi) \\
 &= MCi-1 (hVi - hCi-1)
 \end{aligned} \quad (B.4)$$

Resultando:

$$\begin{aligned}
 &MCi-2 (hVi-1 - hLi-1) fp + MCi-1 [(hLi-1 - hVi-1) fp + (hCi-1 - hVi)] \\
 &+ MCi (hVi - hCi) + MSi-1 (hLi-1 - hVi-1) fp = 0
 \end{aligned} \quad (B.5)$$

Utilizando os valores dos calores específicos para o caldo, as equações (B.3) e (B.5) ficam, respectivamente, conforme as equações (B.6) e (B.7), que são semelhantes a equação utilizada no manual do IPT (1990).

$$MVi-1 (hVi-1 - hLi-1) fp + MCi (hVi - cpiTi) = MCi-1 (hVi - cpi-1Ti-1) \quad (B.6)$$

$$MCi-2 (hVi-1 - hLi-1) fp + MCi-1 [(hLi-1 - hVi-1) fp + (cpi-1Ti-1 - hVi)]$$

$$+ MC_i (h_{Vi} - c_{pi} T_i) + MS_{i-1} (h_{Li-1} - h_{Vi-1}) f_p = 0 \quad (B.7)$$

Os valores de h_{Vi} e h_{Li} são extraídos da tabela de vapor d'água, enquanto que h_{Ci} é calculado através do calor específico do caldo, conforme a equação fornecida por Hugot (1976) e utilizada também no manual do IPT (1990):

$$c_{pi} = 4,187 (1 - 0,006 \times B_{xi}) \quad (B.8)$$

onde:

c_{pi} : calor específico do caldo, [kJ/kg °C];

B_{xi} : concentração em massa de % de sólidos no caldo, [Brix];

$B_{xi} = m_s \times 100 / MC_i$;

m_s : vazão mássica de sólidos do caldo [kg/s];

$m_s = MC_0 \times B_{x0} / 100$.

Portanto:

$$c_{pi} = 4,187 (1 - 0,6 m_s / MC_i) \quad (B.9)$$

Para a realização do balanço de massa e energia completo do EME, pode-se montar um sistema com as equações de todos os efeitos do equipamento. Assume-se como conhecidos os valores de entalpia específica, as temperaturas, os fluxos massa de entrada, e a concentração do caldo na entrada e na saída. Assim, as variáveis são os fluxos de massa entre os efeitos, e do vapor vivo fornecido como a utilidade externa. As extrações de vapor vegetal para o processo (sangrias) são estabelecidas pelo projetista conforme as demandas do processo em cada nível de temperatura. Este sistema forma uma matriz tri-diagonal, que pode ser resolvido através de programas computacionais, conforme Higa (1999).

B.3 Área dos Evaporadores

Após a resolução do balanço de massa e energia é possível a determinação da área de transferência de calor em cada efeito do EME. , onde o coeficiente global de transferência de calor utilizado foi da equação de Dessin modificada, também utilizada nas simulações do IPT, e descrita conforme B.8.

$$U_i = 0,00055 (100 - B_{xmedi}) (T_{i-1} - 54) h_{lv} / 3600 \quad (B.10)$$

sendo:

U_i : Coeficiente global de transferência de calor na evaporação [$\text{kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$];

B_{xmedi} : Concentração média do caldo no efeito i do EME [$^\circ\text{Brix}$];

T_{i-1} : Temperatura de saturação do vapor condensante [$^\circ\text{C}$];

h_{lv} : Entalpia específica de vaporização da água evaporada [kJ/kg].

O coeficiente 0,00055 foi utilizado neste trabalho para se aproximar dos valores da planta real. Na equação original de Dessin este valor é de 0,001, e nas simulações do IPT foi utilizado o coeficiente 0,005. Embora o valor seja maior do que o utilizado pelo IPT, o mesmo ainda é conservador comparado com o valor original. Na estimativa das áreas, a diferença com os valores estimados pelos projetistas da planta foi de menos de 2% da área total do EME.

Para os evaporadores, a diferença média de temperatura entre os fluidos pode ser considerada constante, usa-se apenas a diferença entre a temperatura do vapor condensante e a do caldo no efeito. Para a resolução dos balanços de massa e energia não foram consideradas as elevações do ponto de ebulição (EPE), entretanto, essas elevações possuem influência direta para a estimativa das áreas. Desta forma, após a resolução dos balanços de massa e energia são determinadas as concentrações do caldo (Brix), facilitando os cálculos da EPE em cada efeito. Isto pode ser realizado através das equações abaixo (IPT, 1990):

$$X_{medi} = (X_{i-1} + X_i) / 2;$$

sendo:

X_{medi} : Concentração média do caldo no efeito i [ton sólidos/ton solução];

$$EPE_{xi} = X_{medi} (0,3 + X_{medi}) (0,22 + 0,0078 T_i) / [0,355 (1,036 - X_{medi})] \quad (B.11)$$

onde:

EPE_{xi} : Elevação média do ponto de ebulição devido à concentração de sólidos no caldo no efeito i [$^{\circ}C$];

T_i : Temperatura do efeito i [$^{\circ}C$];

$$\Delta P_{H_{medi}} = H_i \rho_{medi} 9,806 \quad (B.12)$$

onde:

$\Delta P_{H_{medi}}$: Elevação média da pressão devido à coluna de líquido no efeito i , [MPa];

$\rho_{medi} = 1,000 + 0,5 X_{medi}$;

ρ_{medi} : Massa específica média do caldo no efeito i do EME, [kg/m^3];

H : Comprimento dos tubos no efeito, [m];

$$EPE_{hi} = A \alpha [1 + \alpha (-1/2 + 1/\beta)] / \beta^2 \quad (B.13)$$

onde:

EPE_{hi} : Elevação média do ponto de ebulição devido à coluna de líquido no efeito i , [$^{\circ}C$];

$\alpha = \Delta P_{H_{medi}} / P_{vi}$;

$\beta = [B - \ln (C P_{vi})]$;

$A = 3816,44$;

$B = 18,3036$;

$C = 7501,3$;

P_{vi} : Pressão de Saturação do vapor condensante, [MPa];

Assim:

$$\Delta T_i = T_{i-1} - [T_i + (EPE_{xi} + EPE_{hi})/2] \quad (B.14)$$

onde:

ΔT_i : Diferença média de temperatura para a estimativa da área do evaporador, [°C].

Com o ΔT_i assim calculado, obtém-se a área A_i do i -ésimo efeito:

$$A_i = Q_i / (U_i \Delta T_i)$$

onde:

A_i : Área do efeito i do evaporador, [m²].

B.4 Configurações Gerais do EME Utilizadas no Capítulo 7

**Tabela B.1- Resultados gerais do EME
(Máxima extração de VV no 2º Efeito)**

Resultados gerais	
Consumo de energia	67.771 kJ/s

**Tabela B.2- Dados do EME
(Máxima extração de VV no 2º Efeito)**

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	106,0	90,0	54,0
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	25,5	-	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	54,6	27,0	24,4	21,1
Concentração [Brix]	25,9	52,5	58,0	67

**Tabela B.3- Estimativa da área do evaporador necessária
(Máxima extração de VV no 2º Efeito)**

Efeito	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	67.771	1.948	9,6	3.639
2	63.676	1.311	9,8	4.965
3	4.821	813	13,8	429
4	5.772	490	31,1	379

**Tabela B.4- Resultados gerais do EME
(Máxima extração de VV no 3º Efeito)**

Resultados gerais	
Consumo de energia	47.708 kJ/s

**Tabela B.5- Dados do EME
(Máxima extração de VV no 3º Efeito)**

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	106,0	90,0	54,0
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	-	17,5	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	63,1	43,2	23,8	21,1
Concentração [Brix]	22,4	32,8	59,4	67

**Tabela B.6- Estimativa da área do evaporador necessária
(Máxima extração de VV no 3º Efeito)**

Efeito	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	47.708	1.991	9,6	2.497
2	44.825	1.562	10,1	2.835
3	44.630	979	14,3	3.180
4	4.329	480	31,0	291

Tabela B7- Resultados gerais do EME (1 Efeito)

Resultados gerais	
Consumo de energia	146.555 kJ/s

Tabela B.8- Dados do EME (1 Efeito)

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	-	-	-
Sangria V. Veg. [kg/s]	62,4	-	-	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	21,1			
Concentração [Brix]	67			

Tabela B.9- Estimativa da área do evaporador necessária (1 Efeito)

Efeito	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	146.555	1.438	8,9	11.400

Tabela B.10- Resultados gerais do EME (2 Efeitos)

Resultados gerais	
Consumo de energia	74.632 kJ/s

Tabela B.11- Dados do EME (2 Efeitos)

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	100	-	-
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	30,6	-	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	51,7	21,1		
Concentração [Brix]	27,4	67		

Tabela B.12- Estimativa da área do evaporador necessária (2 Efeitos)

Efeito	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	74.632	1.930	9,5	4.050
2	70.122	1.147	15,4	3.960

Tabela B.13- Resultados gerais do EME (3 Efeitos)

Resultados gerais	
Consumo de energia	50.705 kJ/s

Tabela B.14- Dados do EME (3 Efeitos)

Dados de entrada				
	Temperatura [°C]	Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117	17	83,4	
Saída	54	67	-	
Efeito	1	2	3	4
Temperatura [°C]	117	109,3	100-	-
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	-	20	-
Dados de Saída				
Efeito	1	2	3	4
Descarga [kg/s]	61,9	41,0	21,1	
Concentração [Brix]	22,9	34,5	67,0	

Tabela B.15- Estimativa da área do evaporador necessária (3 Efeitos)

Efeito	Q [kW]	U [W/m ² .°C]	ΔT [°C]	A [m ²]
1	50.706	1.985	9,6	2.663
2	47.641	1.532	6,7	4.647
3	46.446	943	7,7	6.385

Tabela B.16- Resultados gerais do EME (5 Efeitos)

Resultados gerais	
Consumo de energia	35.862 kJ/s

Tabela B.17- Dados do EME (5 Efeitos)

Dados de entrada					
	Temperatura [°C]		Concentração [Brix]	Vazão [kg/s]	
Entrada	117		17	83,4	
Saída	54		67	-	
Efeito	1	2	3	4	5
Temperatura [°C]	117	109,1	98,9	84,3	54
Sangria V. Veg. [kg/s]	-	-	-	12,5	-
Dados de Saída					
Efeito	1	2	3	4	5
Descarga [kg/s]	68,2	53,1	38,3	23,8	21,1
Concentração [Brix]	20,8	26,7	37,0	59,6	67

Tabela B.18- Estimativa da área do evaporador necessária (5 Efeitos)

Efeito	Q [kW]	U [W/m².°C]	ΔT [°C]	A [m²]
1	35.862	2.012	9,6	1.855
2	33.695	1.639	7,2	2.862
3	33.635	1.297	9,1	2.850
4	33.505	817	12,7	3.235
5	4.600	404	26,0	438