

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL D
TESE DEFENDIDA POR Denilson Boschiero
Espirito Santo E APROVADA PEL
COMISSÃO JULGADORA EM 20/08/2001

WLR Gallo
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos de Geração de Eletricidade

Autor : Denilson Boschiero do Espirito Santo

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

21/02

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos de Geração de Eletricidade

Autor : Denilson Boschiero do Espirito Santo

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

Curso: Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Térmica e Fluidos

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

Campinas, 2001
S.P. - Brasil

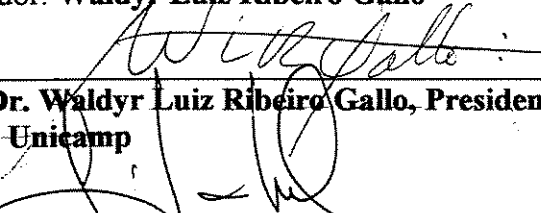
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DE

TESE DE DOUTORADO

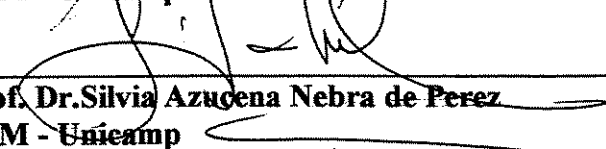
**Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos
de Geração de Eletricidade**

Autor : Denilson Boschiero do Espirito Santo

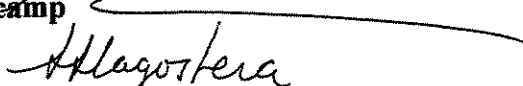
Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo



Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo, Presidente
FEM - Unicamp



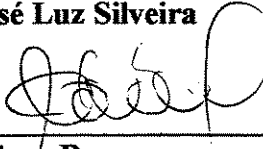
Prof. Dr. Silvia Azucena Nebra de Perez
FEM - Unicamp



Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltrán
FEM - Unicamp



Prof. Dr. José Luz Silveira
UNESP



Prof. Dr. Edson Bazzo
UFSC

Campinas, 20 de Agosto de 2001

0687890

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

Es65 *m* Espirito Santo, Denilson Boschiero
Metodologias de avaliação de sistemas térmicos de
geração de eletricidade / Denilson Boschiero do Espirito
Santo. -- Campinas, SP: [s.n.], 2001.

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo.
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Energia termelétrica. 2. Energia elétrica e calor-
Cogeração. 3. Energia. 4. Eletricidade. 5. Simulação
(Computadores). 6. Turbinas a gás. 7. Turbinas a vapor.
8. Caldeiras. 9. Absorção. I. Gallo, Waldyr Luiz Ribeiro.
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais Alexandre e Gilda e aos meus irmãos Adriano e Monica que sempre me motivaram e acreditaram que este deveria ser mais um passo desta vida.

Agradecimentos

A Deus que permitiu que eu encontrasse e desenvolvesse um dos tantos dons que me deu em um mundo com tanta desigualdade.

A coordenadoria de pós-graduação, em especial ao Prof. Kamal e a Sonia que nestes sete anos de trabalho junto à FEM sempre me ajudaram em processos administrativos.

A secretaria do Departamento de Energia, em especial a Neusa e Rodrigues, pela amizade e ajuda.

Ao IPT (Instituto de Pesquisa e Tecnologia) por facilitar a minha participação em um curso de instrumentação.

Ao CNPq pelo suporte financeiro na forma de bolsa de estudos e ajuda em viagens a congressos.

Aos Professores Bidini e Desideri e aos doutorandos Francesco Fantozzi e Francesco Di Maria da Faculdade de Engenharia de Perugia – Itália, que me receberam e apoiaram durante um período em que lá estive.

A todos os professores e amigos que contribuíram com seus ensinamentos. Em especial aos professores que se tornaram amigos e muitas vezes através de um gesto simples souberam manter a minha motivação, entre eles destaco Prof. Altemani, Prof. Kamal, Prof. Sinclair, Prof. Pires, Prof. Llagostera, etc.

Ao meu Avô Julio Boschiero (in memoriam) e minha avó Augusta Boschiero que me receberam em sua casa nestes últimos sete anos e tem enorme participação na minha formação.

Ao Prof. Gallo pelo suporte, acompanhamento, dedicação e amizade. E mais que isso por nunca impor um ponto obrigatório de chegada para o trabalho (liberdade vigiada) e alimentar todas as minhas buscas com materiais e referências bibliográficas fundamentais para a obtenção dos resultados.

Epígrafe

À mente, as aparências são de quatro tipos. Coisas ou são o que parecem ser; ou elas nem são, nem parecem ser; ou elas são, mas não parecem ser; ou elas não são, porém parecem ser. Mirar e acertar em todos os casos é o trabalho do homem sábio.

Epictetus (A. D. c. 55-135)

Não vos inquieteis pelo dia de amanhã, porque o dia de amanhã cuidará de si mesmo. Basta a cada dia o seu mal.
(Mateus 6:34)

Resumo

ESPIRITO SANTO, Denilson Boschiero, “Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos de Geração de Eletricidade”, Campinas, SP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001. 187p. Tese (Doutorado).

Dentro de um mercado livre de eletricidade, preocupações ambientais, escassez de recursos naturais, etc, a avaliação de sistemas térmicos se torna uma ferramenta bastante importante na tomada de decisões de investimento e de liberação de recursos por parte dos bancos de desenvolvimento em pequenos, médios e grandes projetos de energia. No caso específico da geração de eletricidade o grande número de variáveis e incertezas envolvidas em um projeto termelétrico torna o desenvolvimento de métodos computacionais importante para mensurar a utilização/conversão de energia com as variações de demanda, variações climáticas, estratégias de operação, condições econômicas (compra e/ou venda de eletricidade, custos de combustível, manutenção, etc), desempenho dos equipamentos, etc. Este trabalho apresenta alguns métodos (clássicos) de representação matemática de processos físicos envolvidos em plantas térmicas de geração de eletricidade. Desenvolve a compilação computacional dos métodos para permitir o tratamento de novas situações com bastante agilidade (simulação), revelando o desempenho do sistema fora da condição de projeto. Algoritmos computacionais de simulação de sistemas termelétricos permitem revelar-se cenários únicos da operação da planta e análise de parâmetros de influência. O método é aplicado para a análise de possíveis sistemas de cogeração para o Hospital de Clínicas da Unicamp e para uma termelétrica em ciclo combinado com dois níveis de pressão. Os resultados revelam possibilidades de otimização da planta térmica e possibilitam mensurar os benefícios da implementação de novos sistemas ou de melhora de desempenho dos existentes.

Palavras chave

Termelétrica, cogeração, energia, eletricidade, turbina a gás, caldeira de recuperação, turbina a vapor, resfriador de líquido por absorção, serpentina de resfriamento, simulação computacional.

Abstract

ESPIRITO SANTO, Denilson Boschiero, “Methodologies for Analysis of Thermal Systems utilized for Electricity Generation”, Campinas, SP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001. 187p. Tese (Doutorado).

Within a free market of electricity, environmental concerns, scarce natural resources, etc. the evaluation of thermal systems becomes a very important tool for investors’ decision making as well as for development banks to avow loans to small, medium-sized and big energy projects. In the specific case of electricity generation, the great number of variables and uncertainties involved in a thermoelectric project make the development of computational methods to measure the utilization/conversion of energy very important; particularly due to variations of demand, climatic changes, operational strategies, economic conditions (exchange of electricity with the grid, fuel cost, maintenance, first cost, etc.) and to equipment performance. This work proposes some well-known methods (classic) with mathematical representations of physical processes applied in thermal plants for generation of electricity. It also discuss a compilation of computational methods that can be used with great speed (simulation) in the management of new situations, disclosing the system operation in conditions other than the one used in the design. Computational algorithms here offered for simulation of thermoelectric systems display unique scenarios of a plant operation and analysis of its influential parameters. The method here described was tested in the analysis of possible systems of cogeneration for “Hospital de Clínicas da Unicamp” (university hospital) and for a thermoelectric dual pressure combined cycle. Results show optimization possibilities for thermal plants and demonstrate how to measure the gains of new systems as well as the performance improvement of existing ones.

Key words

Thermoelectric, cogeneration, energy, electricity, gas turbine, heat recovery steam generator, steam turbine, absorption chiller, cooling coil, computational simulation.

Índice

Lista de Figuras

Lista de Tabelas

Nomenclatura

Capítulo 1 – Introdução	1
Capítulo 2 – Cogeração e Termelétricas : Revisão Conceitual e Bibliográfica	
2.1 Introdução	6
2.2 Ciclos Térmicos de Geração de Potência	7
2.2.1 Ciclos a Vapor	7
2.2.2 Motores de Combustão Interna	11
2.2.3 Turbinas a Gás	13
2.2.3.1 Conceitos Gerais	13
2.2.3.2 Parâmetros de Influência	16
2.2.3.3 Ganhos de Performance	20
2.2.4 Ciclo Combinado	23
2.3 Equipamentos Auxiliares para Cogeração / Termoelétricas	26
2.3.1 Caldeira de Recuperação	26
2.3.1.1 Caldeira de Recuperação Fogotubular	28
2.3.1.2 Caldeira de Recuperação Aquatubular	29
2.3.2 Trocadores de Calor do tipo Serpentina	33
2.3.3 Condensadores	34

2.3.4 Sistemas de Refrigeração por Absorção	37
2.3.5 Turbinas a Vapor	40
2.4 Exemplos de Aplicações Reais	42

Capítulo 3 – Cogeração / Termoeletricas : Ferramentas e Metodologias de Análise

3.1 Introdução	45
3.2 Turbina a Gás PGT2	46
3.2.1 Curvas de desempenho	46
3.2.2 Equações de Correção da Performance da PGT2 para Condições Locais.	48
3.2.2.1 Potência	48
3.2.2.2 Eficiência	48
3.2.2.3 Fluxo de Gases de Exaustão	49
3.2.2.4 Temperatura dos Gases de Exaustão	49
3.3 Turbina a Gás Siemens V84.3	49
3.3.1 Curvas de Desempenho	49
3.3.2 Equações de Correção da Performance da V84.3 para Condições Locais.	52
3.3.2.1 Potência	52
3.3.2.2 Eficiência	55
3.3.2.3 Massa de Combustível	57
3.3.2.4 Fluxo de Gases de Exaustão	58
3.3.2.5 Temperatura dos Gases de Exaustão	59
3.4 Turbina a Vapor	60
3.5 Caldeiras de Recuperação	61
3.5.1 Caldeiras de Recuperação Fogotubulares	61
3.5.2 Caldeiras de Recuperação Aquatubulares	67
3.6 Chiller de Absorção (Resfriador de Líquido)	75
3.7 Trocadores de Calor de Superfície Extendida	77
3.8 Psicrometria	81

Capítulo 4 – Estudo de Caso de Cogeração no HC Unicamp

4.1 Introdução	85
4.2 Demandas de Energia do HC	87
4.2.1 Eletricidade	87
4.2.2 Vapor Saturado a 8 bar	88
4.2.3 Água Quente para Fins Sanitários	88
4.2.4 Água Gelada para Climatização Ambiente	88
4.3 Descrição dos Estudos de Caso	89
4.3.1 Caso 1 – Paridade Elétrica	89
4.3.2 Caso 2 – Paridade Elétrica com Resfriador de Líquido por Absorção	90
4.3.3 Caso 3 – Plena Carga com Resfriador de Líquido por Absorção	92
4.3.4 Caso 4 – Plena Carga com Resfriador de Líquido por Absorção e Resfriamento do Ar na entrada da Turbina a Gás	93
4.4 Perfil Climático	94
4.5 Hipóteses de Análise	94
4.6 Projeto da Caldeira de Recuperação	95
4.7 Projeto da Serpentina de Resfriamento de Ar	96
4.8 Resultados Técnicos	97
4.8.1 Eletricidade	97
4.8.2 Vapor	98
4.8.3 Fator de Utilização de Energia	99
4.8.4 Perda de Pressão do Ar e dos Gases	100
4.8.5 Carga do Resfriador de Líquido por Absorção	103
4.9 Resultados Econômicos	104
4.10 Conclusões	112

Capítulo 5 – Ciclo Combinado – Estudo de Caso

5.1 Introdução	114
5.2 Descrição do Ciclo Combinado Analisado	115

5.3 Hipóteses de Projeto	117
5.3.1 Turbina a Gás	117
5.3.2 Projeto da Caldeira de Recuperação de Dois níveis de Pressão	118
5.3.3 Turbina a Vapor / Ciclo a Vapor	120
5.3.4 Bombas de Água	121
5.4 Análise de Tendências	122
5.4.1 Temperatura Ambiente	122
5.4.2 Carga Parcial	129
5.4.3 Pressão de Condensação	132
5.5 Conclusão	134
 Capítulo 6 – Conclusões	 137
Bibliografia	142
Anexo I	150
Anexo II	154
Anexo III	191

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Ciclo a Vapor da Antiga Planta de Groningen (Holanda)	9
Figura 2.2 – Esquema de sistema de cogeração com motor de combustão interna	12
Figura 2.3 – Turbina a Gás de Eixo Único	13
Figura 2.4 – Turbina a Gás de Eixo Duplo	13
Figura 2.5 – Ciclo Brayton	14
Figura 2.6 – Termodinâmica da Turbina a Gás	15
Figura 2.7 – Influência da temperatura ambiente	16
Figura 2.8 – Efeito da altitude	17
Figura 2.9 – Curva de efeito da umidade absoluta	18
Figura 2.10 – Efeitos da perda de pressão	18
Figura 2.11 – Efeito do poder calorífico sobre a potência	19
Figura 2.12 – Efeito da injeção de vapor	20
Figura 2.13 – Efeito de um sistema evaporativo	22
Figura 2.14 – Termodinâmica de um Ciclo Combinado	23
Figura 2.15 - Esquema básico de uma caldeira fogotubular de dois passes	28
Figura 2.16 – Caldeira aquatubular	29
Figura 2.17 – Esquema de uma serpentina (a); processo de transferência de calor (b)	34
Figura 2.18 – Parâmetros de projeto de condensadores	35
Figura 2.19 – Ciclo de refrigeração por absorção	39
Figura 2.20 – Esquema de um ciclo de absorção de duplo efeito com fluxo da solução em série	39
Figura 2.21 – Diagrama PTX referente a esquema da figura 2.20	40
Figura 2.22 – Tipos Básicos de Turbinas a Vapor	41
Figura 3.1 – Efeito da Pressão Atmosférica sobre a Potência	46
Figura 3.2 – Performance da PGT2 – Nuovo Pignone	47
Figura 3.3 – Potência e eficiência da Siemens V84.3 em função da temp. ambiente	50
Figura 3.4 – Fluxo e temperatura dos gases de exaustão da Siemens V84.3 em função da temperatura ambiente	51

Figura 3.5 – Eficiência, temperatura e fluxo de gases de exaustão da Siemens V84.3 em função da porcentagem de carga	52
Figura 3.6 – Típica linha de expansão de turbinas em um diagrama de Mollier	60
Figura 3.7 – Temperatura de saída dos gases x área x quantidade de vapor	67
Figura 3.8 – Perfil de temperatura dos gases e água/vapor em caldeira	68
Figura 3.9 – Perfil de temperatura da caldeira	73
Figura 3.10 – Calor trocado na caldeira	74
Figura 3.11 – Percentagem de calor trocado	74
Figura 3.12 – Perfil de temperatura na condição 1	75
Figura 3.13 – Calor trocado na caldeira – condição 1	75
Figura 3.14 – Percentagem de calor trocado – condição 1	75
Figura 3.15 – Desempenho do resfriador de líquido por absorção em carga parcial	76
Figura 3.16 – Efeito do uso de relações de gás perfeito nos cálculos de umidade absoluta, entálpia e volume de ar saturado a 14,696 psia	81
Figura 4.1 – Demanda de Eletricidade do HC Unicamp	87
Figura 4.2 – Demanda de Vapor do HC Unicamp	88
Figura 4.3 – Perfil de Carga Térmica do HC Unicamp	89
Figura 4.4 – Esquema de cogeração – caso 1	90
Figura 4.5 – Esquema de cogeração – casos 2 e 3	91
Figura 4.6 – Esquema de cogeração – caso 4	93
Figura 4.7 – Perfil Climático	94
Figura 4.8 – Demanda e Geração de Eletricidade	98
Figura 4.9 – Demanda / Geração de Vapor	99
Figura 4.10 – Fator de Utilização de Energia	99
Figura 4.11 – Perda de pressão – Caso 1	101
Figura 4.12 – Perda de pressão – Caso 2	101
Figura 4.13 – Perda de pressão – Caso 3	102
Figura 4.14 – Perda de Pressão – Caso 4	102
Figura 4.15 – Temperatura de Bulbo Seco do Ar na Entrada da TG	103
Figura 4.16 – Carga do resfriador de líquido por absorção	103
Figura 4.17 – Valor presente x taxa de desconto (1)	105

Figura 4.18 – Valor presente x taxa de desconto (2)	106
Figura 4.19 – Valor presente x taxa de desconto (3)	106
Figura 4.20 – Valor presente x taxa de desconto (4)	107
Figura 4.21 – Valor presente x taxa de desconto (5)	107
Figura 4.22 – Valor presente x taxa de desconto (6)	108
Figura 4.23 – Valor presente x taxa de desconto (7)	109
Figura 4.24 – Valor presente x taxa de desconto (8)	109
Figura 4.25 – Payback x custo do gás natural (1)	110
Figura 4.26 – Payback x custo do gás natural (2)	110
Figura 4.27 – Payback x custo do gás natural (3)	111
Figura 4.28 – Payback x custo do gás natural (4)	111
Figura 5.1 – Esquema do Ciclo Combinado	115
Figura 5.2 – Perfil de Temperatura da Caldeira de Recuperação	119
Figura 5.3 – Diagrama T x s – Ciclo a Vapor	121
Figura 5.4 – Eficiência da TG e do CC x temperatura ambiente	123
Figura 5.5 – Eficiência das turbinas a vapor x temperatura ambiente	124
Figura 5.6 – Potência da TG e do CC x temperatura ambiente	124
Figura 5.7 – Potência das turbinas a vapor e bombas x temperatura ambiente	125
Figura 5.8 – Fluxo de vapor de alta e baixa pressão	125
Figura 5.9 – Fluxo de água	126
Figura 5.10 – Temperatura dos gases x temperatura ambiente	127
Figura 5.11 – Fluxo de gases de exaustão x temperatura ambiente	127
Figura 5.12 – Troca de calor seções da caldeira x temperatura ambiente (parte 1)	128
Figura 5.13 – Troca de calor seções da caldeira x temperatura ambiente (parte 2)	128
Figura 5.14 – Eficiência da TG e do CC x carga percentual da TG	129
Figura 5.15 – Eficiência da TV de alta e baixa x carga percentual da TG	129
Figura 5.16 – Potência da TG e do CC x % carga da TG	130
Figura 5.17 – Potência TV alta e baixa x % carga da TG	130
Figura 5.18 – Vapor de alta e baixa x % carga da TG	131
Figura 5.19 – Fluxos auxiliares x % carga da TG	132
Figura 5.20 – Eficiência x pressão de condensação	133

Figura 5.21 – Potência x pressão de condensação	133
Figura 1 a1 – Vapor gerado x fluxo de gases	150
Figura 2 a1 – Vapor gerado x temperatura dos gases I	151
Figura 3 a1 – Vapor gerado x temperatura dos gases II	152
Figura 4 a1 – Vapor gerado x temperatura dos gases III	153

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 –Efeito da variação dos diâmetros dos tubos e da velocidade dos gases	66
Tabela 5.1 – Dados de projeto da caldeira	118
Tabela 5.2 – Resultados do projeto da caldeira de recuperação	119

NOMENCLATURA

A1, A2 e A3 – coeficientes para simulação da turbina a vapor
A0E1...A10E1 – constantes do polinômio de cálculo do ETA1
A0E432...A7E432 – constantes do polinômio para cálculo do E432
A0E459...A7E459 – constantes do polinômio para cálculo do E459
A0E486...A7E486 – constantes do polinômio para cálculo do E486
A0E4113...A7E4113 – constantes do polinômio para cálculo do E4113
A0E5...A8E5 – constantes do polinômio para cálculo do ETA5
A0E6...A6E6 – constantes do polinômio para cálculo do ETA6
A0F2...A10F2 – constantes do polinômio para cálculo do EF2
A0P2...A10P2 – constantes do polinômio de cálculo do FP2
A0P532...A7P532 – constantes do polinômio para cálculo do P532
A0P559...A7P559 – constantes do polinômio para cálculo do P559
A0P586...A7P586 – constantes do polinômio para cálculo do P586
A0P5113...A7P5113 – constantes do polinômio para cálculo do P5113
A0P8...A6P8 – constantes do polinômio de cálculo do FP8
A0T2...A10T2 – constantes do polinômio para cálculo do TE2
Ao – Área total da serpentina (m^2)
Ad – Área da parte seca da serpentina (m^2)
Aw – Área da parte úmida da serpentina (m^2)
bd – blow down – (%)
c – expoente de transferência de calor (adimensional)
C – característica da serpentina (kg.K/kJ)
cpar – calor específico do ar (kJ/kg.K)
cpg – calor específico dos gases de exaustão (kJ/kg.K)
cpw – calor específico da água (kJ/kg.K)
dof – diâmetro externo dos tubos da caldeira fogotubular (m)
dif – diâmetro interno dos tubos da caldeira fogotubular (m)
Dhm – Diferença de entálpia efetiva média do ar (kJ/kg)
DPa – Perda de pressão dos gases na caldeira aquatubular (mmca ou Pa)

DPin – Perda de pressão na tomada de ar da turbina a gás (mmca ou Pa)
 DPf – Perda de carga dos gases na caldeira fogotubular (mmca / Pa)
 DPon – Perda de pressão na saída de gases da turbina a gás (mmca / Pa)
 DPpa – Perda de pressão dos gases de projeto da caldeira aquatubular (mmca / Pa)
 DPVA – perda de pressão do vapor no superaquecedor de alta pressão (bar)
 DPVB – perda de pressão do vapor no superaquecedor de baixa pressão (bar)
 DTln – Diferença de temperatura média logarítmica (°C)
 DTlnsup – Diferença de temperatura média logarítmica no superaquecedor (°C)
 DTlnev – Diferença de temperatura média logarítmica no evaporador (°C)
 DTlnec – Diferença de temperatura média logarítmica no economizador (°C)
 DTcond – diferencial de temperatura no condensador (°C)
 Dtm – diferença de temperatura efetiva média entre o bulbo seco do ar e o meio de resfriamento (°C)
 Ef – eficiência isoentrópica da turbina a vapor na condição da simulação
 Efd – eficiência isoentrópica da turbina a vapor na condição de projeto
 EGF – fluxo de gases de exaustão (kg/h)
 EFiso – fluxo de gases de exaustão da TG na condição ISO (kg/h)
 EFsite – fluxo de gases de exaustão da TG na condição local (kg/h) (V84.3)
 EF1 – fluxo de gases de exaustão da TG na condição local (kg/h) (PGT2)
 EF1 – correção do fluxo de gases de exaustão da TG devido a pressão atmosférica
 EF2 – correção do fluxo de gases de exaustão da TG devido a temperatura ambiente
 EF3 – correção do fluxo de gases de exaustão da TG devido a perda de carga na entrada
 EF4 – correção do fluxo gases de exaustão da TG devido a operação em cargas parciais
 EF5 – correção do fluxo gases de exaustão da TG devido a umidade relativa / absoluta
 EF6 - correção do fluxo de gases de exaustão da TG devido a injeção de água ou vapor
 ETAiso – eficiência da TG na condição ISO
 ETAsite – eficiência da TG na condição local (V84.3)
 ETA1 – eficiência da Tg na condição local (PGT2)
 ETA1 – correção da eficiência da TG devido a temperatura ambiente
 ETA2 – correção da eficiência da TG devido a perda de carga na entrada do ar
 ETA3 – correção da eficiência da TG devido a perda de carga dos gases de exaustão

ETA4 – correção da eficiência da TG devido a umidade absoluta / relativa

ETA5 – correção da eficiência da TG devido a operação em cargas parciais

ETA6 – correção da eficiência da TG devido ao poder calorífico do combustível

ETA7 – correção da eficiência da TG devido a injeção de água ou vapor

E432, E459, E486 E E4113 – variáveis para cálculo do ETA4

FC – fator de carga do chiller de absorção

FCS – fator de calor sensível da serpentina

FFsite – consumo de combustível da TG na condição local (kg/h)

FDca – fator de desempenho do chiller de absorção em cargas parciais

Fs – parâmetro de superfície e área da serpentina

ffi – fator de incrustação – lado interno dos tubos

ffo – fator de incrustação – lado externo dos tubos

Fgsup; Fgev e Fgec – Fatores que consideram as propriedades dos gases de exaustão

FP1 – correção da potência da TG devido a pressão atmosférica / altitude

FP2 – correção da potência da TG devido a temperatura ambiente

FP3 – correção da potência da TG devido a perda de carga na entrada do ar

FP4 – correção da potência da TG devido a perda de carga na saída dos gases

FP5 – correção da potência da TG devido a umidade absoluta / relativa

FP6 – correção da potência da TG devido a operação em cargas parciais

FP7 – correção da potência da TG devido a injeção de água ou vapor

FP8 – correção da potência da TG devido ao poder calorífico do combustível

F532, F559, F586 e F5113 – variáveis para cálculo do EF5

hc – coeficiente de convecção térmica ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

hi – coeficiente total de convecção térmica ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) – lado interno

hn – coeficiente de convecção térmica não luminoso ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

ho – coeficiente total de convecção térmica ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) – lado externo

hal1 – entálpia da água de alimentação da caldeira (kJ/kg)

hal2 – entálpia da água na saída do economizador (kJ/kg)

has – entálpia da água líquida saturada (kJ/kg)

hvs – entálpia do vapor saturado (kJ/kg)

hvsup – entálpia do vapor superaquecido (kJ/kg)

hl – perda de calor da caldeira (heat loss) – (%)
 $ha1$ – entálpia do ar entrando na serpentina (kJ/kg)
 $ha1''$ – entálpia do ponto de orvalho do ar entrando na serpentina (kJ/kg)
 $ha2$ – entálpia do ar saindo da serpentina (kJ/kg)
 $ha2''$ – entálpia do ponto de orvalho do ar saindo da serpentina (kJ/kg)
 hab – entálpia do ar na fronteira seco-úmido (kJ/kg)
 hfw – calor rejeitado pelo condensado (kJ/kg)
 hsb – entálpia da superfície na fronteira seco-úmido (kJ/kg)
 $hs2$ – entálpia da superfície na região de saída do ar da serpentina (kJ/kg)
 $hs(barra)$ – entálpia efetiva da superfície (kJ/kg)
 $hw1$ – entálpia da água na entrada da serpentina (kJ/kg)
 $hw2$ – entálpia da água na saída da serpentina (kJ/kg)
 hwb – entálpia da água na fronteira seco-úmido (kJ/kg)
 h – entálpia do ar úmido (kJ/kg)
 ha – entálpia específica do ar seco (kJ/kg)
 hw – entálpia específica da água (kJ/kg)
 hg – entálpia específica do vapor de água saturado (kJ/kg)
 Kg – condutividade térmica dos gases de exaustão (W/m.°C)
 Kmf – condutividade térmica do metal da caldeira fogotubular (W/m.°C)
 $Ksup$; Kev e Kec – Fatores obtidos da condição de projeto.
 Lf – comprimento dos tubos da caldeira fogotubular (m)
 M – fluxo de vapor da turbina a vapor na condição da simulação (kg/s)
 Ma – massa de ar seco da amostra de ar úmido (kg)
 Md – fluxo de vapor da turbina a vapor na condição de projeto (kg/s)
 Mr – razão entre os fluxos de vapor da simulação e de projeto da turbina a vapor.
 mar – fluxo mássico de ar pela serpentina (kg/s)
 mg – fluxo de gases de exaustão (kg/h)
 mgp – fluxo de gases de exaustão de projeto da caldeira aquatubular (kg/h)
 mv – fluxo de vapor (kg/h)
 mvc – fluxo de vapor calculado na performance da caldeira aquatubular (kg/h)
 mvd – fluxo de vapor de projeto da caldeira aquatubular (kg/h)

mvn – fluxo nominal de vapor do chiller de absorção (kg/h/TR)
 $mvca$ – fluxo de vapor consumido pelo chiller de absorção na carga parcial (kg/h/TR)
 mw – fluxo mássico de água pela serpentina (kg/s)
 Mw – massa de vapor de água da amostra de ar úmido (kg)
 n – número de moles total (mol)
 n_a – número de moles do ar seco (mol)
 n_w – número de moles de vapor de água (mol)
 n_i – grau de saturação (adimensional)
 n_{ig} – viscosidade dinâmica dos gases de exaustão (Pa.s)
 N_{rc} – número de filas (rows) calculado da serpentina
 Nu – Número de Nusselt
 P_1 – pressão do vapor de baixa (bar)
 P_2 – pressão do vapor de alta (bar)
 P_{desae} – pressão do desaerador (bar)
 PCI – poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)
 P_{atm} – pressão atmosférica (kPa)
 $Piso$ – potência da turbina a gás na condição ISO
 P_{site} – potência da turbina a gás V84.3 na condição local
 P_l – potência da turbina a gás PGT2 na condição local
 p – pressão total do ar úmido (kPa)
 p_a – pressão parcial do ar seco (kPa)
 p_w – pressão parcial da água no ar úmido (kPa)
 p_{ws} – pressão da água pura saturada (kPa)
 Pr – Número de Prandtl
 PR – razão de pressão da turbina a vapor na condição da simulação
 PR_d – razão de pressão da turbina a vapor na condição de projeto
 PR_r – relação entre as razões de pressão na simulação e de projeto da turbina a vapor.
 $P_{532}, P_{559}, P_{586}$ e P_{5113} – variáveis para cálculo do FP5
 q – umidade específica do ar úmido (kg H_2O / kg ar úmido)
 Q_{ec} – troca de calor no economizador (kW)
 Q_{ev} – troca de calor no evaporador (kW)

Q_f – troca de calor da caldeira fogotubular (kW)
 Q_{su+cv} – troca de calor no superaquecedor e evaporador (kW)
 Q_{su} – troca de calor no superaquecedor (kW)
 Q_{sup2} – troca de calor no superaquecedor de alta pressão (kW)
 Q_{ev2} – troca de calor no evaporador de alta pressão (kW)
 Q_{ec22} – troca de calor no segundo economizador de alta pressão (kW)
 Q_{sup1} – troca de calor no superaquecedor de baixa pressão (kW)
 Q_{ev1} – troca de calor no evaporador de baixa pressão (kW)
 Q_{ec21} – troca de calor no primeiro economizador de alta pressão (kW)
 Q_{pre} – troca de calor no pré-aquecedor (kW)
 Q_t – troca de calor total da serpentina (kW)
 Q_{td} – troca de calor na parte seca da serpentina (kW)
 Q_{tw} – troca de calor na parte úmida da serpentina (kW)
 R – constante universal dos gases (kJ/kmol.K)
 R_a – constante do gás para ar seco (kJ/kmol.K)
 R_t – resistência térmica referida a área externa A_o (K.m²/W)
 R_{ad} – resistência térmica referida a área externa A_o do lado do ar na parte seca (K.m²/W)
 R_{aw} – resistência térmica referida a área externa A_o do lado do ar na parte úmida (K.m²/W)
 R_{md} – resistência térmica do metal na parte seca da serpentina (K.m²/W)
 R_{mw} – resistência térmica do metal na parte úmida da serpentina (K.m²/W)
 R_r – resistência térmica do fluido no interior dos tubos (K.m²/W)
 Re – Número de Reynolds
 S_f – área de troca de calor da caldeira fogotubular (m²)
 S_{of} – área de troca de calor da caldeira fogotubular (m²) – lado externo dos tubos
 S_{if} – área de troca de calor da caldeira fogotubular (m²) – lado interno dos tubos
 $Stg2$ – fluxo de vapor gerado na alta pressão – projeto (kg/h)
 $Stg2n$ – fluxo de vapor gerado na alta pressão – simulação (kg/h)
 $Stg2nc$ – fluxo de vapor gerado na alta pressão corrigido – simulação (kg/h)
 $Stg1$ – fluxo de vapor gerado na baixa pressão – projeto (kg/h)
 $Stg1n$ – fluxo de vapor gerado na baixa pressão – simulação (kg/h)
 T – temperatura absoluta (K)

TRN – capacidade nominal do chiller de absorção (TR)
 t – temperatura de bulbo seco do ar úmido (°C)
 TBSF – temperatura de bulbo seco do ar úmido (°F)
 tamb – temperatura de bulbo seco ambiente do ar na entrada da turbina a gás (°C)
 td – temperatura de ponto de orvalho do ar úmido (°C)
 t* - temperatura de bulbo úmido termodinâmica do ar úmido (°C)
 Tavg – temperatura média dos gases na caldeira aquatubular (°C) – performance
 Tavgp – temperatura média dos gases na caldeira aquatubular (°C) - projeto
 Tg1f – temperatura dos gases na entrada da caldeira fogotubular (°C)
 Tg2f – temperatura dos gases na saída da caldeira fogotubular (°C)
 Tg1a – temp. dos gases na entrada do superaquecedor (°C) – caldeira aquatubular
 Tg2a – temp. dos gases na entrada do evaporador (°C) – caldeira aquatubular
 Tg3a – temp. dos gases na entrada do economizador (°C) – caldeira aquatubular
 Tg4a – temp. dos gases na saída da caldeira aquatubular (°C)
 Tg1 – temp. dos gases na entrada do superaquecedor de alta pressão (°C)
 Tg2 – temp. dos gases na entrada do evaporador de alta pressão (°C)
 Tg3 – temp. dos gases na entrada do 2º economizador de alta pressão (°C)
 Tg4 – temp. dos gases na entrada do superaquecedor de baixa pressão (°C)
 Tg5 – temp. dos gases na entrada do evaporador de baixa pressão (°C)
 Tg6 – temp. dos gases na entrada do 1º economizador de alta pressão (°C)
 Tg7 – temp. dos gases na entrada do pré-aquecedor (°C)
 Tg8 – temp. dos gases na saída do pré-aquecedor / caldeira (°C)
 ta1 – temperatura de bulbo seco do ar entrando na serpentina (°C)
 ta1' – temperatura de bulbo úmido do ar entrando na serpentina (°C)
 ta1'' – temperatura de ponto de orvalho do ar entrando na serpentina (°C)
 ta2 – temperatura do ar saindo da serpentina (°C)
 ta2' - temperatura de bulbo úmido do ar saindo da serpentina (°C)
 ta2'' – temperatura de ponto de orvalho do ar saindo da serpentina (°C)
 tab – temperatura do ar na fronteira seco-úmido (°C)
 tsb – temperatura da superfície na fronteira seco-úmido (°C)
 ts(barra) = temperatura efetiva da superfície (°C)

t_{sup1} – temperatura da superfície na região de entrada do ar na serpentina ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{sup2} – temperatura da superfície na região de saída do ar da serpentina ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{w1} – temperatura de entrada do fluido de resfriamento ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{w2} – temperatura de saída do fluido de resfriamento ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{wb} – temperatura do fluido de resfriamento na fronteira seco-úmido ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{al} – temperatura da água na entrada do pré-aquecedor ($^{\circ}\text{C}$)
 t_w – temperatura da água na entrada da caldeira ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{w2a} – temperatura da água na saída do 1º economizador de alta pressão ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{s1} – temperatura de saturação do vapor de baixa pressão ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{sp1} – temperatura do vapor saturado de baixa pressão ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{w2b} – temperatura da água na saída do 2º economizador de alta pressão ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{s2} – temperatura do vapor saturado de alta pressão ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{sp2a} – temperatura do vapor superaquecido de alta pressão ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{sp2b} – temperatura do vapor superaquecido de alta pressão corrigida ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{al1} – temperatura da água de alimentação da caldeira ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{al2} – temperatura da água na saída do economizador ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{vsup} – temperatura do vapor superaquecido ($^{\circ}\text{C}$)
 t_{vs} – temperatura do vapor saturado ($^{\circ}\text{C}$)
 TE_{iso} – temperatura dos gases de exaustão na condição ISO ($^{\circ}\text{C}$)
 TE_{site} – temperatura dos gases de exaustão na condição local (V84.3) ($^{\circ}\text{C}$)
 TE_l – temperatura dos gases de exaustão na condição local (PGT2) ($^{\circ}\text{C}$)
 $TE1$ – correção da temperatura dos gases de exaustão da TG devido a operação em cargas parciais.
 $TE2$ – correção da temperatura dos gases de exaustão da TG devido a temperatura ambiente.
 $TE3$ – correção da temperatura dos gases de exaustão da TG devido a perda de carga na entrada do ar
 $TE4$ – correção da temperatura dos gases de exaustão da TG devido a perda de carga na exaustão dos gases.
 $TE5$ – correção da temperatura dos gases de exaustão da TG devido a umidade relativa / absoluta.
 T_{532} , T_{559} , T_{586} e T_{5113} – variáveis para cálculo do $TE5$.
 U_f – coeficiente global de transferência de calor da caldeira fogotubular ($\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

U_{of} – coef. global de transf. de calor da caldeira fogotubular ($\text{kJ/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) – lado externo
 U_{if} – coef. global de transf. de calor da caldeira fogotubular ($\text{kJ/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) – lado interno
 UR – umidade relativa do ar (%)
 $(U.S)_p$ – produto da área e coeficiente global de troca de calor no modo de performance.
 $(U.S)_p \text{ sup; } (U.S)_p \text{ ev e } (U.S)_p \text{ ec}$ – produto da $A \times U$ do superaquecedor, evaporador e economizador na condição de performance.
 V – volume total da amostra de ar úmido (m^3)
 v_a – volume específico do ar (m^3/kg)
 v_g – volume específico dos gases (m^3/kg)
 w_g – velocidade do gás de exaustão dentro dos tubos da caldeira fogotubular (m/s)
 W – umidade absoluta do ar úmido ($\text{kg H}_2\text{O} / \text{kg ar seco}$)
 W_s – umidade absoluta do ar úmido saturado ($\text{kg H}_2\text{O} / \text{kg ar seco}$)
 W_1 – umidade absoluta do ar na entrada da serpentina ($\text{g H}_2\text{O/kg ar}$)
 W_2 – umidade absoluta do ar na saída da serpentina ($\text{g H}_2\text{O/kg ar}$)
 y – razão do ganho de temperatura do meio de resfriamento não volátil e da queda de entálpia do fluxo de ar (kg.K/kJ).
 x_a – fração molar do ar seco
 x_w – fração molar do ar úmido
 x_{ws} – fração molar do vapor de água na condição de saturação
 $\%C$ ou $\% \text{ Carga}$ – Carga percentual da turbina a gás

Capítulo 1 - Introdução

O crescimento das atividades econômicas motivadas pela globalização, aumento populacional, desenvolvimento de cultura consumidora de produtos manufaturados, busca por uma melhor qualidade de vida, etc, acarretam um aumento de extração de recursos naturais, transformação de matérias primas, produção de manufaturados e de consumo e demanda de energia necessária nas diversas etapas de sua transformação.

Os processos de conversão de energia mais difundidos e empregados apresentam em sua grande maioria algum tipo de impacto ambiental, desde as formas renováveis até as não renováveis.

Os processos mais utilizados se baseiam na conversão da energia química de um combustível fóssil em energia térmica ou eletricidade, que produz após a combustão além da energia, poluentes gasosos e em alguns casos resíduos sólidos ou líquidos. O aumento da utilização de combustíveis fósseis causa uma crescente concentração no meio ambiente de determinados compostos provenientes da sua combustão (CO , CO_2 , SO_x , NO_x e particulados) responsáveis por mudanças climáticas (efeito estufa), problemas respiratórios, chuvas ácidas, etc (contaminação do solo, água e ar).

Há ainda de se destacar uma redução de qualidade de vida, sem que ainda se consiga mensurar o impacto de forma precisa, relacionada a uma maior concentração de determinadas substâncias na água e em alimentos (maior incidência de determinadas doenças, novas doenças, mudanças genéticas, etc). Por outro lado, o desenvolvimento da ciência tem contribuído para um aumento da expectativa de vida.

O crescimento da demanda de energia, especificamente a da eletricidade, apresenta uma série de tecnologias de conversão que podem ser aplicadas para o aumento da capacidade instalada, dependendo da política energética, das disponibilidades locais de recursos naturais, características climáticas/geográficas, custos, interesses estratégicos, etc.

Não há consenso sobre a melhor forma de geração de eletricidade, mas a escolha é fortemente influenciada por custos de implantação e operação. O aspecto ambiental tem sido considerado ainda em um segundo plano, já que nem sempre formas menos poluentes de geração de eletricidade são utilizadas em larga escala devido a limitações técnicas e econômicas.

Os impactos ambientais são sempre levantados e as soluções de menores impactos ambientais são as preferidas das agências de fomento (bancos de desenvolvimento). Os maiores consumidores de combustíveis fósseis são os países desenvolvidos.

A questão ambiental relacionada a diversas atividades econômicas tem sido discutida por especialistas (agências de proteção do meio ambiente) e percebe-se nos últimos anos uma tendência do mercado no desenvolvimento e implantação de tecnologias e processos menos agressivos ao meio ambiente, tendência esta muitas vezes motivadas por leis de proteção ambiental. A geração de eletricidade tem um papel bastante importante na questão ambiental já que a maioria da eletricidade gerada no mundo advém da queima de combustíveis fósseis, que despejam toneladas de gases poluentes, que não são absorvidos pela flora do planeta. Além disso as termelétricas consomem uma quantidade considerável de água, que pode afetar a disponibilidade local.

Análises ambientais comparativas entre tecnologias utilizadas para a geração de eletricidade deveriam ser elaboradas considerando-se os aspectos ambientais e energéticos desde a extração de recursos naturais, transformação em matérias primas, passando por todos os processos de transformação do produto manufaturado, até os aspectos relacionados à operação e vida útil dos componentes (análise de ciclo de vida).

No cenário energético internacional atual, a utilização do gás natural tem sido a melhor forma, do ponto de vista ambiental, de geração de eletricidade através de combustíveis fósseis. A simplicidade da cadeia molecular dos hidrocarbonetos predominantes (mais átomos de hidrogênio por átomo de carbono) e a presença de poucos outros compostos, conferem ao gás natural um alto poder calorífico, além de uma combustão com menor formação de óxidos de carbono e enxofre do que qualquer outro combustível fóssil. A formação de óxidos de nitrogênio

tem sido um agravante, em parte contornado pelo desenvolvimento de melhores técnicas de controle da combustão.

Dentro deste panorama de impacto ambiental relacionado a geração de eletricidade, tem-se no caso particular do Brasil uma tendência de maior participação do gás natural na matriz energética devido à construção do gasoduto Brasil-Bolívia. A aplicação principal do gás natural Boliviano seria em processos industriais e na geração de eletricidade, ficando para um segundo plano a sua utilização residencial, comercial e no setor de transporte.

Na área de processos industriais a utilização do gás natural pode levar a uma melhora da eficiência do processo, elimina a necessidade de armazenamento, facilita a manutenção, melhora a qualidade do ar nas regiões vizinhas quando comparadas a queima de carvão ou óleo combustível, etc.

Na geração de eletricidade o gás natural pode ser utilizado em pequenas, médias e grandes plantas térmicas. As grandes plantas térmicas criam uma demanda imediata para o gás natural Boliviano que tem um contrato do tipo *take or pay* com o consórcio que construiu o gasoduto (TBG – Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil S.A.) e ameniza a expectativa de déficit de eletricidade no mercado Brasileiro. Esses grandes projetos de geração são normalmente formados por um consórcio de grandes grupos econômicos e tem a sua construção e operação limitados a grandes corporações multinacionais que possuem projetos prontos que são implementados em curto prazo, possuem alta eficiência térmica, grande confiabilidade e uma geração localizada de impactos ambientais (normalmente são ciclos combinados).

Os pequenos e médios projetos de geração de eletricidade possibilitam a participação de pequenos e médios investidores, o surgimento de empresas de consultoria na área de engenharia térmica, o surgimento de empresas de engenharia especializadas na construção, operação e manutenção destas plantas, uma maior utilização de equipamentos nacionais, uma maior geração de empregos temporários e permanentes, geração de impactos ambientais distribuídos, etc.

O desenvolvimento de mão de obra capacitada para trabalhar na área de geração de eletricidade através de plantas térmicas abre as portas para o desenvolvimento de novos projetos, integrando processos industriais a geração de eletricidade através de sistemas de cogeração com possibilidades de obtenção de altas eficiências térmicas e ganhos econômicos e ambientais.

O objetivo do trabalho aqui apresentado é desenvolver um método de simulação de sistemas térmicos de geração de potência elétrica (sistemas de cogeração e termelétrica) a partir de métodos matemáticos de representação de processos físicos encontrados na literatura. Devido ao grande número de variáveis envolvidas em um projeto desta natureza, a compilação computacional cria a possibilidade de uma simulação mais abrangente com a possibilidade do estudo de diversas soluções e parâmetros de influência para uma mesma aplicação (simulação fora da condição de projeto). É neste sentido que o trabalho foi desenvolvido, diversos métodos computacionais (chamadas subrotinas) são manipulados por um algoritmo (programa principal), que desenvolve processos iterativos buscando a convergência de valores (solução do problema). Para avaliação de um sistema formado por diversos equipamentos, procurou-se numa primeira instância o desenvolvimento de metodologias de simulação (condição fora da de projeto / nominal) para cada um dos equipamentos principais que fazem parte de um sistema de geração de eletricidade (subrotinas) e numa segunda instância a criação do algoritmo computacional.

Desta forma consegue-se, com a adoção de diversas hipóteses e simplificações chegar-se a um resultado bastante próximo do real, baseado em metodologias de avaliação de desempenho de equipamentos, dados de fabricantes de equipamentos e modelamentos matemáticos de tratamento de propriedades dos gases de combustão e do ar atmosférico.

Dentro de todo este panorama de interesses em um melhor aproveitamento de recursos naturais, processos menos poluentes e interesses econômicos, o desenvolvimento de métodos computacionais de simulação de sistemas térmicos pode revelar cenários de desempenho de um sistema e possibilidades de otimização do processo. Foi com essa motivação que procurou-se neste trabalho abordar o desenvolvimento de métodos de avaliação de processos térmicos.

No capítulo 2 deste trabalho apresenta-se uma revisão das principais formas de conversão de energia química de combustíveis fósseis em eletricidade, com o relato de diversas instalações reais e experiências internacionais na busca por um melhor aproveitamento energético.

No capítulo 3 apresentam-se as metodologias matemáticas de simulação de turbinas a gás (equações criadas a partir de dados de desempenho revelados pelo fabricante), de turbinas a vapor, caldeiras de recuperação aquatubular e fogotubular, trocadores de calor e massa do tipo serpentina, propriedades psicrométricas e resfriadores de líquido por absorção.

No capítulo 4 foram avaliadas algumas possibilidades de sistemas de cogeração com uma turbina a gás. Utilizou-se as ferramentas de simulação desenvolvidas no Capítulo 3, dados climáticos da região e perfis de demanda de eletricidade, vapor e água gelada do Hospital de Clínicas da Unicamp. A aplicação dos algoritmos computacionais em conjunto com os métodos de simulação (subrotinas), produziram resultados de operação do sistema em função das variações climáticas, de demandas de energia térmica e eletricidade, do desempenho dos equipamentos, das condições de troca de eletricidade com a rede, variáveis econômicas, etc.

No capítulo 5 foi analisada a operação de um ciclo combinado formado por uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação de dois níveis de pressão, uma turbina a vapor, um desaerador, bombas de água, etc. Um algoritmo computacional em conjunto com as subrotinas simulam o desempenho do sistema dentro da condição pré-estabelecida. Diversos resultados são obtidos e possibilidades de novas condições de vapor podem ser simuladas.

No capítulo 6 discutem-se as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros. A aplicação da metodologia é comentada com base nos resultados obtidos. Diversas possibilidades de refinamento e extensão da análise são apresentadas e sugeridas para trabalhos futuros.

Capítulo 2 – Cogeração e Termelétricidade : Revisão Conceitual e Bibliográfica

2.1. Introdução

A busca por um maior aproveitamento energético nos processos de conversão e utilização de energia, quer seja por preocupações ambientais, utilização racional dos limitados recursos energéticos, interesses econômicos ou estratégicos é uma realidade internacional e um desafio para a humanidade. Algumas tecnologias têm se destacado como uma boa alternativa de transição na busca pelo desenvolvimento energético sustentado, entre elas destaca-se o uso da biomassa, a cogeração, os ciclos combinados a gás natural, as hidroelétricas, etc.

O tipo de máquina motora empregada, define o sistema de cogeração/planta termelétrica utilizada, podendo variar entre ciclos a vapor utilizando carvão como combustível em instalações de calor distrital, turbinas a gás ou motores de combustão interna utilizando gás natural / óleo combustível leve em instalações industriais e comerciais, ciclo combinado interligado a um processo industrial, etc.

A escolha da máquina motora normalmente é baseada nas demandas elétricas e térmicas, nas disponibilidades locais de combustíveis, nos níveis de energia térmica requeridos, nas legislações vigentes (ambientais, econômicas, de política energética, etc), nos custos de instalação, operação e manutenção, etc.

Neste capítulo são apresentados e discutidos os ciclos térmicos mais empregados na geração de potência e algumas experiências internacionais de sistemas com altas eficiências térmicas. Os principais equipamentos envolvidos em sistemas termelétricos serão discutidos, entre eles : máquinas motoras, caldeiras de recuperação, trocadores de calor, resfriadores de líquido por absorção e meios de promover a condensação do vapor.

2.2. Ciclos Térmicos de Geração de Potência

2.2.1. Ciclos a Vapor

Os ciclos a vapor de geração de potência foram desde o início do século XX até o final dos anos 80 a forma mais difundida de geração de eletricidade em usinas termelétricas. Partindo da configuração básica do ciclo de Carnot / Rankine, a inserção de pré-aquecedores, regeneradores, desaeradores, turbinas de extração, o aumento dos níveis de pressão, o aumento da temperatura do vapor superaquecido, etc, permitiram o aumento da eficiência das plantas da faixa de 20% para cerca de 40%, sendo possível encontrar-se eficiência na faixa de 45% sob determinadas condições (planta com condição de vapor supercrítica).

Melhoras de desempenho das turbinas a vapor e aumento da pressão e temperatura do vapor são os maiores responsáveis pelos ganhos de performance do ciclo a vapor nos anos recentes. Plantas a vapor supercríticas com pressão na faixa de 250 bar, vapor superaquecido de 600° C e reaquecimento para 610° C tem sido descrita como o estado da arte em plantas a vapor, com eficiências maiores que 40%. O aumento da temperatura do vapor acarretaria um ganho de performance, entretanto exigiria o uso de materiais de melhor qualidade na caldeira e na turbina a vapor, o que não se sabe ainda se apresentaria viabilidade econômica (MPS, 1998a).

Smith (1998a) relata o aumento da capacidade de geração de 30 MWe e um ganho de 4,6% na eficiência na planta de Enstedtvaerket (Dinamarca) devido a mudanças adotadas na turbina a vapor da planta antiga de 630 MWe de capacidade. A planta é uma termelétrica a vapor (200 bar e 535° C e resuperaquecimento para 535° C) que pode utilizar óleo ou carvão como combustível. Smith comenta que este tem sido o tipo preferido de investimento do Banco Mundial.

A figura 2.1 apresenta o esquema básico da antiga planta a vapor de Groningen na Holanda. A planta térmica produzia 590 MWe de potência a 40,5% de eficiência térmica. Após a implementação de um projeto de repotenciamento, através da inserção de uma turbina a gás, a mesma passou a produzir 697,8 MWe a 46,3% de eficiência (ITA, 1998). O repotenciamento depende de se encontrar um bom casamento entre as turbinas a gás disponíveis (potência e

condições dos gases de exaustão), e o tamanho e as características de projeto da planta existente (Najjar and Akyurt, 1994).

A planta térmica de Peterhead no Reino Unido passou recentemente por um processo de repotenciamento. A planta original era composta por dois ciclos a vapor movidos por óleo combustível de 660 MWe (cada) e duas turbinas a gás de 115 MWe (cada) totalizando 1550 MWe com uma eficiência de geração de 38%. A planta foi estrategicamente construída próxima a um campo de óleo e gás associado, que atualmente encontra-se esgotado e serviu como uma justificativa para uma busca por um melhor desempenho da planta. A Siemens fornecerá três turbinas a gás V94.3 capazes de gerarem 795 MWe além das caldeiras de recuperação de 3 níveis de pressão e reaquecimento. As plantas a vapor de 660 MWe foram mantidas. Este novo arranjo permitirá quatro estratégias de operação : i) Ciclo Rankine : dois ciclos a vapor atuais gerando 1320 MWe; ii) Ciclo Brayton : as três turbinas a gás Siemens podem operar em ciclo simples produzindo 795 MWe; iii) Ciclo Combinado : três turbinas a gás Siemens com as caldeiras de recuperação de três níveis de pressão e reaquecimento alimentando com vapor a planta número 1 (existente) produzindo um total de 1150 MWe a 55% de eficiência; iv) Modo Híbrido : Utilização do ciclo combinado e da caldeira a óleo existente para produzir mais 300 MWe no ciclo a vapor, totalizando portanto 1450 MWe com uma eficiência de 51% (Smith, 1998b).

Duas plantas térmicas de ciclo a vapor movidas a óleo de 300 MWe na Bélgica foram submetidas a um processo de repotenciamento através de turbinas a gás LM6000. O repotenciamento foi feito em paralelo (inserção de um ciclo combinado ao lado da planta a vapor com o aproveitamento da turbina a vapor existente). Há duas formas de repotenciamento em paralelo : tipo economizador (*eco-type*) e tipo caldeira (*boiler-type*). A tipo economizador é considerada a forma mais simples e barata. Neste processo a energia dos gases de exaustão da turbina a gás é recuperado em dois economizadores que formam a caldeira de recuperação. A recuperação do calor a alta temperatura é encontrada aquecendo-se a água de alimentação de alta pressão a qual by-passa os aquecedores de alta pressão da planta existente. A extração de vapor de alta pressão do ciclo a vapor é consideravelmente reduzida e este vapor de alta qualidade é

utilizado na produção de potência. O restante da energia dos gases de exaustão é utilizada no aquecimento do condensado que by-passa os aquecedores de baixa pressão.

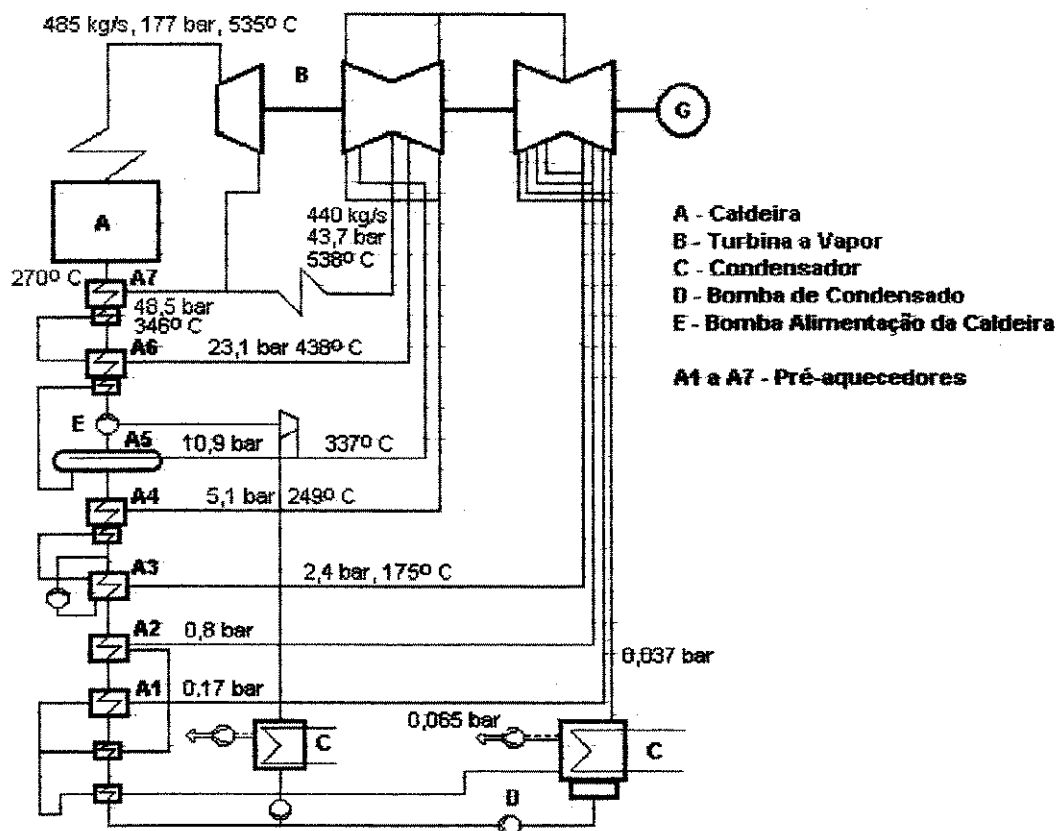


Figura 2.1 – Ciclo a Vapor da Antiga Planta de Groningen (Holanda)
(fonte : ITA, 1998)

No repotenciamento do tipo caldeira a energia dos gases de exaustão da turbina é recuperada num gerador de vapor de pressão intermediária. O vapor gerado é injetado na linha de vapor reaquecido ou entre duas seções de reaquecimento, dependendo da configuração da caldeira. A energia restante dos gases de exaustão é recuperada num economizador de baixa pressão que aquece o condensado que by-passa os aquecedores de baixa pressão. A expectativa dos projetos é de que a potência gerada seria aumentada em 25% e a eficiência das plantas em 2% (Marque, 1998).

A maioria das plantas a vapor é movida a carvão mineral, que apresentam diversas classificações de acordo com a sua composição. Em termos gerais o carvão é constituído por

carbono, hidrogênio, nitrogênio, enxofre, etc. O carvão mineral desde a sua extração até a sua utilização final passa por uma série de processos que geram resíduos líquidos, sólidos e gasosos que causam impactos ambientais. Há ainda plantas a vapor movidas a óleo combustível de diversas classificações.

Atualmente, mesmo havendo grandes reservas provadas de carvão mineral, esta tecnologia tem sido desativada em alguns países, face aos problemas ambientais causados e a concorrência dos ciclos combinados movidos a gás natural. Entretanto diversas pesquisas têm sido desenvolvidas buscando formas menos agressivas para o meio ambiente para a utilização do carvão mineral (gaseificação, tratamento dos gases, melhores processos de combustão, etc), principalmente nos países onde há grandes reservas. As plantas de gaseificação de carvão em ciclo combinado (IGCC – Integrated Gasification Combined Cycle) tem apresentado uma queda significativa de custos de investimento e ganhos de eficiência (Biasi, 1999), sendo que dentro de pouco tempo acredita-se que se tornará uma tecnologia comercial. White (1998) e Biasi (1999) relatam os principais projetos de gaseificação ao redor do mundo e experiências adquiridas em algumas delas. O processo de gaseificação pode ser também aplicado a óleo, biomassa e resíduos. A gaseificação de óleo pesado produz hidrogênio e gás de síntese que utilizado em uma turbina a gás gera uma quantidade bem menor de gases poluentes do que a queima direta do óleo.

Shenshou and Hotta (1998) descrevem os aspectos de uma caldeira a carvão do tipo leito fluidizado adotado por uma planta a vapor de 100 MWe na China. A opção por essa caldeira se baseou no aproveitamento do carvão antracito de alto teor de cinzas e enxofre produzido na região.

Os ciclos a vapor podem utilizar resíduos urbanos (lixo) ou resíduos industriais como combustível. A utilização de biomassa é muito interessante do ponto de vista ambiental face ao ciclo do carbono contribuir com emissão zero de monóxido e dióxido de carbono (desprezando-se consumos de combustíveis no cultivo e transporte). Entretanto, em termos econômicos, somente tem apresentado condições de competir com os combustíveis fósseis quando algumas condições básicas são encontradas (biomassa como resíduo, pouco custo com transporte, ciclos a vapor com boa eficiência, etc). Walter (2001) relata o uso da Biomassa no Brasil e sugere programas visando

a continuidade da participação da biomassa na matriz energética Brasileira. Gustavsson and Johansson (1994) discutiram possibilidades de se utilizar a biomassa na Suécia e o impacto a nível de emissão de poluentes e custos. A gaseificação de biomassa para a posterior utilização em uma turbina a gás de ciclo simples ou em ciclo combinado também tem sido objeto de pesquisa de empresas e instituições, já contando inclusive com plantas reais em operação.

Plantas a vapor adotadas em sistemas de calor distrital contribuem sensivelmente para a redução de emissão de gases poluentes, se comparadas à queima individual de um combustível em cada residência. De Praga a Vladivostok aproximadamente 80% da população urbana é servida por sistemas de calor distrital, somando-se pelo menos 185 milhões de consumidores (Minett, 1999).

2.2.2 Motores de Combustão Interna

Os motores de combustão interna tem sido menos empregados na geração de eletricidade em grandes plantas térmicas, quando comparados a ciclos combinados. O seu uso é mais comum em sistemas de cogeração de pequeno e médio porte, como gerador de eletricidade de emergência em locais onde a falta de eletricidade ocasiona um problema maior e em regiões isoladas do sistema elétrico. Apesar de haver motores de combustão interna de grande porte capazes de gerarem quantidades significativas de eletricidade a partir da queima de óleo combustível ou diesel com eficiência na ordem de 45 a 50% a indústria da eletricidade os tem aplicado em menor escala, principalmente devido a concorrência do gás natural e o menor nível de geração de gases poluentes provenientes da combustão do gás natural. Makansi (1999) descreve alterações no mercado dos fabricantes de motores de combustão interna aplicados na geração de eletricidade e a expectativa de aplicações dos motores no mercado descentralizado de eletricidade.

Em sistemas de cogeração com capacidade inferior a 5 MWe os motores de combustão interna movidos a gás tem a sua melhor aplicação. Há diversas instalações industriais e comerciais que utilizam os motores de combustão interna com bastante sucesso. Fatores de utilização de energia (FUE) próximos a 70% podem ser encontrados em sistemas de cogeração com motores de combustão interna ($FUE = \text{energia utilizada} / \text{energia consumida}$). Face aos menores custos de

aquisição e instalação, quando comparados a outras formas, a sua utilização é bastante difundida nesta faixa de aplicação. A eficiência do conjunto moto gerador de motores de combustão interna a gás varia entre 30 e 40%.

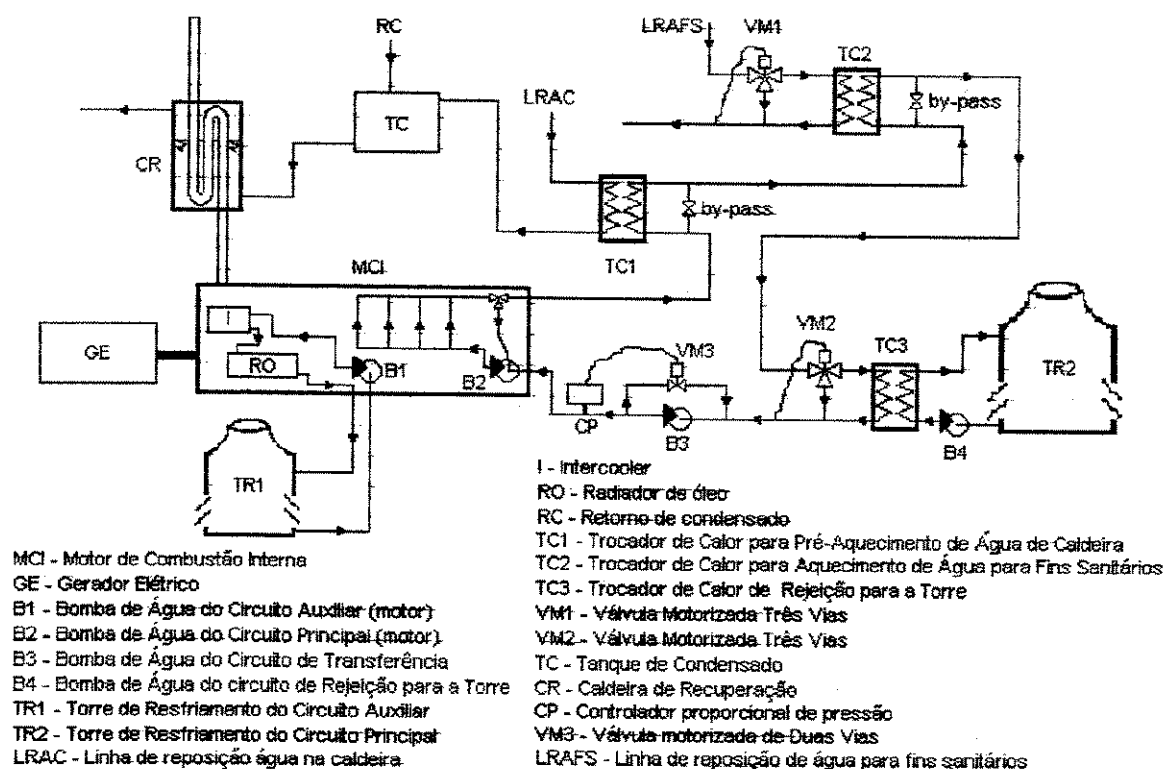


Figura 2.2 – Esquema de sistema de cogeração com motor de combustão interna
(fonte : Espírito Santo, 1996)

A figura 2.2 apresenta a configuração proposta de um sistema de cogeração operando com um motor de combustão interna movido a gás natural. A energia térmica da camisa do motor é utilizada para aquecimento de água e a energia dos gases de exaustão para a geração de vapor.

Espírito Santo (1996) desenvolveu uma dissertação de mestrado onde analisou-se sistemas de cogeração com motores de combustão interna. Um estudo de análise exergética e termoeconômica utilizando um sistema de cogeração com motores de combustão interna foi apresentado por Espírito Santo e Gallo (1998a), e pode visto no anexo II.

2.2.3 Turbinas a Gás

2.2.3.1 Conceitos Gerais

As turbinas a gás de ciclo simples operam de acordo com o ciclo termodinâmico conhecido por ciclo Brayton. Os componentes básicos de uma turbina a gás são o compressor, a câmara de combustão e a turbina. As turbinas a gás podem ser de eixo único como a mostrada na figura 2.3, ou de duplo eixo como a da figura 2.4.

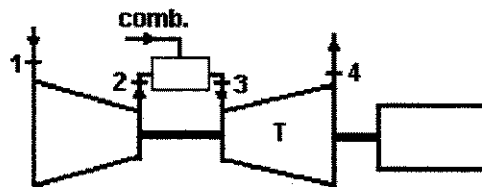


Figura 2.3 – Turbina a gás de eixo único

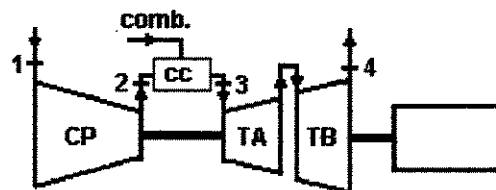


Figura 2.4 – Turbina a gás de eixo duplo

Nas turbinas de eixo único o compressor e a turbina trabalham na mesma rotação, sendo a sua aplicação ideal em necessidades de pouca variação de rotação. Nas turbinas de duplo eixo a rotação da turbina de alta pressão e do compressor são iguais, entretanto a turbina de baixa pode operar dentro de uma faixa de rotações, sendo a sua aplicação ideal para necessidades de rotação variável, embora também possa ser usada em rotação constante para a geração de eletricidade.

Em ambos os casos cerca de 50% da potência desenvolvida pela turbina é utilizada no acionamento do compressor. Os processos de compressão, combustão e expansão podem ser visualizados no ciclo Brayton mostrado na figura 2.5.

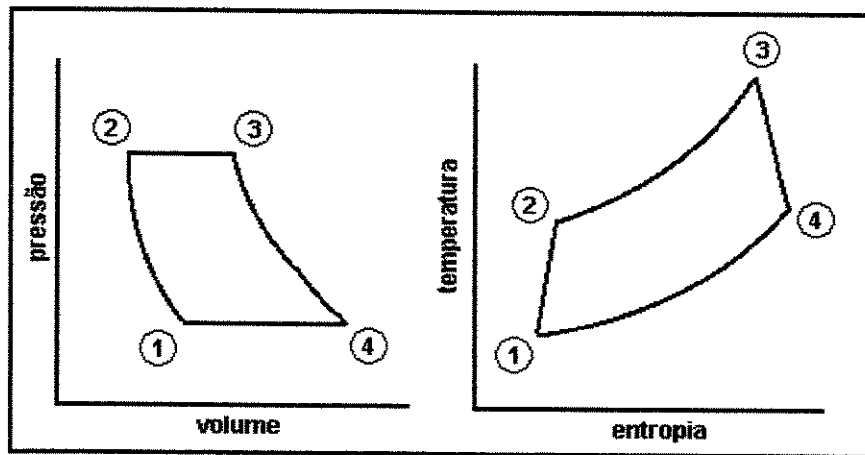


Figura 2.5 – Ciclo Brayton

A termodinâmica permite a avaliação do ciclo Brayton utilizando-se parâmetros de pressão, temperatura, calor específico, fatores de eficiência e o expoente de compressão adiabática. Se esta análise for aplicada a um ciclo Brayton, os resultados podem ser plotados num diagrama eficiência do ciclo x potência específica.

A figura 2.6 representa um diagrama de potência extraída x eficiência para diferentes temperaturas de combustão e razões de pressão. A potência extraída por massa de ar é importante já que quanto maior esta razão menor o tamanho da turbina a gás para uma mesma potência. A eficiência térmica é importante já que afeta diretamente os custos de operação.

A operação da turbina a gás em cargas parciais acarreta em perda significativa da eficiência. Kim and Tack Ro (1995) apresentaram o controle da quantidade de ar de resfriamento das paletas do primeiro estágio da turbina, visando manter a máxima temperatura admissível na entrada da turbina, como uma solução para um melhor desempenho de turbinas a gás em cargas parciais.

Mudanças de partes de turbinas a gás antigas permitem um melhor desempenho da mesma. A Siemens oferece aos proprietários da turbina a gás V94.2 versão 1 possibilidade de aumento de 8,8% na potência produzida (11,6 MWe) e 1% na eficiência através da substituição dos quatro rotores da seção da turbina. Outros pacotes podem produzir maiores ganhos (Bohrenkamper,

1999). Em aplicações de ciclo simples, aumentos na razão de pressão acarretam aumentos de eficiência para uma mesma temperatura de combustão.

A busca por maiores eficiências das turbinas através do aumento da temperatura de combustão tem provocado menor vida útil dos componentes na linha do gás quente (*hot gas path*) (Swanekamp, 1998a).

Nedderman (1999) relata o desenvolvimento e dados operacionais da turbina a gás Mitsubishi 701G. Esta turbina a gás trabalha com uma relação de pressão igual a 19, temperatura de entrada na turbina de 1500° C e produz 271 MWe com 38,7% de eficiência térmica. Esta turbina da Mitsubishi é apropriada para grandes plantas térmicas em ciclo combinado.

Gallo (1997) desenvolveu um estudo comparativo de ciclos de potência que utilizam uma turbina a gás (simples, regenerativo, regenerativo com intercooler, stig ou Cheng, ciclo combinado e ciclo hat). A eficiência e a potência específica são avaliadas em função de mudanças na relação de pressão e temperatura de entrada da turbina.

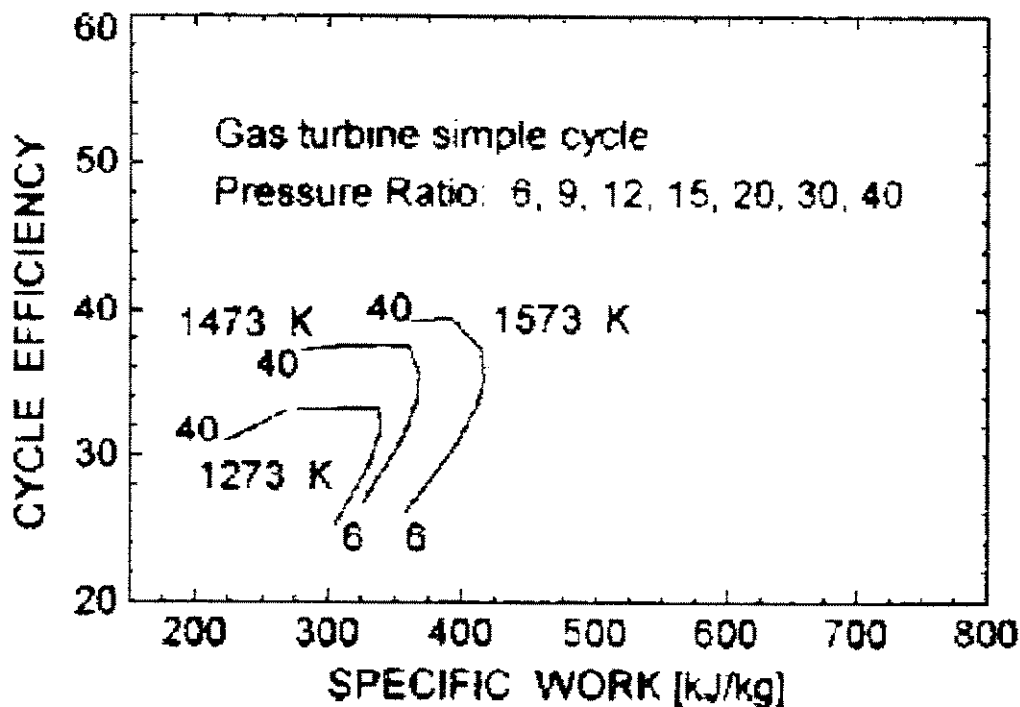


Figura 2.6 – Termodinâmica da Turbina a Gás (fonte : Gallo, 1997)

2.2.3.2 Parâmetros de Influência

O desempenho de uma turbina a gás é afetada por fatores ambientais do local onde a mesma irá operar e por fatores próprios da sua instalação. Neste item ira-se discutir os fatores que afetam o desempenho da turbina a gás :

- **Temperatura do Ar**

A turbina a gás é um equipamento que aspira ar na condição ambiente, sendo que sua performance é afetada por qualquer parâmetro que afete o fluxo de massa que entra no compressor. A figura 2.7 representa o efeito da variação da temperatura ambiente sobre a potência produzida, eficiência (heat rate), o consumo de combustível e o fluxo de gases de exaustão de uma turbina a gás GE modelo MS7001. Cada turbina a gás tem sua própria curva de efeitos da variação da temperatura de bulbo seco ambiente, já que ela depende dos parâmetros do ciclo e eficiência dos componentes.

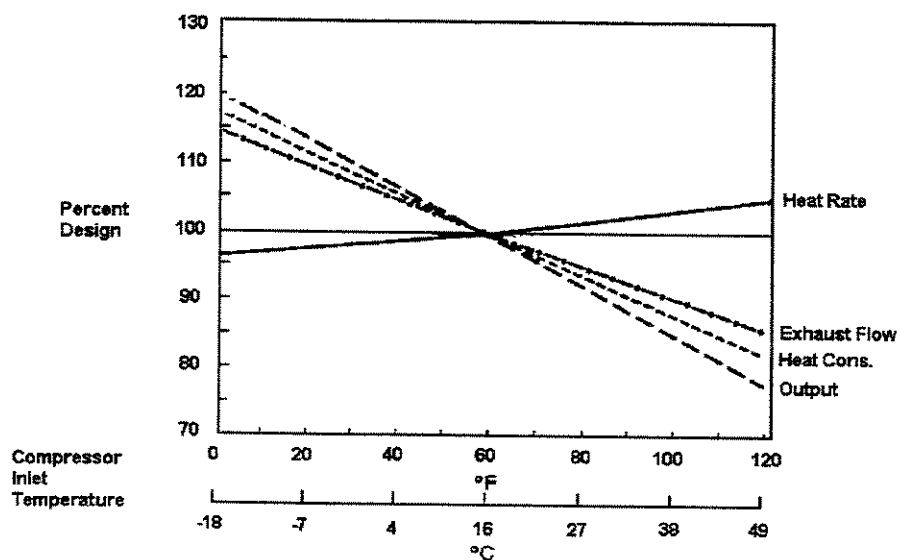


Figura 2.7 - Influência da temperatura ambiente (fonte GE, 1996)

- **Altitude / Pressão atmosférica**

A correção devido a altitude ou pressão atmosférica é também muito importante. O ar menos denso reduz o fluxo mássico de ar e a potência proporcionalmente. A eficiência não é afetada.

Uma curva típica de correção da potência e do fluxo de gases de exaustão devido a altitude é mostrada na figura 2.8.

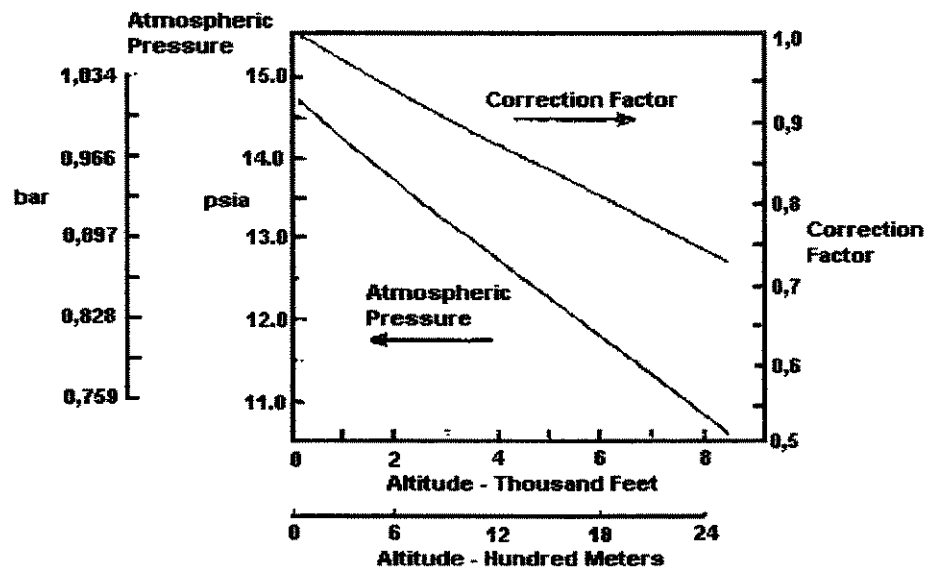


Figura 2.8 – Efeito da altitude (fonte : GE, 1996)

- **Umidade**

De forma similar, o ar úmido o qual é menos denso do que o ar seco, também afeta a potência e a eficiência (heat rate), conforme pode ser visto na figura 2.9. No passado este efeito era considerado muito pequeno para ser levado em consideração. Entretanto, com o contínuo aumento do tamanho das turbinas a gás e a utilização de umidade (água) e injeção de vapor para controle do NO_x, este efeito tem uma participação importante.

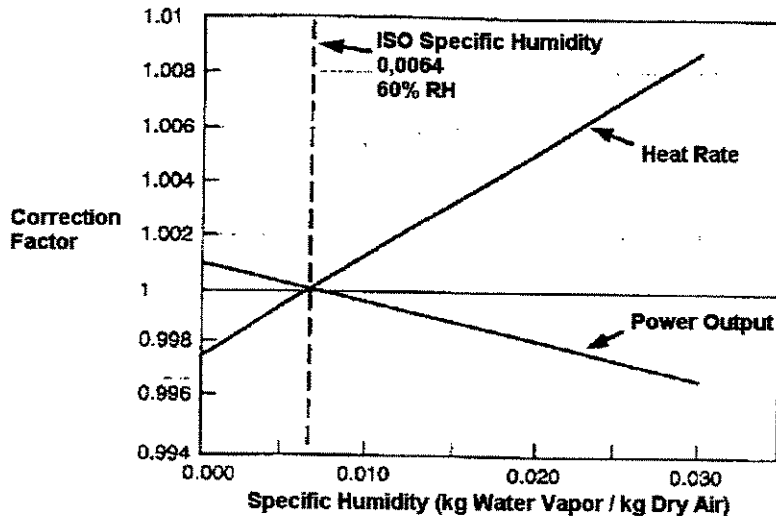


Figura 2.9 – Curva de efeito da umidade absoluta (fonte GE, 1996)

- **Entrada de ar e saída de gases**

10 mbar (100 mmca) de perda na entrada de ar produz :
1,42% de perda na potência produzida
0,45% de aumento na taxa de calor (heat rate)
1,1° C de aumento na temp. dos gases de exaustão
10 mbar (100 mmca) de perda na saída gases produz :
0,42% de perda na potência produzida
0,42% de aumento na taxa de calor (heat rate)
1,1° C de aumento na temp. dos gases de exaustão

Figura 2.10 – Efeitos da perda de pressão (fonte : GE, 1996)

A inserção de filtragem, silenciadores, resfriadores evaporativos, trocadores de calor, etc, na tomada de ar da turbina ou equipamentos de recuperação de calor na descarga de gases de exaustão, dutos de condução dos gases e abafadores de ruído, causam perdas de pressão no sistema. Os efeitos destas perdas de pressão são características próprias de cada turbina. A figura 2.10 revela valores para a turbina GE MS7001EA.

- **Combustível**

O tipo de combustível também influencia o desempenho da turbina a gás. O uso do gás natural produz aproximadamente 2% mais potência do que o óleo destilado. Combustíveis gasosos com menor poder calorífico do que o gás natural podem ter um impacto importante no desempenho.

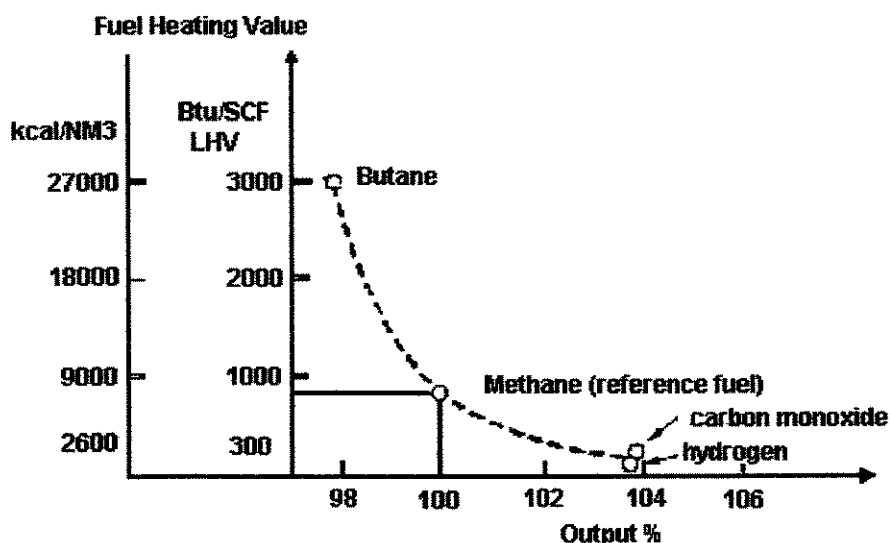


Figura 2.11 – Efeito do poder calorífico sobre a potência (fonte: GE, 1996)

Conforme o poder calorífico do gás diminui, o fluxo mássico de combustível deve aumentar para que se obtenha a energia necessária (figura 2.11). Este fluxo de massa, que não é comprimido pelo compressor da turbina a gás, aumenta a potência da turbina. Há uma série de considerações sobre o uso de gases de baixo poder calorífico. Cada turbina a gás tem as suas características próprias, que devem ser levadas em consideração. O aspecto de engasgamento (velocidade supersônica dos gases de exaustão na turbina) limita a quantidade de gases de baixo poder calorífico que pode ser queimado em cada turbina.

- **Injeção de Diluente**

Com preocupação ambiental devido a emissão de poluentes gasosos, surgiu o uso de água ou vapor para controle do NOx, visando atender-se a limites ambientais. Cada turbina e configuração de câmara de combustão tem limites de injeção de água ou vapor para proteger o sistema de combustão e a seção da turbina.

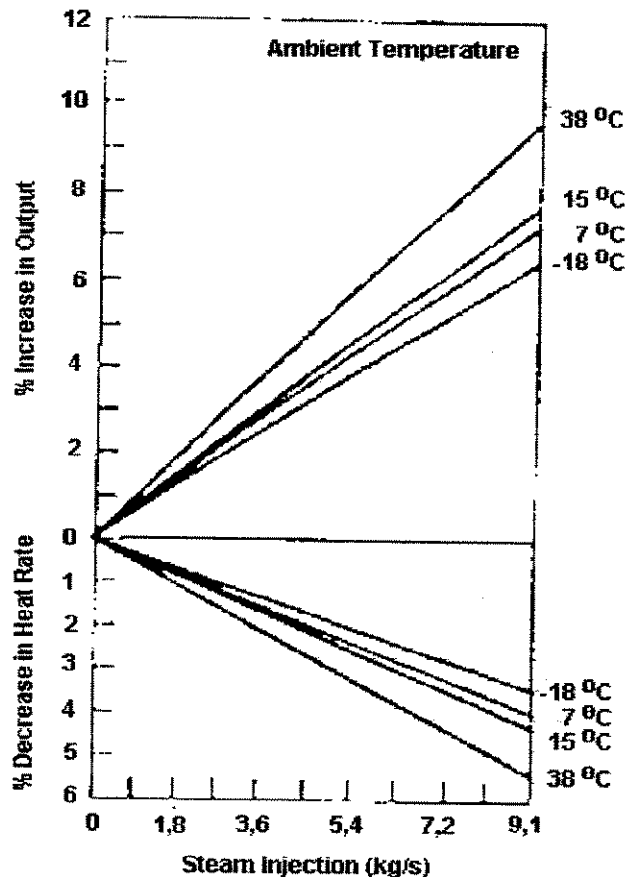


Figura 2.12 – Efeito da injeção de vapor (fonte: GE, 1996)

Dependendo da quantidade de água ou vapor necessário para que se alcance o nível de NOx desejado, a potência será aumentada devido ao aumento de fluxo pela turbina. A figura 2.12 mostra o efeito da injeção de vapor na potência e na eficiência (medida pelo heat rate) para uma turbina GE MS7001EA. Esta figura considera que o vapor é inserido no ciclo da turbina a gás, portanto a eficiência térmica aumenta. No caso de injeção de água, um maior volume de combustível é necessário para levar a água a condição da câmara de combustão, não causando portanto um aumento de eficiência.

2.2.3.3. Ganhos de Performance

- Resfriamento do ar de admissão

A curva de efeito da temperatura ambiente mostra claramente a perda de potência e de eficiência de uma turbina a gás com o aumento da temperatura do ar ambiente. A diminuição da temperatura do ar na entrada do compressor pode ser feita através de um sistema de resfriamento evaporativo ou de um trocador de calor (Stewart, 1999). Os sistemas evaporativos são aplicados em locais onde a umidade relativa do ar é relativamente baixa enquanto que os sistemas de resfriamento através de um trocador de calor são limitados pela temperatura do meio de resfriamento e pela capacidade do trocador de calor (Bacigalupo et al, 1993). A figura 2.13 mostra o ganho de eficiência e o ganho de potência em um sistema de resfriamento evaporativo.

Mohanty and Paloso Jr. (1995) apresentaram um trabalho sobre resfriamento do ar de admissão de uma turbina a gás através de uma serpentina e um resfriador de líquido (chiller) de absorção de duplo efeito. Os resultados mostraram a possibilidade de incremento de 11% na potência de uma turbina a gás de 100 MW. O investimento no sistema de resfriamento do ar da turbina a gás seria equivalente a $\frac{1}{4}$ do investimento necessário para obter-se a mesma potência através de uma nova turbina a gás.

Bakenhus (2000) apresentou a solução adotada pela Rokeby Peaking Unit Site para aumentar a potência de uma turbina a gás GE MS7001B. A potência da turbina a gás considerando o ar a $37,7^{\circ}\text{C}$ é de 53100 kWe, o resfriamento do ar através de um sistema de termoacumulação de gelo proporciona a entrada do ar a $4,9^{\circ}\text{C}$ e o aumento da potência para 67100 kWe (26,4% de aumento). O gelo é produzido por uma máquina de refrigeração por amônia durante o período noturno (tarifa de eletricidade diferenciada) e armazenada em um tanque de 9 metros de profundidade e 24 metros de diâmetro. A capacidade de armazenagem do tanque é de 37400 TR's-hora. O custo de instalação do sistema de termoacumulação foi de U\$ 165/kWe enquanto que o custo do aumento da potência através de uma turbina a gás seria próximo a U\$ 300/kWe. O dimensionamento de sistemas de termoacumulação pode ser encontrado em um livro publicado pela ASHRAE (Dorgan and Elleson, 1994).

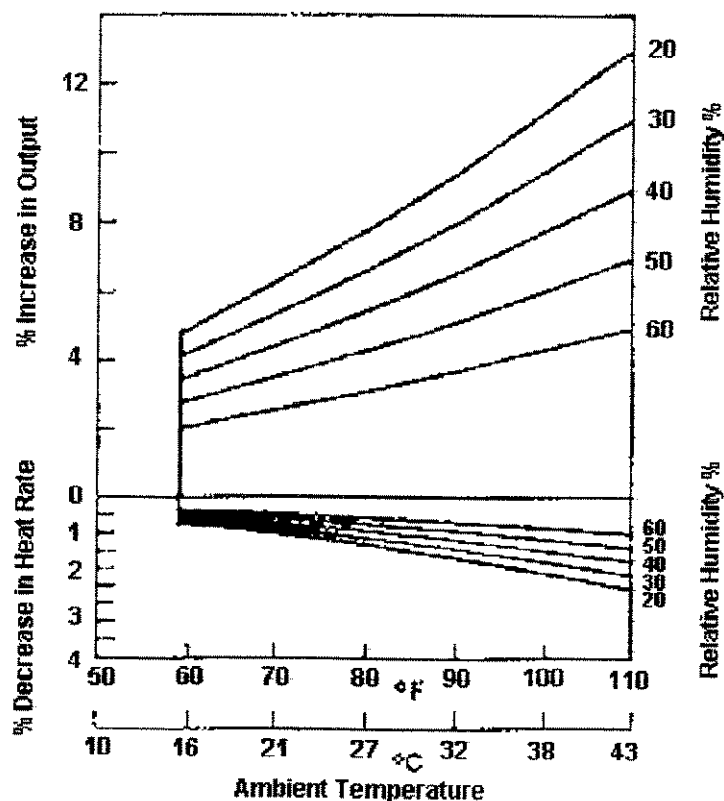


Figura 2.13 – Efeito de um sistema evaporativo (fonte : GE, 1996)

- **Injeção de Vapor ou Água para ganho de potência**

A injeção de vapor ou água no final da câmara de combustão para abatimento de NO_x aumenta o fluxo de massa e portanto a potência. Geralmente, a quantidade de água é limitada pela necessidade de abatimento de NO_x, de forma a diminuir o custo operacional e o impacto sobre os intervalos de inspeção. Quando vapor é injetado para obter-se ganhos de potência, ele pode ser admitido no final do compressor ou na câmara de combustão. O efeito sobre a potência e a eficiência (heat rate) é similar ao mostrado na figura 2.12.

As turbinas a gás industriais (*Frame machines*) tipicamente não são projetadas para aceitar grandes quantidades de fluxo de vapor, por causa de limitações no fluxo de massa da turbina.

Mas em algumas turbinas aeroderivativas, pode-se injetar vapor na turbina de baixa pressão como também na câmara de combustão para se produzir até 30% a mais de potência. O consumo de água e de produtos utilizados no tratamento da água é o maior empecilho no desenvolvimento desta tecnologia (Swanekamp, 1998b).

Guarinello et al. (1997) analisaram o desempenho de um sistema de cogeração com injeção de vapor numa turbina a gás GE LM2500.

2.2.4 Ciclo Combinado

As plantas térmicas em ciclo combinado tem sido a forma mais empregada em novos grandes projetos de geração de eletricidade, face a alta eficiência obtida com estes sistemas e aos menores níveis de emissões de gases poluentes (Korobitsyn and Hirs, 1995).

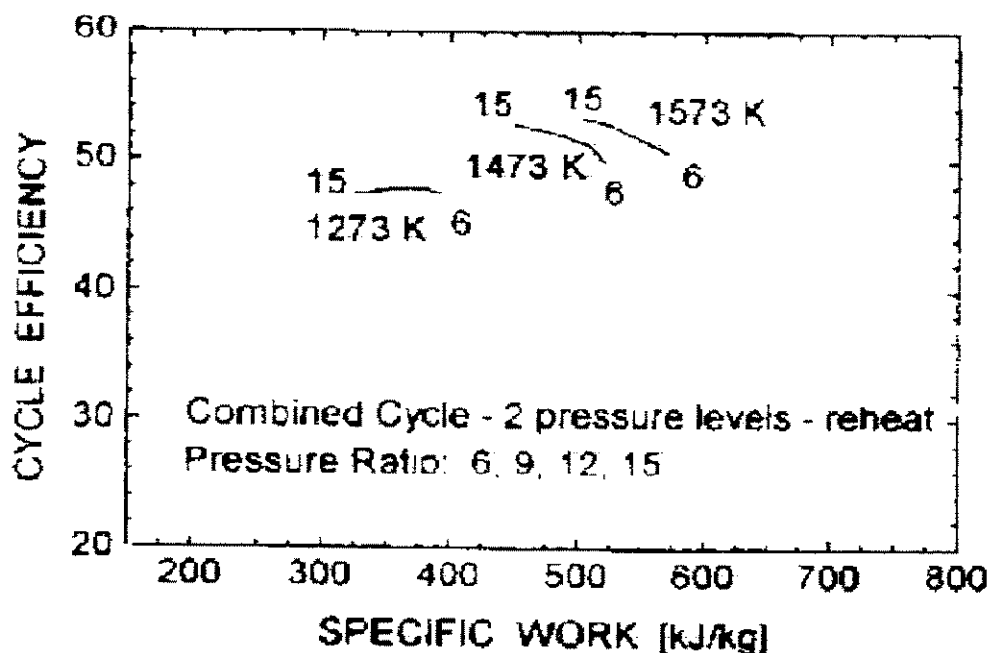


Figura 2.14 – Termodinâmica de um ciclo combinado (fonte : Gallo, 1997)

A figura 2.14 apresenta a análise termodinâmica de um ciclo combinado. A figura revela que aumentos de razão de pressão geram menores aumentos de eficiência e redução na potência específica. Aumentos de temperatura de combustão acarretam aumento de eficiência e potência específica.

O projeto de um ciclo combinado é muito envolvente principalmente por que ele acopla duas formas distintas de produção de eletricidade (ciclo Brayton e Rankine). Existe entretanto a necessidade de se desenvolver técnicas de simulação computacional as quais permitiriam a avaliação de várias soluções possíveis e também prever o desempenho do sistema fora da condição de projeto (Seyedan et al., 1995).

A integração de um ciclo combinado a um processo industrial possibilita o aproveitamento da quantidade máxima de vapor possível de ser gerado. Variações na demanda de vapor do processo são aproveitados para uma maior geração de potência na turbina a vapor. Vapor oriundo de outro processo que não parte do ciclo combinado pode também ser absorvido pela turbina a vapor em ciclo topping ou bottoming (MPS, 1998b).

A Rolls-Royce desenvolveu uma nova versão da turbina a gás RB211 capaz de produzir 30,78 MWe a 38,9% de eficiência em ciclo simples. Esta turbina operando em ciclo combinado com uma caldeira de recuperação de um nível de pressão e uma turbina a vapor de exaustão radial possibilita a produção de 41 MWe a 49% de eficiência térmica (MPS, 1998c).

Um rápido crescimento de demanda de eletricidade (Llagostera, 1998) pode ser combatido com a implementação de uma turbina a gás em ciclo simples, numa primeira etapa, e na adequação do sistema a um ciclo combinado, numa segunda etapa. Kessler and Karg (1998) relatam a construção da primeira planta de ciclo combinado na Coreia que terá como proprietário um produtor independente. Duas turbinas a gás Siemens V84.3 estavam previstas para operar no ano 2000 enquanto que a planta a vapor é prevista para operar em 2001. No Brasil em Cuiabá – MT turbinas a gás em ciclo simples já estão em operação enquanto o ciclo a vapor é construído.

ano 2000 enquanto que a planta a vapor é prevista para operar em 2001. No Brasil em Cuiabá – MT turbinas a gás em ciclo simples já estão em operação enquanto o ciclo a vapor é construído.

Plantas em ciclos combinado trabalham com a produção de vapor entre 62 e 103 bar. O ganho de eficiência da planta com pressão de vapor maior que 103 bar é marginal e na maior parte dos casos não justifica o maior investimento. Isto é atribuído à não existência de regeneradores em ciclos combinados e devido a somente 30 a 35% da potência total da planta ser produzida pela turbina a vapor. Narula (1995) exemplifica que num ciclo combinado com uma turbina a gás GE 7EA o aumento da pressão do vapor de 62 para 86 bar acarreta um aumento de 0,5% na potência e na eficiência da planta. Se o aumento for de 86 para 100 bar o aumento será de apenas 0,1%.

Najjar and Akyurt (1994) discutem benefícios da conversão de uma turbina a gás em ciclo simples para um ciclo combinado, o repotenciamento de plantas a vapor transformando-os em ciclos combinados, as plantas de gaseificação de carvão em ciclo combinado, e estudos desenvolvidos por diversos autores buscando formas de aumento de eficiência em ciclos combinados.

Os custos de investimento de uma planta em ciclo combinado podem variar de US\$ 305/kWe para plantas de grande porte e US\$ 700/kWe para plantas menores (Farmer, 1999). Os valores são orientativos e consideram a capacidade da planta na condição ISO, formada pelos equipamentos básicos : TG, caldeira de recuperação, geradores elétricos, turbina a vapor, balanceamento da planta e serviços de engenharia, gerenciamento do projeto, suporte técnico e partida, etc. Os custos apresentados não incluem a área (terreno), a subestação, prédios, custos financeiros, etc.

2.3 Equipamentos Auxiliares para Cogeração / Termelétrica

2.3.1 Caldeira de Recuperação

As caldeiras de recuperação são utilizadas para a recuperação de energia residual de fluxos gasosos como os encontrados em plantas de produção de hidrogênio, refinarias, sistemas de incineração, plantas de potência em sistemas de cogeração utilizando turbinas a gás, motores de combustão interna ou ciclos combinados. Com o aumento de custo dos energéticos, expectativa de escassez e aspectos ambientais relacionados a sua combustão, é aconselhável o aproveitamento de energia de gases residuais sempre que possível.

As caldeiras de recuperação podem ser divididas em dois grupos : (i) as usadas para resfriamento dos gases para uma faixa específica de temperatura devido a necessidades do processo (a recuperação de energia neste caso tem importância secundária); (ii) as usadas com objetivo de se maximizar o aproveitamento energético, com considerações sobre corrosão e considerações econômicas.

Não existe uma metodologia ou procedimento de análise padrão de caldeiras de recuperação, já que elas são utilizadas em uma larga faixa de temperatura de gases, diferentes composições de gases, pressões e parâmetros de vapor.

A escolha entre uma caldeira de recuperação do tipo fogotubular ou aquatubular deve ser baseada na pressão dos gases, vazão dos gases, níveis de pressão dos gases e do vapor, características que levam a incrustação, etc.

Devido ao grande fluxo mássico associado às turbinas a gás, as caldeiras do tipo aquatubulares são normalmente as mais empregadas. Caldeiras fogotubulares têm sido usadas ocasionalmente com máquinas de pequeno porte.

As caldeiras de recuperação do tipo aquatubular podem ter circulação de água por convecção natural ou forçada. Em unidades com circulação natural, os tubos da caldeira são verticais e o diferencial de coluna de pressão entre a água e a mistura água vapor é responsável pela circulação

da água. O fluxo de calor para o interior dos tubos, pressão do vapor e razão de circulação são aspectos importantes e tem suas condições orientadas pelo DNB (*Departure from Nucleate Boiling*). Em unidades de circulação forçada, bombas de água circulam a mistura água-vapor através dos tubos do evaporador e do tubulão (drum). A bomba deve ser dimensionada para atender a razão de circulação desejada, com considerações de custo de aquisição e operacional. As caldeiras com circulação forçada são mais comumente utilizadas na Europa sob a justificativa de necessitarem de menor espaço físico e menor tempo para atingir a condição de regime após a partida.

Ganapathy (1991) comenta que o tempo que se ganha devido a circulação forçada é muito pequeno já que na fase de aquecimento transiente a maior parte do tempo é gasto no aquecimento do metal e da água do módulo evaporador, a qual é praticamente o mesmo independente de a caldeira ser por convecção natural ou forçada, além disso Ganapathy (1991) comenta que o coeficiente de transferência de calor do lado do tubo não impacta o coeficiente global de transferência de calor da caldeira o qual é dependente praticamente somente do fluxo e da temperatura dos gases. Em defesa das caldeiras com circulação natural ele argumenta que as preocupações com o fluxo de calor e DNB são menores devido ao arranjo vertical dos tubos do evaporador, o qual provoca um caminho natural de movimentação das bolhas de vapor; no caso das de circulação forçada os tubos são horizontais e o fluxo de calor para a ocorrência de DNB é muito menor. Separação de bolhas de vapor da mistura pode ocorrer devido a baixa velocidade de água nos tubos, resultando em estratificação e queima (*burnout*). Esta preocupação é ainda maior no caso de não uniformidade no lado do fluxo de gases, a qual pode resultar em variações no fluxo de calor ao longo do comprimento da caldeira. Caldeiras de recuperação com queima suplementar devem ser cautelosamente analisadas com relação ao DNB. Além disso os custos com operação da bomba e preocupações com manutenção e falha da bomba são evitadas. O custo das caldeiras aquatubulares com circulação natural é geralmente menor que o das com circulação forçada (Pasha and Jolly, 1995).

Os gases de exaustão de turbinas a gás contém entre 14 e 16% em volume de oxigênio, o que possibilita que se faça uma nova combustão com estes gases, aumentando a sua temperatura antes da sua entrada na caldeira, o que acarreta uma maior geração de vapor. Estas caldeiras são

conhecidas como caldeiras com queima suplementar. Quando as necessidades de vapor podem ser atendidas com a energia dos gases de exaustão da turbina opta-se por caldeiras sem queima suplementar. A queima suplementar apesar de aumentar a capacidade da caldeira e a potência produzida por um ciclo combinado, diminui a eficiência de 1ª lei do sistema.

2.3.1.1 Caldeiras de Recuperação Fogotubulares

As caldeiras do tipo fogotubulares são bastante usadas em plantas químicas, refinarias e sistemas de incineração. Neste tipo de caldeira, os gases quentes passam por dentro dos tubos com a geração de vapor saturado a baixa pressão do lado de fora dos tubos. Elas podem ser de simples passe (gás entra de um lado e sai do outro) ou de múltiplos passes. Caldeiras fogotubulares são normalmente mais baratas para capacidades pequenas quando comparadas às aquatubulares. A perda de pressão dos gases é normalmente maior nas fogotubulares do que nas aquatubulares para a mesma capacidade, as aquatubulares podem ser mais compactas e com superfície estendida.

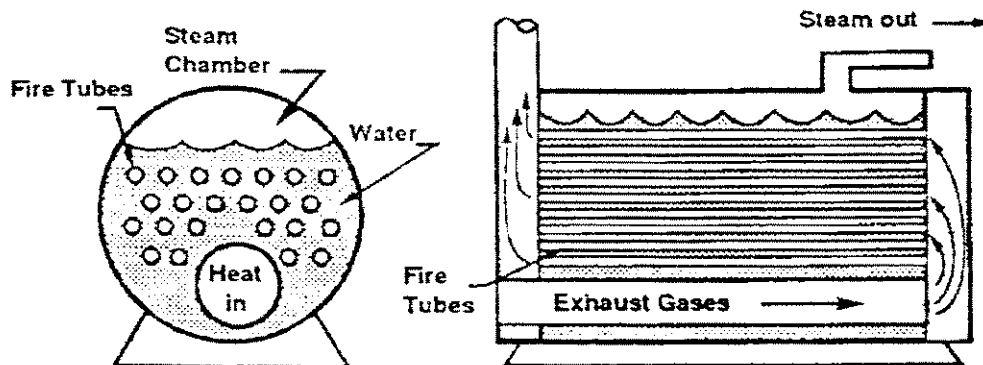


Figura 2.15 - Esquema básico de uma caldeira fogotubular de dois passes.

(fonte : Dorgan, 1995)

Ganapathy (1991) comenta que as caldeiras fogotubulares são normalmente aplicadas onde : i) requer-se vapor saturado a baixas pressões (até 15 bar), ii) a pressão dos gases é alta, iii) os gases

são sujos (maior facilidade de limpeza), iv) pode-se trabalhar com diferenças de temperatura maiores (pinch point) maiores, v) os gases estão a altas temperaturas (até 1300° C), vi) o vapor gerado necessita de grande pureza (pode ser obtido através do uso de um tubulão elevado com chicanas internas), vii) economizadores e superaquecedores podem ser adicionados somente na entrada e saída da caldeira, viii) as respostas a variação de carga são mais lentas devido ao maior volume de água.

2.3.1.2 Caldeiras de Recuperação Aquatubulares

Caldeiras de recuperação do tipo aquatubular são mais complexas de projetar se comparadas às fogotubulares devido ao complexo arranjo ou disposição de superfícies de aquecimento como economizadores, evaporadores e superaquecedores.

O superaquecedor deve estar localizado antes do evaporador, onde a temperatura dos gases é maior. O superaquecedor pode ser de diversos estágios, cada um com uma diferente configuração de aletas ou arranjo mecânico para assegurar temperatura de parede e aleta de forma a conseguir-se o grau de superaquecimento desejado.

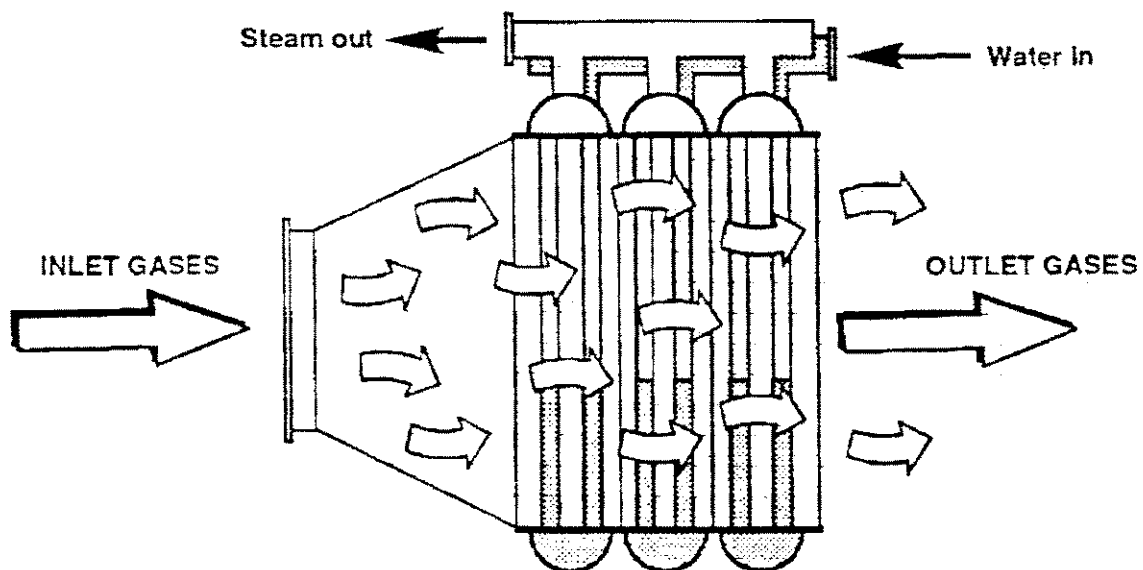


Figura 2.16 – Caldeira aquatubular (fonte : Dorgan, 1995)

O corpo do evaporador pode ter configuração de aletas variáveis ou diferente distância entre os tubos ao longo do fluxo de gases de forma a controlar-se a temperatura dos gases ou problemas de incrustação. Se adicionar-se a isso a existência de múltiplos estágios de pressão ou a presença de uma secção radiante com diferentes parâmetros operacionais e queima de combustível, o procedimento de projeto será muito complexo e trabalhoso sem o auxílio computacional.

Numa visão geral os seguintes aspectos são importantes quando do dimensionamento de uma caldeira de recuperação do tipo aquatubular (Ganapathy, 1991):

1. Elas são aplicáveis em altas pressões e temperaturas de vapor e grandes capacidades.
2. A superfície estendida (uso de aletas) pode ser utilizada para tornar a caldeira mais compacta se o fluxo de gases for limpo. Comparada a uma caldeira do tipo fogotubular, a caldeira aquatubular é muito menor e mais leve, particularmente se o fluxo de gases é alto (maior de 50.000 kg/h).
3. Vários tipos de combustíveis podem ser queimados, com fácil adaptação para combustíveis sólidos ou sujos.
4. Se o fluxo de gases é sujo, devem ser previstos meios de limpeza dos tubos através de mecanismos de raspagem ou sopradores de fuligem. Meios de acesso ao interior da caldeira devem ser previstos. Maiores espaços devem ser previstos na frente da caldeira onde a chance de formação de incrustações ou borra são maiores e um menor espaçamento nas partes mais frias da caldeira. Em caldeiras fogotubulares, é muito caro ou não viável construir a caldeira em duas partes ou utilizar diferentes tamanhos de tubos para acomodar preocupações de incrustação e temperatura. O máximo que pode ser feito é a utilização de caldeiras de múltiplos passes com diferentes tamanhos de tubos em cada passe. A limpeza durante a operação é muito difícil em caldeiras fogotubulares.
5. O superaquecedor, se utilizado deve ser locado numa região adequada de temperatura dos gases para minimizar corrosão e reduzir a temperatura do metal. Em caldeiras fogotubulares o único local para alocação do superaquecedor é na frente da caldeira.
6. Devido ao menor volume de água existente em caldeiras do tipo aquatubulares comparados a fogotubulares, a resposta na partida ou a variações de carga é mais rápida.

7. Se a pressão dos gases for alta (0,3 a 2 bar / 5 a 30 psig) a caldeira deve ser construída dentro de um casco, o que acarreta um aumento significativo de custo com o aumento do tamanho e pressão. Uma caldeira fogotubular deve ser mais viável.
8. A qualidade da água é mais importante nas caldeiras aquatubulares. Falhas por má qualidade da água ocorrem mais rapidamente em caldeiras aquatubulares. Associado a isso tem-se ainda o fato das caldeiras aquatubulares trabalharem com uma maior taxa de calor por área, o que torna o correto tratamento da água ainda mais importante.
9. Devido a maiores coeficientes de transferência de calor das caldeiras aquatubulares, as mesmas requerem menores áreas superficiais e portanto a perda de carga dos gases pode ser menor.
10. As caldeiras aquatubulares serão mais caras que as fogotubulares para fluxo de gases na faixa de 23000 kg/h (50.000 lb/h) ou menos, mas serão mais baratas para fluxos de gases maiores. Para algumas situações como a sua utilização com turbinas a gás de médio ou grande porte onde a razão entre fluxo de gases e vapor é alta e o pinch point é baixo, as caldeiras aquatubulares com superfícies estendidas são a única opção, já que uma caldeira equivalente do tipo fogotubular terá uma grande perda de carga do lado dos gases e será extremamente grande.

A superfície estendida é muito utilizada em caldeiras aquatubulares quando da recuperação de calor de gases limpos. Se a concentração de particulados for baixa, tubos aletados com grande densidade de aletas podem ser aplicados.

A escolha da configuração das aletas em aplicações de gás limpo é determinada por fatores como coeficiente de calor do lado interno do tubo, tamanho, custo e perda de pressão do lado dos gases, os quais afetam os custos operacionais.

As caldeiras aquatubulares mais comuns podem ser de um único nível de pressão, de dois níveis de pressão ou de três níveis de pressão, com ou sem reaquecimento. A disposição das superfícies deve ser analisada buscando um máximo aproveitamento do calor residual dos gases.

O pinch point de uma caldeira aquatubular deve estar entre 8 e 10 °C. O approach point deve estar entre 5 e 8 °C evitando a formação de vapor no economizador, o que causa problemas de erosão, golpe de ariete, etc, associados ao fluxo bifásico (Subrahmanyam et al, 1995).

Ganapathy (1991) no seu livro “Waste Heat Boiler Deskbook” apresenta uma formulação de cálculo do coeficiente global de transferência de calor em caldeiras aquatubulares com superfície estendida (aletas circulares contínuas e serradas), visando o projeto da caldeira de recuperação (economizador, evaporador e superaquecedor).

Segundo Ganapathy (1991) a justificativa para o aumento de área do lado dos gases reside no menor coeficiente de transferência de calor do lado dos gases [entre 10 e 20 Btu/h.ft².F (205 e 410 kJ/h.m².°C) em economizadores e evaporadores] do que do lado da água [entre 1500 e 3000 Btu/h.ft².F (30700 e 61400 kJ/h.m².°C) em economizadores e evaporadores]. A efetividade de uso de aletas é reduzida quando a relação entre os coeficientes interno e externo também diminui.

Ganapathy (1991) comenta que o uso de aletas nem sempre irá aumentar a quantidade de calor trocado. É possível que através de uma má escolha de configuração de aletas tenha-se mais área superficial e menos troca de energia. É importante que se compare o produto entre a área superficial e o coeficiente global de transferência de calor. A utilização de aletas diminui o coeficiente global de transferência de calor e o aumento da área tem de ser maior que esta redução para que a quantidade de energia trocada seja maior.

Pasha and Jolly (1995) apresentam uma série de tendências verificadas quando da simulação de uma caldeira aquatubular de três níveis de pressão. “Quando uma caldeira de recuperação com queima suplementar aumenta a temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás, a termodinâmica do sistema resulta numa temperatura dos gases na chaminé menor do que na condição sem queima suplementar. O efeito global da queima suplementar é de aumentar a quantidade de vapor de alta pressão e diminuir a quantidade de vapor de média pressão”.

Ganapathy (1991) propõe uma metodologia de projeto e simulação de caldeiras de recuperação do tipo aquatubulares que pode ser aplicada durante a fase de estudo e concepção de sistemas de cogeração / termoelectricidade e que não necessita de que seja realizado o projeto dimensional mecânico da caldeira (que é um processo mais complexo e cuja necessidade restringe-se a fabricantes). Através desta metodologia pode-se construir perfis de temperatura de uma caldeira de recuperação de múltiplos estágios e simular mudanças de fluxo, composição e temperatura dos gases e obter resposta a nível de pressão, temperatura e quantidade de vapor gerado em cada estágio da caldeira. Ganapathy (1991) sugere a utilização desta metodologia por consultores na simulação da caldeira de recuperação dentro das mais variadas condições de operação e com diferentes tipos de máquinas motoras o que permitirá ao consultor conversar com fabricantes de caldeiras com o conhecimento da performance e produção de vapor que ele pode esperar de seu sistema.

2.3.2 Trocadores de Calor do tipo Serpentina

Os trocadores de calor de superfície estendida do tipo serpentina são construídos com tubos paralelos e aletas perpendiculares aos tubos. São normalmente empregados em resfriamento/aquecimento de ar, e podem utilizar como meio de resfriamento/aquecimento uma substância volátil (fluido refrigerante), água, vapor ou uma solução (água e anticongelante).

Em processos de resfriamento, dependendo das condições do ar e da temperatura da superfície do trocador pode haver condensação de água contida no ar, sendo então considerado como um trocador de calor e massa.

Os métodos de projeto e análise destes trocadores baseiam-se em formulações de transferência de calor e massa e utilizam dados práticos medidos em laboratório, adaptados para as características do trocador que se pretende analisar.

A figura 2.17 apresenta o esquema básico de um trocador de calor do tipo serpentina com fluxo em corrente cruzada do meio de resfriamento/aquecimento e do meio resfriado/aquecido.

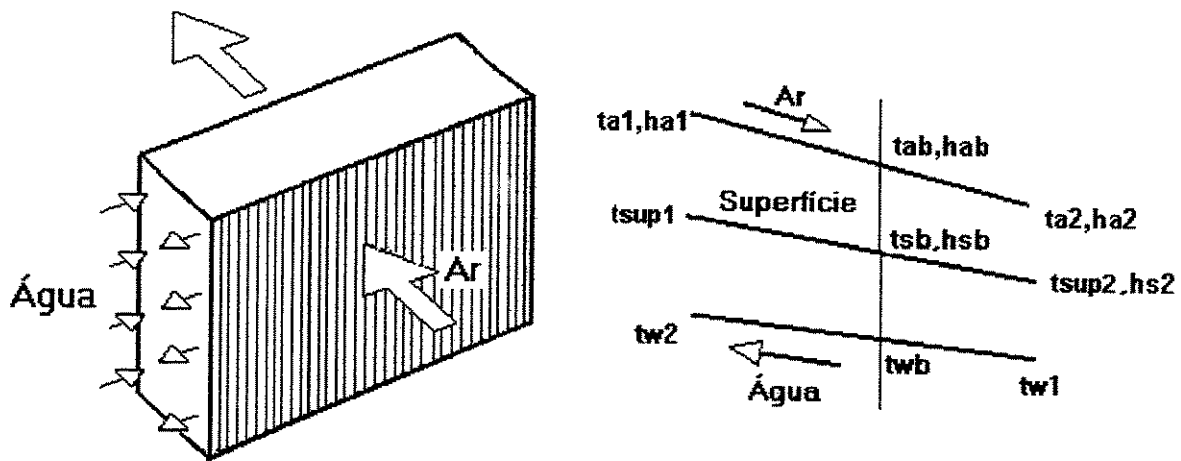


Fig. 2.17 – Esquema de uma serpentina (a); processo de transferência de calor (b).

A serpentina de desumidificação normalmente remove umidade e calor do ar de entrada. Na maioria dos processos de ar condicionado, o ar a ser resfriado é uma mistura de vapor de água e gases secos. Ambos perdem calor sensível durante o contato com a primeira parte da serpentina, a qual funciona como uma serpentina de superfície seca. A umidade será removida somente na parte da serpentina na qual a temperatura da superfície é menor que o ponto de orvalho do ar na entrada. Quando a serpentina começa a remover umidade, a superfície de resfriamento carrega o calor sensível e latente.

2.3.3 Condensadores

A função de um condensador em um ciclo a vapor é o de condensar a mistura água vapor da saída da turbina a vapor. A água condensada é então bombeada de volta a caldeira com um pequeno consumo de energia, o que é feito pelas bombas de extração e pelas bombas de alimentação da caldeira.

A figura 2.18 apresenta os parâmetros básicos de projeto de um condensador.

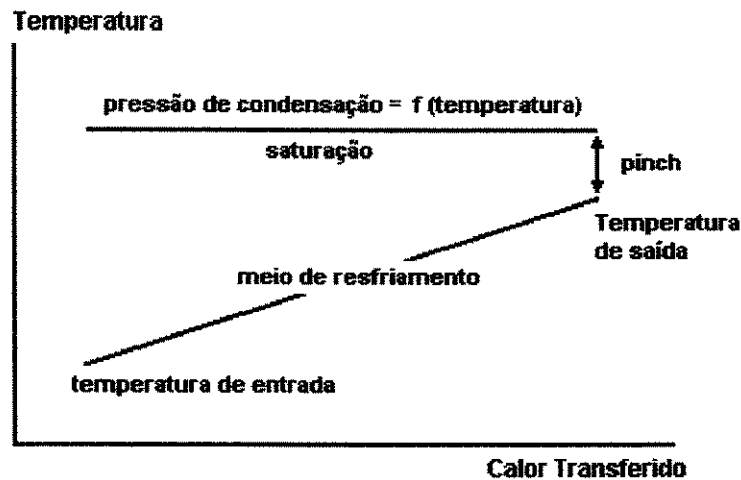


Fig. 2.18 – Parâmetros de Projeto de Condensadores

Os parâmetros principais de um condensador são :

- A temperatura de entrada do meio de resfriamento;
- O aumento de temperatura do meio de resfriamento que é função do fluxo do meio de resfriamento e da quantidade de calor a ser rejeitado;
- Pinch point que depende da natureza do meio de resfriamento;
- A temperatura do vapor e a pressão de saturação, o qual é muito importante pois a performance da turbina a vapor é dependente da pressão de exaustão.

Os condensadores podem ser de diversos tipos, conforme descrito abaixo :

a) resfriamento através da água de rio ou mar : Este é o arranjo mais simples e necessita de quantidades suficientes de água do rio ou mar. A água flui por dentro dos tubos e o vapor é condensado pelo lado de fora dos tubos. As principais características são :

- Incrustação e problemas de corrosão com água do mar;
- Aquecimento da água do rio a níveis não aceitáveis;
- Pequeno consumo de potência para acionamento de bombas de vácuo;
- Boa troca de calor e portanto baixa pressão de condensação na saída da turbina a vapor para uma dada temperatura de água de resfriamento;

b) torre de resfriamento : Neste arranjo o condensador é um trocador de calor intermediário entre o vapor e a água de resfriamento que rejeita calor na torre de resfriamento para o ar atmosférico. Há diversos tipos de torre de resfriamento conforme descrito a seguir :

b1) Contato direto com circulação natural : A água de resfriamento aspergida em fluxo descendente entra em contato com o ar em fluxo ascendente em uma superfície de contato (enchimento). As principais características são :

- Circuito aberto de água que requer somente água de reposição;
- Consumo de água (evaporação e arraste);
- Ruído (efeito de chuva);
- Torres altas e caras (de 80 a 160 metros e mais de 10% do custo da planta);
- Neblinas, chuvas e nuvens artificiais;

b2) Contato direto com circulação forçada : O princípio é similar ao caso b1 entretanto a circulação de ar se dá devido a ventiladores. As principais características são :

- Circuito aberto de água que requer somente água de reposição;
- Consumo de água (evaporação e arraste);
- Ruído (ventiladores);
- Torres pequenas (de 10 a 20 metros);
- Neblinas, chuvas e nuvens artificiais;
- Alta potência de acionamento dos ventiladores;

b3) Torres secas : Se o consumo de água das alternativas anteriores é inaceitável, as torres secas podem ser usadas. Neste caso a água de resfriamento flui dentro de tubos ao invés de terem contato com o fluxo de ar. A diferença de temperatura entre a atmosfera e a temperatura de condensação (pressão de condensação) é maior nesta opção, portanto o preço a pagar é uma redução na potência da turbina a vapor e na performance global da planta.

c) Condensadores a Ar : Neste caso o trocador de calor é do tipo ar-vapor. O vapor flui dentro de tubos ao redor dos quais é criado um fluxo de ar através de ventiladores. As principais características são :

- Não requer água;
- Não há consumo de água;
- Ruído (ventiladores);

- Não há torre;
 - Alta potência consumida pelos ventiladores;
 - A troca de calor é relativamente pobre o que acarreta uma diferença de temperatura relativamente alta entre o vapor condensado e o ar, o que acarreta ainda em perda de potência e eficiência da planta térmica;
- d) Soluções Híbridas : Várias soluções híbridas são comuns buscando-se as vantagens previamente descritas. A solução híbrida mais comum é a instalação de torres de resfriamento de circulação natural e condensadores que utilizam água de rios. O calor dos condensadores pode ser dividido entre a torre e o rio. Usualmente as autoridades especificam um máximo de aumento de temperatura do leito do rio possível de ser atingido devido a fatores ambientais. Neste arranjo rejeita-se o máximo de calor possível ao rio e o restante vai para a torre de resfriamento.

2.3.4 Sistemas de Refrigeração por Absorção

Resfriadores de líquido por absorção são equipamentos que podem produzir uma economia significativa quando do aproveitamento de calor residual de um processo ou um custo baixo de algum combustível. Quando aplicados a partir de um aproveitamento de calor residual, incrementam o uso energético da planta. ‘Não há melhor uso econômico do potencial de um calor residual do que o seu aproveitamento em um sistema de refrigeração por absorção’ (Dorgan, 1995).

As máquinas de absorção podem ser utilizadas em muitas das aplicações das máquinas de compressão de vapor : processos de resfriamento, resfriamento de ambientes e desumidificação e aquecimento. No nosso caso estaremos focados em máquinas brometo de lítio - água.

As máquinas água - amônia são tipicamente utilizadas em refrigeração e podem fornecer temperaturas entre + 4 e – 51 °C, já as máquinas brometo de lítio - água são aplicadas em resfriamento e trabalham com temperatura entre 4 e 38 °C (Dorgan, 1995).

O aspecto econômico da aplicação de máquinas de absorção deve considerar o investimento inicial (resfriador de líquido, bombas de água, torres de resfriamento, tubulações, equipamento de

recuperação de calor e equipamentos auxiliares), o custo operacional (eletricidade consumida pelos chillers, bombas de água e motores da torre de resfriamento e perdas causadas pelos equipamentos de recuperação de calor) e custo de manutenção. Quando um sistema de refrigeração é necessário deve-se então analisar a diferença de custos entre as duas opções, mensurando-se as diferentes necessidades e características de cada sistema.

O ciclo de absorção é bastante parecido ao ciclo de compressão de vapor. A diferença básica é a forma como o refrigerante a baixa pressão é transformado em vapor a alta pressão (caminho 1 => 2 da figura 2.19). Num ciclo de compressão a vapor, o vapor refrigerante a baixa pressão é comprimido mecanicamente, já no ciclo de absorção o vapor a baixa pressão é absorvido em uma solução a baixa pressão, bombeado para uma pressão maior e então a solução é aquecida produzindo o vapor a alta pressão.

Resfriadores de líquido por absorção com solução de brometo de lítio – água, apresentam as seguintes características :

- LiBr é o absorvente e a água o refrigerante
- LiBr é um sal que pode causar corrosão. Aditivos químicos reduzem ou eliminam o potencial de corrosão.
- A cristalização, um problema no passado, foi substancialmente reduzido através do uso de microprocessadores e controles digitais (DDC – direct digital controls).
- O sistema opera em alto vácuo.
- Sistemas de purga mantêm a integridade do vácuo da máquina e remove não condensáveis.

As máquinas de absorção com solução LiBr – H₂O são designadas de simples ou duplo estágio (efeito) de acordo com o número de vezes em que a solução é aquecida na produção do vapor refrigerante.

As máquinas de absorção LiBr-H₂O de simples estágio necessitam que a fonte de calor esteja entre 110 e 120° C e o seu COP varia entre 0,6 e 0,7. As de duplo estágio necessitam que a fonte de calor esteja entre 175 e 185° C sendo o seu COP compreendido entre 0,9 e 1,2. O necessidade

de vapor das máquinas de simples estágio é de aproximadamente 8,1 kg/TR (tonelada de refrigeração) e das máquinas de duplo estágio de aproximadamente 5 kg/TR (Crowther, 2000).

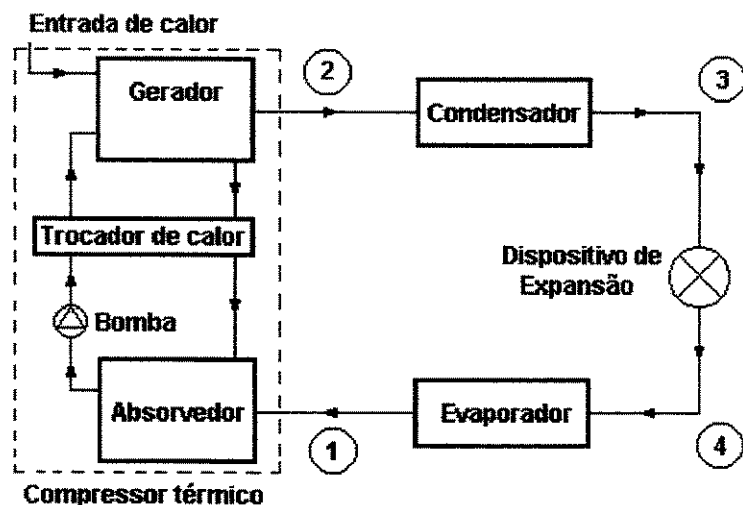


Figura 2.19 – Ciclo de refrigeração por absorção

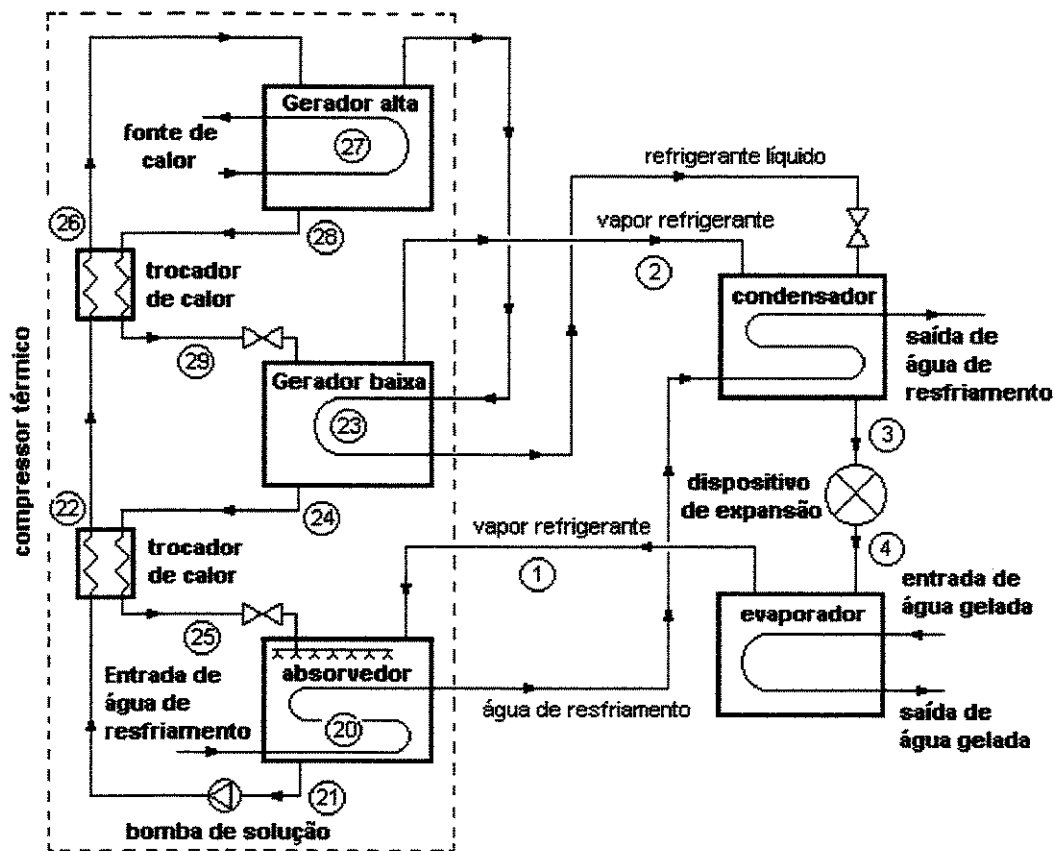


Figura 2.20 – Esquema de um ciclo de absorção de duplo efeito com fluxo da solução em série.

O ciclo de absorção é normalmente demonstrado em um diagrama PTX (pressão, temperatura e concentração) onde consegue-se visualizar melhor as diversas etapas envolvidas. A figura 2.20 representa um esquema de um ciclo de absorção LiBr-H₂O de duplo estágio com fluxo de solução em série. A figura 2.21 representa o diagrama PTX referente ao esquema da figura 2.20.

Os equipamentos de refrigeração por absorção podem ser utilizados em sistemas de termoacumulação de gelo ou água gelada (Dorgan, 1994).

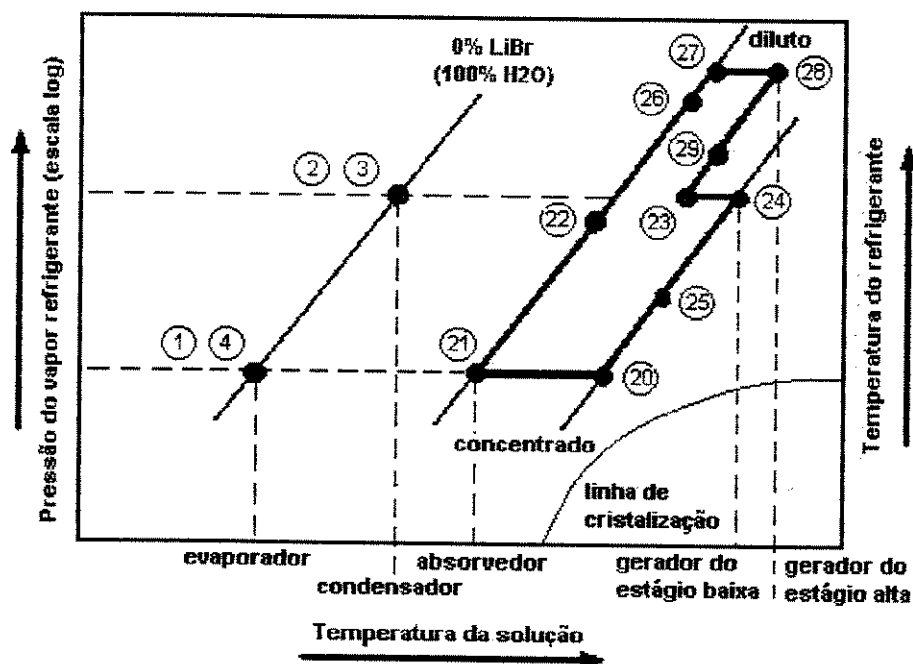


Figura 2.21 – Diagrama PTX referente ao esquema da figura 2.20

2.3.5 Turbinas a Vapor

As turbinas a vapor são geralmente de condensação ou contrapressão dependendo da condição do vapor na saída. A figura 2.22 mostra seis casos básicos de turbinas a vapor (condensação, contrapressão, extração automática, extração não automática, indução e de indução e extração. De acordo com a ASHRAE (chapter 41 - 1992), a publicação da NEMA (National Electric Manufacturers Association) SM23 (1985) define estas e outras subdivisões de famílias de turbinas a vapor.

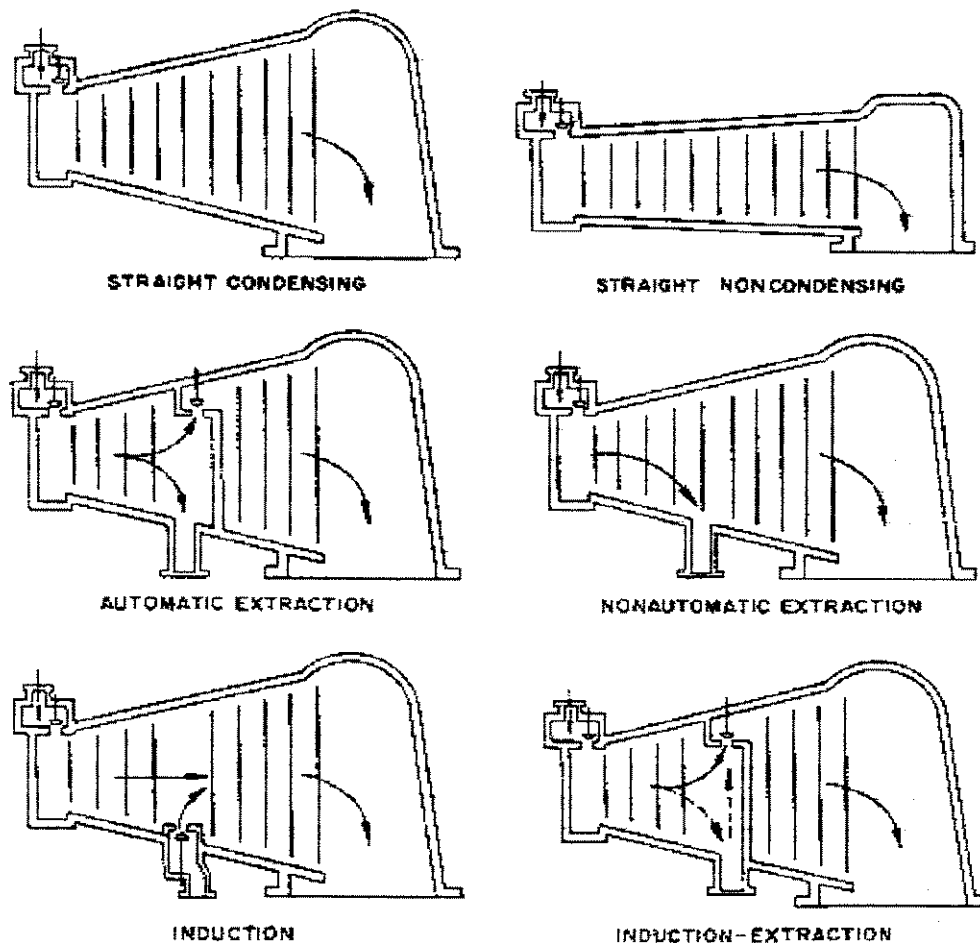


Figura 2.22 – Tipos Básicos de Turbinas a Vapor (fonte : ASHRAE, 1992)

- Turbina de contrapressão : turbina a vapor designada para operar com uma pressão de exaustão a qualquer nível que o processo subsequente necessite, sendo que toda a condensação ocorrerá no processo.
- Turbina de condensação : turbina a vapor com pressão de exaustão abaixo da pressão atmosférica, isto é, ocorre condensação do vapor dentro da turbina.
- Turbina com extração automática : turbina a vapor que possui no seu corpo um ponto de saída de vapor com uma válvula de controle da pressão do vapor.

- Turbina de extração não automática : Turbina a vapor que possui no seu corpo um ponto de saída de vapor sem controle da pressão do vapor.
- Turbina de indução (mistura) : Turbina a vapor com mais de uma entrada de vapor a diferentes níveis de pressão. Possui um dispositivo automático para controle da pressão do vapor de indução.
- Turbina de indução / extração : Turbina a vapor com capacidade de admitir ou extrair um determinado fluxo de vapor através de uma abertura no corpo da turbina (absorve flutuações no balanço de energia de um processo).

2.4 Exemplos de Aplicações Reais

Mayer (1999) apresenta algumas possibilidades de aplicação de turbinas a vapor em sistemas de cogeração na indústria petroquímica, por exemplo para o acionamento de um compressor de 19,4 MW numa planta de metanol no Canadá. A possibilidade de geração de potência a partir de um vapor residual de um processo industrial possibilita a geração de potência para o acionamento de um equipamento ou a geração de eletricidade.

Bidini, Desideri, Saetta and Bocchini (1998) apresentaram resultados e a concepção do sistema de cogeração com motor de combustão interna instalado na faculdade de engenharia de Perugia – Itália. O motor possui capacidade nominal de 1 MWe e a energia dos gases de exaustão e da água da camisa são utilizados para o aquecimento de água do sistema de calefação. Numa segunda etapa um resfriador de líquido por absorção foi adotado visando o aproveitamento do calor residual também no verão para o resfriamento térmico de ambientes da faculdade. Excedentes de eletricidade são transferidos para um outro campus da universidade. Eletricidade suplementar é comprada da rede.

Paul et al (1994) apresentaram o resultado de uma avaliação de possibilidades de conservação de energia e modificações em plantas térmicas a vapor movidas a carvão da Índia visando extrair-se das mesmas a máxima potência possível. Foram adotadas medidas como aproveitamento máximo do vapor , troca de equipamentos obsoletos, melhor aproveitamento de combustível, estratégias de operação e manutenção, etc. Quinze centrais térmicas foram submetidas a análise

energética e os autores acreditam em uma redução de 10 a 15% de consumo de energia em cada uma das plantas. É interessante perceber que medidas de economia de energia e aumento da eficiência em plantas de eletricidade existentes ajudam na expansão do sistema elétrico muitas vezes com um baixo investimento e pequeno impacto ambiental.

O desenvolvimento da turbina a vapor tem um aspecto importante em todas as plantas térmicas (ciclo a vapor, ciclo combinado, usina nuclear e sistemas de cogeração). Técnicas de reparo de equipamentos tem permitido um menor período de parada da planta para manutenção a partir de um menor custo. Giovando (1998) relata diversos aspectos relacionados a turbinas a vapor, entre eles um reparo de dois rotores de uma turbina a vapor de 30 anos de idade e 19 toneladas de peso. A substituição dos 19 estágios (*blades*) em 16 semanas a 40/45 % do custo de compra de um novo rotor permitiu ainda um aumento de 3,5% de eficiência em relação ao equipamento original.

Roy-Aikins (1995) avaliou aspectos que influenciam a viabilidade econômica de sistemas de cogeração, através do desenvolvimento de um software. Os resultados revelam a importância de um bom casamento das cargas elétricas e térmicas.

Strömberg and Franck (1994) discutiram aspectos sobre a viabilidade de sistemas de geração de potência a partir de uma turbina a gás (ciclo simples e ciclo combinado). Mudanças na relação de custos entre a eletricidade e o gás natural, do investimento inicial e características do sistema adotado foram analisados, o payback de cada situação é apresentado.

Falcetta and Sciubba (1995) apresentaram um software de análise de plantas térmicas que permite a avaliação de um sistema a partir da elaboração de matrizes que representam as interações de equipamentos e fluxos.

Lizarraga and Aguado (1995) apresentaram os principais aspectos de projeto e comissionamento de uma planta de cogeração composta por duas turbinas a gás de 1030 kW (ISO). O calor dos gases de escape é utilizado em conjunto com outros queimadores para um processo de secagem e é também utilizado para o aquecimento de água para o processo industrial.

Swanekamp (1998b) discutiu a construção de um sistema de cogeração em ciclo combinado de 250 MWe ao lado de uma refinaria de petróleo no Texas. Um aspecto interessante foi que a construção da planta não foi feita em um contrato do tipo “turn key” o que possibilitou uma redução de custo de implementação de pelo menos 10%. Este aspecto revela a importância de se desenvolver mão de obra capacitada para a implementação de projetos de sistemas de cogeração e de termoelectricidade.

Swanekamp (1998c) e Jones (1998) relatam aspectos da implementação de um sistema de cogeração formado por 4 motores de combustão interna Jenbacher de 898 kW (cada) aplicados no Valley Medical Center. Uma economia de US\$50.000 por mês foi obtida nos primeiros 6 meses de operação.

Capítulo 3 – Cogeração e Termoelectricidade : Ferramentas e Metodologias de Análise.

3.1. Introdução

O desenvolvimento de metodologias de simulação de equipamentos térmicos tem sido objeto de estudo de centros de pesquisa, fabricantes de equipamentos, associações representativas de indústrias, etc.

O desenvolvimento de métodos matemáticos para a simulação de equipamentos térmicos é bastante utilizado por fabricantes de equipamentos buscando um correto dimensionamento e desempenho do seu produto expondo dados de operação do produto fora da condição de projeto.

Fabricantes de turbinas a gás possuem programas computacionais que revelam o desempenho fora da condição ISO, construídos a partir de relações termodinâmicas, curvas de desempenho de compressores e turbinas e testes de operação. Fabricantes de caldeiras de recuperação possuem programas computacionais de projeto e simulação da caldeira. Fabricantes de serpentinas de resfriamento/aquecimento possuem programas computacionais de avaliação de desempenho, baseados em testes de laboratório e métodos matemáticos de análise. Fabricantes de resfriadores de líquido por absorção possuem programas de simulação para diversas condições, etc.

O conhecimento das variáveis que afetam a operação do sistema, a definição do modo de operação do sistema, o tratamento dos dados, ajudam a prever como o mesmo irá operar e quantificar a performance e as economias possíveis de serem obtidas.

O equacionamento de um maior número de variáveis através da formação de perfis de demanda, metodologias de simulação dos equipamentos, formação de perfis climáticos, etc, permite uma análise mais profunda com a revelação do comportamento do sistema de acordo com as mudanças das variáveis.

Devido ao grande número de variáveis envolvidas em uma análise de sistemas térmicos de potência, a metodologia computacional permite o tratamento de um maior número de dados, já

que diminui sensivelmente o tempo de processamento necessário permitindo a análise de diversas situações num curto espaço de tempo.

Neste capítulo ira-se apresentar alguns métodos matemáticos desenvolvidos para a simulação da performance de equipamentos fora da condição de projeto.

3.2. Turbina a Gás PGT2.

3.2.1. Curvas de Desempenho

Na análise do sistema de cogeração desenvolvida para atender-se as demandas térmicas e elétricas do Hospital de Clínicas da Unicamp ira-se simular a utilização da turbina a gás PGT2 de fabricação Nuovo Pignone.

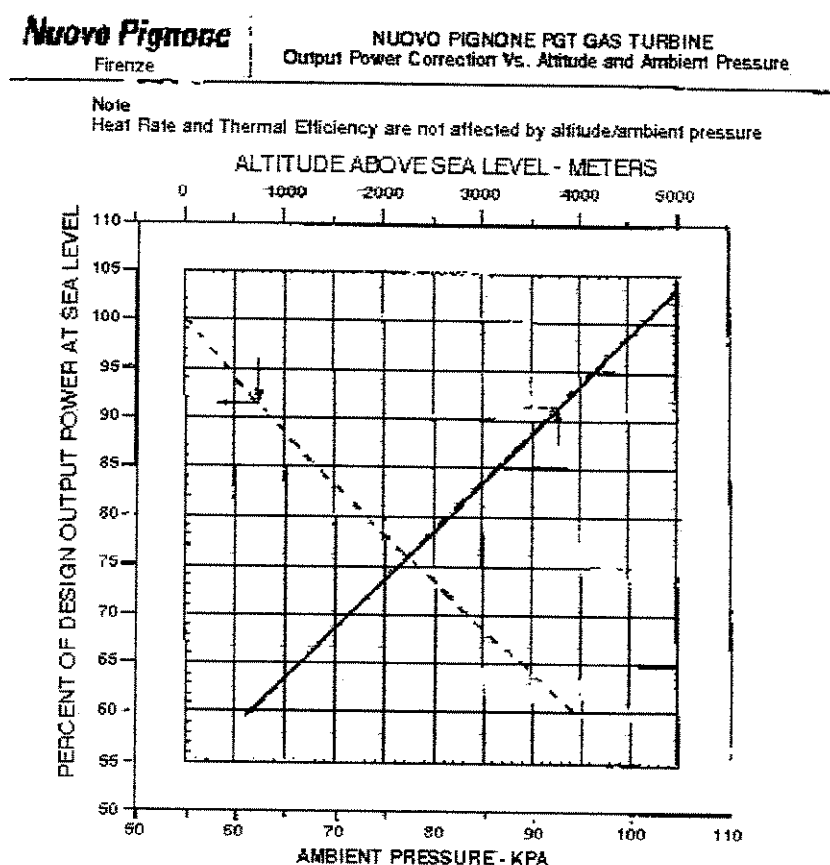


Figura 3.1 – Efeito da Pressão Atmosférica sobre a Potência
(Fonte : Nuovo Pignone)

Esta turbina é do tipo industrial, eixo único e opera em ciclo simples. Ela possui 2 estágios de compressão centrífuga e 2 estágios de expansão (turbinas axiais). A relação de pressão é de 12,5 para 1. A rotação do conjunto é de 22500 rpm, a rotação é reduzida através de uma caixa de redução para o gerador de 60 ou 50 Hz. A turbina a gás PGT2 desenvolve 2 MWe de potência com 25% de eficiência na condição ISO.

Nuovo Pignone

Firenze

TITOLO - TITRE

GAS TURBINE MODEL PGT2

Estimated Performance, Generator Drive Applications

Fuel Type		Natural Gas	Distillate
Design Electric Output	kW	2000	1910
Design Heat Rate (LHV)	kJ/kWh	14400	14860
Design Exhaust Temper.	°C	525	528
Design Exhaust Flow	kg/sec	10.0	
Des GBox+Gener Effic	%	95.3	
Design Point	sea level ISO		

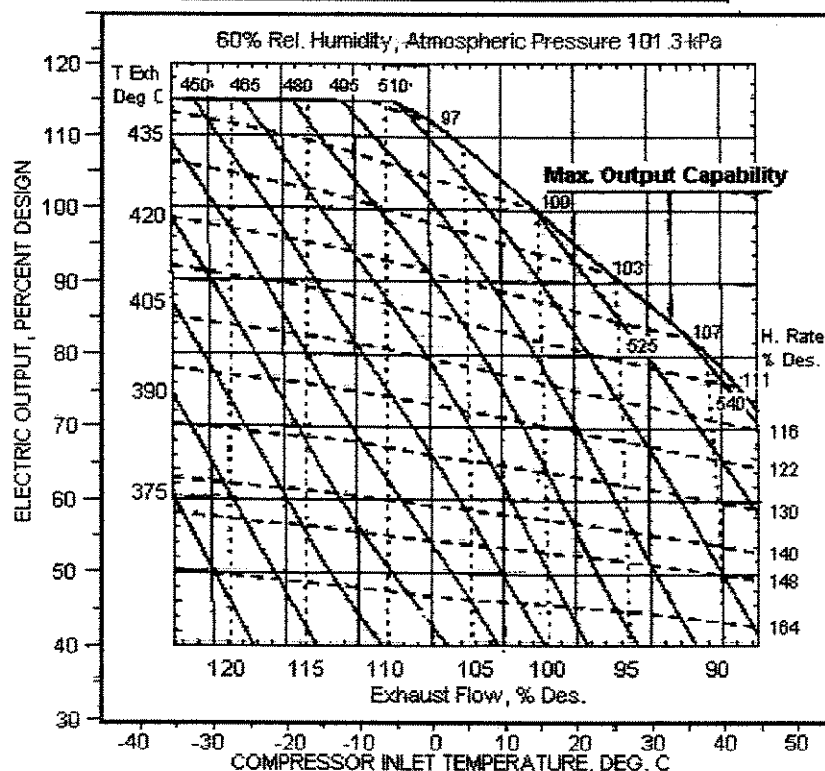


Figura 3.2 – Performance da PGT2 – Nuovo Pignone (fonte : Nuovo Pignone)

A figura 3.1 mostra a curva de correção da potência produzida em relação a pressão atmosférica (altitude) do local de instalação, de acordo com informações publicadas pelo fabricante.

O mapa de desempenho da turbina a gás PGT2 – Nuovo Pignone pode ser visto na figura 3.2. O mapa revela o comportamento da turbina de acordo com a variação da temperatura de bulbo seco do ar na entrada do compressor e fator de carga.

A partir da interpretação das figuras 3.1 e 3.2 em conjunto com outras informações existentes nos catálogos do equipamento, foram criadas equações paramétricas (regressão polinomial) que representam o comportamento da turbina a gás devido a variação dos parâmetros que influenciam a sua operação. As equações são apresentadas a seguir :

3.2.2 Equações de Correção do Desempenho da PGT2 para Condições Locais.

3.2.2.1 Potência

$$PI = [FP1 \cdot FP2 \cdot FP3 \cdot FP4 \cdot FP5 \cdot FP6] \cdot \text{Piso} \quad (3.1)$$

Onde :

$$FP1 = ((0,01005 \cdot Patm) - 0,018075) \quad (Patm \text{ em kPa}) \quad (3.2)$$

$$FP2 = 1 \text{ (se temperatura ambiente for menor igual a } -4^\circ\text{C)} \quad (3.3)$$

$$FP2 = ((-tamb \cdot 15/19) + 111,8421)/100 \quad (-4^\circ\text{C} < tamb < 35^\circ\text{C}) \quad (3.4)$$

$$FP3 = (1 - ((DPin/100) \cdot 0,018)) \quad (DPin \text{ em mmH}_2\text{O}) \quad (3.5)$$

$$FP4 = (1 - ((DPon/100) \cdot 0,008)) \quad (DPon \text{ em mmH}_2\text{O}) \quad (3.6)$$

$$FP5 = -0,15625 \cdot W + 1,001 \quad (3.7)$$

$$FP6 = 0,4 \text{ a } 1 \text{ (fator de carga)} \quad (3.8)$$

3.2.2.2 Eficiência

$$ETAI = [ETA1 \cdot ETA2 \cdot ETA3 \cdot ETA4 \cdot ETA5] \cdot \text{ETAiso} \quad (3.9)$$

Onde :

$$ETA1 = (0,969 + 1,066 \cdot 10^{-3} \cdot tamb + 1,249 \cdot 10^{-5} \cdot tamb^2 + 2,291 \cdot 10^{-6} \cdot tamb^3 + 1,250 \cdot 10^{-7} \cdot tamb^4 - 4,583 \cdot 10^{-9} \cdot tamb^5)^{-1} \quad (3.10)$$

$$ETA2 = (1 - ((DPin/100) \cdot 0,009)) \quad (DPin \text{ em mmH}_2\text{O}) \quad (3.11)$$

$$ETA3 = (1 - ((DPon/100) \cdot 0,008)) \quad (DPon \text{ em mmH}_2\text{O}) \quad (3.12)$$

$$ETA4 = 0,390625 \cdot W + 0,9975 \quad (3.13)$$

$$ETA5 = 2,13 \cdot 10^{-11} - 2,60 \cdot \%C + 49,41 \%C^2 - 214,39 \%C^3 + 452,47 \%C^4 - 510,61 \%C^5 + 296,61 \%C^6 - 69,88 \%C^7 \quad (\%C : \text{porcentagem de carga da turbina a gás de } 0,4 \text{ a } 1) \quad (3.14)$$

3.2.2.3 Fluxo de Gases de Exaustão

$$EF1 = [EF1 \cdot EF2 \cdot EF3 \cdot EF4] \cdot EFiso \quad (3.15)$$

Onde :

$$EF1 = ((0,01005 \cdot Patm) - 0,018075) \quad (Patm \text{ em kPa}) \quad (3.16)$$

$$EF2 = ((0,51428571 \cdot (-tamb)) + 107,714286) / 100 \quad (3.17)$$

$$EF3 = 1 - ((DPin/100) \cdot 0,01) \quad (DPin \text{ em mmH}_2\text{O}) \quad (3.19)$$

$$EF4 = (-0,01 \cdot \%C) + 1,01 \quad (\%C : \text{porcentagem de carga da turbina a gás de 0,4 a 1}) \quad (3.20)$$

3.2.2.4 Temperatura dos Gases de Exaustão

$$TE1 = [(TEiso \cdot TE1) + TE2 + TE3] \quad (3.21)$$

Onde :

$$TE1 = (0,24 \cdot \%C) + 0,76 \quad (3.22)$$

$$TE2 = 0,76923 \cdot tamb - 11,923 \quad (3.23)$$

$$TE3 = (DPin/100) \cdot 1,5 \quad (DPin \text{ em mmH}_2\text{O}) \quad (3.24)$$

$$TE4 = (DPon/100) \cdot 1,5 \quad (DPon \text{ em mmH}_2\text{O}) \quad (3.25)$$

3.3 Turbina a Gás Siemens V84.3

3.3.1. Curvas de Desempenho

Para a análise do desempenho de um ciclo combinado com dois níveis de pressão ira-se utilizar os dados publicados por Maghon et al. (1993) revelando o desempenho da turbina a gás Siemens V84.3 e os diversos fatores de correção fora da condição ISO.

A figura 3.3 apresenta os fatores de correção da potência e da eficiência da turbina a gás Siemens V84.3 em função da temperatura ambiente. A figura 3.4 apresenta os fatores de correção da temperatura dos gases de exaustão e do fluxo de gases de exaustão da turbina a gás Siemens V84.3 em função da temperatura ambiente. E por fim, a figura 3.5 apresenta os fatores de correção da potência, da eficiência, da temperatura dos gases de exaustão e do fluxo de gases de exaustão em função da porcentagem de carga da turbina a gás Siemens V84.3. Todas as demais

curvas de correção do desempenho da turbina a gás Siemens V84.3 podem ser encontradas em Maghon et al. (1993).

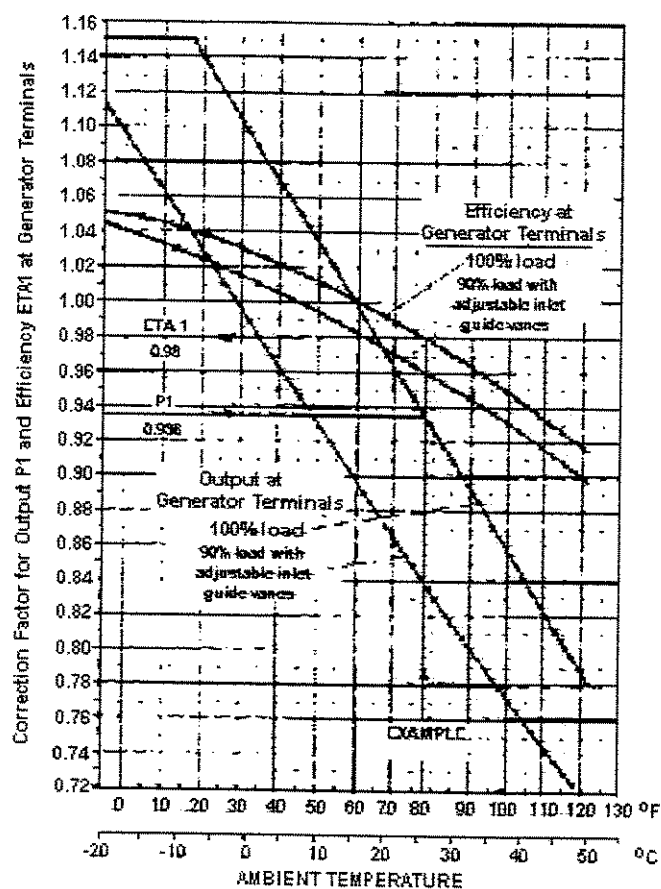


Figura 3.3 – Potência e Eficiência da Siemens V84.3 em função da Temperatura Ambiente
(fonte : Maghon et al., 1993)

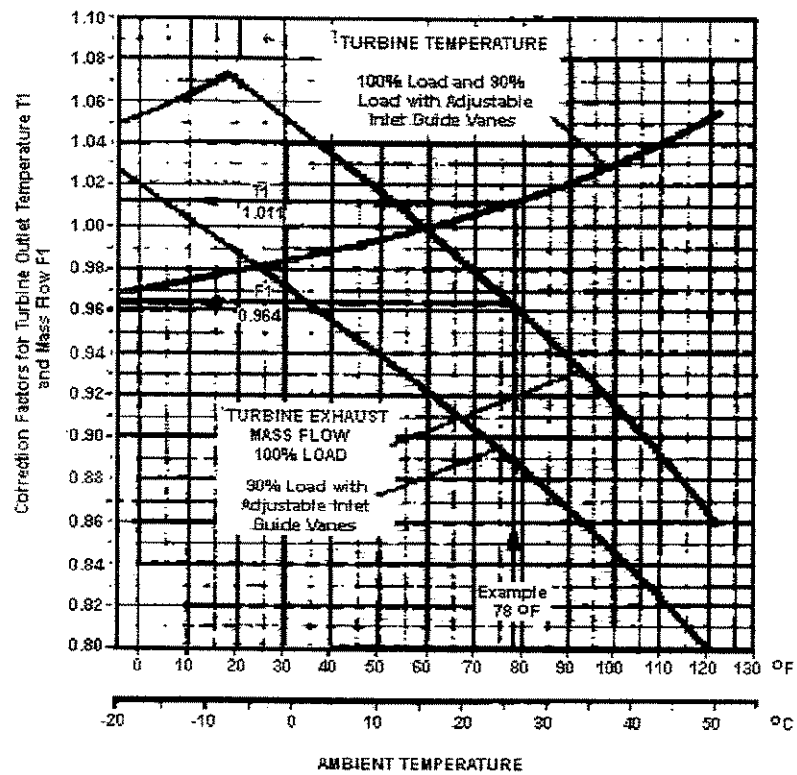


Figura 3.4 – Fluxo e Temperatura dos Gases de Exaustão em função da Temperatura Ambiente (fonte : Maghon et al. 1993).

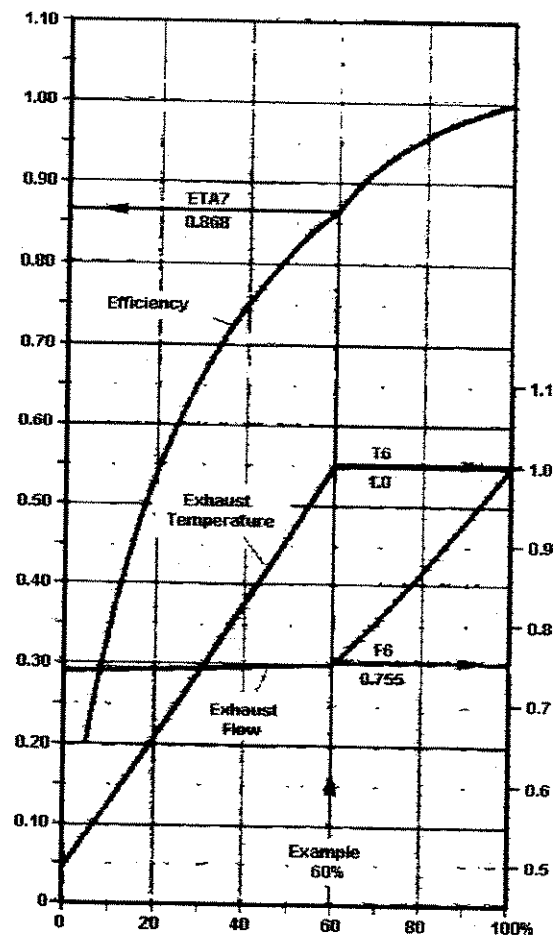


Figura 3.5 – Eficiência, temperatura e fluxo de gases de exaustão da Siemens V84.3 em função da porcentagem de carga (fonte : Maghon et al. 1993)

3.3.2 Equações de Correção do Desempenho da V84.3 para Condições Locais.

3.3.2.1 Potência

$$P_{site} (kW) = P_{iso} \cdot FP1 \cdot FP2 \cdot FP3 \cdot FP4 \cdot FP5 \cdot FP6 \cdot FP7 \cdot FP8 \quad (3.26)$$

$$FP1 = 0.06818182 \cdot P_{atm} - 0.00227273 \quad (P_{atm} \text{ em psi}) \quad (3.27)$$

Se TBSF for menor que $-8,33^{\circ} \text{C}$ (17°F) então :

$$FP2 = 1 \quad (3.28)$$

Se TBSF for maior ou igual a $-8,33^{\circ} \text{C}$ (17°F) então :

$$FP2 = A0P2 + A1P2*TBSF^1 + A2P2*TBSF^2 + A3P2*TBSF^3 + A4P2*TBSF^4 + A5P2*TBSF^5 + A6P2*TBSF^6 + A7P2*TBSF^7 + A8P2*TBSF^8 + A9P2*TBSF^9 + A10P2*TBSF^{10} \quad (3.29)$$

$$A0P2=2.281415918302501E-1$$

$$A1P2=1.737381853645015E-1$$

$$A2P2=-1.297966770341721E-2$$

$$A3P2=5.047353831205804E-4$$

$$A4P2=-1.127954661217623E-5$$

$$A5P2=1.415753477711452E-7$$

$$A6P2=-7.650777506685543E-10$$

$$A7P2=-3.045892918971930E-12$$

$$A8P2=7.068355320347871E-14$$

$$A9P2=-3.951516270900679E-16$$

$$A10P2=7.850067022635800E-19$$

$$FP3 = -0.003875*DPin + 1 \quad (3.30)$$

$$FP4 = -0.00116071*DPon + 1 \quad (3.31)$$

FP5 – interpolação entre P532, P559, P586 e P5113

$$P532 = A0P532 + A1P532*UR + A2P532*UR^2 + A3P532*UR^3 + A4P532*UR^4 + A5P532*UR^5 + A6P532*UR^6 + A7P532*UR^7 \quad (3.32)$$

$$A0P532=9.990003952529869E-1$$

$$A1P532=1.336698929192271E-5$$

$$A2P532=1.070668134722757E-6$$

$$A3P532=-5.434460370288833E-8$$

$$A4P532=1.122102385186365E-9$$

$$A5P532=-1.030396364719481E-11$$

$$A6P532=3.294573512841636E-14$$

$$A7P532=1.784735933152552E-17$$

$$P559 = A0P559 + A1P559*UR + A2P559*UR^2 + A3P559*UR^3 + A4P559*UR^4 + A5P559*UR^5 + A6P559*UR^6 + A7P559*UR^7 \quad (3.33)$$

$$A0P559=9.973991647791791E-1$$

$$A1P559=8.231633797043525E-5$$

$$A2P559=-5.640306576044319E-6$$

$$A3P559=3.221255453832083E-7$$

$$A4P559=-8.844125789737817E-9$$

$$A5P559=1.252665861576384E-10$$

$$A6P559=-8.844334936772234E-13$$

$$A7P559=2.464247742826297E-15$$

$$P586 = A0P586 + A1P586*UR + A2P586*UR^2 + A3P586*UR^3 + A4P586*UR^4 + A5P586*UR^5 + A6P586*UR^6 + A7P586*UR^7 \quad (3.34)$$

$$A0P586=9.946003375391490E-1$$

$$A1P586=5.601520310007102E-5$$

$$A2P586=6.040338952231853E-6$$

$$A3P586=-3.506135103271202E-7$$

$$A4P586=9.744465914646236E-9$$

$$A5P586=-1.404811539809746E-10$$

$$A6P586=1.008222919327599E-12$$

$$A7P586=-2.847489466935934E-15$$

$$P5113 = A0P5113 + A1P5113*UR + A2P5113*UR^2 + A3P5113*UR^3 + A4P5113*UR^4 + A5P5113*UR^5 + A6P5113*UR^6 + A7P5113*UR^7 \quad (3.35)$$

$$A0P5113=9.901013706286854E-1$$

$$A1P5113=1.775445288414001E-4$$

$$A2P5113=4.984464219808857E-6$$

$$A3P5113=-3.868155052943181E-7$$

$$A4P5113=1.167926519143781E-8$$

$$A5P5113=-1.751885650449014E-10$$

$$A6P5113=1.291430863629566E-12$$

$$A7P5113=-3.731580367874560E-15$$

$$FP6 = \%C (\% \text{ carga de } 0,4 \text{ a } 1) \quad (3.36)$$

$$FP7 = 1 \quad (3.37)$$

$$FP8 = A0P8 + A1P8*PCI + A2P8*PCI^2 + A3P8*PCI^3 + A4P8*PCI^4 + A5P8*PCI^5 + A6P8*PCI^6 \quad (3.38)$$

$$A0P8=11.577780755854670$$

$A1P8 = -3.762828563944316E-3$
 $A2P8 = 5.565701924423727E-7$
 $A3P8 = -4.366088919297117E-11$
 $A4P8 = 1.913750590501614E-15$
 $A5P8 = -4.443464231706767E-20$
 $A6P8 = 4.270404111310580E-25$

3.3.2.2 Eficiência

$$ETA_{site}(\%) = ETA_{iso}.ETA1.ETA2.ETA3.ETA4.ETA5.ETA6.ETA7 \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned}
 ETA1 = & A0E1 + A1E1 \cdot TBSF + A2E1 \cdot TBSF^2 + A3E1 \cdot TBSF^3 + A4E1 \cdot TBSF^4 + A5E1 \cdot TBSF^5 \\
 & + A6E1 \cdot TBSF^6 + A7E1 \cdot TBSF^7 + A8E1 \cdot TBSF^8 + A9E1 \cdot TBSF^9 + A10E1 \cdot TBSF^{10}
 \end{aligned} \quad (3.40)$$

$A0E1 = 1.335099688350979$
 $A1E1 = -8.213771912253179E-2$
 $A2E1 = 9.496413626958196E-3$
 $A3E1 = -6.014368552947261E-4$
 $A4E1 = 2.324045410750462E-5$
 $A5E1 = -5.785311162326736E-7$
 $A6E1 = 9.464731162964000E-9$
 $A7E1 = -1.010782703088153E-10$
 $A8E1 = 6.778132559901862E-13$
 $A9E1 = -2.588838513973567E-15$
 $A10E1 = 4.293679778873342E-18$

$$ETA2 = -0.001375 \cdot DP_{in} + 1 \quad (3.41)$$

$$ETA3 = -0.00116071 \cdot DP_{on} + 1 \quad (3.42)$$

ETA4 – interpolação entre E432, E459, E486 e E4113

$$\begin{aligned}
 E432 = & A0E432 + A1E432 \cdot UR + A2E432 \cdot UR^2 + A3E432 \cdot UR^3 + A4E432 \cdot UR^4 + \\
 & A5E432 \cdot UR^5 + A6E432 \cdot UR^6 + A7E432 \cdot UR^7
 \end{aligned} \quad (3.43)$$

$A0E432 = 1.000500419379420$
 $A1E432 = -6.374273771047053E-6$
 $A2E432 = -1.794123502952032E-6$

$$A3E432=1.183919095725962E-7$$

$$A4E432=-3.258357552624629E-9$$

$$A5E432=4.522233398939126E-11$$

$$A6E432=-3.119945008220908E-13$$

$$A7E432=8.509359413655189E-16$$

$$E459 = A0E459 + A1E459*UR + A2E459*UR^2 + A3E459*UR^3 + A4E459*UR^4 + A5E459*UR^5 + A6E459*UR^6 + A7E459*UR^7 \quad (3.44)$$

$$A0E459=1.001499204023371$$

$$A1E459=-3.047727664400256E-5$$

$$A2E459=-4.510712496614512E-7$$

$$A3E459=8.862413619548921E-8$$

$$A4E459=-3.973941103814226E-9$$

$$A5E459=7.621964873781750E-11$$

$$A6E459=-6.659493386046899E-13$$

$$A7E459=2.175813627988861E-15$$

$$E486 = A0E486 + A1E486*UR + A2E486*UR^2 + A3E486*UR^3 + A4E486*UR^4 + A5E486*UR^5 + A6E486*UR^6 + A7E486*UR^7 \quad (3.45)$$

$$A0E486=1.003997839227102$$

$$A1E486=-4.659992349184668E-5$$

$$A2E486=-3.092271242160923E-6$$

$$A3E486=1.885639843473356E-7$$

$$A4E486=-5.650926971592470E-9$$

$$A5E486=8.762155101508952E-11$$

$$A6E486=-6.728865170444229E-13$$

$$A7E486=2.020822021422884E-15$$

$$E4113 = A0E4113 + A1E4113*UR + A2E4113*UR^2 + A3E4113*UR^3 + A4E4113*UR^4 + A5E4113*UR^5 + A6E4113*UR^6 + A7E4113*UR^7 \quad (3.46)$$

$$A0E4113=1.009499217485607$$

$$A1E4113=-1.163674856168541E-4$$

$$A2E4113=-5.866382734432070E-6$$

$$A3E4113=3.414947709600895E-7$$

$$A4E4113=-9.863332214908975E-9$$

$$A5E4113=1.474830330570369E-10$$

$$A6E4113=-1.093039237639802E-12$$

$$A7E4113=3.175493157816139E-15$$

$$ETA5 = A0E5 + A1E5*\%C + A2E5*\%C^2 + A3E5*\%C^3 + A4E5*\%C^4 + A5E5*\%C^5 + A6E5*\%C^6 + A7E5*\%C^7 + A8E5*\%C^8$$

(3.47)

$$A0E5=4.250312121706926E-1$$

$$A1E5=-5.545702906436808$$

$$A2E5=79.734186634696240$$

$$A3E5=-420.430921738981500$$

$$A4E5=1213.361236839014000$$

$$A5E5=-2069.277223841540000$$

$$A6E5=2078.304769112505000$$

$$A7E5=-1136.010081353320000$$

$$A8E5=260.438723529117700$$

$$ETA6 = A0E6 + A1E6*PCI + A2E6*PCI^2 + A3E6*PCI^3 + A4E6*PCI^4 + A5E6*PCI^5 + A6E6*PCI^6$$

(3.48)

$$A0E6=3.474420078230719$$

$$A1E6=-9.067875010005807E-4$$

$$A2E6=1.384125986923546E-7$$

$$A3E6=-1.119069135203140E-11$$

$$A4E6=5.044541808884319E-16$$

$$A5E6=-1.201840449379888E-20$$

$$A6E6=1.182632287263129E-25$$

$$ETA7 = 1$$

(3.49)

3.3.2.3 Massa de combustível (lb/h)

$$FF_{site} \text{ (lb/h)} = (P_{site} \times 3412,14)/(ETAsite \times PCI)$$

(3.50)

3412,14 – fator de conversão de unidades (kWh para Btu)

3.3.2.4 Fluxo de Gases de Exaustão (lb/h)

$$EF_{site} \text{ (lb/h)} = EF_{iso} \cdot EF1 \cdot EF2 \cdot EF3 \cdot EF4 \cdot EF5 \cdot EF6 \quad (3.51)$$

$$EF1 = 0.06818182 \cdot P_{atm} - 0.00227273 \quad (P_{atm} \text{ em psi}) \quad (3.52)$$

Se TBSF for menor que $-7,78^\circ \text{ C}$ (18° F) então :

$$EF2 = 0.00105556 \cdot TBSF + 1.054 \quad (3.53)$$

Se TBSF for maior ou igual a $-7,78^\circ \text{ C}$ (18° F) então :

$$EF2 = A0F2 + A1F2 \cdot TBSF + A2F2 \cdot TBSF^2 + A3F2 \cdot TBSF^3 + A4F2 \cdot TBSF^4 + A5F2 \cdot TBSF^5 + A6F2 \cdot TBSF^6 + A7F2 \cdot TBSF^7 + A8F2 \cdot TBSF^8 + A9F2 \cdot TBSF^9 + A10F2 \cdot TBSF^{10} \quad (3.54)$$

$$A0F2 = 7.852425226201695E-1$$

$$A1F2 = 6.554270669536150E-2$$

$$A2F2 = -6.054398719608050E-3$$

$$A3F2 = 3.077302382865383E-4$$

$$A4F2 = -9.834743214202081E-6$$

$$A5F2 = 2.074779537496654E-7$$

$$A6F2 = -2.936625907210114E-9$$

$$A7F2 = 2.759958247498359E-11$$

$$A8F2 = -1.650985023025043E-13$$

$$A9F2 = 5.683427842428023E-16$$

$$A10F2 = -8.560508356422095E-19$$

$$EF3 = -0.0025 \cdot DP_{in} + 1 \quad (3.55)$$

Se % carga for menor que 60% (0,6) então

$$EF4 = 0.016666666667 \cdot \%C + 0.74 \quad (3.56)$$

Se % carga for maior ou igual a 60% (0,6) então

$$EF4 = 0.625 \cdot \%C + 0.375 \quad (3.57)$$

EF5 – interpolação entre F532, F559, F586 e F5113

$$F532 = -0.00001667 \cdot UR + 1.001 \quad (3.58)$$

$$F559 = -0.00006667 \cdot UR + 1.004 \quad (3.59)$$

$$F586 = -0.00016667 \cdot UR + 1.01 \quad (3.60)$$

$$F5113 = -0.00041667 \cdot UR + 1.025 \quad (3.61)$$

$$EF6 = 1 \quad (3.62)$$

3.3.2.5 Temperatura dos Gases de Exaustão (°F)

$$TE_{site} (°F) = TE_{iso} \cdot TE1 \cdot TE2 \cdot TE3 \cdot TE4 \cdot TE5 \quad (3.63)$$

Se % carga for menor que 60% (0,6) então

$$TE1 = 0.833333333333\%C + 0.5 \quad (3.64)$$

Se % carga for maior ou igual a 60% (0,6) então

$$TE1 = 1 \quad (3.65)$$

$$TE2 = A0T2 + A1T2 \cdot TBSF + A2T2 \cdot TBSF^2 + A3T2 \cdot TBSF^3 + A4T2 \cdot TBSF^4 + A5T2 \cdot TBSF^5 + A6T2 \cdot TBSF^6 + A7T2 \cdot TBSF^7 + A8T2 \cdot TBSF^8 + A9T2 \cdot TBSF^9 + A10T2 \cdot TBSF^{10} \quad (3.66)$$

$$A0T2 = 9.700000094402543E-1$$

$$A1T2 = 2.278599247303024E-3$$

$$A2T2 = -3.090005899289158E-4$$

$$A3T2 = 2.237692147308309E-5$$

$$A4T2 = -9.181797470000994E-7$$

$$A5T2 = 2.338506249666716E-8$$

$$A6T2 = -3.810266860026627E-10$$

$$A7T2 = 3.973077451562498E-12$$

$$A8T2 = -2.567687866797044E-14$$

$$A9T2 = 9.388649245273585E-17$$

$$A10T2 = -1.488619083385176E-19$$

$$TE3 = 0.00075 \cdot DP_{in} + 1 \quad (3.67)$$

$$TE4 = 0.00066071 \cdot DP_{on} + 1 \quad (3.68)$$

TE5 – interpolação entre T532, T559, T586 e T5113

$$T532 = 0.00000833 \cdot UR + 0.9995 \quad (3.69)$$

$$T559 = 0.00004167 \cdot UR + 0.9975 \quad (3.70)$$

$$T586 = 0.0001 \cdot UR + 0.994 \quad (3.71)$$

$$T5113 = 0.00023333 \cdot UR + 0.986 \quad (3.72)$$

3.4 Turbina a Vapor

O projeto de uma turbina a vapor é um procedimento complexo que possui uma série de livros que tratam do assunto (Schegliáiev, 1985). Aliado a complexidade do processo de projeto de uma turbina a vapor, tem-se a possibilidade de simular a operação da turbina a vapor fora da condição de projeto utilizando as equações apresentadas por El-Sayed (1997) e creditadas a Hegetschweiler et al. (1957).

Os fabricantes de turbinas a vapor raramente apresentam o desempenho dos seus equipamentos, e as simulações fora da condição de projeto encontradas na literatura são desenvolvidas a partir da configuração da turbina a vapor obtida na fase de projeto.

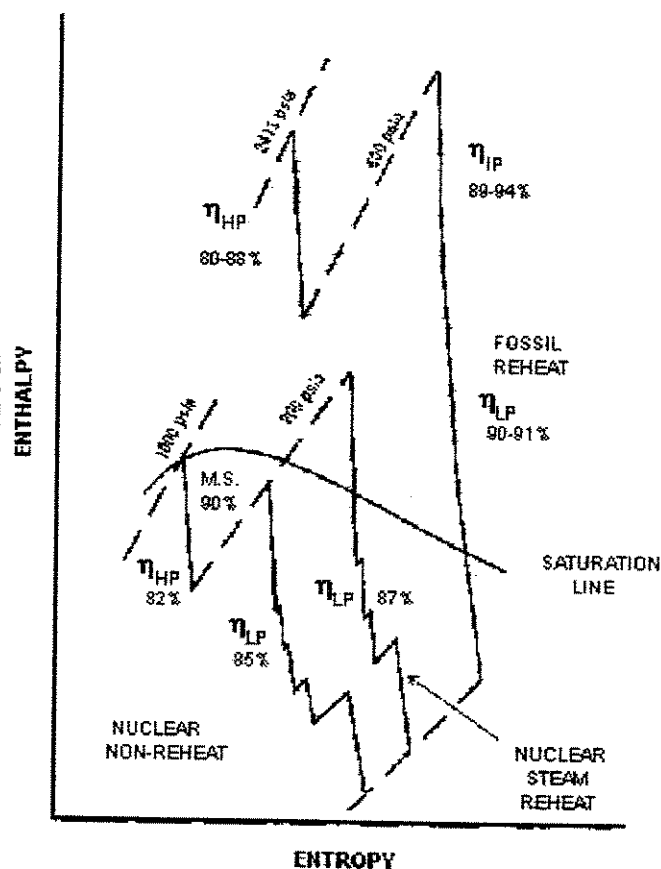


Figura 3.6 – Típica Linha de Expansão de Turbinas em um Diagrama de Mollier (fonte : Cotton, 1993)

isoentrópica da ordem de 80% enquanto que as mais modernas possuem eficiência isoentrópica da ordem de 88% considerando as perdas em válvulas de parada, válvulas de controle e caixa de exaustão.

Conforme o vapor expande da pressão de entrada para a pressão do condensador, o fluxo em volume aumenta. Este aumento de fluxo em volume requer um aumento da altura radial das pás da turbina. Conforme a altura das pás aumenta a eficiência isoentrópica aumenta já que as perdas por fuga e as perdas de parede (mudança de direção do fluxo) são percentualmente menores. Portanto a eficiência isoentrópica da turbina de média pressão é maior que a de alta pressão. A turbina a vapor de baixa pressão apresenta piores resultados de eficiência isoentrópica do que a de média pressão, pois trabalha na região de mistura água-vapor.

As equações apresentadas por El-Sayed (1997) consideram a correção da eficiência isoentrópica da turbina a vapor com variações da relação das razões de pressão na nova condição e na condição de projeto e variações do fluxo mássico de vapor :

$$Mr = M / Md \quad (3.73)$$

$$PRr = PR / PRd \quad (3.74)$$

$$Ef / Efd = A1 + A2 * Mr + A3 * Mr^2 \quad (3.75)$$

Onde :

$$A1 = 0,247917 + 0,128125.PRr - 0,0101042.PRr^2 \quad (3.76)$$

$$A2 = 1,23125 - 0,221875.PRr + 0,0215625.PRr^2 \quad (3.77)$$

$$A3 = -0,479167 + 0,09375.PRr - 0,0114583.PRr^2 \quad (3.78)$$

3.5. Caldeiras de Recuperação.

3.5.1 Caldeiras de Recuperação Fogotubulares

O desenvolvimento do método apresentado por Ganapathy (1991) baseia-se em duas etapas, sendo que a primeira refere-se ao projeto da caldeira, conforme descrito a seguir, e a segunda etapa na simulação da caldeira de recuperação a partir do dimensionamento obtido na fase de projeto.

PROCEDIMENTO DE PROJETO

Para o dimensionamento de uma caldeira fogotubular foi usado o procedimento descrito por Ganapathy (1991).

As informações necessárias são :

- Fluxo de gases de exaustão;
- Temperatura da entrada dos gases na caldeira;
- Temperatura de saída dos gases da caldeira;
- Composição percentual dos gases em volume;
- Pressão dos gases de exaustão;
- Pressão do vapor;
- Temperatura da água na entrada da caldeira;
- Fatores de incrustação do lado da água e dos gases;
- Condutividade térmica do metal;
- Coeficiente de evaporação do vapor;
- Perda de calor da caldeira;
- Diâmetro dos tubos da caldeira;

A área da caldeira é dada por :

$$S_f = Q_f / U_f \cdot DT_{ln} \quad (3.79)$$

$$Q_f = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{g1f} - T_{g2f}) \cdot h_l \quad (3.80)$$

Se o coeficiente global de transferência de calor é baseado no diâmetro interno dos tubos, a área também deve ser baseada na superfície interna. O coeficiente global pode ser convertido usando como base o diâmetro externo, e neste caso a superfície externa deve ser usada; deve-se manter em mente a base utilizada ou o fato que : $S_i \cdot U_i = S_o \cdot U_o$

O coeficiente global de transferência de calor é obtido de :

$$\frac{1}{U_o} = \left(\frac{d_o}{h_i d_i} \right) + \frac{1}{h_o} + \left(\frac{d_o}{24 K_m} \right) \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + f_{fi} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + f_{fo} \quad (3.81)$$

O coeficiente do lado do tubo **hi** consiste de duas partes denominadas de coeficiente de transferência de calor por convecção (**hc**) e o não luminoso (radiante) (**hn**), sendo :

$$h_i = h_c + h_n \quad (3.82)$$

As variáveis que influenciam o **hn** são a pressão parcial de gases triatômicos como CO₂, SO₂ e H₂O, o comprimento óptico e as temperaturas do fluxo de gases e da superfície da caldeira. Se a pressão parcial dos gases triatômicos for pequena o **hn** será muito pequeno, portanto o **hi** será muito parecido ao **hc**

O coeficiente de transferência de calor do lado do tubo é obtido da equação básica de Dittus-Boelter (Ganapathy, 1991) utilizando unidades do sistema inglês:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (3.83)$$

$$\text{Número de Nusselt : } Nu = h_i \cdot d_i / 12 \text{ kg} \quad (3.84)$$

$$\text{Número de Reynolds : } Re = 15 \cdot 2 \text{ wg} / (nig \cdot d_i) \quad (3.85)$$

$$\text{Número de Prandtl : } Pr = nig \cdot cpg / kg \quad (3.86)$$

As propriedades do fluido **ni**, **cp** e **k** são avaliadas na temperatura média dos gases.

$$h_c = 2.44 \cdot wg^{0,8} \cdot F1 / d_i^{1,8} \quad (3.87)$$

$$\text{onde : } F1 = (cpg/nig)^{0,4} \cdot kg^{0,6} \quad (3.88)$$

A quantidade de calor cedida pelos gases será :

$$Q_f = mg \cdot cpg \cdot hl \cdot (Tg1f - Tg2f) \quad (3.89)$$

A quantidade de vapor gerada será :

$$mv = Q_f / \{ (hvs - hal1) + bd \cdot (has - hal1) \} \quad (3.90)$$

A diferença de temperatura média logarítmica :

$$DTln = \{ (tge-tvs) - (tgs-tvs) / \ln [(tge-tvs) / (tgs-tvs)] \} \quad (3.91)$$

A perda de carga dos gases na caldeira (para caldeiras de passe único), é apresentada por Ganapathy (1991) como :

$$D_{pf} = 93 \cdot 10^{-6} \cdot f_{fi} \cdot (L_f + 5 \cdot d_i) \cdot w_g^2 \cdot v_g / d_i^5 \quad (3.92)$$

PROCEDIMENTO SIMPLIFICADO DE PROJETO

Ganapathy (1991) desenvolveu uma aproximação de projeto de caldeiras fogotubulares, formado por uma série de equações e a simplificação de que o coeficiente de transferência de calor do lado do tubo é igual ao coeficiente convectivo e que a participação do coeficiente não luminoso é insignificante. Ganapathy (1991) considera que a análise é adequada a estudos de engenharia.

Em caldeiras fogotubulares, o gás flui por dentro dos tubos e a mistura água-vapor flui do lado externo. O coeficiente de transferência de calor do lado do gás é pequena e é da ordem de 205-410 kJ/h.m².°C (10-20 Btu/(ft²)h) e o coeficiente do lado externo dos tubos é da ordem de 41000-61000 kJ/h.m².°C (2000-3000 Btu/(ft²)h). A resistência do metal também é pequena, portanto o coeficiente do lado do gás governa o coeficiente global e o tamanho do equipamento. Já que o coeficiente interno governa o U, pode-se rescrever a equação do coeficiente global como (desprezando resistências de menor ordem, como ho, metal, e incrustações, as quais contribuem com mais ou menos 5% do U) (Ganapathy, 1991).

$$U = 0,95 \cdot h_i \cdot d_i / d_o \quad (3.93)$$

A utilização destas equações em conjunto com as outras anteriores possibilita o projeto da caldeira e a verificação da perda de pressão do lado dos gases. Caso a perda de pressão esteja dentro dos limites desejados, a fase de projeto da caldeira pode ser considerado como encerrada. Caso a perda de pressão do lado dos gases não seja satisfatória, deve-se trabalhar com o número e/ou diâmetro e/ou comprimento dos tubos.

PROCEDIMENTO DE SIMULAÇÃO

Após o procedimento de projeto da caldeira, a sua geometria passa a ser fixa. Frequentemente uma planta térmica opera em diferentes condições de carga as quais resultam em diferentes fluxos de gases, temperatura de gases, composição de gases e inclusive pressão de vapor.

Um procedimento de simulação da caldeira pode revelar o desempenho da caldeira de recuperação na nova condição de operação (quantidade de vapor gerado e temperatura dos gases na saída da caldeira). O procedimento de simulação pode inclusive auxiliar o programa de manutenção já que pode-se descobrir se os tubos estão muito incrustados, caso por exemplo a temperatura de saída dos gases seja muito alta.

O procedimento de simulação pode ser resumido como :

1. Assume-se a temperatura dos gases e calcula-se a quantidade de calor trocado Q_f .
2. Determina-se U_f na temperatura média dos gases.
3. Determina-se a temperatura média logarítmica DT_{ln} .
4. Calcula-se o calor transferido $Q_f' = U.S.DT_{ln}$.
5. Compara-se Q_f' e Q_f , caso os valores tenham alcançado o critério de convergência o processo termina, caso contrário repete-se os passos 1 até 5 usando a temperatura de saída dos gases corrigida, calculada através de Q_f' .

Análise de Parâmetros de Influência de Caldeiras Fogotubulares

O desenvolvimento de um programa computacional permite uma análise da influência da velocidade dos gases dentro de cada tubo sobre o número de tubos, o comprimento dos tubos, a área da caldeira, o coeficiente global de transferência de calor, a perda de carga dos gases na caldeira e o fluxo mássico por tubo. Como exemplo do procedimento acima descrito, serão apresentados alguns resultados para uma dada condição de projeto.

Entrada de dados da análise :

- Fluxo de gases = 37.762 kg/h (83916 lb/h)
- Temperatura dos gases entrada / saída : 528 / 204 °C (982 / 400 °F)

- Pressão do vapor saturado : 10,3 bar (150 psig)
- Entalpia da água de reposição (10,3 bar e 90 °C) : 377,7 kJ/kg (162,4 Btu/lb)
- Composição dos gases (volume): O₂=14,81%; N₂=75,93%; H₂O=6,51%; CO₂=2,76%
- Massa molecular : 28,39
- Cp : 1,1154 kJ/kg.K (0,2664 Btu/lb.F)
- Ni: 0,00003081 Pa.s (0,0746 lb/ft.h)
- K : 0,0464 W/m.K (0,0268 Btu/ft.h.F)
- Vol. Esp. gases : 1,5974 m³/kg (29,583 ft³/lb)

A tabela 3.1 apresenta os resultados obtidos para algumas condições simuladas. Os diâmetros dos tubos apresentados na tabela são o diâmetro externo e o interno respectivamente. A tabela fixa três velocidades de fluxos de gases, possibilitando a análise dos outros parâmetros de projeto. O aumento da velocidade dos gases dentro dos tubos reduz a quantidade de tubos (área de troca de calor) devido ao maior coeficiente global de transferência de calor. Entretanto acaba-se aumentando a perda de carga, que pode ser quase três vezes maior para uma velocidade 66% maior. O aumento do diâmetro dos tubos tende a diminuir a quantidade dos tubos entretanto necessita-se de uma maior área de troca de calor.

Tabela 3.1 –Efeito da variação dos diâmetros dos tubos e da velocidade dos gases

Diâmetro dos tubos	0,0445 x 0,0386			0,0508 x 0,045			0,0635 x 0,0568		
Vel. (m/s)	18,3	24,4	30,48	18,3	24,4	30,48	18,3	24,4	30,48
Número tubos	910	683	546	672	504	403	420	315	252
Comprimento (m)	6,52	6,98	7,36	7,8	8,38	8,81	10,3	11,06	11,67
Area interna (m ²)	719,9	579,1	487,9	740,7	595,8	502,1	773,6	622,5	525,1
U (kJ/m ² .h.°C)	167,6	208,4	247,3	162,7	202,4	240,3	156	193,6	229,7
DP (kPa)	0,435	0,814	1,324	0,423	0,794	1,291	0,411	0,771	1,256
Flu mass/tubo(kg/h)	41,8	55,7	69,7	56,6	75,5	94,5	90,6	120,8	151

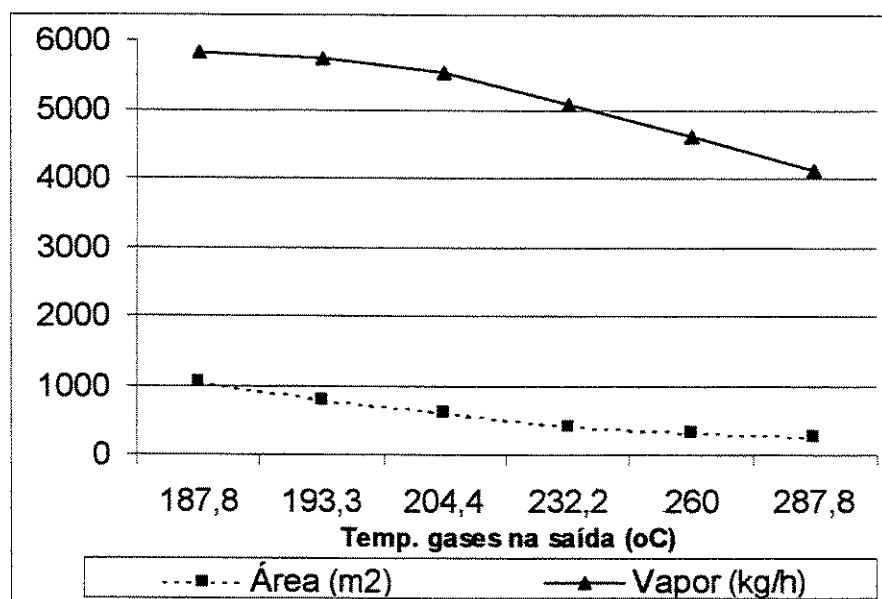


Figura 3.7 – Temperatura de saída dos gases x área x quantidade de vapor

Ainda utilizando-se os dados de entrada já mostrados, podemos para uma mesma configuração de caldeira analisar a influência da temperatura de saída dos gases da caldeira sobre a área da caldeira e a quantidade de vapor gerado (figura 3.7).

A figura 3.7 revela que a redução da temperatura dos gases para temperaturas abaixo de 200° C tende a aumentar significativamente a área de troca de calor da caldeira com um pequeno ganho de quantidade de vapor gerado.

3.5.2 Caldeiras de Recuperação Aquatubulares

PROJETO E SIMULAÇÃO

Há dois tipos básicos de cálculos a serem realizados em análises de uma caldeira de recuperação aquatubular. O primeiro seria o cálculo do projeto da caldeira. Neste modo a configuração básica ou disposição das várias superfícies da caldeira, o *pinch point* e o *approach point* devem ser definidos. Como resultado obtém-se o perfil de temperatura dos gases e do vapor e a quantidade de vapor produzida. Quando a caldeira está projetada isto significa que seus vários componentes como superaquecedores, evaporadores e economizadores têm as suas configurações fixas.

Os cálculos de simulação revelam ao usuário como a caldeira projetada opera com diferentes fluxos de gases, temperatura de gases, ou parâmetros de vapor. Este é um complexo processo iterativo que será discutido em seguida.

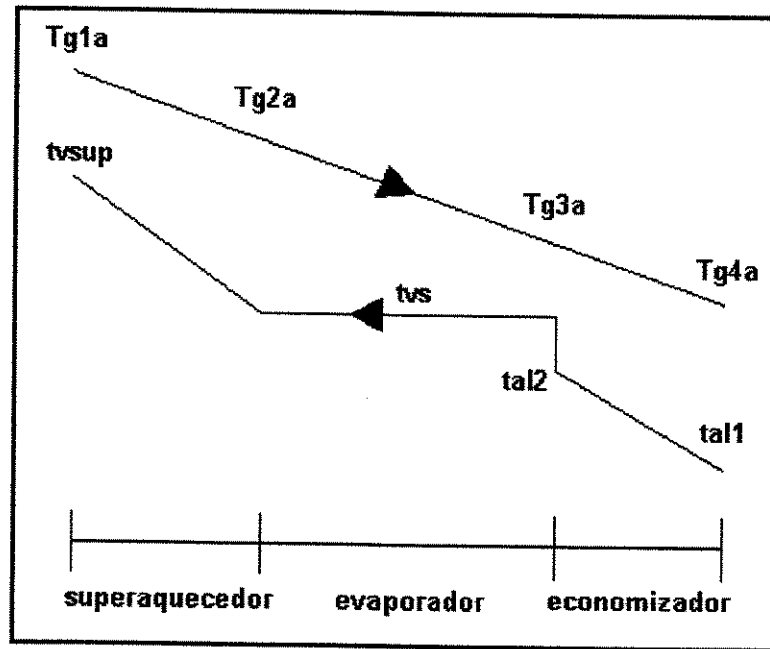


Figura 3.8 – Perfil de temperatura dos gases e água/vapor em caldeira

CÁLCULOS DE PROJETO

A figura 3.8 apresenta o perfil de temperatura típico de uma caldeira de recuperação de um único estágio de pressão composta por um superaquecedor, um evaporador e um economizador. A pressão e a temperatura desejada de vapor superaquecido são conhecidos como também a temperatura da água na entrada, o *blow down* e a perda de calor (assumidos). As condições de temperatura, fluxo e composição dos gases são também conhecidas. Com a definição do pinch point e do approach point torna-se possível a construção do perfil de temperatura similar ao da figura 3.8.

A temperatura de saturação tv_s é conhecida ou pode ser obtida de tabelas de propriedades de vapor já que a pressão é conhecida. Assumindo-se o pinch point e o approach point o Tg_{3a} e o tal_2 podem ser computados.

$$Tg_{3a} = tv_s + \text{pinch point} \quad (3.94)$$

$$tal_2 = tv_s - \text{approach point} \quad (3.95)$$

Escolha do *Pinch Point* e *Approach Point*

A seguir será exposta uma série de considerações sobre o pinch point e o approach point, de acordo com Ganapathy (1991):

1. O *pinch point* e o *approach point* não podem ser arbitrariamente escolhidos, caso sejam pode haver uma condição de cruzamentos de temperatura. Na figura 3.8, temos duas condições básicas para que haja a formação de vapor :

- $Tg3a > tvs$ e $Tg4a > tal1$

Na situação de cruzamento de temperatura está-se violando a 2ª lei da termodinâmica.

2. O pinch point deve ser adotado de forma que o evaporador seja de tamanho razoável e capaz de fazer uma boa recuperação de calor dos gases. A escolha de um pinch point muito pequeno implica no aumento da área e muitas vezes em um custo proibitivo, a escolha de um pinch point grande não permite a recuperação de uma quantidade adequada de calor.

3. O pinch e o approach point devem ser selecionados no modo sem queima suplementar mesmo se a caldeira for operar com queima suplementar durante todo o tempo.

4. Quando o pinch e o approach point foram escolhidos e o perfil de temperaturas é determinado, os parâmetros para o projeto estão definidos. Se a caldeira de recuperação operar sobre uma diferente massa de gases, temperatura de gases na entrada, composição de gases ou pressão de vapor, o desempenho da caldeira (perfil de temperatura e quantidade de vapor gerado) irá mudar.

Wall and Gong (1997) desenvolveram um estudo comparativo entre a análise exergética e o pinch point. Eles concluíram que a análise de pinch point serve como uma maneira de promover uma melhora no projeto de um trocador de calor. A análise exergética revela a irreversibilidade do processo e em conjunto com a análise de pinch point pode revelar qual a redução da irreversibilidade com o aumento da área do trocador de calor.

PROJETO : PERFIL DE TEMPERATURAS E CÁLCULOS

Para o desenvolvimento desta parte assume-se que o superaquecedor e o economizador estão em fluxo cruzado, a qual é a configuração mais amplamente utilizada.

$$Q_{su+ev} = mv.[(hvsup - hal2) + bd.(hvs - hal2)] = mg.cpg.(Tg1a - Tg3a).hl \quad (3.96)$$

$$Q_{su} = mv \cdot (h_{vsup} - h_{vs}) = mg \cdot c_{pg} \cdot (T_{g1a} - T_{g2a}) \cdot hl \quad (3.97)$$

$$Q_{ec} = mv \cdot (1 + bd) \cdot (h_{al2} - h_{al1}) = mg \cdot c_{pg} \cdot (T_{g3a} - T_{g4a}) \quad (3.98)$$

Após o cumprimento destas etapas de cálculo se torna possível a construção do perfil de temperatura similar ao apresentado na figura 3.8. A construção do perfil de temperatura não nos fornece nenhuma informação com relação às áreas de troca de calor da caldeira, já que tais informações somente podem ser obtidas através do projeto da caldeira, entretanto já se faz possível analisar a influência das disposições das superfícies e o aproveitamento da energia dos gases de exaustão (Ganapathy, 1990 e Ganapathy, 1988). Ganapathy (1991) apresenta um método de simular o desempenho de uma caldeira de recuperação aquatubular fora da condição de projeto, a partir de informações obtidas na construção do perfil de temperatura da caldeira na fase de projeto da mesma. Para a simulação da performance se faz necessário o cálculo de alguns parâmetros que serão utilizados no cálculo do produto coeficiente global de troca de calor e área $(U.S)_p$ na fase de performance.

$$K_{sup} = Q_{sup} / \{ (DTln_{sup}) \cdot (mg)^{0,65} \cdot F_{g_{sup}} \} \quad (3.99)$$

Sendo :

$$DTln_{sup} = \{ [(T_{g2a} - t_{vs}) - (T_{g1a} - t_{vsup})] / [\ln (T_{g2a} - t_{vs}) / (T_{g1a} - t_{vsup})] \} \quad (3.100)$$

$$F_{g_{sup}} = c_{pg}^{0,33} \cdot kg^{0,67} / nig^{0,32} \quad (3.101)$$

As propriedades dos gases devem ser analisadas na temperatura média da seção da caldeira em análise. Da mesma forma o procedimento acima deve ser adaptado para a determinação dos parâmetros a serem utilizados na simulação do desempenho do evaporador e do economizador.

SIMULAÇÃO DO DESEMPENHO FORA DA CONDIÇÃO DE PROJETO

Raramente uma caldeira de recuperação utilizada em conjunto com uma turbina a gás opera na condição em que foi projetada, já que a turbina a gás é bastante sensível a mudanças nas condições ambientes, principalmente com relação à temperatura de bulbo seco do ar.

Estas variações afetam a quantidade de vapor a ser gerada, sendo importante que se quantifique estas variações ao longo de um período para que se dimensione um sistema apropriado de produção de vapor ou para que se quantifique a economia proporcionada.

A metodologia apresentada a seguir simula, a partir dos dados obtidos na construção do perfil de temperatura, do balanço de energia e da determinação dos parâmetros K_{sup} , K_{ev} e K_{ec} , o desempenho desta caldeira em uma nova condição de operação.

O processo é iterativo e requer o fechamento de um balanço de energia do lado da água/vapor e dos gases de exaustão.

- a) Assume-se um fluxo de vapor. Recomenda-se algo proporcional à mudança no fluxo e na temperatura dos gases de exaustão.
- b) Assume-se uma nova temperatura do vapor superaquecido.
- c) Resolve-se o desempenho do superaquecedor através de um processo iterativo, utilizando-se as equações abaixo descritas. Se o calor transferido não for igual ao assumido, assume-se uma nova temperatura para o vapor superaquecido.

$$Q_{sup1} = m_v \cdot (h_{vsup} - h_{vs}) = m_g \cdot c_{pg} \cdot h_l \cdot (T_{g1a} - T_{g2a}) \quad (3.102)$$

$$Q_{sup2} = (U \cdot S)_p \cdot DT_{ln_{sup}} \quad (3.103)$$

$$DT_{ln_{sup}} = [(T_{g1a} - t_{vsup}) - (T_{g2a} - t_{vs})] / \ln [(T_{g1a} - t_{vsup}) / (T_{g2a} - t_{vs})] \quad (3.104)$$

Assumindo-se a configuração em fluxo cruzado.

$(U.S)_p$ é o produto da área pelo coeficiente global de transferência de calor no modo de performance e é obtido do produto $(U.S)$ no modo de projeto com os seguintes ajustes devido a mudanças nas propriedades dos gases e fluxos.

$$(U.S)_{p_{sup}} = m_g^{0,65} \cdot F_{g_{sup}} \cdot K_{sup} \cdot (m_v / m_{vd})^{0,15} \quad (3.105)$$

$$K_{sup} = Q_{sup1} / (DT_{ln_{sup}} \cdot m_g^{0,65} \cdot F_{g_{sup}}) \quad (3.106)$$

$$F_{g_{sup}} = c_{pg}^{0,33} \cdot k_g^{0,67} / n_{ig}^{0,32} \quad (3.107)$$

Se Q_{sup1} e Q_{sup2} não forem suficientemente próximos (critério de convergência) sugere-se um novo valor de m_v .

- d) Resolve-se o desempenho do evaporador, obtém-se o calor trocado e a temperatura dos gases na saída do evaporador.

$$Q_{ev} = m_g \cdot c_{pg} \cdot h_l \cdot (T_{g2a} - T_{g3a}) = (U \cdot S)_p \cdot DT_{ln_{ev}} \quad (3.108)$$

$$DTln_{ev} = [(Tg2a - tvs) - (Tg3a - tvs)] / \ln [(Tg2a - tvs) / (Tg3a - tvs)] \quad (3.109)$$

$$[(Tg2 - ts) - (Tg3 - ts)] = e^{[(U.S)p / (mg \cdot cpg \cdot hl)]} \quad (3.110)$$

$$(U.S)p_{ev} = mg^{0,65} \cdot Fg_{ev} \cdot K_{ev} \quad (3.111)$$

O K_{ev} é obtido no projeto, o Fg_{ev} é calculado na condição de performance.

- e) Resolve-se o desempenho do economizador, através das equações abaixo. Este é um processo iterativo. Calcula-se o calor trocado no economizador.

$$Qec1 = mv \cdot (hal2 - hal1) \cdot (1 + bd) = mg \cdot cpg \cdot (Tg3a - Tg4a) \cdot hl \quad (3.112)$$

$$DTln_{ec} = [(Tg4a - tal1) - (Tg3a - tal2)] / \ln [(Tg4a - tal1) / (Tg3a - tal2)] \quad (3.113)$$

$$Qec2 = (U \cdot S)p \cdot DTln_{ec} \quad (3.114)$$

$$(U.S)p_{ec} = mg^{0,65} \cdot K_{ec} \cdot Fg_{ec} \quad (3.115)$$

O K_{ec} é obtido no projeto. Se $Qec1$ for suficientemente próximo (critério de convergência) a $Qec2$ então prossegue-se, caso contrário continue o processo iterativo com um $tal2$ diferente.

O fluxo de vapor é então calculado como :

$$mvc = (Qsup + Qev + Qec) / [(hvsup - hal1) + bd \cdot (has - hal1)] \quad (3.116)$$

Se a quantidade de vapor calculada for suficientemente próxima (critério de convergência) à admitida no passo a), então dá-se prosseguimento à análise, caso contrário repete-se os passos de a) a e) até o critério de convergência ser alcançado.

- f) Determina-se a perda de carga dos gases calculando-a como proporcional à perda de carga admitida como sendo a de projeto (como não há uma definição das características físicas da caldeira, não existe um cálculo de perda de carga na fase de projeto). Ganapathy (1991) apresenta a seguinte equação :

$$DPa = (DPpa) \cdot (mg / mgp)^2 \cdot [(Tavg + 460) / (Tavgp + 460)] \quad (3.117)$$

EXEMPLO DE APLICAÇÃO

O desenvolvimento de um programa computacional construído a partir das equações acima descritas, possibilita então o projeto de uma caldeira aquatubular e a análise de seu desempenho em condição diferente da de projeto.

Este exemplo foi construído com as premissas abaixo (condições de projeto) :

- Pinch point = 5,55 °C (10° F)
- Approach point = 11,11 °C (20° F)
- Pressão do vapor superaquecido = 80 bar (1160 psig)
- Temperatura do vapor superaquecido = 525 °C (977° F)
- Perda de pressão do vapor no superaquecedor = 2,07 bar (30 psig)
- Temperatura da água na entrada do economizador = 115 °C (240° F)
- Fluxo de gases de exaustão = 1.684.745,7 kg/h (3.714.985 pph)
- Temperatura dos gases de exaustão = 562,8 °C (1045° F)
- Composição dos gases de exaustão : CO₂ = 3%; H₂O = 7%; N₂ = 75%; O₂ = 15%
- Perda de calor da caldeira = 1%
- Blow down = 2%

A figura 3.9 representa o perfil de temperatura da caldeira projetada, a figura 3.10 representa a quantidade de calor trocada em cada parte da caldeira (economizador, evaporador e superaquecedor) e a figura 3.11 representa a participação percentual de cada parte da caldeira na quantidade total de calor trocado.

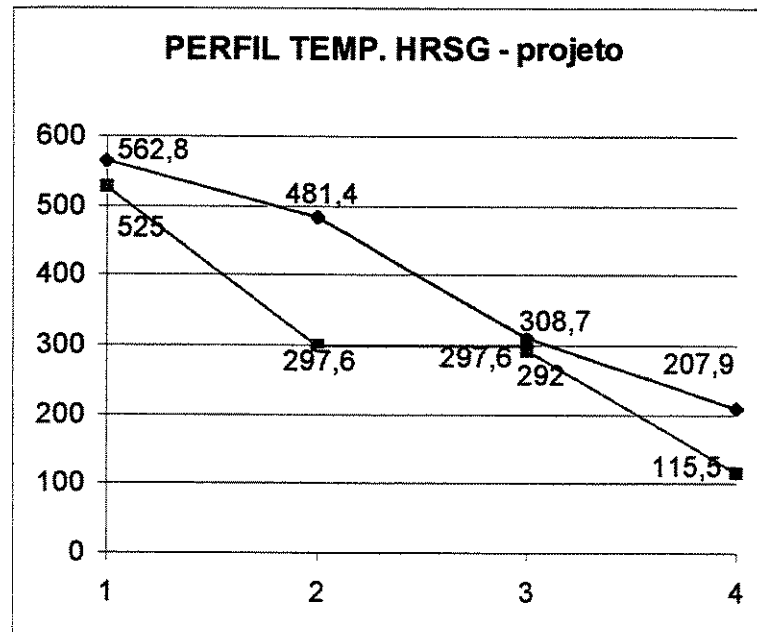


Figura 3.9 – Perfil de temperatura da caldeira

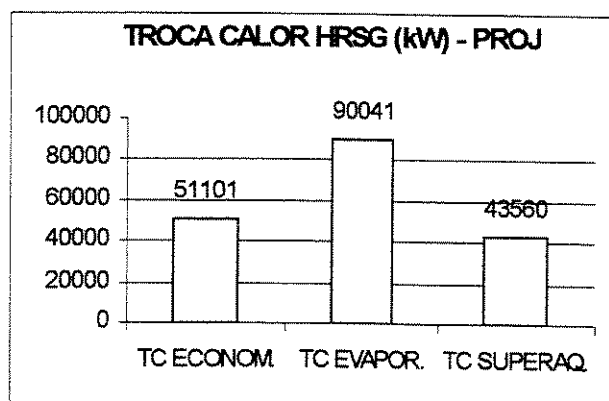


Fig. 3.10 – Calor trocado na caldeira

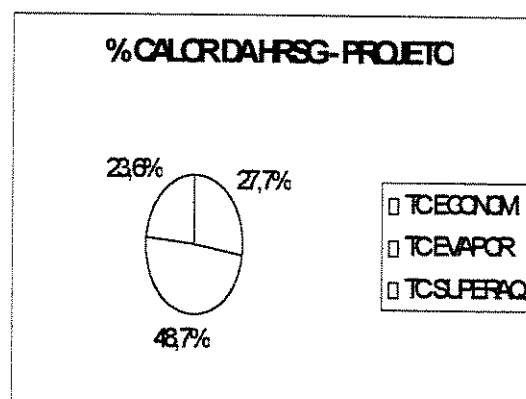


Fig. 3.11 – Percentagem de calor trocado

Condição 1 :

- Fluxo de gases de exaustão : 2.021.695 kg/h (4.457.982 pph)
- Temperatura dos gases de exaustão : 504,4 °C (940° F)

Nesta nova situação de aumento do fluxo de gases de exaustão e diminuição da temperatura dos gases (condição 1), houve uma pequena redução na quantidade de vapor gerado (220 ton/h contra 222,7 ton/h). É interessante notar que neste caso em particular houve o chamado steaming (formação de vapor no economizador) conforme pode ser verificado pela temperatura na saída do economizador ser maior que a temperatura de evaporação. A formação de vapor no economizador é uma condição de operação não desejada na prática.

A análise da quantidade de calor trocada em cada parte da caldeira revela que houve um aumento no economizador, um pequeno aumento no evaporador e uma diminuição no superaquecedor. Percebe-se uma diminuição na temperatura do vapor superaquecido.

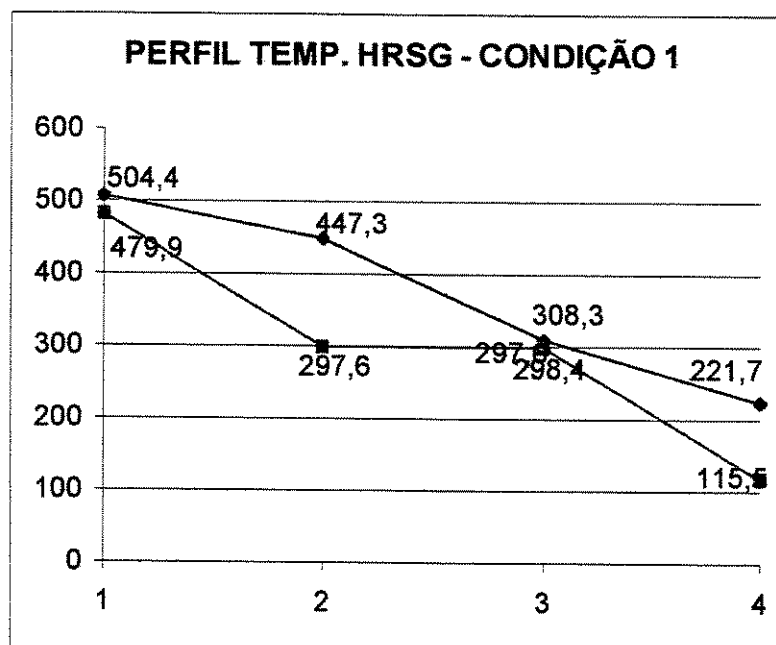


Fig. 3.12 – Perfil de temperatura na condição 1

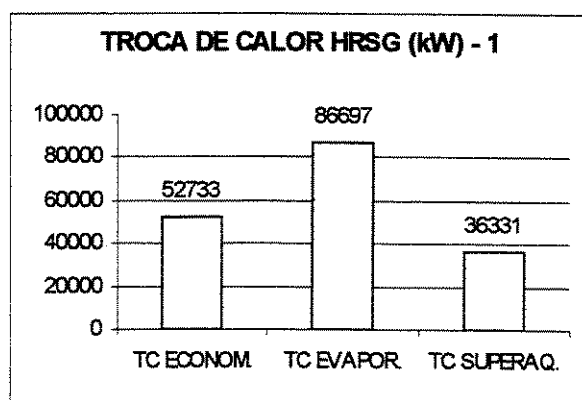


Fig. 3.13 – Troca de calor – condição 1

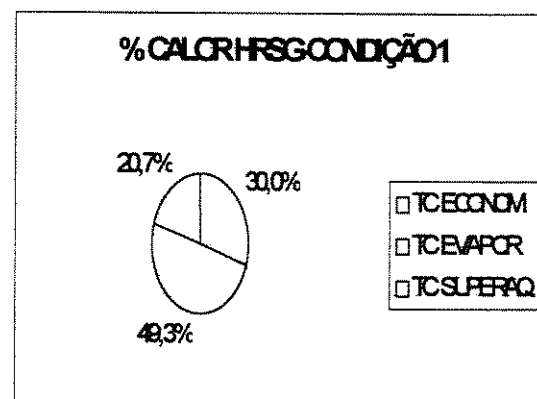


Fig. 3.14 – Perc. Calor Trocado – cond. 1

3.6 Chiller de Absorção (Resfriador de Líquido).

O desempenho de um resfriador de líquido por absorção é normalmente divulgado pelo seu fabricante. Normalmente o fabricante divulga uma tabela com as condições mais comuns de

operação do equipamento para tornar possível a avaliação de alguns parâmetros de operação e permitir a seleção do equipamento adequado.

Servindo como uma base para a comparação entre um mesmo produto fabricado por diferentes empresas, a ARI 560-92 (Air Conditioning and Refrigeration Institute) criou um teste padrão (condições de teste : fluxo de água gelada, fluxo de água de condensação, temperatura de água gelada, temperatura de água de condensação, etc) ao qual os fabricantes interessados podem submeter os seus equipamentos e receber uma certificação de desempenho do mesmo.

Se a condição de operação desejada for diferente da condição ARI 560-92, o fabricante informa a performance do equipamento e caso seja necessário pode-se inclusive fazer-se um teste de performance na fábrica. Geralmente os catálogos divulgam os pontos mais comuns de operação do equipamento. A figura 3.15 revela o desempenho de resfriadores de líquido por absorção em cargas parciais.

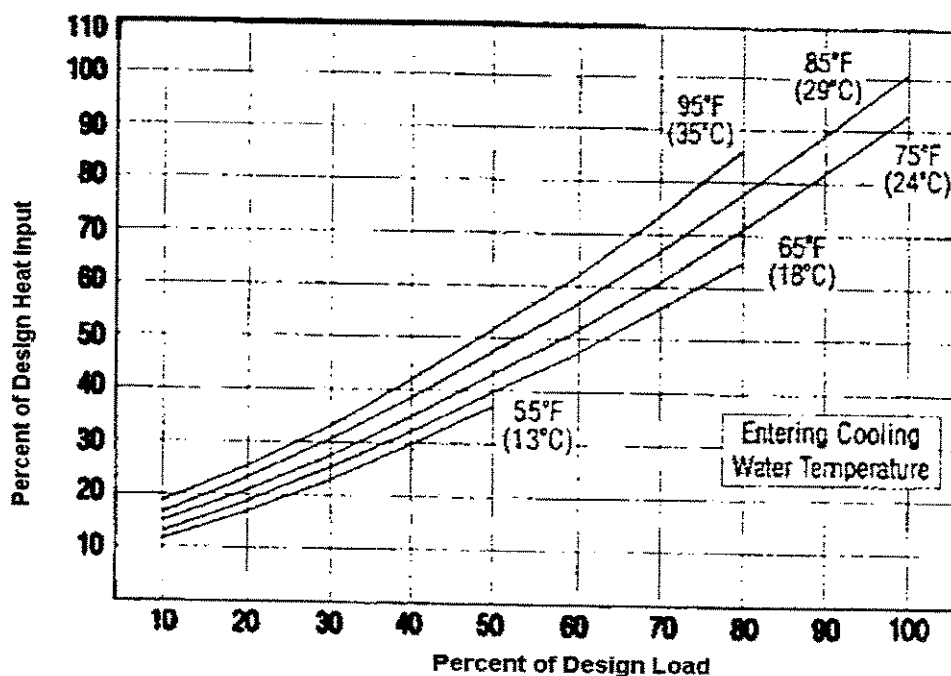


Figura 3.15 – Desempenho do Resfriador de Líquido por Absorção em Carga Parcial

(Fonte : Dorgan, 1995)

É interessante perceber que o resfriador de líquido por absorção em cargas parciais é proporcionalmente mais eficiente do que a plena carga.

A Ashrae apresentou no seu livro “Application Guide for Absorption Cooling / Refrigeration Using Recovered Heat” (Dorgan et al, 1995) uma formulação que representa o desempenho de resfriadores de líquido por absorção, que foram compilados de informações de fabricantes de várias fontes.

Na análise do capítulo 4 o resfriador é admitido como operando na condição da ARI 560-92, entretanto a condição de carga varia conforme a necessidade de resfriamento de água gelada. A equação de correção da necessidade de energia (vapor) utilizada pelo resfriador de líquido por absorção de duplo efeito em cargas parciais será extraído da figura 3.15 para temperatura de entrada da água de condensação de 29 °C:

$$FD_{ca} = 0,09999 + 0,44167.FC + 0,24999.FC^2 + 0,20833.FC^3 - 2,29423.10^{-11}.FC^4 \quad (3.118)$$

$$mv_{ca} = FD_{ca}.TRN.mvn \quad (3.119)$$

3.7 Trocadores de Calor de Superfície Estendida (Serpentinas).

Os métodos de projeto e análise destes trocadores baseiam-se em formulações de transferência de calor e massa e utilizam dados práticos medidos em laboratório, adaptados para as características do trocador que se pretende analisar.

O primeiro passo a ser considerado quando do projeto de um trocador de calor do tipo serpentina é a configuração básica que se deseja, ou seja : diâmetro dos tubos, espessura da parede dos tubos, alinhamento dos tubos e das filas de tubos, distância vertical e horizontal entre os tubos, tipos de aletas, espessura de aletas, concentração de aletas (densidade), forma de contato das aletas nos tubos, etc.

O desenvolvimento das análises deste trabalho irão ser focadas em troca de calor e massa, através do resfriamento do ar e da condensação de parte do vapor de água presente no ar úmido. A partir deste ponto todas as formulações e considerações servirão somente para processos de

transferência de calor e massa, baseados nas formulações apresentadas pela ASHRAE (1992 – chapter 21) e ARI 410-91 utilizando-se a água como meio de resfriamento.

Os fabricantes de serpentinas normalmente desenvolvem e produzem suas próprias tabelas de dados de desempenho obtidos através de testes. A ASHRAE Standard 33 especifica um método aceitável de teste de serpentinas. A ARI Standard 410-91 mostra um método de simulação da performance térmica de serpentinas de desumidificação pela extensão dos dados de testes para outras condições de operação, tamanhos e profundidade de filas de tubos. Para se quantificar a troca simultânea de calor sensível e latente do fluxo de ar para a superfície, a ARI 410-91 comenta que utiliza essencialmente o mesmo método de performance determinado por McElgin e Wiley (1940).

Dividindo-se a serpentina de desumidificação em duas partes, uma seca e a outra úmida, pode-se representar o calor total trocado na serpentina como :

$$Q_t = Q_{td} + Q_{tw} \quad (3.120)$$

Onde :

$$Q_{td} = A_d \cdot D_{tm} / R_t \quad (3.121)$$

$$Q_{tw} = A_w \cdot D_{hm} / c_{par} \cdot R_{aw} \quad (3.122)$$

Para serpentinas que utilizam a água como meio de resfriamento em contra corrente, a representação gráfica do processo será conforme figura 2.15 e as equações de D_{tm} e D_{hm} serão :

$$D_{tm} = (t_{a1} - t_{w2}) - (t_{ab} - t_{wb}) / \ln [(t_{a1} - t_{w2}) / (t_{ab} - t_{wb})] \quad (3.123)$$

$$D_{hm} = (h_{ab} - h_{sb}) - (h_{a2} - h_{s2}) / \ln [(h_{ab} - h_{sb}) / (h_{a2} - h_{s2})] \quad (3.124)$$

A característica da serpentina em termos de resistências térmicas individuais será :

$$C = R_{mw} + R_r / c_{par} \cdot R_{aw} \quad (3.125)$$

As condições na fronteira seco-úmido da serpentina serão :

$$h_{ab} = t_{a1}'' - t_{w2} + y \cdot h_{a1} + C \cdot h_{a1}'' / (C + y) \quad (3.126)$$

Onde :

$$y = (tw1 - tw2) / (ha1 - ha2) \quad (3.127)$$

Neste ponto verifica-se se haverá condensação do vapor de água do ar, de acordo com o critério :

- Se hab for maior ou igual a $ha1$, então a superfície estará completamente úmida.
- Se $ha1$ for maior que hab e hab for maior que $ha2$, então a superfície estará parcialmente seca.
- Se hab for menor ou igual a $ha2$, então a superfície estará completamente seca.

Outras propriedades da fronteira seco-úmido são determinados a partir das equações :

$$tsb = ta1 \quad (3.128)$$

$$tab = ta1 - (ha1 - hab/cpar) \quad (3.129)$$

$$twb = tw2 - y \cdot cpar \cdot (ta1 - tab) \quad (3.130)$$

O calor total trocado na parte seca da serpentina do lado do ar será :

$$Qtd = mar \cdot cpar \cdot (ta1 - tab) \quad (3.131)$$

E do lado da água será :

$$Qtd = mw \cdot cpw \cdot (tw2 - twb) \quad (3.132)$$

Na parte úmida da serpentina o calor total trocado pelo ar será :

$$Qtw = mar \cdot [hab - (ha2 + hfw)] \quad (3.133)$$

$$Qtw = mw \cdot cpw \cdot (twb - tw1) \quad (3.134)$$

Onde :

$$hfw = (W1 - W2) \cdot cpw \cdot ta2' \quad (3.135)$$

E do lado da água a capacidade da serpentina será :

$$Qtw = mw \cdot cw \cdot (twb - tw1) \quad (3.136)$$

A temperatura de bulbo seco na saída da serpentina será :

$$ta2 = \bar{ts} + e^{-c} (ta1 - \bar{ts}) \quad (3.137)$$

$$\bar{hs} = ha1 - \frac{(ha1 - ha2)}{1 - e^{-c}} \quad (3.138)$$

$$c = \frac{Ao}{\dot{m}_{ar} * c_{par} * Rad} \quad (3.139)$$

Onde, o valor de $\bar{hs}$ (barra) calculado através da equação abaixo, indica o valor de $\bar{ts}$ (barra) nas tabelas de entalpia de ar saturado.

O fator de calor sensível do lado do ar será :

$$FCS = \frac{c_{par} * (ta1 - ta2)}{(ha1 - ha2)} \quad (3.140)$$

E finalmente, o número de filas de tubos da serpentina projetada será calculado sendo :

$$Nrc = \frac{Ao}{Aa * Fs}$$

onde :

$$Fs = \frac{\text{Área da superfície externa}}{(\text{Área de face}) * (\text{número filas tubos})} \quad (3.141) \quad (3.142)$$

Aplicando-se a formulação apresentada, irá se achar um valor não inteiro para o número de filas de tubos para atingir-se as condições psicrométricas desejadas, faz-se então necessário uma manipulação dos dados para que se encontre valores práticos (escolha de uma nova condição de saída do ar da serpentina).

3.8 Psicrometria

A psicrometria trata da determinação de propriedades termodinâmicas do ar úmido e do uso destas propriedades para a análise de condições e processos envolvendo o ar úmido.

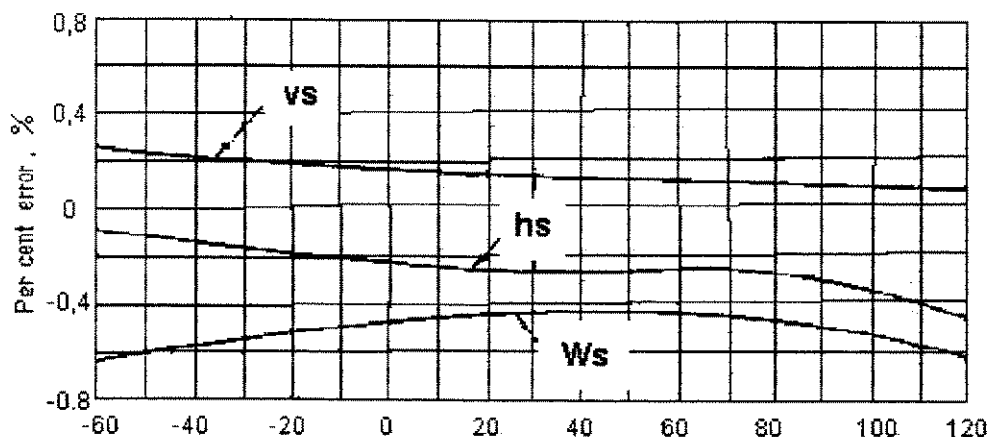


Figura 3.16 – Efeito do uso de relações de gás perfeito nos cálculos de umidade absoluta, entalpia e volume de ar saturado a 14,696 psia em função da temperatura de bulbo seco em °F (fonte : Threlkeld, 1974)

A análise de características físicas do ar para a aplicação em análise de processos térmicos encontra na literatura uma série de modelos (Moran and Shapiro, 1995). Para a análise de processos de engenharia, a simplificação de tratar-se o ar como um gás perfeito reduz sensivelmente o equacionamento de suas propriedades e acarreta um erro bastante pequeno.

Para que se tenha uma idéia do erro encontrado em se tratando o ar como um gás perfeito, Threlkeld (1974) mostrou que os erros encontrados no cálculo da umidade absoluta, entalpia e volume específico do ar saturado a 101,325 kPa na faixa de temperatura entre -50 e 50° C é de apenas 0,7% (Figura 3.16). Além disso, o erro diminui a medida que se diminui a pressão. Portanto a precisão encontrada nos cálculos a seguir é suficiente para a nossa aplicação, para aplicações que requerem maior precisão, há modelagens mais rigorosas na literatura.

O ar atmosférico contém uma série de componentes gasosos bem como vapor de água e diversos contaminantes (fumaça, pólen, poluentes gasosos, etc). A hipótese de ar seco considera que todo o contaminante e umidade foram removidos do ar atmosférico.

Um grande número de análises revelou que a composição do ar seco é relativamente constante, mas pequenas variações nas quantidades dos componentes individuais ocorrem com o tempo, geografia local e altitude. A composição percentual aproximada do ar seco em volume é : 78,084% de nitrogênio, 20,9476% de oxigênio, 0,934% de argônio, 0,0314% de dióxido de carbono, 0,001818% de neônio, 0,000524% de hélio, 0,0002% de metano, de 0 a 0,0001% de dióxido de enxofre, 0,00005% de hidrogênio e componentes em menores níveis como criptônio, xenônio e ozônio. A massa molecular do ar é de 28,9645 na escala do carbono-12 e a constante do gás na escala do carbono-12 é de 287,055 J/kg.K (ASHRAE, 1977).

Quando trata-se o ar como uma mistura de gases perfeitos independentes, assume-se que o ar seco e o vapor de água obedecem à equação de estado dos gases perfeitos :

Para o ar seco :

$$p_a \cdot V = n_a \cdot R \cdot T \quad (3.143)$$

e para o vapor de água :

$$p_w \cdot V = n_w \cdot R \cdot T \quad (3.144)$$

A mistura de vapor de água e ar seco também obedece a equação de gás perfeito:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (3.145)$$

$$(p_a + p_w) \cdot V = (n_a + n_w) \cdot R \cdot T \quad (3.146)$$

A fração molar do ar seco e do vapor de água são respectivamente:

$$x_a = p_a / (p_a + p_w) = p_a / p \quad (3.147)$$

$$x_w = p_w / (p_a + p_w) = p_w / p \quad (3.148)$$

A mistura ar seco e vapor de água tem alguns parâmetros que servem para que se caracterize a quantidade de água contida no ar úmido e o estado de saturação desta água.

A razão de umidade (W), também conhecida por umidade absoluta, é a razão entre a massa de água e a massa de ar seco de uma dada quantidade de ar úmido a ser analisado, e é normalmente representado pela unidade (g água / kg ar seco).

$$W = M_w / M_a \quad (3.149)$$

Ou, em termos de fração molar :

$$W = 0,62198 \cdot x_w / x_a \quad (3.150)$$

Onde 0,62198 é a relação entre as massas moleculares da água e do ar seco (18,01534/28,9645).

A umidade específica (q) de uma amostra de ar é representada pela relação entre a massa de vapor de água e a massa total da amostra (vapor de água mais ar seco).

$$q = M_w / (M_a + M_w) = W / (1 + W) \quad (3.151)$$

Com relação ao estado de saturação do ar úmido, define-se o grau de saturação (n_i) como sendo a razão entre a umidade absoluta do ar úmido e a umidade absoluta de saturação da amostra nas mesmas condições de temperatura e pressão :

$$n_i = W / W_s(t,p) \quad (3.152)$$

A umidade relativa (UR), é definida como a razão entre a fração molar do vapor de água da amostra e a fração molar de saturação de uma outra amostra nas mesmas condições de temperatura e pressão :

$$UR = x_w / x_{ws}(t,p) \quad (3.153)$$

$$UR = n_i / (1 - (1 - n_i)) \cdot x_{ws} \quad (3.154)$$

Com a consideração de gás perfeito :

$$UR = p_w / p_{ws}(t,p) \quad (3.155)$$

$$UR = n_i / (1 - (1 - n_i)) \cdot (p_w / p_{ws}) \quad (3.156)$$

A temperatura de ponto de orvalho (t_d) de uma amostra de ar é definida como a temperatura de saturação da amostra na mesma umidade absoluta (W) e pressão :

$$W_s(p, t_d) = W \quad (3.157)$$

E por fim, a temperatura de bulbo úmido termodinâmica (t^*) é a temperatura na qual a água (líquida ou sólida), evaporando-se no ar úmido a uma temperatura de bulbo seco (t) e umidade absoluta (W), pode carregar o ar para a saturação de forma adiabática na mesma temperatura t^* .

O volume específico (v) do ar úmido é expresso em termos da massa unitária de ar seco (m^3/kg ar seco):

$$v = V / Ma = V / 28,9645 \cdot n_a \quad (3.158)$$

onde V é o volume total da amostra, Ma é a massa total de ar seco e n_a é o número de moles de ar seco.

Utilizando-se as relações de gás perfeito :

$$v = R_a \cdot T / (p - p_w) = R_a \cdot T \cdot (1 + 1,6078) / p \quad (3.159)$$

A entalpia de uma mistura de gases perfeitos é igual a soma das entalpias individuais dos componentes. Portanto, a entalpia do ar úmido pode ser escrita como :

$$h = h_a + W \cdot h_g \quad (3.160)$$

onde h_a é a entalpia específica do ar seco e h_g é a entalpia específica do vapor de água saturado na temperatura da mistura :

$$h_a = t \text{ (kJ / kg)} \quad (3.161)$$

$$h_g = 2501 + 1,805 \cdot t \text{ (kJ / kg)} \quad (3.162)$$

onde t é a temperatura de bulbo seco do ar em $^{\circ}C$, portanto a entalpia do ar úmido será :

$$h = t + W \cdot (2501 + 1,805 \cdot t) \text{ (kJ / kg ar seco)} \quad (3.163)$$

Capítulo 4 – Estudo de Caso de Cogeração no HC – Unicamp

4.1 Introdução

Os sistemas de cogeração podem ser dimensionados para atender um grande número de situações de demanda de energia dentro de um empreendimento. Podendo atender por exemplo a demanda térmica ou de potência de um ou alguns equipamentos/processos, as necessidades de energia elétrica de um pólo industrial com a distribuição de vapor para vários processos, as necessidades de energia elétrica de uma comunidade e a distribuição de vapor/água quente ou água gelada para conforto térmico (district heating e district cooling), etc.

O conhecimento das demandas térmicas e elétricas é fundamental para se conseguir dimensionar um bom sistema de cogeração. O conhecimento da simultaneidade das demandas permite que se busque formas de aumento de eficiência do sistema ou então um aumento dos produtos do sistema visando uma maior atratividade econômica.

O desenvolvimento da análise baseada em valores fixos de demandas de eletricidade e vapor e parâmetros de influência do sistema de cogeração, revela um cenário com poucas informações e credibilidade, devido a variações de demanda e a não linearidade das variáveis.

A simultaneidade de demandas de calor e eletricidade por longos períodos tornam os hospitais um caso típico de aplicação de sistemas de cogeração de pequeno porte, sendo possível a obtenção de fatores de utilização de energia na faixa de 60 a 80% dependendo da concepção do sistema e das demandas verificadas.

As demandas de eletricidade e calor do HC-Unicamp foram levantadas nos anos de 1995 e 1996 (Espírito Santo, 1996). A partir das demandas verificadas procurou-se fazer a concepção de um sistema de cogeração compatível com as demandas de eletricidade e energia térmica do HC.

A demanda de eletricidade do HC foi verificada na ordem de 2 e 3 MW (figura 4.1) e a demanda de vapor saturado a 8 bar entre 1500 e 2500 kg/h. A cogeração com motores de combustão interna mostrou-se interessante do ponto de vista técnico e econômico (Espírito Santo,

1997). Entretanto, em motores de combustão interna há uma grande disponibilidade de calor a média temperatura (80 a 95° C) de difícil utilização pelo HC, na situação atual de uso de vapor e água quente. Além disso, a capacidade de geração de vapor a partir dos gases de exaustão de motores é pequena frente às quantidades e características demandadas pelo HC, face a apenas uma parcela entre 20 e 30% da energia cedida ao motor estar presente nos gases de exaustão. A utilização da energia da água da camisa em um resfriador de líquido por absorção de simples efeito pode ser um bom uso desta energia com penalidades no seu COP e capacidade (devido a temperatura da água quente).

Aliado a essas constatações havia o interesse em se trabalhar com turbinas a gás, dando-se continuidade a análises de cogeração para o HC com outro tipo de máquina motora bastante empregada atualmente no mercado de geração de eletricidade.

A princípio percebeu-se que a adoção de uma turbina a gás para atender a necessidade de vapor demandado pelo HC deveria ser uma turbina a gás de pequena capacidade. Numa turbina a gás de maior capacidade haveria grande capacidade de geração de vapor comparada a demanda atual do HC. Poderia-se pensar na utilização deste vapor em outros prédios da Unicamp (refeitórios, CAISM, etc) e/ou numa completa reestruturação do sistema de ar condicionado adotando-se um resfriador de líquido por absorção de grande porte e eliminando todos os aparelhos individuais existentes no HC atualmente e/ou na adoção de um sistema de ar condicionado por absorção para um outro prédio da Unicamp ou ampliação do HC, etc. No caso de uma reestruturação do sistema de ar condicionado isso exigiria um novo projeto do sistema incluindo a distribuição de água gelada, substituição das tubulações, novos climatizadores (fan coil's), disponibilização dos equipamentos existentes, etc. Os custos de implementação do sistema seriam maiores do que as análises aqui apresentadas supõem, entretanto pode-se encontrar resultados melhores que os obtidos.

Após a decisão por uma turbina a gás de pequeno porte, procurou-se então no mercado uma turbina a gás na faixa de 2 MW. Um contato com a Nuovo Pignone, possibilitou a obtenção de curvas de desempenho do conjunto turbina a gás PGT2 de 2 MW e 25% de eficiência na condição ISO. Em função de ter-se as curvas de desempenho, a capacidade de geração de

potência estar próxima da demanda média do HC, verificar-se que a capacidade de geração de vapor a partir dos gases de exaustão da turbina atenderia com folga a demanda do HC, a falta de uma política definida de troca de eletricidade com a rede, etc, habilitaram a PGT2 Nuovo Pignone como uma boa alternativa para o HC – Unicamp, apesar de existirem outras opções de turbinas a gás de pequeno porte no mercado.

Dando-se continuidade às análises desejadas, se tornou importante o desenvolvimento dos programas computacionais de simulação dos equipamentos que fariam parte do sistema de cogeração proposto, considerando-se diferentes estratégias operacionais, conforme metodologias de análise já descritas no capítulo 3. A seguir apresenta-se as demandas de energia do HC, a descrição básica dos estudos de caso realizados, condições climáticas locais, hipóteses e simplificações, resultados técnicos e resultados econômicos obtidos.

4.2 Demandas de Energia do HC Unicamp

4.2.1 Eletricidade

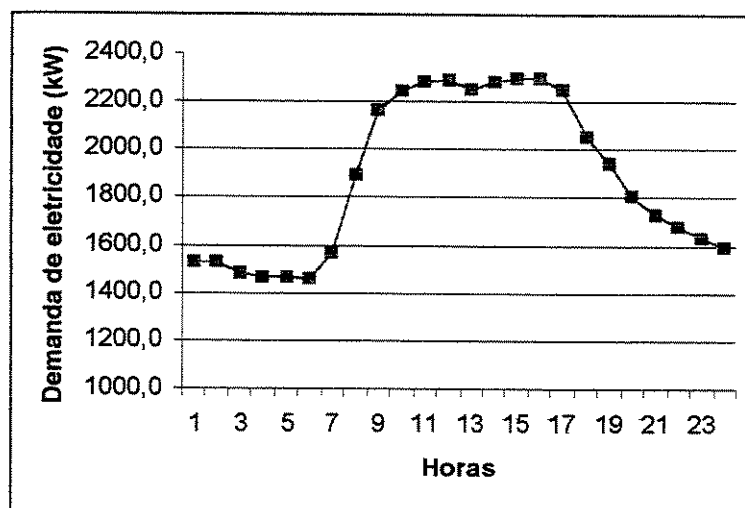


Figura 4.1 – Demanda de eletricidade do HC Unicamp

A figura 4.1 apresenta a curva de demanda de eletricidade do HC-Unicamp medida entre fevereiro e abril de 1996. Os dados de demanda foram fornecidos naquela ocasião pela CPFL (Companhia Paulista de Força e Luz). Os dados da figura referem-se a média da demanda

verificada neste período. Na ocasião do tratamento dos dados o HC contratava 2500 kW nos horários fora de ponta e 2000 kW nos horários de ponta.

4.2.2 Vapor saturado a 8 bar

A demanda de vapor da figura 4.2 foi verificada através da instalação de um hidrômetro apropriado para água quente na linha de alimentação das caldeiras (saída do tanque de condensado). Os dados foram coletados entre março e abril de 1996.

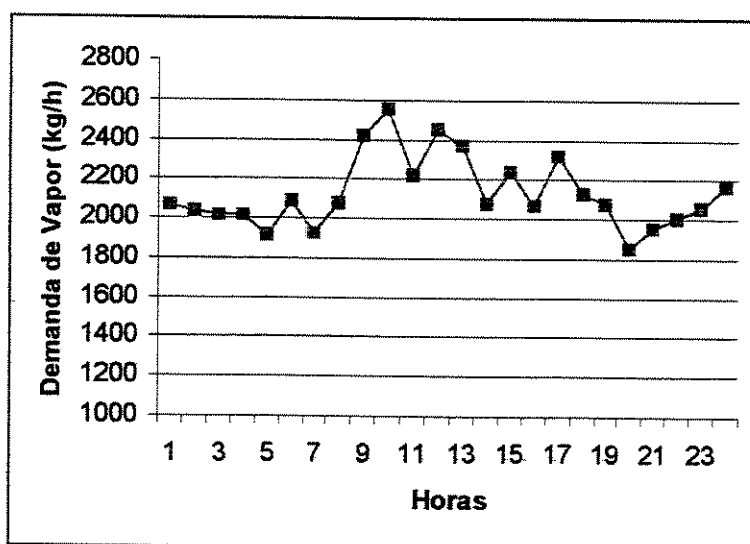


Figura 4.2 – Demanda de vapor do HC Unicamp

4.2.3 Água quente para fins sanitários

A água quente para fins sanitários utilizada no HC é produzida em um boiler que é aquecido pelo vapor produzido nas caldeiras, portanto a demanda de energia para aquecimento da água para fins sanitários já está computada na demanda de vapor.

4.2.4 Água gelada para climatização ambiente

A demanda de água gelada para condicionamento ambiente foi levantada através do registro da demanda de eletricidade no quadro geral de distribuição de força para os resfriadores de líquido, no mês de janeiro de 1998 ($TR \times 3,516 = kW$).

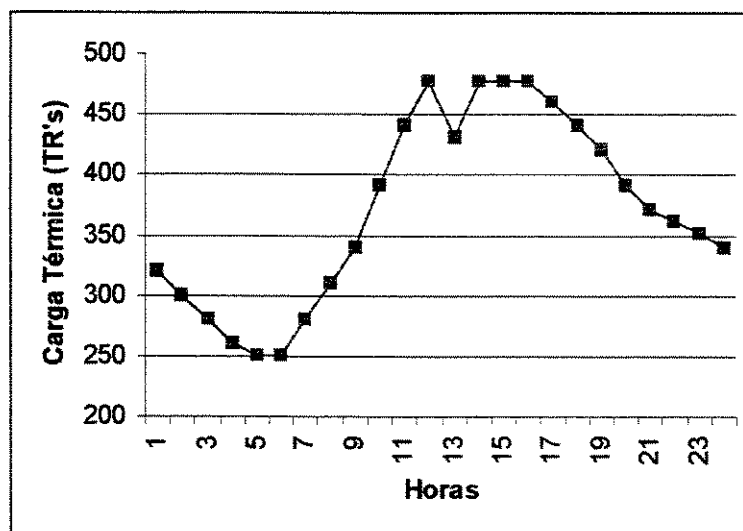


Figura 4.3 – Perfil de carga térmica do HC Unicamp

4.3 Descrição dos Estudos de Caso

4.3.1 Caso 1 – Paridade Elétrica

Na falta de uma política de comercialização de excedentes de eletricidade viável a utilização do gás natural em sistemas de cogeração de pequeno porte, buscou-se neste caso um sistema que operasse independente da rede de eletricidade no que tange a venda de eletricidade para a concessionária. O valor pago pela concessionária de eletricidade às usinas de açúcar e álcool pela eletricidade cogerada (energia firme) está longe de viabilizar a implementação da cogeração a gás de pequeno porte. No sistema operando em paridade elétrica não haveria fornecimento de eletricidade para a concessionária e durante os horários de pico de consumo haveria a necessidade de compra de eletricidade da rede, considerando a política de preços de um consumidor comum de alta tensão (tarifa horosazonal azul A4). Durante os horários em que a turbina a gás adotada fosse capaz de atender a demanda de eletricidade do HC a mesma iria variar a carga apenas para atender a demanda.

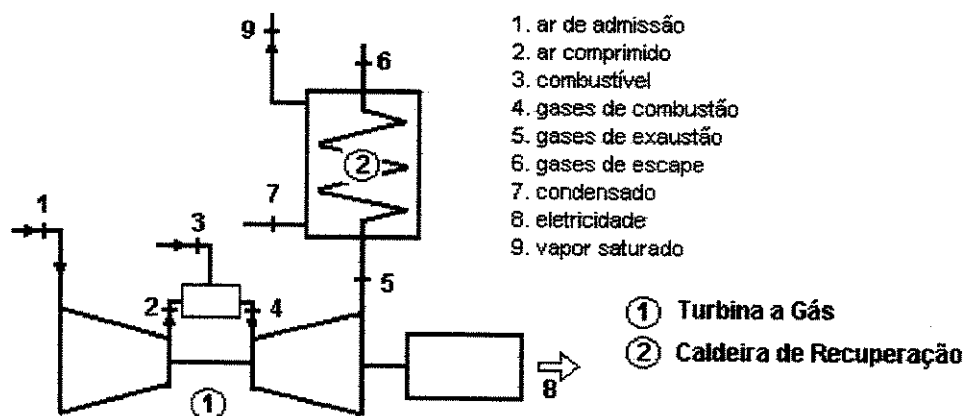


Figura 4.4 – Esquema de cogeração – caso 1

A partir dos gases de exaustão da turbina a gás seria gerada a quantidade de vapor demandada pelo HC atualmente. A maior parte dos gases de exaustão seria descarregada diretamente na atmosfera, sem aproveitamento do seu potencial energético. A figura 4.4 apresenta o esquema básico do sistema de cogeração analisado no caso 1.

Turbinas a gás em cargas parciais trabalham com eficiência mais baixa. A operação em paridade elétrica diminui os períodos entre manutenções (overhaul) e como consequência diminui a vida útil do equipamento.

4.3.2 Caso 2 - Paridade Elétrica com Resfriador de Líquido por Absorção

Os resfriadores de líquido existentes atualmente no HC ($4 \times 140 \text{ TR's} = 4 \times 492,24 \text{ kW}$) são os maiores consumidores de eletricidade do HC. Ao sistema de ar condicionado centralizado credita-se uma demanda de aproximadamente 1 MW durante períodos de carga térmica elevada (considerando-se os resfriadores de líquido, bombas, motores, etc).

Aliado à possibilidade de economia de energia elétrica no sistema de ar condicionado tem-se uma grande possibilidade de geração de vapor que não estava sendo feita devido à limitada demanda de vapor encontrada no HC (resultados do caso 1). A opção por instalar-se um resfriador de líquido por absorção iria atender a estas duas importantes variáveis dentro de uma

análise de viabilidade. A figura 4.5 apresenta o esquema básico do sistema de cogeração analisado no caso 2.

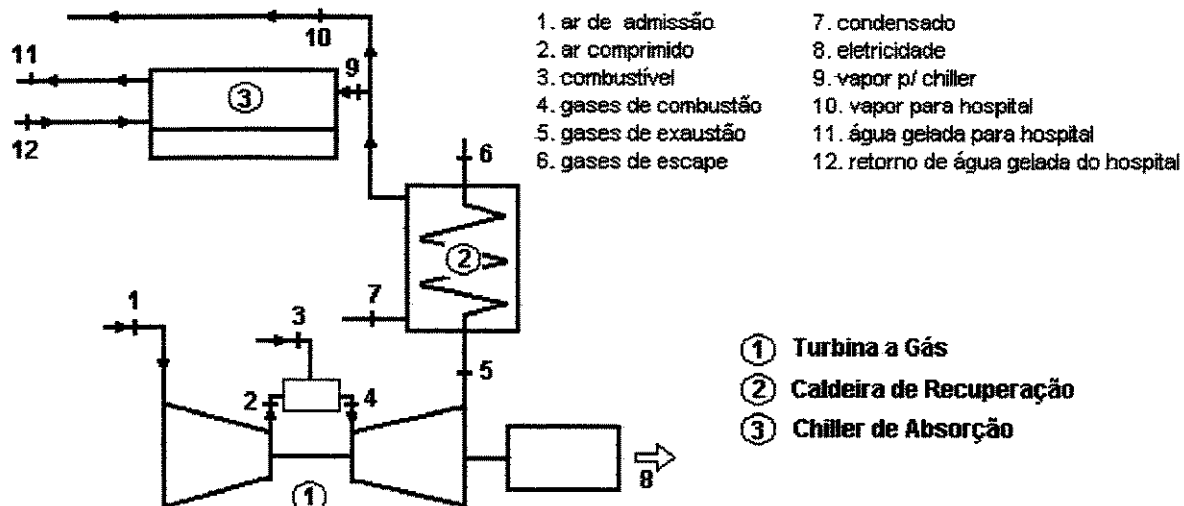


Figura 4.5 – Esquema de cogeração – casos 2 e 3

Atualmente o HC produz vapor a 8 bar e para não se mudar este parâmetro, optou-se por desenvolver as análises com um resfriador de absorção de duplo estágio (efeito) que trabalha com vapor a esta pressão.

Devido à implementação de novos climatizadores (fan coil's) no HC e a um certo comprometimento da capacidade dos resfriadores de líquido atuais (devido principalmente a idade dos equipamentos), um equipamento de maior capacidade que a atual (560 TR's) melhoraria o desempenho do sistema. Dentre os produtos do mercado que se analisou, decidiu-se por incorporar a análise um resfriador de líquido por absorção de duplo estágio (fabricação The Trane Company) de 604 TR's nas condições de teste da ARI Standard 560/92. Vale ressaltar que o resfriador de líquido por absorção proposto tem a sua capacidade certificada pela ARI e que os dados de capacidade dos resfriadores de líquido em operação no HC são nominais (geram de 90 a 95% da capacidade nominal). Além disso os 23 anos de operação ininterrupta diminuem ainda mais a sua expectativa de performance (Espírito Santo and Gallo, 1999).

Resfriadores de líquido similares aos instalados no HC, consomem eletricidade numa taxa entre 0,9 e 1 kW/TR a plena carga e um pouco mais em cargas parciais. Os resfriadores de

líquido por absorção rejeitam mais calor que os convencionais por compressão, portanto seria necessária a troca ou o aumento de capacidade das torres de resfriamento e das bombas de água de condensação. A estimativa de redução de demanda de eletricidade devido a substituição dos resfriadores de líquido foi admitida como 0,8 kW/TR. Esta redução foi aplicada diretamente sobre a curva de carga térmica de ar condicionado levantada (item 4.2.4).

Devido a dificuldade de venda de eletricidade para a rede optou-se neste caso 2 por trabalhar em paridade elétrica quando a demanda do HC for menor que a potência possível de ser obtida pela turbina a gás. Quando a demanda for maior do que a potência da turbina a gás prevê-se a compra de eletricidade da rede.

4.3.3 Caso 3 – Plena Carga com Resfriador de Líquido por Absorção

A convicção internacional de que a cogeração é uma boa forma de expansão do sistema elétrico e a percepção disso por parte do governo e das agências reguladoras (O Estado de São Paulo, 01/08/2000), abre a expectativa da definição de uma política adequada ao desenvolvimento da cogeração no Brasil.

No caso 3 admite-se a existência de uma regulamentação que estabeleça a troca de eletricidade com a concessionária. Está sendo previsto que a eletricidade gerada pelo sistema de cogeração e que não for consumida pelo HC será utilizada pelo Campus da Unicamp. A incerteza de quanto e quando haverá o fornecimento de eletricidade do sistema de cogeração do HC para o campus faz-se imaginar que o campus continuaria contratando a mesma demanda nos horários de ponta e fora de ponta. O consumo seria reduzido de acordo com os excedentes de eletricidade do sistema de cogeração do HC, portanto a análise considera venda de eletricidade do HC para o Campus pelo custo de consumo de eletricidade da rede.

Similarmente ao caso 2, admite-se a substituição dos resfriadores de líquido por compressão pelo de absorção de duplo estágio. A hipótese de redução de demanda de eletricidade é similar ao do caso 2.

4.3.4 Caso 4 – Plena Carga com Resfriador de Líquido por Absorção e Resfriamento do Ar na Entrada da Turbina a Gás.

A adoção do resfriador de líquido por absorção melhorou sensivelmente o fator de utilização de energia do sistema, entretanto percebeu-se ainda uma sobra significativa de energia dos gases de exaustão da turbina a gás.

O sistema de ar condicionado é dimensionado imaginando-se a máxima carga térmica simultânea. Fato este que conduz a que o sistema opere durante aproximadamente 90% do tempo em cargas parciais.

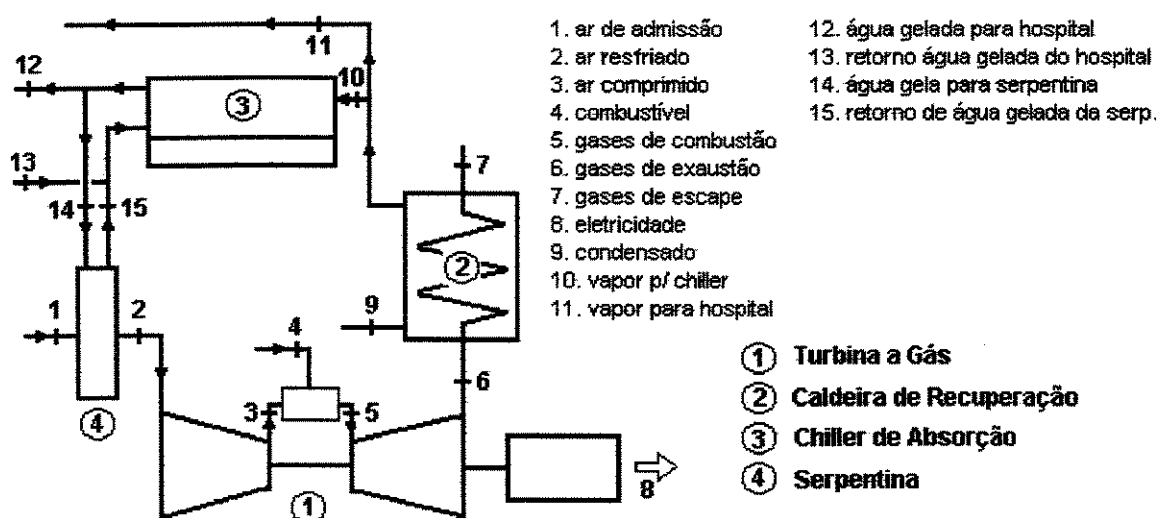


Figura 4.6 – Esquema de cogeração - caso 4

Estas duas constatações aliadas as características climáticas da região revelam a possibilidade de incremento de potência da turbina a gás através do resfriamento do ar da entrada da turbina a gás (E. Santo and Gallo, 2000).

A simulação da performance da serpentina é feita através do método apresentado na ARI 410-91 e ASHRAE (1992) a partir dos dados de entrada do ar (figura 4.4), hipótese de gás perfeito

para tratamento das propriedades psicrométricas do ar úmido e a hipótese de que o ar sai da serpentina saturado (100% de umidade relativa).

Novamente optou-se por operar o sistema de cogeração a plena carga e o repasse do excedente de eletricidade será feito da mesma forma já descrita no caso 3. Similarmente aos casos 2 e 3 prevê-se a substituição dos resfriadores de líquido por compressão de vapor pelo de absorção de duplo estágio.

4.4 Perfil Climático

O perfil climático da figura 4.7 foi obtido junto ao CEPAGRI e representa dados coletados pela estação climática. Os valores de umidade relativa apresentados são a média do mês de abril de 1998 e os valores de temperatura de bulbo seco são a média do mês de dezembro de 1998.

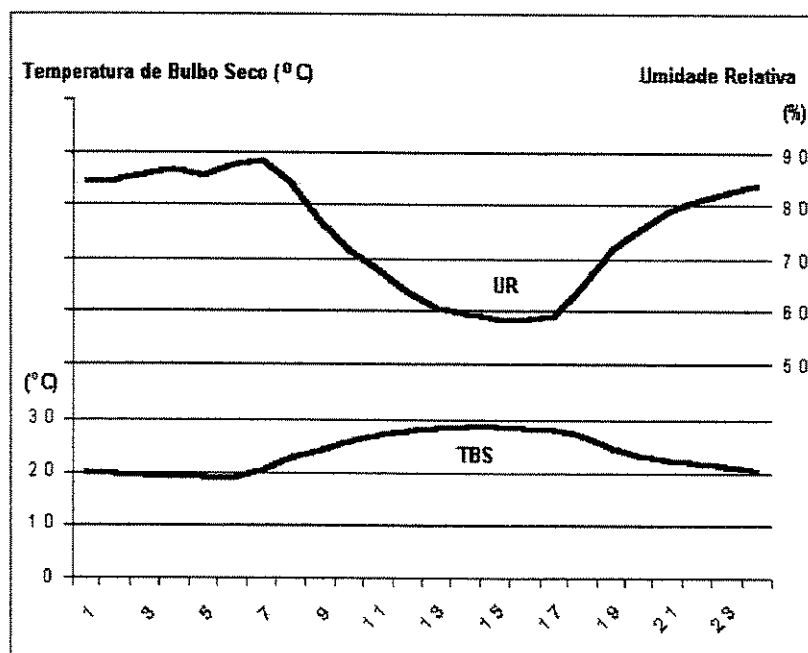


Figura 4.7 – Perfil Climático

4.5 Hipóteses de Análise

- Demanda de eletricidade do HC : conforme figura 4.1
- Demanda de vapor do HC : conforme figura 4.2

- Carga Térmica : conforme figura 4.3
- Perfil climático (TBS e UR) : conforme figura 4.7
- Turbina a Gás : PGT2 Nuovo Pignone – 2 MW e 25% eficiência (ISO)
- PCI do gás natural : $10858,8 \text{ kcal/kg} = 45455 \text{ kJ/kg} = 19542 \text{ Btu/lb}$
- PCI do óleo combustível : $9780 \text{ kcal/kg} = 40939 \text{ kJ/kg} = 17600 \text{ Btu/lb}$
- Perda de calor da caldeira de recuperação : 1%
- Blow down da caldeira : 2%
- Temperatura da água de alimentação da caldeira : 90° C
- Altitude local / pressão atmosférica : 854 m (2802 ft)
- Perda de pressão na entrada da turbina (projeto) : 100 mmca
- Perda de pressão na saída da turbina (projeto) : 150 mmca
- Vida útil do sistema : 20 anos
- Tarifa de demanda na ponta : 16,36 R\$/kW
- Tarifa de demanda fora da ponta : 5,45 R\$/kW
- Tarifa de consumo na ponta : 0,10747 R\$/kWh (seco) e 0,09944 R\$/kWh (úmido)
- Tarifa de consumo fora da ponta: 0,05109 R\$/kWh (seco) e 0,04515 R\$/kWh (úmido)
- 7 meses de período seco e 5 meses de período úmido
- Custo do óleo combustível : 0,347 R\$/kg
- Rendimento da caldeira a óleo (existente atualmente): 88%
- Horas de operação por ano : 7000 ou 8000
- Perda de pressão de projeto na caldeira (DPP) : 72 mmca
- 1 US\$ = 1,80 R\$
- Tarifa do Gás Natural : 1,5 ; 2,25 e 3,0 US\$ / MMBtu

4.6 Projeto da Caldeira de Recuperação Flamaturbular

Visando uma comparação entre as alternativas, procurou-se estabelecer o projeto de uma mesma caldeira de recuperação para os quatro casos analisados. A caldeira de recuperação foi dimensionada a partir de um determinado fluxo de gases de exaustão, composição dos gases, propriedades físicas dos gases, temperatura de entrada e saída dos gases. Os resultados do projeto da caldeira são :

- 515 tubos (em um único passe)
- 44,958 mm (1,77") de diâmetro interno
- 50,8 mm (2") de diâmetro externo
- 7,2 metros de comprimento
- 0,02 fouling factor (incrustação)
- massa molecular dos gases : 28,39
- Perda de pressão de projeto : 72 mmca
- Temperatura dos gases na saída : 204,4° C (400° F)
- Temperatura dos gases na entrada : 525° C (977° F)
- Fluxo de Gases de Exaustão : 38094 kg/h (84000 Lb/h)

4.7 Projeto da Serpentina de Resfriamento de Ar

O projeto do trocador de calor (serpentina) de resfriamento do ar foi desenvolvido a partir de uma determinada vazão de ar de projeto procurando manter-se a velocidade de face na serpentina próximo a 2,3 m/s. Na concentração de aletas, diâmetros dos tubos e arranjo dos tubos utilizados sabe-se que não haverá arraste de gotículas de condensado (baseado em informações de um fabricante de serpentinas). A serpentina projetada possui os tubos de 15,875 mm (5/8") em forma desalinhada (staggered), com distância horizontal e vertical entre tubos de 25,4 mm (1"), aletas presas aos tubos por meio de expansão mecânica destes (com formação de anéis de encosto), 48 tubos de altura, 8 tubos de profundidade, 144 aletas integrais por pé (FPF – fin per feet) de 0,1 mm de espessura, 3,95 m² de área de face e circuitagem em contra corrente com o ar sendo a entrada da água por todos os tubos da primeira e a saída por todos os tubos da oitava fila de tubos.

O programa de simulação da serpentina de resfriamento de ar é formado por um algoritmo principal e três subrotinas. O algoritmo principal contém 12 polinômios que representam as propriedades psicrométricas do ar úmido necessárias para a análise da performance da serpentina além de todo o método de simulação e os processos iterativos já descritos no capítulo 3. A primeira subrotina é responsável pelo cálculo das áreas serpentina (face, externa, etc). A segunda subrotina calcula as resistências térmicas na parte seca da serpentina e é formada por seis polinômios. A terceira e última subrotina calcula as resistências térmicas na parte úmida da

serpentina e é formada por quatorze polinômios. O programa desenvolvido permite a simulação de serpentinas de água gelada para diversas configurações (diâmetro e espessura de parede de tubos, distância entre as aletas, espessura de aletas, distância entre os tubos, número de filas, etc).

4.8 Resultados Técnicos

Os resultados dos programas de simulação são numerosos, como por exemplo o fluxo de gases de exaustão, temperaturas dos gases de exaustão (entrada na caldeira), propriedades dos gases de exaustão corrigidas pela temperatura média (c_p , n_i e k), consumo de combustível, eficiência de conversão de eletricidade, temperatura dos gases na saída da caldeira, troca de calor na caldeira, propriedades psicrométricas na entrada, na fronteira seco-úmido, e na saída da serpentina, troca de calor na serpentina, resistências térmicas na serpentina (película do lado da água, metal na parte seca e na úmida e de película do lado do ar na parte seca e úmida), temperatura da saída da água na serpentina, etc. Nas próximas seções serão apresentados alguns dos resultados obtidos.

4.8.1 Eletricidade

A figura 4.8 apresenta a potência produzida pela turbina a gás em cada um dos casos analisados, além da demanda de eletricidade com a substituição dos resfriadores de líquido por compressão por um de absorção (nova demanda). No caso 1 a turbina a gás opera de acordo com a carga elétrica atual (paridade elétrica) enquanto a demanda do HC for menor do que a capacidade instantânea de geração da turbina (das 22 às 7 hs). Quando a demanda do HC for maior que a capacidade de geração da turbina a gás a turbina irá operar a plena carga e necessidades suplementares de eletricidade serão compradas da rede (das 8 às 21 hs).

No caso 2, a demanda de eletricidade é reduzida devido a adoção do chiller por absorção. Nesta situação a turbina operaria em paridade elétrica das 19 às 8 hs e a plena carga com compra suplementar de eletricidade das 9 às 18 hs.

O caso 3 considera a turbina a plena carga durante todas as horas do dia com repasse de eletricidade para a rede entre as 19 e 8 hs e com compra de eletricidade suplementar das 9 às 18 hs.

E finalmente, o caso 4 apresenta a potência produzida pela turbina a gás no caso de haver resfriamento do ar na entrada da turbina. Nesta situação percebe-se que a turbina a gás consegue manter uma geração quase contínua de 1900 kW. Haverá repasse de eletricidade para a rede entre as 18 e as 8 hs e compra de eletricidade suplementar entre as 9 e as 17 hs.

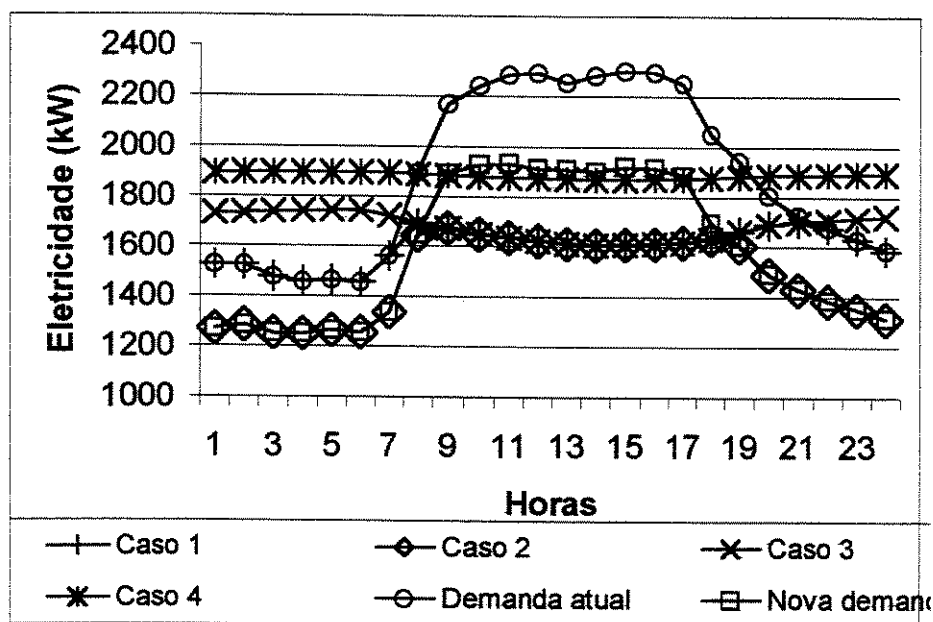


Figura 4.8 – Demanda e geração de eletricidade

4.8.2 Vapor

A figura 4.9 revela as demandas de vapor com a adoção do resfriador de líquido por absorção e com a adoção do resfriamento do ar de admissão da turbina a gás, além da demanda atual. Pode-se ainda comparar as quantidades de vapor gerado em cada hora de operação do sistema, ajudando na busca por um melhor aproveitamento do vapor possível de ser gerado.

No caso 1 a demanda de vapor é substancialmente inferior à capacidade de geração do sistema de cogeração, o que acaba limitando o fator de utilização de energia do sistema. Com a adoção do resfriador de líquido por absorção, a demanda de vapor é sensivelmente aumentada e consequentemente o fator de utilização de energia do sistema. O resfriamento do ar de admissão da turbina a gás através da água gelada produzida pelo resfriador de líquido por absorção aumenta ainda mais a demanda de vapor e aproxima-se um pouco mais da capacidade de geração.

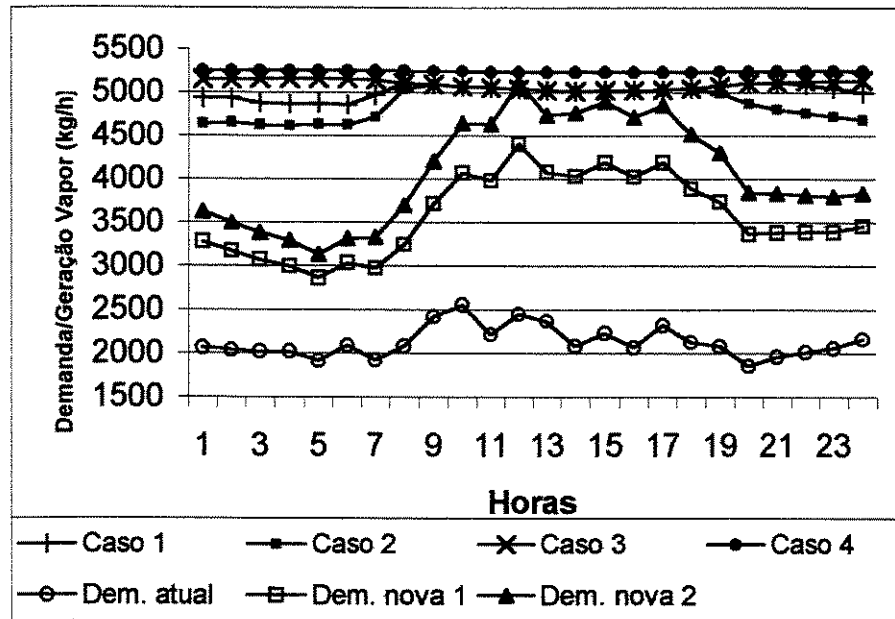


Figura 4.9 – Demanda / geração de vapor

4.8.3 Fator de Utilização de Energia

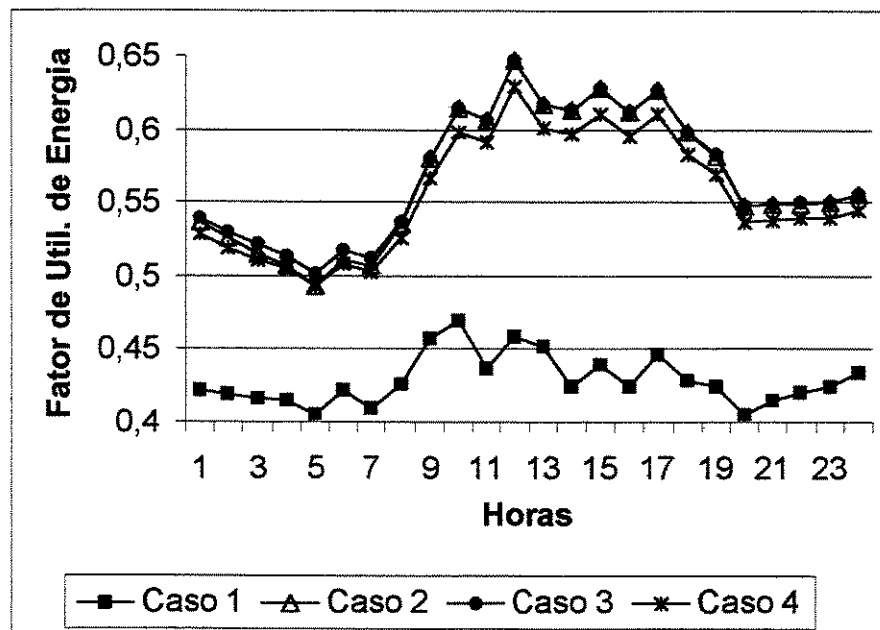


Figura 4.10 – Fator de utilização de energia

O fator de utilização de energia (FUE) obtido pela aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica é uma forma de se mensurar a quantidade instantânea de energia possível de ser aproveitada pelo sistema. O método é comumente criticado como uma análise pobre por comparar formas diferentes de energia com um mesmo peso, entretanto é a forma mais simples e de mais fácil entendimento entre técnicos. Outras avaliações (exergéticas, termoeconômicas, etc) podem dar mais informações sobre como melhorar a performance do sistema e/ou equipamentos.

A figura 4.10 revela os fatores de utilização de energia obtidos com a simulação de cada um dos sistemas. O caso 1 apresenta os piores resultados limitado pela baixa eficiência da turbina a gás e pela pequena demanda de vapor atual do HC frente a possibilidade de geração (FUE médio de 0,429). Os casos 2 (FUE médio de 0,567) e 3 (FUE médio de 0,569) apresentam praticamente os mesmos resultados, uma pequena diferença a favor do caso 3 pode ser percebida durante os horários em que a turbina opera em cargas parciais no caso 2, já que em cargas parciais a turbina diminui um pouco a eficiência térmica. O caso 4 (FUE médio de 0,556) apresenta resultados um pouco piores que os casos 2 e 3 devido a maior queima de combustível utilizado na geração de mais potência a aproximadamente 25% de eficiência.

4.8.4 Perda de Pressão do Ar e dos Gases

A perda de pressão na entrada do ar na turbina a gás é devida a um sistema de filtragem, duto de condução do ar, trocador de calor, etc. A perda de pressão dos gases de exaustão é devida a existência da caldeira de recuperação, dos dutos de condução dos gases, da chaminé, etc. Estas perdas de pressão acarretam perda de potência da turbina a gás, diminuição do fluxo de ar / gases, redução da eficiência, etc.

A determinação destes valores é baseada no projeto dos dutos e dos equipamentos que se pretende utilizar. No nosso caso as perdas de pressão na caldeira de recuperação e na serpentina de resfriamento do ar podem ser obtidas, mas as perdas em filtros de ar, dutos e chaminés não foram calculadas, já que estes equipamentos não foram selecionados ou projetados. Os valores aqui apresentados são obtidos através de uma relação direta de que a nova perda de carga é proporcional ao quadrado da variação do fluxo. A partir dos valores de perda de carga de projeto

da caldeira de recuperação e da perda obtida em cada horário da simulação pode-se relacionar a perda na entrada do ar e saída dos gases na condição da simulação.

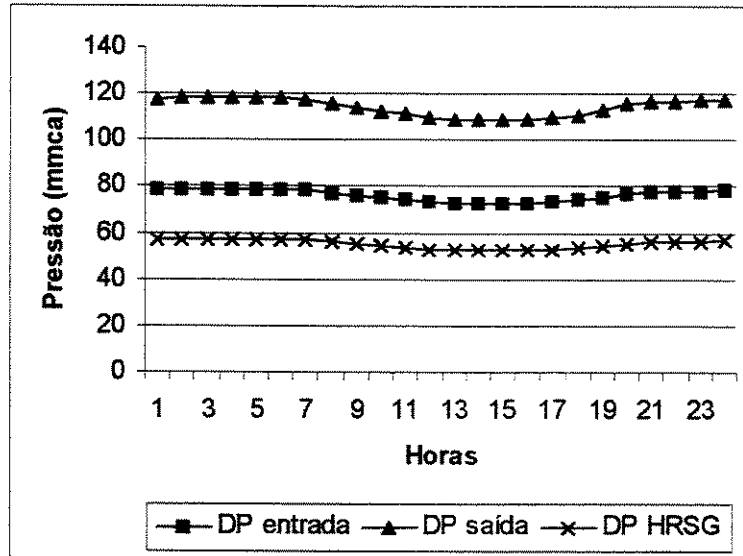


Figura 4.11 – Perda de pressão – Caso 1

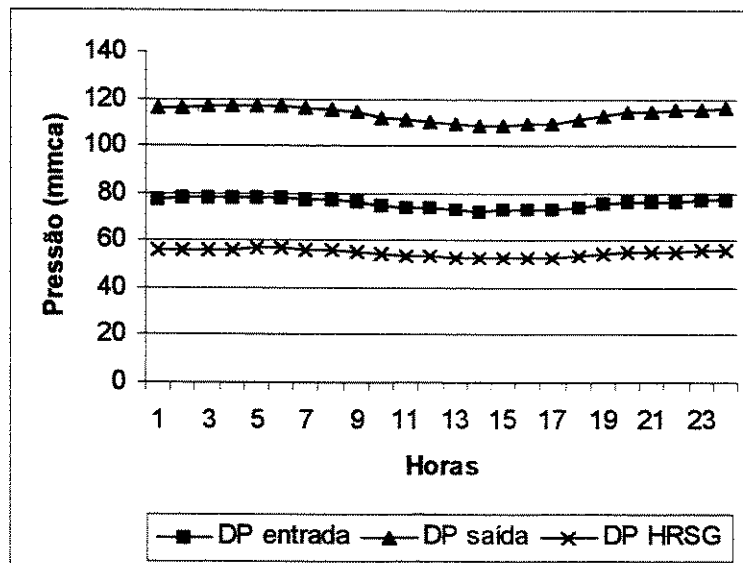


Figura 4.12 – Perda de pressão – Caso 2

A figura 4.11 mostra a perda de carga na entrada do ar e saída dos gases para o caso 1. A figura 4.12 mostra a perda de carga na entrada do ar e saída dos gases para o caso 2. A figura 4.13 revela as perdas de carga para o caso 3.

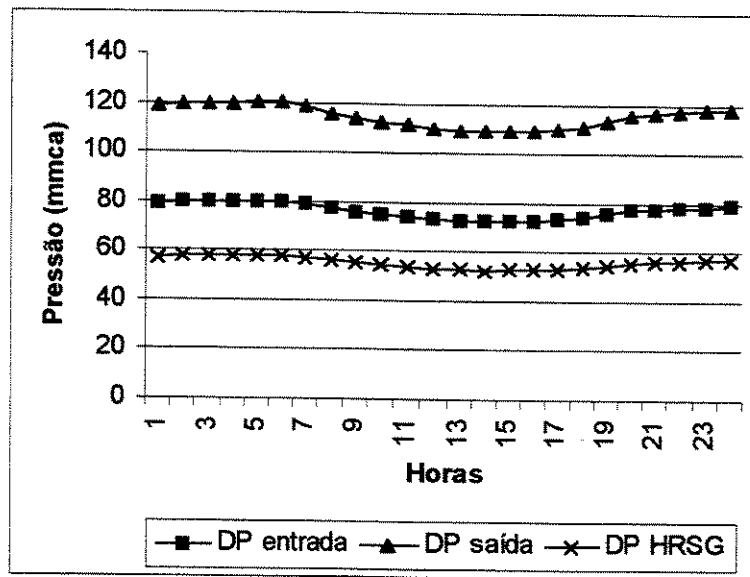


Figura 4.13 – Perda de pressão – Caso 3

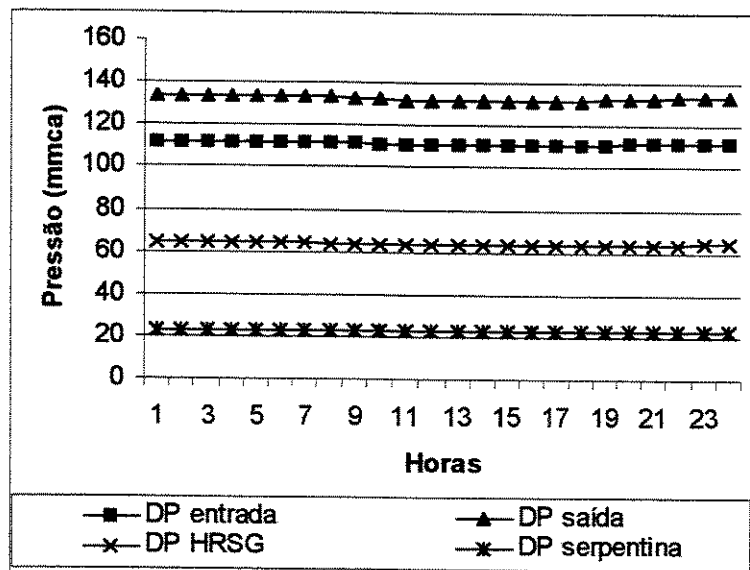


Figura 4.14 – Perda de Pressão – Caso 4

A figura 4.14 revela as perdas de carga da entrada de ar e saída de gases para o caso 4. O resfriamento de ar de admissão da turbina a gás mantém uma temperatura de entrada do ar na turbina a gás entre 7,6 e 9,5° C (figura 4.15), o que tende a manter o fluxo de ar/gases praticamente constante. A perda de carga do ar na serpentina se baseia na curva apresentada por um fabricante. A perda de pressão na entrada considera as perdas em filtros, na serpentina e nos

dutos de condução do ar. A perda de carga na saída considera as perdas no duto de descarga, na caldeira de recuperação e na chaminé.

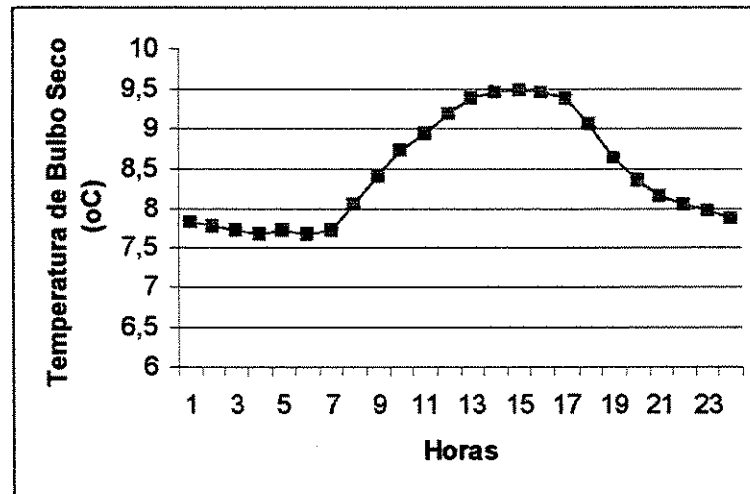


Figura 4.15 – Temperatura de bulbo seco do ar na entrada da TG

4.8.5 Carga do Resfriador de Líquido por Absorção

A figura 4.16 apresenta as cargas instantâneas necessárias para a climatização dos ambientes do HC, a carga necessária para o resfriamento do ar na entrada da turbina a gás e a carga total do resfriador de líquido por absorção no caso de haver resfriamento do ar de admissão da turbina a gás.

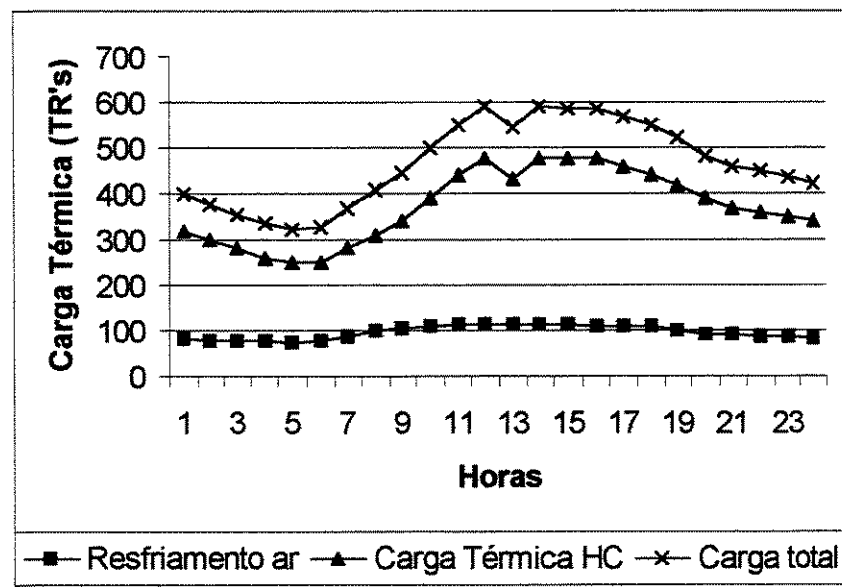


Figura 4.16 – Carga do resfriador de líquido por absorção

Para o perfil climático analisado a serpentina selecionada usará uma capacidade do resfriador de líquido entre 281,28 e 421,92 kW (80 e 120 TR's).

4.9 Resultados Econômicos

Para o desenvolvimento das análises econômicas foram admitidos alguns cenários de custo de investimento, custo de gás natural, custo de manutenção, custo de eletricidade (custo agosto/2000), custo do óleo combustível (custo agosto/2000), vida útil do sistema, etc. Todas as hipóteses admitidas encontram-se no item.4.5.

As análises econômicas são realizadas a partir do método do valor presente com séries uniformes, considerando que todo o investimento é feito no ano zero e o retorno começa após o primeiro ano de operação (Kaplan, 1983).

O cenário otimista de investimento considera que o investimento inicial do caso 1 será de US\$ 800 / kW, resultando num total de US\$ 1.600.000. O caso 2 considera além do investimento da turbina a gás, um investimento de US\$ 500.000 referentes a compra e instalação do resfriador de líquido por absorção de duplo efeito de 604 TR's na condição ARI 510/91, resultando portanto num total de US\$ 2.100.000. O caso 3 é similar ao caso 2 mudando apenas os custos operacionais. No caso 4 prevê-se além do investimento na turbina a gás e no resfriador de líquido por absorção, um custo de US\$ 100.000 referentes a fornecimento e instalação do trocador de calor de resfriamento do ar de admissão da turbina a gás (incluindo-se todos os componentes necessários : tubulações, válvulas, bombas de água, serpentina, controles, etc), resultando num custo total de US\$ 2.200.000.

No investimento pessimista apenas o custo da turbina a gás é modificado para US\$ 1000 / kW, resultando portanto num custo de US\$ 2.000.000 para o caso 1, US\$ 2.500.000 para os casos 2 e 3 e de US\$ 2.600.000 para o caso 4.

A taxa de desconto utilizada nas análises varia entre 10 e 30%. O custo do gás natural será de 1,5 US\$/MMBtu; 2,25 US\$/MMBtu e 3,0 US\$/MMBtu. O custo da eletricidade segue a estrutura tarifária horosazonal azul da classe A4 praticada pela CPFL (Companhia Paulista de Força e

Luz), conforme valores apresentados no item 4.5. O custo de manutenção na turbina a gás é o apresentado pelo fabricante no seu catálogo técnico e equivale a 5 US\$/MWh. Os custos de manutenção dos demais componentes não são considerados uma vez que eles eliminam equipamentos atuais que provavelmente possuem custos de manutenção ainda maiores. Na maioria dos casos foi considerado que o sistema opera por 8000 horas/ano, em alguns casos foi considerado a operação por 7000 horas/ano para que possamos perceber a influência do número de horas de operação por ano sobre a viabilidade do sistema.

A figura 4.17 mostra o valor presente obtidos na simulação dos 4 casos já descritos considerando-se a taxa de desconto de 10, 20 e 30%, o investimento inicial otimista, o custo do gás de 1,5 US\$/MMBtu e 8000 horas/ano de operação. Taxas internas de retorno entre 27 e 29% foram obtidas. Menores taxas de desconto beneficiam os sistemas que produzem maiores economias/receitas (casos 4, 3 e 2 respectivamente), enquanto que o aumento da taxa de desconto beneficia o sistema de menor investimento (caso 1).

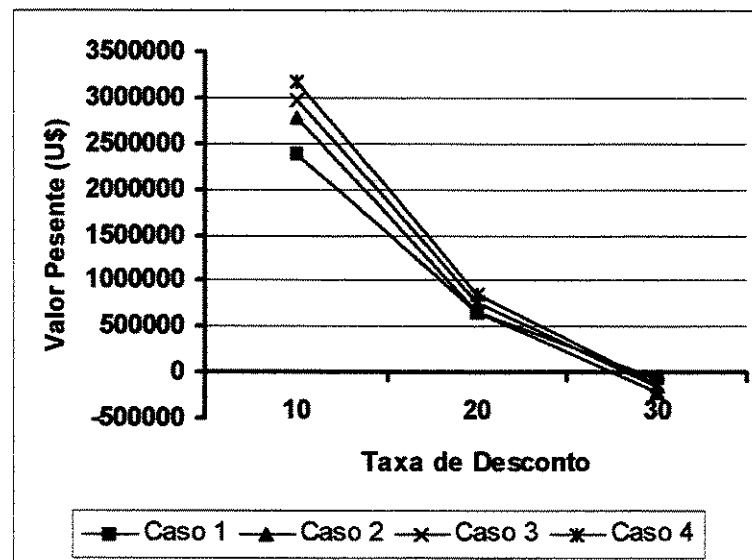


Figura 4.17 – Valor presente x taxa de desconto (1)

A figura 4.18 é similar a anterior, modificada apenas por um maior custo de gás natural que neste caso passou a ser de 2,25 US\$/MMBtu. O aumento do custo do gás reduziu a taxa interna de retorno de praticamente todos os casos para aproximadamente 20%. Os casos 3 e 4 apresentaram os melhores resultados.

Na figura 4.19 o custo do gás foi novamente aumentado, desta vez para 3,0 U\$/MMBtu o que causou uma queda da taxa interna de retorno para algo em torno de 14% (casos 2, 3 e 4) e de menos de 10% para o caso 1.

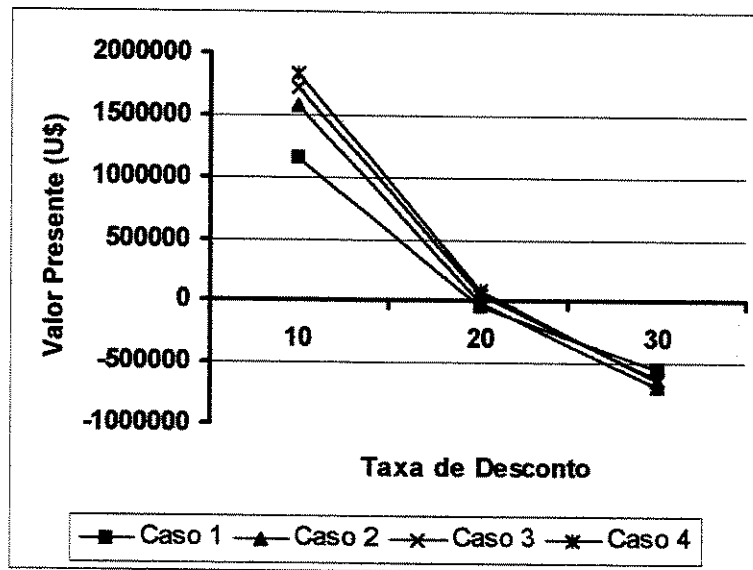


Figura 4.18 – Valor presente x taxa de desconto (2)

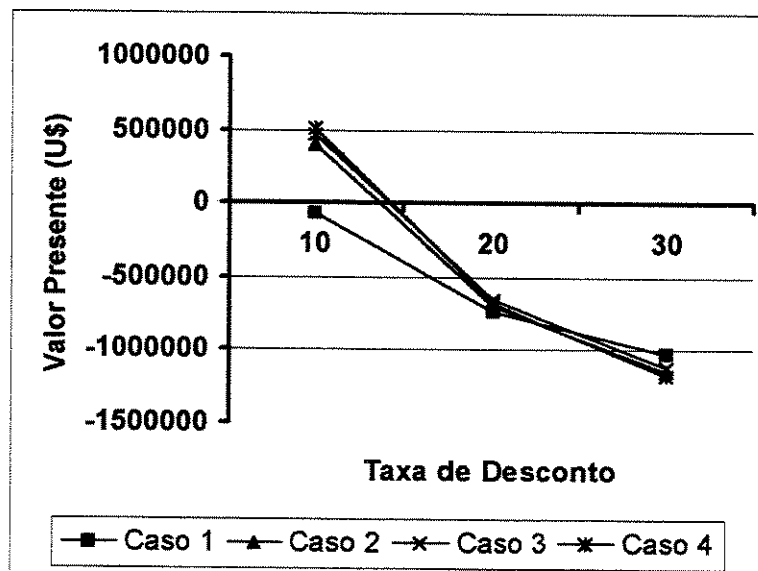


Figura 4.19 – Valor presente x taxa de desconto (3)

A figura 4.20 apresenta os resultados obtidos quando o investimento inicial passa a ser o cenário pessimista. O custo do gás é de 1,5 US\$/MMBtu e o número de horas de operação por ano é de 8000. A taxa interna de retorno passou a ser de 23% para o caso 2, 23,5% para o caso 1, 24% para o caso 3 e 25% para o caso 4. A comparação entre as figuras 4.17 e 4.20 revela a influência do aumento do investimento inicial sobre a viabilidade dos sistemas.

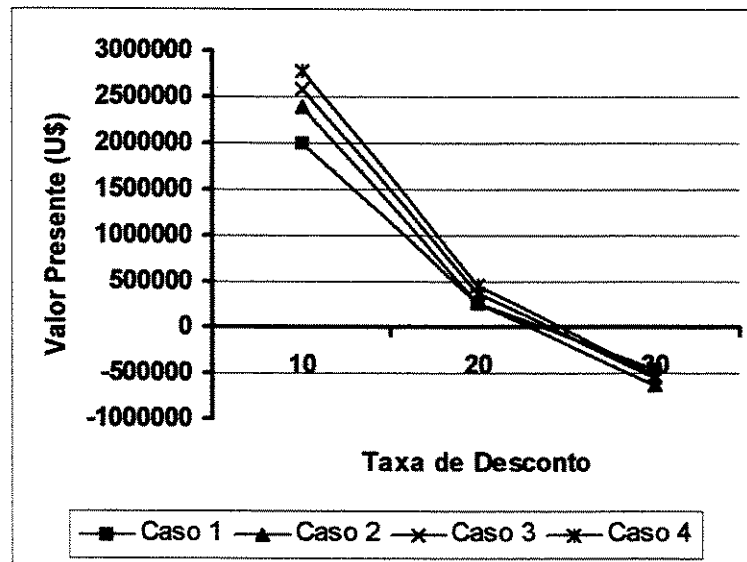


Figura 4.20 – Valor presente x taxa de desconto (4)

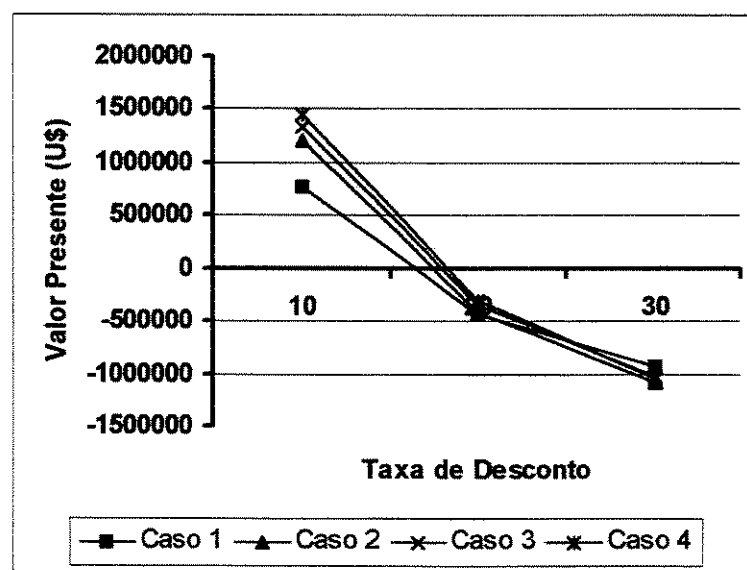


Figura 4.21 – Valor presente x taxa de desconto (5)

Na figura 4.21 o investimento inicial continua sendo o pessimista e o custo do gás foi elevado para 2,25 U\$/MMBtu. As taxas internas de retorno ficaram próximas a 18% para os casos 2, 3 e 4 e próximo a 16% para o caso 1. Destaque para o caso 4 que demonstrou o melhor resultado.

E finalmente a figura 4.22 revela o desempenho econômico dos sistemas considerando as mesmas hipóteses anteriores, com um aumento do custo do gás natural para 3,0 U\$/MMBtu. A taxa interna de retorno foi reduzida para aproximadamente 11% para os casos 2, 3 e 4, e para menos de 10% no caso 1.

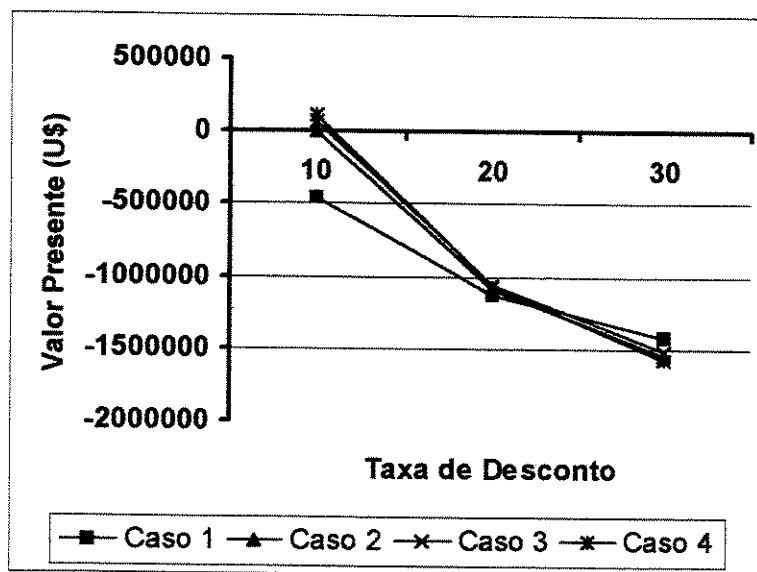


Figura 4.22 – Valor presente x taxa de desconto (6)

Além da variação do custo de combustível e do investimento inicial, a influência do tempo de operação do sistema ao longo do ano é de fundamental importância. A influência do número de horas de operação por ano pode ser vista nas figuras 4.23 e 4.24 onde o custo de combustível é mantido a 2,25 U\$/MMBtu e o investimento inicial é o otimista e o pessimista respectivamente. O número de horas de operação foi reduzido para 7000 horas/ano.

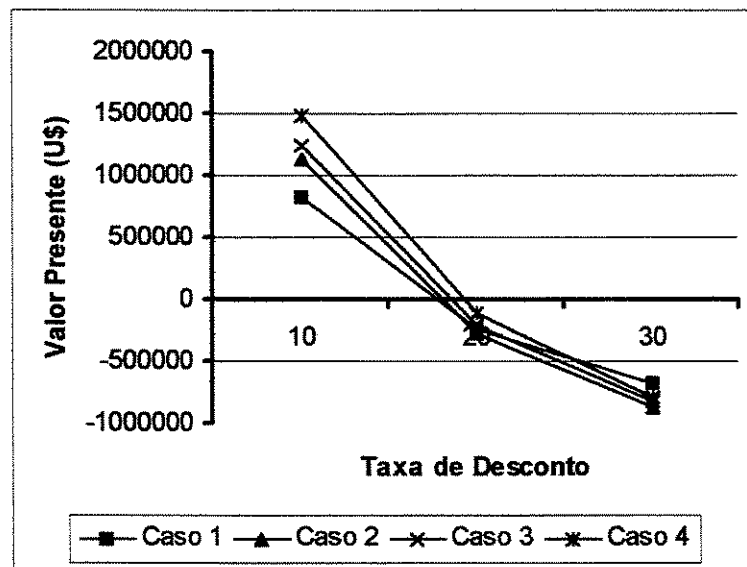


Figura 4.23 – Valor presente x taxa de desconto (7)

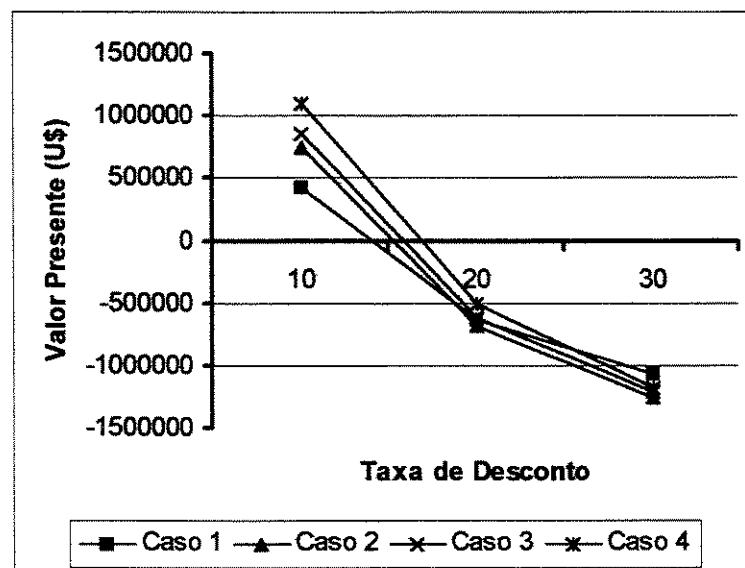


Figura 4.24 – Valor presente x taxa de desconto (8)

A figura 4.23 deve ser comparada à figura 4.18, revelando uma redução na taxa de retorno próximo a 3%. Já a figura 4.24 deve ser comparada a figura 4.21, revelando uma redução da taxa de retorno de aproximadamente 3%.

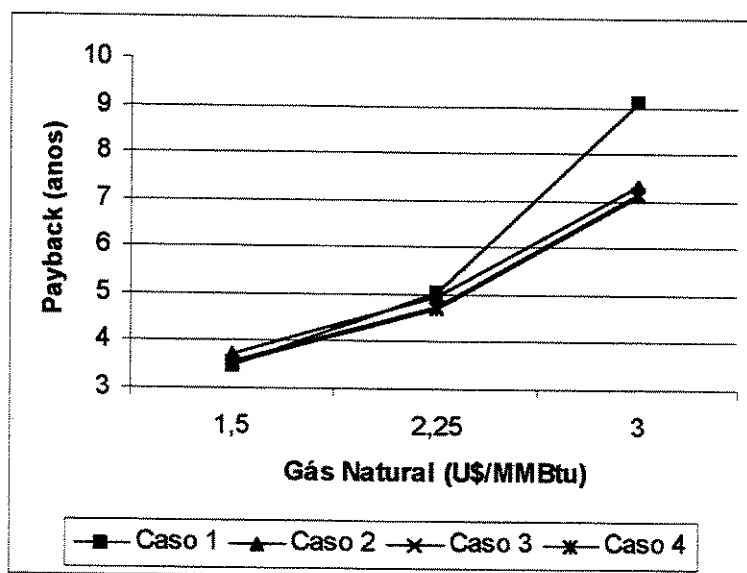


Figura 4.25 – Payback x custo do gás natural (1)

O tempo de retorno do investimento (payback) é uma outra forma bastante utilizada para a análise de viabilidade econômica de investimentos. Apesar de não levar em consideração o valor do dinheiro ao longo do tempo, ela serve como uma análise comparativa de investimentos. As figuras 4.25 e 4.26 revelam o tempo de retorno do investimento em função do custo do gás natural para os cenários de investimento inicial otimista e pessimista respectivamente.

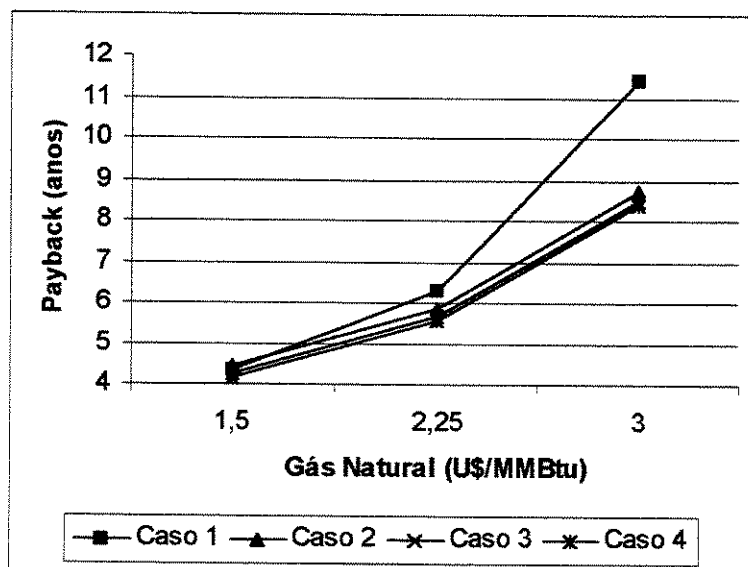


Figura 4.26 – Payback x custo do gás natural (2)

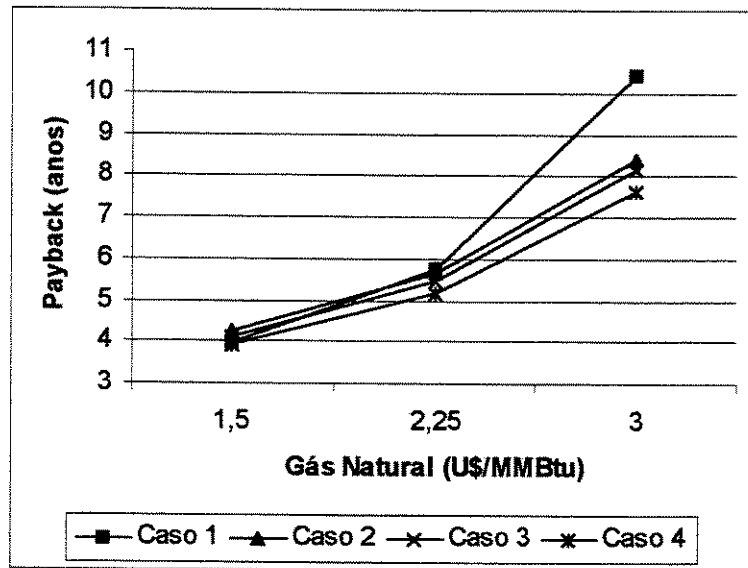


Figura 4.27 – Payback x custo do gás natural (3)

Nas figuras 4.27 e 4.28 o número de horas de operação por ano foi reduzido para 7000. O investimento inicial é o otimista e o pessimista respectivamente.

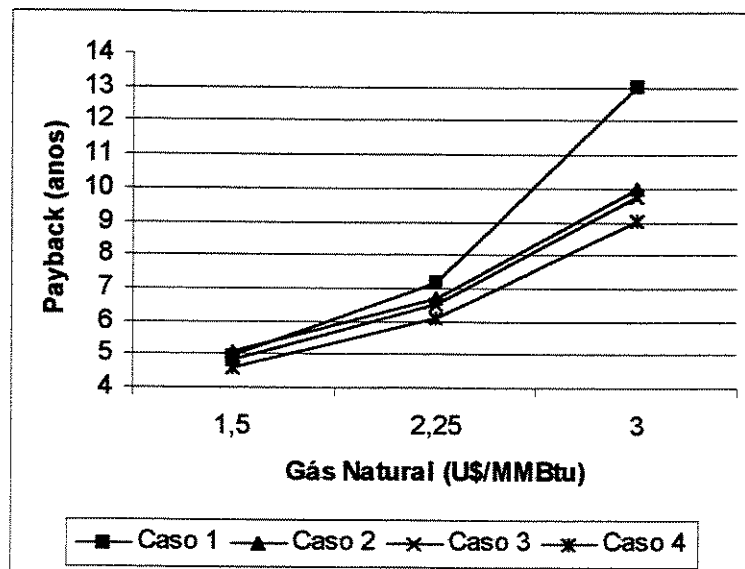


Figura 4.28 – Payback x custo do gás natural (4)

4.10 Conclusões

Face as diversas mudanças de política cambial (flutuações cambiais) e atrelamento de preço de produtos e insumos típicos de um sistema de cogeração ao dólar americano, as análises de custo aqui apresentadas estão em dólares americanos. Os resultados refletem apenas o cenário atual (agosto/2000); mudanças na política cambial ou de insumos e/ou produtos do sistema tornam os resultados econômicos desatualizados. A expectativa de estabilidade econômica diminui os riscos envolvidos dos investimentos em geração de energia elétrica.

O grande investimento necessário para a implementação de um projeto de cogeração com turbinas a gás, a baixa eficiência de geração de eletricidade em turbinas a gás de pequeno porte, a queda de eficiência da turbina operando em cargas parciais e o aumento de custos com manutenção acabam por descartar a operação de sistemas em paridade elétrica ou em cargas parciais.

O desenvolvimento do método é fundamentado em metodologias matemáticas de representação física de processos, e se apresenta como uma boa forma de prever o desempenho de um determinado sistema de cogeração. Devido às grandes possibilidades de configurações, características das demandas de energia, características climáticas de cada região, características próprias de cada turbina a gás, características próprias dos equipamentos envolvidos na análise, classes de tensão de eletricidade, tipos de tarifas horosazonais, etc, não se recomenda a extrapolação dos dados técnicos e econômicos para outros sistemas / análises, já que o trabalho não tem como objetivo estabelecer a partir de quais custos de investimento, insumos e produtos os sistemas de cogeração em geral apresentam viabilidade econômica.

Não há dúvida de que o desenvolvimento da cogeração está vinculada ao desenvolvimento de uma política de proteção e incentivo. Na condição atual Brasileira não há condições para o desenvolvimento de nenhuma tecnologia renovável de utilização de energia, além da hidroelétrica e da queima de biomassa (residual). O caso Italiano de política de incentivo a fontes renováveis de energia e a inclusão da cogeração a partir de uma determinada eficiência como fonte renovável serve como um exemplo de criação de política de incentivo. Knowles (1998)

relata a intenção do Reino Unido em ter uma maior participação da cogeração na sua matriz energética, reduzindo a emissão de CO₂ visando enquadrar-se no protocolo de Kyoto. Ele comenta ainda que na Inglaterra a participação da cogeração na capacidade total de geração de eletricidade é de 6%, enquanto que na Dinamarca é de 40%, na Holanda 35% e na Alemanha de 14%.

As análises comparativas consideram um mesmo equipamento empregado em todos os casos. É possível melhorar os resultados dos casos através de mudanças do equipamento (ex. caldeira de recuperação, serpentina, etc.), ou até mesmo a implantação do sistema em etapas. Menores perdas de carga do lado do ar e dos gases aumentam a geração de potência.

O resfriador de líquido por absorção diminui a necessidade de compra de eletricidade da rede (diminui a demanda de eletricidade do HC) tornando o sistema de cogeração quase autosuficiente e aumenta a demanda de vapor, contribuindo para um aumento do fator de utilização de energia.

A adoção de um resfriador de líquido por absorção em algumas possibilidades pode contar com a participação da concessionária de gás no investimento inicial. Em locais com invernos mais rigorosos a concessionária de gás oferece tarifas menores durante os meses de verão já que o consumo de gás neste período sofre uma queda significativa (Lorsch, 1993).

Na falta de um cenário definido sobre a troca de eletricidade com a rede, a opção pela tarifa horosazonal verde pode ser bastante interessante já que as tarifas de demanda contratadas são bem menores, podendo chegar a uma redução da fatura mensal de até 30% desde que não haja consumo de eletricidade da rede na ponta.

É importante ressaltar que a fatura de eletricidade do HC não inclui o ICMS (Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços), pois por se tratar de um hospital público tal imposto não participa da fatura. Na fatura de óleo combustível há a incidência do ICMS. Melhores resultados podem ser esperados em casos onde o ICMS incida sobre a fatura de eletricidade e não possa entrar como crédito nas futuras operações da empresa.

Capítulo 5 – Estudo de Caso : Ciclo Combinado

5.1 Introdução

Os ciclos combinados têm sido a tecnologia mais utilizada em recentes projetos de termelétrica de grande porte. A obtenção de eficiência entre 50 e 60% na conversão de poder calorífico em eletricidade, aliados a limitadas reservas de combustíveis fósseis e questões ambientais (Espirito Santo et al, 1998) tornam os ciclos combinados a melhor opção de expansão do sistema elétrico em grandes projetos de termelétrica.

A partir do desenvolvimento das ferramentas de simulação descritas no capítulo 3 e aplicadas no capítulo 4 a um sistema de cogeração, foram criados novos programas adaptados para a configuração de uma planta em ciclo combinado (figura 5.1). O interesse pelo desenvolvimento de um método computacional de simulação de uma caldeira de recuperação aquatubular com mais de um nível de pressão e a simulação de turbinas a vapor, motivaram o desenvolvimento do método de simulação exposto neste capítulo. Espirito Santo e Gallo (2001) revelam os resultados obtidos nesta avaliação.

A análise é composta por 6 programas computacionais desenvolvidos em FORTRAN. Os programas são :

- Programa de simulação da turbina a gás Siemens V84.3.
- Programa de simulação de uma caldeira de recuperação de dois níveis de pressão.
- Programa de simulação de uma turbina a vapor.
- Programa de propriedades do vapor.
- Programa de propriedades dos gases de exaustão.
- Programa de cálculo de potência de bombas de água.

O primeiro passo para o desenvolvimento da análise foi estabelecer-se parâmetros para o projeto simplificado da caldeira de recuperação (Ganapathy, 1991). Esses parâmetros são definidos a partir das condições de operação da turbina a gás e da configuração da caldeira de recuperação. No programa de simulação do ciclo os parâmetros de área e troca de calor obtidos

O projeto do sistema (existente na Índia) utiliza uma turbina a gás Siemens modelo V94.2. Como dispunha-se dos dados para a correção da potência, eficiência, temperatura dos gases de exaustão e fluxo de gases de exaustão da turbina a gás Siemens V84.3, a análise é desenvolvida para esta turbina. Além disso, a turbina a gás Siemens V94.2 gera eletricidade em 50 Hz enquanto a V84.3 gera em 60 Hz (frequência da malha elétrica brasileira).

O sistema é formado por seis equipamentos principais sendo : uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação, um tanque de alimentação da caldeira/desaerador, turbina a vapor e condensador, tanque de condensado e aquecedor de condensado. Além disso há 7 bombas de água necessárias para o funcionamento do sistema.

A turbina a gás Siemens V84.3 utiliza o gás natural como combustível, sendo possível a queima de óleo combustível leve. Os gases de exaustão da turbina a gás cedem energia ao vapor na caldeira de recuperação de dois níveis de pressão que possui disposição de superfícies conforme indicado na figura 5.1. O vapor é então expandido em uma turbina a vapor que admite vapor a dois níveis de pressão. A mistura água-vapor na saída da turbina a vapor é condensada no condensador e bombeada para o pré-aquecedor e armazenada a temperatura constante (130° C) no tanque de alimentação da caldeira / desaerador. Visando manter-se a água comprimida no desaerador a uma temperatura constante, há duas possibilidades de operação do sistema que devem ser destacadas : i) Se o pré-aquecedor não for capaz de aquecer o fluxo de água (demanda instantânea de vapor) até a condição desejada no desaerador será feita uma extração de água de alta pressão (entrada do evaporador de alta pressão – ponto 13' – Mdesv1) e ii) quando o pré-aquecedor for capaz de aquecer o fluxo de água (demanda instantânea de vapor) a uma temperatura superior a desejada no desaerador, a bomba 3 irá promover uma mistura entre o condensado (mdesv2) e a água do desaerador visando aumentar a temperatura da água na entrada do pré-aquecedor e consequentemente reduzir a troca de calor.

A bomba 1 é responsável por circular a água de reposição do ciclo a vapor. A bomba 2 por circular o condensado no pré-aquecedor e armazená-lo no desaerador. A bomba 3 por misturar a água existente no desaerador à água que está a caminho do pré-aquecedor buscando manter a temperatura constante no desaerador. A bomba 4 é alimenta o evaporador de alta pressão. A

bomba 5 alimenta o evaporador de baixa pressão. A bomba 6 é responsável pela circulação de água de resfriamento da mistura água-vapor da saída da turbina a vapor, a partir de um diferencial de temperatura de água de condensação definido. E finalmente a bomba 7 é responsável por superaquecer o vapor superaquecido de alta pressão à temperatura imposta como limite para a turbina a vapor.

Vale ressaltar que o sistema analisado é bastante dinâmico. Estabelecido o projeto básico do sistema, variações da condição ambiente afetam a operação da turbina a gás que por sua vez exaure um dado fluxo de gases de exaustão a uma dada temperatura que gera uma dada quantidade de vapor a uma dada temperatura de vapor superaquecido. A resposta da caldeira de recuperação é devida a mudanças nas condições de fluxo e temperatura de gases de exaustão. A qualidade e quantidade de vapor gerados na caldeira são obtidos através de um processo iterativo que considera parâmetros de área e troca de calor obtidos na fase de projeto da caldeira de recuperação, conforme já descrito no capítulo 3.

Buscando a máxima quantidade de vapor possível de ser obtida em cada situação de operação, mudanças nas quantidades de vapor gerado são respondidas pelas bombas operadas por variadores de frequência através de sensores de nível instalados no condensador, no desaerador, no tubulão de baixa pressão e no tubulão de alta pressão.

5.3 Hipóteses de Projeto

5.3.1 Turbina a Gás

A simulação da turbina a gás V84.3 Siemens é feita a partir de dados de correção publicados por Maghon et al (1993). A parametrização das curvas que representam os fatores de correção possibilita a simulação da turbina a gás. As curvas de correção são formadas por 34 equações paramétricas (apresentadas no capítulo 3) que corrigem a potência, eficiência, fluxo e temperatura dos gases de exaustão em função da temperatura ambiente, umidade relativa, perda de pressão de admissão de ar, perda de pressão na descarga dos gases, pressão atmosférica, fator de carga, injeção de água/vapor.

As características da turbina a gás Siemens V84.3 na condição ISO e perdas de carga de projeto para o ar e gases de exaustão são apresentados abaixo :

- Potência na condição ISO : 152 MWe
- Fluxo de Gases de Exaustão na condição ISO : 1560040 kg/h (3440000 lb/h)
- Temperatura dos Gases de Exaustão na condição ISO : 550° C (1022° F)
- Eficiência na condição ISO : 36,1%
- Perda de pressão do ar na entrada da turbina a gás (projeto) : 150 mmca
- Perda de pressão dos gases na saída da turbina a gás (projeto) : 250 mmca

5.3.2 Projeto da Caldeira de Recuperação de dois Níveis de Pressão

A configuração da caldeira de recuperação de dois níveis de pressão que faz parte da planta analisada é apresentada na figura 5.1. Ela é formada por um pré-aquecedor que é responsável por manter constante a temperatura da água de alimentação da caldeira no tanque de alimentação / desaerador a 130° C, um primeiro economizador de alta pressão, o evaporador de baixa pressão e o seu superaquecedor, o segundo economizador de alta pressão, o evaporador de alta pressão e o seu superaquecedor. A propriedade dos gases de exaustão é calculada na condição média de temperatura de cada secção da caldeira, e considera a composição em volume dos gases constante igual a : CO₂ = 2,76%; O₂ = 14,81%, N₂ = 75,92% e H₂O = 6,51%.

As condições de projeto são dadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Dados de projeto da caldeira

Descrição	Sigla	Valor	Unidade
temperatura de entrada no pré-aquecedor	tal	39	°C
temperatura de alimentação da caldeira	tw	130	°C
temperatura da água na saída do 1o economiz. Alta	tw2a	160	°C
temp. do vapor superaquecido de alta pressão	tsp2a	525	°C
temp. do vapor superaquecido de baixa pressão	tsp1	200	°C
temp. dos gases de exaustão na entrada da caldeira	Tg1	550	°C
Pressão do vapor de alta	P2	80	bar
Pressão do vapor de baixa	P1	8	bar
Pressão no desaerador	Pdesae	3,7	bar
Blowdown na alta pressão	BD	2	%
Blowdown na baixa pressão	BD	2	%

Perda de calor da caldeira	HL	1	%
Pinch point	pinch	12	°C
Approach point	approach	5,6	°C
Fluxo de gases de exaustão	EGF	1451200	kg/h
Perda de pressão no superaquecedor de alta	DPVA	0,9653	bar
Perda de pressão no superaquecedor de baixa	DBVB	0,1379	bar

A figura 5.2 apresenta o perfil de temperaturas dentro da caldeira analisada. Os resultados são baseados no balanço de energia apresentados no item 3.3.2.

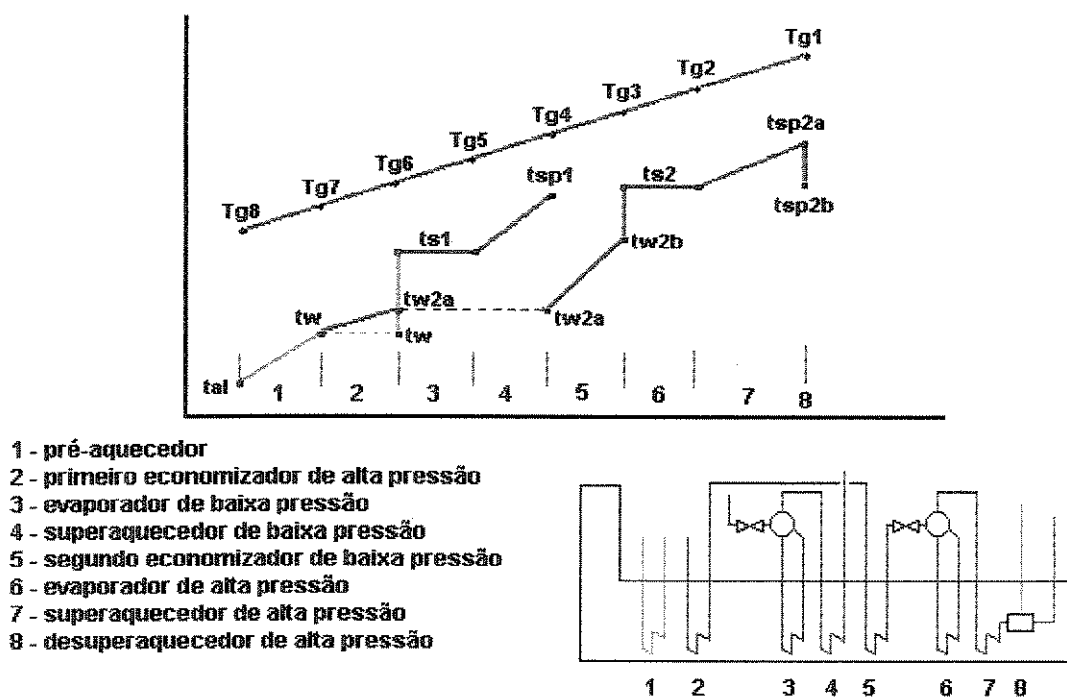


Figura 5.2 – Perfil de Temperatura da Caldeira de Recuperação

Resultados da análise de projeto são mostrados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Resultados do Projeto da Caldeira de Recuperação

Temperatura de entrada no pré-aquecedor	tal	39	°C
Temperatura de alimentação da caldeira	tw	130	°C
Temp. água na saída do 1o economiz. Alta pressão	tw2a	160	°C
Temp. saturação do vapor de baixa pressão	ts1	171,18	°C

Temp. vapor superaquecido de baixa	tsp1	200	°C
Temp. água na saída do 2o economiz. Alta pressão	tw2b	291,1	°C
Temp. saturação do vapor de alta pressão	ts2	296,7	°C
Temp. vapor superaquecido de alta	tsp2a	525	°C
Temp. dos gases entrada do superaquecedor de alta	tg1	550	°C
Temp. dos gases entrada do evaporador de alta	tg2	474,05	°C
Temp. dos gases entrada do 2o economiz. de alta	tg3	308,66	°C
Temp. dos gases entrada do superaquecedor de baixa	tg4	237,28	°C
Temp. dos gases entrada do evaporador de baixa	tg5	235,66	°C
Temp. dos gases entrada do 1o economiz. de alta	tg6	183,18	°C
Temp. dos gases na entrada do pré-aquecedor	tg7	167,38	°C
Temp. dos gases na saída do pré-aquecedor	tg8	112,56	°C
Troca de calor no superaquecedor de alta pressão	Qsup1	38864,95	kW
Troca de calor no evaporador de alta pressão	Qev2	74003,01	kW
Troca de calor no 2o economizador de alta pressão	Qec22	31175,41	kW
Troca de calor no superaquecedor de baixa pressão	Qsup1	701,77	kW
Troca de calor no evaporador de baixa pressão	Qev1	22625,17	kW
Troca de calor no 1o economizador de alta pressão	Qec21	6770,18	kW
Troca de calor no pré-aquecedor	Qpre	23319,28	kW
Geração de vapor na alta pressão	Stg2	178869,7	kg/h
Geração de vapor na baixa pressão	Stg1	35946,84	kg/h

A partir destes dados utiliza-se o método de simulação assumindo-se uma nova condição de entrada dos gases (fluxo e temperatura). No anexo I encontram-se algumas simulações da operação da caldeira adotada na análise.

5.3.3 Turbina a Vapor / Ciclo a Vapor

O ciclo a vapor da figura 5.1 pode ser representado num diagrama T x s de acordo com a figura 5.3. Quando a quantidade de água entrando no pré-aquecedor (temperatura da água líquida saturada na pressão do condensador) não puder ser aquecida até a temperatura do desaerador (130° C) será feita uma extração de água comprimida no ponto 13' até o ponto 13''. As demais hipóteses de análise do ciclo a vapor são descritas abaixo.

- Metodologia de Análise de performance fora da condição de projeto conforme El Sayed (1997), conforme descritas no capítulo 3.
- Turbina a vapor de condensação com dois níveis de pressão.
- Pressão de condensação : 0,068 bar
- Perda de pressão do vapor entre caldeira e turbina a vapor (alta pressão) : 3%

- Perda de pressão do vapor entre caldeira e turbina a vapor (baixa pressão) : 3%
- Eficiência Isoentrópica da turbina a vapor de alta pressão : 90%
- Eficiência Isoentrópica da turbina a vapor de baixa pressão : 90%

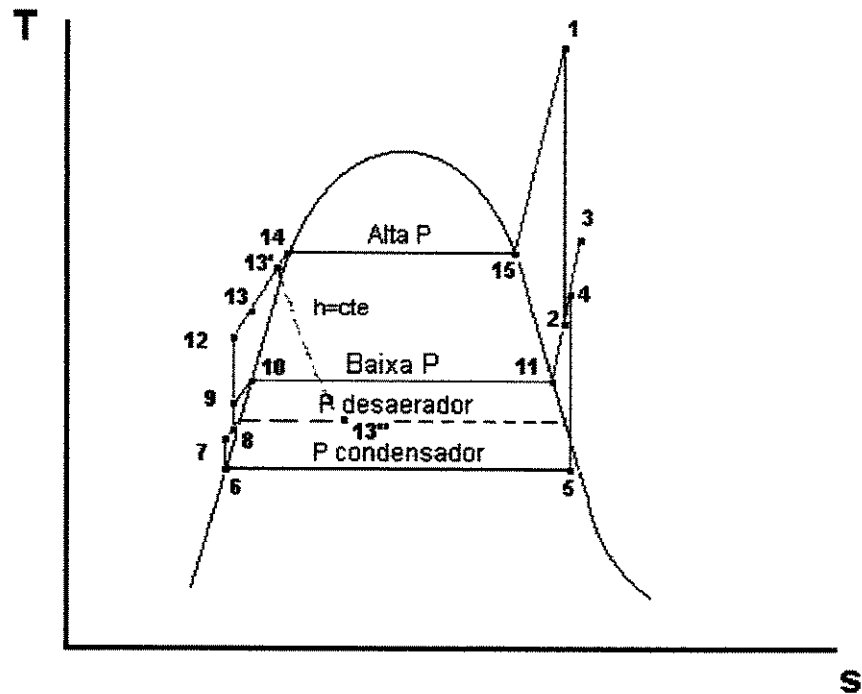


Figura 5.3 – Diagrama T x s – Ciclo a Vapor

5.3.4 Bombas de Água

As bombas de água são responsáveis pela circulação de água pelo ciclo a vapor e respondem a variações de geração de vapor de alta e baixa pressão, balanços de energia do sistema, etc. As variáveis de operação das bombas são descritas abaixo :

- Eficiência das bombas de água : 75%
- Altura manométrica bomba 1 : 98,07 kPa (10 mca)
- Altura manométrica bomba 2 : 98,07 + (Pdesae-Pcond)
- Altura manométrica bomba 3 : 98,07 kPa (10 mca)
- Altura manométrica bomba 4 : 147,1 + (Pevapalta – Pdesae)
- Altura manométrica bomba 5 : 98,07 + (Pevapbaixa – Pdesae)
- Altura manométrica bomba 6 : 392,3 kPa
- Altura manométrica bomba 7 : (Pvapor alta – Pcond)

- Vazão bomba 1 : $bd.(stg2n + stg1n)$
- Vazão bomba 2 : $stg2nc + stg1n$
- Vazão bomba 3 : depende da condição da simulação.
- Vazão bomba 4 : $stg2nc$
- Vazão bomba 5 : $stg1n$
- Vazão bomba 6 : proporcional ao $Q_{calculado}$ e o Dt_{cond} .
- Vazão bomba 7 : depende da condição da simulação.
- $Dt_{cond} = 7^\circ C$

5.4 Análise de Tendências

A partir das subrotinas e do algoritmo principal construído, ira-se variar parâmetros buscando uma análise de influência destes, conforme descrito a seguir :

5.4.1 Temperatura ambiente

A figura 5.4 apresenta o efeito da variação da temperatura ambiente (umidade relativa constante em 60%) sobre a eficiência da turbina a gás e do ciclo combinado como um todo. A figura 5.5 apresenta a variação da eficiência das turbinas a vapor de acordo com a variação da temperatura ambiente. Na condição ISO de temperatura de bulbo seco e umidade relativa a eficiência do ciclo é de 52,33% e a potência gerada igual a 203,9 MWe.

É interessante que se perceba a queda de eficiência da turbina a gás de 36,4% a $0^\circ C$ para 34% a $35^\circ C$, devido a mudança de densidade do ar admitida pelo compressor da turbina a gás (mudança de fluxo mássico). No ciclo combinado como um todo, a redução de eficiência foi de 52,8% a $0^\circ C$ para 51,5%. As turbinas a vapor mantiveram as eficiências isoentrópicas entre 89 e 90,5% e a variação se deve a mudanças de fluxo mássico de vapor em relação às condições de projeto. A turbina a vapor de baixa pressão é a mais afetada já que ela acumula a redução de fluxo de vapor de alta e baixa pressão com o aumento de temperatura ambiente. A redução da eficiência do ciclo combinado é menor que a redução da turbina a gás, já que a potência da turbina a gás representa aproximadamente 65% da potência do ciclo combinado e as turbinas a vapor não são afetadas pela temperatura do ar ambiente mas pelas quantidades de vapor gerado, que é menor devido a mudanças de fluxo de gases de exaustão da turbina a gás.

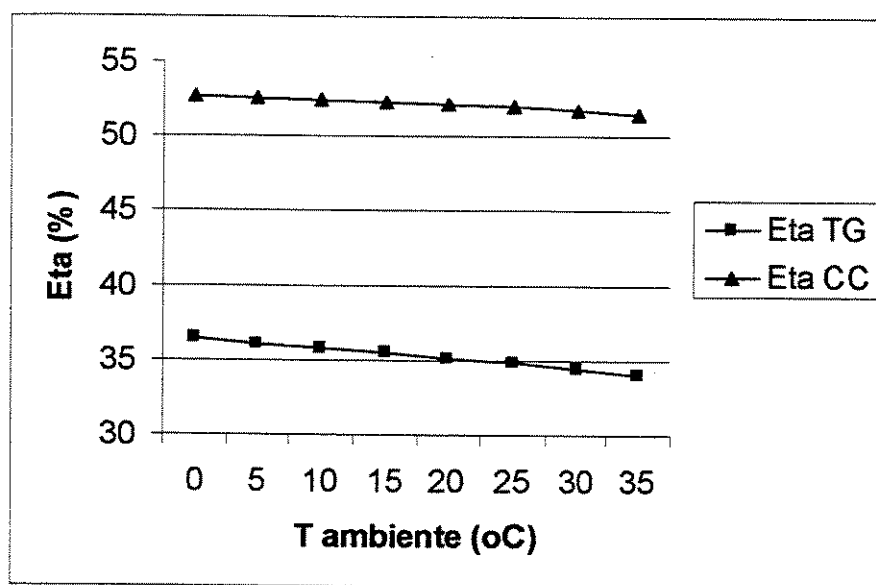


Figura 5.4 – Eficiência da TG e do CC x temperatura ambiente

É interessante que se perceba a queda de eficiência da turbina a gás de 36,4% a 0° C para 34% a 35° C, devido a mudança de densidade do ar admitida pelo compressor da turbina a gás (mudança de fluxo mássico). No ciclo combinado como um todo, a redução de eficiência foi de 52,8% a 0° C para 51,5%. As turbinas a vapor mantiveram as eficiências isoentrópicas entre 89 e 90,5% e a variação se deve a mudanças de fluxo mássico de vapor em relação às condições de projeto. A turbina a vapor de baixa pressão é a mais afetada já que ela acumula a redução de fluxo de vapor de alta e baixa pressão com o aumento de temperatura ambiente. A redução da eficiência do ciclo combinado é menor que a redução da turbina a gás, já que a potência da turbina a gás representa aproximadamente 65% da potência do ciclo combinado e as turbinas a vapor não são afetadas pela temperatura do ar ambiente mas pelas quantidades de vapor gerado, que é menor devido a mudanças de fluxo de gases de exaustão da turbina a gás.

A figura 5.6 revela a variação da potência da turbina a gás e do ciclo combinado com a variação da temperatura ambiente. A figura 5.7 revela a variação da potência das turbinas a vapor e das bombas de água com a variação da temperatura ambiente. A 0° C o ciclo combinado pode produzir 218,92 MWe enquanto que a 35° C a potência reduz-se para 183,66 MWe, uma redução de 35,26 MWe que equivale a 16% da potência do ciclo. A turbina a gás reduz a sua potência de

150,98 MWe para 121,22 MWe, ou seja uma perda de 29,76 MWe representando uma redução de 19,7% de potência da turbina a gás e 13,6% de perda de potência do ciclo.

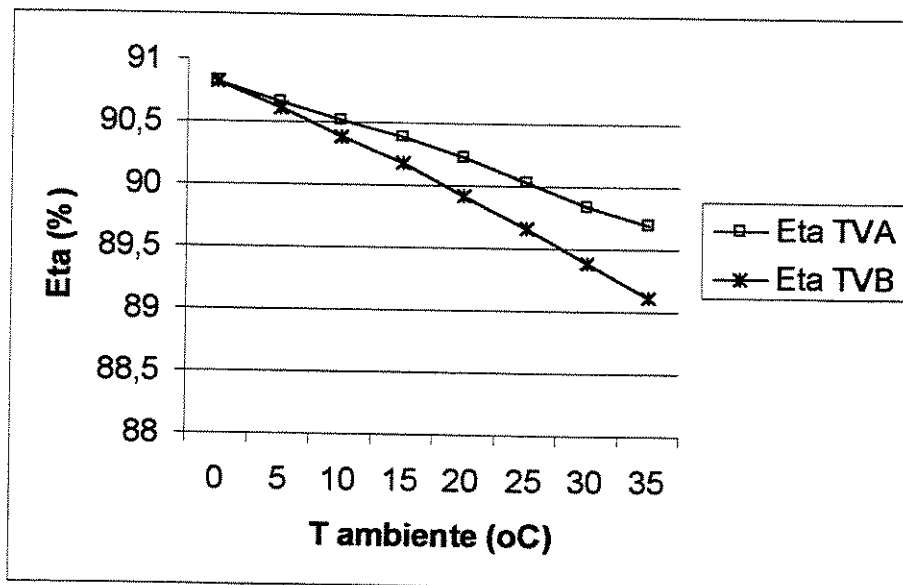


Figura 5.5 – Eficiência Isoentrópica das Turbinas a Vapor x temperatura ambiente

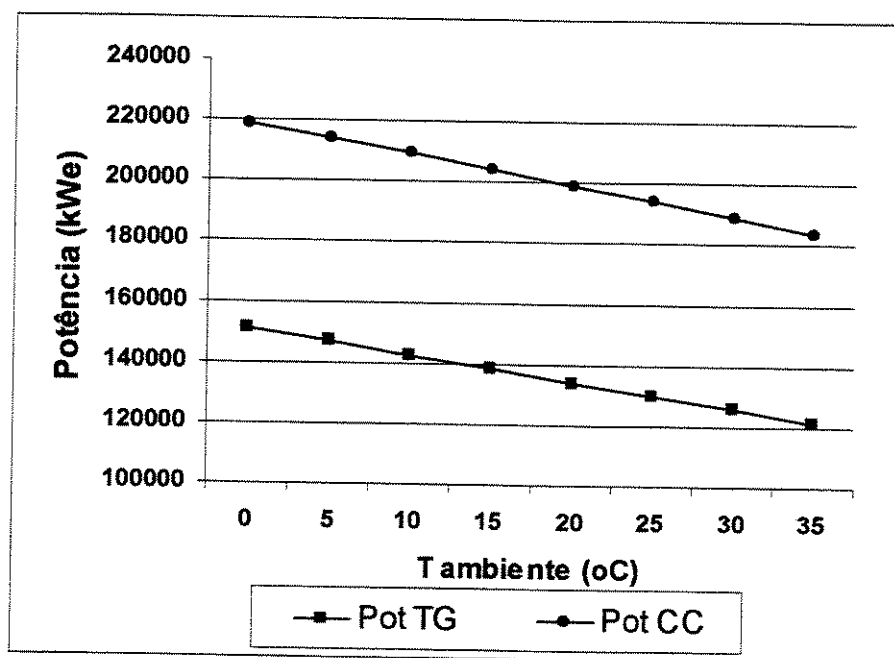


Figura 5.6 – Potência da TG e do CC x temperatura ambiente

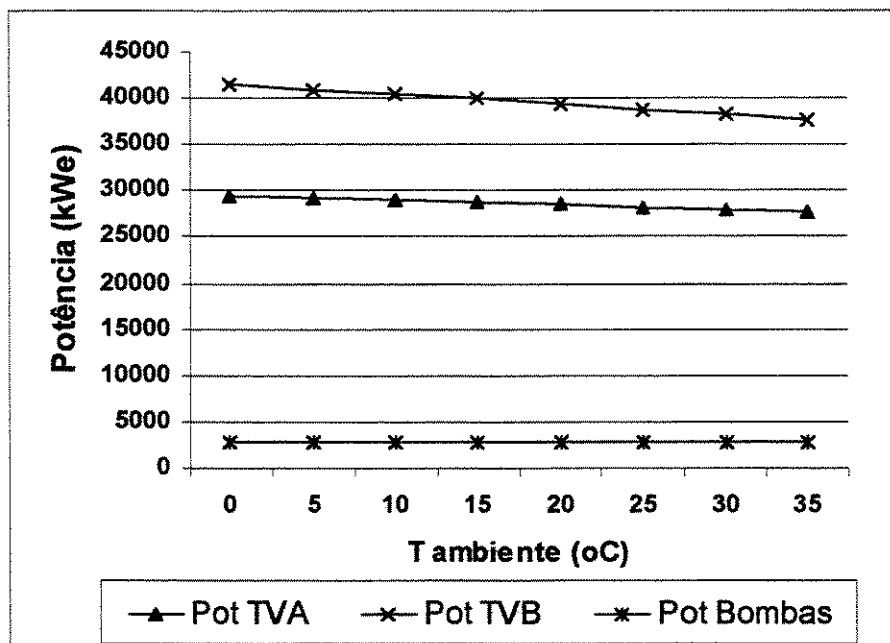


Figura 5.7 – Potência das turbinas a vapor e bombas x temperatura ambiente

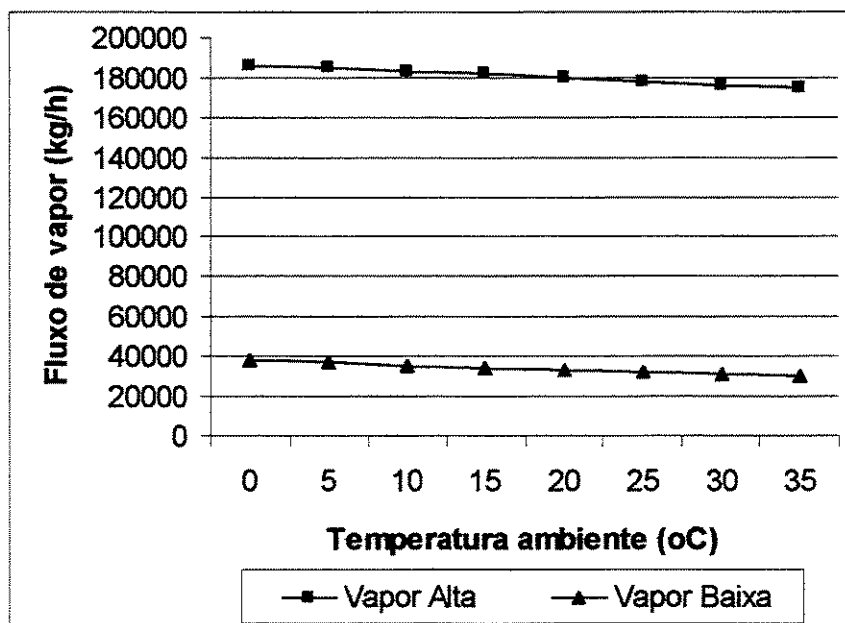


Figura 5.8 – Fluxo de vapor de alta e baixa pressão

A figura 5.8 mostra a quantidade de vapor gerado na alta e na baixa pressão. Entre 0° C e 35° C a redução da quantidade de vapor gerado na alta pressão foi de 6,2% enquanto que o vapor de baixa reduziu-se em 20,6%. O aumento da temperatura ambiente causa uma redução significativa do fluxo de gases de exaustão e um aumento da temperatura dos gases de exaustão. Esta menor energia presente nos gases de exaustão é absorvida em maior parte do que na condição de projeto nas primeiras superfícies de troca de calor da caldeira, justificando portanto a menor perda de geração de vapor de alta pressão do que de baixa pressão. O aumento da temperatura dos gases de exaustão tende a superaquecer o vapor acima da condição nominal pré estabelecida o que exige que se faça um desuperaquecimento (M desup). A figura 5.9 revela os fluxos de água necessários para manter-se a temperatura desejada no desaerador (M desvio 1) e para desuperaquecer o vapor (M desup).

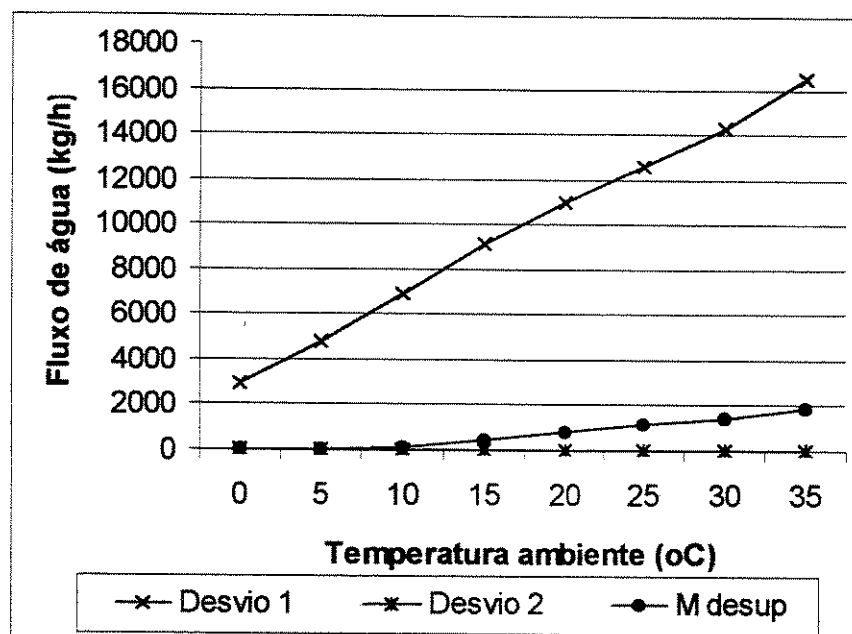


Figura 5.9 – Fluxo de água

A figura 5.10 mostra a temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira de recuperação (saída da turbina a gás) e a temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação. O aumento da temperatura ambiente de 0° C para 35° C acarretou em um aumento de 22° C na temperatura dos gases de exaustão da saída da turbina e um aumento de 2,5° C na temperatura dos gases saindo da caldeira de recuperação.

A figura 5.11 revela a redução no fluxo de gases de exaustão da turbina a gás entre 0° C e 35° C. Percebe-se uma redução superior a 10% no fluxo de gases para esta faixa de temperatura ambiente. Vale ressaltar que esta variação se deu numa mesma pressão atmosférica (95 mPa).

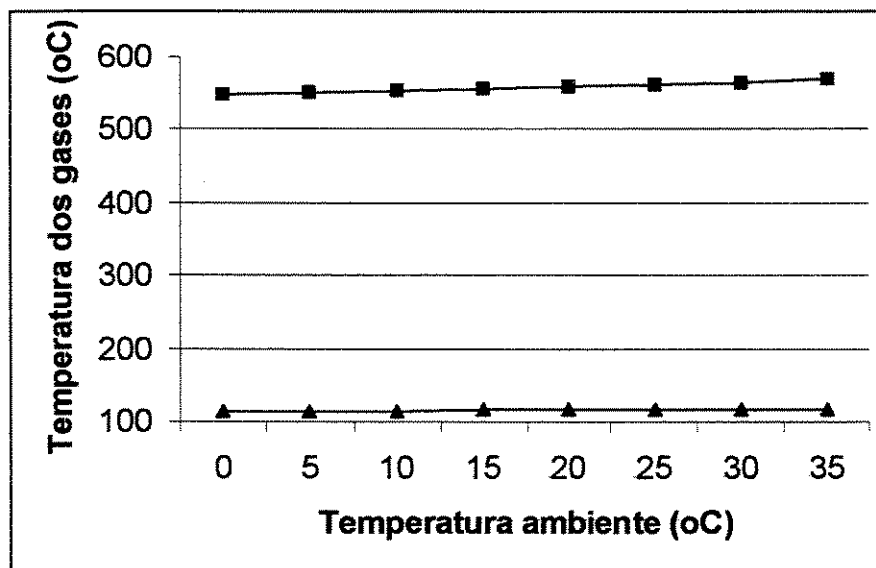


Figura 5.10 – Temperatura dos gases x temperatura ambiente

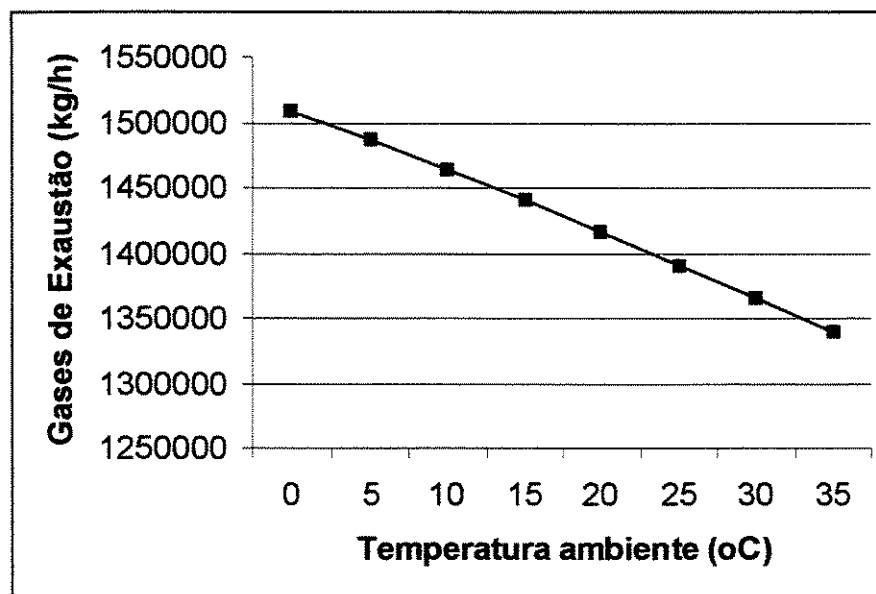


Figura 5.11 – Fluxo de gases de exaustão x temperatura ambiente

E finalmente as figuras 5.12 e 5.13 mostram a quantidade de calor trocado em cada seção da caldeira de recuperação de dois níveis de pressão. É possível perceber que as superfícies de troca de calor de baixa pressão são as mais afetadas pela temperatura ambiente, justificando portanto a queda mais significativa da geração de vapor de baixa pressão com o aumento da temperatura ambiente.

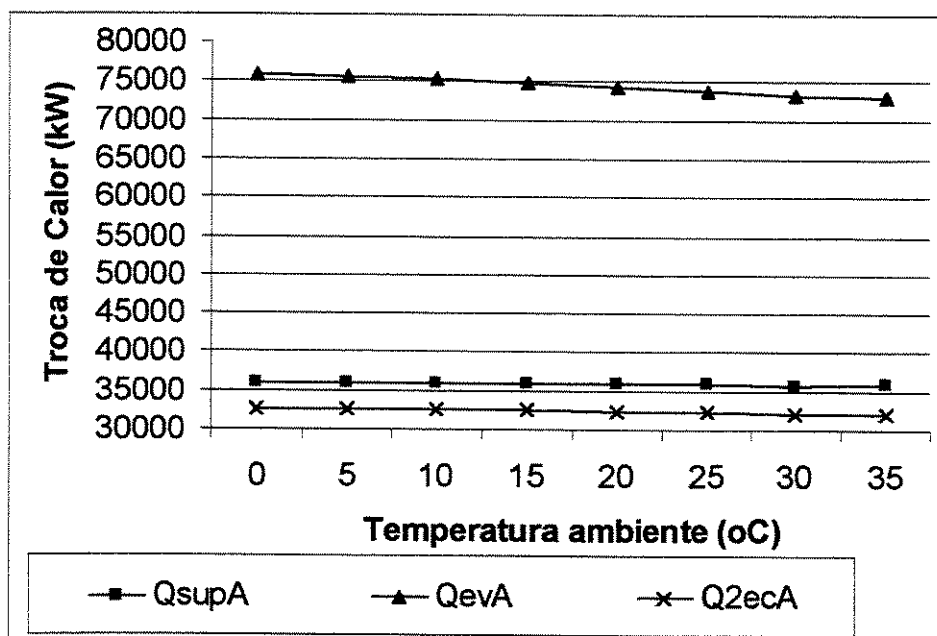


Figura 5.12 – Troca de calor seções da caldeira x temperatura ambiente (parte 1)

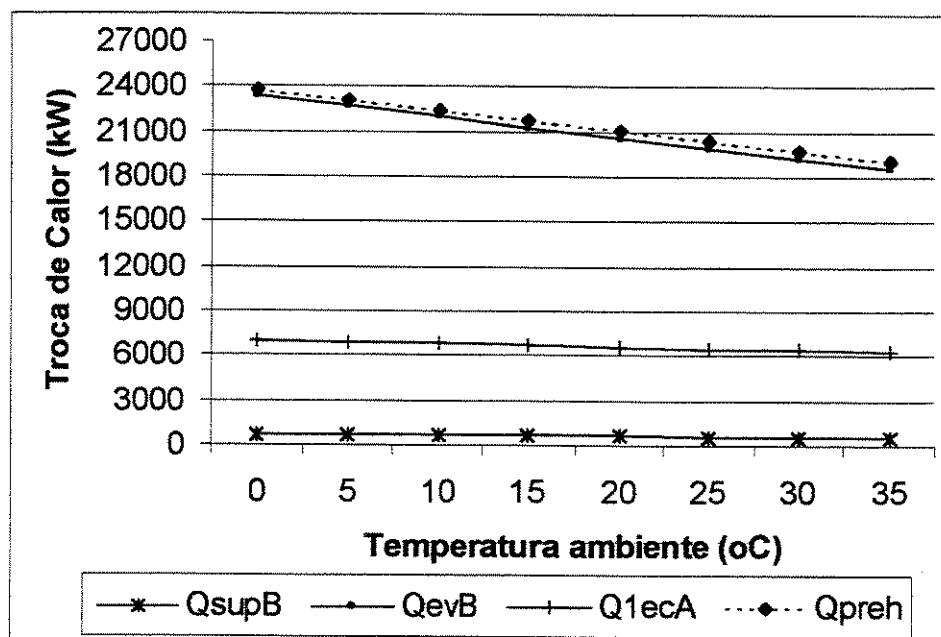


Figura 5.13 - Troca de calor seções da caldeira x temperatura ambiente (parte 2)

5.4.2 Carga Parcial

A figura 5.14 revela a influência da operação da turbina a gás em cargas parciais na eficiência do ciclo combinado completo e da própria turbina a gás. A figura 5.15 revela a eficiência das turbinas a vapor com a variação de carga da turbina a gás. Os resultados são baseados em uma temperatura ambiente de 15° C e umidade relativa de 60% (todas as figuras deste item considerarão esta condição ambiente).

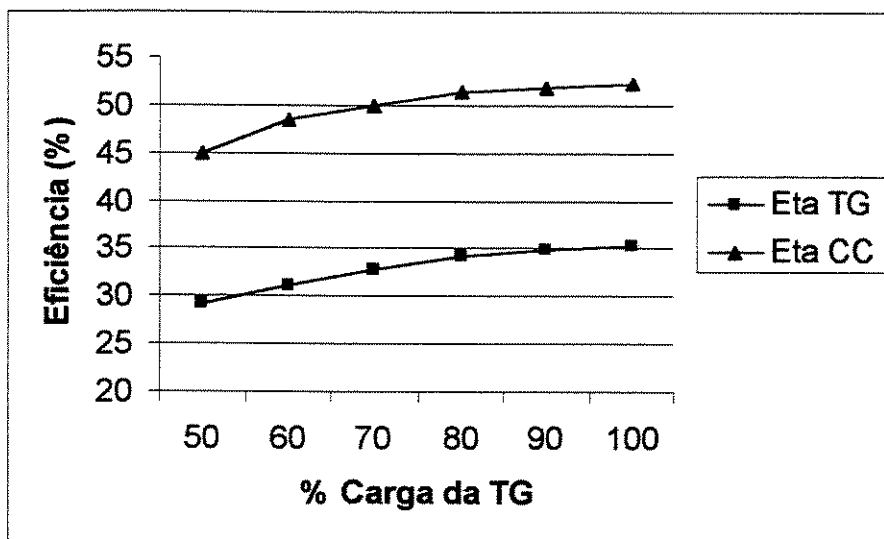


Figura 5.14 – Eficiência da TG e do CC x Carga Percentual da TG

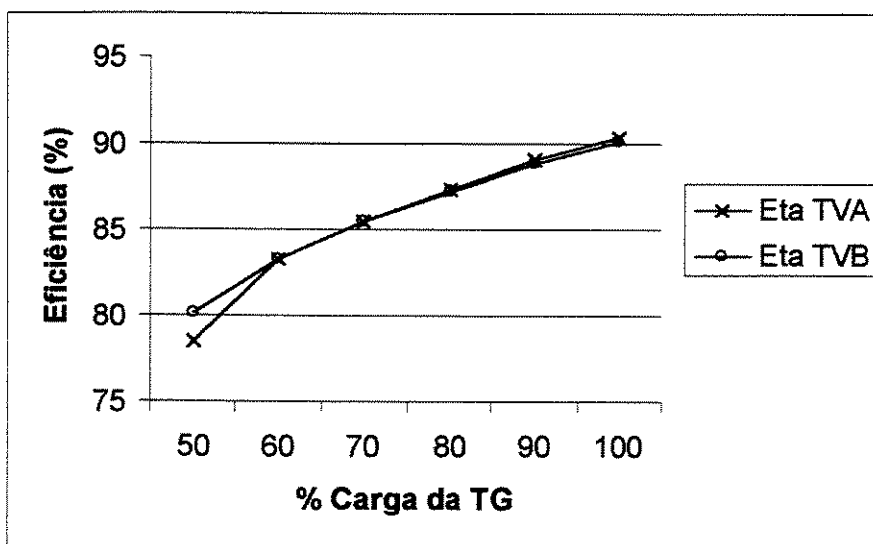


Figura 5.15 – Eficiência da TV alta e baixa x Carga Percentual da TG

Percebe-se uma redução de 6,1% na eficiência da turbina a gás, 7,3% na eficiência do ciclo combinado como um todo, 11,9% na eficiência da turbina a vapor de alta pressão e de 10% na eficiência da turbina a vapor de baixa pressão.

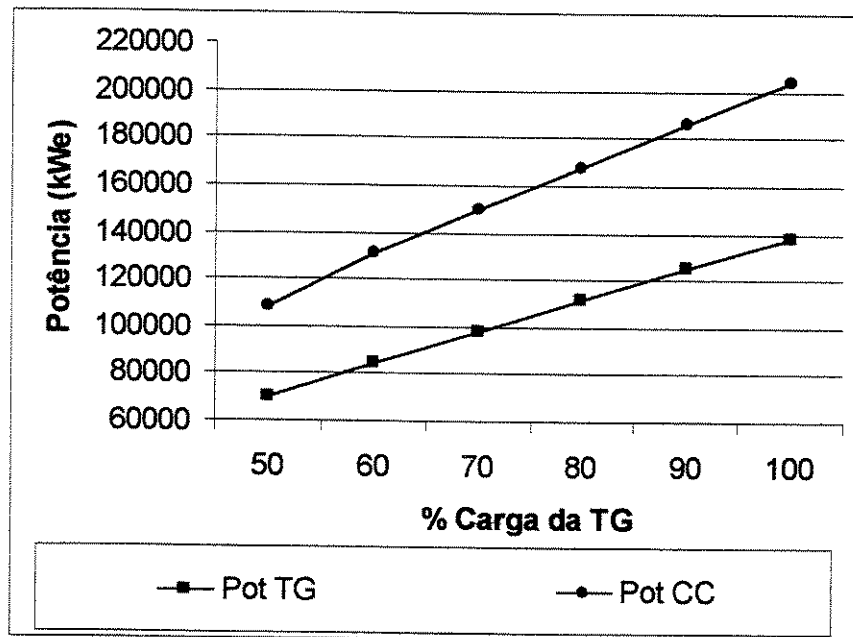


Figura 5.16 – Potência da TG e CC x % carga da TG

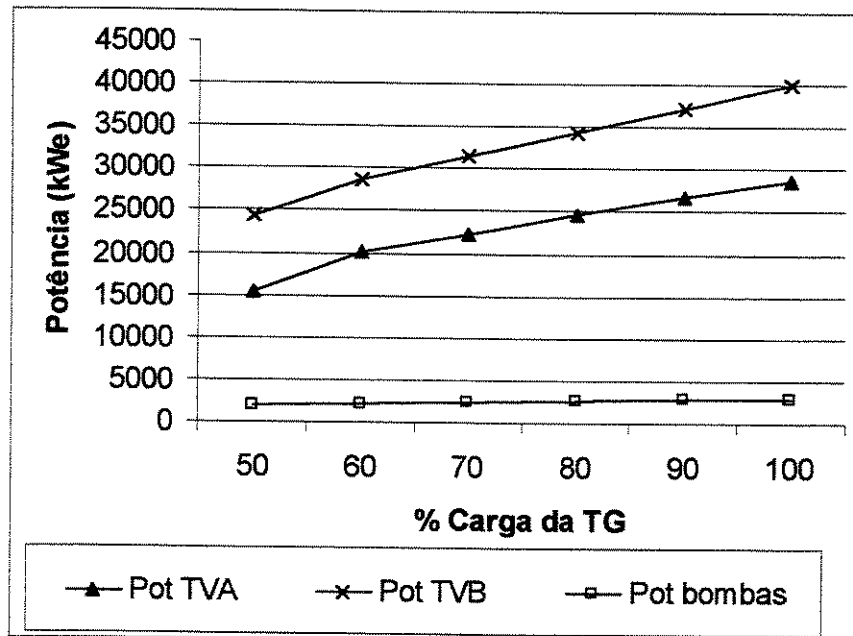


Figura 5.17 – Potência TV alta e baixa e bombas x % carga da TG

As figuras 5.16 e 5.17 nos mostram a potência produzida/consumida por cada componente de acordo com a variação da carga de 100% para 50%. A operação da turbina a gás a 50% de sua carga produziu uma redução de 49,25% na sua potência já que a redução do fluxo de gases tende a diminuir as parcelas de correção de entrada de ar e saída de gases de exaustão da turbina a gás. A potência do ciclo combinado foi reduzida a 53% da potência total quando a turbina a gás opera a 50% de sua capacidade.

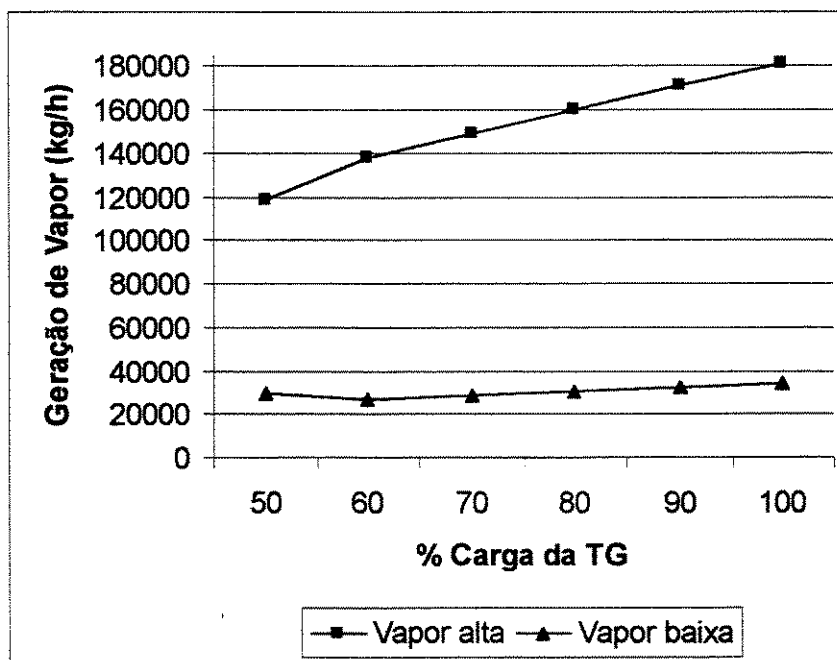


Figura 5.18 – Vapor de alta e baixa x % carga da TG

E finalmente as figura 5.18 e 5.19 revelam a geração de vapor de alta e baixa pressão quando da operação em cargas parciais, além dos fluxos auxiliares. De 100% para 50% a quantidade de vapor gerado na alta pressão foi reduzido em 35% enquanto que o vapor de baixa foi reduzido em 13%. Na operação em cargas parciais fica clara a inversão dos fluxos de água aquecida visando manter o desaerador a temperatura constante (Mdesvio1 e Mdesvio2). A turbina a gás Siemens V84.3 mantém a temperatura dos gases de exaustão até a capacidade de 60% da carga nominal enquanto que o fluxo de gases diminui. Abaixo de 60% da carga o fluxo de gases de exaustão é mantido praticamente constante (+/- 75% do nominal) e a temperatura dos gases passa a ser reduzida. Essa é uma característica da turbina a gás analisada e ajuda a compreender melhor as

mudanças nas figuras. Gomes (2001) apresenta alguns métodos de controle da operação de turbinas a gás em cargas parciais.

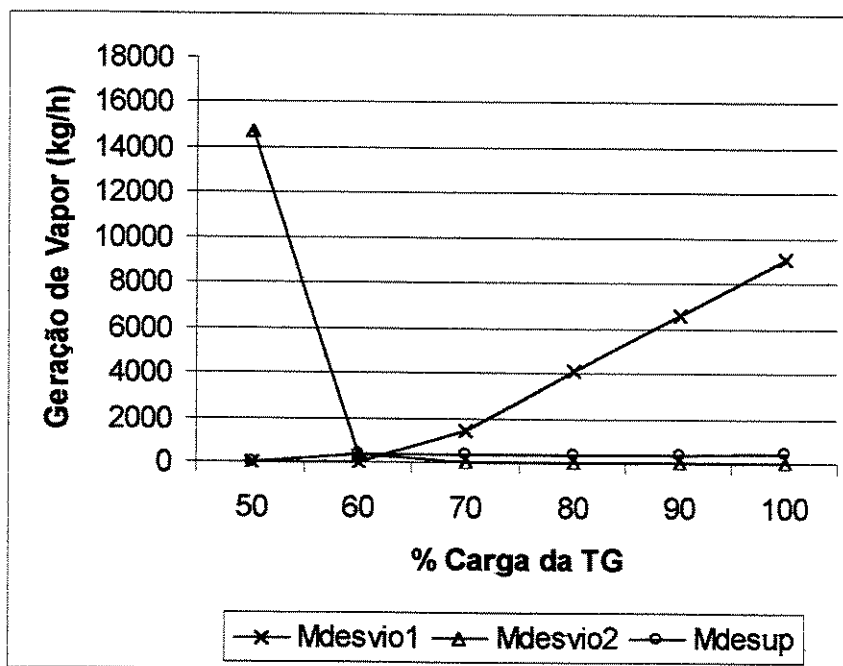


Figura 5.19 – Fluxos auxiliares x % carga da TG

5.4.3 Pressão de Condensação

A figura 5.20 revela a influência da pressão de condensação sobre a eficiência do ciclo combinado. Menores pressões de condensação possibilitam um maior diferencial de pressão para a turbina a vapor de baixa pressão e conseqüentemente uma maior potência. A pressão de condensação de ciclos a vapor é abaixo da pressão atmosférica e fica limitado pela temperatura do fluido de resfriamento e pela área do trocador de calor.

Na condição climática brasileira pode-se esperar que em um sistema de condensação com água de rio ou mar uma pressão próxima a 41,4 mbar, com torre de resfriamento entre 69 e 82,8 mbar e com condensador a ar poderá ser maior que 96,6 mbar. O uso de água de rio ou mar possibilita uma fonte de resfriamento com uma temperatura relativamente baixa (varia com a condição/estação climática) possibilitando que a temperatura de condensação da planta seja mais

baixa. A temperatura de condensação com o uso de torres de resfriamento em sistema aberto é limitada pela temperatura de bulbo úmido do ar enquanto que condensadores a ar são influenciados pela temperatura de bulbo seco do ar atmosférico e pelo baixo coeficiente de película (grandes áreas de troca de calor).

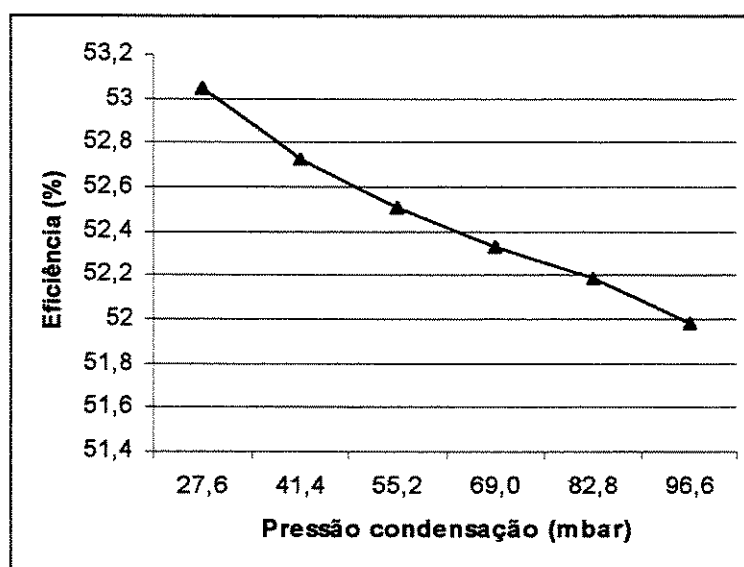


Figura 5.20 – Eficiência x pressão de condensação

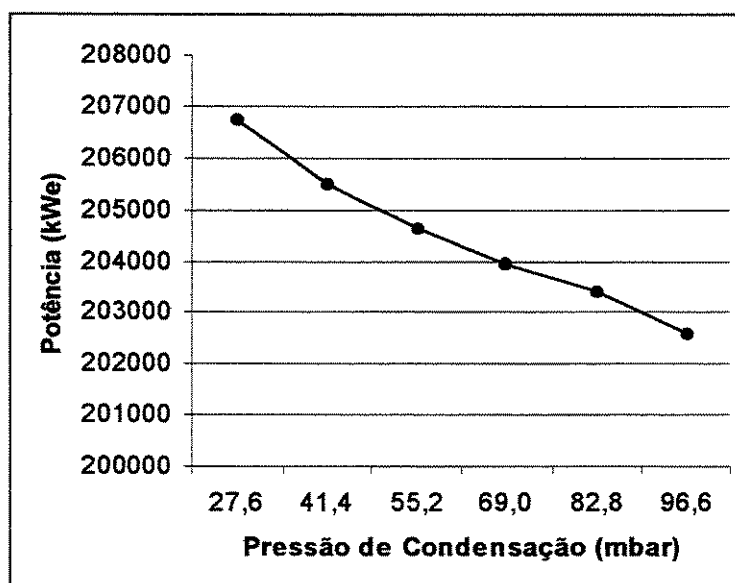


Figura 5.21 – Potência x pressão de condensação

As temperaturas de condensação referentes às pressões analisadas são : 22,71° C (27,6 mbar); 29,57° C (41,4 mbar); 34,66° C (55,2 mbar); 38,75° C (69 mbar); 42,18° C (82,8 mbar) e 45,15° C (96,6 mbar).

A eficiência do ciclo combinado na condição de projeto (pressão de condensação de 69 mbar) é de 52,33%. Na pressão de 27,6 mbar a eficiência do ciclo sobe para 53,05% e na pressão de 96,6 mbar a eficiência reduz-se para 51,98%. Percebe-se um ganho de eficiência de pouco mais de 1% para a faixa de pressões de condensação analisadas.

Com relação à potência (figura 5.21) do ciclo obteve-se 206,73 MWe quando a pressão de condensação é mantida a 27,6 mbar, 203,95 MWe para pressão de condensação de 69 mbar e 202,57 MWe para 96,6 mbar. No caso da análise de diferença de potência percebe-se uma redução de 2% na potência da planta dentro da faixa de pressões de condensação analisada.

· Na prática uma planta a vapor de geração de potência trabalha com pressão de condensação variável tentando extrair o máximo de potência possível a partir um trocador de calor definido, temperatura do meio de resfriamento variável de acordo com a condição climática, o fluxo de ar ou água variável, etc.

5.5 Conclusão

É interessante perceber as influências dos dados de projeto do sistema, principalmente da caldeira de recuperação. Pode-se obter melhores resultados com o aumento de área de algumas seções da caldeira de recuperação, entretanto o custo da mesma tende a aumentar (área e materiais de fabricação). A eficiência isoentrópica das turbinas a vapor também afetam diretamente os resultados obtidos.

A análise da turbina a gás é a de menor incerteza dentro do método de simulação apresentado, já que se baseia em equações paramétricas compiladas de dados publicados pelo fabricante. O teste das equações, que foram construídas a partir das curvas publicadas pela Siemens, revelou

um erro imperceptível, devido a boa construção das curvas e aos dados de correção estarem na forma de figuras.

O método de simulação da caldeira de recuperação é baseada na metodologia de Ganapathy (1991) que trabalhou muitos anos em alguns dos maiores fabricantes de caldeiras dos Estados Unidos. Tentando avaliar o programa de simulação, simulamos o caso em que os dados de temperatura e fluxo de gases de exaustão são os mesmos da condição de projeto e obtivemos um erro de +0,89% na quantidade de vapor gerado na alta pressão e -0,1% na temperatura do vapor superaquecido de alta pressão e um erro de -0,29% na quantidade de vapor gerado na baixa pressão e -0,26% na temperatura do vapor superaquecido de baixa pressão. A subrotina de simulação da caldeira de recuperação é a mais complexa da análise já que começa a simulação com alguns dados iniciais, faz diversos processos iterativos e checa os dados iniciais, caso estes dados iniciais não atinjam o critério de convergência os mesmos são modificados e a análise recomeça até que os novos dados iniciais estejam coerentes.

A análise das turbinas a vapor são as apresentadas por El-Sayed e demonstraram, apesar de simples, resultados interessantes de análise de turbinas a vapor. O título do vapor na saída da turbina a vapor de baixa pressão na condição de simulação da planta esteve sempre próximo a 85%.

A subrotina das bombas de água é bastante simples já que trabalha com eficiência e altura manométrica constante. Somente mudanças de fluxo de água afetam a potência consumida pelas bombas. Percebe-se que o consumo de potência de bombeamento da planta analisada ficou próxima a 1,5% da potência total da planta, portanto qualquer refinamento na análise das bombas não tende a produzir grandes mudanças nos resultados.

E por fim, o programa de análise de propriedades do vapor é um programa desenvolvido em uma tese de doutorado na Itália. O programa foi construído a partir das recomendações da ASME para a construção de programa computacional para análise de propriedades de água e de vapor.

Os resultados do ciclo a vapor são influenciados diretamente pelas variações de fluxo e temperatura dos gases de exaustão, que são resultados diretos da operação da turbina a gás analisada. Cada turbina a gás possui as suas próprias características e correções devido a mudanças de parâmetros, portanto os resultados são específicos do caso analisado.

A metodologia mostrou-se bastante interessante já que une técnicas de simulação dos principais equipamentos envolvidos numa planta em ciclo combinado. Mudanças de parâmetros incertos mudam os resultados e revelam a sua influência.

O programa analisa uma dada planta comercial para possibilitar a comparação e análise de resultados.

Capítulo 6 – Conclusões

O interesse pelo desenvolvimento de métodos de simulação de sistema térmicos utilizados na geração de eletricidade, fez surgir a busca por métodos individuais de simulação de equipamentos.

Face às análises utilizarem turbinas a gás, procurou-se um modo de representar o comportamento de uma turbina a gás de acordo com as correções de desempenho necessárias. A compilação das equações de correção de desempenho de uma turbina a gás real permite que se desenvolva a simulação a partir de dados do fabricante da turbina a gás, o que pode ser uma garantia da performance com uma determinada tolerância.

A metodologia de simulação da serpentina de resfriamento foi desenvolvida por McElgin e Wiley em 1940 e adotada pela ARI como um método a ser seguido por fabricantes de serpentinas de forma a terem seus produtos certificados. Os fabricantes de serpentinas inclusive apresentam dados de desempenho de serpentinas citando a ARI 410-91 como entidade de certificação do seu desempenho. A complexidade do processo iterativo exigiu o desenvolvimento de um algoritmo computacional e a compilação de diversas curvas para permitir a simulação de serpentinas com diferentes características físicas, condições psicrométricas e diferentes temperaturas do meio de resfriamento.

Na simulação de resfriadores de líquido por absorção há ainda uma série de possibilidades a serem analisadas, como por exemplo os de simples estágio, diferentes temperaturas de água gelada saindo do equipamento, diferentes diferenciais de temperatura entre a saída e o retorno da água gelada, diferentes vazões de água gelada e água de condensação, etc. O livro da ASHRAE “Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat” apresenta algumas curvas de correções para condições de teste diferentes da ARI 560-92.

Na simulação de caldeiras de recuperação o método do Ganapathy foi adotado tanto para as caldeiras fogotubulares quanto para as caldeiras aquatubulares. A discussão sobre qual o tipo de caldeira a ser aplicada em função das características dos gases residuais serve como um guia para

futuros projetos de recuperação de energia de gases residuais. O projeto e simulação da caldeira fogotubular permite uma análise da influência de parâmetros de projeto e uma verificação da melhor combinação de diâmetro de tubos, quantidade de tubos, comprimento dos tubos, etc, em conjunto uma análise da qualidade dos gases, perda de pressão desejada, etc. Nas caldeiras aquatubulares o método de projeto e simulação sem a definição do projeto físico da caldeira se apresenta como uma técnica simplificada de grande aplicabilidade já que permite um estudo de influências de diversas áreas e disposições de superfícies. Permitindo por exemplo a adaptação da caldeira a características específicas de um processo industrial. Diversas análises poderiam ter sido desenvolvidas entretanto optou-se, numa primeira instância, por analisar uma caldeira projetada para uma planta em ciclo combinado.

Numa visão global do trabalho pode-se dizer que o desenvolvimento dos métodos é fundamentado em metodologias matemáticas de representação física de processos a partir de dados de performance publicados por fabricantes de equipamentos e de ensaios de laboratório e experiência profissional de alguns autores. Os métodos se apresentam como uma boa forma de prever o desempenho de um determinado sistema térmico de geração de eletricidade. Devido às grandes possibilidades de configurações, características das demandas de energia, características climáticas de cada região, características próprias de cada turbina a gás, características próprias dos equipamentos envolvidos na análise, classes de tensão de eletricidade, tipos de tarifas horosazonais, etc, não se recomenda a extrapolação dos dados técnicos e econômicos para outros sistemas / análises, já que o trabalho não tem como objetivo estabelecer respostas técnicas (termodinâmicas) e econômicas para todas as possíveis configurações de sistemas. Diversas hipóteses possíveis de serem contestadas podem ser relacionadas, e poderiam ser mais bem exploradas e equacionadas por outras áreas das ciências.

O trabalho serve como um modelo de análise envolvendo um grande número de variáveis esclarecendo a futuros investidores as incertezas e influências de um sistema térmico de geração de eletricidade. Investidores bem informados, exigem dos fornecedores dos equipamentos e materiais, documentos e as variáveis de cálculo que comprovem a performance de um sistema antes de embarcar num maior investimento.

Os períodos entre manutenções dos equipamentos são normalmente baseados em recomendações dos fabricantes originais dos equipamentos, os quais são normalmente conservadores para que se evite uma falha. Pressões econômicas estão fazendo as concessionárias de eletricidade rever (aumentar) esses períodos. Novas técnicas de análise e de inspeção ajudam a prorrogar os períodos de manutenção recomendadas pelos fabricantes, ocasionando um ganho de rentabilidade da planta.

No desenvolvimento das análises procurou-se trabalhar com valores fixos e configurações definidas (ex. condições do vapor) entretanto os programas são genéricos e permitem mudanças de parâmetros para a análise de novas situações.

O desenvolvimento de uma política energética que estabeleça ao investidor o pagamento sobre o custo da geração de eletricidade em sua planta mais as taxas de juros típicas aplicadas no mercado internacional poderia ser repassado a fatura de eletricidade da concessionária de forma proporcional a quantidade de eletricidade gerada naquela planta em relação ao custo médio de compra ou de geração de eletricidade da concessionária. Por exemplo, se a fração de geração alternativa representa dez por cento da eletricidade distribuída pela concessionária e sabe-se que o custo da eletricidade de geração alternativa é maior que o das hidrelétricas, esta diferença de custo poderia ser repassado de forma proporcional a fatura de eletricidade. Isto possibilitaria ao país o estudo e desenvolvimento de formas renováveis, ou simplesmente não renováveis mais eficientes, de geração de eletricidade capacitando o país a um maior aproveitamento dos seus recursos naturais e ao desenvolvimento de produtos de tecnologia nacional.

O aumento de custo de energéticos é uma tendência internacional e a sociedade brasileira vai ter que aprender a economizar energia devido ao maior preço, uma legislação e um planejamento adequados podem ajudar a reverter parte deste aumento de preços em benefícios sociais (geração de empregos, tecnologia, pesquisa, etc).

Na situação atual uma nova planta termelétrica (com investimento em custos atuais e tecnologia atual) está tendo que competir em custo de geração com plantas hidroelétricas com o capital amortizado.

Para viabilizar a construção de termelétricas há de existir uma relação de compatibilidade entre a tarifa do gás natural e a tarifa da eletricidade. Um baixo preço de eletricidade tende a inviabilizar qualquer projeto de conservação de energia e o desenvolvimento de produtos mais eficientes do ponto de vista energético.

O desenvolvimento da capacidade elétrica instalada no país deve considerar todas as possibilidades (hidroelétrica, térmica, biomassa, solar, eólica, etc) e inclusive a modernização de plantas existentes buscando um aumento de eficiência e potência.

Sugestões de futuros trabalhos :

- Avaliação dos parâmetros de um condensador a ar de uma planta térmica com a variação da condição do ar na entrada.
- Avaliação dos parâmetros do conjunto condensador / torre de resfriamento a água de uma planta térmica com a variação da condição do ar na entrada (evaporação e arraste de água, mudanças de capacidade de acordo com a mudança das condições termo-higrométricas do ar externo).
- Avaliação de consumo de água em uma planta de potência (turbina a gás e ciclo combinado, ciclo a vapor, etc).
- Desenvolvimento de programa computacional de caldeira de recuperação de outras configurações (exemplo : três níveis de pressão com reaquecimento).
- Estudo de influências dos parâmetros de projeto da caldeira de recuperação sobre o ciclo combinado (pressão do vapor e temperatura do vapor superaquecido, temperatura e umidade do ar externo, quantidade de queima suplementar, temperatura do meio de resfriamento do ar / temperatura do ar resfriado, quantidade de água condensadora com resfriamento do ar de admissão da TG, influência da umidade relativa do ar na capacidade do chiller em sistemas de resfriamento do ar, etc).
- Um melhor conhecimento dos fluxos externos (secundários) de vapor dentro de um ciclo combinado, perdas de pressão desde a saída da caldeira e chegada na turbina, influência da temperatura do ar externo sobre a perda de calor na caldeira e nas tubulações de vapor, etc.
- Desenvolvimento de um programa computacional de projeto de uma turbina a vapor.

- Análises de exergia para o sistema completo após a fase de casamento da performance do sistema (cogeração e ciclo combinado), na condição de operação definida (programa convergido).

BIBLIOGRAFIA

1. Akber Pasha and Sanjeev Jolly; "Combined Cycle Heat Recovery Steam Generators Optimum Capabilities and Selection Criteria". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 2, pp. 147-154, 1995.
2. ARI – Air Conditioning and Refrigeration Institute, "Standard 410-91 - Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils" Virginia, 1991.
3. ARI - Air Conditioning & Refrigeration Institute. Standard 560-92: "Standard for absorption water chilling and water heating packages". N.York:1992.
4. ASHRAE Handbook Fundamentals; chapter 5 – "Psychrometrics". ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.), Atlanta, 1977.
5. ASHRAE Handbook Equipments; chapter 21 – "Air Cooling and Dehumidifying Coils". ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.), Atlanta, 1992.
6. ASHRAE Handbook Equipments; chapter 41 – "Engine and Turbine Drives". ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.), Atlanta, 1992.
7. Bacigalupo E., Tasso L. and Zinnari R.; "Aumento Della Potenza Elettrica in Una Centrale Di Cogenerazione Dovuto Al Raffreddamento Dell' Aria In Ingresso Alle Turbine a Gas", 1993.
8. Bakenhus B. H., "Ice Storage Project". ASHRAE Journal, may 2000, vol. 42, no 5.
9. Biasi V. di, "Steady Gains in IGCC Economics Reported at Gasification Meeting". Gas Turbine World, pp. 18-26, January / February 1999.

10. Bidini G., Desideri U., Sietta F. and Bocchini P. P.; "Internal Combustion Engine Combined Heat and Power Plants: Case Study of the University of Perugia Power Plant". *Applied Thermal Engineering*, vol. 18, no 6, pp. 401-412, 1998.
11. Bohrenkamper, G.; "Making Older Turbines More Competitive". *Modern Power Systems*, Vol. 19,nº 2, pp.29-33, February, 1999.
12. Cepagri – Centro de Estudos e Pesquisa em Agricultura, 1998 (contato pessoal).
13. Cotton, K. C.; "Evaluating and Improving Steam Turbine Performance". Cotton Fact Inc., USA, 1993.
14. Crowther H.; "Installing Absorption Chillers". *ASHRAE Journal*, vol. 42, nº 7, pp. 41-42, July, 2000.
15. Dorgan C. E. and Elleson J. S.; "Design Guide for Cool Thermal Storage". *ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.)*, Atlanta, 1994.
16. Dorgan C. B., Leight S. P. and Dorgan C. E.; "Application Guide for Absorption Cooling / Refrigeration Using Recovered Heat". *ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.)*, Atlanta, 1995.
17. El-Sayed Y. M.; "Predicting Part-Load Performance of an Energy System Concept". *TAIES'97*, Beijing, China, 1997.
18. Espirito Santo, D. B.; "Possibilidades de Conservação de Energia e Estudos de Caso de Cogeração no Hospital de Clínicas da Unicamp". *Dissertação de Mestrado, Unicamp, Campinas*, 1996.

19. Espirito Santo, D. B. e Gallo W. L. R.; "Estudo de Caso de Cogeração com Motores de Combustão Interna". CLAGTEE, Campos do Jordão, 1997.
20. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; "Energetic, Economic and Thermoeconomic Analysis in a Hospital Cogeneration System". Ecos'98, Nancy, France, 1998a.
21. Espirito Santo, D. B.; Gallo, W. L. R. and W. A. Bizzo; "Análise de Emissões de Gases Poluentes em Usinas Térmicas de Produção de Eletricidade". Encit'98, Rio de Janeiro, Brasil, 1998b.
22. Espirito Santo, D. B.; Visita técnica a uma termelétrica em ciclo combinado em Florença Itália, 1998c.
23. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; "Energetic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System for a Hospital". Ecos'99, Tokyo, Japan, 1999.
24. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; "Predicting Performance of a Gas Turbine Cogeneration System with Inlet Air Cooling". Ecos'2000, Twente, Netherlands, 2000.
25. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; "Evaluating a Dual Pressure Combined Cycle Power Plant". Ecos'2001, Istanbul, Turkey, 2001.
26. Falcetta M. F. and Sciubba E.; "A Computational, Modular Approach to the Simulation of Power Plants". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 2, pp. 131-145, 1995.
27. Farmer R., "Large Combined Cycle Plant Prices are Climbing After Years of Decline". Gas Turbine World, pp.10-13, January / February 1999.
28. Gallo, W. L. R.; "A Comparison Between the Hat Cycle and Other Gas Turbine Based Cycles: Efficiency, Specific Power and Water Consumption". Energy Conversion and Management, vol. 38, no 15-17, pp. 1595-1604, Great Britain, 1997.

29. Ganapathy, V.; "HRSG temperature profiles guide energy recovery". *Power*, vol. 132, n° 9, pp. 31-33, september, 1988.
30. Ganapathy, V.; "Waste Heat Boiler". Fairmont Press Inc, 1991.
31. Ganapathy, V.; "Win More Energy from Hot Gases". *Chemical Engineering*, vol. 97, n° 3, pp. 102-108, March, 1990.
32. General Electric; "39th GE Turbine State of the Art Technology Seminar". August, 1996.
33. Giovando C.; "Explore Opportunitities from Today's Steam Turbine". *Power*, vol. 142, n° 4, pp. 28-39, July/August 1998.
34. Gomes, C. M.; "Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de uma Instalação Termelétrica em Ciclo Combinado, com Geração de Vapor". Campinas – SP, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2001. 154p. Dissertação de Mestrado.
35. Guarinello Jr. F., Cerqueira S. A. A. G., Nebra S. A.; "Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System". *Energy Conversion & Management* 41 (2000) 1191-1200.
36. Gustavsson Leif and Johansson Bengt; "Cogeneration : One Way to Use Biomass Efficiently". *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 14, n° 2, pp. 117-127, 1994.
37. ITA – Instituto Tecnológico de Aeronáutica. " Biomass Power Generation". São José dos Campos – SP, 1998 (apostila de curso).
38. Jones, Cate; "Cogen System Meets Triple Threat of Industry Turmoil". *Power*, vol. 142, no 1, pp. 48-50, January-February, 1998.
39. Kaplan, S.; "Energy Economics". McGraw Hill, N. York:1983.

40. Kessler, A. and Karg M.; "Bugok Power Plant Takes Korea into the IPP Era". Modern Power Systems, November, 1998.
41. Kim Tong Seop and Ro Sung Tack; "Effect of Control Modes and Turbine Cooling on the Part Load Performance in the Gas Turbine Cogeneration System". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 3, pp. 281-291, 1995.
42. Knowles, M.; "Kyoto Commitments: CHP will help UK". Modern Power Systems, vol. 18, n° 12, pp. 49-51, December, 1998.
43. Korobitsyn M. A. and Hirs G. G., "Analysis of Cogeneration Alternatives". Cogen-Turbo Power Conference, August 1995, Viena, Austria.
44. Lizarraga J. M. S. and Aguado A. V. S. B.; "Cogeneration with Gas Turbines for Dryers and Hot Water Boilers". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 3, pp. 319-325, 1995.
45. Llagostera J., "Power Generation Possibilities in the State of São Paulo, Brazil". International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Stockholm, Sweden – June, 1998.
46. Lorsch H. G.; "Air Conditioning Systems Design Manual". ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.), Atlanta, 1993.
47. Maghon H., Becker B., Schulenberg T., Termuehlen H. and Kraemer H.; "The Advanced V84.3 Gas Turbine". Proceedings of the American Power Conference, Chicago, 1993.
48. Makansi J.; "Venerable engine/generator repositioned for on-site, distributed power". Power, vol. 143, n° 1, pp. 20-28, January/February 1999.
49. Marque, A.; "Up-rated LM6000s Repower Belgian Plants". Modern Power Systems, vol. 18, n° 4, pp. 39-41, April, 1998.

50. Mayer D., "Maximising Cogeneration Efficiency". Hydrocarbon Engineering, July / August, 1999.
51. Moran, Michael J. and Shapiro, Howard N.; "Fundamentals of Engineering Thermodynamics". John Wiley & Sons, Inc., 1995.
52. Minett, S.; "Warming to CHP and District Heating Refurb". Modern Power Systems, vol. 19, n° 2, pp. 26-27, February, 1999.
53. Mohanty B. and Paloso Jr G.; "Enhancing Gas Turbine Performance by Intake Air Cooling Using an Absorption Chiller". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 1, pp. 41-50, 1995.
54. MPS Staff Report; "Is 700° C Steam Temperature Economically Viable?". Modern Power Systems, vol. 18, n° 5, pp. 73-77, May, 1998a.
55. MPS Staff Report; "Full Integration Works at Seal Sands CHP". Modern Power Systems, April, 1998b.
56. MPS Staff Report; "RB211 Gas Turbine Upgrades to 38.9% Per Cent Efficiency". Modern Power Systems, vol. 18, n° 6, pp. 25-28, June, 1998c.
57. Narula R. G.; "Salient Design Considerations for an Ideal Combined Cycle Power Plant". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 2, pp. 97-104, 1995.
58. Nauen R., Siemens KWU, Offenbach, Germany; "Trombay No 7 keeps Bombay's power on an even keel". Modern Power Systems, vol. 16, n° 8, pp. 55-62, August, 1996.
59. Nedderman, J.; "First 701Gs Prepare for Commercial Operation". Modern Power Systems, vol. 19, n° 1, pp.37-41, January, 1999.

60. Najjar Y. S. H. and Akyurt M.; "Combined Cycle with Gas Turbine Engines". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 14, n° 2, pp. 93-103, 1994.
61. O Estado de São Paulo "Governo vê a co-geração como solução imediata para a escassez". Eugênio Melloni, 01/08/2000.
62. Paul I. P. S., Kaushik S. C. and Sabberwal S. P.; "Energy Conservation Aspects in Indian Thermal Power Stations by Technological Innovations : Experience and Prospectives". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 14, n° 6, pp. 639-649, 1994.
63. PGT2 Gas Turbine Overview – Nuovo Pignone GE Power Systems (publicação técnica e catálogo de produto).
64. Roy-Aikins J. E. A.; "An Investigation of the Factors that Determine the Attractiveness of Cogeneration". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 5, pp. 473-480, 1995.
65. Schegliáiev, A. V.; "Turbinas de Vapor". Editorial Mir Moscú, 1985.
66. Seyedan B., Dhar P. L., Gaur R. R. and Bindra G. S.; "Computer Simulation of a Combined Cycle Power Plant". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 7, pp. 619-630, 1995.
67. Shenshou, Y. and Hotta A.; "Positive Experience with the Largest CFB in China". Modern Power Systems, vol. 18, n° 11, pp. 33-35, November, 1998.
68. Smith, L. D.; "Enstedtvaerket Competes After Turbine Upgrade". Modern Power Systems, vol. 18, n° 10, pp. 29-33, October, 1998a.
69. Smith, L. D.; "Great Flexibility Gained by Peterhead Repowering". Modern Power Systems, vol. 18, n° 8, pp. 59-63, August, 1998b.

70. Stewart Jr. W. E., "Combustion Turbine Inlet Air Cooling". ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc.), Atlanta, 1999.
71. Strömberg Jan and Franck Per-Ake; "Gas Turbine in Industrial CHP Applications – Assessment and Economics". *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 14, n° 2, pp. 129-141, 1994.
72. Subrahmanyam NVRSS, Rajaram S. and Kamalanathan N.; "HRSGs for Combined Cycle Power Plants". *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 15, n° 2, pp. 155-161, 1995.
73. Swanekamp, R.; "Forecast for Gas Turbines : Partly sunny, partly cloudy". *Power*, vol. 142, n° 5, pp. 30-41, september/october 1998a.
74. Swanekamp, R.; "Merchant of Texas lights way to competitive power market". *Power*, vol. 142, no 1, pp. 37-38, January/February 1998b.
75. Swanekamp, R.; "Medical center secures its energy future" *Power*, vol. 142, no 3, pp. 43-46, May/June 1998c.
76. Threlkeld, James L.; "Thermal Environmental Engineering". Prentice-Hall, 1974.
77. Wall G. and Gong M., "Exergy Analysis Versus Pinch Technology".
78. Walter, A. S.; "Biomass Energy in Brazil : Past Activities and Perspectives". *Refocus* (ISSN 1471-0846) Elsevier Advanced Technology, January-February, pp. 26-29, 2001.
79. White, D.; "IGCC : Poised for Growth ?". *Modern Power Systems*, vol. 18, n° 12, pp. 25-33, December, 1998.

Anexo I – Análise da Caldeira de Dois Níveis de Pressão

A análise da caldeira de recuperação de dois níveis de pressão em condições diferentes da condição de projeto revela tendências em função de mudanças de dados de entrada (fluxo e temperatura dos gases de exaustão). Os dados de pressão, condições intermediárias e área de cada seção da caldeira de recuperação são similares aos expostos no capítulo 5.

A figura 1aI mostra a quantidade de vapor gerado na alta e baixa pressão, bem como os fluxos de água de desuperaquecimento e desvios quando variamos o fluxo de gases de exaustão entre 85 e 115% do valor de projeto mantendo-se constante a temperatura dos gases de exaustão em 550° C.

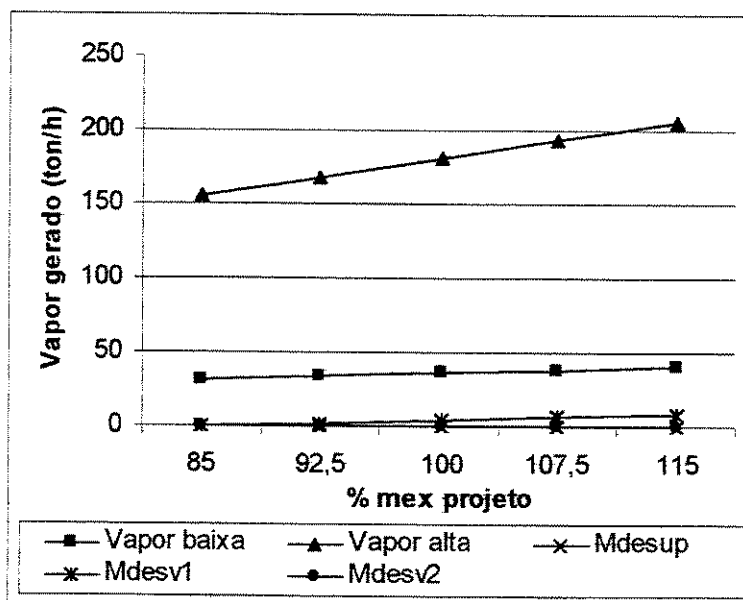


Figura 1 aI – Vapor gerado x fluxo de gases

A figura revela o aumento na geração de vapor de alta e baixa pressão com o aumento do fluxo de gases. A geração de vapor de alta pressão aumentou 33,1% e o de baixa pressão aumentou 34,7% na faixa de fluxo de gases de exaustão analisada. O aumento da geração de vapor de alta pressão tende a aumentar o desvio de massa na saída do segundo economizador de alta pressão visando manter constante a temperatura no desaerador. A massa de água de desuperaquecimento permanece praticamente nula já que a temperatura dos gases de exaustão foi mantida constante.

A figura 2 aI mostra a quantidade de vapor gerado na alta e baixa pressão, bem como os fluxos de água de desuperaquecimento e desvios quando variamos a temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira entre 500 e 700° C. O fluxo de gases de exaustão será mantido como o de projeto (1.451.200 kg/h).

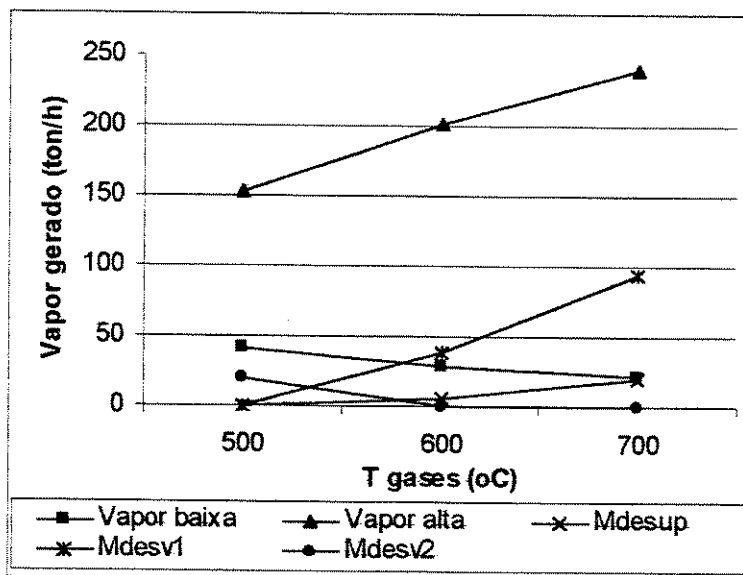


Figura 2 aI – Vapor gerado x Temperatura dos gases I

A figura revela um aumento de 56,1% na quantidade de vapor gerado na alta pressão e uma redução de 48,6% na quantidade de vapor gerado na baixa pressão, quando varia-se a temperatura dos gases entre 500 e 700° C. Quando a temperatura dos gases é menor que a de projeto da caldeira há o desvio de água do desaerador para a água de alimentação do pré-aquecedor (mdesv2). Quando a temperatura dos gases de exaustão é maior que a de projeto há o desvio de água na saída do segundo economizador de alta pressão para o desaerador (mdesv2) e a necessidade de controlar o superaquecimento do vapor produzido (mdesup).

A figura 3 aI mostra a quantidade de vapor gerado na alta e baixa pressão, bem como os fluxos de água de desuperaquecimento e desvios quando variamos a temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira entre 500 e 700° C, considerando-se que o fluxo de gases de exaustão será mantido como 92,5% do de projeto (1.342.360 kg/h).

Na figura revela-se o aumento de 56,1% na geração de vapor de alta pressão e redução de 50,1% na quantidade de vapor gerado na baixa pressão, quando varia-se a temperatura dos gases

entre 500 e 700° C. A tendências dos desvios de massa demonstrados na figura anterior são novamente percebidos nesta figura (mdesvio1, mdesvio2 e mdesup) porém em menores valores.

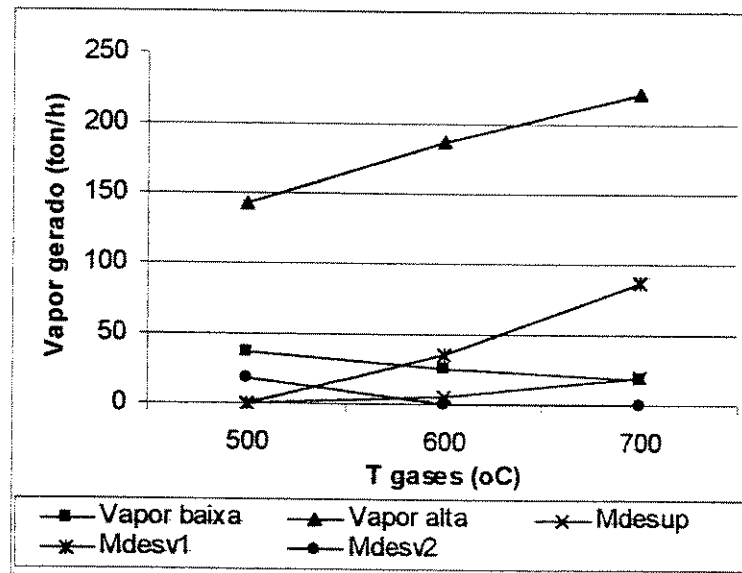


Figura 3 aI - Vapor gerado x Temperatura dos gases II

A figura 4 aI mostra a quantidade de vapor gerado na alta e baixa pressão, bem como os fluxos de água de desuperaquecimento e desvios quando variamos a temperatura dos gases de exaustão na entrada da caldeira entre 500 e 700° C, considerando-se que o fluxo de gases de exaustão será mantido como 107,5% do de projeto (1.560.040 kg/h).

A figura revela um aumento de 56,2% na quantidade de vapor gerado na alta pressão e uma redução de 47,2% na quantidade de vapor gerado na baixa pressão quando variamos a temperatura dos gases de exaustão entre 500 e 700° C. A tendências dos desvios de massa demonstrados na figura anterior são novamente percebidos nesta figura (mdesvio1, mdesvio2 e mdesup) porém em maiores valores.

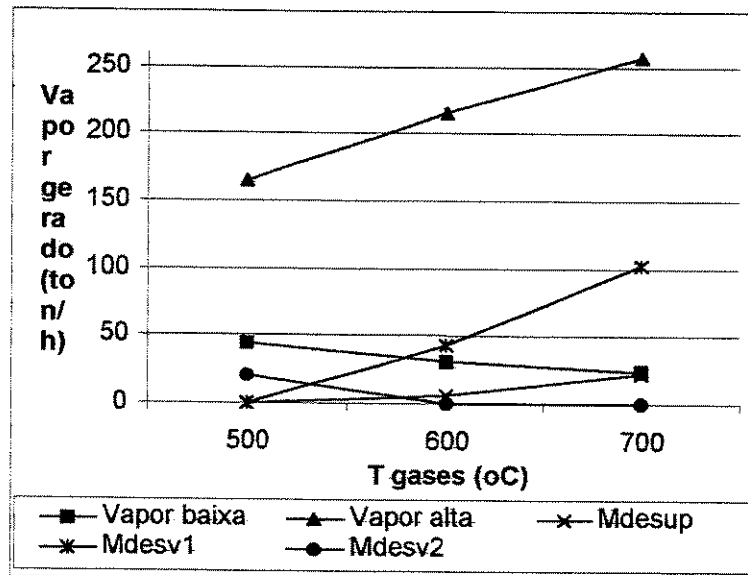


Figura 4 aI - Vapor gerado x Temperatura dos gases III

Comparando-se as figuras 2 aI, 3 aI e 4 aI pode-se verificar que a quantidade de vapor gerado na alta pressão aumentou 15,5% para gases a 500° C, 15,4% para gases a 600° C e 15,6% para gases a 700° C, considerando-se a variação do fluxo de gases de 1.342.360 kg/h para 1.560.040 kg/h.

Com relação a quantidade de vapor gerado na baixa pressão temos uma redução de 14,2% para gases a 500° C, 15,8% para gases a 600° C e 18,8% para gases a 700° C, novamente considerando-se a variação do fluxo de gases de 1.342.360 kg/h para 1.560.040 kg/h.

Anexo II - Relação de Artigos Publicados

1. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; “Energetic, Economic and Thermoeconomic Analysis in a Hospital Cogeneration System”. Ecos’98, Nancy, France, 1998.
2. Espirito Santo, D. B.; Gallo, W. L. R. and W. A. Bizzo; “Análise de Emissões de Gases Poluentes em Usinas Térmicas de Produção de Eletricidade”. Encit’98, Rio de Janeiro, Brasil, 1998.
3. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; “Energetic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System for a Hospital”. Ecos’99, Tokyo, Japan, 1999.
4. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; “Predicting Performance of a Gas Turbine Cogeneration System with Inlet Air Cooling”. Ecos’2000, Twente, Netherlands, 2000.
5. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; “Evaluating a Dual Pressure Combined Cycle Power Plant”. Ecos’2001, Istanbul, Turkey, 2001.

ENERGETIC, ECONOMIC AND THERMOECONOMIC ANALYSIS IN A HOSPITAL COGENERATION SYSTEM

D. B. E. Santo and W. L. R. Gallo

Department of Energy - State University of Campinas - Brazil

ABSTRACT

The purpose of this work is to analyze cogeneration possibilities for a Brazilian Hospital. The cogeneration system (natural gas fueled) should supply part of the electric power, generate warm water (sanitary purposes) and some steam (for hospital auxiliary equipment). Since located in a tropical area the Hospital has no need of heat for air conditioning. This work presents the studies of six alternative schemes from economic viewpoint, all of them based on internal combustion engines. For the best case is presented a more detailed analysis; a second-law analysis was conducted to show where and why does the irreversibility occur; an exergoeconomic analysis was also performed to see how each equipment contributes to the total cost formation and to access an objective partition of the total cost between the various product of the plant.

- 1. Introduction

Natural gas is expected to increase its participation in the Brazilian energetic matrix, due to its increasing availability from Brazilian production and imports from Bolivia. Hydropower provides almost all of the electric energy (96% in 1994) for the country; however, the hydraulic potential is almost completely explored, and then the thermal generation is going to be more used. Cogeneration systems provide opportunities of lowering costs associated with electric and thermal energy [1,2] and can contribute with the environment by making a more efficient use of fuels and other natural resources [3].

As the biggest consumer of energy *per square meter* in the tertiary sector, and by its characteristics of simultaneous demand of thermal and electric energy, hospitals are good candidates to implement cogeneration systems [4]. The electric power needs, as well as steam and hot water (sanitary purpose) demand of the Clinic Hospital of State University of Campinas were evaluated. Electricity is used for illumination, medical equipment, air conditioning machines, pumps, air compressors, oxygen production, vacuum pumps, boilers, etc. The steam (at 7.5 to 9 bar) is produced in boilers using fuel oil and is used in sterilization, in the laundry, in the kitchen, to heat water (sanitary purposes) and to maintain the fuel oil heated. Figure 1 shows the electricity demand of the hospital for weekdays and weekends on march 1996 and figure 2 shows the demand of steam and hot water for 30 days [5]. The analysis of the curves showed that the electricity demand rarely is smaller than 1000 kW, that the demand of hot water is about 9,3 m³/h (mean value) and that the demand of steam is about 2121 kg/h.

The proposed cogeneration systems were sized to meet the above needs.

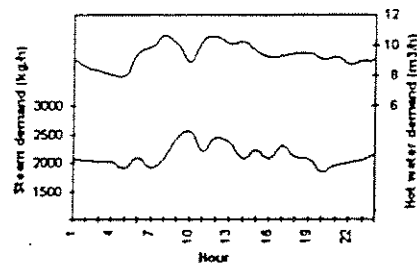
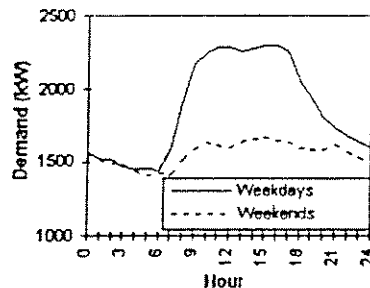


Figure 2 - Steam and hot water demand

Figure 1 - Electricity Demand (March/1996)

- 2. Energetic and economic evaluation of cogeneration schemes

Six cases of cogeneration systems were analyzed, all of them based on internal combustion engines fueled by natural gas. The systems were sized to meet the electric base load of the hospital, near 1 MW. The thermal energy of the jacket water of the engines will supply all the energy necessary to heat the water for sanitary purposes and the quantity of steam produced with the exhausted gases will meet a fraction of the demand of steam. The steam to balance the needs will be produced by the existing boilers and electricity to meet the demand must be bought from the grid. This strategy was chosen to maintain the utilization factor of the plant at high levels and to take advantage of the existing equipment. The analyzed systems are:

- Case A - One engine coupled with a generator of 900 kW. No use for thermal energy from the intercooler and oil radiator. The excess of thermal energy of the jacket water is rejected by a cooling tower.

Table I - Technical and economic characteristics of the proposed cogeneration schemes

Case	Gross power kW	Net power kW	Fuel energy kW	Factor of energy utilization	Investment (Total - US \$)
A	900	862.3	2914	0.578	743250.00
B	900	861.2	2968	0.569	887580.00
C	750	726.8	2200	0.681	637290.00
D	835	816.4	2784	0.579	721100.00
E	800	781.4	2774	0.569	851250.00
F	700	692.5	2200	0.666	617050.00

- Case B - Two generators of 450 kW (each), operating in parallel, rejecting surplus thermal energy to a cooling tower.

- Case C - Two generators of 375 kW (each), as case B.

- Cases D, E and F - As cases A, B, and C, respectively, but using engine radiator instead of cooling tower.

Table I shows some technical and economical characteristics of the cogeneration systems. The Factor of energy utilization is the first-law efficiency of the cogeneration system, with one kW thermal (at any temperature) put equal to 1 kW electric and was obtained by energy balances. To be noted: the use of the engine radiator reduces the available power due to its fan and worst intercooling. Figure 3 shows the scheme of the case A. The investment costs includes installation, piping, interconnection to the grid, safety devices, etc.

The present-day price (base load) of the electricity for the hospital is US\$ 62,13/MWh, the cost of steam is evaluated as US\$ 0,0112/ kg and the cost of hot water is US\$ 0,62/m³. It was developed an economical analysis using the Net Present Worth [6] method with uniform series. Unless otherwise stated, the cost of natural gas is taken as US\$ 3,60/GJ, the discount rate is 20%, 8000 hours of operation per year, capital and O&M costs considered.

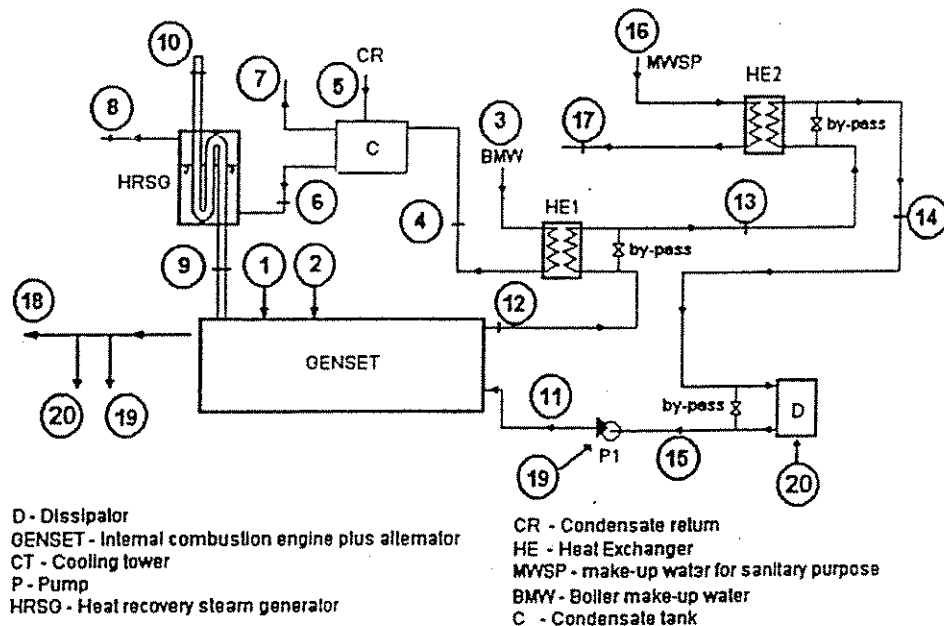


Figure 3 - Cogeneration System - Case A flowsheet.

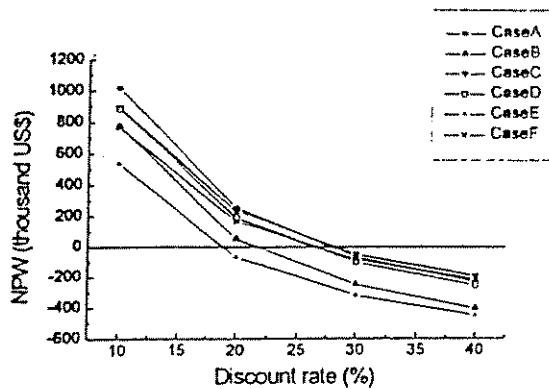


Figure 4 - NPW versus discount rate

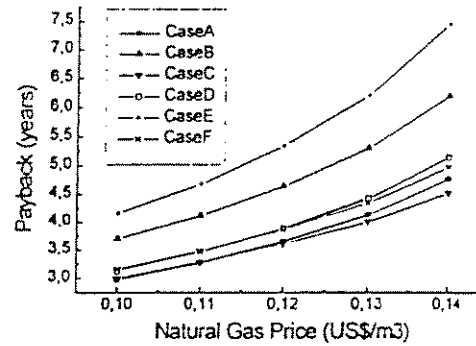


Figure 5 - Pay-back versus natural gas price

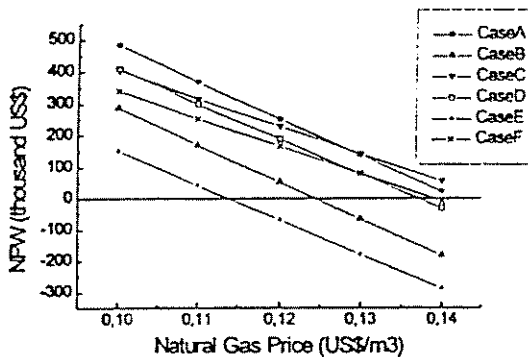


Figure 6 - Natural gas price effect on NPW

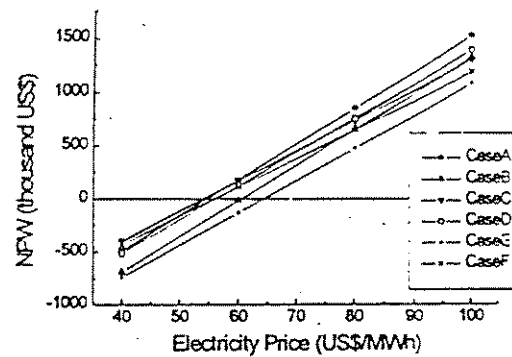


Figure 7 - Electricity price effect on NPW.

Figure 4 shows the NPW against the discount rate. From the same figure, we can access also the internal rate of return ($\sim 28\%$ for case A). The figure 5 shows the obtained pay-back period with the variation of natural gas prices. The effect of natural gas prices on the NPW can be seen in the Figure 6 and the effect of the electricity prices (from national grid) in the Figure 7. As predicted, the economic advantage of all cogeneration systems increases as the natural gas prices decreases or the price of purchased electricity increases, but there are prices (both for electricity and natural gas) which turn NPW negative (e.g., not economic at all).

The case A proved to be the best one, from our economic analysis. This case was then analyzed with the exergy method and with the thermoeconomic method.

- 3. Exergetic and exergo-economic analysis

The exergetic method and the Exergetic Cost Theory was applied in this best case (Case A) to identify the irreversibility of each equipment and to quantify its influence over the various products of the system. The table II shows the pressure, temperature, mass, enthalpy and exergy flows for each stream described in the figure 3. The last three flows are power-type ones. The figures 8 to 11 follow the convention adopted in the figure 3 and table II to identify the streams. To calculate exergies, the methodology of Szargut [7] was adopted.

The thermoeconomic (or exergo-economic) method had its basis proposed by Keenan in 1932, but Tribus, Evans and Gaggioli [8] pioneered the method since the late sixties. In this method, the exergy concept is chosen to assign economic costs to streams and to evaluate the economic performance of devices and processes [9].

Table II - Stream identification and thermodynamic properties

#	Stream identification	Pressure [bar]	Temp. [°C]	Mass flow [kg/s]	Enthalpy [kW]	Exergy [kW]
1	Fuel (Natural gas)	1.5	25	0.0616	2914.66	3032.0
2	Air	1.0	25	1.07	0.0	0.0
3	Boiler make-up water	4.0	20	0.36	30.35	0.05
4	Warm boiler make-up water	3.8	75	0.36	113.11	6.96
5	Condensate return	2.0	87.5	0.24	87.96	6.77
6	HRSF feed water	1.3	80	0.17	56.93	3.82
7	Boiler feed water	1.3	80	0.43	144.01	9.67
8	Saturated steam	9.3	-----	0.17	471.75	142.66
9	Engine exhaust gases	1.005	593	1.1316	689.00	399.8
10	Stack gases	1.002	294	1.1316	274.18	165.72
11	Engine cooling water in	5.4	74.7	40.03	12533.39	773.8
12	Engine cooling water out	4.9	80	40.03	13418.06	914.48
13	Heat exchanger 1 outlet	3.8	79.5	40.03	13334.00	899.65
14	Heat exchanger 2 outlet	2.7	77.6	40.03	13009.75	840.61
15	Dissipator outlet	1.5	74.7	40.03	12517.38	755.44
16	Water make-up (sanitary) in	4.0	20	2.583	217.77	0.37
17	Water (sanitary) out	2.8	50	2.583	541.14	15.48
18	Net electric power	-----	-----	-----	-----	862.3
19	Electric power for pump	-----	-----	-----	-----	22.4
20	Electric power (dissipator)	-----	-----	-----	-----	13.1

The use of exergy provides a rational basis for cost calculations of different final products produced simultaneously by the same system, helps to understand the cost formation along the process, and shows the flow of costs associated with each stream [10].

- 3.1. Analysis for the streams

The exergy which drives a given sub-system is called *fuel*, doesn't matter if it is a real fuel or an exergy flow of any nature. The functional product delivered by the system is called *product*. The concept of *exergetic cost* represents the real amount of exergy used to produce a given flow; it is greater than its associated exergy due to the irreversibilities of the processes. The calculation of the exergetic costs for each stream was made using the Valero's method [9]. Equations will not be given in order to save space for the results. The unitary exergetic cost is defined as the ratio of the exergetic cost and the exergy of a given stream and reflects the irreversibility associated with the formation of the stream.

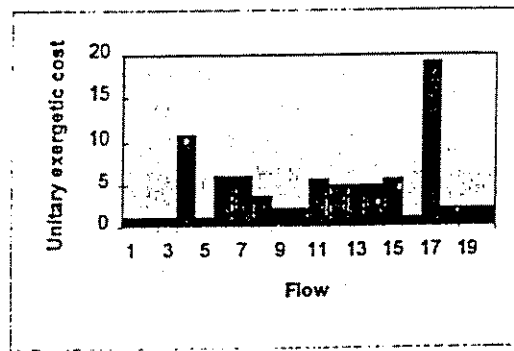
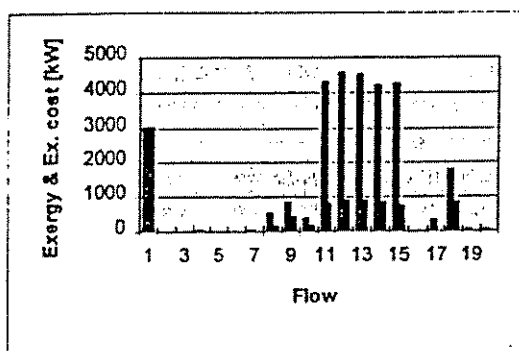


Figure 8 - Exergy and exergetic costs for streams Figure 9 - Unitary exergetic costs for streams

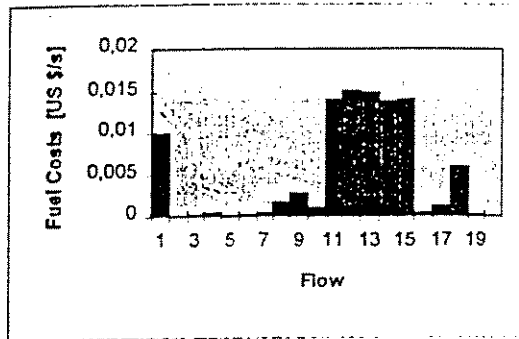


Figure 10 - Costs in the streams - effect of fuel

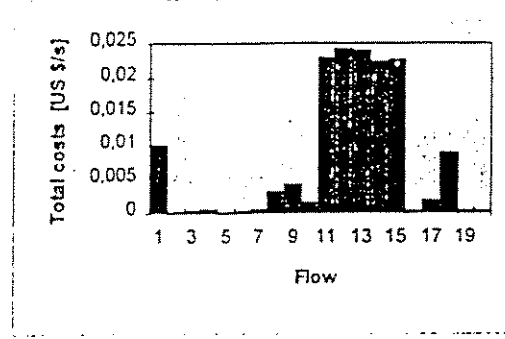


Figure 11 - Total costs in the streams

The *figure 8* shows the exergy (small bar) and the exergetic cost (taller bar) for each stream. For the streams coming from the exterior, both coincide. For streams associated with high exergy destruction, the exergetic cost is much higher than its exergy. The values associated with the engine cooling water are high, due to its high mass flow and the dissipation process (heat rejection to environment) between streams 14 and 15. To analyse the relative magnitudes of each stream, the unitary exergetic cost is presented in the *figure 9*. It is to be noted that all stream acting as fuel for processes in sequence have the same unitary exergetic cost (streams 6 and 7; 12, 13 and 14). In the same way, different products emerging from the same process have the same values (streams 18,19 and 20). The higher unitary exergetic cost is for the warm water (sanitary purposes - stream 17). This occurs since this process is the last one before the dissipation process and then it is charged with strong irreversibility.

The analysis can also consider monetary flows, provided the external costs are given (fuel cost, water costs, investment costs of each sub-system as well as operation and maintenance costs). Monetary flows are allocated for each stream in a similar way to that made for exergetic costs. All investment costs were obtained from manufacturers. Operation and maintenance costs were estimated from available information. The *figure 10* shows the monetary costs associated with each stream when only fuel costs (natural gas and water) are considered, while *figure 11* presents the total costs, including investment, O&M and fuel. Both figures presents the same pattern, although numerical values for total costs are higher, showing a strong influence of the fuel cost. It must also be stressed that costs associated with streams 11 to 15, represents a kind of money recirculation. It must be observed that, although with the higher unitary exergetic cost, stream 17 doesn't represent the higher monetary flow.

- 3.2. Sub-system analysis

It is possible also to analyse each sub-system of the cogeneration plant from exergo-economic viewpoint. The *table III* provides the sub-systems identifications which will be employed in the subsequent figures. The exergetic efficiencies of each sub-system is also presented in the same table together with the annualized investment and O&M. costs summed up and expressed in US \$ /hour. The exergetic efficiencies were defined as a ratio of the *product* by the *fuel* of each sub-system, except for the dissipator (no useful exergetic product). In this case, as expression relating the exergy exit to exergy inlet was employed. The investment cost of the generator set is by far the most important one.

The *figure 12* presents the fuel and product exergies for the sub-systems. Due to internal irreversibilities, all products have a smaller exergy content than the exergy supplied to the sub-system (*fuel*). *Figure 13* presents unitary fuel and product exergetic costs.

Table III - Sub-systems identification, efficiencies and costs

Number	Sub-system identification	Exergetic efficiency	Investment costs US \$ /h
1	Generator set (engine and alternator)	0.4744	12.6072
2	Heat Recovery Steam Generator HRSG	0.5931	1.5541
3	Condensate mixing tank	0.9825	0.3108
4	Heat exchanger 1 (HRSG economizer)	0.4659	0.0528
5	Heat exchanger 2 (for sanitary water)	0.2558	0.0699
6	Dissipator - HE, cooling tower, fan, etc.	0.8849	0.1632
7	Circulating pump for engine coolant	0.8196	0.2331

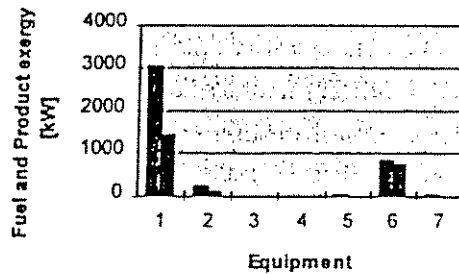


Figure 12 - Exergy of fuel and product

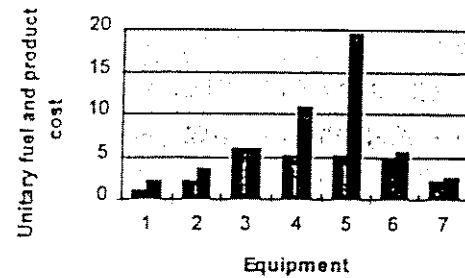


Figure 13 - Unitary exergetic costs for F and P

The *figure 12* shows the relative magnitude of the exergy inputs and outputs for the sub-systems, while the unitary exergetic costs (*figure 13*) compare all sub-systems on the same basis. The unitary exergetic cost for products of heat exchangers 1 and 2 (equipments 4 and 5 in the figure) are high, but fortunately these equipments deals with small fuel flows (*figure 12*).

As already done for the streams, the monetary costs for fuels and products can also be accessed and the results are presented in the *figures 14* and *15*. The results presented in a time basis (*fig. 14*) shows the importance of the generator set (equipment 1) and the dissipation process (equipment 6); the value associated with equipment 5 (sanitary water heater) is greater than for equipment 4 (HRSG pre-heater) due to the higher mass flow. Monetary flows associated with products are always greater than their fuels counterparts due to irreversibility in the device. Put on exergy basis, the difference is much more pronounced, as can be seen in the *figure 5*. The cost flow for devices dealing with low exergy streams becomes larger than the costs for equipments dealing with high-exergy content streams. The monetary cost is higher for the pump than for the generator set (electricity comes from generator).

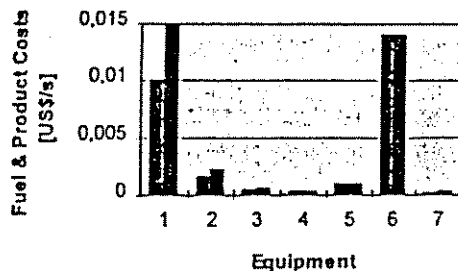


Figure 14 - Total costs for F and P (time basis)

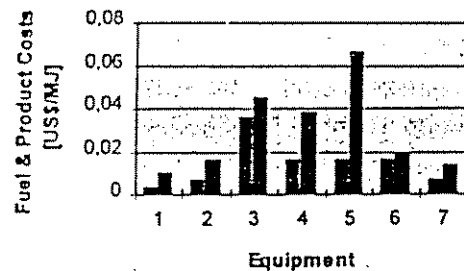


Figure 15 - Total costs for F and P (exergy basis)

Table IV - Cost distribution for useful products

Useful product	Cost - time basis (US\$/h)	Cost - Usual basis
Electric energy	35.5893	41.2725 US \$ / MWh
Saturated steam	12.9413	21.1459 US \$ / ton
Warm water to other steam generator	2.2584	1.4589 US \$ / ton
Warm water (sanitary)	7.8461	0.8438 US \$ / ton
Total cost:	58.6351	-----

- 3.3. An overview on the costs of the plant

The useful products of the plant (net electric power, steam, warm water for normal boilers, warm water for sanitary purposes) had its cost distribution allocated by exergo-economy method and the results are shown in the *Table IV*. The stack gas cost was re-distributed among the useful products according to their relative weight on the total cost [11].

- 4. Conclusion

The exergetic analysis showed the system could have its efficiency improved if more warm water were needed. On the other side, the high temperature exhaust gas from the engine is insufficient to cover all the steam demand. Integration of the hospital utilities with the University utilities could be beneficial: there are other uses for warm water and less energy would be lost in the cooling tower. The thermoeconomic analysis gave us the possibility to see how the costs are distributed among the various products and how each sub-system acts from the cost-formation viewpoint.

The privatization of the electric sector, the cost of the natural gas (also under discussion) and the new regulation of the electric sector in Brazil are uncertainties that don't allow a definitive conclusion to be drawn regarding the economic viability of this cogeneration plant. However, this study can be used to support the final decision as soon as the economic and institutional environments become clear.

- 5. References

1. A. Orlando, *Cogeneration Planners Handbook*, The Fairmont Press, 1991.
2. D. Hu, *Cogeneration*, Reston Publishing Co., 1985.
3. Gas Research Institute - GRI, *Gas World International*, October, 1995.
4. Department d'Indústria e Energia, *Centres Hospitalares - Tecnologies avançades de estalvi i eficiència energètica*, Generalitat de Catalunya, Direcció General d'Energia, Catalunya, Novembre, 1990.
5. B. Espirito Santo, *Energy conservation capabilities and cogeneration case studies in the UNICAMP Clinic Hospital*. MSc. Thesis. State University of Campinas, Campinas, Brazil, 1997. (In portuguese).
6. Kaplan, *Energy Economics - Quantitative methods for energy and environmental decisions*, McGraw-Hill Book Co., 1983.
7. Szargut, D.R. Morris, F.R. Steward, *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, Hemisphere, 1988.
8. A. Gaggioli, *Second law analysis for process and energy engineering*, in R.A. Gaggioli, ed., *Efficiency and Costing*, ACS Symposium Series v.235, Washington, pp.1-50, 1983.
9. Valero, M.A. Lozano, L. Serra, C. Torres, *Energy*, v.19, n.3, pp. 365-381, 1994.
10. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal Design and Optimization*, John Wiley, 1996.
11. Tsatsaronis, 1993, *Prog. Energy Combustion Sci.*, v.19, pp.227-257, 1993.

ANÁLISE DE EMISSÕES DE GASES POLUENTES EM USINAS TÉRMICAS DE PRODUÇÃO DE ELETRICIDADE

Denilson B. E. Santo e Waldyr L. R. Gallo

Departamento de Energia - FEM - UNICAMP

Waldir A. Bizzo

Dep. de Engenharia Térmica e de Fluidos - FEM - UNICAMP

13083-970 - Campinas - SP - Brasil

SUMÁRIO

Este trabalho apresenta e discute os principais poluentes formados durante o processo de combustão (gases e material particulado na corrente gasosa) e seus efeitos na atmosfera (efeito estufa, chuva ácida, visibilidade do ar, etc). Os resultados apresentados são relativos a instalações termelétricas e para a análise comparativa das emissões foram escolhidas plantas de 100 MW de potência. Diferentes tipos de combustíveis são analisados, associados a cada tipo de tecnologia de conversão.

INTRODUÇÃO

A geração térmica é a forma mais empregada mundialmente para a geração de eletricidade, sendo possível a utilização de combustíveis fósseis ou renováveis. Tradicionalmente, as reservas e o custo do combustível eram os fatores determinantes na opção pelo ciclo térmico a ser empregado. Os problemas ambientais, porém, despertaram preocupações sociais e a criação de limites de emissões de poluentes por parte de órgãos públicos.

Embora no Brasil a geração seja basicamente hidroclétrica, espera-se um significativo aumento da contribuição da energia elétrica gerada por usinas térmicas (devido à nova regulamentação e à privatização do setor elétrico), seja para afastar a possibilidade de *black-out's*, seja pelo incremento de disponibilidade de gás natural, seja pelo interesse do produtor independente de eletricidade em empregar sistemas de cogeração.

Este trabalho analisa as emissões associadas à geração termelétrica, considerando as tecnologias: ciclos a vapor, motores de combustão interna de grande porte (diesel navais), turbinas a gás e ciclos combinados. Os combustíveis considerados são o carvão, óleo combustível, óleo diesel, gás natural e biomassa (bagaço de cana e cavacos de lenha).

Para uma análise comparativa de emissões poluentes (CO_2 , CO , SO_2 , material particulado e NO_x) foram admitidas tecnologias disponíveis comercialmente, para uma instalação termelétrica com uma unidade de 100 MW. No caso dos motores diesel, supõem-se várias unidades de grande porte operando em paralelo (duas ou três).

Uma comparação entre os requisitos definidos pela legislação brasileira pertinente, e os requisitos definidos por outros países parece indicar a necessidade de revisão dos limites legais de emissões gasosas estabelecidos para o país.

A PROBLEMÁTICA AMBIENTAL

O potencial poluente das diferentes substâncias formadas durante o processo de combustão e seu impacto sobre o ambiente e/ou sobre a saúde humana tem sido motivo de extensas pesquisas multidisciplinares, englobando desde pesquisadores da área de combustão até meteorologistas e toxicologistas.

As emissões de gases poluentes provenientes da combustão

podem ser divididas, a grosso modo, entre as de impacto global e as de impacto local.

As emissões de impacto global contribuem, junto a emissões de outras origens, para o aquecimento da Terra, responsável pelo efeito estufa (*greenhouse effect*). Há gases que ocorrem espontaneamente na natureza e que são responsáveis pelo efeito estufa, tais como o CO_2 , o vapor de água e o metano. Embora imprescindível para a sustentação da vida no planeta (mantendo a temperatura da biosfera dentro de limites adequados), o efeito estufa pode também ocasionar um aumento na temperatura média da Terra (com efeitos enormes sobre o clima), caso aumente substancialmente a concentração destes gases.

Cientistas tem alertado contra a emissão de CO_2 e CH_4 de origem fóssil, que têm apresentado taxas crescentes de concentração na atmosfera. Isto pode ser evidenciado através de estudos realizados em geleiras, de onde se pode verificar as características atmosféricas de milhares de anos atrás, bem como através de registros e estimativas de concentração de CO_2 , que demonstram um aumento de aproximadamente 290 ppm em 1870 para 335 ppm em 1995 e projeção de 363 ppm para o ano 2000 (Kural, 1994).

Além dos gases de ocorrência natural, contribuem também para um possível aumento de temperatura compostos organoclorados de uso refrigerante (sintetizados artificialmente), como os CFC's e os HCFC's. Estes compostos foram também identificados como responsáveis pela destruição de parte da camada de ozônio da estratosfera, que protege a superfície terrestre contra raios cósmicos. O estabelecimento de um prazo internacionalmente aceito para a eliminação dos CFC's e HCFC's foi uma decisão importante na luta a favor da preservação da camada de ozônio.

As emissões de impacto local são as associadas à deposição ácida, ao *smog* fotoquímico e ao material particulado.

As emissões de óxidos de enxofre e de nitrogênio são responsáveis pela deposição ácida. Duas formas de deposição podem ocorrer para estes gases, denominadas de seca e úmida. A deposição seca é atribuída à deposição destas substâncias diretamente no solo e a deposição úmida ocorre quando estes gases se oxidam formando o H_2SO_4 e HNO_3 e sofrem dissolução em água, formando ânions SO_4 e NO_3 que depois são depositados na crosta juntamente com a água da chuva. É sabido que estes gases provocam doenças respiratórias, comprometem a qualidade do solo, comprometem a qualidade da água de rios, lagos e lençóis freáticos e podem entrar na cadeia alimentícia.

O *smog* fotoquímico é causado por complexas reações químicas na atmosfera, sob efeito da luz solar, diminuindo a

visibilidade e afetando a saúde humana através de sua inalação. Associados a emissões provenientes do processo de combustão, os óxidos de nitrogênio, os hidrocarbonetos não queimados, material particulado e os óxidos de enxofre contribuem para a formação do *smog*.

Os materiais particulados apresentam-se em fase sólida, porém arrastados por correntes gasosas na atmosfera. São constituídos por resíduos de carbono, hidrocarbonetos não queimados, sais e cinzas oriundos de processos de combustão de combustíveis fósseis ou biomassa, de mineração do carvão, queimadas, etc. A estas emissões atribui-se a diminuição da visibilidade do ar, a contaminação de solos e águas, a ocorrência de problemas respiratórios e problemas de saúde devido a sua inserção na cadeia alimentícia.

A GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

A maior parte da energia elétrica gerada no mundo provém da queima de combustíveis fósseis (óleo, carvão, gás natural, etc). O Brasil é uma exceção dentro do mercado de geração de eletricidade, já que aproximadamente 95% da geração de energia elétrica brasileira se dá em usinas hidrelétricas (MMF, 1997). Entretanto, a geração térmica tende a ter uma maior participação nos próximos anos, devido ao aumento da oferta de gás natural e aos menores prazos de construção de usinas térmicas, quando comparadas a outras formas de geração de grande porte, já que existe uma previsão de déficit de eletricidade caso o parque gerador não seja expandido.

A expansão da capacidade do sistema de geração através da opção hidráulica possui limitações associadas à escolha de novos sítios apropriados, uma vez que os melhores aproveitamentos já foram explorados. A competição entre os reservatórios e terras agricultáveis e os impactos ambientais provenientes do alagamento de grandes áreas também tem colocado restrições a esta opção.

A opção nuclear tem encontrado bastante resistência popular, dados os problemas de segurança (Three Mile Island e Tchernobyl) e ambientais que surgem no manejo do combustível descartado. Até o momento, o país conta com uma usina em operação e outra em construção (retomada há pouco tempo). De qualquer modo, o prazo de construção de usinas termoeletrônicas é muito longo, comparável ao de hidroeletrônicas de grande porte.

O uso de sistemas de conversão não convencionais (células de combustível, células fotoelétricas, energia térmica solar, energia cólica, etc) em larga escala não é esperado em curto prazo. Problemas tecnológicos ainda por resolver, custos de geração e disponibilidade de fontes e/ou materiais ainda limitarão sua penetração no parque gerador.

A geração de eletricidade em sistemas térmicos convencionais pode ser feita empregando-se diferentes tecnologias. A princípio, vários combustíveis diferentes poderiam ser adotados para uma mesma tecnologia.

Ciclos a vapor. Possibilitam a utilização de combustíveis sólidos (carvão, biomassa, turfa, etc.), líquidos (diesel, óleo combustível, resíduos de processos industriais, etc.) e gasosos (gás natural, gases provenientes de gaseificação de carvão, biomassa, etc.). Normalmente as plantas a vapor utilizam combustíveis sólidos ou líquidos. Para o porte da instalação tomada como base neste trabalho (100 MW), foram considerados como possíveis combustíveis o carvão, óleo combustível, bagaço de cana e cavacos de lenha. O uso de gás natural foi descartado devido à possibilidade de seu emprego em turbinas a gás ou em ciclos combinados, com grandes vantagens ambientais e de

eficiência. O uso de óleo diesel deve ser evitado sempre que possível, dada sua escassez no mercado nacional.

Na região Sudeste há instalações a vapor operadas a óleo combustível, que tem permanecido na reserva do sistema elétrico, pois são de projeto muito antigo e possuem vários problemas de operação. Várias unidades térmicas a vapor foram construídas ou estão em construção no Sul do país, visando o emprego do carvão mineral; algumas delas possuem sistemas de controle de emissões.

Industrialmente, ciclos a vapor empregando turbinas de contrapressão são usados para auto-produção de energia elétrica em sistemas de cogeração na agro-indústria canavieira, na fabricação de celulose pelo processo Kraft, na indústria química e petroquímica e em refinarias de petróleo. Em todos os casos acima, existe a disponibilidade de combustíveis residuais a baixo custo. Até hoje, estas instalações foram projetadas (com raras exceções) apenas para atender a demanda elétrica da própria indústria.

Detalhes sobre as características tecnológicas de instalações a vapor de última geração podem ser encontrados na literatura (Oeynhausen et al, 1993). Valores de eficiência líquida típicos para termelétricas a vapor, de condensação e com vários estágios de regeneração, estão na faixa de 30 a 40%, dependendo da complexidade do sistema. Para sistemas de cogeração, a eficiência (apenas a elétrica) é substancialmente mais baixa (10 a 20%), dada a necessidade de vapor para uso industrial.

Motores de combustão interna a pistão. Este tipo de unidade de potência pode utilizar combustíveis líquidos e/ou gasosos. Embora existam grupos geradores de pequeno porte empregando motores de ignição por faísca, os grupos geradores em geral empregam motores de ignição por compressão (diesel). Nas regiões servidas pelo sistema interligado, a aplicação de tais grupos geradores se restringe a localidades remotas ou a sistemas de emergência. Na Amazônia, onde não há um sistema interligado de distribuição de energia elétrica, constituem a espinha dorsal de geração, em unidades de potência entre 0,5 e 3 MW. Motores diesel tem sido propostos para sistemas de cogeração de pequeno e médio porte, no setor terciário (Espírito Santo, 1997), especialmente quando convertidos ao uso de gás natural.

Embora não sejam usados no Brasil, motores de ignição por compressão de alta potência e usando óleos combustíveis tem ganhado mercado, na faixa de potência de 15 a 40 MW. Tais motores, de dois tempos, alta eficiência, turboalimentados e de baixa rotação, são provenientes da tecnologia marítima (Petersen e Jacobsen, 1992).

Os motores de combustão interna a gás natural de pequeno e médio porte apresentam eficiência da ordem de 30 a 36%, motores diesel de pequeno e médio porte tem de 33 a 40%, enquanto que grandes motores movidos a óleo combustível (derivados dos motores de propulsão marítima) possuem eficiência entre 45 e 49%.

Turbinas a gás. A geração de eletricidade com turbinas a gás pode se dar com o uso de combustíveis líquidos ou gasosos, sendo mais comum a utilização de combustíveis gasosos, principalmente o gás natural. O ciclo simples de uma turbina a gás é composto por compressor, câmara de combustão, a turbina propriamente dita e o gerador elétrico.

As turbinas a gás têm sido aplicadas em sistemas de cogeração de pequeno e médio porte (setor terciário) ou mesmo de grande porte em cogeração industrial (Avitabile et al., 1997), em geral empregando o gás natural como combustível. No Brasil, tem sido responsáveis pela geração elétrica em Manaus, empregando óleo diesel.

A eficiência de turbinas varia de acordo com a sua potência e características construtivas na faixa entre 25 a 38%, sendo que os maiores valores se aplicam a máquinas de maior porte. Uma das desvantagens das turbinas a gás reside na queda sensível de seu desempenho em função das condições ambientes.

Ciclo combinado. A tecnologia conhecida por ciclo combinado consiste na associação entre uma instalação de turbina a gás com um ciclo a vapor. A energia dos gases de exaustão da turbina fornece calor para a geração de vapor em uma caldeira de recuperação, e a expansão do vapor ocorre em uma turbina a vapor de condensação, com produção adicional de eletricidade.

Os combustíveis adequados ao ciclo combinado são os mesmos recomendados para as turbinas a gás. Pode-se realizar queima adicional de combustível na caldeira de recuperação, aumentando a potência da turbina a vapor, mas sacrificando a eficiência global da instalação. O ciclo a vapor que faz parte de um ciclo combinado é bastante simplificado em relação a uma instalação usual a vapor, dispensando todos os aquecedores regenerativos. A grosso modo, a turbina a vapor responde por um terço da potência total produzida, sem o uso de queima adicional. Tem sido adotada em vários países como unidades principais de geração elétrica, em unidades entre 50 e 500 MW. Esta tecnologia apresenta as mais altas eficiências de geração termelétrica, com valores variando de 48 a 58% (Gas Turbine World, 1997).

METODOLOGIA PARA A AVALIAÇÃO DAS EMISSÕES

A potência de 100 MW foi escolhida por possibilitar a comparação de várias combinações entre tecnologias e combustíveis, com um porte que, embora não seja muito alto, apresenta ganhos de escala em todas as opções.

A Tabela 1 apresenta as diferentes combinações de tecnologias e combustíveis que foram avaliadas neste trabalho, bem como a eficiência adotada nos cálculos e a vazão mássica de combustível, em base seca.

Quando se analisa o emprego de combustíveis sólidos, apenas ciclos a vapor foram considerados. Embora exista a possibilidade de realizar a gaseificação de carvão ou de biomassa para uso em ciclos combinados (IGCC), com eficiências da ordem de 45%, esta tecnologia não pode ser ainda considerada consolidada e plenamente comercial.

Quando se emprega biomassa em ciclos a vapor (bagaço e madeira), são admitidas eficiências menores que com o carvão pois não há a possibilidade de realizar queima senão em grelhas. A queima em leito fluidizado poderia melhorar o desempenho destas instalações, mas ainda não pode ser considerada como plenamente comercial para esta faixa de potência.

Para a instalação a carvão considerou-se a queima de carvão pulverizado, com queimadores tangenciais. O valor de eficiência apresentado na Tabela 1 considera não só a energia elétrica produzida, mas também o consumo da própria instalação (eficiência líquida). O mesmo vale para todos os demais casos.

O emprego de óleo combustível em ciclo a vapor foi considerado pois corresponde à prática das termelétricas em operação no Sudeste. Além disso, com o aumento da participação do gás natural na matriz energética brasileira, pode-se prever um aumento na disponibilidade de óleo combustível. O óleo combustível pode ser usado também em motores diesel de grande porte (opção 5 na Tabela 1).

Tabela 1 - Descrição dos ciclos estudados

Tecnologia	Combustível	Eficiência %	Combustível [kg/s] b. seca
1 Ciclo a vapor	carvão	33	14,60
2 Ciclo a vapor	óleo 3 A	36	7,03
3 Ciclo a vapor	bagaço cana	30	19,05
4 Ciclo a vapor	cavaco eucat.	30	18,21
5 Motor ICO	óleo 3 A	47	5,39
6 Turbina a gás	gás natural	38	5,48
7 Turbina a gás	diesel	37,5	6,33
8 Ciclo comb.	Gás natural	52	4,01

Embora o óleo diesel seja pouco recomendado para geração termelétrica, seu emprego em turbinas a gás foi considerado, com a finalidade de "simular" a prática atual da geração em Manaus.

No caso do gás natural, seu uso foi restrito a turbinas a gás ou a ciclos combinados.

A partir da composição elementar característica de cada combustível (apresentadas na Tabela 2), bem como do excesso de ar adequado a uma boa combustão em cada um dos sistemas considerados, foi utilizado o programa ACOMB - versão 1.21 (análise de combustíveis industriais) desenvolvido pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT, 1997).

Para o desenvolvimento da análise de emissão de poluentes para cada opção, foram admitidas hipóteses de condições de operação típicas em plena carga. As emissões analisadas referem-se ao dióxido de carbono que, embora não seja um poluente, é um gás de efeito estufa, monóxido de carbono, dióxido de enxofre, material particulado e óxidos de nitrogênio.

A oxidação do enxofre contido nos combustíveis foi admitida como completa em SO₂. Tal hipótese prende-se ao fato de ser esta substância a preponderante quando as temperaturas são elevadas, como é o caso da combustão. Na verdade, à medida que os produtos de combustão esfriam, ocorre a conversão do dióxido de enxofre para trióxido de enxofre; admitiu-se que este processo ocorre já após os gases de combustão terem sido lançados na atmosfera.

Para o CO₂ é adotado um balanço de massa de carbono entre CO₂, CO e carbono volante no material particulado. Nos casos de monóxido de carbono, de material particulado, e de NO_x as emissões não podem ser obtidas por um simples modelamento da combustão. Para cada tecnologia e combustível foram tomados valores típicos de literatura, citados com detalhes no próximo tópico.

Os valores das emissões de dióxido de enxofre foram modificados nos casos identificados na Tabela 1 pelos números 1,2,5 e 7. Admitiu-se a instalação de sistemas de tratamento dos gases de exaustão (*wet scrubbers*, usando calcário como absorvente de enxofre), com 90% de eficiência de remoção de SO₂. Para os demais casos, os baixos teores de enxofre no combustível não justificam a inclusão de tais equipamentos.

Para as emissões de material particulado, admitiram-se sistemas de captação (filtros de mangas e/ou precipitadores eletrostáticos) nos casos 1,2,3,4 e 5 da Tabela 1. A eficiência de captação foi fixada em 95% de remoção para as opções em que existe o tratamento.

Um abatimento de 50% foi admitido para óxidos de nitrogênio nos casos 1,2,5 e 7. Esse abatimento em relação aos valores de emissões não controladas foi suposto apenas com medidas não catalíticas como combustão estagiada, recirculação de gases ou queimadores projetados para baixa produção de NO_x (Briggs, 1997). Também para turbinas a gás se admitiu o uso de *low NO_x burners*.

Tabela 2 - Características dos combustíveis

Combustível	Umidade %	PCI [MJ/kg]	Composição elementar em massa - base seca, %					
			C	H	O	N	S	Cinzas
Carvão	10	20,75	51,78	3,34	7,58	0,52	3,60	33,18
Bagaço cana	50	17,50	48,4	6,7	43,8	0,0	0,1	1,0
Cavaco eucal.	30	18,30	48,6	5,8	43,9	0,6	0,1	1,5
Óleo 3 A	0	39,50	87,8	9,6	0,5	0,7	1,4	0,0
Diesel	0	42,14	86,0	13,1	0,0	0,0	0,9	0,0
Gás natural	0	48,01	73,62	23,48	0,87	2,03	0,0	0,0

ANÁLISE DAS EMISSÕES DE GASES POLUENTES

Os números presentes nas abscissas das figuras abaixo, em que são apresentados os resultados das emissões, correspondem aos casos apresentados na Tabela 1.

Emissões de dióxido de carbono. A análise de emissão de CO₂ (figura 1) provém do balanço de massa do carbono contido no combustível, considerando a presença do monóxido de carbono e do carbono presente no material particulado.

A figura 1 revela o bagaço de cana e os cavacos de eucalipto como os maiores formadores de dióxido de carbono. Entretanto, há que se considerar que o CO₂ formado pela combustão da biomassa será reabsorvido pela planta em fase de crescimento (ciclo do carbono), uma vez que se supõe um manejo florestal ou agrícola adequado. Esta emissão de CO₂ não deve ser computada como uma contribuição para o aumento da concentração dessa substância na atmosfera.

Dentre os combustíveis de origem fóssil, o maior emissor é o carvão, seguido pelas tecnologias que utilizam o óleo combustível. O gás natural se destacou como o menor emissor, comprovando a sua reputação de combustível fóssil de menor participação na formação do efeito estufa.

GRI (1995) argumenta que plantas em ciclo combinado a gás natural de eficiência de 50% emitem apenas 42% de CO₂ quando comparadas com plantas a vapor a carvão de 33% de eficiência. Os resultados aqui apresentados mostram que a emissão do caso 8 (ciclo combinado) representa apenas 38,5% daquela do caso 1 (ciclo a vapor, carvão); a maior eficiência admitida neste trabalho, bem como eventuais diferenças de composição entre o gás natural e o tipo de carvão usados em cada um dos trabalhos explicam a diferença destes valores.

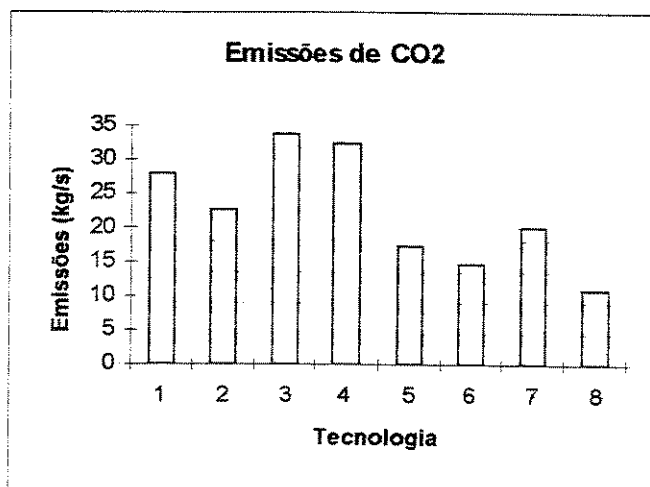
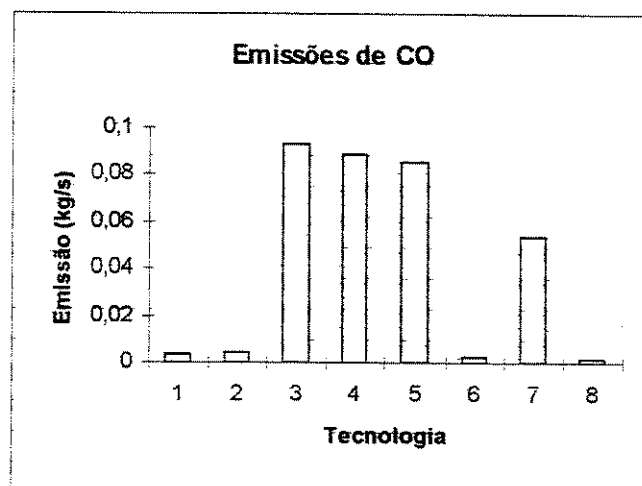
Figura 1 - Comparação entre as opções analisadas: CO₂.

Figura 2 - Comparação entre as opções analisadas: CO

Emissões de monóxido de carbono. Para os casos 1 a 5, as emissões foram calculadas a partir das informações da EPA (1998) para sistemas sem qualquer tipo de abatimento. No caso de turbinas a gás e de ciclo combinado, admitiram-se os dados indicados por Cohen et al (1996) e por Smith (1997).

Pela Figura 2 pode-se verificar que a queima de biomassa em ciclos a vapor (casos 3 e 4) constituem as maiores fontes de monóxido de carbono. A geração elétrica em motores a pistão empregando óleo combustível e em turbinas a gás queimando óleo diesel são também bastante altas frente às demais.

Para os ciclos a vapor empregando carvão pulverizado ou óleo combustível, as emissões de CO são bastante baixas, mesmo sem qualquer tratamento, e comparáveis às obtidas em turbinas a gás e em ciclos combinados.

Deve-se ressaltar que, embora altas quando comparadas às demais, as emissões de CO que sobressaem na Figura 2 ainda são muito menores do que as produzidas por motores de automóvel, mesmo quando providos de catalisador.

Emissões de dióxido de enxofre. A análise de emissão de SO₂ provém do balanço da reação do enxofre contido no combustível e do oxigênio do ar de combustão. Vale relembrar que para combustíveis com altos teores de enxofre admitiu-se a existência de um sistema FGD (*flue gas dessulfurizer*) com 90 % de abatimento.

A análise da figura 3 aponta o carvão como o maior produtor de SO₂, apesar do sistema FGD, principalmente devido à hipótese de utilização de um carvão nacional que possui alto teor de enxofre e cinzas. Na segunda posição encontram-se os sistemas que empregam a biomassa, que contém enxofre em pequena concentração em sua composição mas para os quais não se previu o uso de sistemas de dessulfurização.

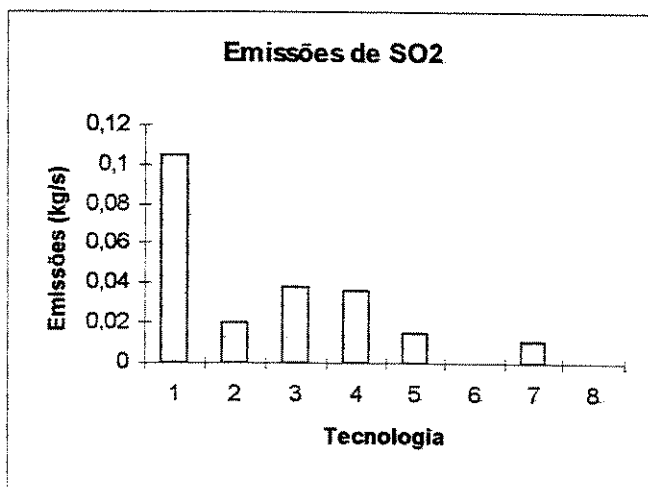


Figura 3 - Comparação entre as opções analisadas: SO₂.

Sistemas que empregam o óleo combustível ou o diesel vem a seguir, com taxas de emissão mais baixas em relação à biomassa devido à presença do FGD. Para os sistemas que utilizam gás natural não foi considerada qualquer emissão de SO₂, já que o gás natural não possui enxofre em quantidade mensurável em sua composição após o tratamento conhecido como *softening*, que ocorre junto à sua produção (Machado Jr., 1993). Smith (1997), entretanto, relata a emissão de SO₂ para gás natural (composição não especificada) em turbinas a gás (11 mg/m³ de gases de combustão). Mesmo se admitindo o valor apresentado por Smith, teríamos a emissão de 0,0022 kg/s para o caso 6 e 0,0016 Kg/s para o caso 8 (uma ordem de grandeza menores que o menor valor reportado na Figura 3).

Emissões de Material Particulado. A nível internacional o limite de emissão de materiais particulados é imposto pelas autoridades do meio ambiente locais, e as plantas térmicas de geração de eletricidade prevêm meios tecnológicos de atender a legislação.

Para os cálculos apresentados na figura 4, foram considerados os fatores de emissões de material particulado apresentados pela EPA (1998) para sistemas sem abatimento, corrigidos para uma eficiência de 95% nos casos 1 a 5.

Note-se que mesmo com abatimento de 95%, o carvão emite muito mais material particulado que os demais. Ciclo a vapor empregando cavacos de madeira se destaca a seguir. As menores emissões de MP estão associadas ao uso do gás natural, mesmo sem qualquer tratamento.

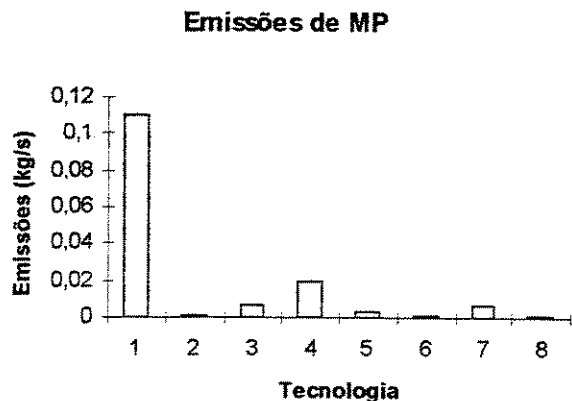


Figura 4 - Comparação entre as opções: material particulado.

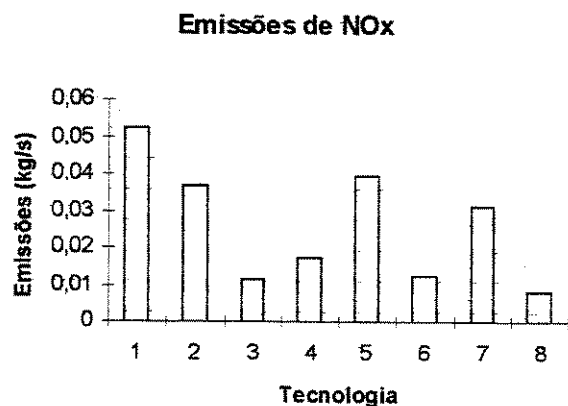


Figura 5 - Comparação entre as opções: óxidos de nitrogênio

Um ciclo a vapor usando bagaço de cana (com abatimento) emite quase a mesma quantidade de material particulado que uma turbina a gás operando com diesel (sem abatimento).

Emissões de óxidos de nitrogênio. Diversas tecnologias de combustores, para turbinas a gás e caldeiras, têm sido desenvolvidas para diminuir a formação de NO_x, já que à mesma se atribui, entre outras coisas, a características do processo de combustão como temperatura, pressão, tipo de combustível, tempo de residência na zona de combustão, temperatura da mistura na entrada, razão superfície - volume do reator, tamanho do jato na entrada da câmara de combustão, etc (Steele et al, 1997).

Um abatimento de 50% foi admitido para as opções 1, 2, 5 e 7 em relação aos valores referenciados pelo EPA (1998). No caso da biomassa (casos 3 e 4) as emissões não possuem abatimento. Para o gás natural, admitiu-se o emprego de câmaras de combustão de baixa geração de NO_x (12 ppmvd para uso de gás natural e 42 ppmvd para diesel).

A Figura 5 mostra os valores obtidos. As emissões mais elevadas novamente estão associadas ao carvão. Seguem-se as opções que empregam óleo combustível ou diesel. Turbinas a gás emitem pequenas quantidades de NO_x quando operando com gás natural e empregando câmaras de combustão especiais. No caso do gás natural, as emissões de NO_x podem ser bastante altas, caso não se atente para o tipo de câmara de combustão adotada.

As menores emissões de óxidos de nitrogênio relacionam-se à biomassa. Apesar de possuir nitrogênio em sua composição ponderal, as baixas temperaturas de queima são responsáveis pelo melhor desempenho da biomassa quanto ao NO_x.

Comparação entre a legislação brasileira e internacional. A legislação brasileira referente a emissões gasosas é bastante recente. De interesse para termoeletricas existem três regulamentações: a Portaria IBAMA 348 (14/03/1990), a Resolução CONAMA 003/90 (28/06/90) e a Resolução CONAMA 008/90 (06/12/1990) (Ventura e Rambeli, 1996).

As duas primeiras estabelecem padrões (primários e secundários) de qualidade do ar, concentrações de poluentes, monitoramento da qualidade do ar e definem Planos de Emergência para episódios críticos de poluição do ar. A terceira Resolução estabelece limites máximos para emissões de poluentes do ar, para processos de combustão (externa) em fontes fixas.

Tabela 3 - Limites Resolução CONAMA 008/90

Áreas	Comb.	Potência MW	SO ₂ g/10 ⁶ kcal	MP total g/10 ⁶ kcal	Densid. Colorim. %
Classe I	óleo ou carvão	≤ 70	2000	120	20
		> 70	não é	permitido	—
Classes II e III	óleo	≤ 70	5000	350	20
		> 70	2000	120	20
	carvão	≤ 70	5000	1500	20
		> 70	2000	800	20

As resoluções associadas com qualidade do ar não discutem a origem dos poluentes do ar; preocupam-se com sua concentração e efeitos sobre a saúde humana e sobre o meio ambiente.

A Resolução CONAMA 008/90 (Tabela 3) estabelece os limites de emissões de dióxido de enxofre, partículas totais em suspensão e a densidade colorimétrica dos fumos. Os limites máximos aplicáveis são diferentes segundo Classes de áreas distintas. A Classe I corresponde a áreas de preservação e lazer, quando uma área é declarada como Preservada, não se permitem a instalação de novas fontes de poluição do ar; quando declaradas como Conservadas, valem os limites estabelecidos na Tabela 3. Áreas de Classe II são aquelas em que a qualidade do ar é limitado pelos padrões secundários. Nas áreas de Classe III a qualidade do ar é limitada pelos padrões primários.

Os valores da Resolução CONAMA 008 são mais elevados em relação aos adotados internacionalmente. Para MP (material particulado), cerca do dobro dos valores americanos ou europeus. No caso dos óxidos de enxofre, os menores limites brasileiros são coincidentes com os limites máximos europeus ou americanos.

Quanto à emissão de NO_x, a Resolução CONAMA sequer estabelece limites para fontes fixas. Tal exclusão é estranha, pois as várias Resoluções CONAMA que se referem a veículos automotores são explícitas com relação aos óxidos de nitrogênio.

CONCLUSÃO

Através da metodologia empregada foi possível quantificar as emissões de poluentes para a geração térmica de 100 MW de eletricidade, considerando as características dos combustíveis sugeridos e dos ciclos térmicos analisados.

Supondo a existência de tratamento de emissões, todas as opções analisadas atendem a legislação brasileira. Todavia, o pior desempenho ambiental refere-se ao ciclo a vapor empregando carvão. O uso de óleo combustível em ciclos a vapor ou em motores a pistão também possui desempenho ambiental ruim. O uso de gás natural em ciclos combinados (desde que empregando câmaras de combustão de baixa formação de NO_x) apresenta os resultados ambientalmente mais favoráveis. O emprego de biomassa também é muito interessante, dada a natureza reciclável do CO₂ produzido, bem como as baixas emissões de NO_x.

Na queima de hidrocarbonetos de origem fóssil, a produção de CO₂ é a melhor destinação possível para o carbono; os outros compostos que contenham carbono - monóxido de carbono, material particulado ou UHC (hidrocarbonetos não queimados) - são ainda mais perniciosos ao ambiente. Assim, o uso de combustíveis fósseis deve ser feito de maneira a maximizar os benefícios associados a sua conversão. O uso de altas eficiências de conversão passa a ser justificável não só do ponto de vista econômico, mas também ambiental.

A expansão do parque térmico brasileiro, principalmente através de produtores independentes de eletricidade, juntamente com a análise sobre legislações vigentes em países com parque gerador basicamente térmicos, revelam a necessidade de criar-se uma legislação federal mais abrangente que a atual, para se regular as emissões das novas usinas de forma a preservar a qualidade do ar e se evitar que sejam instalados equipamentos de baixa tecnologia e com grande geração de poluentes.

REFERÊNCIAS

- Avitabile, M.; Minghetti, E.; Palazzi, G., 1994, "Economic and Technical Design of an Advanced Combined Heat Power Plant". Proceedings of the Florence World Energy Research Symposium, Florence, Italy, pp. 989-1000.
- Briggs, O., 1997, "RSFC burner retrofit up and running in Richmond". Modern Power Systems, May, pp.45-49.
- Cohen, H.; Rogers, G. F. C.; Saravanamuttoo, H. I. H., 1997, "Gas Turbine Theory". 4th Edition, Longman, London.
- EPA (Environmental Protection Agency), 1998 "Compilation of Air Pollutant Emission Factors". Report AP42, 5th edition, Vol. I: Stationary Plants and Area Sources. USA.
- Espírito Santo, D. B., 1997, "Possibilidades de Conservação de Energia e Estudos de Caso de Cogeração no Hospital de Clínicas da Unicamp". Dissertação de Mestrado, Unicamp, Campinas.
- Gas Turbine World, 1997, "Performance Specifications", v.17, p.29-37.
- GRI (Gas Research Institute), 1995, "The environmental benefits of natural gas". Gas World International, October.
- IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas), 1997, "ACOMB: Análise de Combustíveis Industriais". Versão 1.21.
- Kural, O., 1994, "Coal - Resources, Properties, Utilization, Pollution". Edited by Istanbul Technical University, Turkey.
- Machado Jr., H. A., 1995, "Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás em Condições de Uso em Campo". Dissertação de Mestrado, Unicamp, Campinas.
- MME (Ministério de Minas e Energia), 1997, "Balanço Energético Nacional". Ministério de Minas e Energia. Brasília.
- Oeynhausen, H.; Bergmann, D.; Termuehlen, H., 1993, "Large Steam Turbines for Advanced Power Plants". Proc. of the 55th American Power Conference, Chicago, USA, p.656-668.
- Petersen, B.H. & Jacobsen, N., 1992, "Diesel plant adds 77 MW to the Macau grid". Modern Power Systems.
- Smith, D., 1997, "RWE operates BASF private gas fired power plant". Modern Power Systems, september, pp.39-41.
- Steele, R. C.; Jarret, A. C.; Malte, P. C.; Tonouchi, J. H.; Nicol, D. G., 1997, "Variables Affecting NO_x Formation in Lean-Premixed Combustion". ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol 119, January, pp.102-107.
- Ventura, V. J. e Rambeli, A. M., "Legislação Federal sobre o Meio Ambiente". Editora Vana Ltda, 1996.

ABSTRACT

The gaseous emissions (CO₂, CO, SO₂, PM and NO_x) from thermoelectric power stations are presented and discussed. The environmental effects of different technologies for a 100 MW power plant (steam cycles, diesel engines, gas turbines and combined cycles) as well as different fuels (coal, fuel oil, light distillate, natural gas, sugar cane bagasse and wood chips) are explored. Some limitations present on Brazilian environmental legislation are also pinpointed.

ENERGETIC AND ECONOMIC ANALYSIS OF A GAS TURBINE COGENERATION SYSTEM FOR A HOSPITAL

Denilson B. E. Santo and Waldyr L. R. Gallo
Department of Energy - State University of Campinas
School of Mechanical Engineering - P.O. Box 6122
13083-970 Campinas - SP - Brazil
denilson@fem.unicamp.br
gallo@fem.unicamp.br

ABSTRACT

The technical and economic feasibility of a small size gas turbine (2 MW, efficiency of 25% - ISO) cogeneration system for the Clinic Hospital of Unicamp is evaluated. The knowledge of electric and thermal demand profiles allowed the conception of a high energy utilization factor system.

Computational programs utilizing technical and economic simulations applied to the thermal and electric demand hourly profiles had shown a more real performance of the proposed cogeneration system.

The methodology was developed and applied considering three different operational strategies: electrical dispatch with existing electrical chillers, electrical dispatch with a new absorption chiller, full load dispatch with absorption chiller. An economic analysis reveals the feasibility of the investment through different economic scenarios. In all cases, natural gas is the fuel adopted.

INTRODUCTION

When well designed, cogeneration systems can be a good technical and economical solution where there are simultaneous demand of electricity and thermal energy for long periods. The possibility to burn only one fuel to produce two useful forms of energy can make the cogeneration system a feasible investment, while creating a more independent energy situation and a contribution with the environment due to lower emissions [1-3].

Maintenance programs, reliability of the system, electricity export to grid, all are problems involved with the operation of the system that can make it an unfeasible investment if the rules are to be dictated solely by the grid manager. The development of new markets and the contribution to the environment are strong implications that require the formulation of protective laws and financial project support.

Normally the technical and economical analysis is developed considering a favorable scenario of high instantaneous energy demand, although a better analysis requires the quantification of electrical and thermal annual energy profiles, through instrumentation of the energy equipment, a time and money-

consuming process.

The methodology here proposed is a simultaneous hourly profile analysis taking into account the thermal and electrical demand of the Clinic Hospital of the State University of Campinas. A monthly mean electricity profile measured in march (the end of the summer), a mean steam profile measured in April and an air conditioning load profile measured in January (high summer), were entrance data for the programs. No heat is employed for ambient comfort tasks due to local climate. Steam is usually employed for cooking, clothes washing, sterilization, and to heat sanitary water.

Today, the Hospital have oil-fired steam generators, mechanical compression chillers for air conditioning and receives all electric energy from the grid. Two diesel engines provide emergency power to selected areas of the hospital. All the equipment have more than twenty years of use and must be replaced in a near future. A study of a cogeneration system for this Hospital using gas-fueled engines was presented at ECOS98 [4]. A study of Bidini et al. [5] evaluates the cogeneration plant of the University of Perugia (Italy), using an internal combustion engine operating on natural gas. In this case, the steam is employed for heating in the winter, and in an absorption chiller in the summer.

The idea isn't to define the feasibility or not of the proposed cogeneration system for the Clinic Hospital, even because the data available are scarce, not simultaneous and come from a short period. The main purpose of this work is the creation of an analysis tool that can make good technical and economical feasibility analysis of a gas-turbine driven cogeneration system, as long as weather profiles, thermal and electrical annual profiles, equipment characteristics and a economic scenario are known.

The utilized costs are actual electrical and oil tariffs and expected first cost (investment), natural gas and maintenance costs.

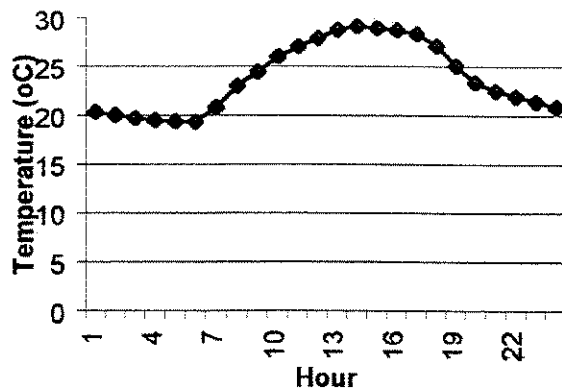


Figure 1 - Mean daily temperature profile. December 98.

METHODOLOGY

The computational programs are developed in FORTRAN.

The first step of the methodology is the HRSG design, that is made accordingly with the methodology proposed by Ganapathy [6]. To do the boiler design it is necessary to define the steam pressure (saturated steam), the exhaust gas flow, temperature, composition and thermal properties. The HRSG design program will give us the heat transfer surface, the number of tubes, produced steam, pressure drop, etc. These information are then available as data for the main simulation programs.

When adopted, the absorption chiller steam consumption is taken as 5 kg/ton (1 ton = 12000 Btu/h = 3,516 kW), as suggested by Dorgan [7] for double-effect absorption chillers.

The main entrance data for the three simulation programs are : (i) local daily dry bulb temperature profile; (ii) electrical demand load profile; (iii) steam demand load profile; (iv) HRSG physical and operational characteristics; (v) on-peak and off-peak electricity demand contracted from the grid; (vi) costs information (electricity, oil and natural gas tariffs, first cost, maintenance, etc); (vii) economic scenarios (discount rate, life of the system, residual value, etc).

Each program contains a series of parametric equations that represent the saturated steam properties and operational characteristics of the proposed gas turbine in partial loads (efficiency, power, exhaust gas flow and temperature, corrections due to ambient pressure, dry bulb temperature, inlet and outlet pressure drops). There are also sub-routines for gas properties calculations, HRSG part load simulation, partial load COP for the absorption chiller, economic calculations, etc.

The hourly averaged dry-bulb temperature is shown in the Figure 1 and the air conditioning load profile can be seen in the Figure 2. Electricity and steam demand are shown in Figures 3 and 4, in the next heading

CASE STUDIES

Three cases were analyzed in this work. The definition of the conditions prevailing in each case is given below, and the results are compared in the same Figures. Thermal dispatch was not analyzed since the gas turbine would operate in a very low load. For all cases, the oil-fired boilers are not in operation.

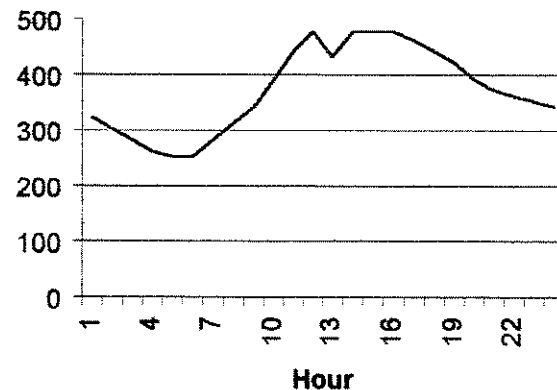


Figure 2 - Air conditioning load profile in [tons]

Case 1

Electrical Dispatch : In this situation the gas turbine of 2 MW (ISO) will operate accordingly with the electrical demand profile. When the electricity demand of the hospital is smaller than the instantaneous power of the gas turbine (between 10pm and 7am), the gas turbine will operate at partial load and during the remaining hours it will operate at full load and it will be necessary to buy supplemental electricity from the grid. For the economic analysis, it is considered that the electricity from the grid will be contracted at the present actual condition. The HRSG would have a mean production of 5269 kg/h of saturated steam at 793 kPa (7,93 bar), if not constrained. The actual mean demand of steam of the hospital is 2129 kg/h; then the by-pass chimney will be activated all the time and the energy utilization factor for this situation is not high, since there is a great excess of steam.

Case 2

Electrical Dispatch with Absorption Chiller : In this case is anticipated the substitution of the actual four reciprocating electrical 140 Tons (nominal) chiller's by one double effect absorption chiller of 604 Tons (ARI Standard 560 [8]), using steam. The air conditioning load profile were estimated by the register of the electrical current of one phase of the chiller's power electrical panel. The implementation of the absorption chiller will reduce the hourly electrical demand of the hospital at a estimated rate of 0.8 kW/Ton [7]. The rise in the first costs is compensated by the lower electricity contracted and consumed from the grid. During on-peak periods the system is capable of supply almost all the electrical needs of the hospital, and during a part of off-peak periods it will be necessary to buy supplemental electricity from the grid. The new (and higher) steam demand rises the energy utilization factor and turns the cogeneration system more interesting. Even in this case, some turbine exhaust gas is vented in the by-pass chimney all the time. For the economic analysis it is considered that the electricity from the grid will be contracted at the same actual condition.

Case 3

Full Load with Absorption Chiller : This case assumes the situation of the gas turbine operating at full load independent of the hospital demand. Excess electricity will be exported to the grid and supplemental electricity will be imported from the grid

whenever necessary. An electricity balance reveals that both on-peak and off-peak periods it will be exported more electricity than imported. The idea is to export electricity to the University Campus, situated side-by-side with the Hospital, lowering its electrical bill at the actual on-peak and off-peak consumption tariff. The substitution of the electrical chiller's by an absorption chiller and the air conditioning load profile estimation is the same as in case 2.

ANALYSIS OF THE TECHNICAL RESULTS

Figure 3 shows the electricity demand profiles: the actual one (for case 1) and the modified one (for cases 2 and 3). The reduction in the demand is due to the substitution of the electrically-driven chillers with steam-driven absorption chillers.

The gas turbine electric power production is shown for each case. Cases 1 and 2 follow the demand curve until the gas turbine is at full power. During part of the day, all cases require electricity imports from the grid, since the gas turbine capacity is below the demand. A greater gas turbine would produce an even greater excess of steam and the system would become less efficient. Case 3 produces excess power between 7pm and 8am. The power developed by the turbine is always below the nominal power due to the local altitude (near 600 m above sea level). The power curves are influenced also by the local temperature and have a minimum (at full load) between 2pm and 3pm (hour 14 to 15).

Figure 4 shows today's steam demand and the new steam demand including the absorption chillers demand. The steam production capacity of the HRSG is always higher than the demand, whichever the case. In real operation, only the needed steam will be produced and the by-pass chimney must be controlled to modulate the steam production.

This operational restriction was taken into account when economic analysis was performed. The existing boilers (oil-fired) will be out of use for all cases.

In the Figure 5 is shown the energy utilization factor (or the cogeneration system first-law efficiency). The case 1 presents the worst results, always between 40 and 50%. Case 2 and 3 results are very similar, with distinguishable differences seen only in tabular form. Considering the small size of the cogeneration system, the excess of steam capacity compared to the demand, and the daily high variations in the electrical demand, the energy utilization factor is fairly good, with values ranging from 51 to 66 %. It is also important to note that the highest values occur between 9am and 7pm, when both electrical and air conditioning loads are also high.

The cogeneration in the commercial sector of the economy (hospitals, hotels, malls, big commercial buildings, etc.) is always negatively affected by the low-activity night period. This is also clearly reflected in the Figure 5.

The gas turbine performance is affected by the pressure drop in the inlet system (air filters, ducts, bends) and in the exhaust system (silencer, ducts). The Figure 6 shows the values of these pressure drops, together with the pressure drop in the HRSG, which also affects the gas turbine. The gas turbine is single shaft and the air flow is determined by the compressor operating point. The pressure drop follows the air flow.

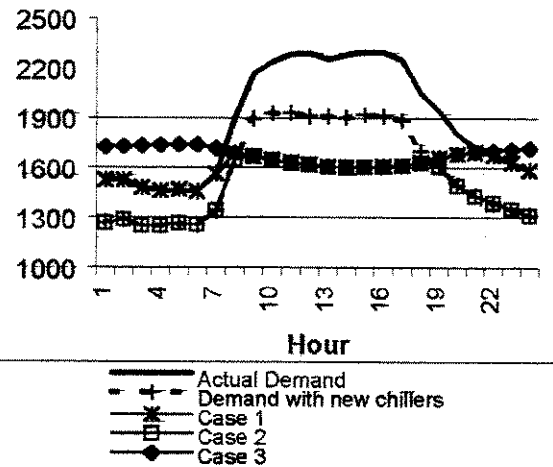


Figure 3 - Demand and generation of electricity [kW].

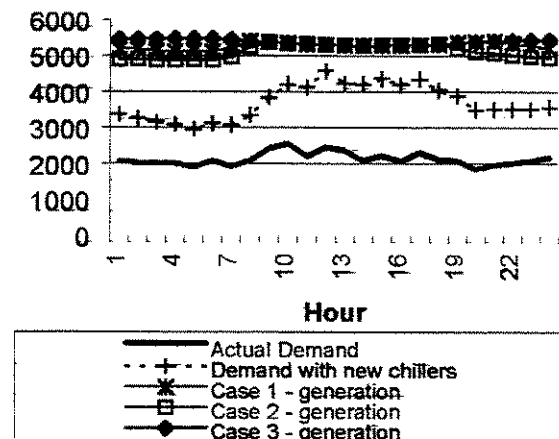


Figure 4 - Demand and generation of steam [kg/h].

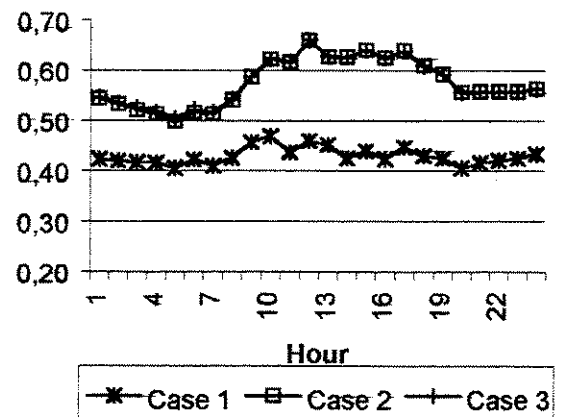


Figure 5 - Energy Utilization Factor for each case.

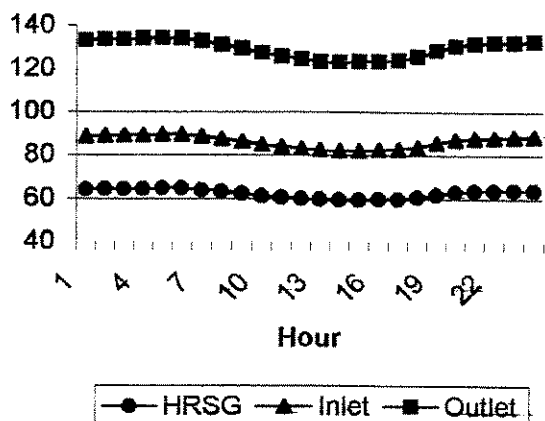


Figure 6- Pressure drop for HRSG and turbine inlet and outlet [mm water column].

ECONOMIC ANALYSIS

A sensibility analysis is presented for the three cases under study. The economic analysis was conducted with the use of the concept of net present worth (NPW) and with the concept of pay-back period, according to Kaplan [9].

It was assumed that the system cash-flow is for 20 years, with a residual value of 20% of the initial cost for all economic cases analyzed.

Discount rates were varied from 10% to 20% per year.

The initial costs are those of the gas turbine, of the HRSG, auxiliary equipment and absorption chiller, when employed. For the cogeneration system, a band of investment costs ranging from 800 US \$/kW to 1000 US \$/kW was admitted. The cost of the absorption chiller was estimated from [7]. Then, the total initial costs can vary from US \$ 1,6 million to US \$ 2,5 millions.

A cogeneration system must operate as continuously as possible, to obtain good economic results. Then, the number of operating hours was varied from 7000 and 8000 per year. When the system is not in operation, all electricity demanded is acquired from the grid and the old oil-fired boiler must operate, with their associated costs taken into account in the cash-flow analysis.

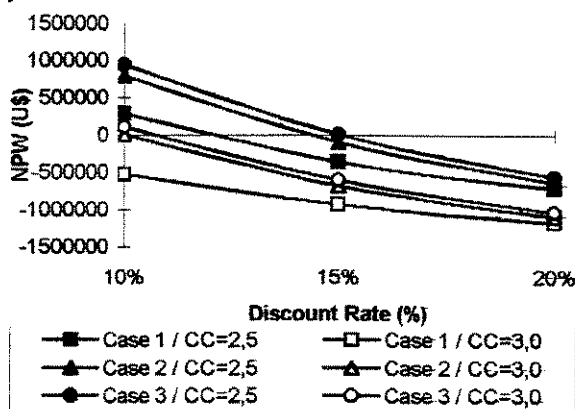


Figure 7 - Net present value versus discount rate for 8000h/year and 1000 US\$/kW

Natural gas to the cogeneration system will be available in Campinas city-gate from May 1999. This gas is imported from Bolivia and is transported by a gas pipeline which passes near Campinas. The price of the gas is not yet well established, since potential consumers and distributors are still in a negotiation process. It seems that there will be special prices for cogeneration systems. In this work, two values were explored: 2,5 US \$/MMBtu and 3,0 US \$/MMBtu. In the Figures to follow, fuel prices are represented as CC=2,5 and CC=3,0 respectively.

Maintenance costs for the cogeneration system was adopted as 5 US \$/MWh. This value is higher than the value reported by the gas turbine manufacturer and takes into account the low experience on gas turbines in Brazil.

Economic Results: Net Present Worth

The Figures 7 and 8 show the results for 8000h/year and 7000 h/year respectively, both for US \$ 1000 /kW of initial cost. As can be seen from these figures, the NPW is always higher for 8000h of operation, for the other conditions kept constant.

The best option is always the case 3. Case 1 has the smaller NPW and case 2 the intermediate one, and closer to case 3.

The effect of the natural gas price is very important. Solid symbols shows the smaller price of the gas. Comparing the internal rate of return for similar cases, but with different gas prices, one can see very different internal rate of return. As an example, for case 3 in the Figure 7, with the lower fuel price, the internal rate of return is near 15%, while for the higher fuel price the internal rate of return is close to 10,5%. On the other side, for the higher price of fuel, NPW is negative for all cases and discount rates, except in the case 3 with the smaller discount rate.

The discount rate effect presented both in Figures 7 and 8 is also very important: for 20%, for example, no case has NPW positive. For 15%, only case 3 with 8000h and the smaller price of fuel. If the discount rate is low (10%), all but one cases produce positive NPW for 8000h.

Figures 9 and 10 present the results for the smaller initial cost (800 US \$/kW). As expected, all cases present a better NPW than those seen in the Figures 7 and 8.

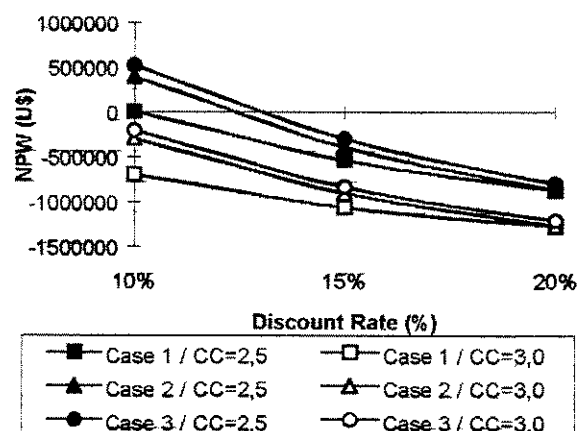


Figure 8 - Net present value versus discount rate for 7000h/year and 1000 US\$/kW

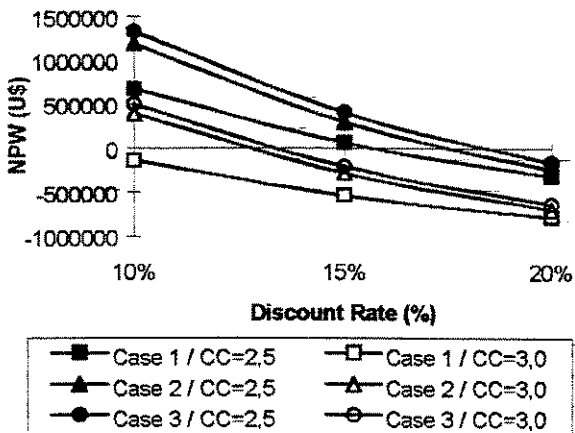


Figure 9 - Net present value versus discount rate for 8000h/year and 800 US\$/kW

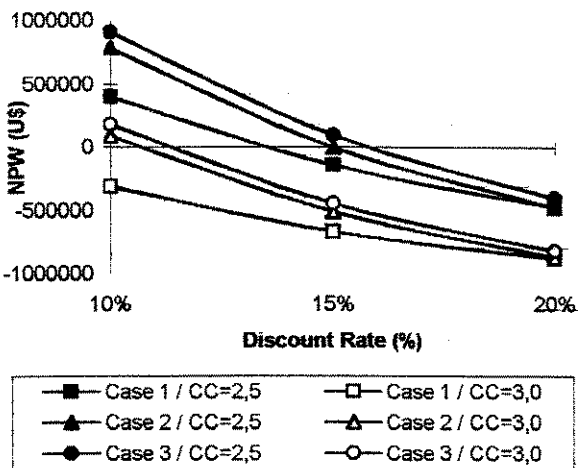


Figure 10 - Net present value versus discount rate for 7000h/year and 800 US\$/kW

In the Figure 9, for the smaller fuel price, all cases present internal rate of return above 15%. Even for 7000 h/year (Figure 10), the case 3 presents internal rate of return close to 16%

Comparing now Figures 7 and 9, for a discount rate 15%, results from figure 9 all cases have positive NPW, while in the Figure 7 only case 3 has a NPW slightly above zero.

Pay-back period

Figures 11 and 12 shows the pay-back period for the analyzed cases, taking the gas prices as independent variable. Figure 11 is for 8000 h/year and Figure 12 is for 7000 h/year.

Solid symbols represent higher initial costs (investment), for each case.

Taking an operating time of 8000 h/year (Fig.11), with the smaller fuel cost, all cases presents pay-back periods between five and eight years. Again, case 3 is always the best and case 1 the worst one. If the gas price is US \$ 3/MMBtu, cases 3 and 2 have pay-back periods near seven years. If the fuel price is US\$ 3.5/MMBtu, all pay-back periods are above ten years, and values for case 1 are above twenty years.

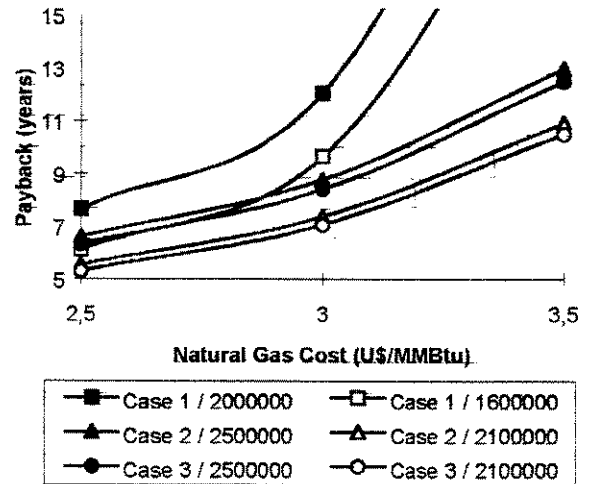


Figure 11 - Pay-back time for 8000 h/year

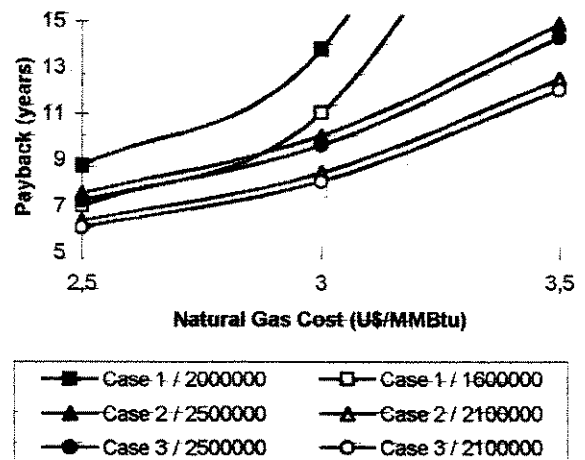


Figure 12 - Pay-back time for 7000 h/year

Due to smaller operating time (7000 h/year), the pay-back period is greater than in Fig.11. For the smaller fuel cost, the pay-back period varies between six and nine years.

A comparison between present system and the analyzed cogeneration systems

Table 1 presents the comparison between the present system (oil-fired boilers and grid electricity) and the three analyzed cogeneration cases.

The first column shows the present system conditions. The cost values are the avoided ones if a 8000h cogeneration system is operated.

Natural gas cost is US \$2.5/MMBtu for cases 1, 2 and 3. For the present system, no gas is employed and the actual fuel oil price is adopted.

In Brazil, there are two components in the electricity tariff for high voltage supply (11.9 kV): a demand one, based on the contracted power (kW), and a consumption one, based on the effective measured consumption (kWh). In addition, on-peak and off-peak demand and consumption have different values.

Table 1 - Comparison between present situation and cogeneration cases

	Actual Situation	Case 1	Case 2	Case 3
Off peak contracted demand (kW)	2500	900	400	400
Off peak consumption (MWh)	13.674	2.082	870	-678
On peak contracted demand (kW)	2000	400	100	100
On peak consumption (MWh)	1350	192	16	-41
Total Consumption (MWh)	15024	2274	886	-719
Cogeneration production (MWh)	—	12750	11772	13377
Annual Electricity Cost (US\$)	816,120.90	153,619.70	53,399.43	3,244.64
Annual Oil Cost (US\$)	150,488.20	—	—	—
Annual Natural Gas Cost (US\$)	—	478,366.10	465,215.10	489,477.80
Annual Maintenance Cost (US\$)	—	63,752.40	58,861.40	66,885.90
Annual Total Benefits (US\$)	—	270,870.90	389,133.17	407,000.76

In the Table 1, one can see the substantial reduction on the contracted demand both on-peak and off-peak, when a cogeneration system is adopted. Similarly, the consumption is also substantially reduced again on-peak and off-peak periods.

Case 3 presents negative consumption, since electricity exports to the grid are greater than grid imports. This is true both for on-peak and off-peak periods.

The total annual electricity consumption of the hospital is the same for actual situation and for case 1. However, the substitution of mechanical compression chillers for absorption chillers results in a 15% reduction on the annual electricity consumption.

The annual electricity cost is sharply decreased when cogeneration systems are chosen. Case 3 value is positive due to the demand contract with the grid, which is higher than the income associated with energy exports.

Maintenance costs reported in the Table 1 are not total costs, but only the difference between present maintenance costs and cogeneration systems maintenance costs.

The last line on the Table shows the annual total benefits, defined as the difference between the electricity and oil costs at the actual situation and the electricity, fuel (natural gas) and maintenance cost with cogeneration. Case 3, again, is the better one.

CONCLUSION

There are some advantages associated with the installation of a cogeneration system which were not taken into account until now. They are:

- oil-fueled boilers and mechanical compression chillers have more than twenty years old and present high operational and maintenance costs.
- increased reliability for the utility sector of the hospital, due to the presence of new equipment and the possibility of keeping the old ones in stand-by.
- the increase of the capacity of the air conditioning system by 10% would induce a better performance of the cogeneration system and would propitiate the installation of new fan coils.

• If the initial costs associated with the substitution of the present boilers and chillers by similar ones were taken into account, the cogeneration systems would become yet more attractive.

As general remarks, it must be emphasized that absorption chillers use increases largely the attractiveness of the investment in cogeneration. The energy utilization factor also increases, due to a better match between the steam capacity of the IIRSG and the steam needs.

There is also environmental benefits. First, the cogeneration system, using natural gas, will reduce substantially the SOx emissions associated with the use of high-sulfur content fuel oil. Second, there will be the substitution of a IICFC-based system (R22) by a water-lithium bromide one.

REFERENCES

1. Hu, SD. Cogeneration. Reston Publishing House, Reston:1985.
2. Orlando, JÁ. Cogeneration Planners Handbook. Fairmont Press, Lilburn:1991.
3. Williams, A, Hessami, MA. Case Study: Two case studies of cogeneration systems and economic feasibility. *Heat Recovery Systems and CHP*, v.13, n2, p.167-186.
4. Santo, DBE, Gallo, WLR. Energetic, economic and thermoeconomic analysis in a Hospital cogeneration system. *Proceedings of the ECOS 98*. Nancy, France, 1998. 1:275-282.
5. Bidini, G, Desideri, U, Saetta, S, Bocchini, PP. Internal combustion engine combined heat and power plants: case study of the University of Perugia power plant. *Applied Thermal Engineering*, v18, n.6, p.401-412.
6. Ganapathy, V. Waste Heat Boiler Deskbook. Fairmont Press, Lilburn:1991.
7. Dorgan, CB, Leight, SP, Dorgan, CE. Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat. ASHRAE Publication. Atlanta:1995
8. ARI - Air Conditioning & Refrigeration Institute. Standard 560-92: Standard for absorption water chilling and water heating packages. N.York:1992.
9. Kaplan, S. Energy Economics. McGraw Hill, N. York:1983.

PREDICTING PERFORMANCE OF A GAS TURBINE COGENERATION SYSTEM WITH INLET AIR COOLING

Denilson B. E. Santo and Waldyr L. R. Gallo

Department of Energy – State University of Campinas

School of Mechanical Engineering – P.O. Box 6122

13083-970 Campinas – SP – Brazil

e-mail: wgallo@anp.gov.br FAX: (005521) 804.0102

ABSTRACT. In this paper a cogeneration system producing electricity, steam and chilled water (from absorption chillers) is evaluated. Part of the thermal load of the chillers is employed for cooling the intake air of the gas turbine cycle, to recover power in hot climate. A methodology based on a hourly profile analysis was developed to simulate the operation of the cogeneration system from the four main equipment involved (gas turbine, heat recovery steam generator, double effect absorption chiller and forced circulation air cooling coil) with variations of climate properties and energy demands (electricity, steam and chilled water). An economic analysis is also presented.

INTRODUCTION

The implementation of cogeneration systems to supply local thermal and electric loads with the use of a single fossil fuel can be a good way to rise the capacity of the national electrical system, specially when the electricity market is growing. Simultaneous electrical and thermal energy loads for long periods permit the conception of high energy-utilization factor, even for small-size systems [1, 2].

This study was developed from real data of the Clinic Hospital of Unicamp. Today, the hospital have oil-fired steam generators, mechanical compression chillers for air conditioning and receives all electric energy from the national grid. Two 450 kW diesel engines provide emergency power to selected areas of the hospital. All the equipment is twenty five years old and must be replaced in a near future. The methodology utilized is a simultaneous hourly profile analysis taking into account the measured electrical, thermal and chilled water demand profiles, and will be shown bellow.

In a previous study for the same hospital, gas-fueled internal combustion engines were analyzed as a possible solution and the results were presented at ECOS'98 [3]. In short we can say that the system is not able to produce the desired amount of high-temperature heat. Other option analyzed was a gas turbine cogeneration system with three different operation strategies, which was presented at ECOS'99 [4]. The vent of part of exhaust gas in the by-pass stack and the low utilization of the complete capacity of the absorption chiller due to air conditioning thermal load characteristics showed the

possibility to rise electricity generation by cooling the air at the intake of the gas turbine.

Combustion turbine inlet-air cooling systems (CTIAC) were adopted in several installations and the benefits depend on characteristics of the gas turbine (air flow per nominal kW, correction curve due to inlet air dry bulb temperature, etc) and characteristics of the cooling system [5]. This paper describes the technical and economic results obtained when the inlet air for the gas turbine is cooled to increase the electrical power output of the system.

METHODOLOGY

The knowledge of thermal and electrical profiles, climate conditions, equipment performance characteristics (with corrections for the main parameters), and simulation methodologies for each single equipment were joined as a unique FORTRAN program. Eleven subroutines were created to evaluate individual performance characteristics of the four main equipment involved. The link of these subroutines with a algorithm (main program) that manipulates the data and do iterations to match the performance of the individual equipment operating as a unique system is the base for the technical results presented here. The four main equipment are :

GAS TURBINE : single shaft, heavy duty with 2 MW and 25% efficiency at ISO conditions. A series of parametric equations represents the gas turbine operational characteristics at partial and full load (power output, efficiency, exhaust flow, exhaust temperature) with corrections due to ambient pressure, dry bulb temperature, humidity and inlet and outlet pressure drops.

HRSG: design and simulation follow the methodology developed by Ganapathy [6]. The HRSG is fire-tube type and is designed with information of the desired steam condition (7,93 bar, saturated) and exhaust gas flow, temperature, composition and thermal properties. The design program gives us the heat transfer surface, produced steam, pressure drop, etc. The design data are then available as input for the performance simulation subroutine.

ABSORPTION CHILLER : double-effect water lithium-bromide absorption chiller of 604 tons at ARI conditions (ARI Standard 560 [7]). According to manufacturer information, the steam consumption is 4,6 kg/ton. The off-design performance was curve-fitted from manufacturer data.

COOLING COIL: the methodology takes into account the configuration of the coil (dimensions, tube spacing and arrangement, fin tube assemblies, headers configuration, etc), metal thermal conductivity of the materials, total metal thermal resistance in the dry and wet region of the coil, water tube film thermal resistance, air film thermal resistance for dry and wet surface of the coil, chilled water flow and temperature, etc. There are two routines: one sub-routine for the configuration of the cooling coil and another to simulate the performance in all the conditions analyzed (ARI Standard 410

[8]). The design presents a face area of $3,95 \text{ m}^2$, with 8 rows in depth and 144 FPF (fin per feet). Incorporated with the cooling coil subroutine there is also the necessary psychrometric relations. The configuration of the coil was taken as the information of a manufacture and the air pressure drop was utilized as published in their catalog.

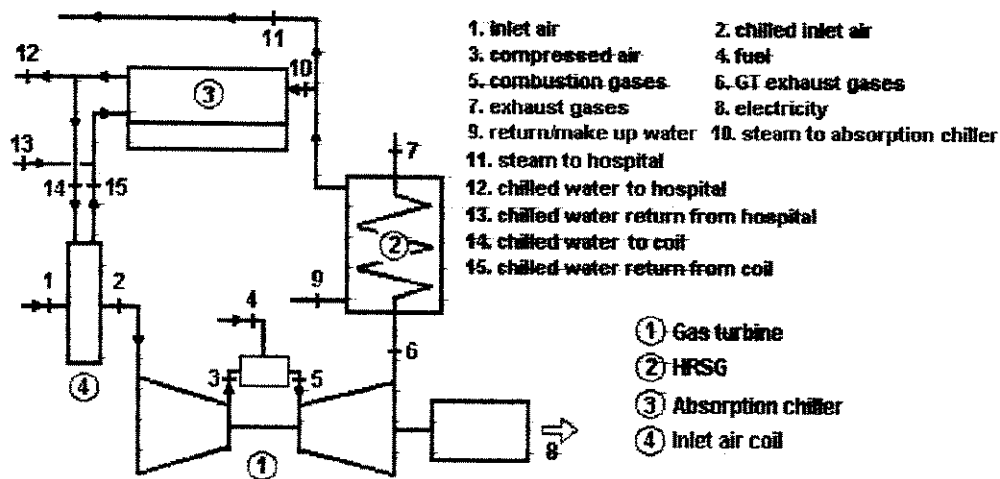


Figure 1 : Gas turbine with inlet air cooling

CASE STUDIES

Two case studies were analyzed in this work. The definition of the conditions prevailing in each case is given below, and the results are compared.

Case 1. The gas turbine operates at full load and it is assumed the substitution of the present-time four (140 tons/each) electrically-driven reciprocating-compressor chillers by a double effect absorption chiller of 604 tons. The reduction on electrical power consumption is estimated at a rate of 0.8 kW/ton. The rise in the first cost is compensated by the lower electricity contracted and consumed from the grid. Excess electricity is to be exported to the grid and supplemental electricity will be imported from the grid whenever necessary. An electricity balance reveals that both on-peak and off-peak periods it will be exported more electricity than is imported. The idea is to export electricity to the University Campus, situated side-by-side with the hospital, lowering its electrical bill at the actual on-peak and off-peak consumption tariff. Some exhaust gas from the gas turbine is vented in the by-pass chimney all the time, since there is no use for the maximum amount of steam that could be generated in the HRSG.

Case 2. This case assumes the gas turbine operates at full load, the substitution of the electric chillers by the absorption chillers (similar to case 1) and the cooling of the inlet-air for the gas turbine, using part of the chilled water produced by the absorption

chiller (figure 1). In the design condition, a flow of 0.017 m³/s of chilled water enters the coil at 6.7° C. It is expected some increase in the first cost due to the existence of the coil, pipes, valves, controls, etc, but it is known that gas turbine inlet-air cooling system is the simplest way to rise power of a gas turbine. Considerations of costs and exportation and importation of electricity are the same as for case 1.

TECHNICAL RESULTS

The local hourly-average dry-bulb temperature and relative humidity profiles are shown in the Fig.2. The resulting dry-bulb temperature of the inlet-air after the cooling coil can also be seen in the same figure. Since the local relative humidity of the air is generally high, direct-contact cooling with water spray was not analyzed. The turbine inlet air can be maintained between 8 and 10 °C, boosting the gas turbine power. There is some mass loss in the air stream due to condensation. However, the temperature reduction is high enough to improve the turbine power and efficiency all the time.

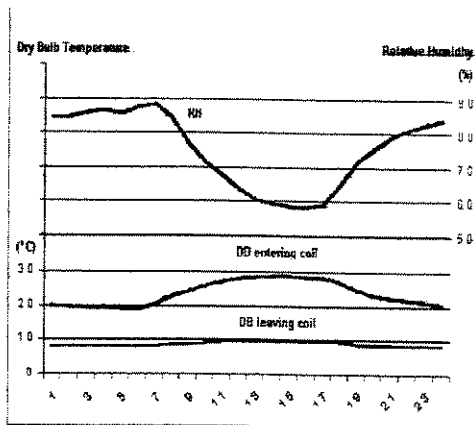


Fig. 2 – Daily temperature and relative humidity profile. Dry bulb temperature of the air leaving the coil.

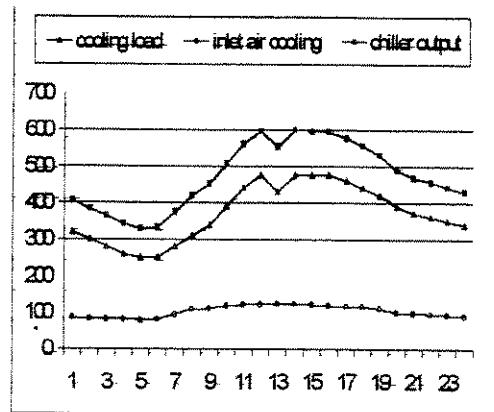


Fig. 3 – Air conditioning load profile [tons].

The hospital air-conditioning measured load profile is shown in the Figure 3. The cooling load is increased in the case 2 due to the inlet air cooling, approaching the chiller full-load capacity in the hottest hours of the day. It is to be noted the relatively constant load represented by the inlet air cooling.

In the Figure 4 it can be seen the electric power demand and production. The present demand is high because the air conditioning load is all electrically-driven. There is a substantial reduction in the electric load when the chilled water is to be produced in the absorption chiller ("new demand"). The effect of the cooling of the air is also apparent: the gas turbine can sustain the power even in the hottest hours of the day. The gains are

between 6 and 16% compared to case 1. The local altitude (~600 m above sea level) is responsible for part of the gas-turbine power loss, when compared with its ISO conditions.

The effect of the pressure losses is to decrease the power of the gas turbine. In the design of the HRSG and of the cooling coil, special attention must be paid to this detail. Figure 5 presents the pressure drop for inlet and outlet (filters, ducts, chimney), HRSG and cooling coil.

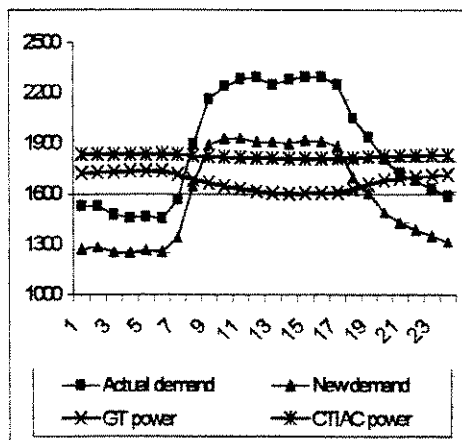


Fig. 4 – Electric power demand and production [kW].

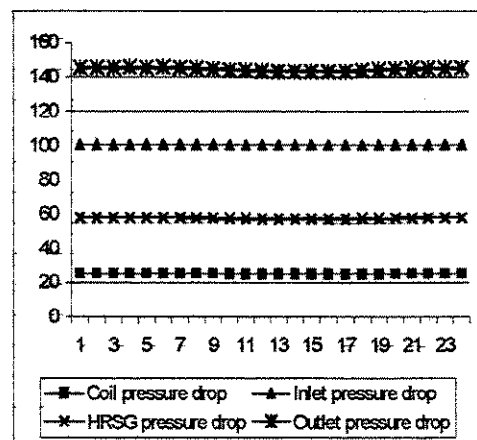


Fig. 5 – Pressure drop in the gas path [mm H₂O]

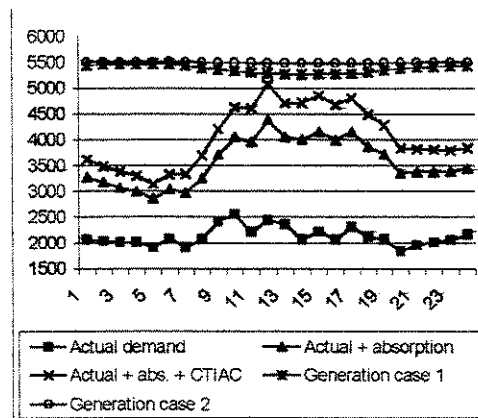


Fig. 6 – Steam demand and capacity [kg/h]

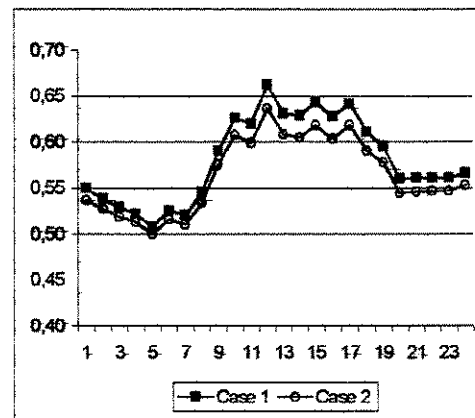


Fig. 7 – Energy utilization factor (system first law efficiency)

The steam demand and production capacity is shown in the Fig. 6. The present demand of steam is low and associated with disinfecting, laundry and kitchen uses. There is no space heating in the hospital. The use of the absorption chiller for air conditioning increases substantially the use of steam (case 1). The steam consumption is even greater in the case 2 due to the increased need for chilled water. The two upper curves represents the maximum capacity of the HRSG for both cases analyzed. As we can see, the system is not able to use the full steam capacity and part of the hot gases is to be exhausted in a by-pass chimney.

The first-law efficiency is shown in the Fig. 7. Case 2 presents a worst efficiency, since more fuel is burned at 25% efficiency and thermal demands remains the same. The loss however, are not considerable and can be justified by a better cash flow, if economics results are priority. The advantages of the case 2 over case 1 become more apparent in the economic analysis.

ECONOMIC ANALYSIS

The economic evaluation of the cooling coil option (case 2) is presented and compared with case 1 and the present situation. It was conducted a cash-flow analysis, using the Net Present Value (NPV) method [9] with uniform series in annual basis. All the investment is done in the first year for both cases analyzed. Two scenarios were adopted for the investment first costs, which are clearly stated in the results, and reflects a common range of costs of gas turbine cogeneration system (800 and 1000 US \$ / kW). The utilization factor effect is explored (8000 or 7000 operating hours per year), as well as the fuel price (natural gas – 1,5 US \$/MMBtu = 0,001422 US \$/MJ; 2,0 US \$/MMBtu = 0,001896 US \$/MJ and 2,5 US \$/MMBtu = 0,00237 US \$/MJ). The absorption chiller cost was taken as half million dollars installed, and the implementation of the cooling coil and accessories was taken as one hundred thousand dollars. The cash-flow takes into account the annual benefits of the operational costs for cases 1 and 2 over the present day practice. The system is assumed to operate for 20 years.

Table 1 presents a comparison of the annual operational costs, for present (actual) situation, case 1 and case 2. It is to be noted that the electricity tariff is composed of four parts: off-peak and on-peak demand (contracted power), off-peak and on-peak energy consumption. The introduction of the cogeneration system options alleviates the demand needs and produces a net electricity excess in both cases (negative numbers), which is considered to be sent to the University Campus.

To obtain an example of the economic impact of the cogeneration system, the same Table shows operational costs and annual benefits. The prices of fuel oil and electricity were taken at present values. The natural gas price was fixed at 1,5 US \$/MMBtu.

The Table shows a net monetary income (negative electricity cost) for case 2. The fuel costs are greater in case 2 than in case 1, since the gas turbine produces more power.

The annual overall operational benefits for cases 1 and 2 were calculated summing up all the operational costs and comparing them with the total cost of the actual system (no cogeneration).

Table 1 - Present day situation, Case 1 and 2 comparisons.

	Actual Situation	Case 1	Case 2
Off peak contracted demand (kW)	2500	400	200
Off peak consumption (MWh)	13674	-678	-1778
On peak contracted demand (kW)	2000	100	0
On peak consumption (MWh)	1350	-41	-157
Total consumption (MWh)	15024	-719	-1935
Cogeneration production (MWh)	—	13377	14593
Annual electricity cost ((US\$)	685456	2681	-45514
Annual oil cost (US\$)	199371	—	—
Annual natural gas cost (US\$)	—	293686	304769
Annual maintenance cost (US\$)	—	66885	72965
Total Operating costs (US\$)	884827	363252	332220
Annual total benefits (US\$)	—	521575	552607

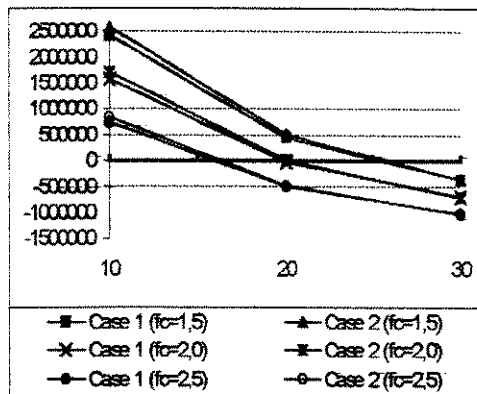


Figure 8 – NPV (US \$) x Discount Rate %
– Optimistic Investment – 8000 h/year

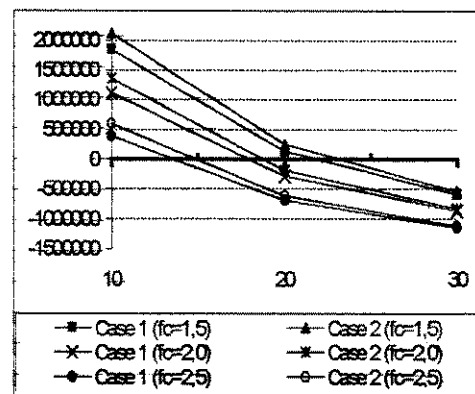


Figure 9 – NPV (US \$) x Discount Rate
(%) – Optimistic Investment – 7000
h/year

Figures 8 and 9 presents the NPV results for 8000 and 7000 hours/year of operation as a function of the discount rate, with fuel cost varying between 1,5 and 2,5 US \$/MMBtu. In these figures, the optimistic investment cost scenario was admitted (US \$ 2.100.000 for case 1 and US \$ 2.200.000 for case 2). For a fixed discount rate and fuel price, case 2 has always a better NPV than case 1 with lowering benefits for higher discount rates.

The effect of the fuel price on NPV, for a given discount rate can be noted as a very important variable. For example, in Fig.8 the internal rate of return vary from ~26 % to ~16% as the fuel price scales from 1,5 to 2,5 US \$/MMBtu. The effect of the case for a fixed fuel cost and operation hours per year is less apparent: the internal rate of return for case 2 is only marginally better than case 1.

The effect of the number of operating hours per year can be evaluated comparing Fig. 8 and 9. If the number of operating hours decreases, the NPV decreases (fixed the other parameters). The same is true for the internal rate of return, which varies from ~23 % to ~13% in the Fig. 8. Fixed the fuel cost, the internal rate of return for case 2 is greater than in the case 1.

Figures 10 and 11 are similar to Fig. 8 and 9. Here the investment cost scenario is the pessimistic one: US\$ 2.500.000 for case 1 and US \$ 2.600.000 for case 2. The same general observations made for Figures 8 and 9 apply here. It is to be noted however, that the NPV and the internal rate of return obtained are worse when compared with analogous situations in Fig. 7 and 8.

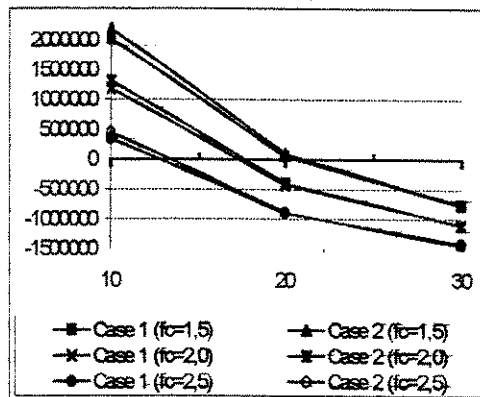


Fig.10 – NPW (US \$) and discount rate (%) - Pessimistic investment - 8000 h/year

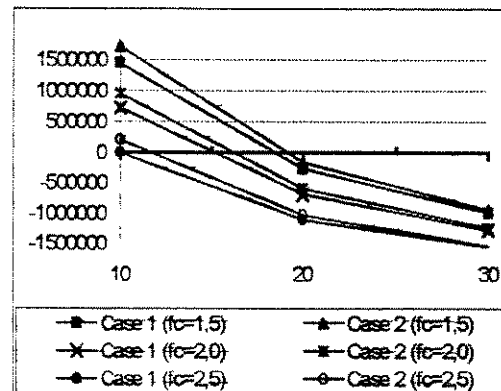


Fig.11 – NPW (US \$) and discount rate (%) - Pessimistic investment - 7000 h/year

Figures 12 and 13 presents the pay-back period (in years) as a function of the natural gas price. The Fig. 12 stands for 8000 h/year and Fig.13 for 7000h/year. The effect of the investment cost hypothesis (optimistic or pessimistic) is very pronounced, as shown in both figures. For example, for a fuel cost of 2 US \$/MMBtu and 8000 h/year, the case 1 presents a pay-back period of ranging from 5 (optimistic scenario) to 6 years (pessimistic scenario).

A comparison between cases 1 and 2 for the same condition of investment scenario and fuel cost shows a consistent advantage for case 2. This can be seen more clearly in the Fig.13, where the difference in the pay-back period between case 1 and 2 can be of

almost one year. On the other hand, for 8000h/year and the smaller fuel price, both cases have near the same pay-back period. The increase of the utilization factor from 7000 to 8000 h/year decreases the pay-back period by several months. This can be seen from a comparison from Fig.12 and 13.

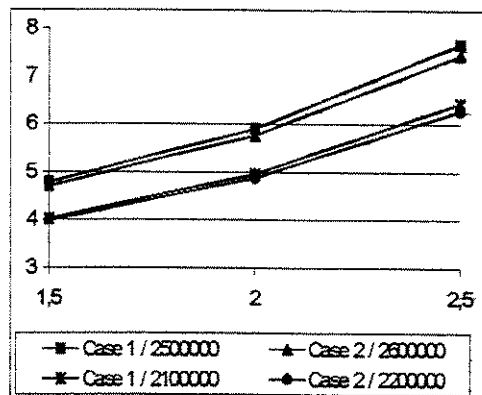


Figure 12 – Payback period (years) x fuel prices (US \$/MMBtu) – 8000 h/year

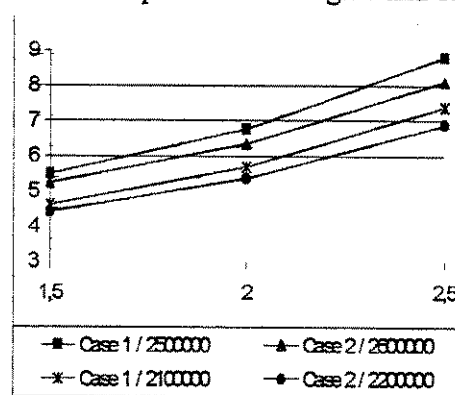


Figure 13 – Payback period (years) x fuel prices (US \$/MMBtu) – 7000 h/year

CONCLUSION

Case 2 presented a rise of 9% in electricity generation, which can have more or less economic advantage depending on conditions of change of electricity with the grid, in our assumptions the electricity gain is not totally reflected in economic gain.

High air conditioning cooling loads can be achieved, in this case it's necessary to establish a priority between ambient thermal comfort or more power generation. The adoption of a bigger absorption chiller can resolve this problem utilizing excess steam possible to be produced. Maintaining the existing electrical chillers as backup, we can adopt the absorption chiller of 604 tons and utilize the electrical chillers in cooling load peak conditions (hybrid chilled water system). It's interesting to be noted that in extreme unfavorable external conditions (dry bulb and relative humidity) it was consumed 120 tons with a rise of 230 kW in electricity production.

The technical advantage shown by case 2 over case 1 was accompanied by a systematic economic advantage of the same case 2 over case 1, whichever the criterion chosen. The economic advantage of case 2 over case 1, however, can be small, according to the fuel price, investment cost and number of hours of operation per year. Economic uncertainties on fuel price and investment scenario (optimistic or pessimistic) can produce very important changes both in the NPV and in the pay-back period. Final decision for the implementation of the cogeneration system must be supported by turn-key contracts and, if possible, long-term fuel price contracts.

The economic analysis presented did not take into account the investment costs for pure substitution of the old equipment (electric chillers, boilers). All comparisons were made considering only the present operational costs of the existing equipment. The conclusions drawn, then, can be considered conservative. It is highly recommended the option for a cogeneration system, be it case 1 or 2, when a decision for the substitution of the old equipment prevails.

The implementation of this cogeneration system presents some environmental advantages: substantial reduction of SO_x emissions associated with the change of fuel (from fuel oil to natural gas), elimination of a HCFC system (R22) and its substitution for a water-lithium bromide one.

There are also operational implications associated with the adoption of a cogeneration system: the old equipment, or part of it, can be kept as back-up for the cogeneration system with very low costs. This increases the reliability of the utility sector of the hospital.

ACKNOWLEDGEMENTS

We wish to thank the financial support given by FAPESP (São Paulo State Research Foundation) and CNPq (National Council for Scientific Development and Research).

REFERENCES

- [1] Bidini, G, Desideri, U, Sacca, S, Bocchini, PP. Internal combustion engine combined heat and power plants: case study of the University of Perugia power plant. *Applied Thermal Engineering*, v18, n.6, p.401-412.
- [2] Llagostera, J. Power Generation Possibilities in the State of São Paulo, Brazil. Proceedings of Gas Turbine & Aeroengine Congress. Sweden, 1998.
- [3] Santo, DBE, Gallo, WLR. Energetic, economic and thermoeconomic analysis in a Hospital cogeneration system. *Proceedings of the ECOS'98*. Nancy, France, 1998. v.1, p.275-282.
- [4] Santo, DBE, Gallo, WLR. Energetic and Economic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System for a Hospital. *Proceedings of the ECOS'99*. Tokyo, Japan, 1999, v.1, p.357-362.
- [5] Stewart, William E. Jr., "Combustion Turbine Inlet Air Cooling Systems". ASHRAE Publication. Atlanta, 1999.
- [6] Ganapathy, V. Waste Heat Boiler Deskbook. Fairmont Press, Lilburn:1991.
- [7] ARI - Air Conditioning & Refrigeration Institute. Standard 560-92: Standard for absorption water chilling and water heating packages. N.York:1992.
- [8] ARI - Air Conditioning & Refrigeration Institute. Standard 410-91: "Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils" Virginia, 1991.
- [9] Kaplan, S. Energy Economics. McGraw Hill, N. York:1983.

EVALUATING A DUAL PRESSURE COMBINED CYCLE POWER PLANT

Denilson B. do E. Santo and Waldyr L. R. Gallo

Department of Energy – State University of Campinas

School of Mechanical Engineering – P.O. Box 6122

13083-970 Campinas – SP – Brazil

e-mail: denilson@fem.unicamp.br / wgallo@anp.gov.br

FAX: (005521) 804.0102

ABSTRACT

Combined cycle power plants have been the best option of expanding electricity capacity through large thermal power plants.

Simulation of the system under different weather condition and loads can only be done through a computational algorithm and can be a powerful tool in the design phase (Espírito Santo and Gallo, 1999).

Site annual weather profiles can reveal the best option of power augmentation through inlet air cooling (evaporative or chilled water) as analyzed by Espírito Santo and Gallo (2000), supplementary firing, etc.

This paper presents a computational methodology application, simulating a dual pressure combined cycle plant under some parameters of influence.

INTRODUCTION

Thermal efficiencies between 50 and 60% in the conversion of chemical energy of a fossil fuel to electricity and lower gaseous emissions when burning natural gas due to the simplicity of the molecules of the main components - more hydrogen per carbon (CH_4 , C_2H_6 , etc), gives the combined cycle plant the attributes to be the best option of expanding electricity generation in a competitive electricity market and environmental protection scenario.

Due to the big sensibility of gas turbines to atmospheric pressure, weather conditions (dry bulb temperature and relative humidity), fuel characteristics, and inlet and outlet pressure drop, power and efficiency of a combined cycle power plant must be evaluated at site conditions.

Considering a dual pressure combined cycle plant, design characteristics of pressure and degree of superheat of the high and low pressure steam have important impacts in the initial cost of the HRSG and operational costs of the whole system.

Defining steam pressure requires an analysis of benefit of higher pressures in the thermal efficiency of the plant and the added cost to handle the steam. Defining the degree of superheating requires an analysis of benefit of higher degree of superheat and a cost analysis of the superheater of the HRSG (material and area), the added cost to handle the superheated steam and added cost of the steam turbine.

High pressure steam for combined cycle plants usually lies between 62 and 103 bar. In a combined cycle with a GE 7EA gas turbine a rise of the pressure from 62 to 86 bar promotes a rise of 0,5% in the efficiency and power output, while an increment from 86 to 100 bar rises the efficiency and the power output of the plant in only 0,1% (Narula, 1995).

Others important variables affecting performance of a combined cycle plant are operation characteristics in partial load, condensing pressure, performance and characteristics of the main equipment at full and partial loads (gas turbine, steam turbine and HRSG, pumps, etc.).

This paper presents the results of a computational methodology developed to simulate the performance of a defined combined cycle (figure 1) with corrections for the most important variables affecting the system. Less important variables are commented.

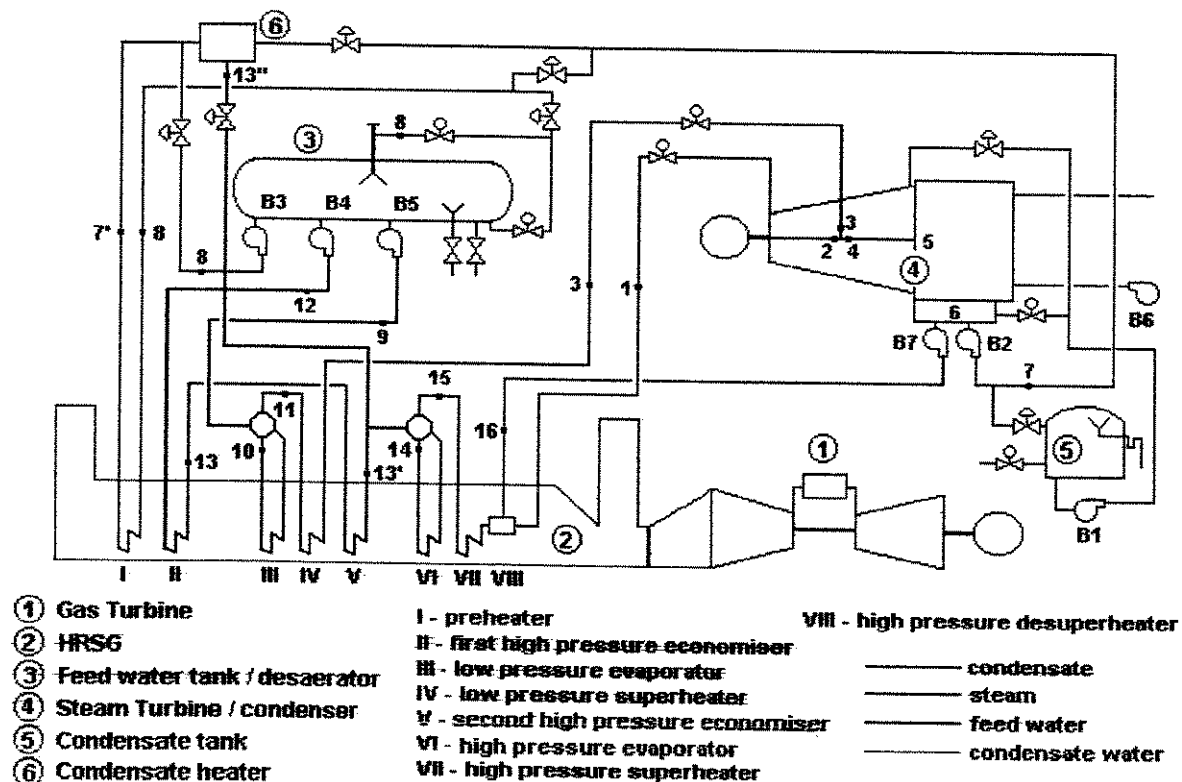


Figure 1 – Combined Cycle Scheme

METHODOLOGY

The simulation was developed through Fortran programs. Six subroutines were joined with a main program (algorithm) that manipulates the data and do iterations to match the performance of the individual equipment operating as a unique system. A set of 235 common variables was used and more than 700 individual constants and variables compose the algorithm and the subroutines.

The configuration of the combined cycle was based on Nauen (1996), but the Siemens V94 gas turbine was substituted for the V84.3 model, since the grid where the plant is supposed to operate has a frequency of 60Hz.

Thirty four parametric equations correct the performance of the gas turbine according to weather conditions and design considerations of the combined cycle. The gas turbine is a Siemens V84.3 with corrections published by Maghon et al (1993).

The dual pressure heat recovery steam generator is composed by a high pressure superheater, a high pressure evaporator, a second high pressure economizer, a low pressure superheater, a low pressure evaporator, a first high pressure economizer and a common preheater. The design and simulation methodology follow the proposed by Ganapathy (1991).

Steam turbine subroutine was developed according to the method presented by El Sayed (1997). Design isentropic efficiency of the high and low pressure steam turbines are corrected as the steam flow and pressure ratio in the turbine changes from design values.

Seven pumps are responsible by water circulation and responds the steam generation at the high and low pressure, energy balances and steam limits impositions. Pumps efficiencies are fixed, independent of load, since this effect is very small to the cycle.

Constant pressure and temperature are assumed at the feed water tank / deaerator. Depending of gas exhaust flow and temperature at the gas turbine exit, it may occur a deviation of compressed hot water at the exit of the second high pressure economizer (mdesv1) or a mixture of water from the feed water tank / deaerator to the condensed water with a by-pass of the same quantity (mdesv2).

Excessive steam superheating at the high pressure superheater is controlled by water injection from condensate tank (mdesup).

Heat rejection from the condenser is assumed to be made to a open water circuit with constant inlet temperature. Cooling water flow varies with heat rejection. It is assumed that there is power consumption only for pumps.

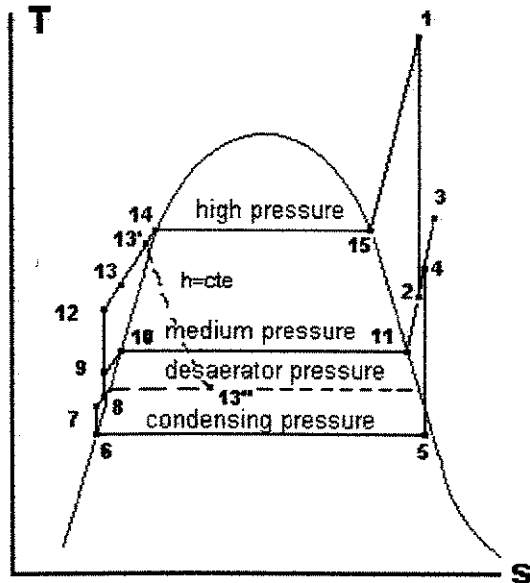


Figure 2 – T x s diagram for steam cycle

SITE HYPOTHESIS AND DESIGN ASSUMPTIONS

Atmospheric pressure : 95 Kpa (600m above sea level)

Gas turbine Siemens V84.3

Gas turbine power (ISO) : 152 MWe

Gas turbine efficiency (ISO) : 36,1%

Gas turbine exhaust flow (ISO) : 1560040 kg/h

Gas turbine exhaust temp. (ISO) : 550° C

Gas turbine inlet drop (design) : 150 mmwater

Gas turbine outlet drop (design) : 250 mmwater

High pressure steam : 80 bar

Temperature of high pressure steam : 525° C

Low pressure steam : 8 bar

Temperature of low pressure steam : 200° C

Pressure in feed water tank/deaerator : 3,7 bar

Temp. in feed water tank/deaerator : 130° C

HRSG heat loss : 1%

HRSG blowdown (high pressure) : 2%

HRSG blowdown (low pressure) : 2%

HRSG pinch point : 12° C

HRSG approach point : 5,6° C

Pressure drop in high pressure superheater (design) : 0,9653 bar

Pressure drop in low pressure superheater (design) : 0,1379 bar

Isentropic efficiency of high pressure steam turbine : 90%

Isentropic efficiency of low pressure steam turbine : 90%

Steam pressure drop between HRSG and steam turbine : 3%

Pump efficiency : 75%

Condenser pressure : 0,069 bar

Condenser water temperature difference : 7° C

The dual pressure HRSG design is conducted at a defined exhaust gas flow and temperature. The steam pressures and temperatures, and intermediate conditions of compressed water in the HRSG are design parameters. The surface and heat transfer parameters are calculated in the design phase and are applied in the HRSG performance simulation. Figure 3 reveals the scheme of the temperatures profiles in the dual pressure HRSG.

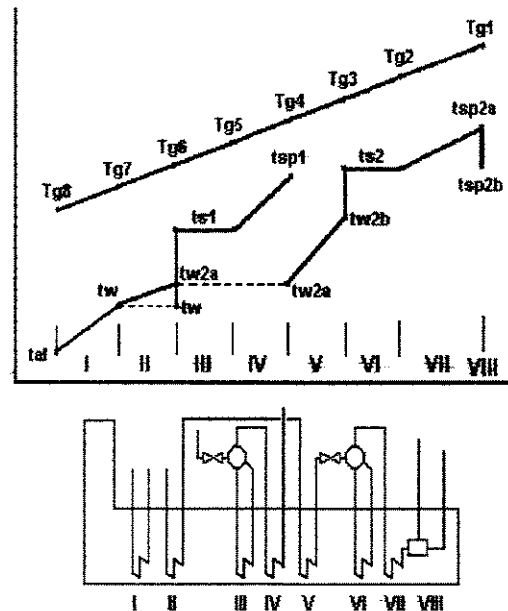


Figure 3 – HRSG temperature profile

SIMULATION RESULTS

In this section we will present some results obtained by the program utilization.

Figure 4 shows the efficiency of the gas turbine, the steam turbines and the whole combined cycle with variations of ambient temperature and constant relative humidity (60%).

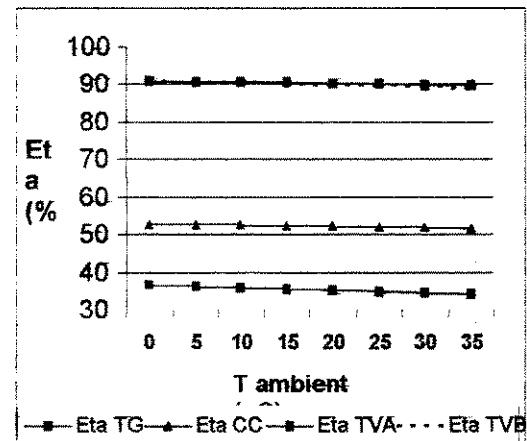


Figure 4 – Efficiency x ambient temperature

Efficiency of the gas turbine is very sensible to ambient temperature, varying from 36,4% at 0° C to 34% at 35° C. Steam turbines have their efficiencies affected by changes in steam flow and pressure ratio. Due to lower exhaust flow from gas turbine and lower steam generation in HRSG, the efficiencies of steam turbines are slightly declining with higher ambient temperature. Pressure ratio has no effect in our analysis since steam pressure and condensing pressure are fixed. The combined cycle is less sensible to ambient temperature, and its efficiency varies from 52,8% at 0° C to 51,5% at 35° C. At 15° C the efficiency is 52,3%.

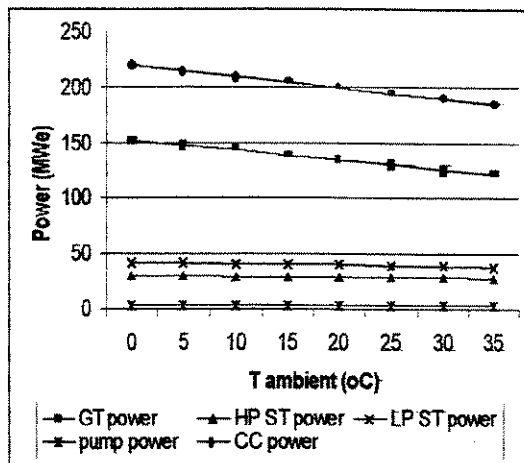


Figure 5 – Power x ambient temperature

Figure 5 shows the power produced and consumed by the cycle. Gas turbine power varies from 151 MWe at 0° C to 121.2 MWe at 35° C (19,7% loss). Steam turbine output represents near one third of total output of the combined cycle plant. The high pressure steam turbine produces 29,4 MWe at 0° C and 27,7 MWe at 35° C (5,8% loss) and the low pressure steam turbine produces 41,4 MWe at 0° C and 37,7 MWe at 35° C (8,9% loss). Combined cycle power plant produces 203,9 MWe at 15° C, 218,9 MWe at 0° C and 183,7 MWe at 35° C (16,1% loss). Pump consumption was estimated at nearby 3 MWe.

Figure 6 presents the variation on steam generation (high and low pressure steam) with variations in the ambient temperature. Higher ambient temperature tends to lower exhaust gas flow and rise exhaust gas temperature. At 0° C the HRSG generates 186,1 ton/h of high pressure steam and 37,8 ton/h of low pressure steam. At 35° C the steam generation decline to 174,5 ton/h in the high pressure side (6,2% loss) and 29,9 ton/h in the low pressure side (20,9% loss). Higher ambient temperatures tend to superheat the

high pressure steam above the maximum established in the design parameters, and this requires the use of the desuperheater (mdesup). Flow deviation from entering the high pressure evaporator tends to rise as ambient temperature rises, since the exhaust gas energy entering the preheater cannot heat the instantaneous steam demand to the desired deaerator temperature.

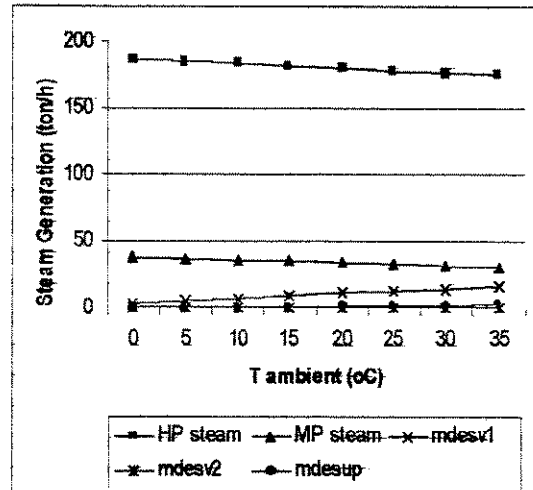


Figure 6 – Steam generation x ambient temperature

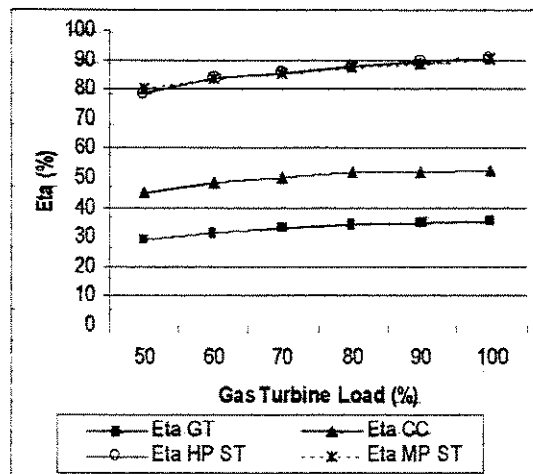


Figure 7 – Efficiency x Gas Turbine Load

Fixing dry bulb temperature in 15° C and relative humidity at 60%, we can change the load of the gas turbine and evaluate their influence in the individual equipment and in the whole system.

Figure 7 shows the efficiency of each equipment and the combined cycle efficiency varying the load of the gas turbine between 50 and 100%. Gas turbine efficiency decline from 35,35% at full load to 29,24% at 50% load. Steam

turbines isentropic efficiencies vary between 90% at gas turbine full load to 78% (high pressure) and 80% (low pressure). Combined Cycle has 52,33% of efficiency when gas turbine is at full load and 45,02% when gas turbine is at 50% load. Evaluating the results we can conclude that even in small loads of the gas turbine the combined cycle operates at good thermal efficiency. Gas turbine loses near 6,1% in efficiency when operating at 50% load while the combined cycle loss is 7,3%.

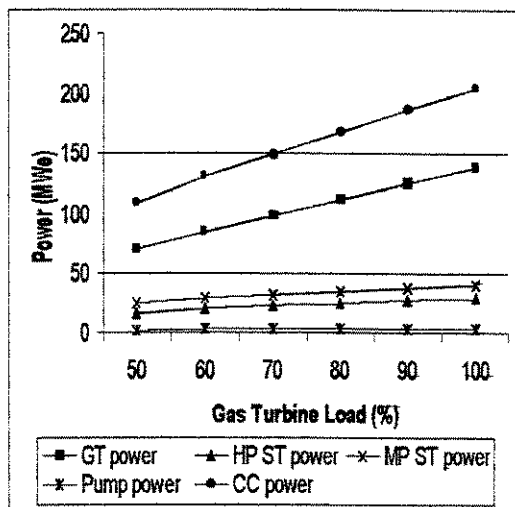


Figure 8 – Power output x Gas turbine load

Figure 8 reveals the power produced by the gas turbine, by the steam turbines and by the combined cycle with variations of gas turbine loads between 50 and 100%. Gas turbine produces 138.2 MWe at full load and 70.1 MWe at 50% load. We can note that at 50% load the power produced by the gas turbine is a little higher than the half of the produced at full load, since the pressure loss in the inlet air and the exhaust gases are lower. High pressure steam turbine produces 28.8 MWe at gas turbine full load and 15.3 MWe at 50% load (47% reduction) while the low pressure steam turbine produces 39.9 MWe at full load and 24.4 MWe at 50% load (39% reduction). The combined cycle power varies from 203.9 MWe at full load to 107.9 MWe at gas turbine 50% load. At gas turbine 50% load the combined cycle produces 53% of the total power produced when the gas turbine is at full load. Pump consumption varies from 1,95 MWe at 50% load to 2,9 MWe at full load.

Figure 9 show us the produced steam in the high and low pressure evaporator with variations of gas turbine load. High pressure steam varies from 181,7 ton/h at gas turbine full load to 118,4 ton/h at gas turbine 50% load (35% reduction).

Low pressure steam varies from 34,4 ton/h at gas turbine full load to 29,9 ton/h at gas turbine 50% load (13% reduction). It's interesting to note the change of mass extraction from entering the high pressure evaporator and the mass deviation from the deaerator to keep constant temperature in the deaerator (130° C). Note the high pressure steam has a considerable reduction compared to the low pressure steam, fact that justify the lower power loss of the low pressure steam turbine.

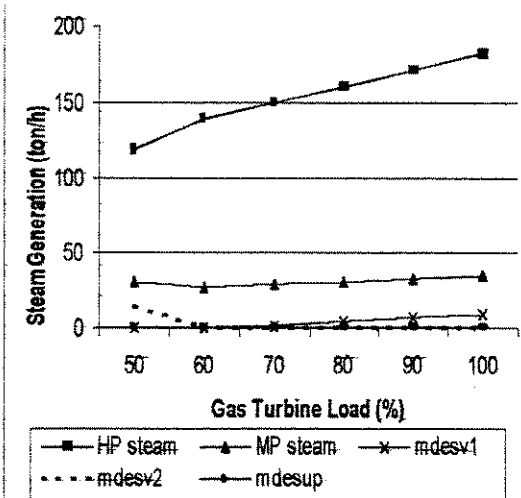


Figure 9 – Steam generation x Gas turbine load

Figure 10 represents an important aspect when designing thermal power plants. The available cooling medium temperature and cooling technology define the condensing pressure. This figure shows the gain of efficiency of the combined cycle with different condensing pressures.

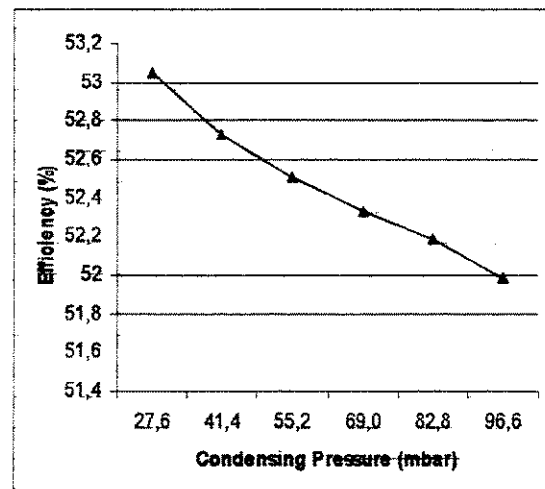


Figure 10 – Efficiency x Condensing pressure

The dry bulb temperature and relative humidity were maintained as 15° C and 60% respectively. Others cycle parameters and assumptions were similar to the exposed above. Considering the design condensing pressure (69 mbar = 38,75° C) the cycle efficiency is 52,3%. Reducing the condensing pressure to 27,6 mbar (22,71° C) the efficiency rises to 53,05% while rising the condensing pressure to 96,6 mbar (45,15° C) lower the efficiency to 51,98%. A change of 1,07% in the cycle efficiency can be verified in the range of condensing pressure evaluated.

Figure 11 shows the condensing pressure effect in the power output of the evaluated combined cycle plant. In the design condensing pressure the power output was estimated as 203,9 MWe. At 27,6 mbar the power output was estimated as 206,7 MWe and as 202,6 at 96,6 mbar. In the range of condensing pressure evaluated we can see a 2% difference in power generation.

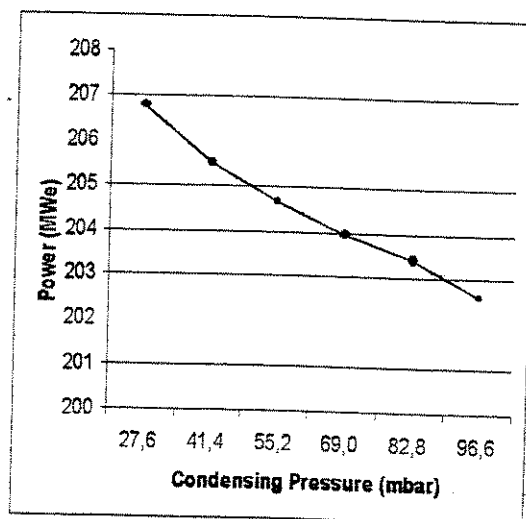


Figure 11 – Power x Condensing pressure

CONCLUSION

Computational simulation of thermal plants can produce important results to predict performance. It can help the design phase and the analysis of cycle performance at conditions other than that of design condition. Other aspects, such as power augmentation through supplementary firing, the use of chilled water to cool the inlet air, evaporative cooling, water or steam injection, could also be analyzed.

The obtained results are particular for the combined cycle power plant analyzed. Corrections

characteristics for site conditions and design applications and corrections for partial load of the gas turbine have direct impacts in the results obtained, and must not be extrapolated to other configuration.

Steam generation and degree of superheat out of design situation is directly related with heat exchanger areas of HRSG sections. Better results can be obtained through optimization of a HRSG with three pressure levels and steam re-heating.

REFERENCES

1. Narula R. G.; "Salient Design Considerations for an Ideal Combined Cycle Power Plant". Heat Recovery Systems & CHP, vol. 15, n° 2, pp. 97-104, 1995.
2. Ganapathy, V.; "Waste Heat Boiler". Fairmont Press Inc, 1991.
3. Maghon H., Becker B., Schulenberg T., Termuehlen H. and Kraemer H.; "The Advanced V84.3 Gas Turbine". Proceedings of the American Power Conference, Chicago, 1993.
4. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; "Energetic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System for a Hospital". Ecos'99, Tokyo, Japan, 1999.
5. Espirito Santo, D. B. e Gallo, W. L. R.; "Predicting Performance of a Gas Turbine Cogeneration System with Inlet Air Cooling". Ecos'2000, Twente, Netherlands, 2000.
6. El Sayed Y. M.; "Predicting Part-Load Performance of an Energy System Concept". TAIES'97, Beijing, China, 1997.
7. Nauen R., Siemens KWU, Offenbach, Germany; "Trombay No 7 keeps Bombay's power on an even keel". Modern Power Systems, August, 1996.
8. Cotton K. C.; "Evaluating and Improving Steam Turbine Performance". New York, USA, 1993.
9. Ganapathy, V.; "Win More Energy from Hot Gases". Chemical Engineering, March, 1990.
10. Ganapathy, V.; "HRSG temperature profiles guide energy recovery". Power, september, 1988.

Anexo III – Perfil de Temperatura em Caldeira de Recuperação

