ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA POR RICARDO ANTONIO DO ESPÍRITO SANTO GOMES E APROVADA PELA COMISSÃO JULGADORA EM 20/05/2005

ORIENTADOR

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

Modelagem Computacional de Caldeiras de Recuperação Térmica

Autor: **Ricardo Antonio do Espírito Santo Gomes**

Orientador: **Profº Dr. Jorge Isaias Llgostera Beltran**

59/2009

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

Modelagem Computacional de Caldeiras de Recuperação Térmica

Autor: **Ricardo Antonio do Espírito Santo Gomes**
Orientador: **Prof º Dr. Jorge Isaias Llgostera Beltran**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de Mestrado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005
S.P.- Brasil

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

G585m

Gomes, Ricardo Antonio do Espirito Santo
Modelagem computacional de caldeiras de recuperação térmica / Ricardo Antonio do Espirito Santo Gomes. --Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Simulação por computador. 2. Caldeiras a vapor. 3. Energia elétrica e calor - Cogeração. I. Beltran, Jorge Isaias Llagostera. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Computational model of heat recovery steam generators
Palavras-chave em Inglês: Simulation computer, Steam generators, Eletric power and heat cogeration
Área de concentração: Térmica e Fluídos
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora: Arnaldo César Silva Walter, Silvio Oliveira Junior
Data da defesa: 20/05/2005
Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Modelagem Computacional de Caldeiras de Recuperação Térmica

Autor: **Ricardo Antonio do Espírito Santo Gomes**

Orientador **: Prof º Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran**

Profº Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran, Presidente
FEM/UNICAMP

Profº Dr. Arnaldo César S. Walter
FEM/UNICAMP

Profº Dr. Silvio Oliveira Junior
EP/USP

Campinas, 20 de maio de 2005

Dedicatória:

Para Isabel e Domingos, meus queridos pais, João, meu inestimável tio e meus irmãos Mario, Bárbara e Carolina, dedico todas as horas deste trabalho.

Agradecimentos

Primeiramente a Deus, pela perseverança e confiança no êxito deste trabalho.

Ao amigo Profº Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran, meu orientador, pela confiança depositada.

Ao amigo Profº Dr. Ednildo Andrade Torres, pelo ensinamento firme durante os primeiros passos no LEN/UFBA- Laboratório de Energia.

Ao amigo Lourenço, pelo apoio irrestrito, durante os primeiros meses e pela amizade duradoura.

A CAPES pela bolsa de estudos concedida durante o período do curso.

Gostaria de enfatizar os meus agradecimentos aos meus pais, irmãos, a minha tia Neném, meu tio João, a todos que compõem a corrente e ao meu orientador, sem os quais este trabalho não seria possível.

“Eu, filho do carbono e do amoníaco,
Mostro de escuridão e rutilância,
Sofro, desde a epigênesis da infância,
A influência má dos signos do zodíaco ““.

Augusto dos Anjos

A sinfonia das nuvens prenuncia,
As horas de um triste passamento,
Segues ao alto, segues ao vento,
Poesia, poesia, poesia.

Triste, sinto-me por um momento,
Parca e lírica poesia,
Segues em ti, segues o lamento
Das flores que por ti sofria.

Murchas as flores, sanam-se as feridas,
Murchas após a noite estrema,
Murchas, seguem a revelia.

Pousa no mar e na praia serena,
Cintilam as murchas flores de um poema,
Baia de todos, Bahia.

Ricardo Gomes

Resumo

GOMES, Ricardo Antonio do Espírito Santo, Modelagem Computacional de Caldeiras de Recuperação Térmica, Campinas,; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004 183p , Dissertação de Mestrado.

Este trabalho faz a análise de caldeiras de recuperação térmica aquotubular no ponto de projeto e fora de projeto, seja ela parte integrante de uma central termoeléctrica de ciclo combinado ou de plantas de cogeração. Os mecanismos de troca de calor, que conduzem à produção de vapor na caldeira, encontram-se parametrizados num sistema matemático baseado nas leis fundamentais da termodinâmica e da transferência de calor, aplicado a um programa computacional. O programa foi desenvolvido no ambiente do ***software Engineering Equation Solver –EES.*** Quatro configurações básicas foram estudadas, considerando caldeiras com um e dois níveis de pressão e a variação de parâmetros relevantes. O modelo computacional desenvolvido, caracteriza-se pela sua flexibilidade já que os fatores geométricos da caldeira não precisão ser avaliados. Eventos operacionais como a queima auxiliar e o controle da temperatura do vapor, também podem ser avaliados, para todas as configurações disponíveis. Através das estruturas com dois níveis de pressão é possível evidenciar como a energia recuperada pode ser maximizada redistribuindo as superfícies de aquecimento. Esta analise é realiza para diversos casos, simulada com dados publicados, para sistemas reais e sistemas em estudo, contemplando desta forma cenários operacionais, que poderão esta de acordo com a realidade de qualquer unidade industrial.

Palavras Chave: Simulação, Energia, Caldeira de Recuperação, Ciclo Combinado, Cogeração.

Abstract

GOMES, Ricardo Antonio do Espírito Santo, *Computational Model of Heat Recovery Steam Generators*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004 183p , Dissertação de Mestrado.

The objective of this work was to model thermal recovery water tube boilers in the design and off-design point, either it has left integrant of a thermoelectric central office of agreed cycle or cogeneration plants. The heat exchange mechanisms, that lead to the steam production in the boiler, meet parameterizations in a based mathematical system in the thermodynamics and the heat transference basic laws, applied to a computational program. The program was developed in the environment of ***software Engineering Equation Solver - EES.*** Four basic configurations had been studied, considering boilers with one and two pressure levels and the excellent parameter variation. The developed computational model is characterized for its flexibility, since the steam generators geometric factors no is evaluated. Operational events as the burning auxiliary and the control of the temperature of the steam also can be evaluated for all the available configurations. Through the structures with two levels of pressure it is possible evidences as the recouped energy can be maximized reconfiguring the heating surfaces. This analyzes is carries through for diverse cases, simulated with data published, for real systems and systems in study, contemplating of this form operational scenes, that will be able this in accordance with the reality of any industrial unit.

Key Words: Simulation, Energy, Recovery Boiler, Combined Cycle, Cogeneration

Índice

Lista de Tabelas

Lista de Figuras

Nomenclatura

Capitulo 1

Introdução

Motivação e Objetivos do Presente Trabalho 3

Organização da Dissertação 4

Capítulo 2

Turbinas a Gás

2.1 –Turbinas a Gás:Evolução Histórica e Perspectivas 6

2.2 – Turbinas a Gás: Tecnologia na Geração de Potência 10

2.2.1 - Conceitos Fundamentais 10

2.2.2 - Efeito da Razão de Pressão e da Temperatura na Entrada da Turbina(TIT) 12

2.2.3 - Efeito das Condições Ambiente 14

2.2.4 - Plantas com Resfriamento Intermediário e Reaquecimento 14

2.2.5 – Avanços na Tecnologia dos Materiais 15

2.2.6 – Emissões de NO_x e Injeção de Vapor nas Câmaras de Combustão 15

2.2.7 - Combustão Catalítica em Turbinas a Gás 17

Capítulo 3

Geração de Vapor: Conceitos e Aplicações

3.1 - Caldeiras de Recuperação Térmica ou HRSGs 18

3.1.1 – HRSGs em Plantas de Enxofre 21

3.1.2 – HRSGs em Plantas de Ácido Sulfúrico 22

3.1.3 – HRSGs em Plantas de Hidrogênio 24

3.1.4 - HRSGs em Plantas de Incineração 26

3.2 – Sistemas de Circulação 28

3.2.1 - Unidades Once-Through 29

3.3 - Aquotubulares versus Fogotubulares 30

3.4- Importância da Simulação das HRSGs 31

3.5 - Revisão Bibliográfica sobre a Modelagem e Simulação de Caldeiras de Recuperação Térmica 32

Capítulo 4

Sistema Combinado de Cogeração

4.1 - Cogeração de Energia 37

4.2 – Calor e Potência Eletromecânica – Primeiros Passos 38

4.3 – Evolução na Geração de Eletricidade no Brasil 41

4.4 – Caracterização dos Sistemas de Potência e Cogeração 47

4.4.1 – Planta de Potência com Turbinas a Vapor de Contra-Pressão 49

4.4.2 – Planta de Potência com Turbina a Vapor de Condensação com Extração 50

4.4.3 - Plantas de Potência com Turbinas a Gás e Cadeiras de Recuperação 52

4.4.4 - Planta de Potência em Ciclo Combinado: Turbina a gás – Turbina Vapor 53

4.4.5 – Plantas de Potência com Motores de Combustão Interna Gás/Diesel 55

4.5 - Parâmetros de Caracterização dos Sistemas de Cogeração 59

4.6 – Recentes Tendências e os seus Impactos no Projeto das HRSGs 64

4.7 – Eficiência na Geração de Vapor em Plantas de Cogeração 75

Capítulo 5

Descrição das Configurações Estudadas

5.1 – Fundamentos no Projeto de HRSG 78

5.2 – Desenvolvimento do Programa Computacional 83

5.3 – Dados Operacionais 85

5.4 – Limitações do Programa Computacional 86

5.5 – Modos Operacionais – Descrição Sucinta 86

5.5.1 - Análise do Caso 110 87

5.5.2 – Análise do Caso 115/120 89

5.5.3 – Análise do Caso 210 91

5.6 – Análise dos Casos 215, 220, 225 93

5.6.1 - Análise do Caso 215 93

5.6.2 - Análise do Caso 220 95

5.6.3 – Análise do Caso 225 97

5.7 – Análise do Caso 230 99

5.7.1 – Análise do Caso 235 101

5.7.2 – Análise do Caso 240 103

5.8 - Análise dos Casos 310 e 315 105

Capitulo 6

Exploração dos Resultados

6.1 - Metodologias de Simulação - Considerações Gerais 108

6.2 - Modelo Matemático – Primeiro Método 109

6.3 - Modelo Matemático – Segundo Método 115

6.3.1 – Superfície de Aquecimento – Superaquecedor 116

6.3.2 – Superfície de Aquecimento – Evaporador e Economizador 117

6.4 - Combustão Auxiliar 118

6.5 – Controle da Temperatura de Superaquecimento 120

6.6 – Vaporização em Economizadores 121

6.7 - Cálculo da Eficiência Térmica 122

6.8 – Comentários 123

6.9- Análise dos Modos Operacionais 124

6.9.1– Análise do Caso 110 124

6.9.2 – Análise dos Casos 115 e 120 126

6.9.3 – Análise do Caso 210 130

6.9.4 – Análise dos Casos 215, 220 e 225 131

6.9.5 - Análise do Caso 230 136

6.9.6 - Análise do Caso 240 138

6.9.7 - Análise dos Casos 310 e 315 141

Capitulo 7

Conclusão e Sugestão para Trabalhos Futuros 145

Referência Bibliográfica 149

Anexo A 152

Ambientes de Trabalho dos Programas Computacionais

Composição dos Gases de Exaustão

Composição do Gás Natural na Queima Auxiliar

Lista de Tabelas

Capítulo 2

Tabela 2.1 – Evolução da turbina a gás *Westinghouse 501* 8

Tabela 2.2-Eficiência Térmica em função da Razão de Compressão 11

Capítulo 3

Tabela 3.1 – Composição típica de gases aplicados a caldeiras de recuperação térmica (base molar) 20

Tabela 3.2 – Poder Calorífico médio de alguns resíduos 27

Tabela 3.3 - Espessura do tubo versus pressão do vapor em caldeiras aquotubulares e fogotubulares. 30

Tabela 3.4 – Comparação entre caldeiras aquotubulares e fogotubulares. 31

Capítulo 4

Tabela 4.1 – Principais fatos históricos da cogeração 39

Tabela 4.2 – Resoluções da ANEEL, decretos e medidas provisórias 46

Tabela 4.3 - Dados de projeto de uma planta de cogeração em ciclo combinado 55

Tabela 4.4 – Eficiência térmica dos ciclos Otto 57

Tabela 4.5 – Eficiência térmica do ciclo Diesel para uma razão de compressão de 14 58

Tabela 4.6 – Valores da razão calor-trabalho para alguns sistemas 60

Tabela 4.7 – Valores típicos dos sistemas de cogeração para diversos ciclos. 63

Tabela 4.8 – Elementos motores utilizados em cogeração. 63

Tabela 4.9 –Rendimento elétrico e total para diferentes sistemas de cogeração. 63

Tabela 4.10 – Alternativas termoquímicas para a produção de eletricidade e calor útil a partir de biomassa 64

Tabela 4.11- Desempenho da HRSG em uma instalação com ciclo Cheng 70

Tabela 4.12 – Parâmetros de desempenho dos sistemas discutidos acima 75

Tabela 4.13 – Parâmetros de desempenho de um gerador de vapor em função da carga de operação 77

Tabela 4.14- Parâmetros de desempenho de uma HRSG em função da carga de operação 77

Capítulo 5

Tabela 5.1- Caldeiras convencionais versus HRSG. 80

Tabela 5.2 – Sugestão para os pontos de *Pinch* e *Approach* 81

Tabela 5.3 – Efeito dos parâmetros do vapor na temperatura de saída dos gases 83

Tabela 5.4 – Dados de entrada do Caso 110 87

Tabela 5.5 – Resultados da simulação do Caso 110 87

Tabela 5.6 - Dados de entrada do Caso 115/120 89

Tabela 5.7 – Resultados da simulação do Caso 120 89

Tabela 5.8 – Resumo dos Casos 115 e 120 91

Tabela 5.9 – Dados de entrada de Caso 210. 91

Tabela 5.10 – Resultados da simulação do Caso 210 92

Tabela 5.11 - Dados de entrada de Caso 215. 93

Tabela 5.12 - Resultados da simulação do Caso 215 94

Tabela 5.13 - Dados de entrada de Caso 220 95

Tabela 5.14 - Resultados da simulação do Caso 220 96

Tabela 5.15 – Dados de entrada do Caso 225 97

Tabela 5.16 – Resultados da simulação do Caso 225 98

Tabela 5.17- Dados de entrada do Caso 230 99

Tabela 5.18 – Resultados da simulação do Caso 230 100

Tabela 5.19 – Dados de entrada do Caso 235 101

Tabela 5.20 - Resultados da simulação do Caso 235 102

Tabela 5.21 – Dados de entrada do Caso 240 103

Tabela 5.22 - Resultados da simulação do Caso 240 104

Tabela 5.23 – Dados de entrada para os Casos 310 e 315 105

Tabela 5.24 - Resultados da simulação dos Casos 310 e 315 106

Capítulo 6

Tabela 6.1 – Dados de entrada para o evaporador 113

Tabela 6.2 - – Resultados da simulação para o evaporador 114

Tabela 6.3 – Resultados do programa para o Caso 110 125

Tabela 6.4 – Resultados do programa para o Caso 115 e 120 127

Tabela 6.5 - Resultados do programa para os Casos 115 e 120 128

Tabela 6.6 - Resultados do programa para o Caso 210 130

Tabela 6.7 - Resultados do programa para o Caso 215 133

Tabela 6.8 - Resultados do programa para o Caso 220 133

Tabela 6.9 - Resultados do programa para o Caso 225 134

Tabela 6.10 - Resultados do programa para o Caso 230 137

Tabela 6.11 - Resultados do programa para o Caso 240 139

Tabela 6.12 - Resultados do programa para o Caso 240 desviando o fluxo na entrada do economizador. 140

Tabela 6.13- Resultados do programa para os Caso 310 e 315 no modo *design* 142

Lista de Figuras

Capítulo 2

Figura 2.1 – Previsão de demanda de turbinas a gás no período de 1992 a 2012 9

Figura 2.2 –Planta de potência de ciclo aberto turbina a gás 11

Figura 2.3 – Ciclo simples de turbina a gás com regenerador 12

Figura 2.4 - Eficiência de uma turbina a gás em função da razão de compressão e da TIT 13

Figura 2.5 – Potência útil de uma turbina a gás em função da razão de compressão e da TIT 13

Figura 2.6 – Efeito da temperatura do ar nos parâmetros de ciclo simples de turbina a gás 14

Figura 2.7- Ciclo de turbina a gás com injeção de vapor 16

Figura 2.8 – Efeito da temperatura de combustão nas emissões de NO_x e CO 17

Capítulo 3

Figura 3.1 – Classificação das caldeiras de recuperação térmica – HRSG 19

Figura 3.2 – HRSG no modo ciclo combinado (a) e no modo co-geração (b) 20

Figura - 3.3 Processo de Claus para a recuperação de enxofre 21

Figura 3.4 – Estrutura de uma planta de ácido sulfúrico, 1- câmara de combustão; 2- HRSG; 3 – dispositivo de contacto; 4 – superaquecedor; 5 – economizador; 6 – torre de absorção; 7 – tubulão. 23

Figura 3.5 – Sistema de passagem para controlar a temperatura de saída em HRSG; externo (a) e interno (b). 23

Figura 3.6 – Esquema de uma planta de hidrogênio 25

Figura 3.7 – HRSGs com diferentes tipos de sistemas de circulação: (a) Circulação natural, (b) Circulação forçada. 28

Figura 3.8 - HRSG com circulação “once-through” 29

Capítulo 4

Figura 4.1 – Smokejack de John Wikin’s (1680) 39

Figura 4.2 – Capacidade Nacional instalada e dados relacionados 42

Figura 4.3 – Principio de uma Planta de Cogeração 47

Figura 4.4 – Configuração “*Topping cycle*” 48

Figura 4.5 – Configuração “*Bottoming cycle*” 48

Figura 4.6 –Planta de cogeração com turbina vapor de contra-pressão 50

Figura 4.7 – Diagrama de um planta de cogeração com turbina de extração-condensação 51

Figura 4.8 – Comparação entre uma turbina de contra-pressão e condensação em um diagrama T-s 51

Figura 4.9 – Planta de cogeração com queima auxiliar na caldeira de recuperação 52

Figura 4.10 -Planta de cogeração com caldeira auxiliar e reservatório térmico 53

Figura 4.11 – Diagrama esquemático de uma planta de cogeração em ciclo combinado 54

Figura 4.12 – Ciclo Otto e o ciclo Diesel em um diagrama P – v 55

Figura 4.13 – Planta de cogeração baseada em motores de combustão interna; C.A – Caldeira Auxiliar 59

Figura 4.14 – Energia poupada percentual em função da razão calor-trabalho 62

Figura 4.15 – Comparação entre sistemas de cogeração e sistemas convencionais 62

Figura 4.16 - Esquema de um sistema BIG-STIG operando em ciclo combinado em uma usina de açúcar e álcool 67

Figura 4.17 – Ciclo *Cheng* com sistema recuperação de calor 69

Figura 4.18 – Modos de operação pra o ciclo *Cheng* 69

Figura 4.19 – Configuração básica - HRSG com um nível de pressão:opção-1 71

Figura 4.20 –Configuração da HRSG com *Heater* de condensação:opção-2 72

Figura 4.21 – Configuração de um sistema com HRSG e trocador de calor:opção-3 73

4.22 – Configuração de uma HRSG com dois níveis de pressão:opção-4 74

Figura 4.23 – Carga de operação versos eficiência térmica, temperatura de saída dos gases de uma HRSG e de uma caldeira convencional 76

Capítulo 5

Figura 5.1 – Perfil de temperatura de uma HRSG aquotubular 79

Figura 5.2 – Configurações básicas. 84

Figura 5.3 – Perfil de temperatura do Caso 110 no modo *design* 88

Figura 5.4 – Perfil de temperatura do Caso 110 modo *off-design* 88

Figura 5.5 – Perfil de temperatura do Caso 120 modo *design* 90

Figura 5.6 – Perfil de temperatura do Caso 120 modo *off-design* 90

Figura 5.7 - Perfil de temperatura do Caso 210 modo *design* 92

Figura 5.8 - Perfil de temperatura do Caso 210 modo *off-design* 93

Figura 5.9 - Perfil de temperatura dos Casos 215, 220 e 225 modo *design* 94

Figura 5.10 – Perfil de temperatura do Caso 215 modo *off-design* 95

Figura 5.11 – Perfil de temperatura do Caso 220 modo *off-design* 96

Figura 5.12 – Perfil de temperatura do Caso 225 modo *off-design*. 98

Figura 5.13 - Perfil de temperatura do Caso 230 modo *design* 100

Figura 5.14 - Perfil de temperatura do Caso 230 modo *off-design* 101

Figura 5.15 - Perfil de temperatura do Caso 235 modo *design* 102

Figura 5.16 - Perfil de temperatura do Caso 235 modo *off-design* 103

Figura 5.17 - Perfil de temperatura do Caso 240 modo *design* 104

Figura 5.18 - Perfil de temperatura do Caso 240 modo *off-design* 105

Figura 5.19 - Perfil de temperatura do Caso 310 modo *design* 107

Figura 5.20 - Perfil de temperatura do Caso 315 modo *design* 107

Capítulo 6

Figura 6.1 – Participação percentual do coeficiente de transferência de calor por radiação gasosa em função da temperatura do gás na entrada do evaporador. 114

Figura 6.2 – Volume de controle queimador 119

Figura 6.3 – Esquema de um superaquecedor com dois estágios e um atemperador intercalado 121

Figura 6.4 – Sistema matemático para as superfícies de aquecimento no segundo método 123

Figura 6.5 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 110 no modo *design* 125

Figura 6.6 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 110 no modo *off-design* 126

Figura 6.7 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 115 e 120 no modo *design* 128

Figura 6.8 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 115 no modo off-design 129

Figura 6.9 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 120 no modo *off-design* 129

Figura 6.10 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 210 no modo *design.* 131

Figura 6.11 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 210 no modo *off-design.* 131

Figura 6.12 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 215, 220 e 225 no modo *design.* 134

Figura 6.13 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 215 no modo off-design 135

Figura 6.14 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 220 no modo *off-design*. 135

Figura 6.15 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 225 no modo *off-design.* 136

Figura 6.16 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 230 no modo *design* 137

Figura 6.17 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 230 no modo *off-design* 138

Figura 6.18 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 240 no modo *design* referente à tabela 6.12 140

Figura 6.19 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 240 no modo *off-design* referente à tabela 6.12. 141

Figura 6.20 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 310 no modo *design*. 143

Figura 6.21 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 315 no modo *design*. 143

Figura 6.22 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 315 no modo *design.* 144

Nomenclatura

Letras latinas

C_p	Calor Específico	[kJ/kgºC]
d	Diâmetro	[mm]
f	Fator de Correção da Emissividade	[kg/s]
F	Fatores de Correção	
ff	Fator de Perda de Calor	[%]
ff_i	Fatores de Perda Internos	[m^2·K/W]
ff_o	Fatores de Perda Externos	[m^2·K/W]
G	Velocidade Mássica do Gás	[kg/m^2.s]
h	Entalpia Específica	[kJ/kg]
h_N	Coeficiente de Transferência de Calor por Radiação Gasosa	[W/m^2.K]
K	Fator	
k	Condutividade Térmica	[W/m.K]
K_m	Condutividade Térmica da Parede do Tubo	[W/m.K]
N_w	Numero de Tubos Longitudinais	
p	Pressão Parcial	[atm]
PCI	Poder Calorífico Inferior	[kJ/kg]
Q	Potência Térmica	[kW]
S	Área de Troca Térmica	[m^2]
S_g	Área Superficial Total	[m^2]
S_T	*Pinch* Transversal	[mm]
T	Temperatura	[ºC]
t	Espessura do Tubo	[mm]

U	Coeficiente Global de Transferência de Calor	[W/m^2.K]
V	Volume Total de Gás	[m^3]
W	Fluxo de Massa	[kg/s]

Letras gregas

μ	Viscosidade Dinâmica do Gás	[kg/m.s]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m^2 .K^4]
ε	Emissividade	
Δ	Variação	
η	Eficiência Térmica	

Sobrescritos

EC	*Economizador*
EV	*Evaporador*
SU	*Superaquecedor*

Subescritos

A	Água
a	Assumido
c	Frio(*cold*), CO_2
D	Projeto (*design)*
e	Externo, Saída *(exit)*
F	Combustível *(Fuel)*
g	Gás
G	Gás

h	Quente *(hot)*
i	Interno, Entrada (*in*)
n	Radiação Gasosa *(nonluminous)*
o	Externo, Saída (*out*)
P	Fora de Projeto *(performance)*
S	Vapor (*Steam*)
t	Transferida

Capítulo 1

Introdução

A busca por ciclos térmicos mais eficientes e de menor impacto ambiental, associada à evolução das turbinas a gás e a disponibilidade crescente de gás natural, tem sido os principais fatores que explicam a grande expansão dos ciclos combinados e sistemas de cogeração. Dentro desta perspectiva, ao analisar-se a evolução do consumo de energia elétrica no Brasil relacionando-o a economia nacional, algumas evidencias podem, ser assinaladas:

- a uma progressiva mudança estrutural na dinâmica de evolução destes dois indicadores nos últimos anos.
- a respeito desta mudança o consumo de energia elétrica segue trajetória de crescimento permanentemente superior à evolução da economia.
- dentre as principais categorias de consumo a classe comercial é a que tem mais contribuído na evolução do consumo global de energia elétrica no Brasil.

Neste panorama, o setor elétrico tem sentido nos últimos anos os efeitos de políticas tarifarias não compatíveis com os custos de produção e remuneração de investimentos levando-o a vislumbra incertezas na questão da garantia da oferta de energia elétrica. O setor comercial, como mencionado acima, é o que tem apresentado crescimento mais forte nos últimos anos, passando de 12% em 1990 para 16% em 2000.

O setor comercial também é o que tem mais utilizado energia elétrica como fonte primaria, chegando a 94% do consumo. A participação deste setor no mercado de energia elétrica tem aumento em função de:

- seu crescimento vegetativo reflexo direto do aumento populacional e conseqüente aumento da demanda por bens e serviços.
- modernização do setor através de novos equipamentos, incluído informática e modalidade dos serviços
- terceirização de atividades antes desenvolvidas dentro da industria
- ampliação do horário de funcionamento do comercio

Analisando a composição da classe comercial verifica-se que a participação mais significativa na evolução do consumo global de energia, pertence aos shopping center e grandes centros comerciais como supermercados.

Apesar de serem relativamente novos no Brasil, os shoppings center são responsáveis por cerca de 17% do consumo de energia do segmento varejista.

Neste contexto, a aplicação de ciclos combinado com cogeração no setor comercial foi identificada como um mercado importante a ser estudado, pois existem reais possibilidades das empresas produzirem sua própria energia e outras utilidades de forma eficiente e confiável. Dentre estas utilidades podemos destacar vapor, refrigeração, água quente e água gelada como no caso de sistemas tri – tetra combinado de cogeração. Os sistemas de cogeração são sempre baseados numa unidade geradora de potencia que é algumas vezes modificada, para que seja possível a utilização da energia associada aos rejeitos térmicos. As unidades geradoras de potência operam normalmente segundo os ciclos Rankine (como turbina a vapor), Otto/Diesel (motor de combustão interna) e Brayton (turbina a gás). Nas configurações estudas neste trabalho o objetivo central é maximizar a recuperação de energia sempre que possível. Neste contexto a análise de instalações de ciclo combinado com cogeração através de modelos computacionais tem se mostrado o método mais eficiente na determinação das considerações de concepção e operação destes sistemas. Sendo a caldeira de recuperação parte essencial destas instalações e de custo elevado, torna-se essencial conhecer o seu desempenho no ponto de projeto e em outras condições de operação. Além disso, a modelagem computacional da caldeira de recuperação térmica tem uma contribuição bi-lateral, pois auxilia nas concepções de projeto da fonte térmica e nas especificações dos principais componentes do ciclo vapor e auxiliares.

Motivação e Objetivos do Presente Trabalho As configurações disponíveis nos programas computacionais desenvolvidos no âmbito deste trabalho, abrangem estruturas básicas amplamente utilizadas em sistemas combinados de cogeração e sistemas combinados para a geração exclusiva de potencia elétrica. Além disso, é possível estudar eventos operacionais comuns nas instalações citadas acima, como queima auxiliar, controle da temperatura do vapor, exportação de vapor de processo no ponto de projeto e fora de projeto.

Problemas operacionais também podem ser diagnosticados como a formação de vapor no economizador da caldeira e perdas entre as superfícies de aquecimento.

É possível maximizar a potência térmica recuperada através da seleção adequada de variáveis de controle, como os pontos de Pinch e Approach.

A metodologia utilizada no desenvolvimento dos programas não requer a avaliação dos fatores geométricos da caldeira, o que torna a simulação flexível no estudo de sistemas ainda em fase projeto e sistemas já existentes.

Este trabalho tem como objetivo estudar o comportamento das caldeiras de recuperação térmica no ponto de projeto e fora de projeto, verificando o perfil de temperatura associado a cada modo operacional, identificando os fluxos para cada superfície de aquecimento e a eficiência térmica da caldeira, através de um modelo computacional desenvolvido no ambiente do ***software Engineering Equation Solver – EES.***

Organização da Dissertação

Inicialmente o Capítulo 2 mostra a evolução das turbinas a gás dando ênfase a sua concepção histórica e a sua introdução em sistemas de ciclo combinado para a geração de potência elétrica. Também são analisadas as perspectivas na aplicação das turbinas a gás e a evolução da sua demanda no mercado latino-americano. Conceitos termodinâmicos fundamentais são abordados mostrando o efeito de parâmetros como a temperatura de entrada dos gases na turbina, a temperatura ambiente, o resfriamento intermediário e o reaquecimento, alem dos avanços tecnológicos nos matérias de fabricação das turbinas.

No Capítulo 3 são abordados conceitos relativos à aplicação das caldeiras de recuperação térmica. De forma condensada é traçado um paralelo entre as cadeiras aquatubulares e fogotubulares. Por fim, comenta-se sobre a importância em avaliar o comportamento das caldeiras de recuperação sob diferentes modos de operação e é apresentada uma revisão bibliográfica tendo como foco a modelagem computacional de caldeiras de recuperação térmica.

O Capítulo 4 traz uma descrição detalhada do uso de caldeiras de recuperação térmica em sistemas de cogeração e plantas de ciclo combinado**.** Inicialmente é mostrada a evolução do tema cogeração apresentando aspectos e conceitos relacionados. Em seguida, diferentes configurações são analisadas, aonde o conceito de cogeração é aplicado.

O Capítulo 5 são descritas as configurações simuladas em três programas computacionais desenvolvidos para estudar o desempenho de caldeiras de recuperação aquotubulares sob diferentes condições de operação.Conceitos fundamentais são discutidos para a compreensão exata dos resultados fornecidos pelo programa.

O Capítulo 6 refere-se a análise dos resultados obtidos na simulação através dos programas computacionais. Os resultados são apresentados e comparados com os casos publicados pelo Ganapathy, utilizados na validação dos programas computacionais. O perfil de temperatura para cada modo operacional é apresentado, no ponto de projeto e fora de projeto.

Finalmente no Capítulo 7 são apresentadas às conclusões e uma lista de recomendações para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Turbinas a Gás

Neste capitulo é apresentada uma breve evolução histórica sobre a aplicação industrial das turbinas a gás.

Em seguida são apresentados conceitos fundamentais associados à geração de potência através de turbo-geradores.

Por fim são discutidos aspectos ligados aos avanços na tecnologia dos materiais, aplicados no projeto de turbinas a gás.

2.1 – Turbinas a Gás: Evolução Histórica e Perspectivas

Dentre os vários equipamentos utilizados para a produção de potência mecânica a turbina é um dos mais satisfatórios. Vantagens inerentes às turbinas tais como: baixo consumo de óleo lubrificante, baixa demanda de realinhamento e alta confiabilidade foram comprovadas inicialmente através das turbinas hidráulicas, que têm na água o seu fluido de trabalho e nas usinas hidroelétricas uma das principais fontes de energia do mundo.

O desenvolvimento dos motores de turbina de gás remonta ao século XVIII com a invenção do motor de turbina de vapor, o qual se desenvolveu significativamente no início do século XX. A partir de então, a turbina foi tornando-se a forma mais importante de geração de potência elétrica. Nas últimas décadas do século passado, plantas baseadas no Ciclo Rankine equipadas com turbinas a vapor, produzindo 1000 MW de potência e com eficiências de 40%, passaram a formar o vetor de destaque da matriz energética mundial (Saravanamutoo et al.,1996).

Apesar do seu notável desempenho, as plantas com turbinas a vapor necessitam de numerosos equipamentos auxiliares, incluindo caldeiras convencionais ou reatores

nucleares para a produção de vapor a alta pressão e alta temperatura. Além disso, plantas de potência mais compactas poderiam ser projetadas se as etapas referentes à transformação da água em vapor pudessem ser eliminadas, com os gases quentes acionando diretamente a turbina.

Quando turbinas a gás foram inicialmente propostas para aplicação industrial, as unidades eram de pequeno porte, gerando em torno de 10MW ou menos, mesmo com trocadores de calor regenerativos e tinham eficiências da ordem 28-29% (Saravanamutoo et al.,1996).

O desenvolvimento de turbinas a gás aero-derivativas, que possibilitaram potências maiores e que tiveram seus custos de pesquisa e de desenvolvimento suportados através de recursos militares, permitiu um grande incremento na aplicação desta tecnologia.

Para o desenvolvimento da versão industrial das turbinas aero-derivativas, destinadas à geração de potencia elétrica, o projeto original sofreu diversas mudanças, principalmente quanto ao sistema de combustão. Estas mudanças tiveram como objetivo diminuir os níveis de emissão de NO_x .

Nos últimos quarenta anos o uso das turbinas a gás tem sofrido algumas transformações. Em meados do século passado este tipo de unidade era usado principalmente para atender situações emergenciais. No entanto, com o aumento da capacidade das turbinas a gás, gerando potências unitárias na faixa de 100-300MW, ciclos a gás combinados a ciclos a vapor, aproveitando a entalpia dos gases de exaustão da turbina para a geração de vapor, têm sido crescentemente utilizados. Outra importante aplicação, diz respeito ao fornecimento de potência a plataformas *off-shore,* onde as turbinas são utilizadas para atender a demanda nominal. Turbinas a gás na faixa de 1-5MW são instaladas em plataformas de pequeno porte, enquanto grandes plataformas podem necessitar de potências acima de 125MW. Esta aplicação encontra notabilidade devido à natureza compacta das turbinas a gás (Khartchenko; 1998).

Várias possibilidades tecnológicas têm sido estudadas para a produção de potência elétrica a partir da biomassa. Os sistemas convencionais baseados em ciclos simples a vapor, têm rendimento energético reduzido e baixa capacidade, devido principalmente ao fato de que as temperaturas máximas de operação são baixas. Tais aspectos sugerem a conveniência de utilização de instalações de potência com turbinas a gás conhecidas como BIG-STIG- *Biomass Integrated Gasifier/Steam Injected Gas Turbines*. O termo BIG-STIG

corresponde a uma designação especifica dos sistemas G-GT, isto é gaseificação de combustíveis sólidos ou líquidos de alta viscosidade tendo o gaseificador acoplado a turbinas a gás. O termo STIG refere-se à classe de turbinas a gás, geralmente aero-derivativas de alto desempenho, que podem receber injeção de vapor, o que permite a elevação da potência de eixo e a efetiva minimização das emissões de NO_x (Cortez e Lora;1997).

As turbinas a gás com queima direta de biomassa requerem a pulverização do insumo em diâmetros não superiores a 2 mm e a redução da umidade para no máximo 25%. Sistemas de filtros devem ser utilizados, após a câmara de combustão para a redução do material particulado. Unidades em escala piloto já foram testadas no Canadá e nos Estados Unidos (Cortez e Lora , 1997).

Além dos aspectos tecnológicos que favorecem o uso das turbinas a gás, há também razões de ordem ambiental, como as crescentes restrições relacionadas à implantação de usinas hidroelétricas de grande porte, ou à construção de termelétricas nucleares ou alimentadas por combustíveis fósseis.

Em diversos setores industriais é observada a vantagem de sistemas que produzam simultaneamente energia elétrica e térmica, principalmente na forma de vapor. Este conceito conhecido, como cogeração, representa uma tecnologia de conversão de energia com alto desempenho e reduzidas perdas, que permite o emprego de ciclos com turbinas a vapor, turbinas a gás e motores alternativos, atendendo a consumidores industriais e comerciais.

Tabela 2.1 – Evolução da turbina a gás *Westinghouse 501*

Ano	**1968**	**1971**	**1973**	**1975**	**1981**	**1993**
Potência (MW)	42	60	80	95	107	160
Eficiência Térmica (%)	27,1	29,4	30,5	31,2	33,2	35,6
Razão de Pressão	7,5	10,5	11,2	12,6	14,0	14,6
Temperatura Entrada da Turbina (K)	1153	1161	1266	1369	1406	1533
Fluxo de Ar (kg/s)	249	337	338	354	354	435
Temperatura Gases Exaustão (°C)	474	426	486	528	531	584

Fonte: SARAVANAMUTOO et al.; 1996

A tabela 2.1 mostra a evolução da capacidade da turbina a gás *Westinghouse 501* no período de 1968 a 1993 (Saravanamutoo et al.,1996). Pode ser observado o aumento na

potência de 42MW para 160MW e a tendência crescente da razão de pressão associada ao desenvolvimento aerodinâmico. A evolução na qualidade dos materiais aplicados permitiu um aumento significativo na temperatura máxima do ciclo e conseqüentemente na temperatura dos gases de exaustão, levando ao desenvolvimento de ciclos combinados de alta eficiência.

A figura 2.1 mostra uma previsão da evolução na venda de turbinas a gás no mercado latino-americano. Apesar da perspectiva sempre crescente, esta tendência não foi comprovada no final dos anos noventa, principalmente devido à desaceleração da economia global. Especialmente nos Estados Unidos esta retração no cenário econômico provocou fortes crises entre os fabricantes de turbinas a gás. Embora as opiniões quanto aos mercados promissores para os próximos anos sejam diversas, o Brasil aparece como uma região de demanda importante, frente ao forte crescimento no desenvolvimento de sistemas emergenciais (CTGÁS, 2003).

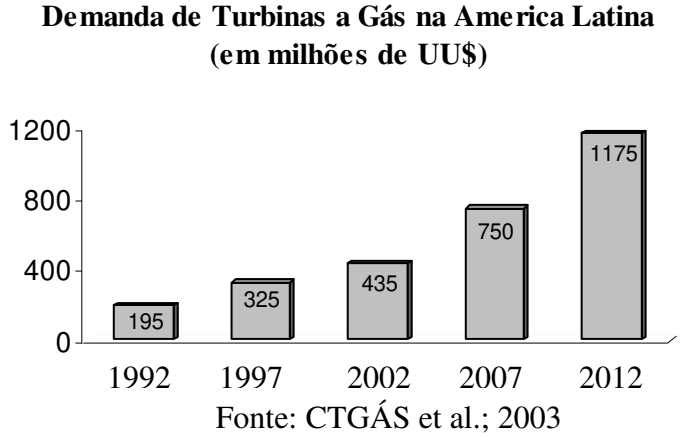


Figura 2.1 – Previsão de demanda de turbinas a gás no período de 1992 a 2012

2.2 – Turbinas a Gás: Tecnologia na Geração de Potência

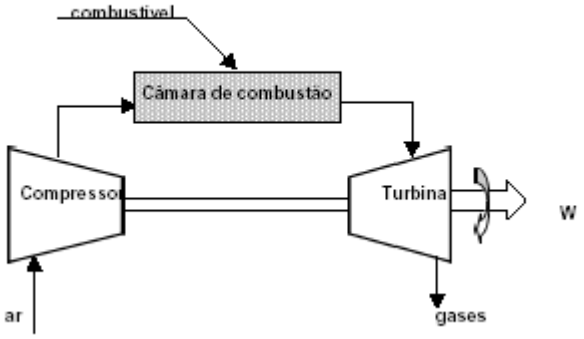
Este item mostra de forma condensada, aspectos gerais referentes aos fundamentos termodinâmicos, juntamente com as características econômicas e ambientais aliadas às técnicas que visam aumentar o desempenho de plantas com turbinas a gás.

O contexto inclui a aplicação de turbinas com altas temperaturas de operação e elevadas razões de pressão. Um dos assuntos cruciais na tecnologia das turbinas a gás são os métodos utilizados para controlar as emissões de NO_x . A efetividade destas técnicas inclui o uso simultâneo de vários mecanismos de controle.Outro fator de extrema importância, tratado neste ponto, é a qualidade do material envolvido na fabricação de turbinas a gás.

2.2.1 - Conceitos Fundamentais

Existem basicamente dois tipos de ciclos envolvendo a aplicação de turbinas a gás para gerar potência elétrica: o ciclo aberto e o ciclo fechado. O processo de transferência de calor pode ser conceituado como externo ou interno (Khartchenko, 1998). O ciclo aberto consiste de um compressor, uma câmara de combustão e a turbina a gás acoplada a um gerador elétrico. Em geral, a turbina e compressor estão montados em eixo comum de tal forma que o trabalho necessário para a compressão do ar é obtido a partir do trabalho de expansão dos gases na turbina. Para fornecer energia mecânica ao gerador elétrico, em aplicações estacionárias, a turbina a gás é projetada para operar com baixas velocidades de saída dos gases de exaustão. Estas turbinas adaptadas para a produção de energia elétrica são chamadas de estacionárias podendo ser aeroderivativas ou *heavy-duty* . As aeroderivativas são as de menor porte com potência em torno de 40 MW (Velásquez, 2000). As *heavy-duty* podem ser de maior porte, com potências de até 330 MW.Assim, nos ciclos abertos, após a expansão dos gases na turbina, estes são lançados na atmosfera. No ciclo fechado o calor é transferido dos produtos de combustão para o fluído de trabalho.

Embora de aplicação limitada, plantas de ciclo fechado têm sido analisadas e desenvolvidas com o objetivo de combater problemas associados à poluição ambiental.



Fonte: VAN WYLEN et al.; 1998

Figura 2.2 –Planta de potência de ciclo aberto turbina a gás

O ciclo termodinâmico ideal para a modelagem de plantas tanto de ciclo aberto quanto de ciclo fechado é o ciclo padrão a ar *Joule*, também chamado de ciclo *Brayton*. O ciclo *Joule* consiste de quatro processos internamente reversíveis. Dois destes processos são isobáricos e dois são isentrópicos.A tabela 2.2 relaciona a eficiência térmica e a razão de compressão em um ciclo *Joule.* Os valores na tabela foram avaliados para um ciclo turbina a gás reversível (Khartchenko, 1998).

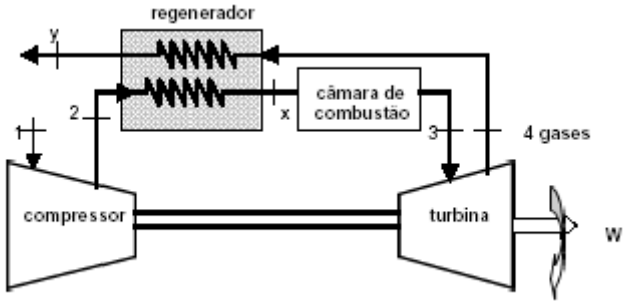
Tabela 2.2-Eficiência Térmica em função da Razão de Compressão

Razão de Compressão	**Eficiência Térmica [%]**
1	0
5	36,9
10	48,2
15	53,9
20	57,5
25	60,1
30	62,2
40	65,1
60	69
80	71,4

Fonte: KHARTCHENKO, 1998.

A eficiência de um ciclo com turbina a gás pode ser melhorada com a introdução do regenerador, de acordo com a figura 2.3. Neste ciclo a temperatura dos gases de exaustão, que deixam a turbina no estado 4, é maior que a temperatura do ar que deixa o compressor.

Portanto, calor pode ser transferido dos gases de descarga para a corrente de ar que deixa o compressor, economizando combustível. Se isso for feito num trocador de calor contra- corrente, conhecido como regenerador, a temperatura do gás de alta pressão pode ser superior à temperatura dos gases de descarga que abandonam o regenerador (Velásquez, 2000).



Fonte: VAN WYLEEN et al.; 1998

Figura 2.3 – Ciclo simples de turbina a gás com regenerador

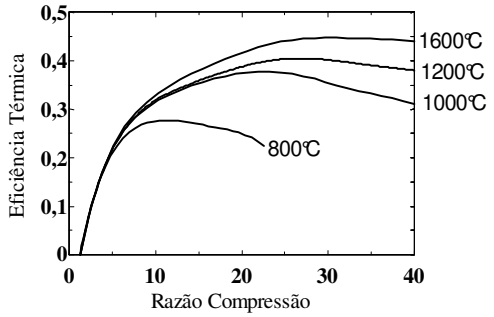
2.2.2 - Efeito da Razão de Pressão e da Temperatura na Entrada da Turbina (TIT)

A escolha da temperatura na entrada da turbina (TIT) está condicionada à necessidade de altas eficiências, baixos custos, alta confiabilidade e elevada longevidade para a turbina a gás. Existe um ponto ótimo para este parâmetro, que corresponde à máxima eficiência térmica para uma dada configuração e tecnologia de resfriamento e para uma determinada razão de compressão. Atualmente a temperatura na entrada da turbina localiza-se na faixa de 1250-1340°C. Em turbinas de terceira geração o valor desta temperatura localiza-se em torno dos 1500°C (Khartchenko, 1998). Para alcançar eficiências elevadas no processo de resfriamento das palhetas da turbina, ar deve ser extraído de ambos os estágios de compressão. O ar extraído do compressor pode ainda ser resfriado em um *aftercooler.* Embora a adição destes componentes provoque o encarecimento da planta e aumente a sua

complexidade, configurações deste tipo melhoram substancialmente a sua eficiência, elevando a potência produzida.

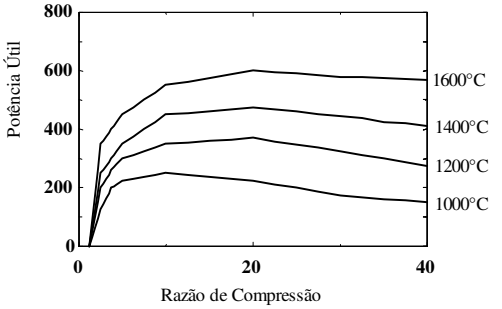
Pode ser vista, através da figura 2.4 e da figura 2.5, a relação entre a eficiência térmica e a potência produzida como função da razão da compressão e da temperatura de entrada da turbina (TIT). Para uma dada TIT tanto a eficiência térmica quanto à razão de compressão atingem um valor máximo em uma dada razão de compressão.

Analisando as figuras podemos ver que a razão de compressão correspondente à máxima eficiência térmica é aproximadamente duas vezes maior que a razão correspondente à máxima potencia útil, quando a TIT é a mesma (Khartchenko, 1998). O menor custo especifico de um ciclo simples de turbina a gás, bem como de uma planta de ciclo combinado, é alcançado quando o projeto é otimizado para a máxima potência específica por fluxo mássico unitário de ar. Deve ser ressaltado que a TIT é limitada pela máxima temperatura permitida pelos materiais usados na fabricação das turbinas.



Fonte : KHARTCHENKO et al.; 1998

Figura 2.4 - Eficiência de uma turbina a gás em função da razão de compressão e da TIT

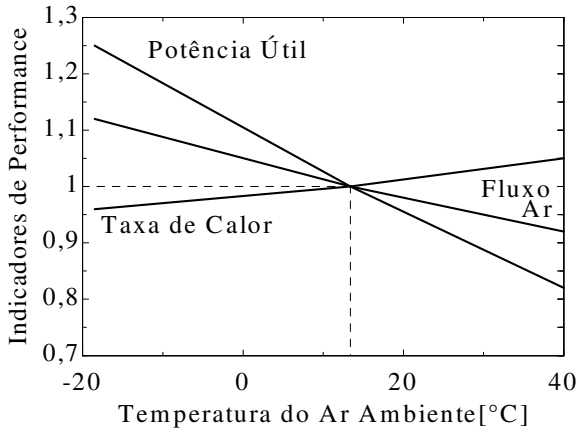


Fonte : KHARTCHENKO, 1998

Figura 2.5 – Potência útil de uma turbina a gás em função da razão de compressão e da TIT

2.2.3 - Efeito das Condições Ambiente

O desempenho de um ciclo simples de turbina a gás em termos da potência produzida e da eficiência térmica é afetado por parâmetros tais como; a temperatura, a pressão e a umidade relativa do ar ambiente. A temperatura do ar é o fator de maior influência no desempenho das turbinas a gás. A potência necessária para acionar o compressor aumenta como o aumento da temperatura ambiente. Com isso a razão de pressão é reduzida, e conseqüentemente a potência produzida também. A figura 2.6 mostra o efeito das condições ambientes nos parâmetros de desempenho de um ciclo de turbina a gás simples.



Fonte : KHARTCHENKO, 1998

Figura 2.6 – Efeito da temperatura do ar nos parâmetros de ciclo simples de turbina a gás

Podemos ver na figura acima que a 40°C a *heat rate* é aproximadamente 5% maior e a potência produzida é cerca de 17% menor quando comparadas com o ponto de projeto a 15°C (Khartchenko, 1998).

2.2.4 - Plantas com Resfriamento Intermediário e Reaquecimento

Para melhorar a eficiência de ciclos com turbinas a gás, são usados múltiplos estágios de resfriamento entre os compressores (*intercooling*) e múltiplos estágios de reaquecimento entre as turbinas. Para estes ciclos, se obtém a máxima eficiência térmica quando são mantidas iguais as relações de pressão através dos compressores e das turbinas.

O reaquecimento aumenta a temperatura média na qual o calor é fornecido ao ciclo. Em aplicações reais, o limite econômico para o número de estágios é, usualmente, dois ou três (Van Wylen,1998). Embora o *intercooler* aumente o trabalho específico líquido, reduções na eficiência do ciclo ideal são observadas. Contudo, o *intercooler* tem influência positiva sobre a eficiência de ciclos reais. Como foi explicado no item anterior, as condições do ar ambiente exercem um grande efeito sobre o desempenho dos ciclos com turbinas a gás. Portanto, condicionando adequadamente o ar na entrada da turbina pode-se assegurar a operação das máquinas no ponto ótimo, em relação à pressão e à temperatura ambiente (Khartchenko, 1998).

2.2.5 – Avanços na Tecnologia dos Materiais

Para alcançar a máxima eficiência e o máximo desempenho, as turbinas a gás operam com temperaturas em torno dos 1400°C, o que corresponde a 1150°C nas condições ISO (*International Organization for Standardization*). As palhetas das turbinas estão sujeitas a cargas mecânicas e térmicas elevadas.Com isso, para assegurar que partes vitais das turbinas estejam protegidas contra a corrosão, a fadiga mecânica e o *stress* térmico, a material base deve fornecer as propriedades mecânicas necessárias e a resistência à oxidação condizente com o impacto térmico, mecânico e químico sofrido pela turbina.

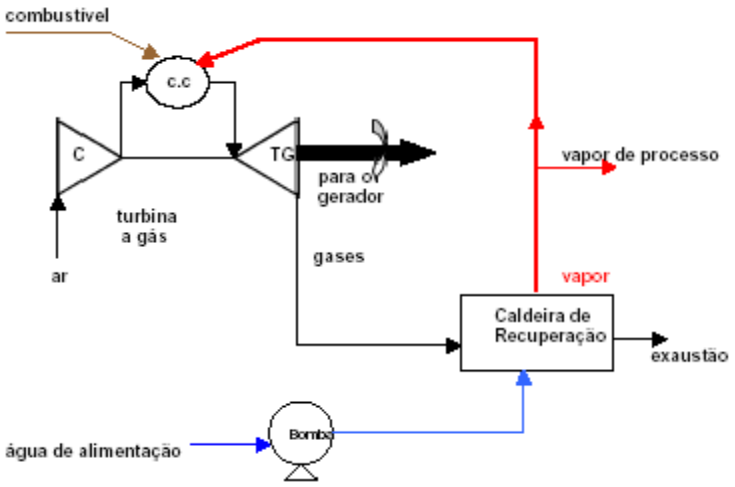
Adequadas a este objetivo, superligas de níquel e de cobalto balanceadas com elementos tais como cromo, molibdênio, tungstênio, titânio e alumínio têm sido empregadas com sucesso. O uso de materiais cerâmicos para as palhetas das turbinas pode melhorar significativamente o seu desempenho. Estes materiais podem suportar elevadas temperaturas, porém antes de qualquer aplicação a sua confiabilidade deve ser melhorada e o seu custo de fabricação reduzido (Khartchenko, 1998).

2.2.6 – Emissões de NO_x e Injeção de Vapor nas Câmaras de Combustão

Os fatores que afetam a emissão de NO_x nas câmaras de combustão são: a temperatura de combustão, a disponibilidade de oxigênio e a duração da combustão. Os óxidos de nitrogênio são formados principalmente quando as temperaturas são elevadas, tais como as temperaturas alcançadas nas câmaras de combustão. A temperatura de combustão depende da relação ar-combustível, sendo máxima no ponto estequiométrico.

Tipicamente os níveis de NO_x nos gases de exaustão, após a mistura com o ar primário e secundário, estão na faixa de 120-300 ppmv. A figura 2.8 mostra o efeito da temperatura de combustão nas emissões de NO_x e CO em turbinas a gás. Pode ser visto que na faixa de 1400 a 1650°C, intervalo de operação das turbinas de alta eficiência, as emissões desses poluentes são relativamente baixas.

Como foi citada em seções anterior a injeção de vapor nas câmaras de combustão pode controlar efetivamente as emissões de NO_x. Deve-se estar ciente de que embora a injeção de vapor reduza as emissões desses poluentes, ela provoca impactos adversos na eficiência da turbina, pois calor adicional deve ser fornecido ao sistema no sentido de manter a temperatura na saída da câmara de combustão. (Khartchenko, 1998)

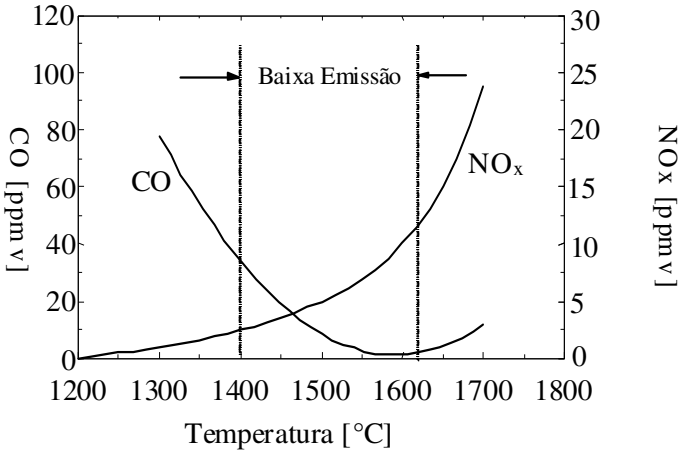


Fonte: VELÁSQUEZ et al; 2000.

Figura 2.7- Ciclo de turbina a gás com injeção de vapor

Além disso, estes sistemas esbarram em dois pontos fundamentais que podem inviabilizar sua aplicação: a qualidade do vapor d'água para a adequada operação e vida útil destas turbinas é rígida. Esta necessidade imperiosa está associada a sistemas de tratamento sofisticados para produção de água desmineralizada, que será inteiramente devolvida à atmosfera junto aos gases de exaustão, elevando o custo operacional do sistema. Como a água não é reaproveitada, torna-se condição obrigatória a disponibilidade de recursos hídricos abundantes na área da instalação. Várias configurações de plantas com turbinas a

gás e injeção de vapor vêm sendo desenvolvidas recentemente, com o objetivo de diminuir estes problemas.



Fonte : KHARTCHENKO, 1998

Figura 2.8 – Efeito da temperatura de combustão nas emissões de NO_x e CO

2.2.7 – Combustão Catalítica em Turbinas a Gás

A combustão catalítica promete reduzir significativamente as emissões de NO_x (abaixo de 3 ppm), CO e hidrocarbonetos não queimados. Contudo, a base de cerâmica fixada aos catalisadores, que é usada com freqüência, não resiste ao ciclo térmico de operação a que as turbinas a gás estão submetidas. Para evitar o uso de material cerâmico em catalisadores, a temperatura na zona de catalisação deve ser reduzida para faixas aonde seja adequada a utilização de catalisadores em base metálica. Isto pode ser conseguido através de mecanismos que controlem as condições do fluxo na entrada da câmara de combustão catalítica. Este tipo de tecnologia pode evitar problemas de desempenho associados a altas freqüências de oscilação devido à instabilidade da chama, o que pode levar a problemas de vibração na máquina, reduzindo a sua vida útil e o desempenho da HRSG em ciclos combinados ou sistemas de co-geração (Khartchenko, 1998) .

Capítulo 3

Geração de Vapor: Conceitos e Aplicações

Neste capitulo é apresentada à classificação das caldeiras de recuperação e os conceitos relativos às suas aplicações. De forma condensada é traçado um paralelo entre as caldeiras aquotubulares e fogotubulares.

Também são apresentados os tipos de sistemas de circulação mais amplamente usados, não só em caldeiras de recuperação como também em geradores de vapor convencionais.

Por fim, comenta-se sobre a importância em avaliar o desempenho das caldeiras de recuperação em diferentes condições de operação e é apresentada uma revisão bibliográfica sobre a modelagem e simulação de caldeiras de recuperação térmica

3.1 - Caldeiras de Recuperação Térmica

Os primeiros equipamentos destinados à geração de vapor surgiram no início do século XVIII. A necessidade de se encontrar uma fonte de calor que pudesse substituir os inconvenientes apresentados pela queima direta do carvão fóssil, estimulou o desenvolvimento das unidades geradoras de vapor. A idéia evoluiu até os dias de hoje, de forma que o vapor tornou-se indispensável em diversos setores industriais. As caldeiras de recuperação térmica ou HRSGs (*Heat Recovery Steam Generators*) amplamente encontradas em vários ramos da indústria: refinarias, indústrias químicas e petroquímicas, plantas em ciclo combinado e sistemas de co-geração, podem ser classificadas segundo diversos conceitos. Pelo fluxograma mostrado abaixo, pode-se ver a classificação das

caldeiras de recuperação quanto à aplicação, configuração, tipo de circulação, condições do gás e quanto às superfícies de aquecimento.

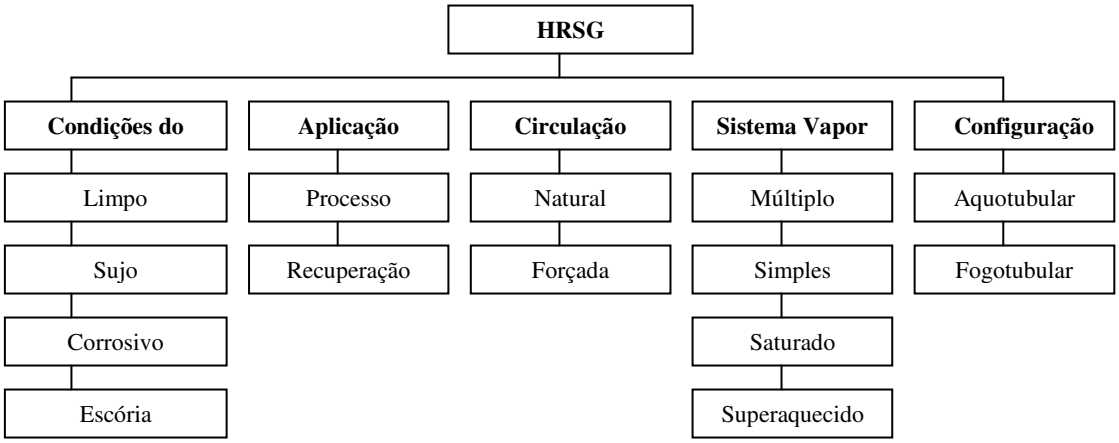


Figura 3.1 – Classificação das caldeiras de recuperação térmica – HRSG

Entre as caldeiras de recuperação térmica ou HRSGs (*Heat Recovery Steam Generators*) a principal classificação, compreende basicamente duas grandes categorias:

- Caldeiras de recuperação destinadas a resfriar uma corrente de gás a uma faixa de temperatura, por considerações de processo. Neste caso a energia recuperada tem caráter secundário enquanto a temperatura de saída, parâmetro de extrema importância, deve ser controlada de forma a não afetar as reações de processos a jusante da caldeira.Este tipo de caldeiras pode ser encontrado na indústria química, plantas de hidrogênio e ácido sulfúrico.
- Caldeiras de recuperação destinadas a maximizar a energia recuperada. Este caso evidencia a importância de se resfriar a corrente de gás tanto quanto possível, atendo-se a restrições referentes à temperatura dos gases, evitando desta forma problemas de corrosão. Estas caldeiras são utilizadas em plantas de ciclo combinado e sistemas de co-geração.

Não existe uma metodologia ou procedimento que determine de forma rígida a extensão de aplicação de uma caldeira recuperação térmica. Com isso, ela pode ser encontrada em uma ampla escala de temperaturas, composição dos gases de exaustão e níveis de pressão.

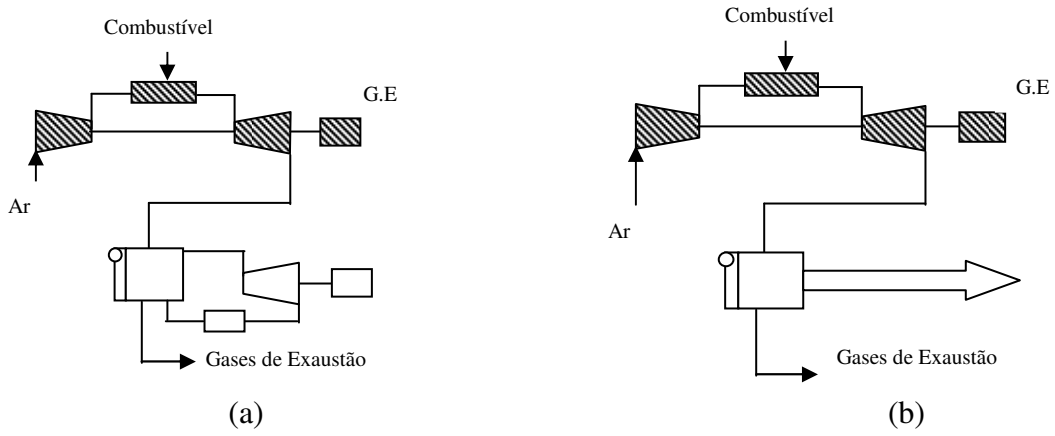


Figura 3.2 – HRSG no modo ciclo combinado (a) e no modo co-geração (b)

Com o avanço tecnológico das turbinas a gás e o conseqüente aumento da temperatura de saída dos gases de exaustão, as caldeiras de recuperação tornaram-se mais complexas sendo às vezes necessário o uso de dois ou três níveis de pressão. As caldeiras de recuperação podem operar tanto no modo co-geração quanto no modo ciclo combinado (Figura 3.2a e 3.2b) gerando vapor para processo ou para aplicações em turbinas, gerando potência. A tabela 3.1 mostra as composições de gases freqüentemente encontrados nas indústrias onde a aplicação de caldeiras de recuperação térmica é extensa (Ganapathy, 1991).

Tabela 3.1 – Composição típica de gases aplicados a caldeiras de recuperação térmica (base molar)

Gás	**Temp. °C**	**Pressão atm**	**N_2**	**H_2O**	**O_2**	**SO_2**	**SO_3**	**CO_2**	**CO**	**CH_4**	**H_2**
1	300-1000	1	78-82	-	8-10	8-11	6-8	-	-	-	-
2	250-500	1	80-82	-	10-12	0,5-1,0	-	-	-	-	-
3	250-850	3-10	65-67	18-20	5-7	-	-	-	-	-	-
4	200-1100	1	70-72	16-18	2-3	-	-	9-10	-	0,-3	30-32
5	300-1100	30-50	12-13	40-41	-	-	-	6-8	7-9	-	38-40
6	500-1000	25-50	13-15	34-36	-	-	-	13-15	0,2-1	-	56-60
7	200-500	200-450	18-20	-	-	-	-	-	-	0,2-0,5	45-49
8	300-1200	40-80	0,2-0,5	-	-	-	-	4-6	46-48	-	-
9	100-600	1	70-80	6-10	6-10	-	-	3-4	-	-	-
10	175-1000	1	70-75	8-12	8-12	-	-	10-13	-	-	-
11	250-1350	1	75-80	6-10	6-10	-	-	6-8	-	-	-
12	150-1000	1	65-72	16-25	16-25	-	-	4-6	-	-	-
13	300-1450	1,5	50-55	20-25	20-25	3-5	-	5-7	2-3	-	3-4

3.1.1 – HRSGs em Plantas de Enxofre

As plantas de enxofre compõem uma parte importante dos sistemas de processamento de gás dentro das refinarias. O enxofre esta presente no gás natural na forma H_2S (ácido sulfidrico), sendo sub-produto do seu refinamento. Para aplicações de processos e de combustão, o enxofre no gás natural deve ser removido, convertendo-se o H_2S na forma elementar enxofre. O processo de Claus é o mais utilizado para a remoção do enxofre, com recuperação de cerca de 95-97% do ácido sulfidrico (Ganapathy, 1991). O processo de Claus utilizado atualmente difere do processo usado pela primeira vez em 1883, onde o H_2S reagia com o ar para formar o elemento enxofre e água. A reação é expressa como:

$$H_2S + \frac{1}{2}O_2 \longrightarrow S + H_2O$$

O controle desta reação exotérmica era difícil e a eficiência na recuperação do enxofre baixa. Modificações posteriores incluíram a queima de um terço de H_2S para a formação de SO_2 . Este processo consiste de múltiplos estágios de oxidação catalítica do H_2S de acordo com as reações:

$$2H_2S + 3O_2 \longrightarrow 2SO_2 + 2H_2O + calor$$
$$2H_2S + O_2 \longrightarrow 2S + 2H_2O$$

Cada estágio de catalisação contém um reaquecedor para a corrente de gás, uma câmara de catalisação e um condensador como mostrado na figura 3.3

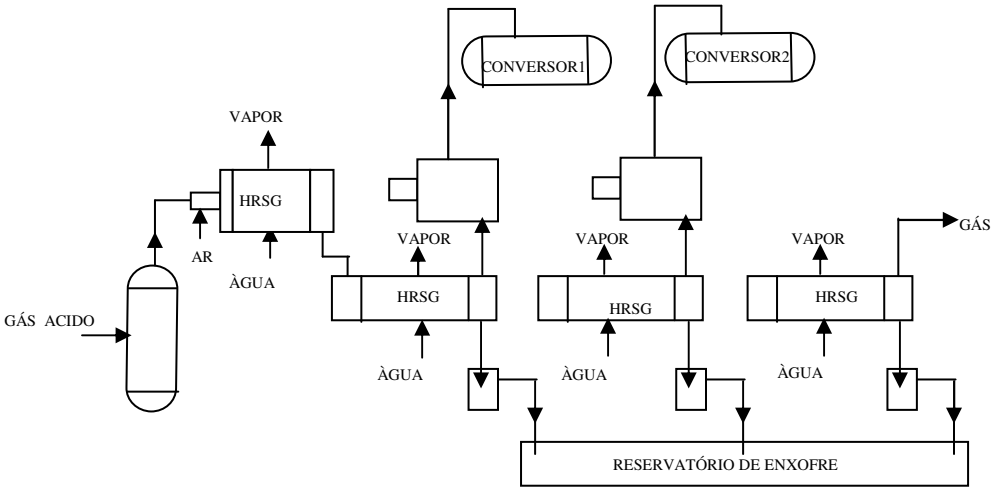


Figura - 3.3 Processo de Claus para a recuperação de enxofre

A potência da primeira HRSG está associada ao calor sensível na transformação água-vapor e ao calor de reação devido à combustão do H_2S. A reação no combustor opera normalmente entre 1000-1560 °C e os gases são resfriados gerando vapor saturado a 4MPa.

Tipicamente o processo de resfriamento é feito em dois estágios, com os gases sendo resfriados a 667°C no primeiro estágio e finalmente a cerca de 360°C no segundo.

3.1.2 – HRSGs em Plantas de Ácido Sulfúrico

O ácido sulfúrico representa uma importante substância química, que é produzida usando o processo de contacto. As HRSGs têm um importante papel nestes sistemas, cujo objetivo principal é resfriar o gás até a temperatura desejada por razões de processo. O enxofre é queimado na câmara de combustão na presença do ar gerando SO_2 , O_2 e N_2 . Os gases a cerca de 1056°C são resfriados gerando vapor saturado ou superaquecido. A caldeira de recuperação térmica (HRSG) pode ser aquotubular ou fogotubular. Os gases são resfriados a aproximadamente 800°C, que é a temperatura ótima para a conversão de SO_2 em SO_3. Os gases passam através do conversor onde SO_2 é convertido em SO_3 em dois estágios na presença de um banco de catalisadores. As reações são exotérmicas e a temperatura do gás aumenta de 22 - 56°C (Khartchenko, 1998). Após o último estágio de conversão a corrente de gás a 900°C contendo SO_3 é resfriada em um economizador antes de ser enviada para a torre de absorção. A corrente é então absorvida em ácido sulfúrico diluído para formar ácido sulfúrico concentrado.

Superfícies aletadas podem ser usadas se o gás for considerado limpo. Caso o sistema de filtração de ar seja inadequado e a combustão pobre, as partículas presentes nos gases podem prejudicar o uso das aletas.

Outra fonte de preocupação é o isolamento utilizado, devido à possibilidade de condensação e corrosão. Sistemas de sopragem não são recomendados, já que afetam a análise dos gases adicionando umidade que pode causar a condensação do ácido. Com isso a temperatura da água de alimentação na entrada do economizador deve ser elevada, freqüentemente ao redor de 180°C, para minimizar este problema.

Tubos aletados de aço-carbono com costura têm sido usados em vários projetos no Estados Unidos, enquanto na Europa e na Ásia tubos revestidos com ferro fundido têm sido amplamente utilizados. A escolha do material está baseada na preferência e na experiência do usuário final e do fornecedor do equipamento (Khartchenko, 1998).

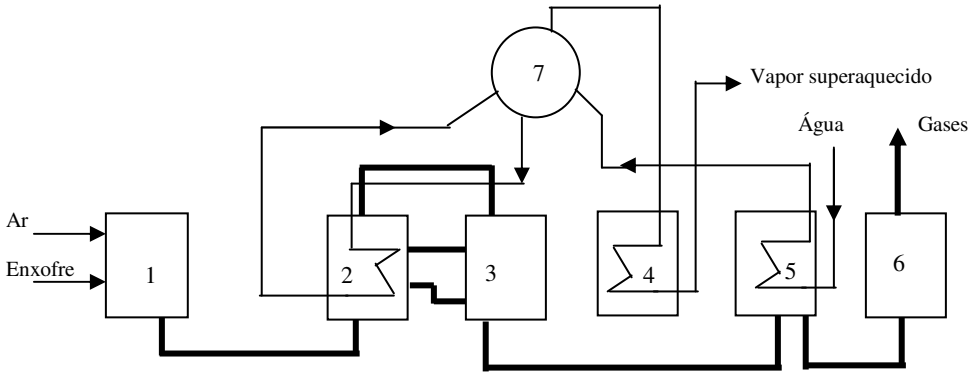


Figura 3.4 – Estrutura de uma planta de ácido sulfúrico, 1- câmara de combustão; 2- HRSG; 3 – dispositivo de contacto; 4 – superaquecedor; 5 – economizador; 6 – torre de absorção; 7 – tubulão.

No sentido de manter a temperatura de saída dos gases a 800°C em cargas variadas, sistemas de passagem são incorporados a HRSG, tanto interna quanto externamente (figura 3.4). O vapor gerado nas HRSGs é utilizado tanto para processo quanto para gerar potência.

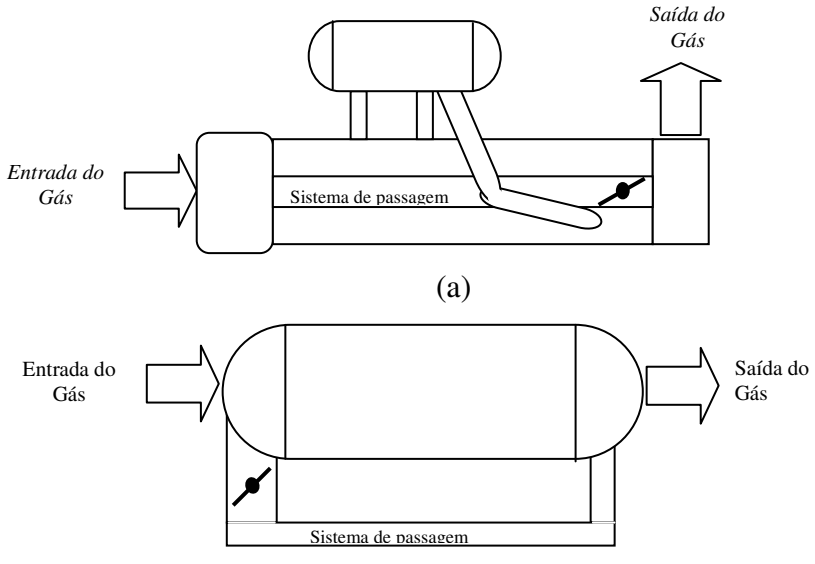


Figura 3.5 – Sistema de passagem para controlar a temperatura de saída em HRSG; externo (a) e interno (b).

3.1.3 – HRSGs em Plantas de Hidrogênio

O hidrogênio e a amônia são substâncias químicas valiosas em vários processos industriais. A reforma é amplamente utilizada para produzir hidrogênio a partir de combustíveis fósseis como gás natural, óleo ou carvão. Quando o gás natural ou nafta são utilizados como insumo, o gás produzido tem a seguinte composição (% em volume): H_2 (68%), CO (10%), CH_4 (10%), CO_2 (10%) e N_2 (2-3%). Sendo o gás fruto da gaseificação do carvão sua composição é a seguinte (% em volume): H_2 (30-40%), CO (50-55%), CH_4 (1-3%), CO_2 (3-12%) e N_2 (1-2%). O processo de reforma, consiste basicamente na conversão da mistura de hidrocarbonetos e vapor em hidrogênio, metano e dióxido de carbono, na presença de catalisadores.

Antes de entrar no reformador, o gás natural dever ser dessulfurizado no sentido de proteger os tubos e os catalisadores do processo de corrosão. O gás dessulfurizado é misturado ao vapor de processo, pré-aquecido a 500°C e então enviado ao reformador.

Reações altamente endotérmicas ocorrem no interior dos tubos do reformador a 800-900°C, sendo necessário o fornecimento de calor através da queima de gás natural ou gás de nafta.

$$C_nH_m + nH_2O \longrightarrow nCO + (\frac{m}{2} + n)H_2$$
$$CH_4 + H_2O \Leftrightarrow CO + 3H_2$$
$$CO + H_2O \Leftrightarrow CO_2 + H_2$$

Em alguns processos os efluentes do reformador primário são enviados ao reformador secundário, onde são misturados com ar pré-aquecido. Esta corrente de gás é então resfriada de aproximadamente 1600°C para 600°C em uma HRSG fogotubular projetada com sistema de passagem externo para manter a temperatura de saída dos gases em todas as cargas. O gás resfriado entra no primeiro estágio do conversor, onde CO é convertido em CO_2 na presença de catalisadores e vapor. Hidrogênio adicional também é produzido. As reações exotérmicas aumentam a temperatura do gás para cerca de 800°C e o conteúdo de CO é reduzido de cerca de 13% para 3%. No segundo estágio o conteúdo de CO é reduzido a menos de 0,3%. Em seguida traços de CO e CO_2 são convertidos em metano e vapor. Os efluentes do reformador, chamados gás de reforma, a alta pressão, tipicamente entre 2-4MPa contém hidrogênio, vapor, metano, dióxido de carbono e monóxido de carbono.

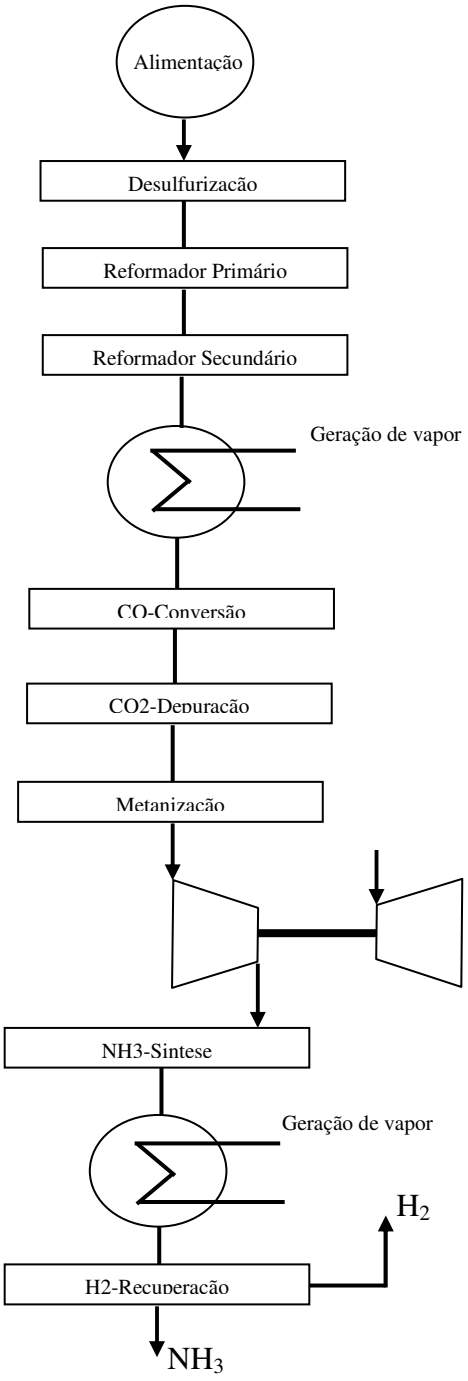


Figura 3.6 – Esquema de uma planta de hidrogênio

Finalmente o H_2 , CO e o metano não reagido são separados. Em plantas grandes os geradores de gás combustível e de gás reformado estão em unidades diferentes, enquanto em plantas pequenas de hidrogênio estes geradores podem estar combinados em um módulo simples (Ganapathy, 1991). A figura 3.6 mostra esquematicamente o processo de produção de hidrogênio e de amônia descrito acima.

3.1.4 - HRSGs em Plantas de Incineração

Em plantas químicas e industriais, vários sub-produtos são gerados nos estados sólido, líquido e gasoso e têm que ser destruídos de forma segura, para prevenir potenciais danos ao meio ambiente. Estes sub-produtos são provenientes do refino do petróleo, da indústria petroquímica e farmacêutica e da produção de plásticos e de papel. Um dos métodos mais antigos está no uso de aterros porém, o modo mais efetivo de destruir rapidamente uma alta percentagem de contaminantes é sua oxidação em temperaturas elevadas (1500-1800°C). O carbono e o hidrogênio são convertidos em CO_2 e H_2O. Se as correntes de gás contêm enxofre, cloro ou similares, estes devem ser recuperados ou removidos antes da corrente ser lançada na atmosfera. Se partículas são geradas elas também devem ser removidas. O processo de oxidação de sub-produtos sólidos, líquidos ou gasosos é realizado na maioria das vezes em incineradores (Ganapathy, 1991).

No sentido de destruir uma quantidade elevada de poluentes, a incineração deve ser realizada na faixa adequada de temperaturas e com tempos de residência apropriados, tipicamente entre 1-2s. Os gases de exaustão a alta temperatura são encaminhados para uma HRSG, gerando vapor.

Tabela 3.2 – Poder Calorífico médio de alguns resíduos

Sólido	**Poder Calorífico Médio [MJ/kg]**
Casca e folhas de árvore	10-12
Latex	23
Nylon	32
Fibra de vidro	45
Parafina	43
Papel	27
Líquido	
Solventes	23-37
Lubrificantes	23-32
Escória industrial	9-10
Gasoso	
CO	1,3
Gás de refinaria	51

Se o fluxo de gás for superior a 126 kg/s, e considerado limpo, uma caldeira de recuperação térmica aquotubular com superfícies aletadas é a escolha ideal. As caldeiras fogotubulares também são amplamente usadas em plantas de incineração se o gás não for considerado favorável à formação de escória. Por causa das temperaturas elevadas os superaquecedores, quando utilizados, são alocados a jusante da corrente de gás. Por isso as temperaturas do vapor superaquecido localizam-se entre 500-550°C quando caldeiras fogotubulares são usadas. A flexibilidade quanto à localização das superfícies de aquecimento em caldeira térmicas aquotubulares permite temperaturas de vapor bem mais elevadas.

Outra séria preocupação, está no uso de HRSGs quando os gases contêm partículas de cinzas com baixo ponto de fusão. Sistemas de sopragem retrátil podem ajudar a minimizar o problema. Pode ser visto na tabela 3.2 o poder calorífico médio de alguns resíduos sólidos, líquidos e gasosos. Analisando a tabela verificamos que uma quantidade de energia significativa está presente nesses resíduos, podendo ser convertida através do processo de combustão, com os gases de exaustão alimentando HRSGs e com isso gerando vapor para fins de processo ou para geração de potência. Na incineração de resíduos perigosos a câmara de combustão deve não só queimar o material combustível como também assegurar a sua decomposição térmica em produtos não danosos segundo a regulamentação ambiental local.

3.2 – Sistemas de Circulação

As HRSGs são geralmente classificadas quanto ao tipo de circulação em:

- HRSGs de circulação natural
- HRSGs de circulação forçada
- HRSGs de circulação once-through

As unidades com circulação natural têm o feixe de tubos orientado na direção vertical e o fluxo de gases na direção horizontal, enquanto as unidades com circulação forçada usam tubos orientados horizontalmente e o fluxo de gases escoa verticalmente. As unidades com circulação do tipo "once-through" podem ter o fluxo de gases orientado tanto numa direção quanto na outra. A circulação natural é a caracterizada pela diferença de densidade entre o vapor e a água que direciona a mistura água-vapor através dos tubos do evaporador para o tambor separador(Ganapathy, 1991). Em unidades com circulação forçada a água flui em uma única passagem pela tubulação, por ação da própria bomba de alimentação. No tambor separador a mistura água-vapor é separada do vapor saturado seco que é encaminhado para o superaquecedor. Em sistemas do tipo "once-through", não existe mecanismo de circulação. A água entra em uma extremidade do banco de tubos e então sai vapor no outro extremo.

Na Europa unidades operando com sistemas de circulação forçada são mais comuns. Projetos desenvolvidos recentemente na Bélgica, usam circulação natural com os gases fluindo na direção vertical. As figuras 3.7a e 3.7b ilustram sistemas com circulação natural e forçada respectivamente.

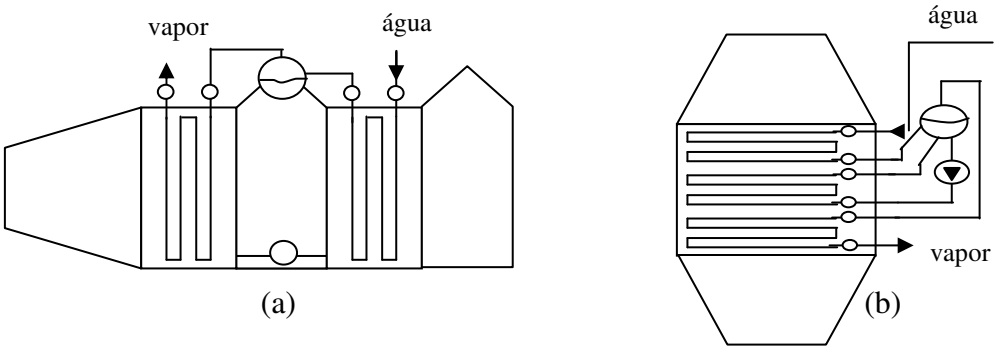


Figura 3.7 – HRSGs com diferentes tipos de sistemas de circulação: (a) Circulação natural, (b) Circulação forçada.

As unidades com circulação natural não necessitando de bombas para manter o fluxo através do evaporador evitam custos operacionais, custos de manutenção e problemas envolvidos com falhas repentinas da bomba. Também nestas unidades, estando os tubos sempre cobertos por uma camada líquida, a possibilidade de falhas por fadiga térmica é rara. Por outro lado à configuração horizontal dos tubos em sistemas com circulação forçada, possibilita elevados gradientes de temperatura entre a parte superior e inferior do banco de tubos, o que pode levar a falha por fadiga térmica.

3.2.1 - Unidades "Once-Through"

O conceito de "once-through" (figura 3.8) na geração de vapor não é novo. Geradores de vapor supercríticos têm sido usados na Europa durante mais de meio século. Estas unidades não apresentam um tambor separador como em sistemas de circulação forçada e circulação natural. Com isso a água convertida em vapor dentro dos tubos deve ser desmineralizada, de forma a apresentar quantidade aproximadamente nula em sólidos dissolvidos. Caso contrário à deposição destes sólidos ao longo do evaporador pode levar ao superaquecimento dos tubos e conseqüentemente a sua falha por fadiga térmica.

Como as unidades de circulação natural e forçada estes sistemas podem gerar vapor saturado, em um ou dois níveis de pressão ou vapor superaquecido. As unidades "once-through" não têm superfícies de aquecimento definidas. O ponto onde é iniciada a evaporação vai depender de parâmetros como o fluxo de gases e sua temperatura.

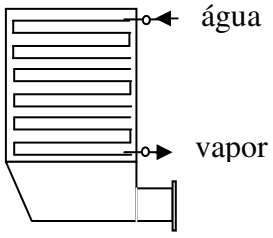


Figura 3.8 - HRSG com circulação "once-through"

3.3 - Caldeiras Aquotubulares versus Fogotubulares

As caldeiras aquotubulares são geralmente empregadas quando o fluxo de gases excede em torno 400 ton /h, sendo as temperaturas e pressões do vapor elevadas. As fogotubulares são adequadas à operação em pressões não superiores a 3,5 MPa. Na tabela 3.3 podemos ver o efeito da pressão em tubos de diversas espessuras, tanto em caldeiras aquotubulares quanto em caldeira fogotubulares.

Tabela 3.3 - Espessura do tubo versus pressão do vapor em caldeiras aquotubulares e fogotubulares.

Espessura do Tubo (mm)	Pressão Externa (MPa)	Pressão interna (MPa)
2,667	3,9	7,9
3,048	4,7	9,2
3,429	5,5	10,6
3,810	6,4	11,9
4,572	8,1	14,7

Analisando a tabela 3.3 verificamos por que as caldeiras fogotubulares não são recomendadas para aplicações com vapor a alta pressão. Em caldeiras aquotubulares superfícies aletadas podem ser usadas para o desenvolvimento de projetos mais compactos, se o gás for considerado limpo. A queda de pressão também será menor do que em uma caldeira fogotubular equivalentes, devido à natureza compacta do projeto. Em cadeiras aquotubulares tanto superaquecedores de superfície radiante quanto superaquecedores de superfície convectiva podem ser utilizados e localizados na zona de temperatura do gás ótima (Ganapathy, 1991). Em caldeiras fogotubulares os superaquecedores podem estar localizados na entrada ou na saída dos gases, o que torna o projeto menos flexível e vulnerável a problemas de corrosão e formação de escórias. Se o gás é considerado sujo e caldeiras aquotubulares são utilizadas, estas devem ser projetadas com sistemas de sopragem.

Tabela 3.4 – Comparação entre caldeiras aquotubulares e fogotubulares.

Parâmetros	**Fogotubular**	**Aquotubular**
Fluxo de Gás	menos de 20 Ton/h	entre 20Ton/h – 400Ton/h
Temperatura do Gás	menor que a de combustão adiabática	menor que a de combustão adiabática
Pressão do Gás	tão alta quanto 14 MPa	menor que 14 kPa
Queima Auxiliar	possível	possível
Localização do Superaquecedor	na entrada e na saída dos gases	na zona de temperatura ótima dos gases
Fluxo de Calor- Vapor	geralmente baixo	pode ser alto com uso de aletas
Múltiplos Níveis de Pressão	não	sim
Sistema de Sopragem	início e fim da caldeira	qualquer superfície dentro da caldeira
Múltiplos Módulos	não	sim

3.4 - Importância da Simulação das HRSGs

Após as crises mundiais do petróleo, ocorridas na década de setenta, em que os preços dos combustíveis subiram substancialmente, deu-se inicio a uma busca que tinha duas vertentes principais: a primeira, substituir os combustíveis fósseis por fontes alternativas e a segunda, melhorar o uso da energia consumida, que ficou popularmente conhecido por *conservação de energia* .

Para a primeira vertente; muitas alternativas foram propostas e executadas em todo o mundo. Particularmente no Brasil o álcool é introduzido como substituto da gasolina automotiva, que tem o seu custo atrelado às flutuações no mercado internacional.

Associado a este contexto está a busca por ciclos térmicos mais eficientes e de menor impacto ambiental e a evolução das turbinas a gás(Ganapathy, 1991).

Assim, diante de futuras indisponibilidades e com o preço dos combustíveis fósseis sempre crescente, é prudente maximizar a recuperação de energia sempre que possível. Sendo a caldeira de recuperação parte essencial do sistema e de custo elevado, torna-se essencial conhecer o seu desempenho no ponto de projeto e em outras condições de operação.

A simulação aplicada neste trabalho, visa avaliar o comportamento das caldeiras de recuperação em diferentes modos de operação, condições de vapor e gás, sem o detalhamento físico do equipamento. Os resultados da simulação podem influenciar de forma positiva a escolha dos parâmetros referentes ao sistema de vapor e auxiliares. Outras razões a favor da simulação estão na otimização da energia recuperada, diagnóstico de perdas entre as superfícies de aquecimento e a identificação de possíveis problemas de operação, tal como a formação de vapor no economizador.

A modelagem de sistemas energéticos compreende a obtenção de relações matemática de ordem física e fenomenologia entre parâmetros de projetos e dados experimentais. Existem basicamente dois tipos de cálculos para a avaliação do desempenho de uma caldeira de recuperação térmica; um é o calculo de projeto, onde a configuração ou disposição das superfícies de aquecimento é especificada, incluindo o perfil de temperatura e a produção de vapor.

Os cálculos de *performance* são utilizados no sentido de estimar com confiabilidade, o desempenho da caldeira de recuperação sob novos parâmetros.

O ponto inicial no projeto de uma HRSG é avaliar sua capacidade de geração de vapor e seu perfil de temperatura. Admitir a temperatura de saída dos gases de uma HRSG arbitrariamente pode conduzir a um perfil de temperatura não factível termodinamicamente, onde a temperatura de saída dos gases é menor que a temperatura da água de alimentação e/ou a temperatura dos gases na saída do evaporador é menor que a temperatura de saturação.

Com isso a modelagem constitui uma ferramenta poderosa na concepção e operação de sistemas.

3.5 – Revisão Bibliográfica sobre a Modelagem e Simulação de Caldeiras de Recuperação Térmica

A forte penetração de unidades de ciclo a gás, aplicadas as grandes centrais termelétricas e de unidades compactas destinadas ao setor terciário, vem demonstrando a importância em se avaliar o comportamento das caldeiras de recuperação sob diferentes condições de operação. A brusca redução na eficiência global de plantas de ciclo combinado, quando as turbinas a gás operam em cargas parciais tem despertado o interesse sobre como operar estes sistemas mantendo o nível de eficiência para todas as cargas.

Neste panorama, GYARMATHY e ORTMANN (1991) desenvolveram um estudo comparando plantas de ciclo combinado em cargas parciais com um e dois níveis de pressão. Os esquemas estudados consistiram de turbinas a gás acopladas a caldeiras de recuperação, sem queima auxiliar. A comparação é feita para vários métodos de controle aplicados a turbina a gás como: ajuste da válvula para admissão de combustível combinado com o ajuste da válvula para admissão do ar na entrada do compressor. Através deste estudo foi mostrado que o comportamento das caldeiras de recuperação com um nível de pressão, em cargas parciais, é sensivelmente afetado pela temperatura dos gases na saída da turbina a gás.

Uma análise bastante interessante sobre um sistema de ciclo combinado é realizada por SERRATE (1993). Neste trabalho o autor avalia sob ótica da analise exergética a distribuição das irreversibilidades em ciclos a vapor com um e dois níveis de pressão. O efeito da pressão de saturação e do "Pinch point" sobre a eficiência exergética do ciclo também são avaliado. A possibilidade de queima auxiliar foi investigada apenas para as condições em que os teores de oxigênio nos gases na saída da turbina se mantiveram acima de 14%. Um programa computacional foi desenvolvido adotando como parâmetros de base uma a turbina a gás de 10 MW, com relação de pressão de 10,9 e temperatura máxima de 1323 K, comportando 17 estágios no compressor e 4 na turbina.

BIDINI, GRIMALDI, BETTAGLI (1993) propõem um modelo computacional capaz de maximizar a energia recuperada segundo as análises exergética e termoeconomica. O método conhecido como TEXAS segundo os autores, tem a peculiaridade de usar a temperatura dos gases na saída do economizador como parâmetro independente. Os autores mencionam que método identifica o arranjo ótimo para as superfícies de aquecimento, determinado o "Pinch point" e o fluxo de vapor.

DECHAMPS e PIRARD (1995) estudam a sensível redução na eficiência global de plantas de ciclo combinado, quando as turbinas a gás operam em cargas parciais. Eles relatam que por este motivo alguns paises tem substituído plantas de ciclo combinado por plantas convencionais de vapor e em outros paises como a Bélgica, por plantas nucleares.

Neste trabalho é apresentado um código computacional, que segundo o autor pode ser utilizado para avaliar o desempenho de plantas de ciclo combinado no ponto fora de projeto. Ele menciona ainda, que o programa computacional pode ser utilizado, para melhorar o desempenho de plantas de ciclo combinado usando a queima auxiliar como um parâmetro adicional de controle. A influência de parâmetros como o ajuste da válvula para admissão do ar na entrada do compressor também é avaliado.

Podemos citar também as contribuições de EL-MASRI e CHIN (1987), que evidenciaram a importância das diferenças mínimas de temperatura na caldeira de recuperação, ou "Pinch point" , sobre o desempenho do ciclo e de RUFLI (1987) que analisou parametricamente os ciclos combinados, inclusive fora do ponto de projeto.

ANTUNES, SILVEIRA e BALESTIERI (1998) apresentam um algoritmo que seleciona, dimensiona e especifica sistemas de turbinas a gás associados com caldeiras de recuperação. Neste trabalho é relado que o programa computacional realiza numa primeira etapa a análise energética dos fluxos e em seguida um estudo da viabilidade econômica na qual são determinados os custos de produção de eletricidade e calor útil. No que tange particularmente as caldeiras de recuperação, o autor menciona que a temperatura dos gases de exaustão é corrigida pelo método do "Pinch point", de modo a evitar a condenação no equipamento responsável pela recuperação de calor, a caldeira.

TORRES (1999); realiza uma análise exergética e termoeconômica da central de co-geração do Pólo Petroquímico do Nordeste, verificando o nível de operação de cada subsistema, identificando as irreversibilidades e as eficiências, energética e exergética. Ele relata a importância de simular o sistema com a caldeira de recuperação operando com queima auxiliar, no sentido de avaliar o impacto sobre os custos dos produtos. Ele menciona ainda a necessidade de um estudo para a caldeira de recuperação com o objetivo de reduzir a temperatura dos gases de exaustão para aumentar a produção de vapor.

SARAVANAMUTTOO (1995) descreve em seu livro os perfis de temperatura para caldeiras de recuperação aquotubular com um e dois níveis de pressão. Ele relata que para as dimensões da caldeira serem viáveis economicamente; o "Pinch point" não deve ser inferior a 20ºC . Os ciclos com dois níveis de pressão são citados como tendo maior eficiência térmica devido ao aumento da temperatura media na qual o calor é fornecido ao vapor. Segundo o autor ciclos com três níveis de pressão têm sido utilizados por razões econômicas.

PAULO C. OLIVEIRA e LUIZ A.H. NOGUEIRA (1998); mostram um estudo sobre ciclos térmicos com co-geração e turbinas a gás utilizando biomassa gaseificada. Em um destes ciclos a caldeira de recuperação é utilizada para gerar vapor de processo tendo a água de alimentação pré-aquecida através dos gases na saída do gaseificador. São mostrados resultados aonde os tempos de retorno para o investimento cresce, à medida que a temperatura na entrada da turbina a gás aumenta. É mencionado pelo autor que isso ocorre devido ao limite de temperatura imposto à caldeira de recuperação. O programa computacional desenvolvido neste trabalho, segundo o autor verifica se quantidade de vapor produzido pela caldeira de recuperação, é suficiente para supri a demanda. Caso o fluxo de vapor seja insuficiente é realizada queima auxiliar com temperatura limite de 1200K .

DOMINGO W.G. ARRIOLA (2000) apresenta a descrição e avaliação exergética de dois sistemas de co-geração. Um sistema tri-combinado, que se caracteriza por ter uma turbina a gás acoplada em serie térmica com uma caldeira de recuperação e um sistema tetra-combinado, que é composto por uma turbina a gás acoplada a uma caldeira de recuperação e esta a uma turbina a vapor de extração e condensação. Ele avalia, em seu programa computacional, as caldeiras de recuperação verificando as restrições associadas ao "Pinch point", a diferença de temperatura entre os gases na entrada e o vapor na saída da caldeira e a temperatura dos gases de escape.

KHARTCHENKO (1998) apresenta em seu livro configurações de plantas de ciclo combinado com um, dois, e três níveis de pressão. Os perfis de temperatura são mostrados, assim como os balanços termodinâmicos associados a cada superfície de aquecimento. Os diagramas termodinâmicos são apresentados, evidenciando as irreversibilidades inerentes aos ciclos reais. Considerações quanto ao projeto das caldeiras de recuperação são discutidas e são publicadas tabelas com o desempenho de ciclos combinados, baseados em diversas turbinas a gás disponíveis comercialmente no mercado.

GRÁCIO (2001) apresenta estudo que se dedica a avaliação termodinâmica, em regime estacionário, de uma caldeira vertical recuperadora de calor, com três níveis de pressão e com circulação natural sendo parte integrante de uma central termoeléctrica de ciclo combinado. É realizada uma abordagem dos fenômenos físicos e mecânicos envolvidos nos processos de transferência de energia. O modelo computacional desenvolvido, segundo o autor é aplicável a optimização da caldeira recuperadora de calor,

permitindo controlar e monitorizar detalhadamente todos os parâmetros de operação e de segurança, prevendo situações de funcionamento da produção de vapor, sem comprometer o rendimento e a potência térmica da caldeira.

GANAPATHY (1986) apresenta um conjunto de estudos evidenciado os mecanismos de transferência de calor em plantas de vapor. Estes estudos são apresentados na forma de programas computacionais escritos em BASIC. São detalhados então cálculos de combustão em caldeiras convencionais, cálculos quanto a correlações utilizadas na avaliação do coeficiente de transferência de calor dentro e fora de tubos e cálculos associados à queda de pressão. O desempenho de caldeiras de recuperação aquotubulares e fogotubulares também é apresentado através de programas que consideram dados de projeto e dados operacionais da caldeira .

GANAPATHY (1991) publica um livro, destinado a projetistas e operadores de cadeiras de recuperação, aplicadas em plantas de incineração, plantas de co-geração e ciclo combinado. Diretrizes são apresentas na especificação de caldeiras de recuperação sob diferentes condições de operação. Estudos de caso são mostrados contemplando plantas em fase de projeto e plantas em operação.

GANAPATHY (2003) publica um livro sobre caldeira de recuperação e sistemas relacionados, sintetizando na forma de tópicos aspectos principais quanto ao projeto e operação de caldeiras.

Capitulo 4

Sistema Combinado de Cogeração

Neste capitulo é detalhado o uso de HRSGs em sistemas de cogeração e plantas de ciclo combinado.

Inicialmente é mostrada a evolução do tema cogeração apresentando aspectos e conceitos relacionados.

Em seguida é realizada uma descrição de diferentes configurações, aonde o conceito cogeração é aplicado a empresas do setor terciário e empresas do setor industrial.

4.1 - Cogeração de Energia

Muitas são atividades industriais e também comerciais que utilizam grandes quantidades de energia térmica, podendo ser frio ou calor. A necessidade de calor é sempre mais significativa na agroindústria, e nas indústrias de transformação, como em usinas de açúcar e álcool, beneficiamento de madeira, cervejarias, produtos químicos e a industria de alimentos em geral (Koblitz; 2000).

Já o frio, é utilizado em larga escala em segmentos frigoríficos, climatização de ambientes, hospitais, hotéis e shoppings center.

A cogeração de energia aproveita-se do fato da atividade, seja ela industrial ou comercial; já necessitar de energia térmica, para produzir a um baixo custo, energia eletromecânica.

Diante da atual tendência de empresas do setor terciário, tais como grandes instituições de ensino, hotéis, hospitais e centros comerciais procurarem meios de alcançar a auto-sustentação em energia elétrica, o tema cogeração é tratado em destaque neste capitulo. Aliado a este fato, esta o panorama do setor elétrico nacional diante de incertezas futuras quanto a garantir de forma adequada a oferta de energia (Oliveira Jr.S.;1993).

Segundo Szklo et al (2000).; a tecnologia cogerativa reduz investimentos públicos na geração de energia elétrica, alem de ser eficiente em termos energéticos e oferecer uma alternativa para a descentralização na geração de energia para os setores comerciais e industriais.

A cogeração é um dos métodos de conservação de energia existentes de maior alcance, especialmente em processos industriais para atingir níveis elevados de eficiência.

4.2 – Calor e Potência Eletromecânica – Primeiros Passos

Entre os principais pontos de interesse da PURPA – Public Utiliy Rgulatory Politc Act de 1978 estava incrementar a eficiência na geração combinada de potência eletromecânica e calor nos Estados Unidos. Muito embora o termo cogeração tenha sido proposto durante o processo legislativo para descrever o conceito, a idéia em si é muito antiga (Morris; 1955).

A produção combinada de calor e potência foi introduzida na Europa no século XVI através do "smokejack" com os Tártaros, que foram capturados e vendidos na Itália por comerciantes de escravos.

Sistemas de elevação como o "smokejack", figura 4.1, podem ser caracterizados a partir do momento em que gases quentes provenientes da chaminé passam através de pás acopladas a um eixo girando-o e acionado um conjunto elevatório .

O "smokejack" aparece em uma pintura Alemã no inicio de 1350 e rapidamente influenciou tecnologias de vapor dos antigos Gregos e Romanos como o eolipila, que era um aparelho utilizado para medir a força do vapor (Morris; 1995). O arquiteto romano Vitruvius descreve o eolipila como uma:

"*...esfera oca de bronze, com uma pequena abertura através da qual a água pode fluir*". *Apresentado uma chama, nenhum sopro é emitido por ela até estar aquecida; porem tão logo esteja fervendo uma forte rajada resulta da chama ""*.

No século XVI o eolipila era utilizado em lugar de antigas fornalhas e para aquecer ambientes.

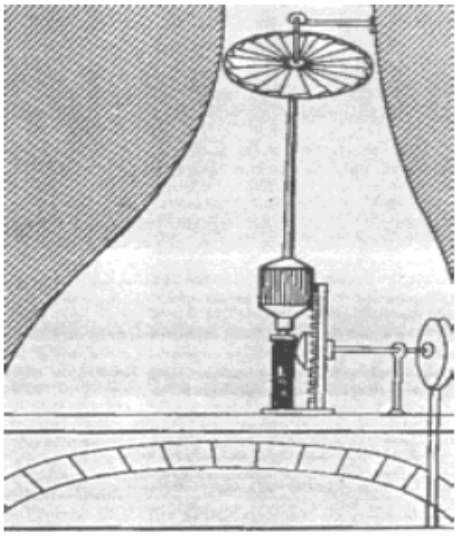


Figura 4.1 – Smokejack de John Wikin's (1680)

Na tabela 4.1, estão apresentados alguns dos principais conceitos, dados, curiosidades e principalmente fatos históricos sobre cogeração, (Balestieri.;1997).

Tabela 4.1 – Principais fatos históricos da cogeração

1350	Ilustrações alemãs sobre sistemas de elevação a partir de gases quentes (smokejaks).
Século XIV	Introdução dos *smokejaks*, sendo basicamente uma "turbina" movida por ar quente em ascensão através de uma chaminé, na Europa a partir das ilustrações alemãs de 1350.
Século XVI	Diversas referências sobre o emprego dos *smokejaks* na Alemanha e na Itália.
1685	O inglês John Evelyn descreve um *smokejak* instalado em sua residência há mais de cem anos.
1758	Benjamin Franklin sugeriu o uso de *smokejaks* para produzir energia no verão a partir da ventilação natural das chaminés.
1870	Inicio do desenvolvimento moderno da co-geração, com máquinas a vapor de eixo alternativo acoplado a geradores elétricos em áreas urbanas de alta densidade populacional.
1909	Nos Estados Unidos, a existência até esta data de 150 sistemas de aquecimento de ambientes (*district heating*), muitos operados com baixa eficiência.
1920-1930	Desenvolvimento de sistemas de aquecimento de ambientes, principalmente no Norte Europeu.
1970-1980	Grande impulso à co-geração devido á crise do petróleo.
1978	Publicação nos Estados Unidos do PURPA (Public Utilities Regulatory Policy Act)., que abriu novos horizontes à medida que introduziu a noção de competição em mercado aberto de energia elétrica.
1990	Inicio da co-geração no Brasil.
1993	No Brasil, o Decreto 915 autorizando a formação de consórcios para geração de energia elétrica.

Segundo Morris A. Pierce.;1995 o "smokejack" desempenha trabalho útil com baixo custo, sendo o precursor de maquinas mais eficientes, como a turbina a gás e a hélice.

Pela tabela 4.1 pode ser visto que nos paises desenvolvidos a preocupação com conservação de energia cresceu fortemente a partir dos dois choques do petróleo em 1973 e 1978. Assim sendo, encontramos no exemplo norte-americano o NEA – National Energy Act, regulamento editado em 1978 constituído de cinco atos (Falco;1999):

- PURPA – *Public Utility Regulatory Politic Act*
- FUA – *Power Plant and Industrial Fuel Use Act*
- NGPA – *Natural Gas Politic Act*
- NETA – *National Energy Tax Act*
- NECPA – *National Energy Conservation Act*

Esta lei federal norte-americana foi decretada no sentido de manter a estabilidade no fornecimento de energia elétrica frente ao embargo do petróleo em 1970. Ela é primeira regulamentação econômica federal detalhada desde o PUHCA - *Public Utilities Holding Company Act* e o Ato Federal de Potência, ambos em vigor a partir de 1935 (Harris.; 2000).

A PURPA que tinha como um dos alvos reduzir a dependência em relação aos combustíveis fósseis, exigia que as empresas de serviços públicos, responsáveis pelo fornecimento de energia, comprassem eletricidade dos novos pequenos produtores, conhecidos como *QFs - Qualifying Facilities* .

Os *QFs* eram produtores em pequena escala que normalmente geravam energia no sentido de atender a suas próprias necessidades, mas que poderiam ter um excedente ocasional ou freqüente, ou que geravam energia como um sub-produto de outras atividades. Estes pequenos produtores, tinha que atender a requisitos, principalmente quanto à eficiência e confiabilidade do combustível, para que pudessem dispor dos benefícios dos *QFs*.

Sob a PURPA, as empresas de serviços tinham que comprar eletricidade à "custo evitado".

Segundo Harris, o "custo evitado" representava o investimento economizado na geração da energia realizada agora pelos autoprodutores.

Alguns defensores da PURPA acreditam que ela é o estatuto mais eficaz no desenvolvimento das fontes renováveis de energia. O Conselho de Química norte-americano, em Harris, vê a PURPA como um importante mecanismo de defesa do consumidor, contra o poder abusivo dos monopólios.

Por outro lado o conceito de "custo evitado" era inteiramente desconhecido quando a PURPA foi decretada (Harris.;2002). Alem disso o seu cálculo estava atrelado ao preço do óleo o que resultou em valores superestimados repassados aos consumidores.

Muitos críticos afirmam que a PURPA não atingiu seu objetivo quanto a reduzir o uso de combustíveis fosseis.

Quanto ao futuro deste estatuto, a comunidade cientifica acredita que ele deve ser em parte substituído por uma lei que detalhe os benefícios das fontes renováveis de energia. Segundo alguns pesquisadores uma reforma nesta lei deve defender os interesses ambientais, os interesses dos autoprodutores e criar um mercado competidor com regras igualitárias entre as empresas públicas de serviços e cogeradores (Harris.; 2000).

4.3 – Evolução na Geração de Eletricidade no Brasil

O sistema elétrico brasileiro apresenta como particularidades, grandes extensões de linhas de transmissão e um parque produtor de geração predominantemente hidráulico como mostra a figura - 4.2. O mercado consumidor de 47,2 milhões de unidade concentra-se nas regiões mais industrializadas, Sul e Sudeste.

A região Norte é atendida de forma intensiva por pequenas centrais geradoras, a maioria termelétricas a óleo diesel (Rodrigues.; 2003).

Ao longo das ultimas décadas, o consumo de energia elétrica apresentou índices de crescimento bem superior ao Produto Interno Bruto (PIB), fruto do crescimento populacional e da modernização da economia.

As classes de consumo residencial, comercial e rural contribuíram com números expressivos, enquanto o setor industrial teve menor participação neste crescimento, principalmente devido à utilização de tecnologias mais eficientes no uso final da eletricidade, aliada a medidas de racionalização de consumo postas em pratica especialmente na década de 90.

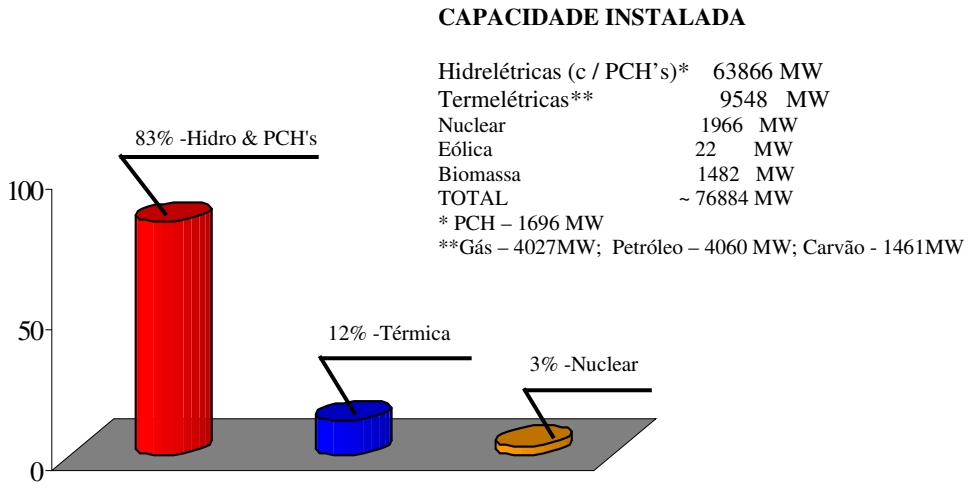


Figura 4.2 – Capacidade Nacional instalada e dados relacionados

Neste panorama o setor elétrico tem sentido nos últimos anos os efeitos de políticas tarifarias não compatíveis com os custos de produção e remuneração de investimentos levando-o a vislumbra incertezas quanto à garantia na oferta de energia(Oliveira Jr.S.;1993).

Assim a busca por alternativas que possam substituir fontes tradicionais na geração de energia elétrica, abre caminho para um novo mercado no Brasil. Embora ainda em processo evolutivo, as fontes renováveis de energia têm no Brasil um cenário favorável ao seu desenvolvimento. Além disso o setor elétrico brasileiro demonstra necessitar de um processo de geração de energia elétrica, descentralizado e efetivamente viável a curto e médio prazo (Rodrigues 2003).

Porém é importante, a existência de políticas especiais que venham introduzir tecnologias mais eficientes no sentido de explorar na sua totalidade o potencial existente.

É mostrado em seguida, o histórico da eletricidade no Brasil e a evolução legislativa no que tange o desenvolvimento de políticas que vem estabelecendo incentivos às fontes renováveis de energia e a cogeração.

1. **Primórdios (1879- 1899)**

Construção das primeiras usinas hidrelétricas no país, os primeiros trechos de iluminação pública e a Companhia Ferro- Carril Jardim Botânico, que foi a primeira linha de bondes elétricos.

2. **Implantação (1903-1927)**

Construção de hidrelétricas maiores, criação da Brazilian Traction, Light and Power Empresa Cliente Ltda que unificou as empresas do Grupo Light no Canadá e a América, and Foreign Power Empresa Cliente – AMFORP que iniciou suas atividades no país adquirindo o controle de dezenas de concessionárias que atuavam no interior de São Paulo.

3. **Regulamentação (1934-1945)**

O presidente Getulio Vargas cria o Conselho Nacional de Águas e Energia – CNAE para sanear os problemas de suprimento, regulamentação e tarifas referentes a industria de energia elétrica do país. Regulamentada a situação das usinas termelétricas do país, mediante sua integração as disposições do Código de Águas. Regulamentado o "custo histórico" para efeito do cálculo das tarifas de energia elétrica, fixando a taxa de remuneração dos investidores em 10%.

4. **Expansão (1952 – 1961)**

Entrou em operação a primeira grande hidrelétrica construída no rio São Francisco, Usina de Paulo Afonso I, pertencente a Chesf. Entrou em operação a Usina Termelétrica Piratininga, a óleo combustível, primeira termelétrica de grande porte do Brasil. Foi criada para administrar o programa energético do estado do Espírito Santo , a Escelsa, empresa posteriormente federalizada e que passou a fazer parte do Grupo Eletrobrás. Criada a Central Elétrica de Furnas S.A.;com o objetivo expresso de aproveitar o potencial hidrelétrico do rio Grande para solucionar a crise de energia na Região Sudeste. Durante a presidência de Jânio Quadros foi criada a Eletrobrás constituída em 1962 pelo presidente João Goulart para coordenar o setor de energia elétrica brasileiro. Criado o Ministério das Minas e Energia –MME.

5. Consolidação (1962 – 1973)

Aumento da capacidade energética do país com a construção das maiores usinas hidrelétricas como a de Itaipu e Furnas. Como conseqüência do tratado firmado entre Brasil e Portugal, regulando a construção e operação de hidrelétricas no rio Paraná, foi criado a Itaipu Binacional – ITAIPU.

Como resultados dos estudos da ENERAM, foram criadas as Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A. – ELETRONORTE. Criada as Empresas Nucleares Brasileiras S.A. – NUCLEBRÁS, sociedade de economia mista para executar a política nuclear do país. Criado o Centro de Pesquisas de Energia Elétrica – CEPEL para desenvolver tecnologia em equipamentos e em sistemas elétricos. A Lei de N° 5.899 de 5 de julho de 1973 dispõe que os ônus e vantagens decorrentes do consumo dos combustíveis, fossem para atender as necessidades do sistema.

6. Estatização (1975 - 1986)

Depois de oitenta anos sob o controle estrangeiro, foi nacionalizada a Light Serviços de Eletricidade S.A . Concluída a primeira parte do sistema de transmissão Norte-Nordeste, permitindo a transferência de energia da bacia amazônica para o Nordeste. Entra em operação a Usina Hidrelétrica de Itaipu, maior hidrelétrica do mundo com 12600 MW de capacidade instalada. Constituído o Programa Nacional de Energia Elétrica- PROCEL com o objetivo de incentivar a racionalização no uso de energia elétrica. Entra em operação a Usina Termonuclear Angra I, primeira usina nuclear do Brasil. Entra em operação o sistema de transmissão Sul-Sudeste o mais extenso da América do Sul, transportando energia elétrica da Usina Hidrelétrica de Itaipu para a região Sudeste.

7. Privatização (1988-1999)

O presidente Fernando Collor de Mello sanciona a Lei n.° 8.031 criando a Programa Nacional de Desestatização –PND. Criado Sistema Nacional de Transmissão de Energia Elétrica – SINTREL para viabilizar a competição na geração, distribuição, e comercialização de energia. As empresas controladas pela Eletrobrás foram incluídas no Programa Nacional de Desestatização que orientava a privatização dos segmentos de geração e distribuição.O Decreto N° 774 de 18 de março de 1993 regulamentou a Lei N°

8.631 de 4 de março dispondo providências sobre o rateio do custo de combustíveis através da Conta Consumo de Combustíveis – CCC, compondo reservas para a cobertura deste custo. Este decreto ainda desdobrou a CCC em três sub-contas distintas:

- CCC – S/SE/CO – Conta de Consumo de Combustíveis destinada a cobrir os custos de combustíveis fosseis da geração termelétrica constantes do Plano de Operação do Sistema Interligado do Sul, Sudeste e Centro Oeste, tendo como contribuintes todos os concessionários que atendam a consumidores finais cujos sistemas elétricos estejam, no todo ou em parte, conectados a este sistema.

- CCC – N/NE – Conta de Consumo de Combustíveis destinada a cobrir os custos de combustíveis fosseis da geração termelétrica constantes do Plano de Operação do Sistema Interligado do Norte e Nordeste, tendo como contribuintes todos os concessionários que atendam a consumidores finais.

- CCC - ISOL - Conta de Consumo de Combustíveis destinada a cobrir os custos de combustíveis fosseis da geração termelétrica constantes do Plano de Operação dos Sistemas Isolados, tendo como contribuintes todos os concessionários que atendam a consumidores finais.

Em 26 de Dezembro de 1996 a Lei 9.427 cria a ANEEL – Agencia Nacional de Energia Elétrica e disciplina o regime de concessão de serviços públicos de energia. Em 1997, a operação da Usina Hidrelétrica Itaipu atingiu 88560 GWh, estabelecendo novo Record mundial de produção de energia elétrica em uma só central hidráulica. O Mercado Atacadista de Energia –MAE foi regulamentado, consolidando a distinção entre as atividades de geração, transmissão, distribuição e comercialização de energia elétrica.

Foram estabelecidas as regras de organização do Operador Nacional do Sistema Elétrico – ONS, para substituir o Grupo Coordenador para Operação Interligada – GCOL. A primeira etapa da interligação Norte-Sul entra em operação, representando um passo fundamental para a interligação elétrica do país. A Resolução da ANEEL 281 de 01 de Outubro de 1999 trata da contratação de acesso à rede de transmissão e distribuição. A Resolução da ANEEL 371 de 29 de Dezembro de 1999 trata da contratação da reserva de capacidade de autoprodutores e produtor independente de energia.

8. Fase Atual (2000 – 2004)

A Resolução da ANEEL N° 21 de 20 de Janeiro de 2000 estabelece os requisitos necessários a qualificação de centrais cogeradoras.

Em 24 de Fevereiro de 2000 foi lançados o Decreto N° 3.371 , que institui o Programa Prioritário de Termoeletricidade 2000-2003, e o disposto na Portaria N° 43, de 25 de Fevereiro de 2000, que incentiva a utilização do gás natural. Entra em operação a Usina Termonuclear Angra II , marcando a retomada da política nuclear do país. A tabela 4.2 resume de forma cronologia as resoluções da ANNEL, decretos e medidas provisórias no sentido de regulamentar o cenário elétrico brasileiro.

Tabela 4.2 – Resoluções da ANEEL, decretos e medidas provisórias

Lei N° 10.438	26/04/2002	Cria o PROINFA – Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica e a CDE – Conta de Desenvolvimento Enérgico e trata da universalização do atendimento.
Decreto N° 4.541	23/12/ 2002	Regulamenta o PROINFA e a CDE
Resolução ANEEL N° 152	03/04/2003	Trata das tarifas de uso dos sistemas de distribuição.
Resolução ANEEL N° 352	22/07/2003	trata das condições para implementação da sistemática de verificação do lastro de contratos de venda de energia registrados no MAE – Mercado Atacadista de Energia.
Medida Provisória N° 145	10/12/ 2003	Autoriza a criação da Empresa de Pesquisa Energética – EPE e dá outras providências.
Lei N° 10.762	11/11/2003	Dispõe sobre a criação do Programa Emergencial e Excepcional de Apoio às Concessionárias de Serviços Públicos de Energia Elétrica, altera as Leis nº 8.631, de 4 de Março de 1993, 9.427, de 26 de Dezembro de 1996, 10.438, de 26 de Abril de 2002, e dá outras providências.
Nota Técnica 034/2004 SRD/ANEEL	11/03/2004	Regulamentação do percentual de redução a ser aplicado às tarifas de uso dos sistemas elétricos de transmissão e de distribuição dos empreendimentos caracterizados como pequena central hidrelétrica e aqueles com base em fonte solar, eólica, biomassa e cogeração qualificada.
Decreto Nº 5.025	30/03/2004	Regulamenta o inciso I e os §§ 1o, 2o, 3o, 4o e 5o do art. 3o da Lei no 10.438, de 26 de Abril de 2002, no que dispõem sobre o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica - PROINFA, primeira etapa, e dá outras providências.
Resolução ANEEL Nº 56	06/04/2004	Estabelece procedimentos para acesso das centrais geradoras participantes do PROINFA, regulamentando o art. 3°, § 5° da Lei n 10.438, de 26 de Abril de 2002, incluído pela Lei n 10.762, de 11 de novembro de 2003, e regulamentado pelo Decreto n 5.025, de 30 de março de 2004
Resolução ANEEL Nº 62	05/05/2004	Estabelece os procedimentos para o cálculo do montante correspondente à energia de referência de empreendimento de geração de energia elétrica, para fins de participação no Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica – PROINFA, nos termos do Decreto no 5.025, de 30 de março de 2004.

4.4 – Caracterização dos Sistemas de Potência e Cogeração

A utilização de uma planta de conversão termomecânica para a produção simultânea de energia elétrica e calor para fins de aquecimento e/ou refrigeração caracteriza as instalações conhecidas como plantas de cogeração. A cogeração muitas vezes é definida como o sistema mais eficiente para a economia de insumos. Sob condições favoráveis, a fração de insumo convertida em potência elétrica e calor útil pode alcançar de 85-90%. A figura 4.3 ilustra os princípios da cogeração (Oliveira.Jr.S.;1995) . Estas instalações podem por exemplo fornecer calor na forma de água quente utilizada pelos consumidores térmicos através das denominadas redes públicas de aquecimento (*district heating*). Tais situações são de interesse escasso no Brasil, onde as necessidades de calefação são mínimas. O calor na forma de vapor pode ser utilizado ou para gerar potência através de turbinas a vapor ou em maquinas de absorção em sistemas de ar condicionado.

Segundo Khartchenko o uso da cogeração traz benefícios reais por assegurar uma melhor utilização da energia combustível quando comparado à produção separada de eletricidade e calor útil em plantas convencionais e a caldeiras respectivamente.

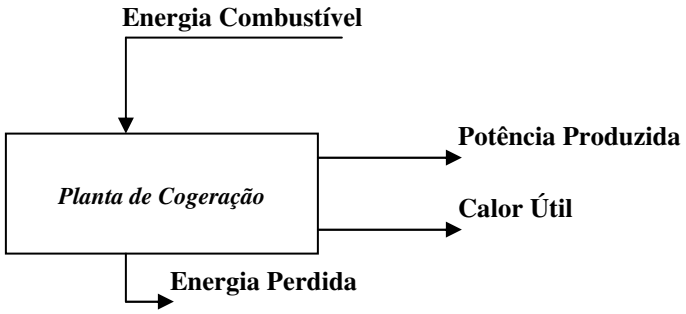


Figura 4.3 – Principio de uma Planta de Cogeração

Existem dois tipos de configurações para plantas de cogeração: o "*Topping cycle*" e o "*Bottoming cycle*". No "*Topping cycle*" a energia combustível é usada para gerar o fluido de trabalho (vapor, gás ou produtos de combustão) com entalpia elevada adequado para a geração de energia elétrica em um motor térmico (Turbina a Vapor, Turbina a Gás e Motores de Combustão Interna). Neste caso o rejeito do motor térmico é utilizado em uma caldeira de recuperação térmica para produzir calor útil. Esta é a configuração mais comum

em plantas de cogeração. A figura 4.4 mostra uma planta cogeração esquemática do tipo "*Topping*"

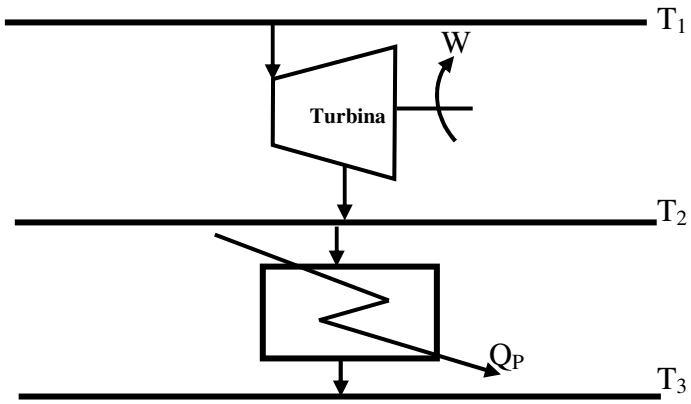


Figura 4.4 – Configuração "*Topping cycle*"

O *Bottoming cycle* (figura 4.5) é usado quando a demanda de calor para processo ocorre à alta temperatura (por exemplo fornos de cimento), sendo o rejeito térmico do processo utilizado como insumo da planta de potência (Arriola .; 2000).

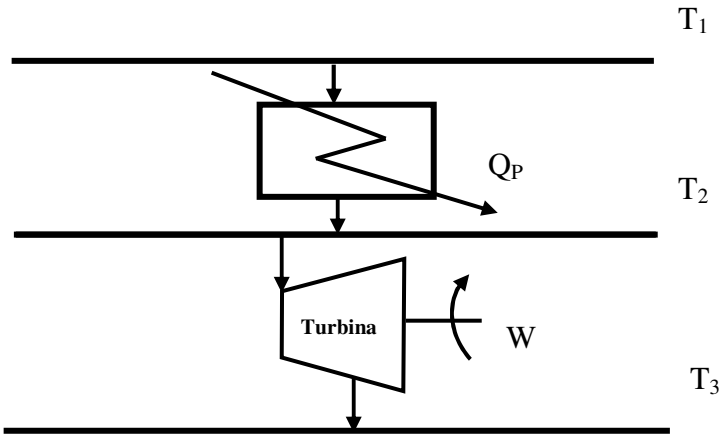


Figura 4.5 – Configuração "*Bottoming cycle*"

As plantas de cogeração podem ser classificadas dependendo da maquina motriz que é usada na planta. Existem plantas de cogeração baseadas na utilização de turbinas a vapor, turbinas a gás e motores de combustão interna a gás ou diesel. Abaixo são citados alguns exemplos :

- Planta de potência com turbina a vapor de contrapressão.
- Planta de potência com turbina de condensação e com extração de vapor.

- Planta de potência com turbina a gás e caldeira de recuperação.
- Planta de cogeração em ciclo combinado com turbina a vapor, sendo a turbina a vapor do tipo contrapressão ou condensação-extração.

Foram mencionadas acima as plantas de cogeração com motores de combustão interna a gás ou a diesel. Neste caso a potência mecânica produzida no motor é convertida em potência elétrica em um gerador e os gases de exaustão assim como o óleo lubrificante aquecido e a água de refrigeração do motor são utilizados para gerar calor útil.

A escolha da configuração adequada, para uma dada aplicação industrial depende da relação eletricidade/calor requerida pela unidade industrial (Khatchenko.; 1998).

4.4.1 – Planta de Potência com Turbinas a Vapor de Contra-Pressão

Nas turbinas de contra-pressão ou não condensação o vapor é exausto à pressão atmosférica ou superior Khartchenko .; 1991).

Elas são utilizadas quando há necessidade de vapor de média pressão e dessa forma toda a condensação do vapor se da a jusante do ciclo da turbina e no processo.

A turbina de contra-pressão tem uma desvantagem principal em aplicações de cogeração.

Uma vez que a demanda de vapor é determinada pelo usuário, o fluxo de vapor através da turbina vai depender das necessidades térmicas daquele momento. Assim a turbina de contra-pressão oferece pouca flexibilidade no acoplamento direto entre a produção elétrica e a demanda térmica ou seja a produção elétrica depende da carga térmica. Neste tipo de turbina o nível de contra-pressão afeta diretamente a queda na entalpia do fluxo de vapor. Quanto maior for esta pressão menos eletricidade é produzida e o uso deste tipo de turbina torna-se questionável. Plantas de cogeração com turbinas de contra-pressão são mais adequadas quando a demanda de potência elétrica é baixa comparada à demanda de potência térmica. Uma outra função potencial para as turbinas de contrapressão é usa-las em lugar de válvulas redutoras de pressão; elas têm a mesma função (redução da pressão) porem, também fornecem um produto útil (trabalho-potência). A figura 4.6 mostra uma planta de cogeração com turbina a vapor de contra-pressão.

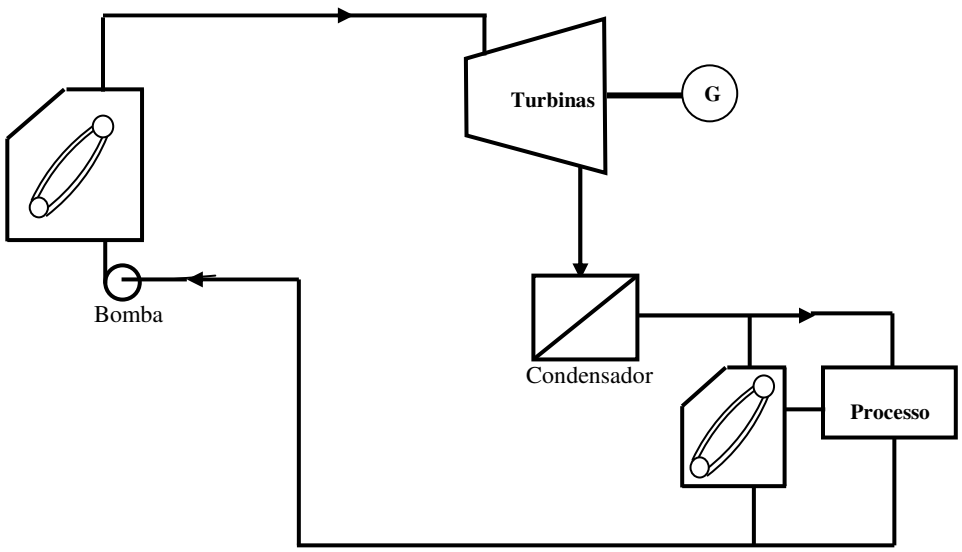


Figura 4.6 –Planta de cogeração com turbina vapor de contra-pressão

4.4.2 – Planta de Potência com Turbina a Vapor de Condensação com Extração

A turbina de extração é uma combinação híbrida de turbinas de condensação e contrapressão. A vantagem desse tipo de turbina é que ela permite a extração de vapor de acordo com as necessidades de temperatura e pressão do processo industrial.

Múltiplas janelas de extração permitem grande flexibilidade no acoplamento do sistema de cogeração aos requisitos térmicos locais. As plantas de cogeração (figura 4.7) com turbinas de extração-condensação são aplicadas em uma faixa ampla da razão calor útil/potência.

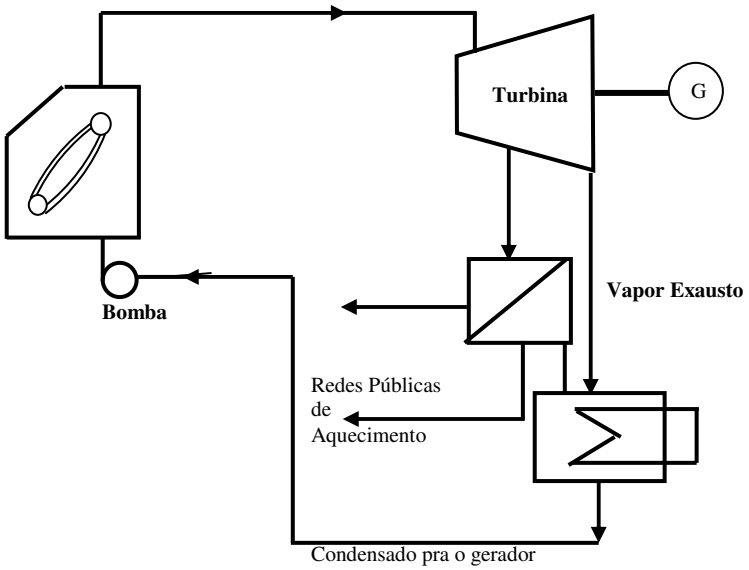


Figura 4.7 – Diagrama de um planta de cogeração com turbina de extração-condensação

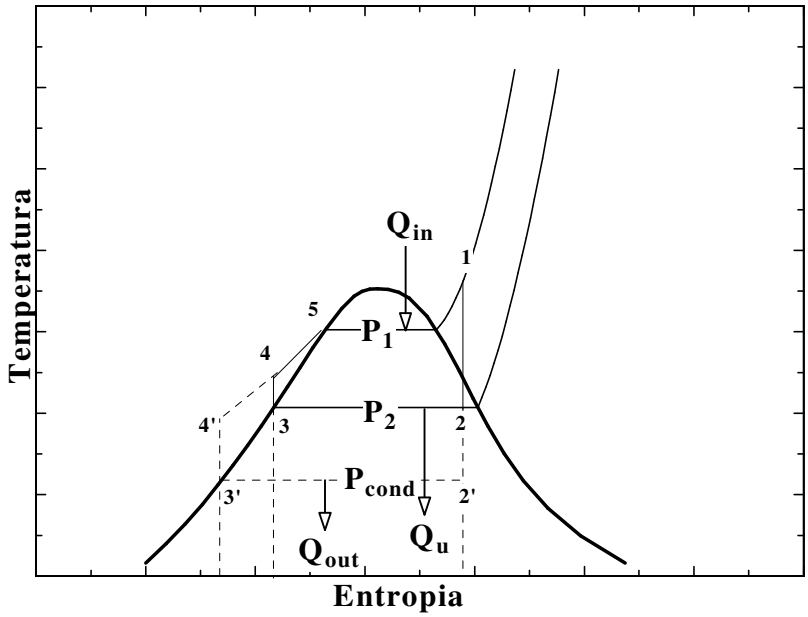


Figura 4.8 – Comparação entre uma turbina de contra-pressão e condensação em um diagrama T-s

O ciclo de uma planta de potência com turbina a vapor de contra-pressão é mostrado na figura 4.8 em comparação ao ciclo de potência de com uma turbina de condensação (Khartcheko.;1998). O ciclo 1-2-3-4-5 refere-se a planta com turbina de contra-pressão, enquanto o ciclo 1-2'-3'-4'-5 refere-se a planta com turbina de condensação.

Pode ser visto que devido à contra-pressão elevada a potência liquida neste caso é menor quando comparado à planta com turbina de condensação. A área sob a linha 2'-3' representa o calor útil que pode ser em parte usado em processos industriais ou redes públicas de aquecimento (*district heating*).

4.4.3 - Plantas de Potência com Turbinas a Gás e Cadeiras de Recuperação

As plantas de potência com turbinas a gás podem ser equipadas com caldeiras de recuperação térmica. Após a expansão na turbina a gás, os gases de exaustão quentes são enviados a uma caldeira de recuperação gerando calor útil que pode ser usado em redes públicas de aquecimento ou processos industrias. As plantas de cogeração com turbinas a gás são caracterizadas devido aos altos fatores de utilização da energia combustível (cerca de 90%) e baixo custo capital.

No sentido de aumentar a produção de calor útil pode ser usada a queima auxiliar tal como mostrado na figura 4.9. Melhorias podem ser adicionadas se caldeiras auxiliares e reservatórios térmicos forem integrados ao sistema (figura 4.10)

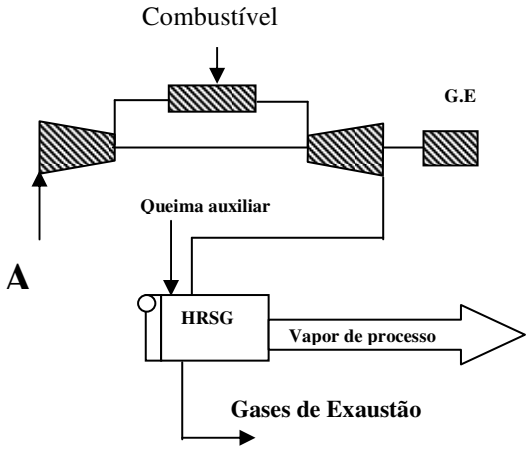
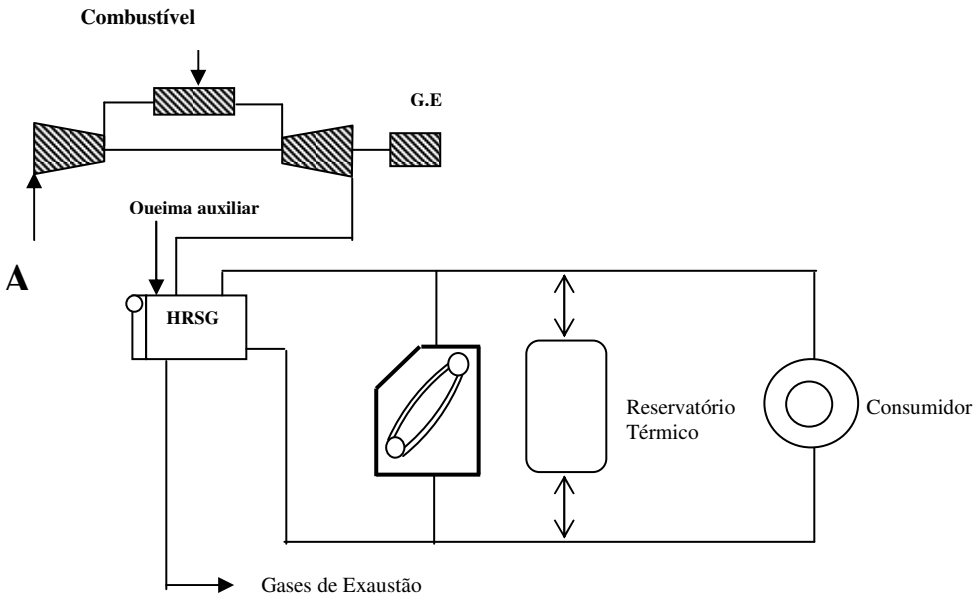


Figura 4.9 – Planta de cogeração com queima auxiliar na caldeira de recuperação



4.10 - Planta de cogeração com caldeira auxiliar e reservatório térmico

4.4.4 - Planta de Potência em Ciclo Combinado: Turbina a gás – Turbina Vapor

Os ciclos combinados para a geração de potência são termodinamicamente superiores em comparação com os ciclos simples turbinas a gás e turbina a vapor. Possuindo a temperatura média elevada, na qual o calor é fornecido ao ciclo, e a temperatura média na qual o calor é rejeitado, baixa, sua eficiência elétrica é maior que a de ciclos simples de potência (Khartchenko .; 1991). Porem sua superioridade torna-se evidente quando o ciclo combinado é usado em plantas de cogeração. As plantas de cogeração em ciclo combinado têm um fator de utilização que atinge aproximadamente 90%. Esta configuração é adequada quando a demanda de energia elétrica é comparável à demanda de calor útil e a sua escolha depende da relação trabalho/calor requerida pela unidade industrial.

A figura 4.11 mostra um diagrama esquemático de uma planta de cogeração em ciclo combinado, com uma turbina a gás em *"Topping cycle"* , HRSG e turbina de condensação-extração em *"Bottoming cycle"*.

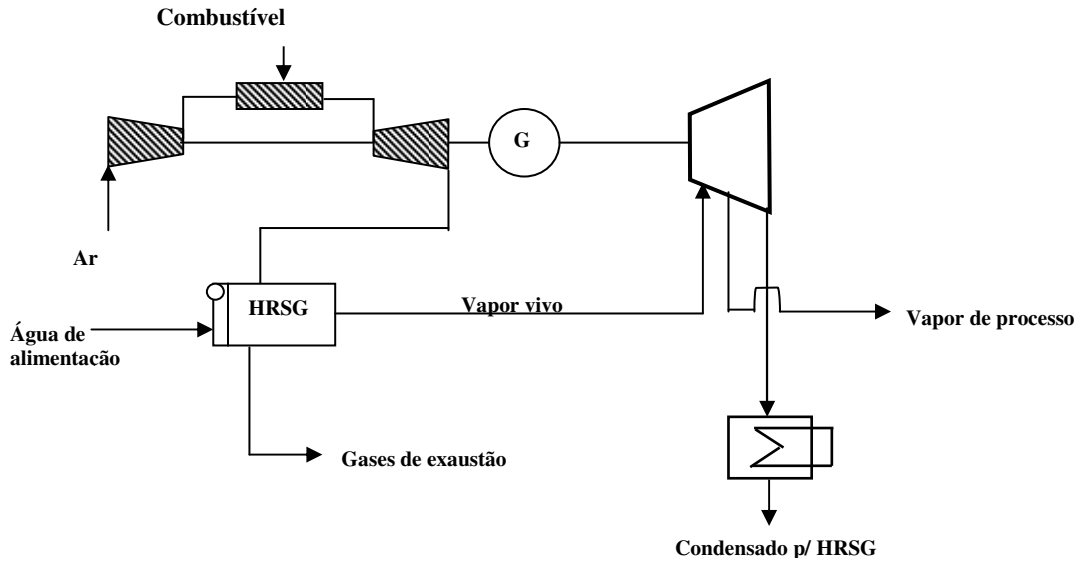


Figura 4.11 – Diagrama esquemático de uma planta de cogeração em ciclo combinado

As plantas de cogeração em ciclo combinado para redes públicas de aquecimento (*district heating*), não necessitam de sistemas independentes para controlar a geração de eletricidade e a produção de calor útil. Estes sistemas geralmente estão integrados a grandes complexos, o que compensa possíveis deficiências na geração de potência.

A queima auxiliar e os parâmetros do vapor vivo neste tipo de configuração são similares ao de uma planta de potência convencional. Para obter a máxima utilização dos gases de exaustão em uma HRSG, a temperatura da água de alimentação deve ser a mais baixa possível. Contudo seu valor deve ser maior que o ponto de orvalho no sentido de prevenir problemas de corrosão.

Os principais dados técnicos de uma planta de cogeraçao em ciclo combinado pra a geração de potência e calor útil para redes públicas de aquecimento estão mostrados na tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Dados de projeto de uma planta de cogeração em ciclo combinado

Parâmetros	Valores
N° de turbinas a gás e modelo	2 x ABB GT 13E2
Potência Produzida	380
Calor Útil - Nominal/Maximo [MJ/s]	340/380
Eficiência [%]	47,4
Heat rate [kJ/kWh]	7595
Fator de Utilização da Energia [%]	89,2
HRSG	
Temperatura e Pressão do Vapor de Alta [bar/°C]	76,9/525
Fluxo de Vapor de Alta [t/h]	210
Temperatura da Água de Alimentação [°C]	110
Temperatura e Pressão do Vapor de Baixa [bar/°C]	5,3/203
Fluxo de Valor de Baixa [t/h]	48

Fonte : KHARTCHENKO et al.; 1998

4.4.5 – Plantas de Potência com Motores de Combustão Interna Gás/Diesel

Em planta de cogeração de pequeno porte, a turbina a gás deve ser substituída por motores de combustão interna, que são mais eficientes em baixas cargas. Motores diesel, motores a gás e motores híbridos diesel/gás são usados como maquinas motrizes neste tipo de configuração (Khartchenko .; 1991). A base termodinâmica para os motores a gás é o ciclo Otto e para os motores diesel é o ciclo Diesel. Estes ciclos estão mostrados nas figuras 4.12a e 4.12b.

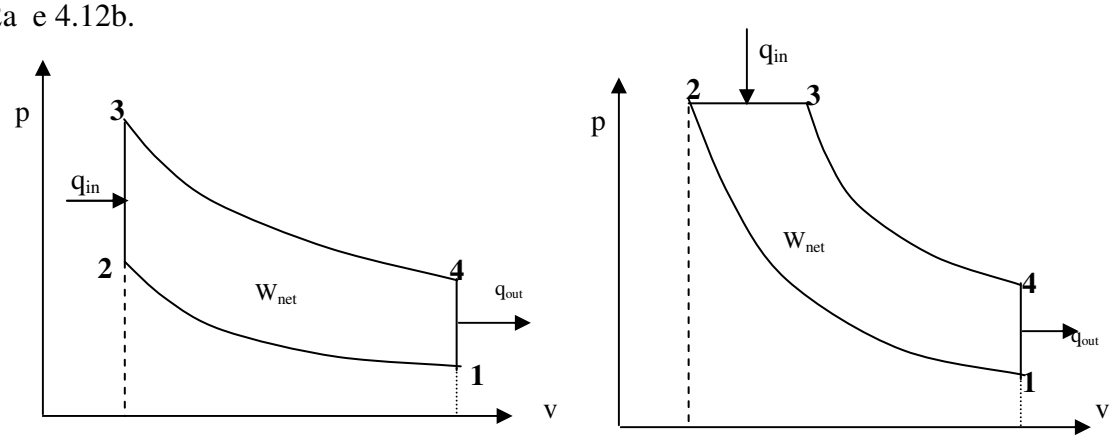


Figura 4.12 – Ciclo Otto e o ciclo Diesel em um diagrama P – v

A operação dos motores a gás, motores diesel e motores híbridos diferem apenas quanto à formação da mistura e quanto ao processo de ignição. No ciclo Otto os processos atendem a seguinte seqüência:

- 1 – 2 uma compressão isentrópica do ar quando o pistão se move, do ponto morto inferior para o ponto morto superior.

- 2 - 3 o calor é transferido para o ar a volume constante, enquanto o pistão está momentaneamente em repouso no ponto morto superior (num motor real, este processo corresponde à ignição da mistura combustível-ar pela centelha, e a queima subseqüente)

- 3 – 4 expansão isentrópica

- 4 – 1 rejeição de calor, enquanto o pistão esta no ponto morto inferior

Admitindo que o calor específico de ar seja constante a eficiência térmica do ciclo Otto é dada pela seguinte relação:

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \tag{4.1}$$

Onde $r_v = v_1/v_2$ é a razão de compressão do ciclo. O aumento das relações de compressão através dos anos, nos motores reais, foi possível de devido ao desenvolvimento de combustíveis com melhores características antidetonantes, principalmente através da adição de tetraetil . Porém, gasolinas isentas de chumbo e com boas características antidetonantes têm tido maior aceitabilidade por contribuir com a redução da contaminação atmosférica. A eficiência térmica de um motor a gás ciclo Otto em função da razão de compressão é mostrado na tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Eficiência térmica dos ciclos Otto

Razão de Compressão	Eficiência Térmica
3	0,36
6	0,51
9	0,58
12	0,63

Fonte : KHARTCHENKO et al.; 1998

Em alguns pontos, relacionados abaixo, o motor de ignição por centelha de ciclo aberto se afasta do ciclo-pradrão Otto.

- Os calores específicos dos gases reais aumentam com o aumento da temperatura

- O processo de combustão substitui o processo de transferência de calor a alta temperatura e a combustão pode ser incompleta.

- Cada ciclo mecânico do motor envolve um processo de alimentação e de descarga e, devido às perdas de carga dos escoamentos nas válvulas, é necessária uma certa quantidade de trabalho para alimentar o cilindro com ar e descarregar os produtos da combustão no coletor do escapamento.

- Existe uma transferência de calor significativa entre os gases e as paredes do cilindro.

- Existem irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e temperatura.

No ciclo-padrão a ar Diesel o calor é transferido ao fluido de trabalho a pressão constante (processo 2 – 3). Este processo corresponde à injeção e queima do combustível no motor Diesel real. Quando se atinge o ponto 3, a transferência de calor cessa e o gás sofre uma expansão isentrópica (processo 3 – 4) até que o pistão atinja o ponto morto inferior . A rejeição de calor é feita como no ciclo Otto a volume constate e com o pistão no

ponto morto inferior (processo 4 – 1). A eficiência térmica do ciclo Diesel pode ser avaliada pela expressão abaixo.

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{(r_c^k - 1)}{k.(r_c - 1).r_v^{k-1}} \tag{4.2}$$

Onde r_c é a relação de corte entre os volumes máximo e mínimo do processo de transferência de calor.

Tabela 4.5 – Eficiência térmica do ciclo Diesel para uma razão de compressão de 14

Razão de Corte	Eficiência Térmica
2	0,59
3	0,55
4	0,51
5	0,47

Fonte : KHARTCHENKO et al.; 1998

Os motores queimando gás natural ou outro gás combustível operam com aproximadamente 95-97% de gás natural e 3-5% de óleo combustível. O uso de motores de combustão interna e especialmente motores híbridos tem um numero significativo de vantagens, tais como: a flexibilidade no combustível, modularidade da planta, acompanhada da flexibilidade operacional. A modularidade das plantas de potência deve-se as facilidades de expansão no caso de aumento na demanda de energia elétrica.

Os motores diesel usados em plantas de cogeração diferem das turbinas a gás no fluxo e temperatura dos gases de exaustão, bem como no teor de oxigênio presente nos gases. A temperatura dos gases de exaustão de uma turbina a gás alcança 600°C enquanto o exausto dos motores diesel cerca de 360°C. O fluxo de gases de exaustão esta numa faixa de 2,5 – 10kg/s por kW de potência produzida e o teor de oxigênio entre 14,5% - 15,5% em turbinas a gás enquanto os motores diesel têm um fluxo típico na faixa de 7 - 7,5kg/s por kW potência produzida com teor de oxigênio de aproximadamente 13%.

Os motores de combustão interna são usualmente selecionados para aplicações em cargas abaixo de 800 kW, às turbinas a gás para cargas de 800 kW até 10 MW e para aplicações acima de 10MW tem-se os ciclos combinados. A figura 4.13 mostra a

configuração de uma planta de cogeração para aplicação de motores diesel, motores a gás e motores híbridos.

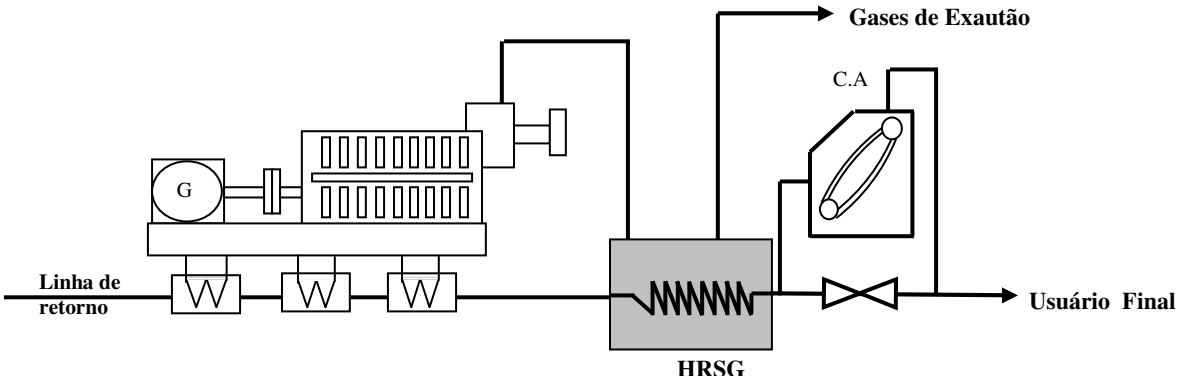


Figura 4.13 – Planta de cogeração baseada em motores de combustão interna; C.A – Caldeira Auxiliar.

4.5 – Parâmetros de caracterização dos sistemas de cogeração

Para a produção separada de energia elétrica e calor utilizam-se parâmetros de rendimento normalmente comparando a energia utilizada em relação à gasta com o combustível. Assim para uma planta de potência convencional o critério de performance de maior importância é a sua eficiência global, isto é o produto do rendimento térmico do ciclo pela eficiência de combustão na caldeira (Khartchenko.; 1998):

$$\eta_G = \eta_{termica}.\eta_{comb} = \frac{W_{liq}}{Q_F} \tag{4.3}$$

onde W_{liq} é o trabalho liquido do ciclo e Q_F é a energia fornecida com o combustível. O valor de Q_F pode ser avaliado pela expressão 4.4

$$Q_F = m_f.PCI \tag{4.4}$$

onde m_f é o fluxo de combustível entrando na câmara de combustão.

Outro critério de performance bastante utilizado para avaliar plantas convencionais é o *heat rate* , definido da seguinte forma:

$$HR = \frac{Energia\ Fonecida}{Potência\ \mathrm{Pr}oduzida} = \frac{3600}{\eta_G} \tag{4.5}$$

Pela correlação mostrada acima o valor da *heat rate* e´avaliado em kJ/kWh.

Como os sistemas de cogeração envolvem a produção de mais de uma forma de energia, pode-se definir o rendimento global levando-se em conta na mesma correlação à energia elétrica e térmica. Este parâmetro chamado de fator de utilização de energia- FUE é definido como a razão entre a energia útil total e a potência fornecida ao sistema. Assim temos:

$$FUE = \frac{(W_{liq} + Q_U)}{Q_F} \tag{4.6}$$

Contudo como a energia elétrica e térmica tem valores exergeticos diferentes e portanto valores monetários também diferentes, o fator de utilização de combustível não pode ser o único critério de desempenho empregado em plantas de cogeração. Assim outro parâmetro utilizado na caracterização de instalações deste tipo é a razão Calor-Trabalho.

$$\gamma_{CG} = \frac{Q_U}{W_{liq}} \tag{4.7}$$

Esta razão apresenta valores típicos dependendo do sistema considerado como mostra a tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Valores da razão calor-trabalho para alguns sistemas.

Sistema	**Valores**
Turbina de contra-pressão	1-4
Turbina a gás	0,5-1,5
Motor diesel	0,2-0,8

Fonte: AZEVEDO.; 2000

O valor da razão calor-trabalho pode ser menor no caso das turbinas a vapor de extração-condensação, ou ainda para um conjunto de duas turbinas, uma de contra-pressão e outra de extração-condensação. Para o caso das turbinas a gás o valor da razão calor-trabalho diminui quando se utiliza um ciclo com injeção de vapor. Em sistemas com motores de combustão interna a razão calor-trabalho é usualmente alta, assim estas instalações são atrativas em aplicações onde as necessidades de energia elétrica são elevadas ou o excesso de potência elétrica pode ser vendido (Azevedo.; 2000).

A energia combustível fornecida ao gerador de vapor, a câmara de combustão da turbina a gás ou a motores de combustão interna pode ser relaciona ao calor útil e a potencia elétrica através do balanço de energia da planta de cogeração, como mostra a expressão abaixo:

$$Q_F \cdot \eta_{comb} = W_{liq} + Q_U + Q_{out} \tag{4.8}$$

onde Q_{out} é o calor rejeitado pela planta para a atmosfera

Em sistemas de cogeração é grande o interesse em minimizar os custos na obtenção da energia elétrica e térmica simultaneamente. Assim torna-se importante definir outro parâmetro que permita comparar de forma mais direta a utilização da energia combustíveis em plantas de cogeração e plantas convencionais (Khartchenko.; 1998). Pode-se assim definir o fator de poupança de combustível- FESR (Fuel Energy Saving Ratio). Para isso, vamos considerar uma instalação de potência convencional com uma eficiência global de η_{el} e uma planta térmica ou um gerador de vapor com eficiência η_b . Assim a energia total requerida para este sistema convencional é dada pela correlação 4.9.

$$Q_{FC} = \frac{P_{el}}{\eta_{el}} + \frac{Q_U}{\eta_b} \tag{4.9}$$

Similarmente a energia combustível requerida por uma planta de cogeração em função do fator de utilização de energia-FUE.

$$Q_F^{CG} = \frac{P_{el} + Q_U}{FUE} \tag{5.0}$$

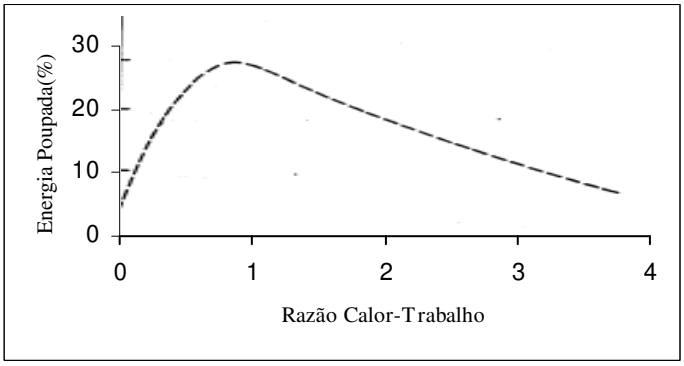
A poupança de combustível em uma planta de cogeração, quando comparada a uma instalação convencional é dado pela seguinte equação:

$$\Delta Q_F = Q_{FC} - Q_F^{CG} \tag{5.1}$$

Agora o FESR é definido como a razão entre a energia poupada com o sistema de cogeração e a energia fornecida a planta convencional.

$$FESR = \frac{\Delta Q_F}{Q_{FC}} \tag{5.2}$$

Este parâmetro atinge um máximo quando a razão calor-trabalho se encontra próximo da unidade como pode ser visto na figura 4.14.



Fonte : GANAPATHY et al.; 1991

Figura 4.14 – Energia poupada percentual em função da razão calor-trabalho

Podemos ver, pela figura 4.15, uma o melhor aproveitamento dos sistemas de cogeração frente aos sistemas convencionais de potência térmica e elétrica.

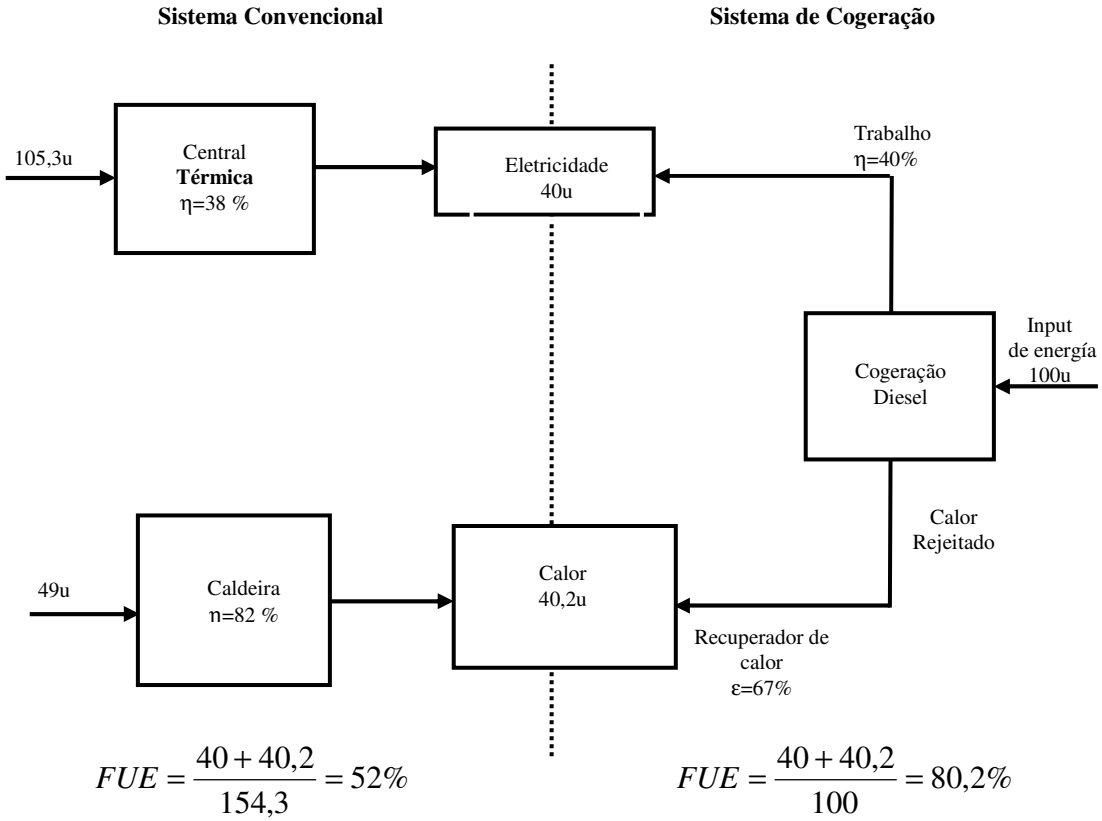


Figura 4.15 – Comparação entre sistemas de cogeração e sistemas convencionais

Tabela 4.7 – Valores típicos dos sistemas de cogeração para diversos ciclos.

Sistema	Q_F	P_{el}	Q_U	FUE	$FESR$	γ_{CG}
Ciclo Extração/Condensação	1	0,38	0,1	0,48	0,057	0,26
Ciclo Contra-pressão	1	0,25	0,6	0,85	0,235	2,4
Ciclo Turbina a gás com caldeira de recuperação	1	0,3	0,3	0,85	0,265	1,83
Ciclo combinado contrapressão	1	0,4	0,42	0,82	0,318	1,05

Fonte: AZEVEDO.; 2000

Na tabela acima são vistos alguns valores típicos para a potência elétrica, o calor útil, o fator de utilização de energia, a razão calor-trabalho e a razão energia poupada.

Tabela 4.8 – Elementos motores utilizados em cogeração.

Maquina Motriz	Faixa de Potência (MW)	Rendimento
Turbina a vapor extração-condensação	30-300	0,25-0,30
Turbina vapor contra-pressão	1-200	0,20-0,25
Turbina a gás	1-150	0,18-0,35
Motor de combustão interna	0,05-25	0,35-0,40

Fonte: AZEVEDO.; 2000

As principais máquinas motrizes aplicadas a sistemas de cogeração e disponíveis no mercado estão mostradas na tabela 4.8, assim como seus rendimentos para uma ampla faixa de potência.

Tabela 4.9 –Rendimento elétrico e total para diferentes sistemas de cogeração.

Sistema	η_{el}	η_{total}
Turbina a gás	0,29	0,85
Motor a gás natural	0,42	0,85
Motor diesel	0,38	0,85

Fonte: AZEVEDO.; 2000

4.6 - Recentes Tendências e os seus Impactos no Projeto das HRSGs

O aumento da temperatura na entrada das turbinas gás e o aumento na razão de pressão têm como conseqüência direta níveis de temperatura maiores para os gases de exaustão. Assim com a necessidade de HRSGs de maior porte, a eficiência das plantas de cogeração e ciclo combinado pode melhorar cerca de 2 – 3%. As turbinas a gás também estão sendo usadas com combustíveis sólidos tais como carvão e madeira. As varias vias tecnológicas para a produção de calor e/ou eletricidade a partir da biomassa estão esquematicamente apresentadas na tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Alternativas termoquímicas para a produção de eletricidade e calor útil a partir de biomassa.

BIOMASSA			
Processo de conversão	Combustão	Gaseificação	Pirólise
Produto intermediário	Vapor Gases de combustão	Gás	Gás/Liquido
Máquina motriz	Turbina a Vapor Turbina a Gás	Motores Turbinas a Gás	Motores Turbina a Gás
Produto final	Calor Útil Energia Elétrica	Calor Útil Energia Elétrica	Calor Útil Energia Elétrica

Fonte: CORTEZ.; 1997

A produção de eletricidade a partir de biomassa vem sendo proposta no contexto de um conjunto de vantagens citadas a seguir:

- A biomassa é um recurso produzido endogenamente e que não deve estar sujeito a drásticas flutuações de preço e incertezas de suprimento. O mesmo aspecto também pode conferir vantagens quanto à balança de pagamentos, em função da redução das importações de combustíveis.

- A biomassa é uma fonte energética potencialmente limpa no que diz respeito às emissões atmosféricas. Em comparação com os insumos fósseis, a contribuição para a formação da chuva acida é significativamente menor quando do uso da biomassa, seja pela menor temperatura de combustão, seja pela quase total ausência de enxofre em sua composição. Ademais, a contribuição sobre as emissões globais de CO_2 são

nulas ou bastante reduzidas, desde que a biomassa seja produzida de forma renovável. Ainda dentro da comparação com insumos fosseis, deve-se notar que os impactos dos sistemas bioenergéticos são menos danosos sobre o meio-ambiente por serem relativamente reduzidos em numero e restrito a regiões onde ocorre a conversão.

- Devido à intensa utilização de mão de obra, sobretudo na etapa de produção, a biomassa pode possibilitar a geração de empregos, principalmente nomeio rural, ajudando a minimizar o êxodo rural, problema que é bastante sério nos paises em desenvolvimento.

- A viabilidade do uso da biomassa como fonte energética vem demonstrando em vários paises uma margem de risco cada vez mais reduzida.

- Nos Estados Unidos e na Europa grandes somas são anualmente destinadas na forma de subsídios à agricultura. Par que sejam evitados problemas relativos à superprodução de alimentos, todos os paises ocidentais deverão reduzir a extensão de área plantada em 15%. A produção de eletricidade a partir da biomassa permitira a manutenção da atividade agrícola. O uso adequado da terra implica na minimização das despesas com subsídios.

No que pese as vantagens citadas acima, algumas características comuns a este tipo de insumo, tais como o alto teor de umidade, o baixo poder calorífico, a baixa densidade e o alto grau de variação da composição e da qualidade, conferem desvantagens para seu uso.

Assim as restrições técnicas e econômicas, como as listadas abaixo, precisam ser identificadas e cuidadosamente analisadas.

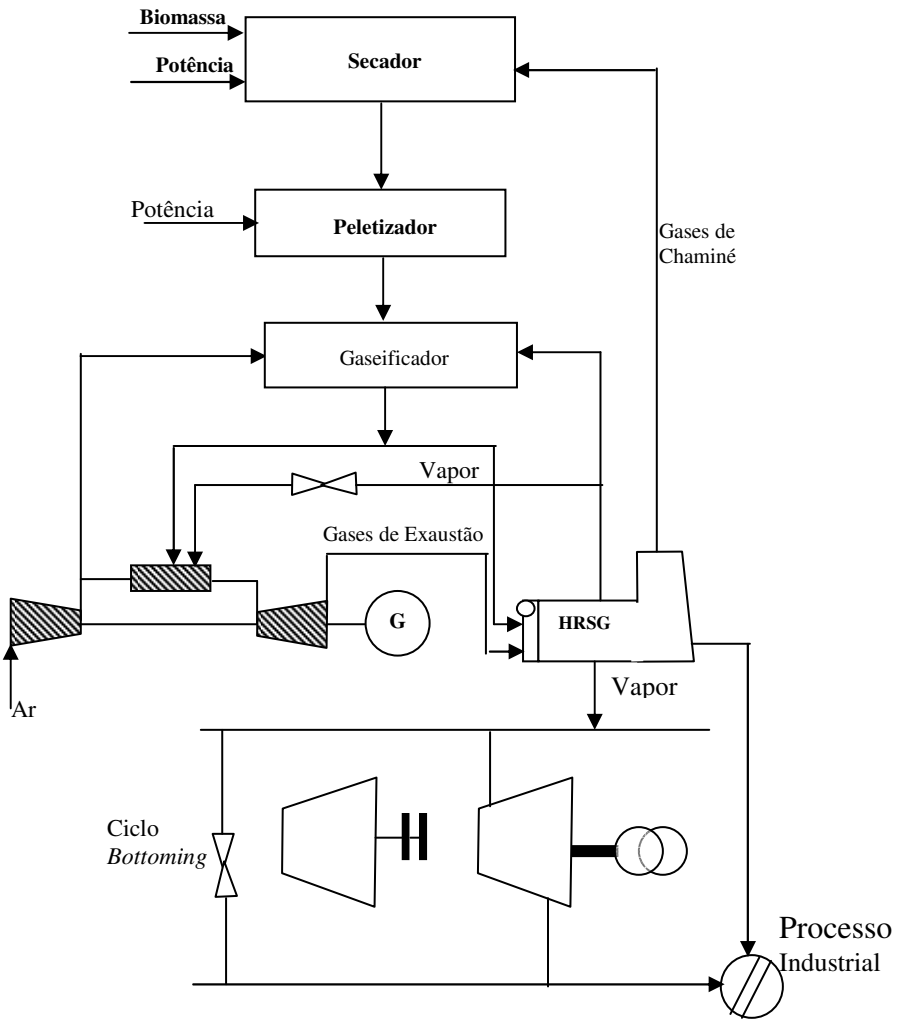
- Os custos de produção e de transporte da biomassa, que são determinantes para viabilidade econômica dos projetos que prevêem seu uso para fins energéticos, impõem a adoção de práticas de cultivo específicas, geralmente através da formação de florestas homogêneas ou, mais raramente, através da introdução de praticas de manejo sustentáveis de formações nativa.

- A reduzida eficiência de conversão energética da biomassa em eletricidade e a baixa capacidade unitária dos sistemas, considerando as tecnologias convencionais, que estão praticamente limitadas às instalações de potência a vapor, prejudicam a economicidade e reduzem o interessem em implementação.

- A necessidade de que benefícios ambientais sejam assegurados em toda cadeia de produção biomassa-eletricidade, dado que a questão ecológica é uma de suas principais justificativas.

- A complexidade, em termos da multidisciplinalidade e da integração dos sistemas que usam biomassa. Essa complexidade deriva da combinação de fatores que não são apenas técnicos e econômicos, mas abrangem também questões ambientais, socioeconômicas, políticas e estratégicas.

Na figura 4.16 é apresentado um diagrama de uma instalação BIG-STIG operando a partir de bagaço de cana, em uma usina de açúcar e álcool. Os sistemas com turbinas a gás são tanto mais eficientes, do ponto de vista termodinâmico, quanto mais efetiva for a recuperação de calor dos gases da turbina a gás. Caldeiras de recuperação fogotubulares podem ser usadas para este tipo de aplicação. Vapor saturado de baixa pressão é gerado e vapor superaquecido de baixa temperatura também pode ser produzido. Para melhorar a eficiência do sistema um economizador pode ser acionado, alem dos mecanismos de sopragem devido à presença de particulados e fuligem nos gases.



4.16 - Esquema de um sistema BIG-STIG operando em ciclo combinado em uma usina de açúcar e álcool.

Na planta acima é possível a operação desacoplada entre o sistema de potência e o sistema a vapor. Neste caso o vapor gerado alimentaria o gaseificador e o restante seria injetado na turbina a gás, maximizado o rendimento do ciclo. De todos os quatro módulos apresentados na instalação proposta – gaseificador, turbina a gás, cadeira de recuperação e ciclo a vapor, o único elemento que apresenta problemas tecnológicos é o gaseificador.

A gaseificação de biomassa é dominada para sistemas de capacidade da ordem 20GJ/h – 5,5 MW térmicos . No entanto, sistemas como o esquematizado na figura 4.14 podem precisar de vazões de gás combustível até 20 vezes superior.

Outro importante sistema para a geração de potência térmica e elétrica e que requer eficiência na recuperação de calor é o ciclo *Cheng*. Neste sistema de cogeração (figura 4.15), o vapor saturado gerado é consumido pelo processo, enquanto o vapor superaquecido de baixa pressão é injetado na turbina a gás para aumentar a potência produzida (Ganapathy.; 1991). Variações na demanda do vapor de processo são contornadas pela queima de uma maior ou menor quantidade de combustível na cadeira de recuperação. Este sistema oferece mais vantagens do que plantas de ciclo combinado, dentre as quais podemos citar.

- Mesma potência produzida ou levemente superior quando comparado a plantas de ciclo combinado para a mesma turbina.

- Ausência se auxiliares maiores tais como turbinas a vapor, condensadores, o que resulta em sistemas menos complexos e mais viáveis economicamente.

- A quantidade de água de resfriamento é significativamente menor quando comparada à demanda de água de plantas de ciclo combinado.

- Flexibilidade quanto à produção de potência térmica e elétrica sem desperdício de energia. Em plantas convencionais de cogeração, mecanismos são utilizados para desviar o curso do gás se a demanda de vapor diminui, resultando em desperdício de energia. No ciclo *Cheng* quando menos vapor é requerido pelo processo, o excedente é injetado na turbina a gás, aumentando desta forma a potencia produzida.

- Como vantagem acidental temos as emissões de NO_x extremamente reduzidas.

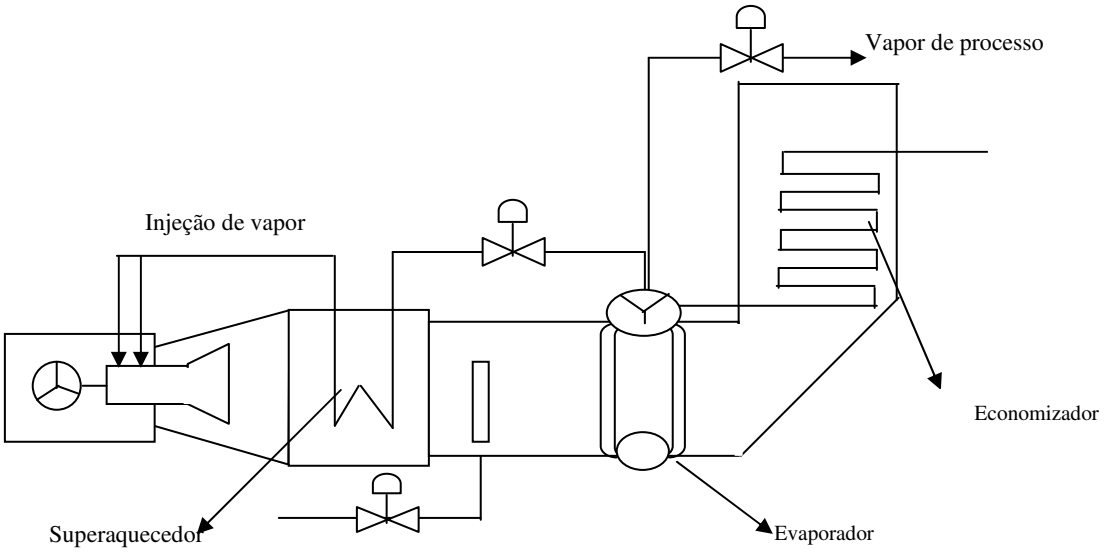


Figura 4.17 – Ciclo *Cheng* com sistema recuperação de calor

Uma desvantagem deste sistema é a grande quantidade de água de boa qualidade lançada na atmosfera juntamente com os gases de exaustão (Ganapathy .; 1991).

O superquecedor mostrado na figura 4.17 é projetado para que possa operar a seco. Assim quatros modos de operação são possíveis para este sistema como pode ser visto na figura 4.18.

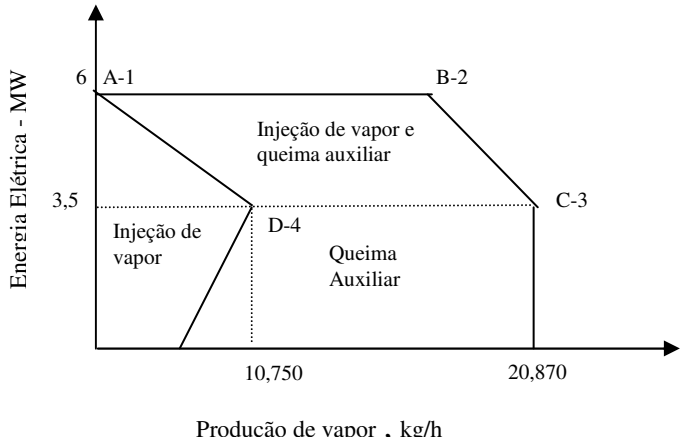


Figura 4.18 – Modos de operação pra o ciclo *Cheng*

- O ponto 1- corresponde ao modo sem queima com total injeção de vapor; neste caso não há vapor de processo. Este modo é atrativo para plantas que não tem necessidades de vapor, onde a maximização da potência pode ser feita com uma turbina e uma HRSG apenas. Devido ao aumento no calor especifico dos gases a potência produzida aumenta cerca de 60% ou mais.

- O ponto 2 – corresponde ao modo com queima e total injeção de vapor;neste caso temos máxima potência produzida com vapor de processo sendo gerado.

- O ponto 3 – corresponde ao modo com queima e sem injeção de vapor; neste caso temos máxima quantidade de vapor de processo sendo gerada.

- O ponto 4 – corresponde ao modo sem queima e sem injeção de vapor; neste caso todo vapor gerado vai para processo.

A HRSG em uma planta em ciclo *Cheng* pode operar não apenas nos pontos extremos mais também entre eles, combinando a produção de vapor e potência elétrica.

A potência elétrica produzida por uma turbina a gás modelo Allison 501 KB5 varia de 3,5 a 5,5 MW, enquanto o vapor produzido pode variar de zero a 20870 kg/h como mostrado na figura 4.18. A HRSG é projetada de modo que possa operar com variações significativas na produção de vapor, temperaturas de queima, analise e fluxo dos gases de exaustão. O pré –aquecedor da água de alimentação, localizado entre o desaerador e o economizador melhora a eficiência do sistema.

A tabela 4.1 mostra dados de operação de uma planta em ciclo Cheng em que variações na carga de vapor e na produção de energia elétrica podem ser vistas.

Tabela 4.11- Desempenho da HRSG em uma instalação com ciclo Cheng

Modos de operação	**A-1**	**B-2**	**C-3**	**D-4**
1-Temperatura do Gás entrada da HRSG [°C]	509	509	555	555
2-Temperatura do Gás no Queimador [°C]	445	445	445	555
3-Temperatura do Gás para o Evaporador [°C]	445	845	843	555
4-Temperatura do Gás para o Economizador [°C]	422	443	430	421
5-Temperatura do Gás saída da HRSG [°C]	269	217	198	226
6-Fluxo de Vapor [kg/h]	9528	27670	20870	10753
7-Pressão do Vapor [kPa]	1826			
8-Fluxo de Vapor Superaquecido [kg/h]	9029	8924	------	-------
9-Temperatura do Vapor [°C]	457	457	------	-------
10-Temperatura da Água para Economizador [°C]	48	63	59	51

Fonte : GANAPATHY et al.; 1991

Atualmente há uma grande tendência das empresas do setor terciário, tais como shopping centers, hospitais, hotéis, e grande instituições de ensino, procurarem meios de alcançar auto-sustentação em energia elétrica. Neste contexto as tecnologias compactas

passam a ganhar espaço e a eficiência na recuperação do calor residual torna-se um dos fatores determinantes na viabilização do sistema de cogeração. Diversos sistemas têm sido estudados, para se tenha à produção de energia elétrica e térmica a custo atraente em relação à energia hidroelétrica (Ganapathy .; 1991).

As instalações projetadas para empresas do setor de serviços, na sua totalidade, contam com maquinas de refrigeração por absorção que consomem o rejeito da maquina motriz utilizada. Desta forma os sistemas de ar condicionado deixam ser acionados às custas de energia elétrica e passam a consumir gases de exaustão ou vapor. Considerando que existem edificações onde o uso do sistema de ar condicionado chega a representar 50% do valor total da energia elétrica consumida, as possibilidades de emprego da cogeração no setor terciário são reais e concretas.

A caldeira de recuperação também é parte essencial nestes sistemas e de custo elevado. Assim é importante conhecer o seu desempenho em diferentes condições de operação, maximizando a energia recuperada sempre que possível.

Em plantas de cogeração, grandes quantidades de vapor são necessárias e caldeiras de recuperação com queima auxiliar são normalmente utilizadas. Geralmente caldeiras com um nível de pressão são as mais adequadas neste caso, por resfriarem os gases a temperaturas razoavelmente baixas. Porém superfícies secundárias de aquecimento podem ser integradas ao sistema para melhorar a eficiência das caldeiras de recuperação.

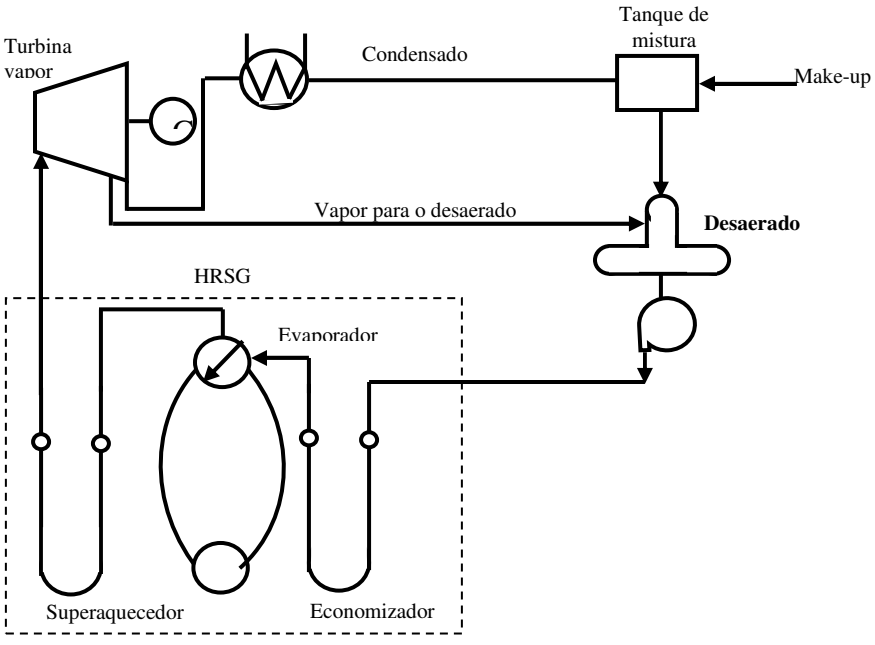


Figura 4.19 – Configuração básica - HRSG com um nível de pressão:opção-1.

Na configuração mostrada na figura 4.19 o tanque de mistura recebe o fluxo da água de reposição e o fluxo de condensado vindo da turbina. O fluxo deixa o tanque de mistura a uma temperatura de aproximadamente 280 a 325°C (Ganapathy.;1991). Com isso a quantidade de vapor para o desaerador é reduzida melhorando a eficiência global do sistema.

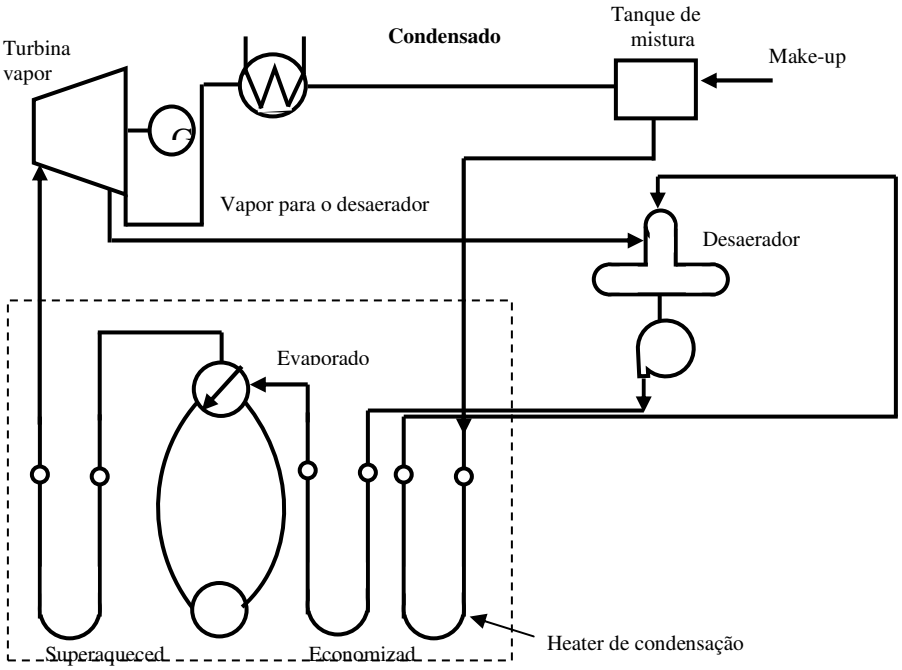


Figura 4.20 –Configuração da HRSG com *Heater* de condensação:opção-2

Na configuração da opção-2, temos uma HRSG onde foi adicionado um *heater* de condensação. O *heater* de condensação é basicamente um economizador usado para pré-aquecer a mistura condensado-água de reposição antes do desaerador. Nestes casos um *approach* de 11°C é usado e assim, se a temperatura na saída do desaerador é 130°C, então a temperatura de projeto na saída do *heater* de condensação é 119°C.

Se a injeção de vapor for utilizada a temperatura do ponto de orvalho será alta e com isso precauções devem ser tomadas na escolha do material de fabricação dos tubos.

Devido à baixa temperatura da água de alimentação é possível ocorrer à condensação do vapor d'água presente nos gases resultando em corrosão. Se gases de exaustão contem vapor de acido sulfúrico ou dióxido de enxofre, esta configuração não é recomendada.

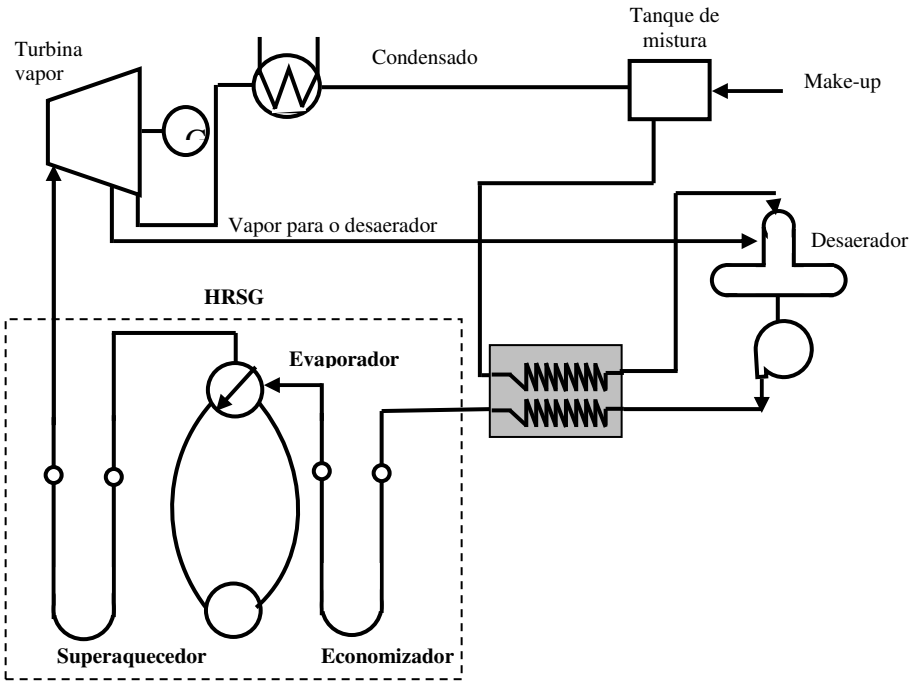


Figura 4.21 – Configuração de um sistema com HRSG e trocador de calor:opção-3

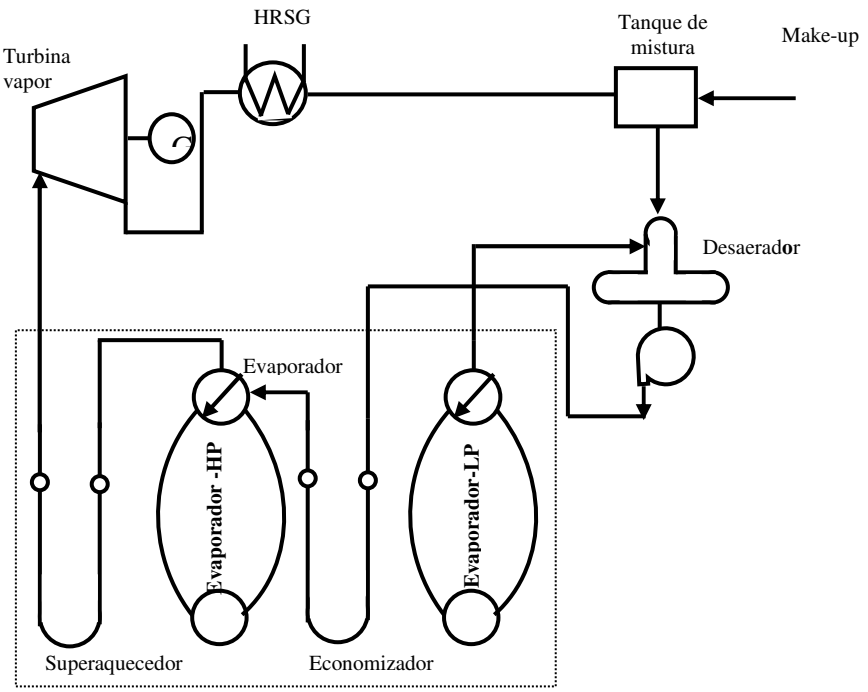
Na configuração mostrada na figura 4.19 o trocado de calor é usado para pré-aquecer a água de alimentação na entrada da HRSG. Neste caso a temperatura da água de alimentação aumenta consideravelmente e o vapor de desaeração requerido diminui na mesma proporção.

Se a corrente de gás contém ácido sulfúrico, este esquema é inadequado devido à baixa temperatura da água na entrada do economizador. Assim cuidados especiais devem ser tomados na seleção do material de fabricação do banco de tubos.

Esta configuração é adequada se a temperatura da água de alimentação for baixa, ou seja, entre 20°C - 35°C. Neste caso o trocador de calor terá seu tamanho reduzido devido a maior diferença média logarítmica (Ganapathy.;1991).

Caso a temperatura da água de alimentação seja da ordem de 85°C -100°C, o uso do trocador de calor não será possível resultado da baixa diferença media logarítmica.

O custo do trocador de calor e de auxiliares como bombas, válvulas e tubos, também será afetado e deve ser cuidadosamente avaliado.



4.22 – Configuração de uma HRSG com dois níveis de pressão:opção-4

Nesta configuração vapor de baixa pressão é gerado para o desaerador através de outro evaporador. Uma área superficial de troca térmica maior é necessária neste caso devido a menor diferença media logarítmica quando comparado à configuração com *heater* de condensação.

Este esquema é adequado quando a corrente de gases de exaustão contém vapor de acido sulfúrico, já que o evaporador de baixa pressão mantém a temperatura dos gases acima do ponto de orvalho. Assim a temperatura dos tubos localiza-se entre 5°C - 10°C acima da temperatura de saturação.

Este sistema torna-se então mais caro do que os anteriores devido ao tamanho da HRSG e ao uso de tubulões associado a mecanismos de controle.

O tamanho da HRSG também ira afeta a queda de pressão do lado do gás incrementando o seu valor.

Na tabela abaixo são mostrados os valores dos principais parâmetros de sistemas baseados nas quatro configurações discutidas acima. Para que possa ser estabelecida base de comparação entre os sistemas algumas premissas foram feitas, tais como; maquina motriz-turbina a gás queimando gás natural, analise dos gases de exaustão,% vol:

CO_2 =3,5; H_2O=10; N_2 =74; O_2=13,5; ponto de *pinch* = 11°C; ponto de *aprooch* =11°C; *blowdown* = 2%; pressão no desaerador = 70 kPa; água de reposição= 33°C; pressão no condensador = 8,4 kPa; perdas de calor =1%.**Condições 360°C; 4,3 Mpa.

Tabela 4.12 – Parâmetros de desempenho dos sistemas discutidos acima

Opção	**1**	**2**	**3**	**4**
Fluxo gases [kg/s]	69	69	69	69
Temperatura do gás na entrada [°C]	540	540	540	540
Temperatura do gás na saída [°C]	208	172	179	165
Fluxo de vapor [kg/s]**	10	10	10	10
Fluxo de vapor para o desaerador [kg/s]	1,3	0,22	0,43	0
Temperatura da água de alimentação [°C]	133	133	84	133
Temperatura do fluxo para o desaerador [°C]	59	122	111	59
Potência Elétrica [kW]	6528	6830	6770	6890

Fonte : GANAPATHY et al.; 1991

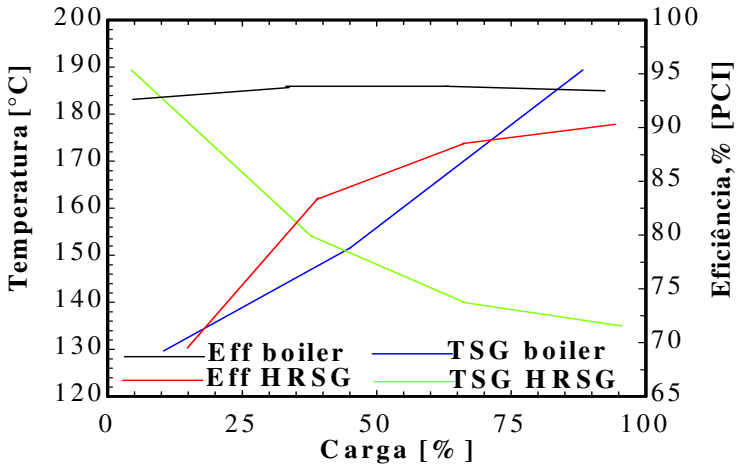
4.7 – Eficiência na Geração de Vapor em Plantas de Cogeração

Atualmente, as plantas de cogeração contam com presença simultânea de caldeiras de recuperação e geradores de vapor convencionais. Para gerar a quantidade requerida de vapor de modo eficiente, as características da eficiência versos a carga de operação tanto da caldeira de recuperação quanto do gerador de vapor devem ser conhecidas.

Embora a geração de vapor com economia de combustível sejam os objetivos em plantas de cogeração, isso nem sempre é possível por diversas razões, tais como manutenção, carga de operação e demanda (Ganapathy.; 1991).

Assim é preciso entender como a carga de operação da unidade industrial influencia a eficiência global do sistema.

A figura 4.21 mostra relação que existe entre a temperatura de saída dos gases, a eficiência e a carga de operação tanto em uma caldeira de recuperação quanto em um gerador de vapor convencional.



Eff -Eficiência Térmica

TSG-Temperatura de Saída dos Gases

Fonte : GANAPATHY et al.; 1991

Figura 4.23 – Carga de operação versos eficiência térmica, temperatura de saída dos gases de uma HRSG e de uma caldeira convencional

Observando a figura 4.23 alguns pontos podem ser destacados:

- A temperatura de saída dos gases na HRSG diminui quando a geração de vapor aumenta. Isso se da pois o fluxo de gás permanece o mesmo enquanto o fluxo de vapor aumenta. Por outro lado em um gerador de vapor convencional a temperatura de saída dos gases aumenta com o aumento da carga devido a maior quantidade de combustível queimada.

- A eficiência da HRSG aumenta significativamente com a queima auxiliar de combustível, enquanto em um gerador de vapor convencional a eficiência cresce e decresce levemente com o aumento e a diminuição da carga respectivamente. Para geradores de vapor convencionais o pico na eficiência localiza-se entre 60-75% da carga de operação. Isso ocorre devido à combinação de duas perdas; a perdas de calor através das paredes e purgas da caldeira e a perda associada à entalpia dos gases na saída da chaminé.

As tabelas abaixo detalham o comportamento de outros parâmetros das HRSGs e dos geradores de vapor convencionais em função da carga de operação do sistema.

Tabela 4.13 – Parâmetros de desempenho de um gerador de vapor em função da carga de operação.

Parâmetros	**Carga de Operação [%]**			
	25	**50**	**75**	**100**
Fluxo de vapor [kg/s]	3,0	6,0	9,0	12,0
Excesso de ar [%]	30	10	10	10
Potência absorvida [kW]	7444	14888	22361	29776
Fluxo de gases [kg/s]	3,8	6,4	9,6	12,8
Temperatura dos gases [°C]	147	156	167	178
Perdas com os gases [%]	3,93	3,56	3,91	4,27
Umidade do ar [%]	0,1	0,09	0,1	0,11
Umidade do combustível [%]	10,43	10,49	10,58	10,66
Perdas de calor [%]	2,0	1,0	0,7	0,5
Eficiência, base PCI [%]	83,5	84,8	84,7	84,5
Eficiência, base PCS [%]	92,6	94,1	93,8	93,6

Condições do vapor: 128°C, 2,8 Mpa; purgas = 5%
Gás Natural : C_1=97; C_2=2; C_3=1 % vol
Fonte : GANAPATHY et al.; 1991

Tabela 4.14 - Parâmetros de desempenho de uma HRSG em função da carga de operação.

Parâmetros	**Carga de Operação [%]**			
	25	50	75	100
Fluxo de vapor [kg/s]	3,0	6,0	9,0	12,0
Potência absorvida [kW]	7444	14888	22361	29776
Fluxo de gases [kg/s]	19,2	19,3	19,5	19,6
Temperatura dos gases [°C]	177	158	152	149
Potência queima auxiliar [kW]	0	7180	14654	22420
Eficiência ASME [%]	70,8	83,8	88,0	89,5

Condições do vapor: 128°C, 2,8 Mpa; purgas = 5%
Gás Natural : C_1=97; C_2=2; C_3=1 % vol
Fonte : GANAPATHY et al.; 1991

Capítulo 5

Descrição das Configurações Estudadas

Neste capítulo são descritas as configurações simuladas em três programas computacionais, desenvolvidos para estudar o desempenho de caldeiras de recuperação térmica aquotubulares sob diferentes condições de operação.

As tabelas e os perfis de temperatura apresentados neste capitulo, foram fielmente reproduzidas a partir de publicações de Ganapathy. Estes parâmetros são utilizados para testar a validade dos programas computacionais.

Inicialmente serão discutidos alguns conceitos fundamentais para a compreensão exata dos resultados fornecidos por programas desta natureza.

O programa computacional foi desenvolvido no ambiente do *software Engineering Equation Solver –EES*, que dispõe de uma linguagem própria e que possui algumas rotinas de propriedades termodinâmicas e funções matemáticas.

5.1 – Fundamentos no Projeto de HRSG

Existem basicamente dois tipos de cálculos para a avaliação do desempenho de HRSGs; um é o calculo de projeto (*design case*), onde a configuração ou a disposição das superfícies de aquecimento é especificada, além do perfil de temperatura e da produção de vapor.

Os cálculos de performance (*off-design case*) são utilizados no sentido de estimar com confiabilidade o desempenho das caldeiras de recuperação sob novas condições de operação.

Assim, embora as HRSGs sejam projetadas para operar sob determinados parâmetros, flutuações inerentes aos modos de operação de uma unidade industrial afetam o seu desempenho e conseqüentemente, os custos operacionais e a eficiência global da planta. A otimização da energia recuperada, o diagnóstico de perdas entre as superfícies de aquecimento e a identificação de possíveis problemas de operação está entre alguns dos resultados que podem ser fornecidos através dos cálculos de performance.

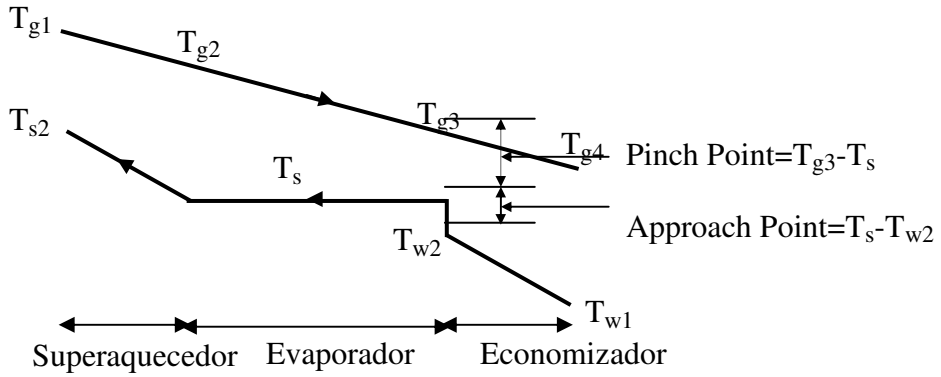


Figura 5.1 – Perfil de temperatura de uma HRSG aquotubular

No projeto de uma HRSG aquotubular o passo inicial consiste em avaliar a sua capacidade de geração de vapor e o seu perfil de temperatura.

A figura 5.1 mostra o perfil de temperatura de uma HRSG aquotubular com um nível de pressão composta de um superaquecedor, um evaporador e um economizador.

Em diversos pontos o projeto das HRSGs difere do projeto de geradores de vapor convencionais.

A tabela 5.1 discrimina estas diferenças através de parâmetros fundamentais na avaliação do desempenho de sistemas geradores de vapor.

Tabela 5.1- Caldeiras convencionais versus HRSG.

Parâmetros	HRSG	Caldeiras Convencionais
Fluxo de vapor	O fluxo de vapor é afetado pelas condições dos gases de exaustão. Parâmetros como o fluxo de gases e a sua composição são significativamente afetados pelas condições ambientes.	Pode-se assumir um fluxo de vapor e a temperatura de saída dos gases e desta forma, queimar a quantidade de combustível que venha atender as condições de projeto.
Pressão do vapor	Quanto maior a pressão do vapor, maior a temperatura de saída dos gases do evaporador e menor será a taxa de vapor gerado. Esta é razão por serem considerados projetos com múltiplos níveis de pressão.	Em geradores de vapor convencionais a influência deste parâmetro sobre a eficiência na geração de vapor é pouco significativa.
Temperatura de saída dos gases	Este parâmetro não pode ser fixado, sendo função da temperatura dos gases de exaustão entrando na HRSG. Se assumido arbitrariamente pode-se obter um perfil de temperatura não factível termodinamicamente.	A temperatura de saída dos gases pode ser fixada e quanto menor o seu valor, maior a eficiência na geração de vapor. A temperatura da água de alimentação afeta significativamente este parâmetro, enquanto a temperatura dos gases tem pouca influência
Temperatura dos gases na geração de vapor	Baixa temperatura dos gases na geração de vapor (500-600ºC). Conseqüentemente menor fluxo de vapor para o mesmo para o mesmo fluxo de gases.	A temperatura dos gases na geração de vapor corresponde aproximadamente à temperatura adiabática de combustão do combustível queimado (1780ºC para gás natural com excesso de ar de 15%).

Fonte: GANAPATHY (1991)

Duas variáveis que afetam diretamente a produção de vapor e o perfil de temperatura em uma HRSG estão dispostas na figura 5.1. Estas variáveis são os pontos de *Pinch* e *Approach.* O ponto de *Pinch* corresponde à diferença entre a temperatura do gás saindo do evaporador e a temperatura de saturação. O ponto de *Approach* corresponde à diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da água saindo do economizador.

Os pontos de *Pinch* e *Approach* selecionados, afetam diretamente as dimensões das superfícies de aquecimento; superaquecedor, evaporador e economizador.

Estes parâmetros devem ser selecionados para o modo sem queima auxiliar, para aplicações com turbinas a gás, embora a unidade possa operar no modo com queima todo o tempo. As razões para isso são as seguintes:

- Dificuldade em visualizar o tamanho da HRSG no modo com queima. Se o ponto de *Pinch* for selecionado no modo com queima auxiliar o resultado pode ser uma HRSG superdimensionada e assim inviável economicamente.

- Se o ponto de *Approach* selecionado for muito baixo resultará na formação de vapor no economizador, o que provoca problemas operacionais como ondas de choque e vibrações.

- Devido à formação de vapor a deposição de sólidos nos tubos do ecomonizador torna-se um problema, afetando significativamente o seu desempenho.

- Se a temperatura do vapor for selecionada no modo com queima auxiliar, ela não poderá ser alcançada no modo sem queima, devido à baixa temperatura dos gases na entrada da HRSG.

- Em unidades onde a temperatura do vapor deve ser controlada, a quantidade de água *spray* não pode ser visualizada no modo com queima auxiliar e esta temperatura não poderá ser alcançada no modo sem queima, devido à baixa temperatura dos gases na entrada da HRSG.

A tabela abaixo pode ser usada como guia para a seleção dos pontos de *Pinch* e *Approach* . Segundo Ganapathy (1991) em HRSGs aplicadas em sistemas equipados com turbinas a gás, pontos de Pinch e Approach de 8º C são recomendados no modo sem queima auxiliar. Se o gás contém alto teor de sólidos em suspensão e pode causar incrustações, os pontos de *Pinch* de 72-83ºC e de *Approach* de 22-40ºC devem ser selecionados.

Tabela 5.2 – Sugestão para os pontos de *Pinch* e *Approach*

	Ponto de *Pinch*		**Ponto de *Approach***
Tipo de Evaporador	Aletado	Liso	
Temperatura do Gás [ºC]			
670 – 1000	72 - 83	17 - 33	22 - 40
420 - 670	44 - 72	6 - 17	6-22

Desprezando as perdas de calor através das paredes da HRSG e as perdas no fluxo água-vapor (*blow down*) pode-se definir o fator K como função apenas dos parâmetros do

vapor e da água. Este fator estabelece a menor temperatura possível para os gases na saída do economizador.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao conjunto evaporador e superaquecedor mostrado na figura 5.1 temos :

$$W_g.C_{pg}.(T_{g1} - T_{g3}) = W_s.(h_{s2} - h_{w2}) \qquad (5.1)$$

Em seguida o mesmo princípio deve ser aplicado a HRSG como um todo; economizador, evaporador e superaquecedor.

$$W_g.C_{pg}.(T_{g1} - T_{g4}) = W_s.(h_{s2} - h_{w1}) \qquad (5.2)$$

Dividindo a expressão 5.1 pela 5.2 e desprezando a variação do calor específico com a temperatura, temos o fator K definido:

$$K = \frac{(T_{g1} - T_{g3})}{(T_{g1} - T_{g4})} = \frac{(h_{s2} - h_{w2})}{(h_{s2} - h_{w1})} \qquad (5.3)$$

Duas condições devem ser satisfeitas para que a geração de vapor ocorra:

$$T_{g3} > T_s \quad e \quad T_{g4} > T_{w1} \qquad (5.4)$$

Assim, se o ponto de *Pinch* ou de *Approach* são selecionados arbitrariamente, é provável que as condições acima não sejam satisfeitas caso a pressão no evaporador seja elevada, resultando no perfil de temperatura cruzado.

Outra expressão fundamental pode ser derivada a partir da correlação 5.3. Substituindo T_{g3} por T_s e T_{g4} por T_{w1} , obtemos a temperatura dos gases crítica na entrada da HRSG.

$$T_{g1c} = \frac{(T_s - K.T_{w1})}{(1 - K)} \qquad (5.5)$$

Acima da temperatura crítica, o perfil da HRSG é comandado pela temperatura da água de alimentação. Abaixo deste valor, o perfil da HRSG é comandado pelo ponto de *Pinch* .

A tabela 5.3 mostra várias condições de vapor e de temperatura de saída do gás correlacionadas ao fator K. Analisando a tabela observamos que, quando a temperatura ou a pressão do vapor aumenta, a temperatura de saída dos gases também aumenta e assim menos energia é transferida ao vapor. Este é o motivo que leva ao uso de HRSGs com dois ou três níveis de pressão.

Tabela 5.3 – Efeito dos parâmetros do vapor na temperatura de saída dos gases

Pressão vapor [kPa]	**Temperatura vapor [ºC]**	**Temperatura saturação [ºC]**	**K**	**Temperatura saída dos gases [ºC]**
700	165	165	0,95	158
1000	180	180	0,92	164
2000	212	212	0,86	176
3000	234	234	0,81	186
3000	300	234	0,83	191
4000	275	250	0,79	196
4000	400	250	0,81	206

Pinch=11ºC, *Approach*=8ºC, Temperatura do gás=500ºC
Temperatura da água de alimentação= 130ºC.
Fonte: GANAPATHY (1991)

5.2 – Desenvolvimento do Programa Computacional

Levando-se em conta o forte avanço na aplicação de tecnologias compactas de cogeração em instituições do setor terciário e a evolução contínua das turbinas a gás, três programas computacionais foram desenvolvidos, no sentido de estudar a influência das caldeiras de recuperação aquotubulares no desempenho de ciclos térmicos.

A simulação de caldeiras de recuperação térmica permite não só avaliar o seu desempenho, sob diferentes parâmetros de vapor e gás, como também a identificação de perdas entre as superfícies de aquecimento, possíveis problemas de operação e a otimização do perfil de temperatura. Os resultados da simulação podem auxiliar ainda a especificação dos componentes do ciclo a vapor.

Neste sentido foram estudadas quatro configurações que permitiram evidenciar o uso da queima auxiliar, o controle da temperatura do vapor, a extração de vapor para processo e a formação de vapor no economizador, em uma ampla faixa de parâmetros para o gás e para o vapor. As quatro configurações básicas disponíveis no programa podem ser vistas na figura 5.2.

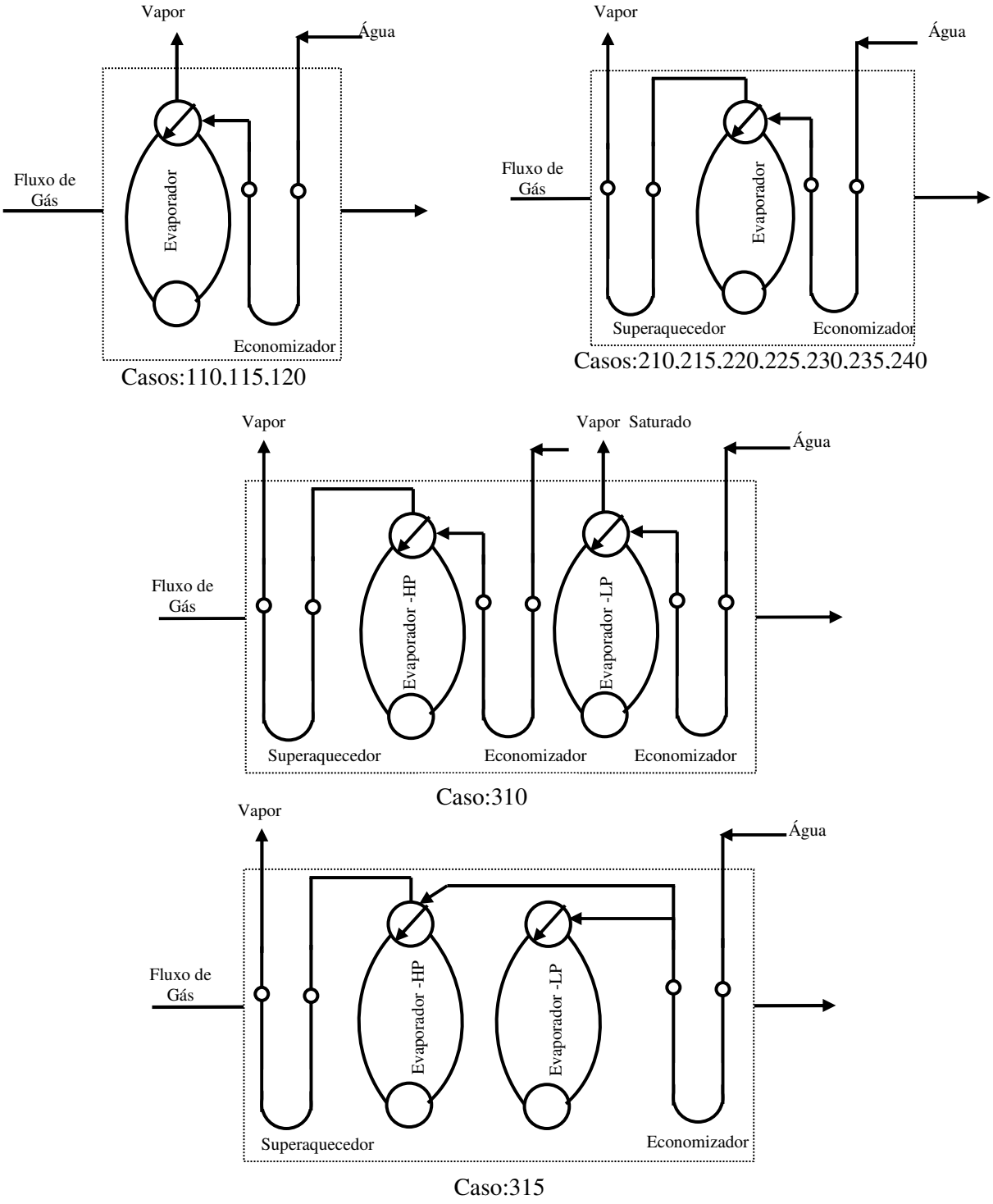


Figura 5.2 – Configurações básicas.

Inicialmente foi simulado o módulo Evaporador - Economizador em função da natureza complexa das outras configurações. Em seguida foi implementada a queima auxiliar amplamente utilizada em caldeiras de recuperação, ou para incrementar a geração de vapor ou para repotêncializar antigas unidades de potência convertendo-as em plantas de ciclo combinado.

Através do módulo Superaquecedor - Evaporador – Economizador pode-se avaliar o desempenho de unidades com extração de vapor saturado no ponto de projeto (*design case*) e fora de projeto (*off-design case*). A influência do controle da temperatura do vapor também pode ser avaliada e o fluxo de água para o dessuperaquecedor computado.

As unidades com dois níveis de pressão mostram como o perfil de temperatura pode ser otimizado, redistribuindo as superfícies de aquecimento e com isso, maximizando a energia recuperada.

5.3 – Dados Operacionais

Os parâmetros utilizados para simular os modos operacionais das configurações descritas anteriormente, compreendem dados disponibilizados nas referências de V. Ganapathy. Entre estes parâmetros estão dados de projetos em estudo e dados de plantas em operação.

Desta forma, foram simulados doze casos, com diferentes parâmetros, obtendo-se o perfil de temperatura para o modo *design* e *off-design.* Os fluxos de água e vapor para cada superfície de aquecimento, a eficiência térmica da caldeira e a composição dos gases na entrada e na saída da unidade também são determinados. No caso do modo operacional com queima auxiliar, a composição dos gases é alterada em função da formação adicional de dióxido de carbono e água e o consumo de oxigênio contido nos gases..

Procurou-se também evidenciar, a capacidade dos programas computacionais em identificar possíveis problemas de operação como; a formação de vapor no economizador e a existência de perdas entre as superfícies de aquecimento.

5.4 – Limitações do Programa Computacional

Os programas desenvolvidos apresentam algumas limitações,citadas abaixo:

- Caldeiras de recuperação aquotubulares aplicadas a motores de combustão interna, turbinas a gás, incineradores e plantas químicas podem ser simuladas desde que o gás seja considerado "limpo".

- A simulação fornece resultados menos precisos no caso de unidades equipadas com seção radiante ou fornalhas; utilizadas quando a temperatura do gás excede 1000ºC.

- O programa é limitado a caldeiras de recuperação com dois níveis de pressão de acordo com as configurações mostradas na figura 5.2

- Caldeiras de recuperação com circulação *once through* não podem ser simuladas.

- Modos de operação com queima auxiliar podem ser simulados, porem a posição do queimador está fixada na seção de entrada da caldeira.

- Caldeiras de recuperação aquotubulares com circulação natural ou forçada com pressão de vapor de até 18 MPa podem ser simuladas com precisão de cerca de 1%.

5.5 – Modos Operacionais – Descrição Sucinta

Os modos operacionais serão apresentados segundo os níveis de complexidade identificados caso a caso. Eles foram convenientemente numerados em função da configuração considerada. Assim, os Casos 110, 115 e 120 referem-se ao módulo Evaporador-Economizador. Os Casos 210, 215, 220, 225, 230, 235 e 240 referem-se às configurações com um nível de pressão, enquanto os Casos 310 e 315 referem-se às configurações com dois níveis de pressão. O programa computacional pode operar com vários dados de entrada, que devem fornecidos para cada caso simulado. Primeiramente, serão apresentados os casos simulados nas referências de V. Ganapathy, juntamente com os dados de entrada e os resultados de performance.

5.5.1 - Análise do Caso 110

Tabela 5.4 – Dados de entrada do Caso 110

Parâmetros	**CASO 110 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*			**Modo *Off-Design***	
Fluxo de Gás [kg/h]	68039			74843	
Temperatura do Gás [ºC]	760			704	
Pressão do Vapor [kPa]-abs	2861			1896	
Temperatura da Água [ºC]	121			116	
Fluxo de Vapor [kg/h]	19232			---	
***Purgas* [%]**	3			3	
Perdas de Calor [%]	2			2	
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	7	12	75	6	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente: 33ºC

O caso 110 é simulado a partir de dados de uma planta em operação. Trata-se de uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma unidade de incineração. A configuração consiste de um economizador e um evaporador gerando vapor saturado. Os pontos de *Pinch* e *Approach* utilizados no modo *design*, seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem objetivo evidenciar como a metodologia pode ser utilizada no sentido de identificar perdas entre as superfícies de aquecimento.

Tabela 5.5 – Resultados da simulação do Caso 110

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Evaporador	760	303	209	231	10211	19231	72	22
Economizador	303	203	121	209	2101	19808		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Evaporador	704	284	202	212	10187	18958	72	10
Economizador	284	196	116	202	2043	19526		

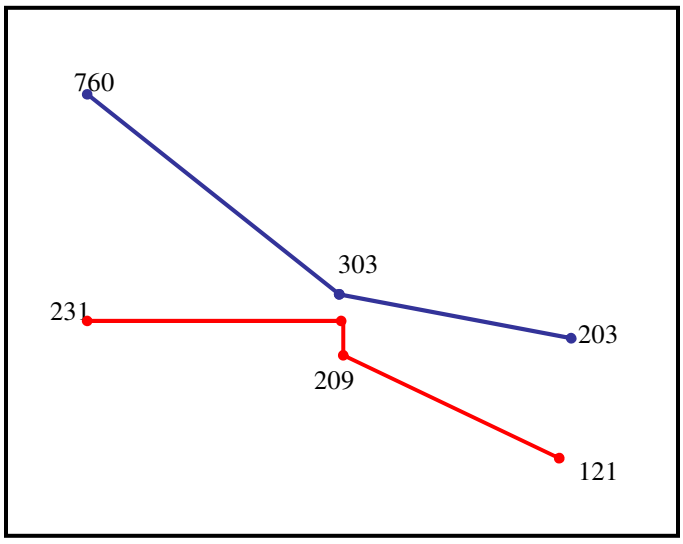


Figura 5.3 – Perfil de temperatura do Caso 110 no modo *design*

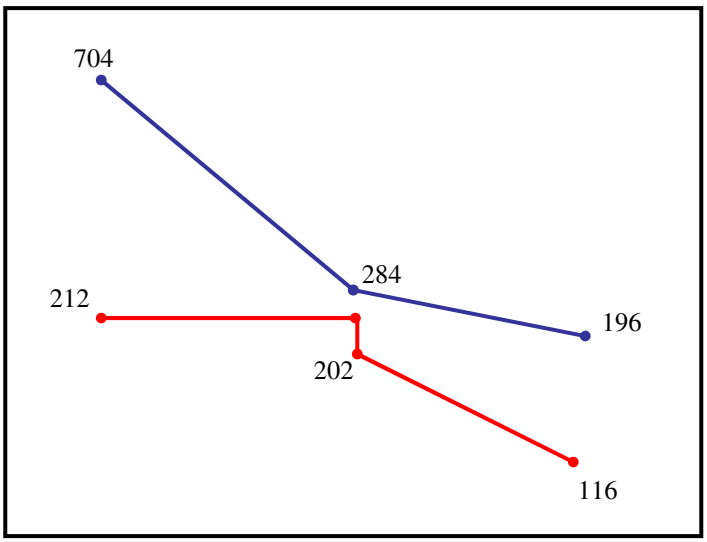


Figura 5.4 – Perfil de temperatura do Caso 110 modo *off-design*

5.5.2 – Análise do Caso 115/120

Tabela 5.6 - Dados de entrada do Caso 115/120

Parâmetros	**CASO 115/120 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*			**Modo *Off-Design***	
Fluxo de Gás [kg/h]	68039			68039	
Temperatura do Gás [ºC]	482			482	
Pressão do Vapor [kPa]-abs	1482			1482	
Temperatura da Água [ºC]	116			116	
Fluxo de Vapor [kg/h]	10333			18144*	27216**
***Purgas* [%]**	3			3	
Perdas de Calor [%]	1			0,5	
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente: 33ºC
*** Fluxo de vapor – caso 115**
*** * Fluxo de vapor – caso 120**

O caso 120 é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e *Approach* utilizados no modo *design,* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem como objetivo evidenciar o uso da queima auxiliar para atender as demandas de vapor apresentadas na tabela 5.6. A caldeira de recuperação neste caso, opera queimando gás natural com composição apresentada no Anexo A.

Tabela 5.7 – Resultados da simulação do Caso 120

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Evaporador	482	208	186	197	5735	10333	11	11
Economizador	208	163	116	186	906	10642		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	482	931	0	0	10996	794	23	40
Evaporador	931	221	157	197	16154	27256		
Economizador	221	155	116	157	1395	28074		

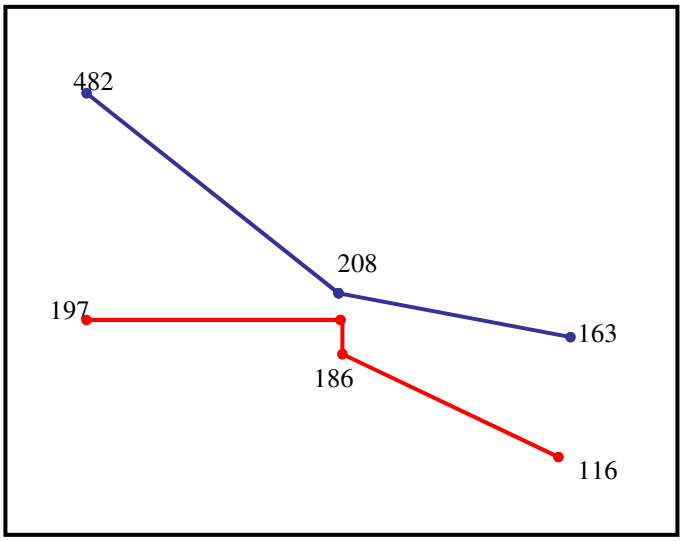


Figura 5.5 – Perfil de temperatura do Caso 120 modo *design*

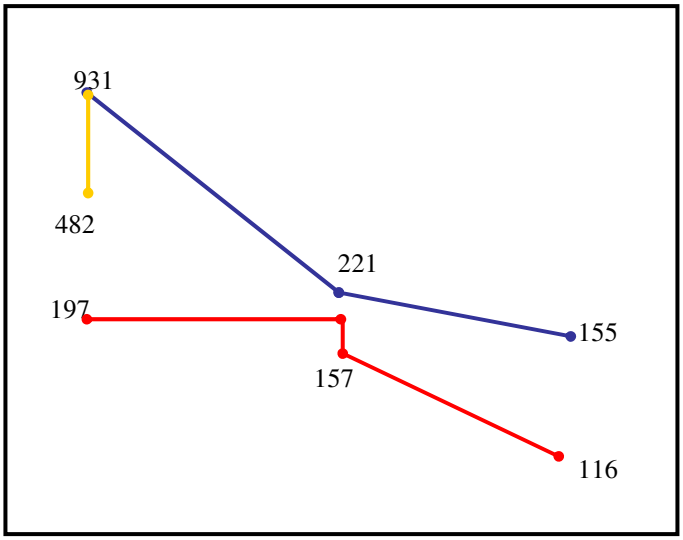


Figura 5.6 – Perfil de temperatura do Caso 120 modo *off-design*

Os resultados da simulação do caso 115, assim como os perfis de temperatura e dados correlacionados, não foram apresentados pela referência de V. Ganapathy sendo disponibilizados os parâmetros sumarizados na tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Resumo dos Casos 115 e 120.

Parâmetros	**CASO 115/120**		
	Modo *Design*	**Modo *Off-Design***	
Fluxo de Gás [kg/h]	68039	68039	
Temperatura do Gás [ºC]	482	482	
Temperatura após Queima Auxiliar [ºC]	482	712*	948**
Temperatura dos Gases de Exaustão [ºC]	163	157*	155**
Pressão do Vapor [kPa]-abs	1482	1482	
Temperatura da Água [ºC]	116	116	
Fluxo de Vapor [kg/h]	10333	18072*	27256**
Potência na Queima Auxiliar [kW]	0	4927*	10996**
Potência Total [kW]	6641	11638*	17549**

*** Caso 115 ; ** Caso 120**

5.5.3 – Análise do Caso 210

Tabela 5.9 – Dados de entrada de Caso 210.

Parâmetros	**CASO 210 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*			**Modo *Off-Design***	
Fluxo de Gás [kg/h]	249476			---	
Temperatura do Gás [ºC]	538			521	
Temperatura do Vapor [ºC]	371			366	
Pressão do Vapor [kPa]-abs	4240			3551	
Temperatura da Água [ºC]	110			110	
Fluxo de Vapor [kg/h]	36015			31162	
***Purgas* [%]**	2			0	
Perdas de Calor [%]	1			1	
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente: 33ºC

O caso 210 é simulado a partir de dados de uma planta de cogeração em operação. Trata-se uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e de *Approach* utilizados no modo *design,* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem objetivo evidenciar como a metodologia pode ser utilizada, no sentido de identificar perdas entre as superfícies de aquecimento.

Tabela 5.10 – Resultados da simulação do Caso 210

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	538	494	256	371	3432	36033	14	11
Evaporador	494	269	244	256	17397	36033		
Economizador	269	188	110	244	6087	36754		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	521	479	245	366	3007	31536	12	7
Evaporador	479	257	238	245	15524	31536		
Economizador	257	184	110	238	4962	31536		

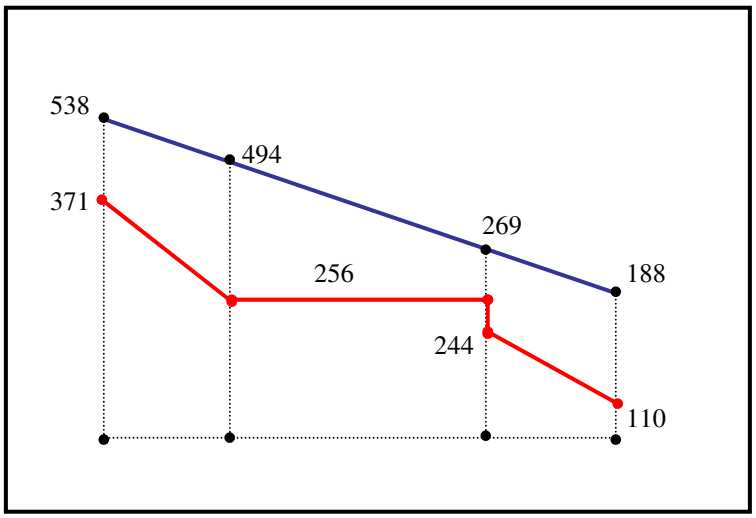


Figura 5.7 - Perfil de temperatura do Caso 210 modo *design*

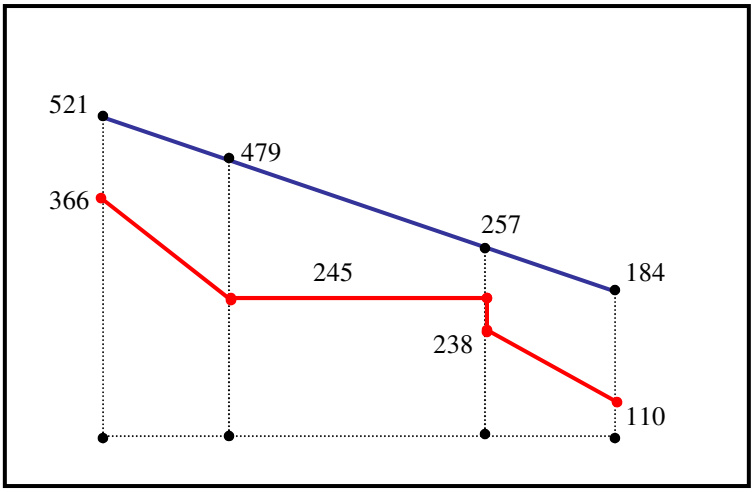


Figura 5.8 - Perfil de temperatura do Caso 210 modo *off-design*

5.6 – Análise dos Casos 215, 220, 225

Os Casos 215, 220 e 225 referem-se aos modos de operação de uma mesma caldeira. Estes três casos permitiram identificar o grau de influência de eventos operacionais característicos de plantas industriais e instalações de cogeração. O desempenho térmico da caldeira pôde ser avaliado diante da variação da temperatura ambiente, da queima auxiliar e do o controle da temperatura do vapor através dos Casos 215, 220 e 225 respectivamente.

5.6.1 - Análise do Caso 215

Tabela 5.11 - Dados de entrada de Caso 215.

Parâmetros	**CASO 215 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*			**Modo *Off-Design***	
Fluxo de Gás [kg/h]	68039			74843	
Temperatura do Gás [ºC]	482			449	
Temperatura do Vapor [ºC]	343			---	
Pressão do Vapor [kPa]-abs	3206			3206	
Pressão do Vapor Saturado [kPa]-abs	3254			3247	
Temperatura da Água [ºC]	116			116	
Fluxo de Vapor [kg/h]	---			---	
***Purgas* [%]**	2			2	
Perdas de Calor [%]	1			1	
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente[modo *design*]: 44ºC
Temperatura ambiente [modo *off-design*]: 28°C

O caso 215 é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e de *Approach* utilizados no modo *design* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem como objetivo evidenciar a influência da temperatura ambiente no desempenho das caldeiras de recuperação.

Tabela 5.12 - Resultados da simulação do Caso 215

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	482	451	238	343	689	8441	11	6
Evaporador	451	249	233	238	4214	8441		
Economizador	249	189	116	233	1237	8610		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	449	423	238	334	610	8084	11	2
Evaporador	423	249	234	238	3989	8084		
Economizador	249	194	116	234	1228	8246		

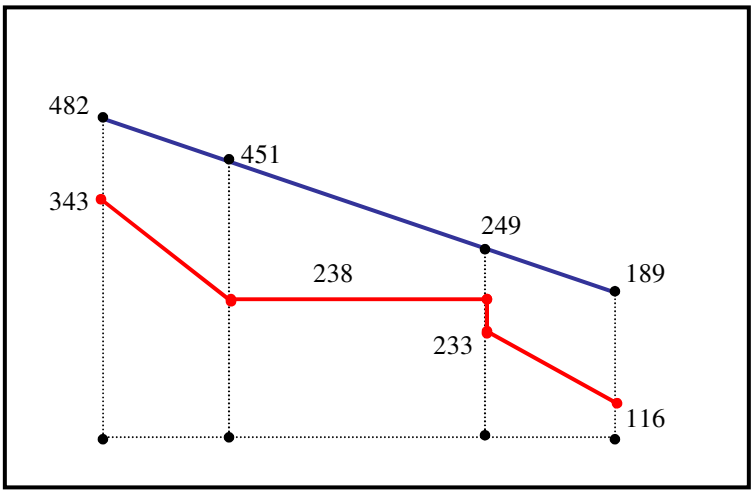


Figura 5.9 - Perfil de temperatura dos Casos 215, 220 e 225 modo *design*

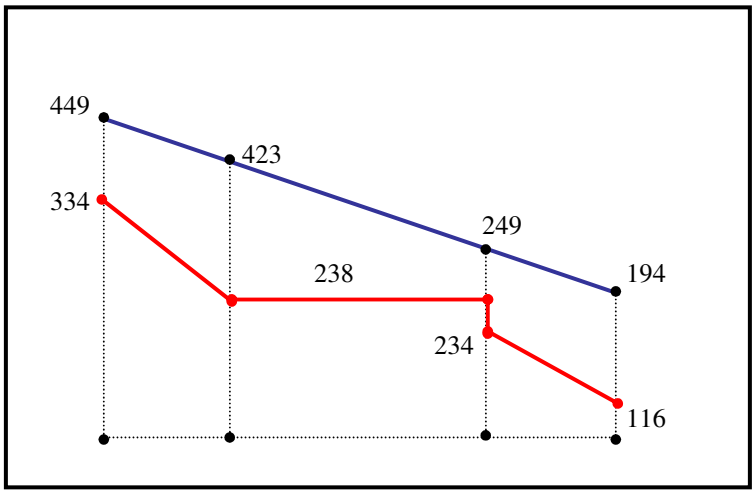


Figura 5.10 – Perfil de temperatura do Caso 215 modo *off-design*

5.6.2 - Análise do Caso 220

Tabela 5.13 - Dados de entrada de Caso 220

Parâmetros	**CASO 220 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*		**Modo *Off-Design***		
Fluxo de Gás [kg/h]	68039		74843		
Temperatura do Gás [ºC]	482		449		
Temperatura do Vapor [ºC]	343		---		
Pressão do Vapor [kPa]-abs	3206		3206		
Pressão do Vapor Saturado [kPa]-abs	3254		3303		
Temperatura da Água [ºC]	116		116		
Fluxo de Vapor [kg/h]	---		11793		
***Purgas* [%]**	2		2		
Perdas de Calor [%]	1		1		
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente[modo *design*]: 44ºC
Temperatura ambiente [modo *off-design*]: 28°C

O caso 220 é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada à turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e de *Approach* utilizados no modo *design,* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem como objetivo evidenciar o uso da queima auxiliar para atender a demanda de vapor apresentadas na tabela 5.13. A caldeira de recuperação neste caso, opera queimando gás natural com a composição apresentada no Anexo A.

Tabela 5.14 - Resultados da simulação do Caso 220

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	482	451	238	343	689	8441	11	6
Evaporador	451	249	233	238	4214	8441		
Economizador	249	189	116	233	1237	8610		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	449	557	0	0	2723	197	15	14
Superaquecedor	557	512	239	358	1081	11777		
Evaporador	512	254	224	239	6014	11777		
Economizador	254	183	116	224	1597	12012		

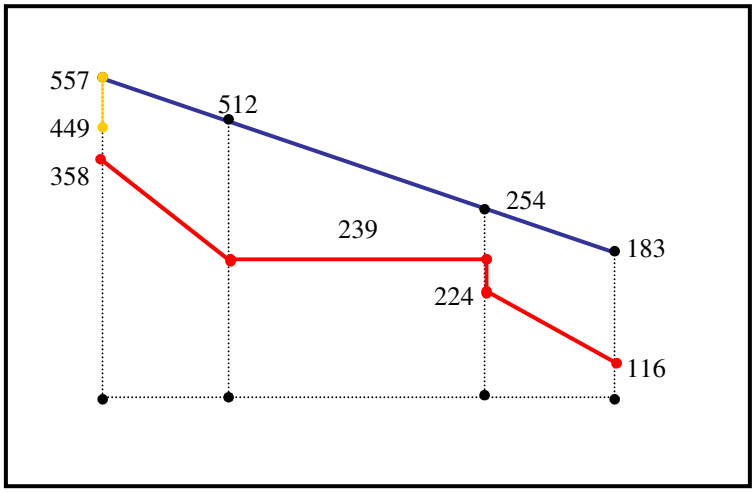


Figura 5.11 – Perfil de temperatura do Caso 220 modo *off-design*.

5.6.3 – Análise do Caso 225

Tabela 5.15 – Dados de entrada do Caso 225

Parâmetros	**CASO 225 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*		**Modo *Off-Design***		
Fluxo de Gás [kg/h]	68039		74843		
Temperatura do Gás [ºC]	482		449		
Temperatura do Vapor [ºC]	343		343		
Pressão do Vapor [kPa]-abs	3206		3206		
Pressão do Vapor Saturado [kPa]-abs	3254		2296		
Temperatura da Água [ºC]	116		116		
Fluxo de Vapor [kg/h]	---		11793		
Fluxo de Vapor de Processo [kg/h]	---		1134		
***Purgas* [%]**	2		2		
Perdas de Calor [%]	1		1		
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente[modo *design*]: 44º
Temperatura ambiente [modo *off-design*]: 28°C

O caso 225 é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se de uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e de *Approach* utilizados no modo *design,* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem como objetivo evidenciar o controle da temperatura do vapor, em função das necessidades de processo, de acordo com a temperatura mostrada na tabela 5.14. Através do caso 225 pôde-se evidenciar também a exportação de vapor saturado para processo. A caldeira, neste caso, opera queimando gás natural com a composição apresentada no Anexo A.

Tabela 5.16 – Resultados da simulação do Caso 225.

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	482	451	238	343	689	8441	11	6
Evaporador	451	249	233	238	4214	8441		
Economizador	249	189	116	233	1237	8610		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	449	575	0	0	3171	230	17	12
Atemperador	556	556	308	283	0	276		
Superaquecedor	575	526	219	343	1187	11779		
Evaporador	526	237	207	219	6749	12913		
Economizador	237	173	116	207	1436	12977		

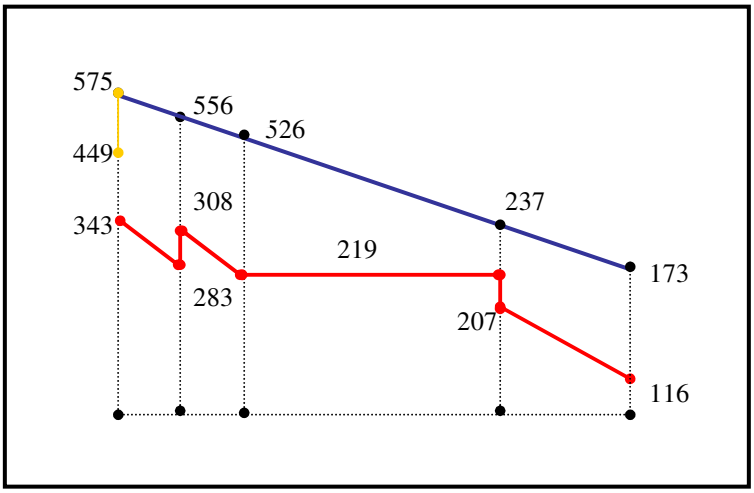


Figura 5.12 – Perfil de temperatura do Caso 225 modo *off-design*.

5.7 – Análise do Caso 230

Tabela 5.17- Dados de entrada do Caso 230.

Parâmetros	**CASO 230 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*			**Modo *Off-Design***	
Fluxo de Gás [kg/h]	113398			113398	
Temperatura do Gás [ºC]	538			538	
Temperatura do Vapor [ºC]	468			---	
Pressão do Vapor [kPa]-abs	4137			4482	
Pressão do Vapor Saturado [kPa]-abs	4240			4816	
Temperatura da Água [ºC]	110			110	
Fluxo de Vapor de Saturado [kg/h]	9072			---	
***Purgas* [%]**	1			1	
Perdas de Calor [%]	1			1	
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente[modo *design*]: 33ºC
Temperatura ambiente [modo *off-design*]: 33°C

O caso 230 é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se de uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e de *Approach* utilizados no modo *design,* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem como objetivo evidenciar a exportação de vapor saturado para processo no ponto de projeto (modo *design*). Pode ser vista também a influência da pressão do vapor no desempenho da unidade.

Tabela 5.18 – Resultados da simulação do Caso 230.

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	538	502	253	468	1290	8112	11	11
Evaporador	502	264	242	253	8341	17183		
Economizador	264	182	110	242	2828	17355		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	538	487	262	398	1814	15998	9	9
Evaporador	487	272	252	262	7541	15998		
Economizador	272	188	110	252	2837	16158		

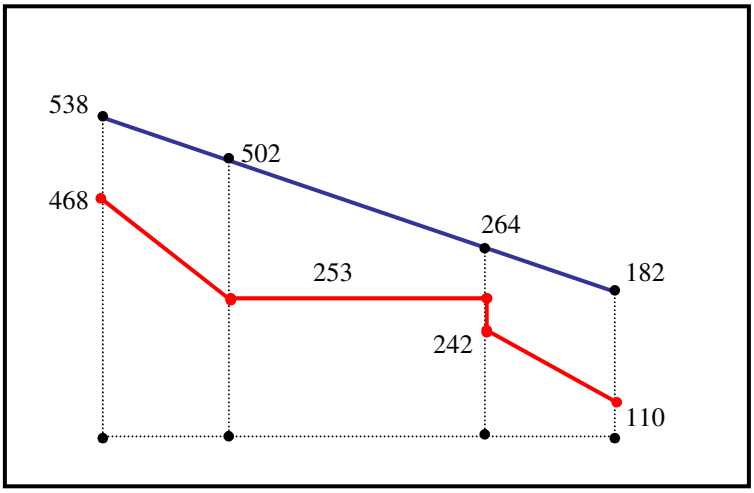


Figura 5.13 - Perfil de temperatura do Caso 230 modo *design*

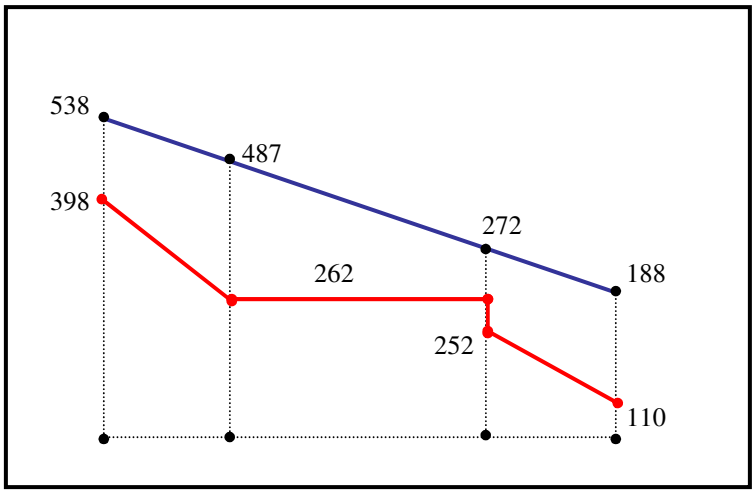


Figura 5.14 - Perfil de temperatura do Caso 230 modo *off-design*

5.7.1 – Análise do Caso 235

Tabela 5.19 – Dados de entrada do Caso 235

Parâmetros	**CASO 235 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*		**Modo *Off-Design***		
Fluxo de Gás [kg/h]	249476		227386		
Temperatura do Gás [ºC]	538		521		
Temperatura do Vapor [ºC]	371		---		
Pressão do Vapor [kPa]-abs	4240		3551		
Pressão do Vapor Saturado [kPa]-abs	4378		3677		
Temperatura da Água [ºC]	110		110		
Fluxo de Vapor de Saturado [kg/h]	---		---		
***Purgas* [%]**	2		0		
Perdas de Calor [%]	1		1		
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente[modo *design*]: 33ºC
Temperatura ambiente [modo *off-design*]: 33°C

O caso 235 é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se de uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e de *Approach* utilizados no modo *design* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem como objetivo evidenciar o desempenho da caldeira de recuperação com a turbina a gás operando em carga parcial. Pode ser vista também a influência da pressão do vapor no desempenho da unidade.

Tabela 5.20 - Resultados da simulação do Caso 235.

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	538	494	256	371	3432	36033	14	11
Evaporador	494	269	244	256	17397	36033		
Economizador	269	188	110	244	6087	36754		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	521	479	245	366	3007	31535	12	7
Evaporador	479	257	238	245	15524	31535		
Economizador	257	184	110	238	4962	31535		

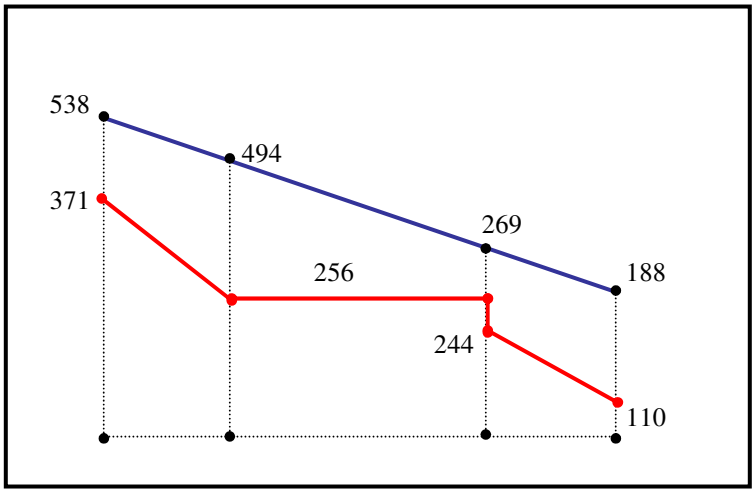


Figura 5.15 - Perfil de temperatura do Caso 235 modo *design*

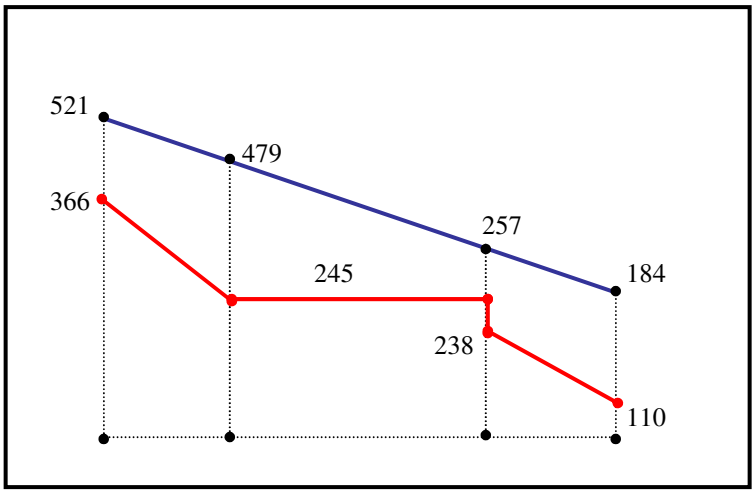


Figura 5.16 - Perfil de temperatura do Caso 235 modo *off-design*

5.7.2 – Análise do Caso 240

Tabela 5.21 – Dados de entrada do Caso 240.

Parâmetros	**CASO 240 - Dados de Entrada**				
	Modo *Design*		**Modo *Off-Design***		
Fluxo de Gás [kg/h]	67480		67277		
Temperatura do Gás [ºC]	548		378		
Temperatura do Vapor [ºC]	399		---		
Pressão do Vapor [kPa]-abs	4240		4240		
Pressão do Vapor Saturado [kPa]-abs	4378		4266		
Temperatura da Água [ºC]	110		110		
Fluxo de Vapor de Saturado [kg/h]	---		---		
***Purgas* [%]**	1		1		
Perdas de Calor [%]	1		1		
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	3	7	75	15	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente[modo *design*]: 33ºC
Temperatura ambiente [modo *off-design*]: 33°C

O caso 240 é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se de uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada à turbina a gás. Os pontos de *Pinch* e *Approach* utilizados no modo *design,* seguem a metodologia sugerida na tabela 5.2. Este caso tem como objetivo evidenciar o desempenho da caldeira de recuperação térmica, com a turbina a gás operando em carga parcial e com isso mostrar a capacidade da simulação de identificar problemas operacionais como a formação de vapor no economizador.

Tabela 5.22 - Resultados da simulação do Caso 240.

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	548	496	256	399	1134	9952	11	11
Evaporador	496	267	244	256	4803	9952		
Economizador	267	185	110	244	1665	10052		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	378	362	259	339	328	4507	5	0
Evaporador	362	259	259	259	2072	4507		
Economizador	259	216	110	259	853	4552		

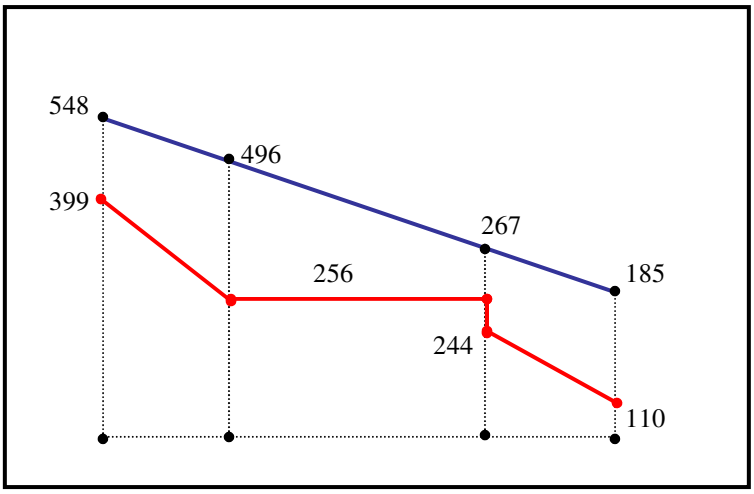


Figura 5.17 - Perfil de temperatura do Caso 240 modo *design*

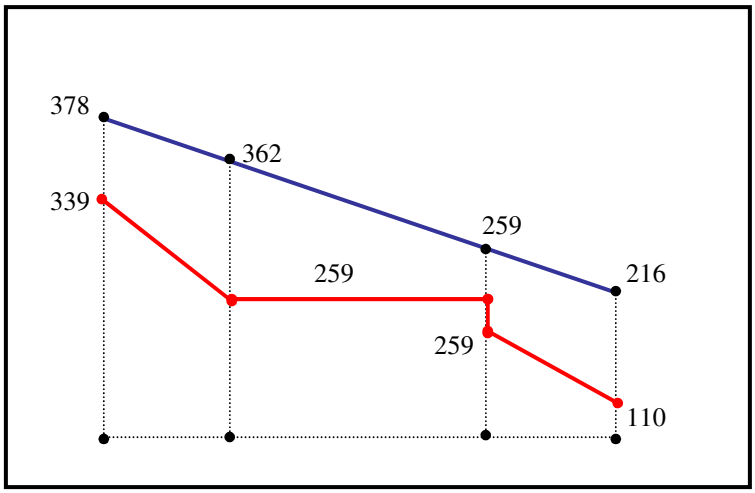


Figura 5.18 - Perfil de temperatura do Caso 240 modo *off-design*

5.8 - Análise dos Casos 310 e 315

Os Casos 310 e 315 referem-se às configurações com dois níveis de pressão. Estes casos mostram que redistribuindo as superfícies de aquecimento pode-se diminuir a temperatura dos gases na saída da caldeira e com isso maximizar a recuperação de energia. Este caso é simulado a partir de dados de um projeto em estudo. Trata-se de uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a uma turbina a gás. A tabela 5.23 apresenta os dados de entrada e as figuras 5.19 e 5.20 as configurações com economizadores distintos e com economizador comum, respectivamente.

Tabela 5.23 – Dados de entrada para os Casos 310 e 315.

Parâmetros	**CASO 310/315 - Dados de Entrada**				
	Modo Design				
	CASO 310		**CASO 315**		
Fluxo de Gás [kg/h]	551114		551114		
Temperatura do Gás [ºC]	410		410		
Temperatura do Vapor [ºC]	316		316		
Pressão do Vapor [kPa]-abs	4413		4413		
Pressão do Vapor Saturado-HP [kPa]-abs	4482		4482		
Pressão do Vapor Saturado-LP [kPa]-abs	1517		1517		
Temperatura da Água [ºC]	110		110		
Fluxo de Vapor de Saturado [kg/h]	---		---		
***Purgas* [%]**	3		3		
Perdas de Calor [%]	1		1		
Gases	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**
Análise volumétrica – [%]	2,6	21	63	13,6	0

Base combustível: PCI , Temperatura ambiente[modo *design*]: 33ºC

Tabela 5.24 - Resultados da simulação dos Casos 310 e 315

Resultados – Caso 310								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	410	482	0	0	---	---	126	8
Superaquecedor	482	471	257	316	1896	35095		
Evaporador -HP	471	383	249	257	16740	35095		
Economizador-HP	383	351	110	249	6190	36148		
Evaporador-LP	351	210	191	199	25298	45966	11	8
Economizador-LP	210	185	110	191	4572	47345		
Resultados – Caso 315								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	410	462	0	0	---	---	93	67
Superaquecedor	462	452	257	316	1858	34381		
Evaporador-HP	452	350	249	257	19047	34381		
Evaporador-LP	350	210	199	191	28306	46260	11	8
Economizador-LP	210	166	191	110	8007	83061		

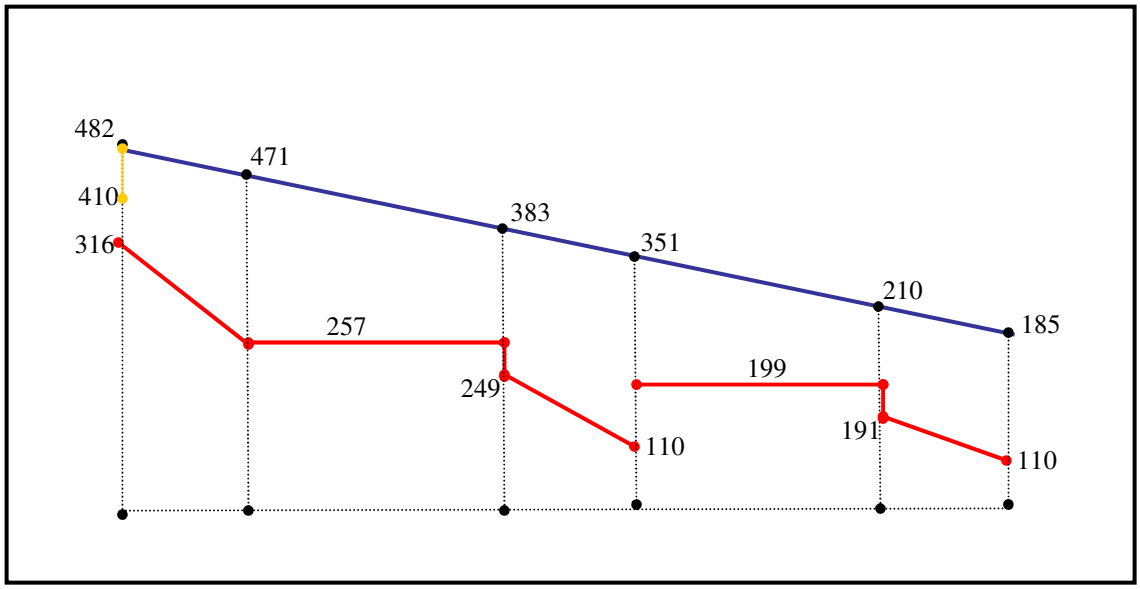


Figura 5.19 - Perfil de temperatura do Caso 310 modo *design*

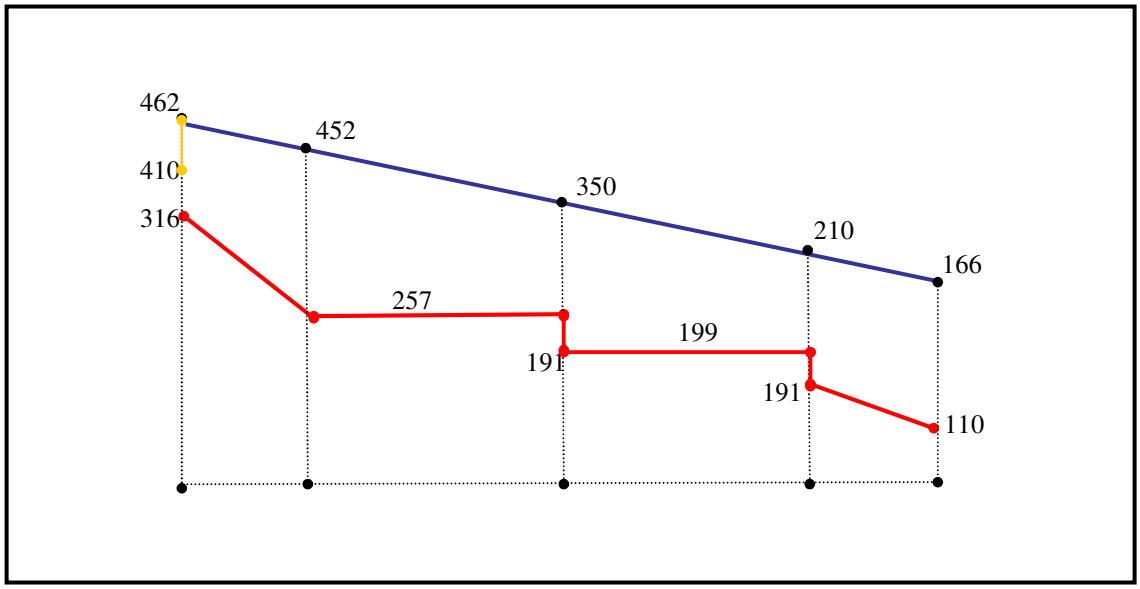


Figura 5.20 - Perfil de temperatura do Caso 315 modo *design*

Capitulo 6

Exploração dos Resultados

Neste capítulo serão apresentados e comentados os resultados obtidos a partir dos programas computacionais elaborados no âmbito do presente trabalho. Estes resultados são referentes às seguintes grandezas: temperaturas de entrada e de saída para cada superfície de aquecimento, eficiência da caldeira de recuperação, fluxos de massa, potência, além dos pontos de *Pinch* e de *Approach.*

A partir dos dados e dos modos operacionais apresentados no capítulo anterior, os cenários simulados foram reproduzidos com fidelidade em relação aos parâmetros de entrada. Com isso pode-se observar a convergência e a capacidade dos programas computacionais elaborados.

A metodologia para a realização dos balanços de massa, de energia, assim como a avaliação das taxas de transferência de calor entre os gases e as paredes d'água, será apresentada para cada superfície de aquecimento (Superaquecedor, Evaporador e Economizador).

Em seguida serão mostrados os resultados das simulações obtidos através dos programas computacionais, seguindo a metodologia de apresentação do capitulo 5.

6.1 – Metodologias de Simulação - Considerações Gerais

Os geradores de vapor devem ser dimensionados de acordo com as reais taxas de transferência de calor entre os gases e as superfícies de aquecimento. Naturalmente o dimensionamento térmico das paredes d'água ou dos feixes tubulares deve ser conduzido no sentido de minimizar investimentos em material, isolamento térmico e buscar o uso racional da energia disponível.

No projeto de caldeiras de recuperação a simples aplicação dos fundamentos básicos da transferência de calor não é suficiente, em conseqüência principalmente de configurações irregulares e do elevado numero de variáveis envolvidas no processo. Estas variáveis compreendem parâmetros térmicos e informações quanto à configuração geométrica da unidade.

A simulação é o método utilizado para avaliar o desempenho de caldeiras de recuperação sob diferentes condições de operação. A aplicação de metodologias que envolvam a avaliação isolada do coeficiente global de transferência de calor, requer informações quanto às dimensões e à geometria dos feixes tubulares. Técnicas de simulação desta natureza, representam métodos complexos de avaliação, sobretudo se o projeto envolve diversas condições de operação ou unidades com múltiplos estágios de pressão.

Desta forma são comparadas duas metodologias utilizadas para simular a operação de caldeiras de recuperação no ponto de projeto (*design*) e fora de projeto (*off-design*). No primeiro método os detalhes mecânicos são considerados na avaliação do coeficiente global de transferência de calor, assim como a radiação em meio a gases participantes. O segundo método requer apenas parâmetros térmicos já que, neste caso, avalia-se o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca térmica.

6.2- Modelo Matemático – Primeiro Método

O ponto inicial no projeto de um gerador de vapor, é estimar a taxa global de transferência de calor. O evaporador foi tomado como exemplo na apresentação desta metodologia já que o mesmo método aplicado a economizadores e superaquecedores exige um maior numero de parâmetros geométricos. Assim, cruzando informações quanto ao comprimento total dos tubos, espaçamento transversal entre os tubos, além do diâmetro interno e externo dos mesmos, a área superficial de troca pode ser determinada. Através das equações 6.1 e 6.2 determina-se a energia transferida ao fluxo água-vapor em um evaporador.

$$Q = U.S.\Delta T \tag{6.1}$$

$$W_h \Delta h_h = W_c \Delta h_c \tag{6.2}$$

O coeficiente global de transferência de calor para tubos lisos pode ser determinado a partir da equação:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c + h_n} + \frac{ff_i.d_e}{d_i} + \frac{d_e}{h_i d_i} + \frac{d_e.t}{K_m.d_i} + ff_o \tag{6.3}$$

A resistência térmica interna está associada ao mecanismo de convecção da água. Para água em ebulição, o coeficiente de convecção varia numa faixa bastante ampla (5000 a 25000 W/m^2.K), de forma que os valores são suficientemente altos a ponto de não influenciar sensivelmente o valor do coeficiente global de transferência de calor. Assim a equação 6.3 pode ser simplificada não só desprezando a resistência térmica interna, como também se levando em conta o efeito pouco significativo dos fatores de perda.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c + h_n} + \frac{d_e.t}{K_m.d_i} \tag{6.4}$$

Devido à natureza complexa do escoamento cruzado sobre feixes tubulares, não é possível calcular analiticamente os coeficientes médios de transferência de calor por convecção (Bazzo,1995). Assim, correlações foram desenvolvidas para o cálculo deste coeficiente a partir do número de Nusselt . Uma estimativa conservativa para o número de Nusselt no caso de tubos lisos é dada pela correlação 6.5.

$$Nu = 0{,}33.\mathrm{Re}^{0,6}\,\mathrm{Pr}^{0,33} \tag{6.5}$$

Calculado o número de Nusselt o coeficiente de transferência de calor por convecção para escoamento cruzado sobre feixe de tubos pode ser avaliado.

$$Nu = \frac{h_c.d_e}{k} \tag{6.6}$$

Os números de Reynolds e de Prandtl podem ser determinados segundo as expressões abaixo e as propriedades dos gases são tomadas de acordo com a temperatura de filme.

$$\mathrm{Re} = \frac{G.d_e}{\mu} \tag{6.7}$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu.Cp}{k} \tag{6.8}$$

$$G = \frac{Wg}{N_w.(S_T - d_e)} \tag{6.9}$$

Conhecido o coeficiente externo de transferência de calor por convecção, resta quantificar o coeficiente equivalente de transferência de calor por radiação, analisando a influência dos gases triatômicos, por exemplo CO_2, H_2O e SO_2. A radiação gasosa representa a parte da energia trocada entre os gases e os feixes tubulares, na forma de radiação infravermelha e se torna mais significativa na medida que a temperatura e a pressão parcial dos gases aumenta. O valor deste coeficiente geralmente é pequeno e para temperatura menores que 560ºC sua participação no coeficiente global de transferência de calor pode ser desprezada.

Assim, a energia líquida transferida do volume de gás para as paredes d'água, sob temperatura uniforme pode ser avaliada pela equação 6.10.

$$\frac{Q}{S} = \sigma.(\varepsilon_g.T_g^4 - \alpha_g T_o^4) \tag{6.10}$$

Os valores de emissividade e de absortividade dos gases podem ser determinados seguindo o procedimento proposto por Hottel (Bazzo, 1995).

$$\varepsilon_g = fc.\varepsilon_c + fw.\varepsilon_w - \Delta\varepsilon \tag{6.11}$$

$$\alpha_g = fc.\varepsilon_d.\left[\frac{T_m}{T_o}\right]^{0,65} + fw.\varepsilon_y\left[\frac{T_m}{T_o}\right]^{0,45} - \Delta\varepsilon \tag{6.12}$$

Embora a avaliação da emissividade e da absortividade conduza a resultados mais precisos, a equação 6.10 pode ser simplificada sem que erros significativos sejam introduzidos nos resultados.

$$\frac{Q}{S} = \sigma.\varepsilon_g.(T_g^4 - T_o^4) = h_N.(T_g - T_o) \tag{6.13}$$

Para avaliar o valor de h_N , as pressões parciais dos gases triatômicos e o comprimento efetivo da seção radiante devem ser conhecidos.

$$Le = 0,85.\frac{4.V}{S_R} \tag{6.14}$$

As pressões parciais são calculadas multiplicando-se o percentual em volume dos gases pela pressão total da mistura.

A emissividade na equação 6.13 pode ser avaliada através das cartas de Hottel ou pelas expressões (6.15a) e (6.15b).

$$\varepsilon_g = 0,9.(1 - e^{-KLe}) \tag{6.15a}$$

$$K = \frac{(0,8 + 1,6.p_w).(1 - 0,38.T_g/1000)}{\sqrt{(p_C + p_w).Le}}.(p_C + p_w) \tag{6.15b}$$

O modelo matemático apresentado para o primeiro método foi implementado em um código computacional, adotando como parâmetros de entrada os valores mostrados na tabela 6.1, com objetivo de estudar os efeitos da radiação em meio participante. Para isso utilizou-se um sistema com turbina a gás associado a um evaporador com o arranjo de tubos em linha.

Tabela 6.1 – Dados de entrada para o evaporador

Condições de Processo	
Fluxo de Gás [kg/h]	49895
Temperatura do Gás [ºC]	844
Pressão do Vapor [kPa]-abs	2758
Temperatura da Água [ºC]	125
Pressão Parcial do CO_2 [atm]	0,15
Pressão Parcial do H_2O [atm]	0,12
Condições Mecânicas	
Diâmetro Externo dos Tubos [m]	0,05
Diâmetro Interno dos Tubos [m]	0,04
Comprimento Total dos Tubos [m]	4,11
Espaçamento Transversal entre Tubos [m]	0,10
Espaçamento Longitudinal entre Tubos [m]	0,10
Números de Tubos Transversais ao Fluxo	18
Números de Tubos Longitudinais ao Fluxo	16

Fonte: GANAPATHY, (1986)

Através deste programa pode-se observar a influência da radiação gasosa sobre parâmetros como; fluxo de vapor gerado, temperatura de saída dos gases do evaporador e potência térmica transferida. Assim, na tabela 6.2 são apresentados os resultados onde o efeito da radiação em meio participante foi considerado e desprezado na avaliação dos parâmetros citados acima.

Tabela 6.2 - Resultados da simulação para o evaporador

Parâmetros	**Considerando a Radiação Gasosa**	**Desprezando a Radiação Gasosa**
Temperatura de Saída dos Gases [ºC]	525	564
Fluxo de Vapor [kg/h]	7953	6958
Potência Transferida ao Vapor [kW]	5240	4585
Coef. Global de Transferência de Calor W/m^2K	64,4	53,4

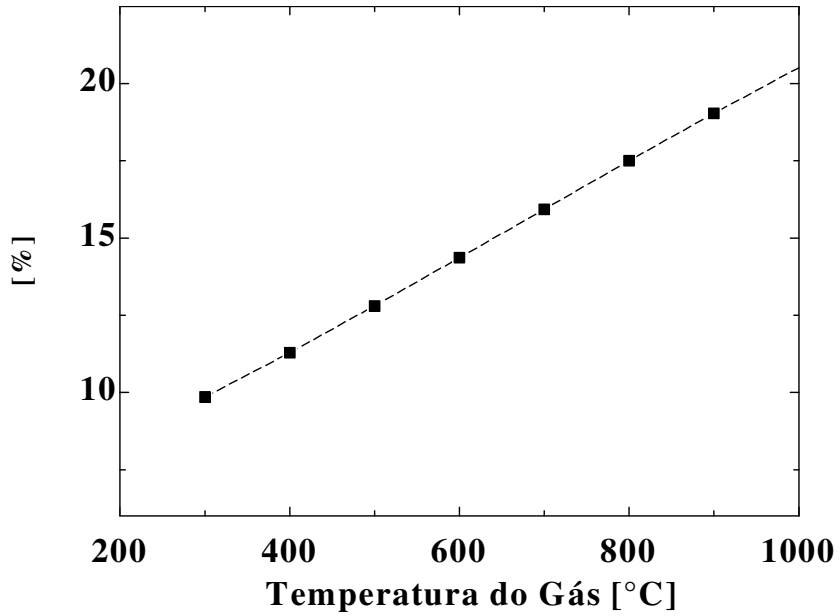


Figura 6.1 – Participação percentual do coeficiente de transferência de calor por radiação gasosa em função da temperatura do gás na entrada do evaporador.

Pode-se observar através dos resultados da tabela 6.2 que a temperatura de saída dos gases aumenta em função da diminuição do coeficiente global de transferência de calor.

Uma vez que as condições do vapor são mantidas constantes, desprezando a radiação gasosa observa-se a natureza conservativa dos resultados, com a diminuição da potência transferida e, conseqüentemente, menor geração de vapor. O gráfico da figura 6.1 mostra a participação percentual do coeficiente de transferência de calor, por radiação

gasosa, no coeficiente global em função da temperatura dos gases na entrada do evaporador.

Analisando o efeito desta participação percentual sobre; a temperatura de saída dos gases, sobre o fluxo de vapor e sobre a potência transferida pôde-se observar que para uma faixa de temperatura dos gases de 300 á 1000ºC a média das discrepâncias variou de 5% a 12%. Esta média corresponde à variação entre os parâmetros citados considerando e desprezando a radiação gasosa. Assim observa-se que a radiação em meio participante começa a ter efeito significativo quando a queima auxiliar é introduzida.

6.3 - Modelo Matemático – Segundo Método

O modelo matemático apresentado nesta seção, refere-se ao sistema de equações, aplicado no desenvolvimento dos programas computacionais, utilizados para simular os modos operacionais, apresentados no capítulo anterior. No capítulo 5 foi realizada uma descrição da metodologia implementada na construção dos programas, evidenciando as configurações básicas disponíveis, os parâmetros de entrada necessários, e os cenários utilizados para testar a validação dos programas computacionais. Os resultados descritos no capitulo 5 tanto para o ponto de projeto (*design*) quanto para o ponto fora de projeto (*off-design*) serão comparados com os resultados obtidos com os programas computacionais desenvolvido no estudo deste capitulo. O algoritmo demonstra, que é possível avaliar o comportamento de caldeiras de recuperação aquatubulares, sob variadas condições de operação, sem conhecer a configuração geométrica da caldeira. Na análise apresentada aqui, o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca térmica é determinado para cada superfície de aquecimento no ponto de projeto. A este produto são aplicados fatores de correção que levam em conta variações no fluxo de gases, no fluxo de vapor e nas propriedades de termodinâmicas e de transporte do gás. O superaquecedor deve ser do tipo convectivo, onde a troca de calor se desenvolve predominantemente por convecção. Foi admitido que os gases de exaustão se comportam como gás perfeito entre o estado de referência (25ºC, 0,1MPa) e o estado final. Assim as propriedades termodinâmicas e propriedades de transporte são função exclusiva da temperatura. As variáveis relacionadas no programa são classificadas de parâmetros de entrada, saída e de contorno.

6.3.1 – Superfície de Aquecimento – Superaquecedor

Para o volume de controle "superaquecedor" foi assumido o fluxo cruzado por esta ser uma configuração amplamente utilizada.

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para este volume de controle a temperatura dos gases na seção de saída e o fluxo de vapor, podem ser determinados através da equação 6.16.

$$Q_a = W_S . \Delta h_{vapor} = W_G . ff . \Delta T_{gases} \tag{6.16}$$

Estes parâmetros são avaliados através de processos iterativos que avaliam as taxas de transferência de calor no superaquecedor. A potência térmica transferida ao vapor é computada em função do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, no ponto de projeto.

$$(US)_P^{SU} = (US)_D^{SU} . \left(\frac{W_G}{W_{Gd}} \right)^{0,65} . \left(\frac{F_G}{F_{Gd}} \right) . \left(\frac{W_S}{W_{Sd}} \right)^{0,15} \tag{6.17a}$$

As variáveis F_{Gd} e F_G representam os fatores de correção que levam em conta as propriedades termodinâmicas e as propriedades de transporte do gás no ponto de projeto (*design*) e fora de projeto (*off-design*), respectivamente. Estes parâmetros são avaliados segundo a expressão abaixo(Ganapathy, 1991):

$$F = \frac{Cp^{0,33} . k^{0,67}}{\mu^{0,32}} \tag{6.17b}$$

$$Q_t^{SU} = (US)_P^{SU} \Delta T_{1m} \tag{6.18}$$

A temperatura média logarítmica vai depender da forma do trocador de calor e do sentido dos fluxos. A temperatura média é calculada pela equação 6.19.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln \frac{\Delta T1}{\Delta T2}} \tag{6.19}$$

onde, para fluxo cruzado,

$$\Delta T1 = T_{hi} - T_{co} \tag{6.20a}$$

$$\Delta T2 = T_{ho} - T_{ci} \tag{6.20b}$$

De posse destes valores o algoritmo calcula a discrepância entre as potências térmicas avaliadas pelas equações 6.16 e 6.18. Esta variação deve ser menor ou igual a 1% de modo a não introduzir erros significativos nos resultados da simulação.

$$\frac{Q_a - Q_t}{Q_a} \leq 0{,}01$$

As propriedades termodinâmicas e as propriedades de transporte dos gases, assim como a sua composição química, são avaliadas a cada nova iteração construindo desta forma uma evolução realista na análise de *performance.* As equações são resolvidas seqüencialmente através do fornecimento de valores prováveis e de limites superior e inferior.

6.3.2 – Superfície de Aquecimento – Evaporador e Economizador

O balanço de energia para os volumes de controle "evaporador" e "economizador" é o mesmo apresentado para o superaquecedor porém, no caso destas superfícies de aquecimento, deve-se considerar as diferenças de temperatura determinadas pelos pontos de *Pinch* e de *Approach*.

Por similaridade, as potências transferidas na evaporação e no aquecimento da água foram avaliadas através das seguintes equações:

$$Q_t^{EV} = (US)_P^{EV} \Delta T_{2m} \tag{6.21a}$$

$$Q_t^{EC} = (US)_P^{EV} \Delta T_{3m} \tag{6.21b}$$

O produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, para o economizador e para o evaporador, foi avaliado através das equações 6.22a e 6.22b.

$$(US)_P^{EV} = (US)_D^{EV} \cdot \left(\frac{W_G}{W_{Gd}} \right)^{0,65} \cdot \left(\frac{F_G}{F_{Gd}} \right) \tag{6.22a}$$

$$(US)_P^{EC} = (US)_D^{EC} \cdot \left(\frac{W_G}{W_{Gd}} \right)^{0,65} \cdot \left(\frac{F_G}{F_{Gd}} \right) \tag{6.22b}$$

As diferenças médias logarítmicas de temperatura devem ser avaliadas de forma similar à indicada pela equação 6.19. Estas equações foram escritas seqüencialmente, com o argumento da função logaritmo também sendo avaliado através de valores prováveis e limites superior e inferior.

No caso do economizador também foi adotada a configuração de fluxo cruzado. O percentual de água drenada da caldeira ("*blowdown"*) em todos os casos simulados foi admitido numa faixa de 0 a 3% , como recomenda Ganapathy (1991).

6.4 - Combustão Auxiliar

Os gases de exaustão de turbinas a gás, contem uma quantidade significativa de oxigênio numa faixa de 14% a 16% em volume. Desta forma, vapor adicional pode ser gerado através da queima de combustível na caldeira de recuperação, aumentando a temperatura dos gases. Assim, apenas combustível é adicionado durante o processo de combustão. Caso haja injeção significativa de vapor na câmara de combustão da turbina a gás, uma determinada quantidade ar pode ser necessária no processo

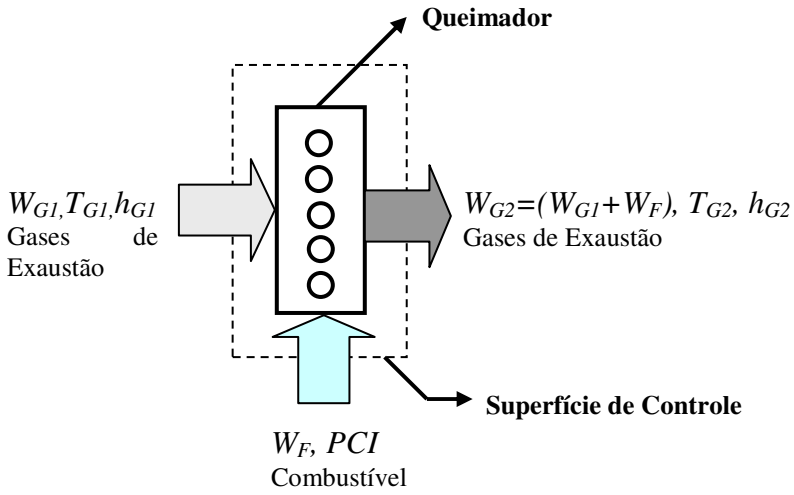


Figura 6.2 – Volume de controle queimador

Aplicando o balanço de massa e de energia ao volume de controle esquematizado na figura 6.2 temos:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \tag{6.23a}$$

A Primeira Lei da Termodinâmica fica reduzida à equação 6.23b

$$\sum \dot{m}_e \, h_e = \sum \dot{m}_s h_s \tag{6.23b}$$

A entalpia dos gases na saída do queimador é obtida resolvendo a equação do balanço de energia e a equação da continuidade (balanço de massa).

$$h_{G2} = \frac{(W_{G1}.h_{G1} + W_F.PCI)}{W_F + W_{G1}} \tag{6.24}$$

O fluxo de combustível é determinado a partir da potência térmica necessária para atender a demanda de vapor desejada. De forma automática o programa computacional

determina o fluxo de combustível necessário, a análise volumétrica dos gases e a sua temperatura na saída do queimador.

A temperatura dos gases na combustão auxiliar é limitada a, aproximadamente, 950ºC já que esta temperatura não implica em modificações profundas no projeto da caldeira de recuperação. Este limite deve-se ao projeto da camada de isolamento que tem a espessura variando numa faixa de 150 a 250 mm. No programa, o queimador está localizado na seção de entrada da caldeira de recuperação para todas as configurações disponíveis.

6.5 – Controle da Temperatura de Superaquecimento

Em muitas plantas de cogeração e instalações industriais, é necessário que a temperatura do vapor se mantenha estável, independentemente do regime de operação da caldeira. Neste sentido, diversos recursos são utilizados, sendo o atemperador ou dessuperaquecedor o dispositivo mais empregado. Os atemperadores são dispositivos projetados para controlar a temperatura de superaquecimento, mediante a injeção de água no vapor superaquecido.

O programa computacional admite dois estágios de superaquecimento com um atemperador intercalado entre os módulos. A figura 6.3 mostra o esquema disponível no programa, tanto para caldeiras de recuperação com um nível de pressão, quanto para unidades com dois níveis. A razão entre quanto o vapor é superaquecido no primeiro e no segundo estágio(6:4) foi estabelecida por considerações de projeto. Esta razão determina o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca térmica para cada estágio do superaquecedor. A este produto são aplicados os fatores de correção de acordo com a equação (6.17a).

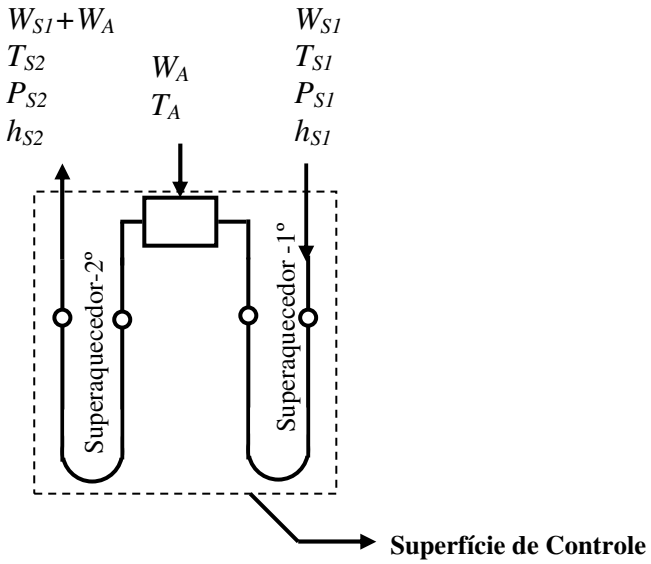


Figura 6.3 – Esquema de um superaquecedor com dois estágios e um atemperador intercalado

Aplicando o balanço de energia ao volume de controle esquematizado na figura 6.2, o fluxo de água para o atemperador e a temperatura do vapor na seção de saída do superaquecedor são avaliados mediante processos iterativos.

$$W_{S1}.h_{S1} + W_A h_A = (W_{S1} + W_A).h_{S2} \tag{6.25}$$

6.6 – Vaporização em Economizadores

Os economizadores são trocadores de calor, determinados para elevar a temperatura da água de alimentação da caldeira, mediante o aproveitamento de parcela da energia residual, ainda disponível nos gases de exaustão. Um problema freqüente em caldeiras de recuperação aquotubulares aplicadas a turbinas a gás é a formação de vapor no economizador. Isto ocorre quando a temperatura na seção de entrada da caldeira é baixa provocada ou pela carga de operação da turbina a gás ou quando a caldeira operar em regiões de baixa temperatura ambiente. Deste modo, mesmo com variações significativas na temperatura do gás o seu fluxo permanece praticamente inalterado, assim como o coeficiente global de transferência de calor que é governado pelo coeficiente externo de

transferência de calor. Por outro lado, o fluxo de vapor diminui na mesma proporção, e conseqüentemente o fluxo de água através do economizador, ao contrário da taxa de transferência de calor que permanece aproximadamente constante.

A vaporização no economizador resulta em problemas de vibração, ruído, formação de incrustações no interior dos tubos e conseqüentemente afeta o desempenho da caldeira. O programa computacional desenvolvido, identifica a porcentagem de vapor no economizador e dispõe de recursos para minimizar o seu efeito, como a queima auxiliar.

6.7 – Cálculo da Eficiência Térmica

O cálculo de eficiência de caldeiras de recuperação não possui uma metodologia normalizada no Brasil, no entanto, existem normas no exterior que aqui são utilizadas.

Dentre estas, a norma ASME (The American Society of Mechanical Engineers) é a mais conhecida. Segundo a ASME (1981) - Power Test Code 4.4 - a eficiência é definida como:

$$\eta_{termica} = \frac{\dot{Q}_{agua}}{W_G . h_{G1} + W_F . PCI}$$

Desta forma, a norma assume que a energia útil aproveitada pelo gerador de vapor (que é a energia "absorvida" pelo fluido de trabalho) está associada exclusivamente ao vapor efetivo liberado para processo.

6.8 – Comentários

Através do modelo matemático apresentado para o segundo método, pode-se concluir que a simulação elaborada com base nesta metodologia é capaz de fornecer diferentes soluções, mediante a seleção de parâmetros relevantes. Contudo, a área de permuta de cada superfície de aquecimento não precisa ser determinada, sem com isso comprometer os resultados da simulação. A avaliação da área de troca térmica e do coeficiente global de transferência de calor separadamente, envolve o conhecimento de parâmetros de ordem geométrica o que compromete a ampla aplicação de metodologias desta natureza. A figura 6.4 sintetiza o sistema matemático para uma superfície de aquecimento, que é semelhante para uma série de permutadores.

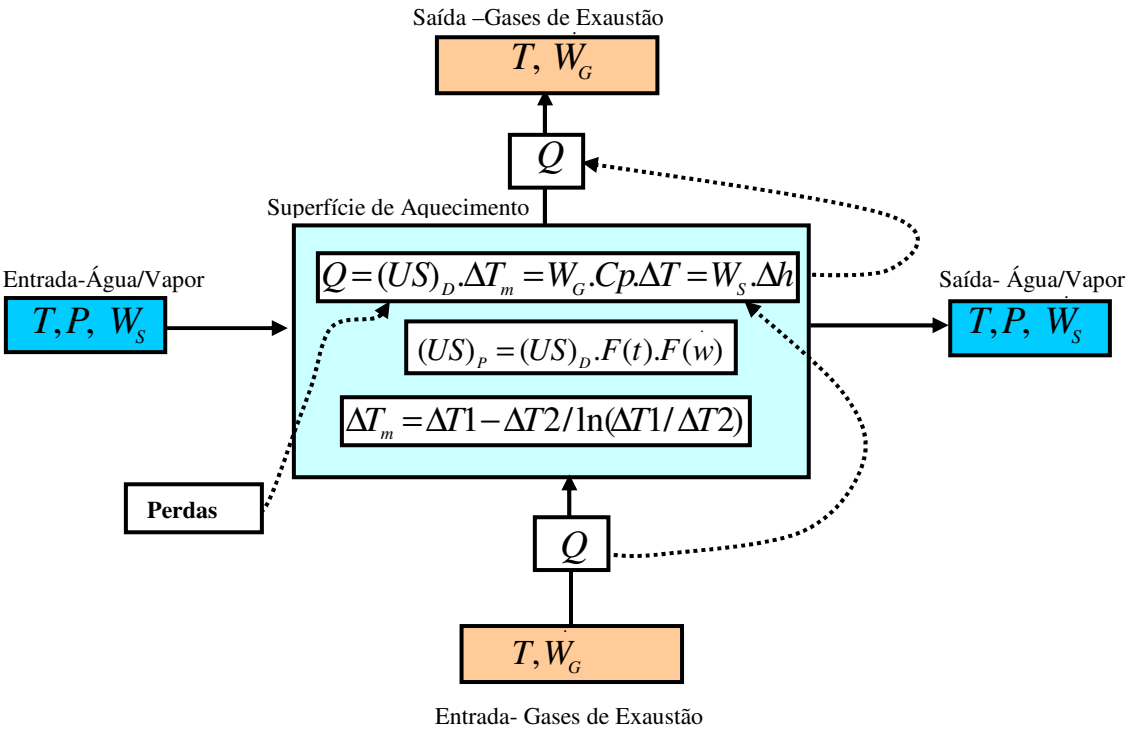


Figura 6.4 – Sistema matemático para as superfícies de aquecimento no segundo método

6.9 - Análise dos Modos Operacionais

Nesta seção serão apresentados os resultados fornecidos pelos programas computacionais, construídos no ambiente do *software Engineering Equation Solver-EES.* O modelo desenvolvido tem como objetivo relacionar todos os parâmetros térmicos inerentes aos modos operacionais de caldeiras de recuperação aquotubulares e simular analiticamente a produção de vapor, o fluxo de combustível na queima auxiliar, o fluxo de água para atemperador, assim como as potências térmicas envolvidas. A metodologia de apresentação será a mesma utilizada no capitulo 5, mantendo desta forma a base de comparação. Os parâmetros de entrada estão apresentados no conjunto de tabelas referidas no capítulo 5.

6.9.1 – Análise do Caso 110

O caso 110 trata de uma caldeira de recuperação aquotubular aplicada a um incinerador. O nível de temperatura dos gases na entrada da caldeira (760ºC no ponto de projeto e 704ºC no ponto fora de projeto) não requer o uso de seção radiante e por isso o caso pode ser analisado respeitando a faixa de precisão da metodologia. Contudo, a presença de substâncias corrosivas nos gases, freqüente neste tipo de aplicação, pode conduzir a resistências térmicas adicionais entre as superfícies de aquecimento. Estas diferenças, podem ser identificadas avaliando a temperatura dos gases na saída do economizador e o fluxo de vapor. Comparando os resultados de operação e simulação, apresentados por Ganapathy (1991), reproduzidos no capítulo anterior, com relação à temperatura de saída dos gases (196ºC) e o fluxo de vapor (18958 kg/h) no ponto fora de projeto, com os resultados fornecidos pelo programa, observou-se discrepância da ordem de 1% e 0,2% respectivamente. Esta comparação direta, visa não só quantificar até que ponto se pode confiar nos resultados fornecidos pelo algoritmo, como também mostram de que modo o simulador pode ser utilizado para identificar prováveis perdas entre os permutadores. Em caso de discrepâncias significativas a investigação pode ser ampliada avaliando a temperatura das correntes entre o evaporador e o economizador e parâmetros correlacionados. A tabela 6.3 mostra os resultados fornecidos pelo programa e as figuras 6.5 e 6.6 os perfis de temperatura.

Tabela 6.3 – Resultados do programa para o Caso 110

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Evaporador	760	303	209	231	10209	19228	72	22
Economizador	303	201	121	209	2124	19805		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Evaporador	704	285	203	212	10194	19001	72	9
Economizador	285	194	116	203	2070	19571		

Erro de Fechamento Vapor: 0,0 [%] **Eficiência ASME [design]: 69,6 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 0,00 [%] **Eficiência ASME [off-design]: 69,1 [%]**

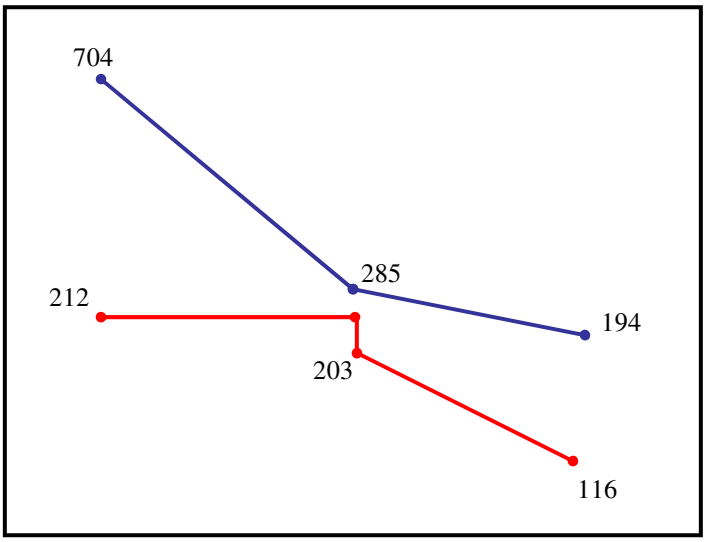


Figura 6.5 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 110 no modo *design*

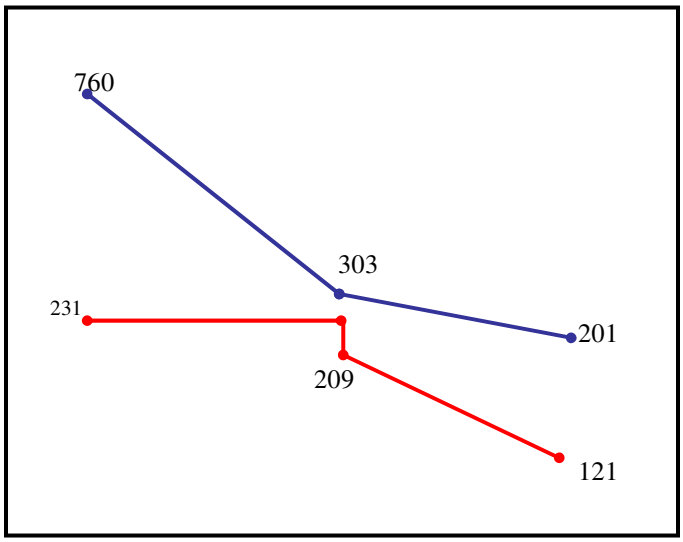


Figura 6.6 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 110 no modo *off-design*

6.9.2 – Análise dos Casos 115 e 120

Os casos 115 e 120 referem-se à mesma caldeira de recuperação aplicada a uma turbina a gás, diferindo apenas quanto às demandas adicionais de vapor (Tabela 5.6). Necessidades adicionais de vapor em instalações industriais e plantas de co-geração, com caldeiras de recuperação, são compensadas muitas vezes através da queima auxiliar. Através destes casos, pôde-se não só evidenciar o uso da queima auxiliar como também a sua influência sobre a eficiência térmica da caldeira. Assim, a partir dos resultados fornecidos pelo programa para o caso 120, observa-se que o fator de utilização de combustível em caldeiras de recuperação, segundo a primeira lei da Termodinâmica é aproximadamente um. Isto pode ser visto, analisando a potência associada a fluxo adicional de vapor (10997 kW) e a potência associada à queima auxiliar (10945 kW). Este fato também foi verificado para o caso 115 comparando os valores de 5097 kW e 5183 KW para a potência associada à queima auxiliar e a potência associada ao fluxo adicional de vapor respectivamente. O elevado fator de utilização de combustível em caldeiras de recuperação segundo a primeira lei deve-se principalmente ao fornecimento apenas de combustível durante o processo de combustão. Parte do oxigênio presente nos gases de exaustão na saída da turbina a gás, tipicamente entre 14 e 16%, é consumido. Com isso o

excesso de ar é reduzido, minimizando as perdas de calor e conseqüentemente elevando a eficiência térmica da caldeira.

O erro de fechamento vapor que corresponde à discrepância entre a demanda de vapor real e a demanda de vapor simulada foi de 0,5% para o caso 120 e de 0,8% para o caso 115. Os resultados simulados para o caso 115, assim como os perfis de temperatura não foram apresentados nas referências de Ganapathy (1991) como mencionado no capitulo anterior. Porém foi apresentada a tabela 5.8 onde constam parâmetros relevantes como a temperatura de saída dos gases, temperatura após a queima auxiliar, fluxo de vapor e dados correlacionados. A tabela 6.4, reproduzida a partir dos resultados fornecidos pelo programa estabelece uma comparação direta com a tabela 5.8.

Tabela 6.4 – Resultados do programa para o Caso 115 e 120

Parâmetros	**Modo *Design***	**Modo *Off-Design***	
		CASO 115	**CASO 120**
Fluxo de Gás [kg/h]	68039	68407	68831
Temperatura do Gás [ºC]	482	482	
Temperatura após Queima Auxiliar [ºC]	---	699	928
Temperatura dos Gases de Exaustão [ºC]	163	155	157
Pressão do Vapor [kPa]-abs	1482	1482	
Temperatura da Água [ºC]	116	116	
Fluxo de Vapor [kg/h]	10231	18294	27344
Potência na Queima Auxiliar [kW]	0	5097	10964
Potência Total [kW]	6576	11759	17575
Eficiência Térmica [%]	64,9	76,6	82,3

Deve-se salientar o fechamento em relação à temperatura dos gases na saída do economizador segundo os resultados de Ganapathy e os resultados fornecidos pelo programa. Este parâmetro é de grande importância no diagnóstico de perdas entre as superfícies de aquecimento. A discrepância entre as eficiências térmicas nos pontos de projeto e fora de projeto para os resultados de Ganapathy e os resultados fornecidos pelo programa deve-se às temperaturas de referencia adotadas. As figuras 6.7, 6.8 e 6.9 alem da tabela 6.5 completam os resultados fornecidos pelo algoritmo para os casos 115 e 120.

Tabela 6.5 - Resultados do programa para os Casos 115 e 120

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent**	**Sai**				
Evaporador	482	209	187	198	5680	10231	11	11
Economizador	209	164	116	187	896	10538		
Resultados – Modo *Off-Design*- CASO 115								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	482	699	0	0	5097	368	18	29
Evaporador	699	216	169	198	10567	18294		
Economizador	216	157	116	169	1192	18843		
Resultados – Modo *Off-Design*- CASO 120								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	In	**Out**	**In**	**Out**				
Queimador	482	928	0	0	10964	792	24	40
Evaporador	928	222	157	198	16188	27344		
Economizador	222	155	116	157	1387	28164		

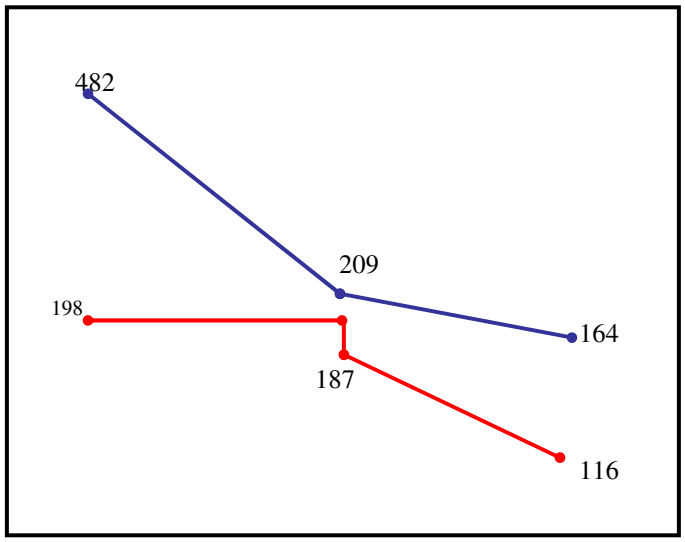


Figura 6.7 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 115 e 120 no modo *design*

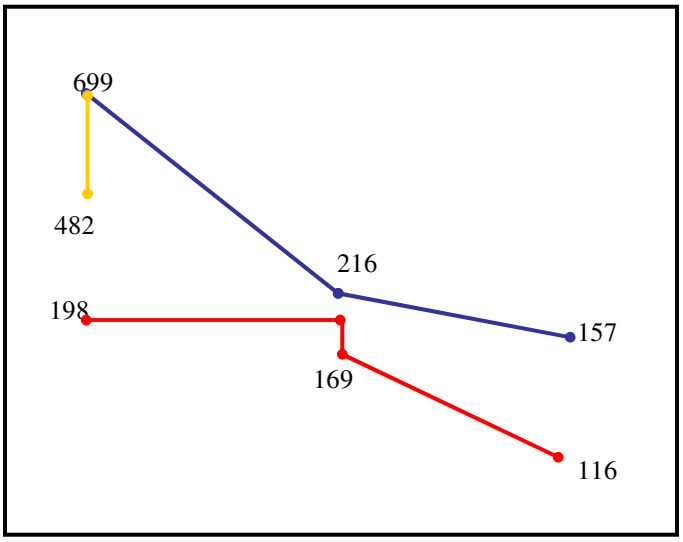


Figura 6.8 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 115 no modo *off-design*

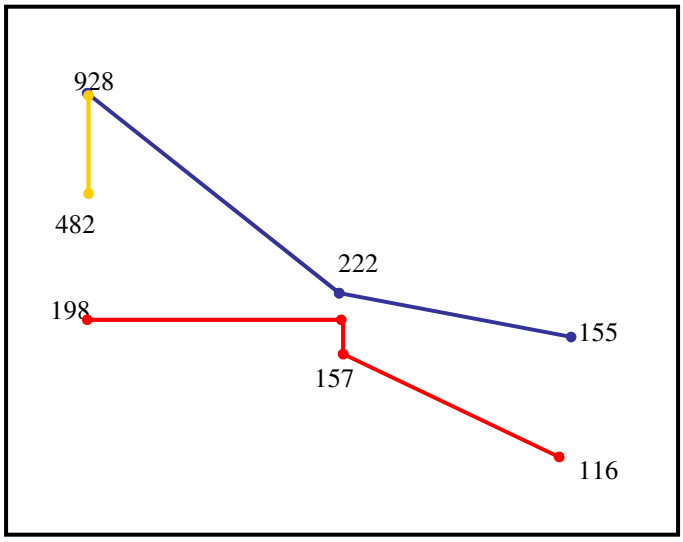


Figura 6.9 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 120 no modo *off-design*

6.9.3 – Análise do Caso 210

O caso 210 trata de uma caldeira de recuperação composta de economizador, evaporador e superaquecedor. O objetivo deste caso é idêntico ao do caso 110. Porém os resultados para o caso 210 mostram que perdas podem esta ocorrendo entre as superfícies de aquecimento. A temperatura de saída dos gases segundo dados de operação fornecidos pelo Ganapathy é de 193ºC, enquanto os resultados fornecidos pelo algoritmo indicam uma temperatura de saída para os gases de 185ºC. O aumento de 4% na temperatura de saída dos gases provoca uma redução de 1,2% no fluxo de vapor. Este resultado foi obtido avaliando a discrepância entre o fluxo de vapor de operação e o valor simulado para o ponto fora de projeto. O uso de instrumentação adequada é indispensável para definir a temperatura das correntes e os fluxos de massa que cruzam a fronteira do equipamento em casos deste tipo.

Em seguida as figuras 6.10 e 6.11 e tabela 6.6, completa os resultados fornecidos pelo algoritmo para o caso 210.

Tabela 6.6 - Resultados do programa para o Caso 210

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	538	495	256	371	3404	35917	14	11
Evaporador	495	270	245	256	17353	35917		
Economizador	270	188	110	245	6091	36635		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	521	480	245	366	2977	31526	13	7
Evaporador	480	258	239	245	15503	31526		
Economizador	258	185	110	239	4991	31526		

Erro de Fechamento Vapor: 0,0 [%] **Eficiência ASME [design]: 63,4 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 0,00 [%] **Eficiência ASME [off-design]: 62,8 [%]**

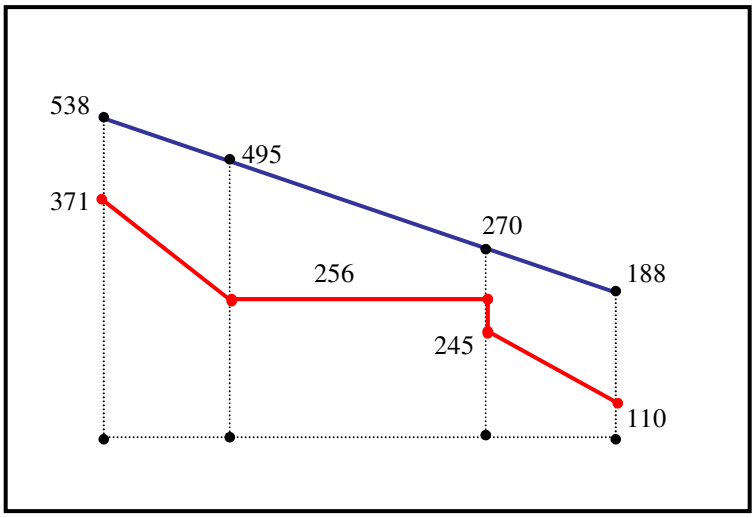


Figura 6.10 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 210 no modo *design.*

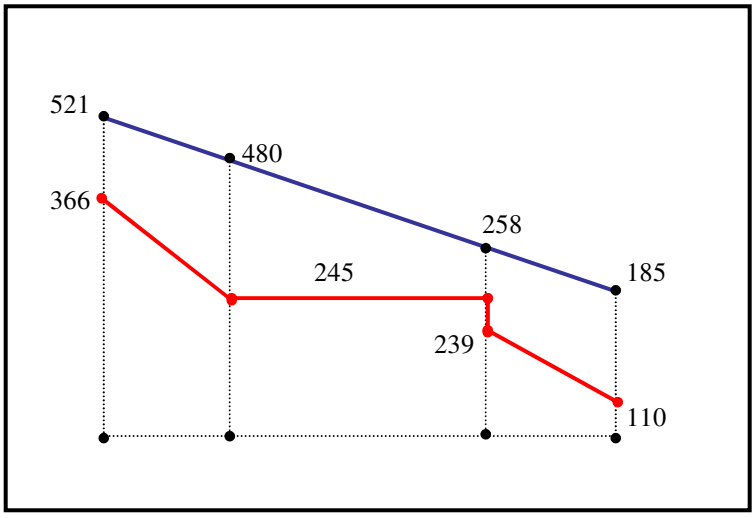


Figura 6.11 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 210 no modo *off-design.*

6.9.4 – Análise dos Casos 215, 220 e 225

Como foram mencionados no capítulo anterior estes casos referem-se aos modos de operação de uma mesma caldeira. Dos três eventos operacionais evidenciados através destes casos dois serão analisados de forma completa, já que o uso da queima auxiliar para o caso 220 foi devidamente analisado através dos casos 115 e 120.

A influência de variações significativas na temperatura ambiente pôde ser evidenciada analisando o caso 215, assim como o uso de atemperadores através do caso 225. As condições do ambiente em que a caldeira de recuperação está atuando determinam em alguns casos a sistemática de operação de uma planta. Temperatura ambiente muito baixa pode implicar no uso freqüente da queima auxiliar no sentido de evitar problemas com a formação de vapor no economizador. No caso 215 a temperatura ambiente sofre uma redução de 67% em relação ao ponto de projeto, o que provocou uma redução de 7% na temperatura dos gases na entrada da caldeira. Contudo, a energia transferida no economizador aumenta devido ao aumento da relação gás/vapor. Com isso, o ponto de Approach diminui significativamente de 6ºC para 2ºC elevando a temperatura de saída do economizador a condições próximas da região de saturação. O fluxo de vapor superaquecido sofre uma diminuição de 4%, saindo de 8360 kg/h no ponto de projeto para 8033 kg/h no ponto fora de projeto. Sendo assim, todos estes fatores concorrem para a queda no desempenho do equipamento de 61,2% para 57,7% entre os pontos de projeto e fora de projeto. Em alguns casos, independentemente do regime de operação da caldeira, é conveniente que a temperatura do vapor superaquecido se mantenha estável. O atemperador, por ser o dispositivo mais empregado nestes casos, foi disponibilizado de modo a ampliar a capacidade analítica do programa.

Vale salientar que o erro de fechamento vapor de 0,7% para o caso 225 deve-se ao fluxo de água na entrada do atemperador superaquecido juntamente com o fluxo vindo do primeiro estágio de superaquecimento. O fluxo de água para dessuperaquecer o vapor, assim como parâmetros correlacionados são avaliados pelo algoritmo mediante processos iterativos seqüenciais.

Tabela 6.7 - Resultados do programa para o Caso 215

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	482	450	238	343	677	8360	11	6
Evaporador	450	249	232	238	4185	8360		
Economizador	249	190	116	232	1218	8528		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	449	423	238	334	610	8033	11	2
Evaporador	423	249	236	238	3977	8033		
Economizador	249	194	116	236	1214	8194		

Erro de Fechamento Vapor: 0,0 [%] **Eficiência ASME [design]: 60,0 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 0,00 [%] **Eficiência ASME [off-design]:56,5 [%]**

Tabela 6.8 - Resultados do programa para o Caso 220

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent**	**Sai**				
Superaquecedor	482	450	238	343	677	8360	11	6
Evaporador	450	249	232	238	4185	8360		
Economizador	249	190	116	232	1218	8528		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	449	560	0	0	2780	201	15	16
Superaquecedor	560	515	239	359	1082	11852		
Evaporador	515	255	224	239	6069	11852		
Economizador	255	184	116	224	1591	12089		

Erro de Fechamento Vapor: 0,5 [%] **Eficiência ASME [desingdesign]: 60,0 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 0,00 [%] **Eficiência ASME [off-design]:66,6 [%]**

Tabela 6.9 - Resultados do programa para o Caso 225

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	482	450	238	343	677	8360	11	6
Evaporador	450	249	232	238	4185	8360		
Economizador	249	190	116	232	1218	8528		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Queimador	449	577	0	0	3230	233	17	14
Atemperador	558	558	219	343	0	10624		
Superaquecedor	577	527	308	283	1225	280		
Evaporador	527	237	206	219	6766	12844		
Economizador	237	173	116	206	1427	13101		

Erro de Fechamento Vapor: 0,7 [%] **Eficiência ASME [design]: 60,0 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 0,00 [%] **Eficiência ASME [off-design]:69,3 [%]**

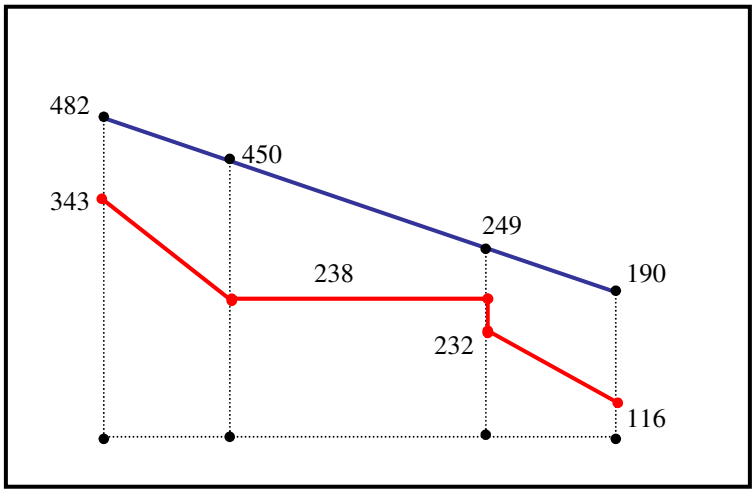


Figura 6.12 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 215, 220 e 225 no modo *design.*

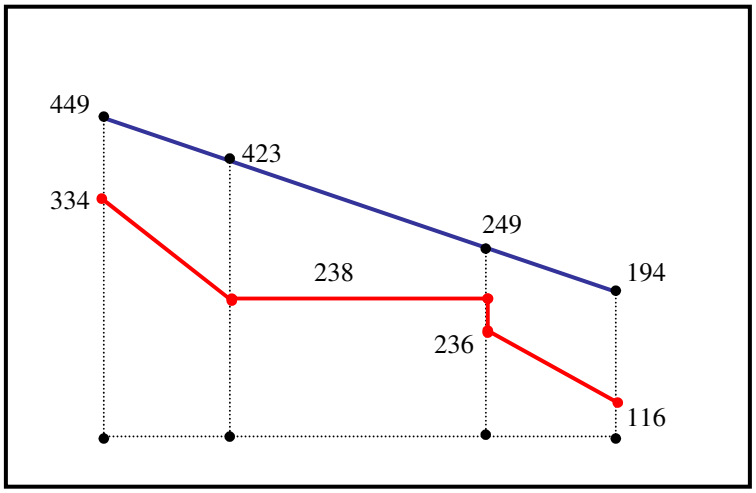


Figura 6.13 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 215 no modo *off-design.*

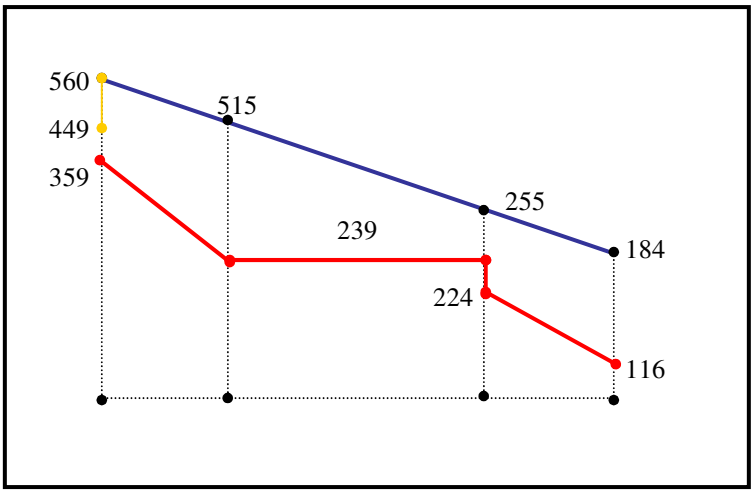


Figura 6.14 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 220 no modo *off-design.*

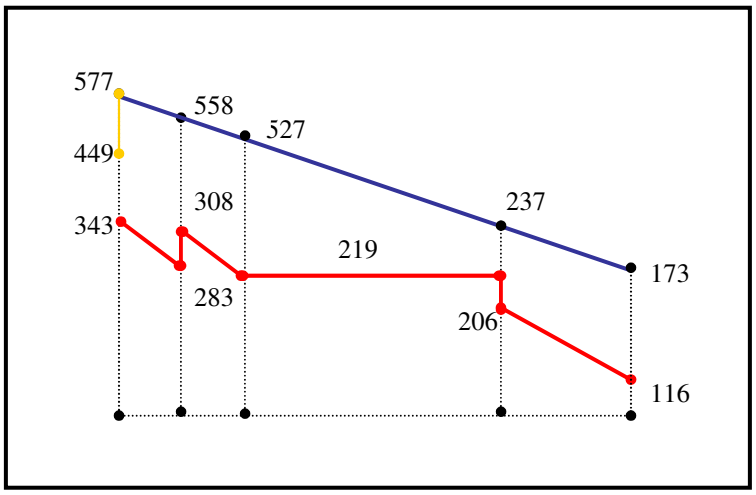


Figura 6.15 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 225 no modo *off-design.*

6.9.5- Análise do Caso 230

Este caso tem como principal objetivo mostrar como a pressão de saturação influencia a geração de vapor e, conseqüentemente, o desempenho das caldeiras de recuperação. A pressão de saturação deve ser selecionada no sentido de maximizar a energia recuperada, aumentando a eficiência da caldeira. Em caldeiras de recuperação, o aumento da pressão provoca a redução da eficiência, pois a quantidade de calor total recuperada diminui. No entanto, existe uma pressão ideal que torna a energia recuperada máxima e que deve ser selecionada em função da temperatura dos gases, tanto na entrada como na saída da caldeira, e depende também dos fluxos mássicos na linha do sistema de água. Assim a simulação permite selecionar os pontos de Pinch e de Approach em função da máxima energia recuperada. No caso 230 a pressão de saturação sofre um acréscimo de 12% o que provoca uma redução de 3% na energia total recuperada e, conseqüentemente, uma diminuição de 13% na eficiência térmica da caldeira. O aumento da pressão de saturação mantendo-se constante as condições de entrada, provoca a redução do ponto de Pinch e da taxa de transferência de calor no evaporador como conseqüência. Desta forma, o fluxo de vapor saturado passa de 8459 kg/h para 7660 kg/h no ponto de projeto e de fora projeto, respectivamente. A potência térmica associada ao superaquecedor sai de um patamar de 1323 kW no ponto de projeto para 1727 kW no ponto fora de projeto devido ao aumento da razão gás/vapor provocado pela extração de vapor saturado.

Tabela 6.10 - Resultados do programa para o Caso 230

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	538	501	254	468	1323	8341	11	11
Evaporador	501	265	243	254	8459	17413		
Economizador	265	180	110	243	2879	17591		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent**	**Sai**				
Superaquecedor	538	490	262	398	1727	16219	10	10
Evaporador	490	271	252	262	7660	16219		
Economizador	271	186	110	252	2882	16381		

Erro de Fechamento Vapor: 0,0 [%] **Eficiência ASME [design]: 73,6 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 0,00 [%] **Eficiência ASME [off-design]:63,8 [%]**

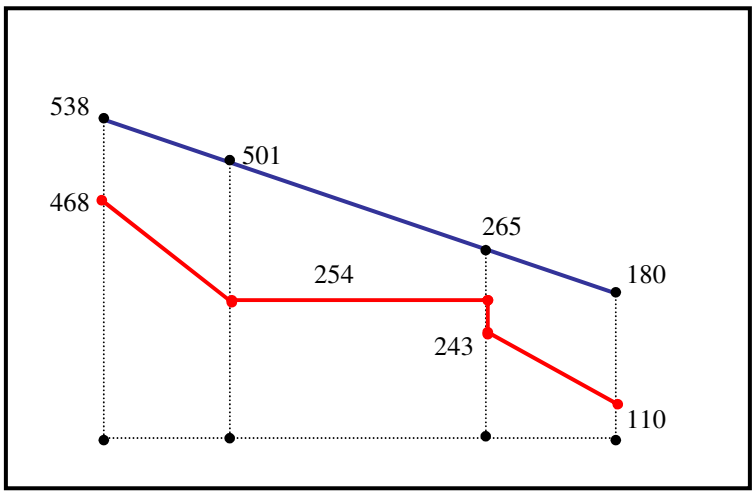


Figura 6.16 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 230 no modo *design*

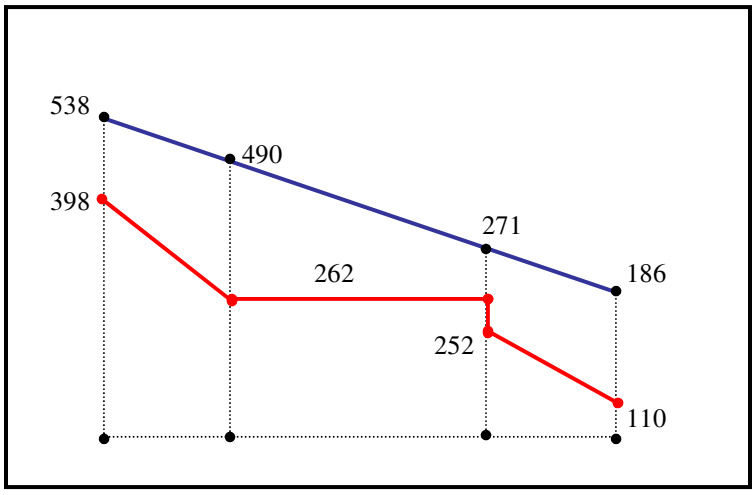


Figura 6.17 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 230 no modo *off-design*

6.9.6 - Análise do Caso 240

Este caso, como mencionado no capitulo anterior, tem como objetivo evidenciar o desempenho da caldeira de recuperação com a turbina a gás operando em carga parcial e com isso mostrar a capacidade do programa computacional, de identificar problemas operacionais como a formação de vapor no economizador. O caso 235, anterior a este, tem o mesmo objetivo e por isso seus resultados são apresentados no anexo. A vaporização no economizador ocorre quando a temperatura na seção de entrada da caldeira é reduzida, aumentando a razão gás/vapor. Desta forma, em termos relativos, a taxa de transferência de calor no economizador aumenta, com o fluxo de água saindo do economizador, na temperatura de saturação do evaporador. No caso 230 o desempenho da caldeira fora do ponto de projeto é avaliado para a turbina a gás operando a 40%. O programa pode ser utilizado não só para identificar a porcentagem de vapor formado como também disponibiliza dois métodos para minimizar os efeitos danosos da vaporização no economizador. Dentre estes efeitos podem ser citados problemas de vibração, ruído e incrustações. Assim, sendo a vaporização um problema que está associado ao aumento da razão gás/vapor, a queima auxiliar pode ser usada para elevar o fluxo de vapor e conseqüentemente o fluxo de água através do economizador. O outro método consiste em avaliar o quanto de gás deve ser desviado do economizador no sentido de reduzir a entalpia absorvida pela água.

A tabela 6.11 apresenta os resultados fornecidos pelo programa computacional. Assim a porcentagem de vapor formado no economizador foi de 11,24% . Desviando 67,6% do gás na entrada do economizador, a porcentagem de vapor formado diminui para 2,01%. A tabela 6.12 apresenta os resultados fornecidos pelo programa na aplicação deste método. A mesma metodologia foi utilizada pelo Ganapathy e seus resultados estão reproduzidos no capítulo 5 para o caso 230.

Tabela 6.11 - Resultados do programa para o Caso 240

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	548	496	256	399	1125	9900	11	11
Evaporador	496	267	245	256	4782	9900		
Economizador	267	185	110	245	1663	10001		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	378	361	254	335	341	4922	5	0
Evaporador	361	259	254	254	2052	4922		
Economizador	259	202	110	254	1153	4972		

Erro de Fechamento Vapor: 0,0 [%] **Eficiência ASME [design]: 66,0 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 11,24 [%] **Eficiência ASME [off-design]:48,4 [%]**

Tabela 6.12 - Resultados do programa para o Caso 240 desviando o fluxo na entrada do economizador.

Resultados – Modo *Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	548	496	256	399	1125	9900	11	11
Evaporador	496	267	245	256	4782	9900		
Economizador	267	185	110	245	1663	10001		
Resultados – Modo *Off-Design*								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent**	**Sai**				
Superaquecedor	378	362	254	339	324	4489	5	0
Evaporador	362	259	254	254	2068	4489		
Economizador	259	196	110	254	854	4534		

Erro de Fechamento Vapor: 0,0 [%] **Eficiência ASME [design]: 64,8 [%]**
Porcentagem de Vapor[ECO] : 2,01 [%] **Eficiência ASME [off-design]:43,4 [%]**

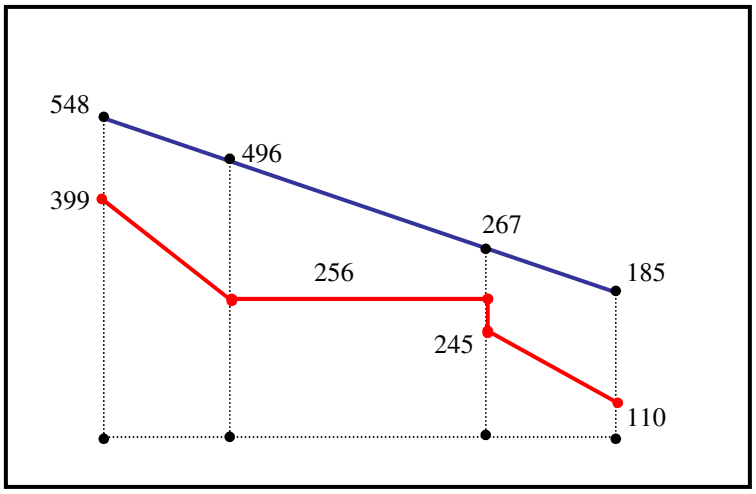


Figura 6.18 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 240 no modo *design* referente à tabela 6.12.

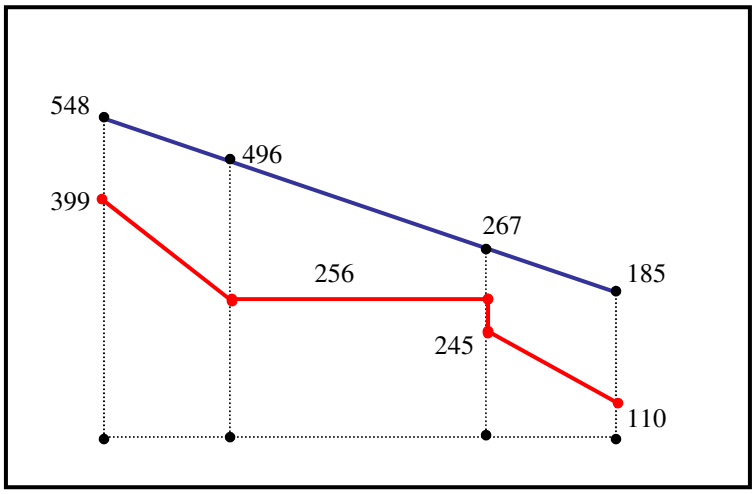


Figura 6.19 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para os Casos 240 no modo *off-design* referente à tabela 6.12.

6.9.7 - Análise dos Casos 310 e 315

Os casos 310 e 315 têm como objetivo demonstrar de que forma o algoritmo pode ser utilizado para otimizar o perfil de temperatura. Particularmente em caldeiras de recuperação com múltiplos níveis de pressão, as superfícies de troca de calor podem ser reconfiguradas maximizando a energia recuperada. Isto é feito mediante a análise de diversas configurações com diferentes pontos de Pinch e de Approach buscando aumentar a taxa de transferência de calor nos níveis de baixa pressão.

Tabela 6.13- Resultados do programa para os Caso 310 e 315 no modo *design*

Resultados – Caso 310								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	482	472	257	316	1880	34716	126	8
Evaporador -HP	472	383	249	257	16562	34716		
Economizador-HP	383	350	110	249	6157	35757		
Evaporador-LP	350	210	191	199	25161	45734	11	8
Economizador-LP	210	184	110	191	4578	47106		
Resultados – Caso 315								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	462	452	257	316	1829	34080	93	67
Evaporador-HP	452	350	191	257	18888	34080		
Evaporador-LP	350	210	191	199	25145	45692	11	8
Economizador-LP	210	165	110	191	7912	82165		
Resultados – Caso 315								
Superfície	**Temperatura [ºC]**				**Potência [kW]**	**Fluxo [kg/h]**	**PP [ºC]**	**AP [ºC]**
	Gás		**Água/Vapor**					
	Ent.	**Sai**	**Ent.**	**Sai**				
Superaquecedor	482	472	257	316	1870	34818	111	67
Evaporador-HP	472	368	190	257	19324	34818		
Evaporador-LP	368	207	191	199	28966	52638	8	8
Economizador-LP	207	157	110	191	8675	90079		

Os casos 310 e 315 representam duas configurações de caldeiras de recuperação com dois níveis de pressão. A configuração do caso 310 é de uma caldeira com um superaquecedor, dois evaporadores e dois economizadores, um para cada nível de pressão, portanto com cinco módulos, enquanto a caldeira do caso 315 possui apenas quatro módulos, um superaquecedor, dois evaporadores e um único economizador. A taxa de transferência de calor no evaporador de baixa pressão para o caso 315 é maior, pois o economizador é substituído por um evaporador com secção de troca térmica maior.

Assim o algoritmo pode ser utilizado para maximizar o fluxo de vapor de baixa pressão mediante a seleção de pontos ótimos de Pinch e de Approach. Analisando a tabela 6.13 pode-se ver que o fluxo total de vapor gerado no caso 310 é de 80450 kg/h, enquanto o fluxo total de vapor gerado para o caso 315 é de 79772 kg/h para a temperatura dos gases na seção de entrada de 462°C. Assim pode-se gerar a mesma quantidade de vapor mediante

uma caldeira de recuperação mais compacta ou gerar mais vapor (87456 kg/h) mantendo-se as condições de entrada dos gases.

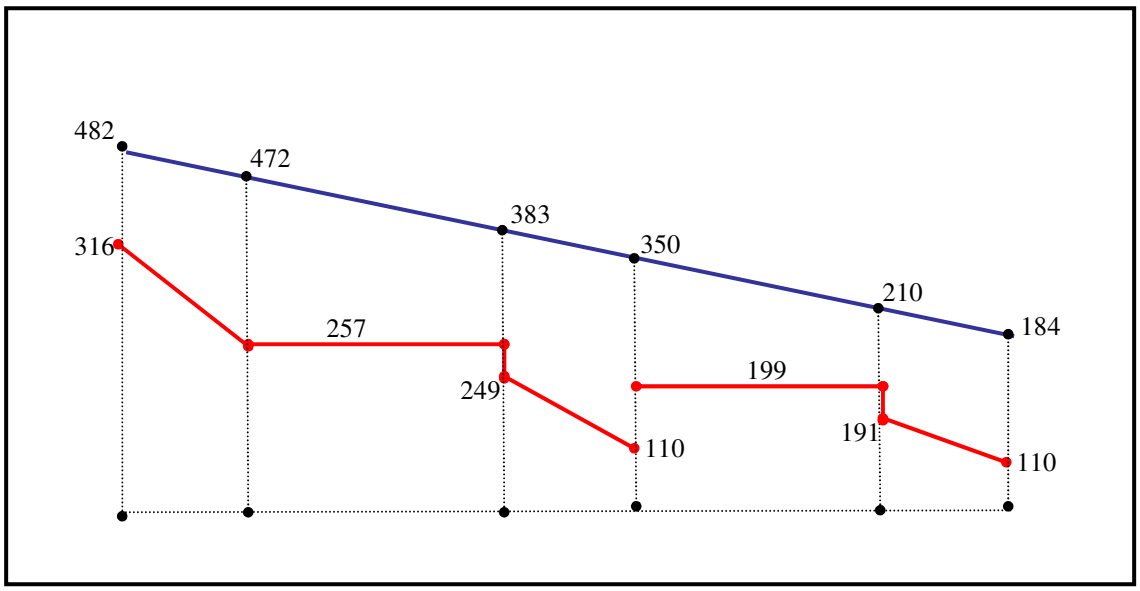


Figura 6.20 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 310 no modo *design*.

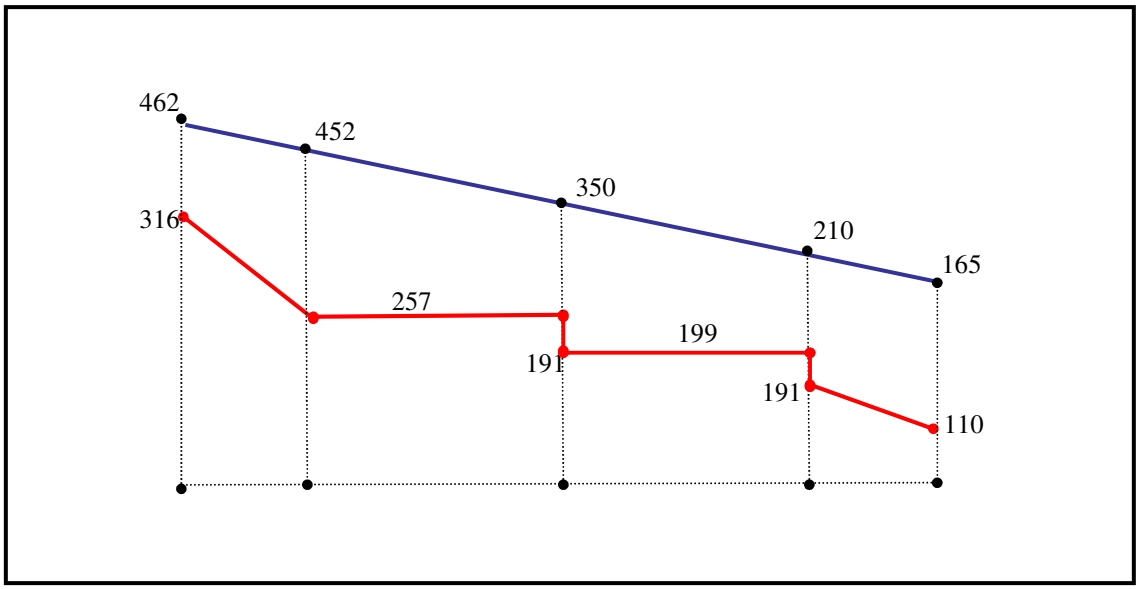


Figura 6.21 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 315 no modo *design*.

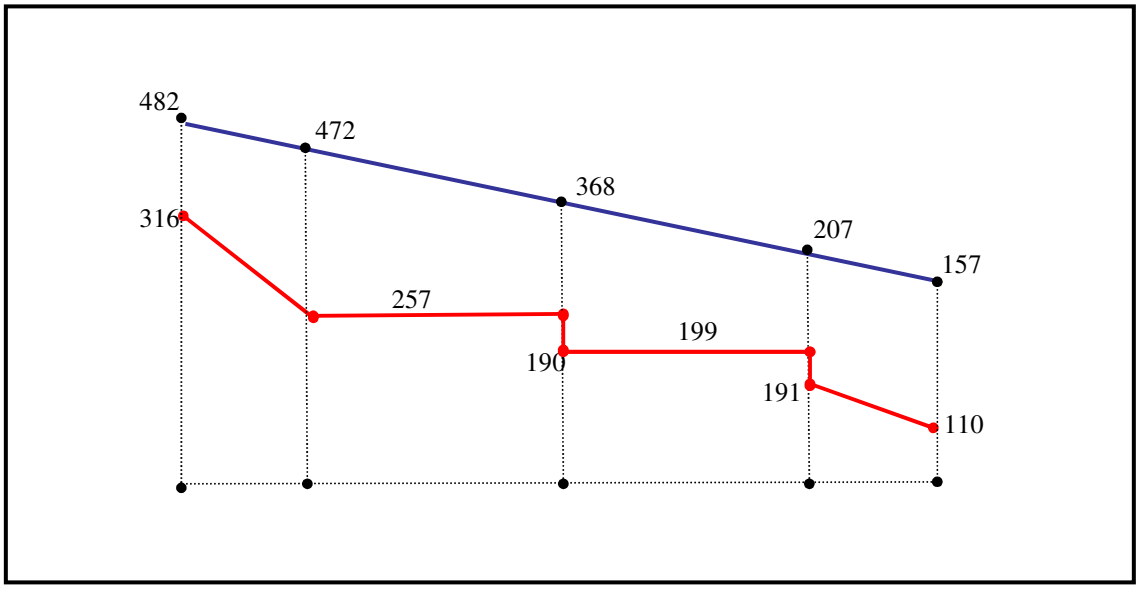


Figura 6.22 - Perfil de temperatura fornecido pelo programa para o Caso 315 no modo *design*.

Capítulo 7

Conclusão e Sugestão para Trabalhos Futuros

No presente trabalho foram estudadas quatro configurações básicas de caldeiras de recuperação térmica aquatubular, através modelos computacionais destinados a descrever o seu comportamento no ponto de projeto e fora de projeto.

Os mecanismos de troca de calor, que conduzem à produção de vapor na caldeira, foram parametrizados num sistema matemático baseado nas leis fundamentais da termodinâmica e da transferência de calor , aplicado ao ***software Engineering Equation Solver –EES.***

Apesar da importância da caldeira de recuperação como parte de ciclos de potência, pouco tem sido publicado no cenário nacional no que diz respeito a uma metodologia computacional que possa contempla aspectos que vão desde a fase de projeto ao diagnostico energético. Os programas disponibilizam não só configurações que atendam a instalações de pequeno porte, como também configurações com dois níveis de pressão utilizadas em plantas com demandas de vapor acima de 80000 kg/h e pressão em torno de 4,5 Mpa.

Embora o programa não possa ser utilizado para estudar o comportamento de caldeiras de recuperação com seção radiante, dados publicados mostram que 80 a 90% das caldeiras recuperação instaladas abrandem as configurações estudadas.

Pôde-se observar através dos resultados da tabela 6.2 os efeitos da radiação em meio participante no coeficiente global de transferência de calor e conseqüentemente na temperatura de saída dos gases. Uma vez que as condições do vapor são mantidas

constantes, desprezando a radiação gasosa observa-se à natureza conservativa dos resultados.

Os diversos casos estudados evidenciam a capacidade do programa computacional em obter diferentes soluções através da seleção e variação de parâmetros relevantes como: fluxo de gases e temperatura, níveis de pressão e variáveis de controle, definidas “Approach Point" e o "Pinch Point“.

Através da escolha adequada das variáveis de controle citadas acima é possível maximizar o fluxo de vapor gerado como ficou evidenciado mediante os casos 310 e 315 com produções de vapor de 80450 kg/h e 85926 kg/h respectivamente. No caso 315 um economizador é substituído por um evaporador maior aumentando desta forma a produção total de vapor.

O estudo de ciclos de potência e sistemas de cogeração mediante simulações desta natureza, aumenta o conhecimento em relação à instalação para que se possa identificar de maneira eficiente e rápida, os custos de produção de utilidades como o vapor em diferentes condições de operação.

Pode-se observar o aumento da eficiência térmica com a caldeira operando no modo queima auxiliar. Para todos os casos estudados, este parâmetro variou de 67 a 82 %. Assim, a partir dos resultados fornecidos pelo programa tomando como exemplo o caso 120, observou-se que o fator de utilização de combustível em caldeiras de recuperação, segundo primeira lei da termodinâmica é aproximadamente um. Isto pôde ser visto analisando a potência associada a fluxo adicional de vapor (10997 kW) e a potência associada à queima auxiliar (10945 kW). A composição dos gases após a queima auxiliar fornecidos pelo programa, para todos os casos simulados, pode ser vista no anexo A.

Deve-se salientar o fechamento em relação à temperatura dos gases na saída do economizador quando comparados os resultados do Ganapathy e os resultados fornecidos pelo programa para todos os casos simulados. Este parâmetro é de grande importância no diagnostico de perdas entre as superfícies de aquecimento.

Através do caso 230 pôde-se analisar a influência da pressão de saturação na geração de vapor e conseqüentemente no desempenho da caldeiras de recuperação. A pressão ideal que torna a energia recuperada máxima e que deve ser selecionada em função

da temperatura dos gases, tanto na entrada como na saída da caldeira, pode ser obtida mediante a criação de cenários de operação para a caldeira de recuperação.

O programa se mostrou eficiente na identificação problemas operacionais como a formação de vapor no economizador. No caso 240 o desempenho da caldeira fora do ponto de projeto foi avaliado para a turbina a gás operado a 40%. O programa pôde ser utilizado não só para identificar a porcentagem de vapor formada como também para minimizar os efeitos danosos da vaporização no economizador. Isso foi feito desviando 34,2% do gás na entrada do economizador, fazendo assim a porcentagem de vapor formado diminuir para 2,02%.

Os programas computacionais admitem dois estágios de superaquecimento com um atemperador intercalado entre os módulos. A razão de 6:4, que estabelece o quanto o vapor é superaquecido no primeiro e no segundo estágio foi admitida por recomendações de Ganapathy. Com esta razão pôde-se determinar o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca térmica para cada estagio do superaquecedor.

A comparação direta entre os resultados do Ganapathy e os resultados fornecidos pelo programa visou não só quantificar, até que ponto o algoritmo é confiável como também mostrar de que modo o simulador pode ser utilizador para identificar prováveis problemas de operação em plantas com caldeiras de recuperação aquatubular.

As recomendações para trabalhos futuros são de diversas naturezas; desde de trabalhos que possam não só ampliar a capacidade do programa, assim como também o numero de configurações, até temas mais específicos identificados com a simulação. São elas:

- Estudar os efeitos sobre a energia térmica recuperada e conseqüentemente sobre a eficiência da caldeira de recuperação na inclusão de um segundo economizador para os casos 115 e 120.

- Estudar de forma pormenorizada os efeitos da queima auxiliar sobre a transferência de calor em participante.

- Simular utilizando a metodologia proposta, uma caldeira de recuperação térmica com três níveis de pressão.

- Necessidade de outros estudos e análises que permitam uma melhor e mais apurada validação de cada configuração proposta.

- Desenvolver um estudo utilizando a metodologia proposta com o desenvolvimento de um simulador modular.

- Análisar as configurações propostas sob a ótica da exergia, identificando os efeitos da pressão de saturação, queima auxiliar e das variáveis de controle, quantificando as irreversibilidades.

- Estudar através dos programas desenvolvidos, de forma sistemática, as caldeiras de recuperação como parte integrante de plantas de cogeração ou instalações de ciclo combinado.

- Estudar os efeitos da queima auxiliar através da introdução de ar novo no processo de combustão.

- Estudar através dos programas desenvolvidos os efeitos da queima auxiliar com gás de gaseificação e óleo combustível.

- Estudar através dos programas desenvolvidos as caldeiras de recuperação como parte integrante de sistemas BIG-STIG.

- Estudar através dos programas desenvolvidos o uso de métodos de otimização para maximizar a energia recuperada.

Referências Bibliográficas

ANTUNES, SILVEIRA e BALESTIERI- **Modelagem de Sistemas de Cogeração Utilizando Turbinas a Gás.** VII ENCIT, Rio de Janeiro, novembro, 1998.

ARRIOLA, DOMINGO W.G.- **Análise Exergética e Termoeconômica de Sistemas de Cogeração Tri e Tetra Combinado.** São Paulo: USP, 2000 Dissertação de Mestrado, 2000.

BALESTIERI, J. A. P. -**Biogás na cogeração.** http**://** Flower in the dirt.html,1997.

BAZZO, E. – **Geração de Vapor**.2ª. Edição, Florianópolis:Ed da UFSC,1995.

BIDINI, G., GRIMALDI, N.C., BETTAGLI- **The Effect of Gas Turbine Parameters Variation on Heat Recovery Boiler Pinch Point, by using The Texas Method.** Proceeding ASME COGEN-TURBO,Vol. 8, 1993.

COHEN, H., ROGERS, G.F.C., SARAVANAMUTTOO. - **Gas Turbine Theory.** 4ª edition, London, UK, 1996.

CORTEZ,L.A.B.; LORA, E. S.-**Sistemas Energéticos II: Tecnologias de Conversão Energética de Biomassa.** EDUA/EFEI,1997

CTGÁS- **Artigos Técnicos: Las turbinas de gas en América Latina**. http://www.ctgas.com.br

DECHAMPS, P.J., MTHIEU, N. PIRARD- **Part- Load Operation of Combined Cycle Plants with and without Supplementary Firing.** Jounal of Engineering for Gas Turbines and Power, July, 1995.

ELETROBRÁS- **http://www.memoria.eletrobras.gov.br/historia.asp**

GANAPATHY,V.- **Basic Programs for Steam Plant Engineers.** ABCO Industries Abilene, Texas, 1986.

GANAPATHY,V.- **Economizer Steaming.. The Basics.** http://vganapathy.tripod.com 2004.

GANAPATHY,V.- **Heat-Recovery Steam Generators: Understand The Basics.** Chemical Engineering, 1996.

GANAPATHY,V.- **Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators.** ABCO Industries Abilene, Texas, 2003.

GANAPATHY,V.- **Simplify Heat Recovery Steam Generator Evaluation.** Hydrocarbon Processing, March, 1990.

GANAPATHY,V.- **Simulation Aids Cogeneration.** Chemical Engineering Progress, October,1993.

GANAPATHY,V.- **Understand Boiler Performance Characteristics.** Hydrocarbon Processing, August, 1994.

GANAPATHY,V.- **Understand Steam Generator Performance.** Chemical Engineering Progress, December, 1994.

GANAPATHY,V.- **Waste Heat Recovery Deskbook.** Fairmont Press, Atlanta, GA, 1991.

GONZÁLEZ VELÁSQUEZ, S.M.S.- **Cogeração de Energia no Segmento de Papel e Celulose: Contribuição a Matriz Energética do Brasil.** São Paulo: USP, 2000 Dissertação de Mestrado, 2000.

GYARMATHY, G. and ORTMANN, P. – **The Off Design of Single and Dual Pressure Steam Cycles in CC Plants.** Proceedings of ASME – COGEN TURBO conference, ASME-IGTI, New York, 1991

KHARCHENKO, N. V.- **Advanced Energy Systems.** Publishing office: Taylor& Francis, New York, USA, 1998.

NOGUEIRA, L. A. H., SERRATE Y. H.- **Análise Exergética de Ciclos Combinados: Turbinas a Gás/Turbinas a Vapor.** COBEM- Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica,1993.

OLIVEIRA, NASCIMENTO, NOGUEIRA, L.A.H.- **Análise Termodinâmica e Econômica de Ciclos com Biomassa em Sistemas de Cogeração para a Industria Madeireira.** VII ENCIT, Rio de Janeiro, novembro, 1998.

PIERCE M.A. – **A History of Cogeneration before PURPA.** ASHRAE jornal, may, 1995.

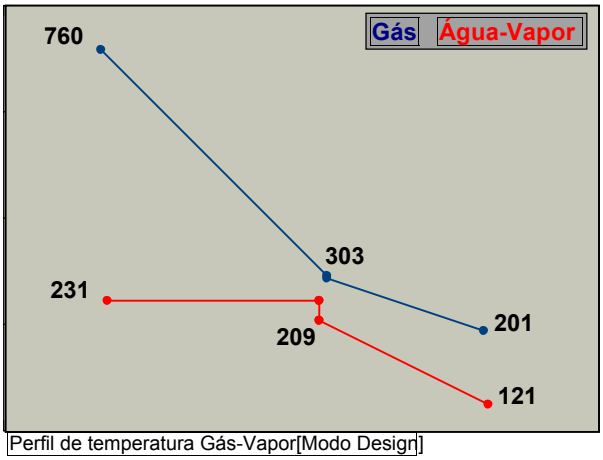
SEVERINO GRÁCIO, L.P.- **Otimização de uma Caldeira Recuperadora de Calor de Circulação Natural, Três Níveis de Pressão e Sistema de Reaquecimento.** Lisboa, Projeto Final de Licenciatura em Engenharia Mecânica, 2001

TORRES, E.A. - **Avaliação Exergetica e Termoêconomica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico.** Tese de Doutorado, Unicamp, 1999.

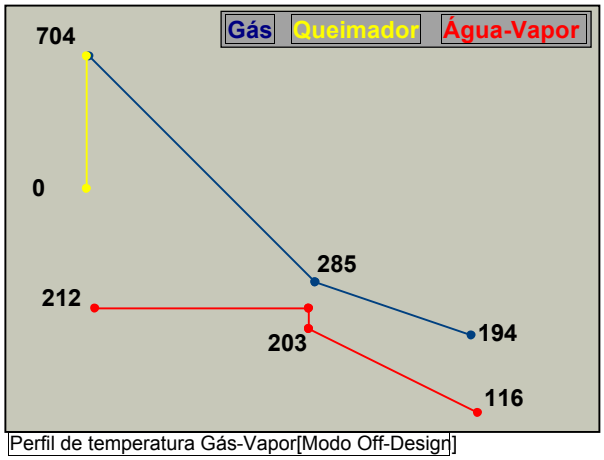
TORRES, E.A.,GOMES, R.A.E.S., SANTANA, G.C.S.- **Estado da Arte da Análise Energética e Exergértica de Sistemas de Cogeração para Empresas do Setor Terciário.** CONEM- Congresso Nacional de Engenharia Mecânica,2002.

VAN WYLEN, G. J. AND SONNTAG, R.E.- **Fundamentals of Classical Thermodynamics.** 5ª edition Edgar Blücher, São Paulo, Brazil,1998.

ANEXO A



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

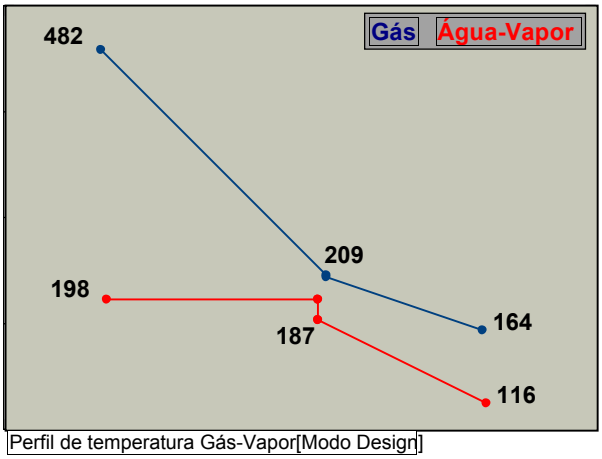
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gas		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Evaporador	760	303	209	231	10209	19228	72	22
Economizador	303	201	121	209	2124	19805		

Modo Off-Design

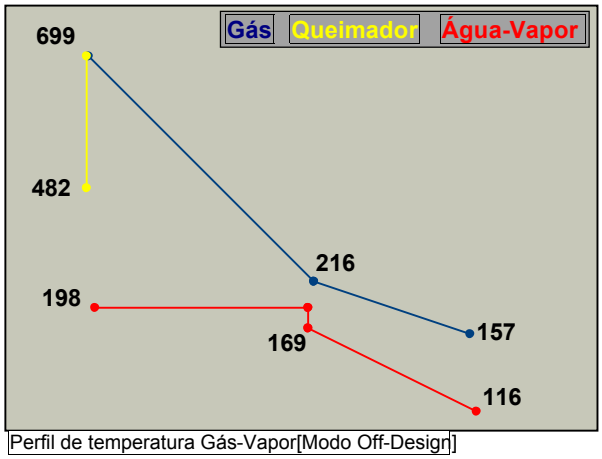
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gas		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	704	285	203	212	10195	19000	73	9
Economizador	285	194	116	203	2069	19570		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	7	12	75	6	0	68039
Análise dos Gases-[%]	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**	**Fluxo dos Gases [kg/h]**
Modo Off-Design	7.00	12.00	75.00	6.00	0.00	74842

Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%] Eficiência ASME[design]: 69.3 [%] Eficiência ASME[off-design]: 68.8 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

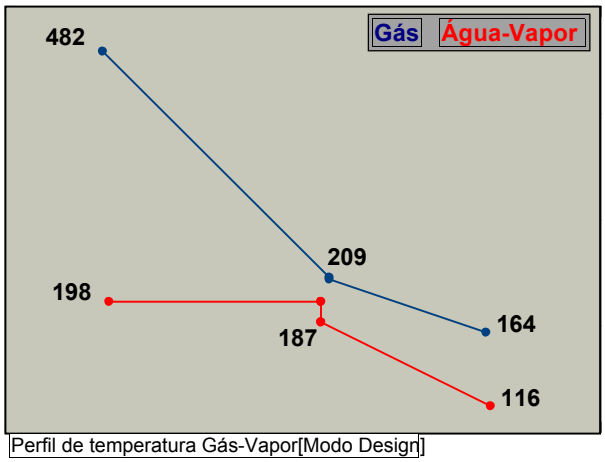
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gas		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Evaporador	482	209	187	198	5680	10231	11	11
Economizador	209	164	116	187	896.1	10538		

Modo Off-Design

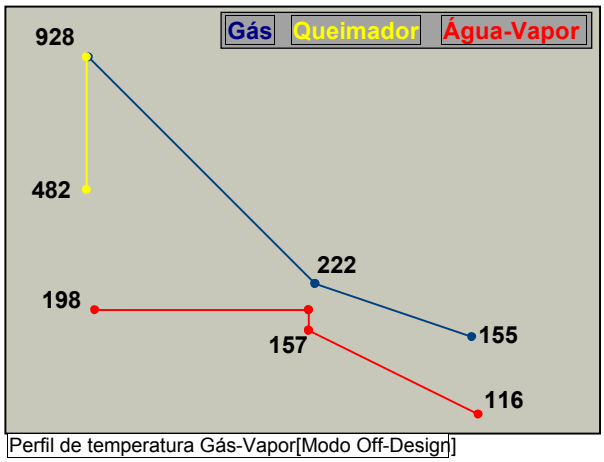
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gas		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	482	699	0	0	5097	368		
Evaporador	699	216	169	198	10563	18289	18	29
Economizador	216	157	116	169	1192	18837		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	68039
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Design	3.93	8.79	74.30	12.98	0.00	68406

Erro de Fechamento[vapor]: 0.8 [%] Eficiência ASME[design]: 64.9 [%] Eficiência ASME[off-design]: 76.6 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

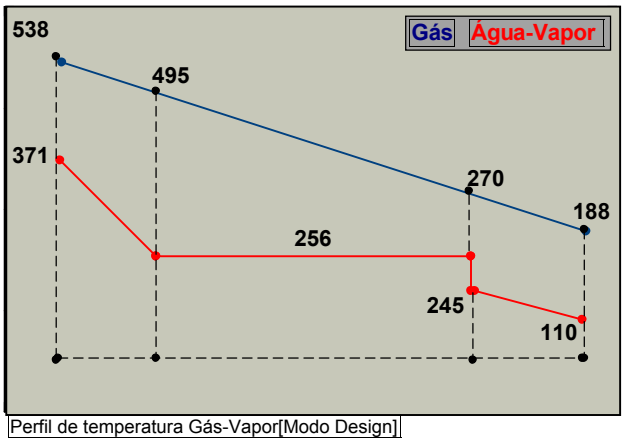
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gas		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Evaporador	482	209	187	198	5680	10231	11	11
Economizador	209	164	116	187	896.1	10538		

Modo Off-Design

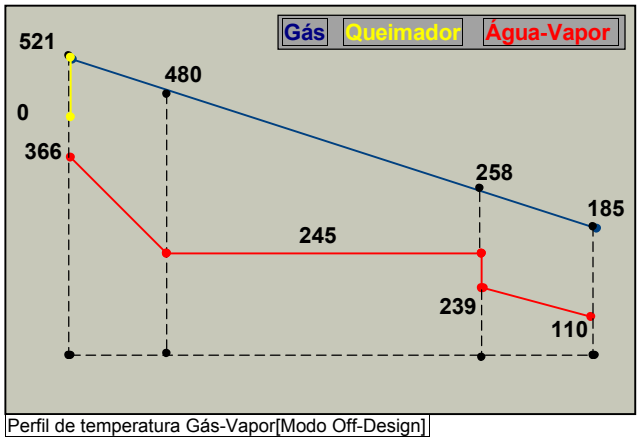
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gas		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	482	928	0	0	10964	792		
Evaporador	928	222	157	198	16180	27331	24	40
Economizador	222	155	116	157	1387	28151		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	68039
Análise dos Gases-[%]	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**	**Fluxo dos Gases [kg/h]**
Modo Off-Design	4.97	10.82	73.52	10.69	0.00	68830

Erro de Fechamento[vapor]: 0.4 [%] Eficiência ASME[design]: 64.9 [%] Eficiência ASME[off-design]: 82.3 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

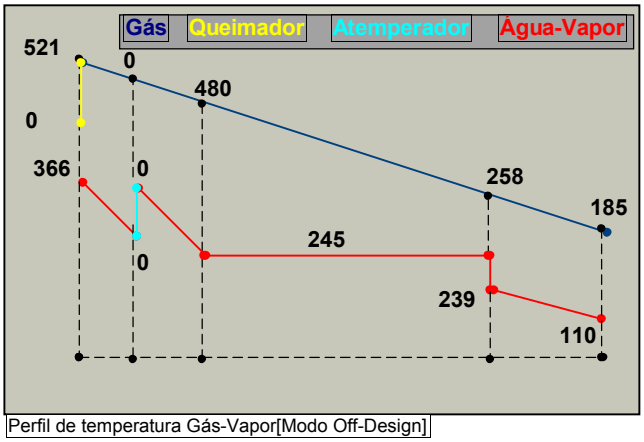
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	538	495	256	371	3404	35917	14	11
Evaporador	495	270	245	256	17354	35917		
Economizador	270	188	110	245	6091	36635		

Modo Off-Design

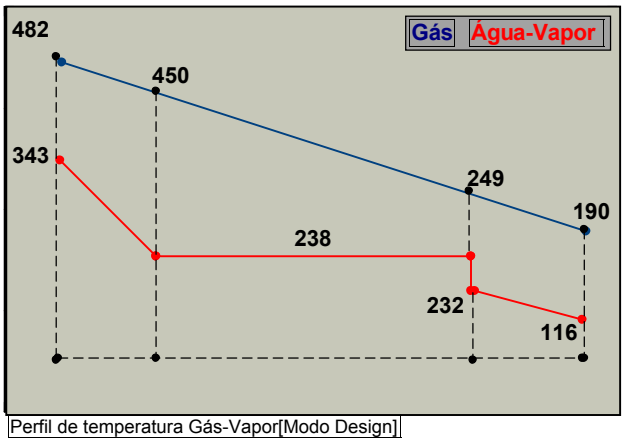
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0		
Superaquecedor	521	480	245	366	2977	31526	13	7
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	480	258	239	245	15503	31526		
Economizador	258	185	110	239	4991	31526		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	249480
Análise dos Gases-[%]	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**	**Fluxo dos Gases [kg/h]**
Modo Off-Design	3.00	7.00	75.00	15.00	0.00	227386

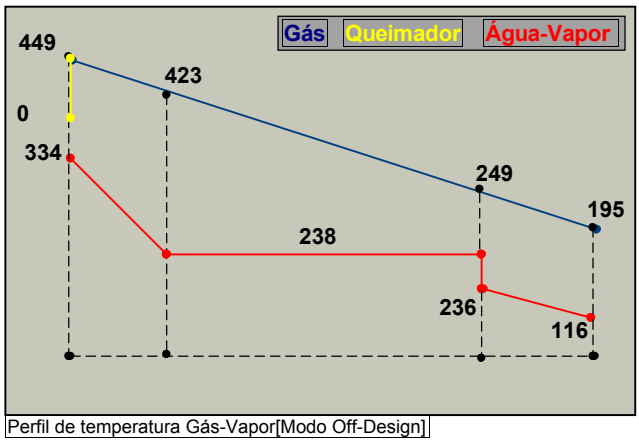
Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%] Eficiência ASME[design]: 63.7 [%] Eficiência ASME[off-design]: 63.0 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

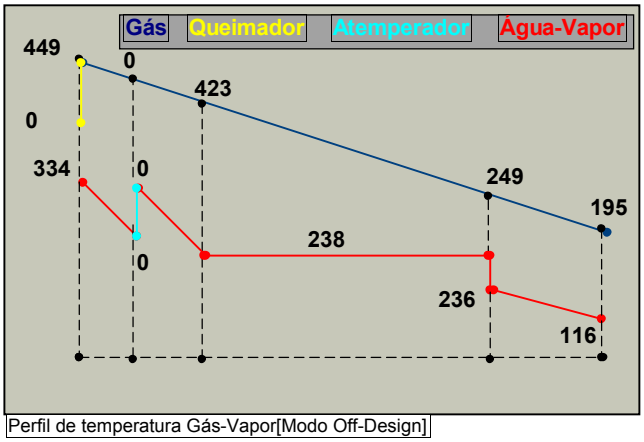
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	482	450	238	343	677.1	8360	11	6
Evaporador	450	249	232	238	4185	8360		
Economizador	249	190	116	232	1218	8527		

Modo Off-Design

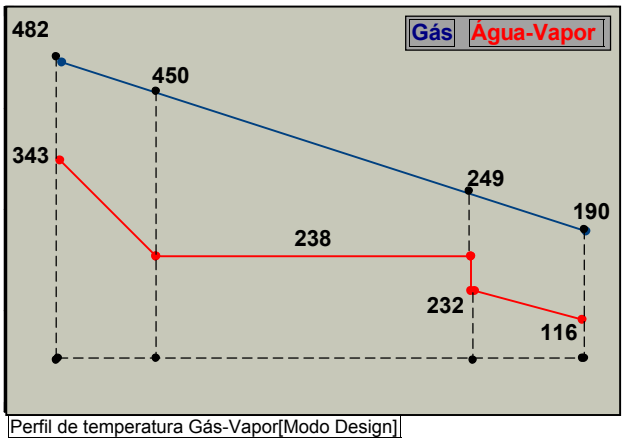
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0		
Superaquecedor	449	423	238	334	600.6	8033	11	2
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	423	249	236	238	3977	8033		
Economizador	249	195	116	236	1214	8194		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	68039
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Design	3.00	7.00	75.00	15.00	0.00	74842

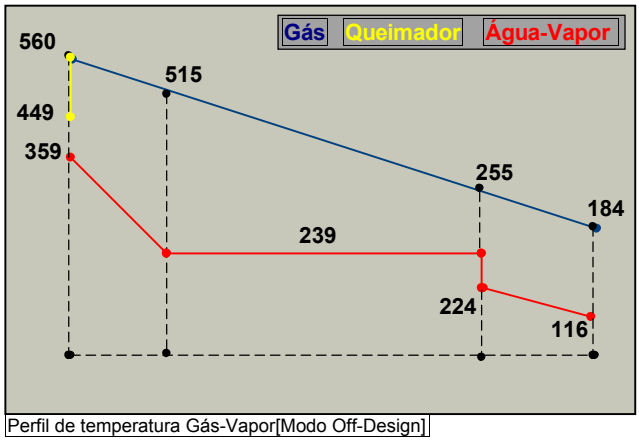
Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%] Eficiência ASME[design]: 60.0 [%] Eficiência ASME[off-design]: 56.5 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

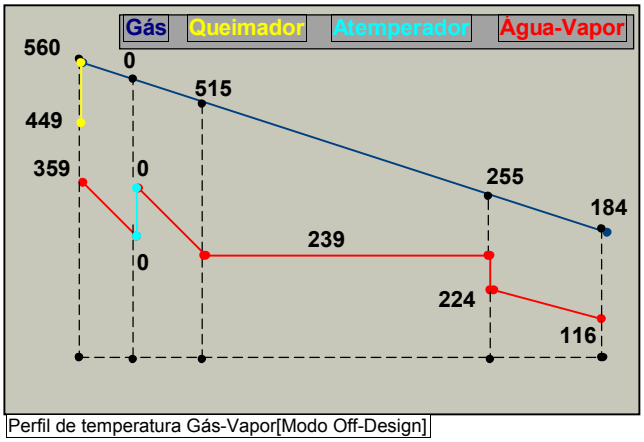
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	482	450	238	343	677.1	8360	11	6
Evaporador	450	249	232	238	4185	8360		
Economizador	249	190	116	232	1218	8527		

Modo Off-Design

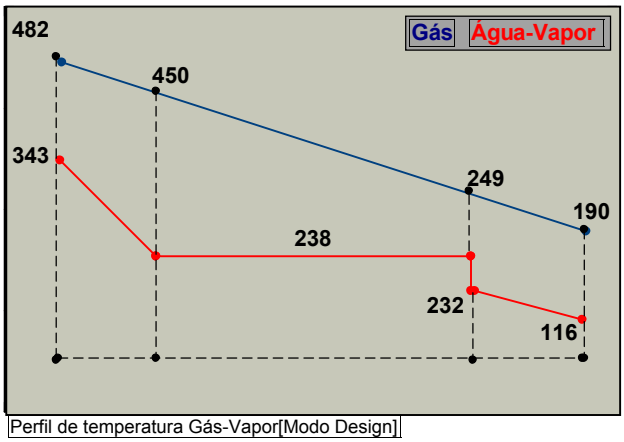
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	449	560	0	0	2780	201	15	16
Superaquecedor	560	515	239	359	1082	11849		
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	515	255	224	239	6067	11849		
Economizador	255	184	116	224	1590	12085		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	68039
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Design	3.51	7.98	74.62	13.89	0.00	75043

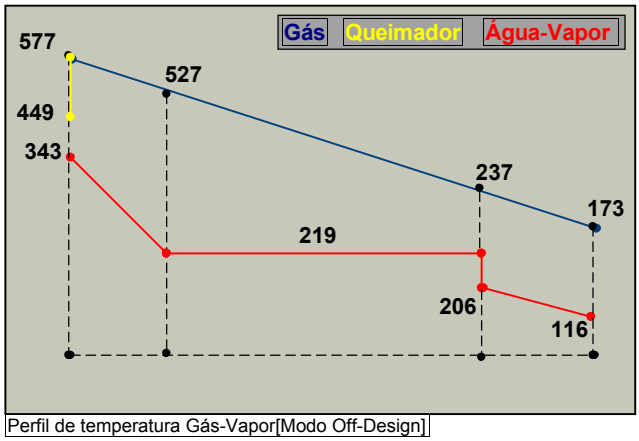
Erro de Fechamento[vapor]: 0.5 [%] Eficiência ASME[design]: 60.0 [%] Eficiência ASME[off-design]: 66.6 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

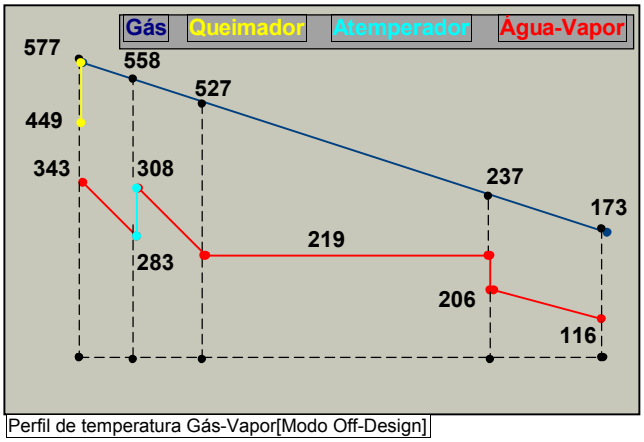
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	482	450	238	343	677.1	8360	11	6
Evaporador	450	249	232	238	4185	8360		
Economizador	249	190	116	232	1218	8527		

Modo Off-Design

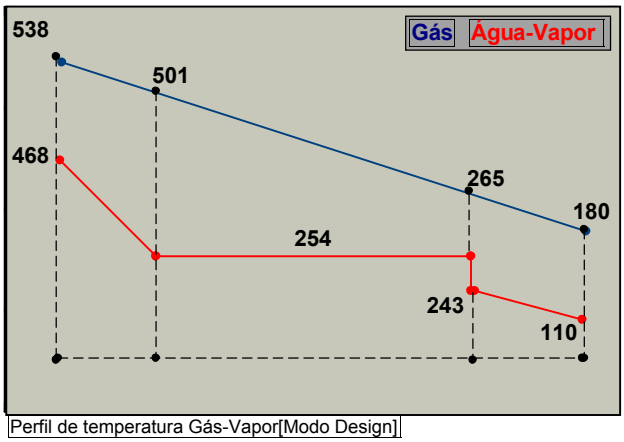
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	449	577	0	0	3233	234	17	14
Superaquecedor	577	527	219	343	1225	11711		
Atemperador	558	558	308	283	0	280		
Evaporador	527	237	206	219	6767	12845		
Economizador	237	173	116	206	1427	13101		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	68039
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Design	3.59	8.14	74.56	13.71	0.00	75075

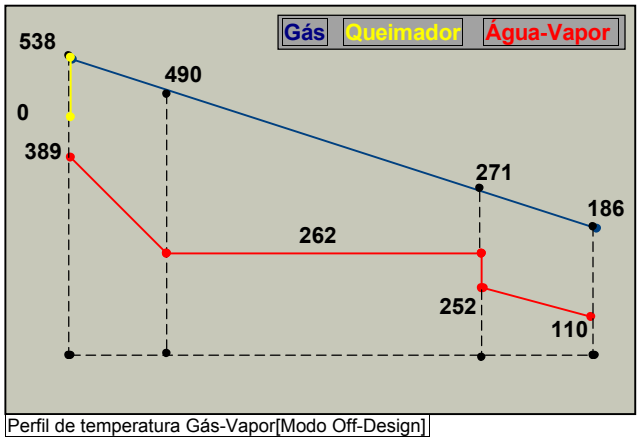
Erro de Fechamento[vapor]: 0.7 [%] Eficiência ASME[design]: 60.0 [%] Eficiência ASME[off-design]: 69.3 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

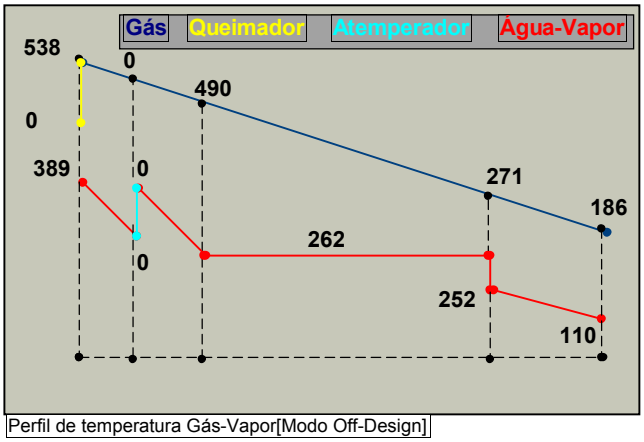
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	538	501	254	468	1323	8341	11	11
Evaporador	501	265	243	254	8459	17413		
Economizador	265	180	110	243	2879	17587		

Modo Off-Design

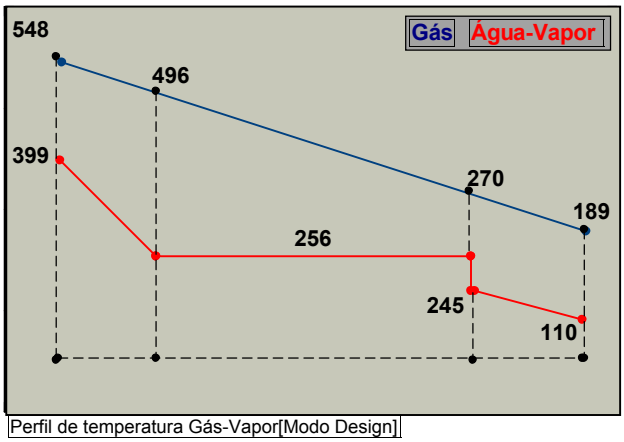
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0	10	10
Superaquecedor	538	490	262	389	1727	16214		
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	490	271	252	262	7659	16214		
Economizador	271	186	110	252	2883	16376		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	113400
Análise dos Gases-[%]	**CO_2**	**H_2O**	**N_2**	**O_2**	**SO_2**	**Fluxo dos Gases [kg/h]**
Modo Off-Design	3.00	7.00	75.00	15.00	0.00	113398

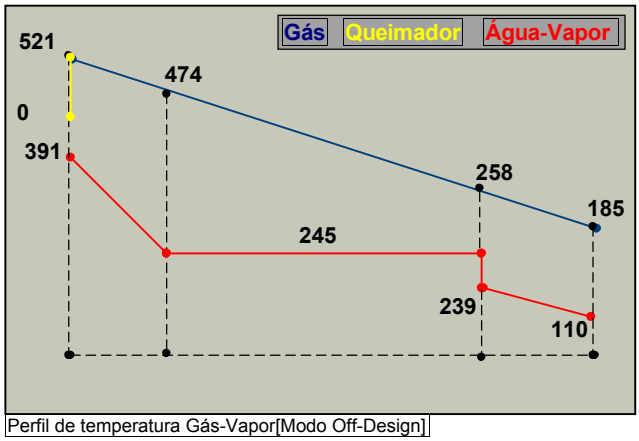
Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%] Eficiência ASME[design]: 73.6 [%] Eficiência ASME[off-design]: 63.8 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

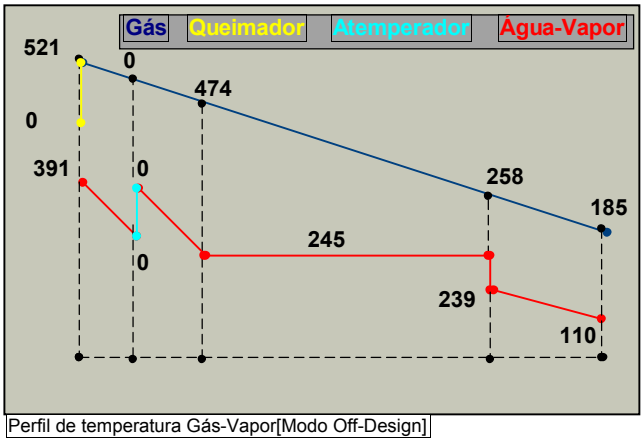
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	548	496	256	399	4106	36137	14	11
Evaporador	496	270	245	256	17455	36137		
Economizador	270	189	110	245	6069	36499		

Modo Off-Design

Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0	12	6
Superaquecedor	521	474	245	391	3404	30722		
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	474	258	239	245	15098	30722		
Economizador	258	185	110	239	4925	31029		

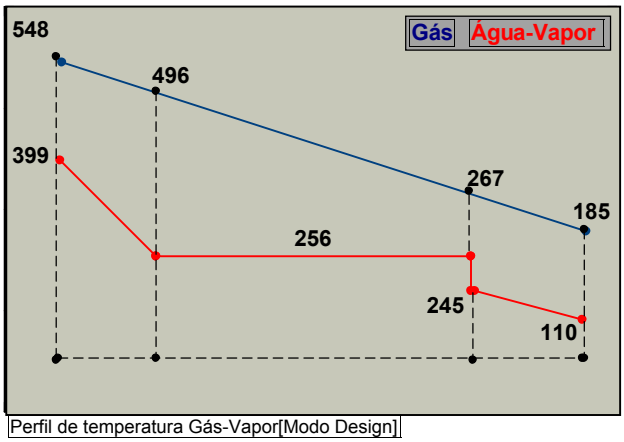
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3	7	75	15	0	249500
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Design	3.00	7.00	75.00	15.00	0.00	227396

Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%] Eficiência ASME[design]: 64.2 [%] Eficiência ASME[off-design]: 62.9 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 0.00 [%]

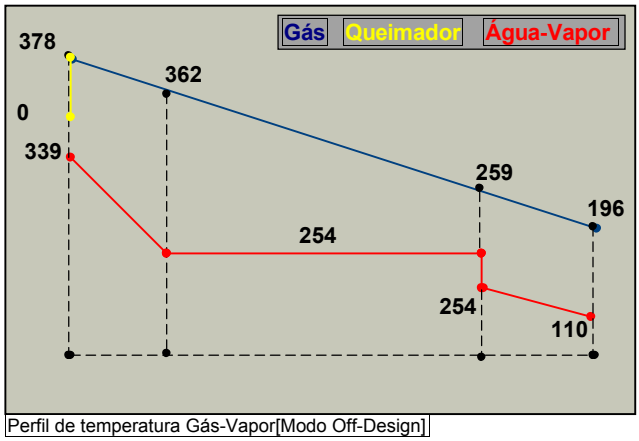


Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

EES Ver. 7.205: #0895: For use only by Ednildo Andrade Torres, Universidade Federal da Bahia, Salvador Bahia, Brazil



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

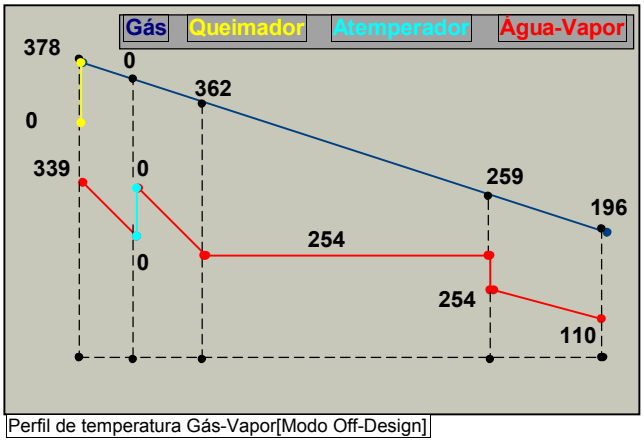
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	548	496	256	399	1125	9900	11	11
Evaporador	496	267	245	256	4782	9900		
Economizador	267	185	110	245	1663	9999		

Modo Off-Design

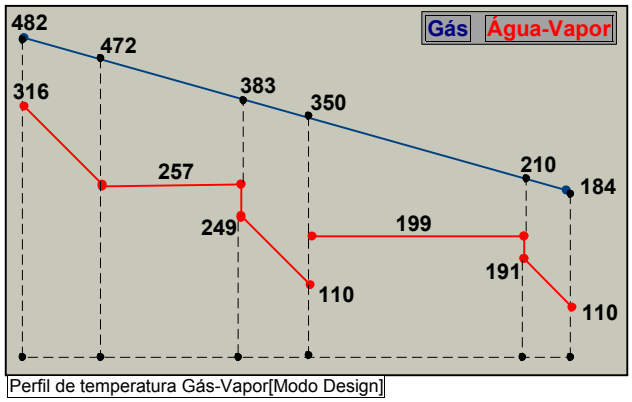
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0		
Superaquecedor	378	362	254	339	323.9	4488	5	0
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	362	259	254	254	2068	4488		
Economizador	259	196	110	254	854.4	4533		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	3.04	7.33	75.5	14.13	0	67480
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Design	1.79	4.93	76.40	16.88	0.00	67276

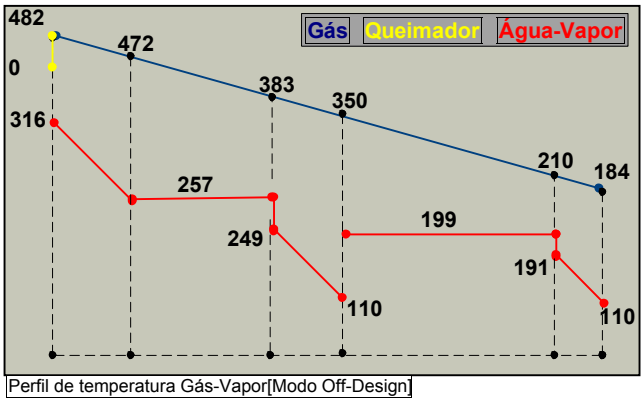
Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%] **Eficiência ASME[design]:** 64.8 [%] **Eficiência ASME[off-design]:** 43.4 [%]
Percentagem vapor [ECO]: 2.02 [%]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Design]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Design]

Modo Design

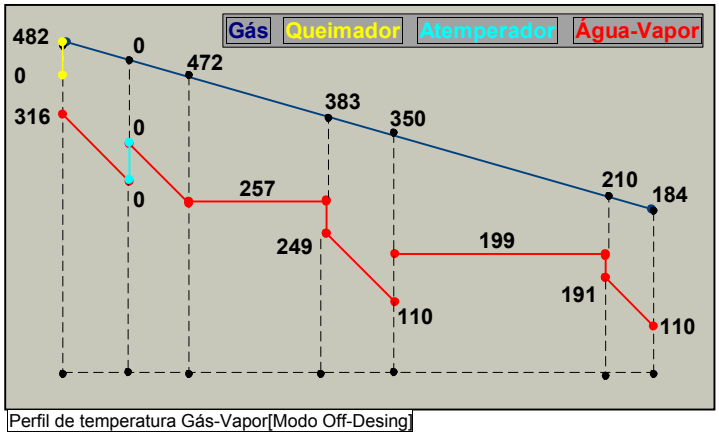
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	482	472	257	316	1880	34715	126	8
Evaporador	472	383	249	257	16562	34715		
Economizador	383	350	110	249	6157	35757		
Evaporador	350	210	191	199	25161	45733	11	8
Economizador	210	184	110	191	4578	47105		

Modo Off-Design

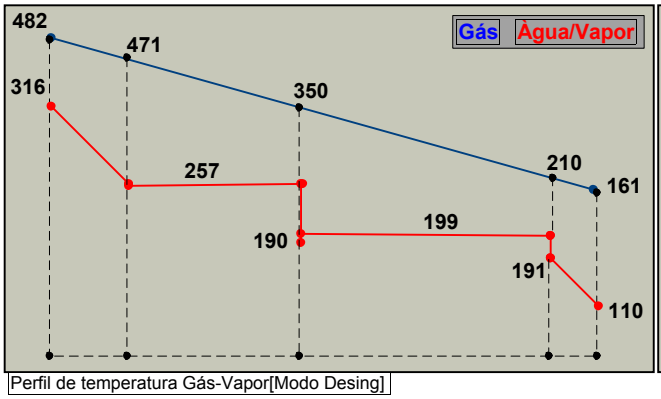
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0	126	8
Superaquecedor	482	472	257	316	1880	34723		
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	472	383	249	257	16561	34723		
Economizador	383	350	110	249	6151	35765		
Evaporador	350	210	191	199	25052	45568	11	8
Economizador	210	184	110	191	4566	46935		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Design	2.6	21	63	13.4	0	551101
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Design	2.6	21	63	13.4	0	551101

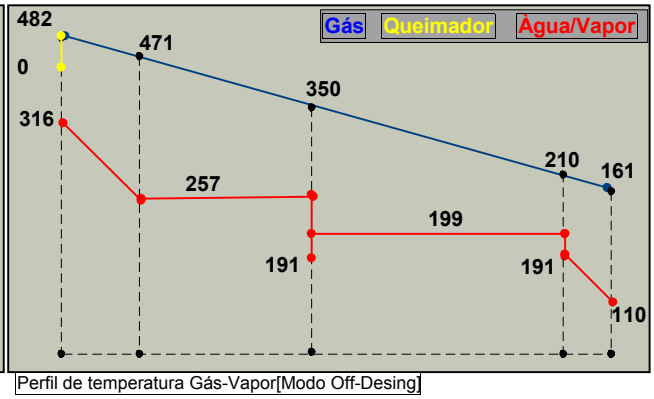
Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%]
Percentagem vapor[ECO-LP]: 0.00 [%]
Percentagem vapor[ECO-HP]: 0.00 [%]
Eficiência ASME[design]: 61.0 [%]
Eficiência ASME[off-design]: 60.9 [%]
Fluxo Vapor [design]: 80448 [kg/h]
Fluxo Vapor [off desing]: 80291 [kg/h]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Desing]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Desing]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Desing]

Modo Desing

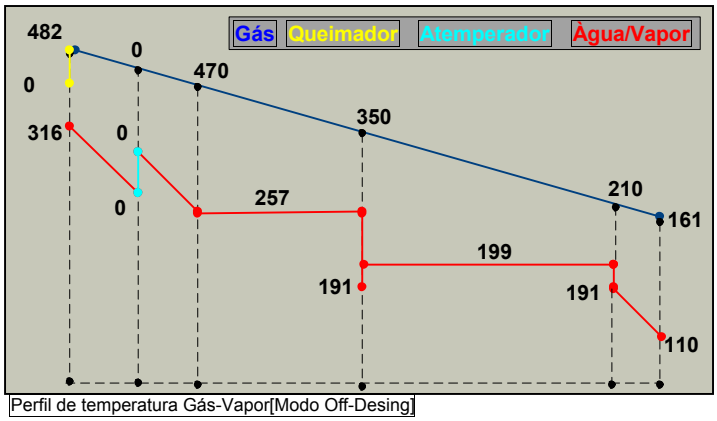
Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Superaquecedor	482	471	257	316	2161	40230	93	67
Evaporador	471	350	190	257	22328	40230		
Evaporador	350	210	191	199	25146	45695	11	8
Economizador	210	161	110	191	8524	88502		

Modo Off-Desing

Superficie	Temperatura [C]				Potência Absorvida [kW]	Fluxo [kg/h]	PP [C]	AP [C]
	Gás		Àgua/Vapor					
	In	Out	In	Out				
Queimador	0	0	0	0	0	0	93	66
Superaquecedor	482	471	257	316	2162	40283		
Atemperador	0	0	0	0	0	0		
Evaporador	471	350	191	257	22327	40283		
Evaporador	350	210	191	199	25145	45690	11	8
Economizador	210	161	110	191	8527	88553		

Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Desing	2.6	21	63	13.4	0	551101
Análise dos Gases-[%]	CO_2	H_2O	N_2	O_2	SO_2	Fluxo dos Gases [kg/h]
Modo Off-Desing	2.6	21	63	13.4	0	551101

Erro de Fechamento[vapor]: 0.0 [%]
Percentagem vapor[ECO]: 0.00 [%]
Eficiência ASME[design]: 65.3 [%]
Eficiência ASME[off-design]: 65.3 [%]
Fluxo Vapor [design]: 85924 [kg/h]
Fluxo Vapor [off design]: 85974 [kg/h]



Perfil de temperatura Gás-Vapor[Modo Off-Desing]

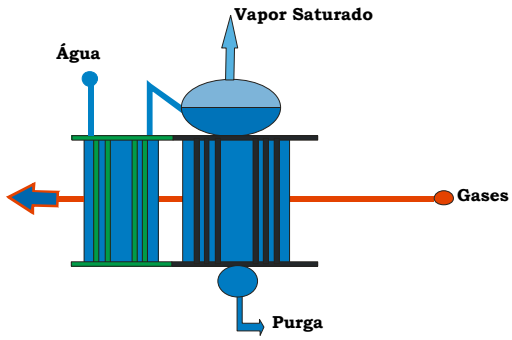
Módulo ECO&EVAP

HRSG sem **Queima Auxiliar**

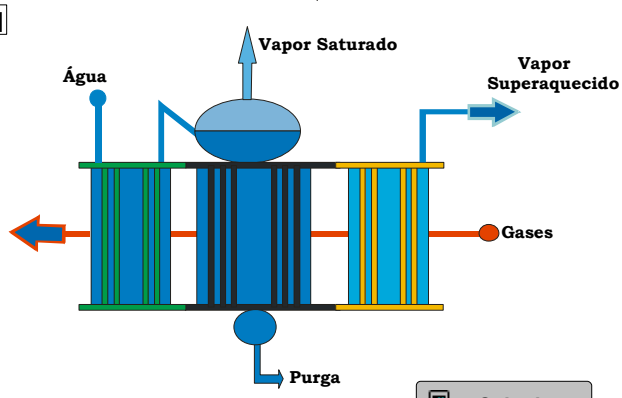
Vapor Superaquecido P

Sistema de Unidades SI

ECO&EVAP



[HRSG-1]



Calculate

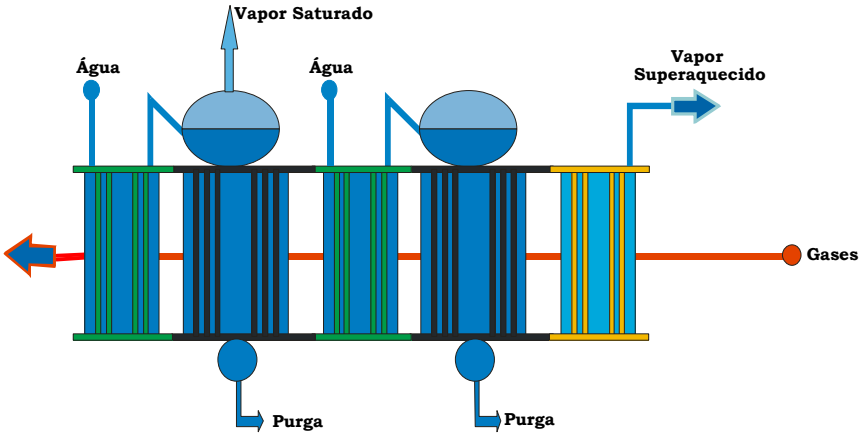
HRSG[ECO$_{distinto}$]

Módulo HRSG[ECO_distinto]

HRSG sem **Queima Auxiliar**

Vapor Superaquecido P

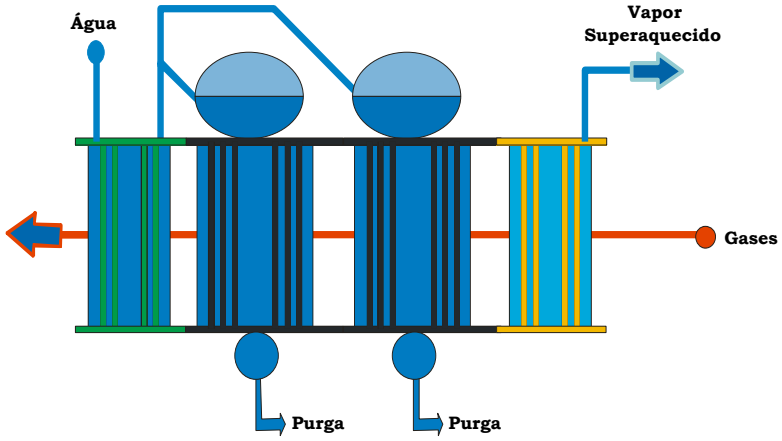
Sistema de Unidades SI



Calculate

HRSG[ECO$_{comum}$]

Módulo	HRSG[ECO_comum]
HRSG	sem
Queima Auxiliar	
Vapor Superaquecido	P
Sistema de Unidades	SI



Calculate

Lookup Table: Análise do Combustível

	Line	CH4 [%]	C2H6 [%]	C3H8 [%]	n-C4H10 [%]	C4H10 [%]	n-C5H12 [%]	C5H12 [%]	C6H14 [%]	H2 [%]	CO [%]
Row 1	1	96	2	2	0	0	0	0	0	0	0

Lookup Table: Análise do Combustível

	CO2 [%]	N2 [%]	H2O [%]	H2S [%]
Row 1	0	0	0	0

Lookup Table: Análise dos Gases[Design]

	Line	CO2 [%]	H2O [%]	N2 [%]	O2 [%]	SO2 [%]
Row 1	1	7	12	75	6	0

Lookup Table: Análise dos Gases[Off-Design]

	Line	CO2 [%]	H2O [%]	N2 [%]	O2 [%]	SO2 [%]
Row 1	1	7	12	75	6	0