

**WALDIR GUILARDI**

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DO AR  
ATMOSFÉRICO NO DESEMPENHO DE TURBINAS A  
GÁS COM SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DO AR DE  
ENTRADA.**

**SÃO CAETANO DO SUL**

**2008**

**WALDIR GUIRARDI**

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DO AR  
ATMOSFÉRICO NO DESEMPENHO DE TURBINAS A  
GÁS COM SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DO AR DE  
ENTRADA**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia  
Mauá do Instituto de Mauá de Tecnologia para a  
obtenção do título de Mestre em Engenharia de  
Processos Químicos e Bioquímicos.

Linha de Pesquisa: Impacto ambiental de  
processos industriais

Orientador: Prof. Dr. Roberto de Aguiar Peixoto

**SÃO CAETANO DO SUL**

**2008**

Guirardi, Waldir

Análise da influência das condições do ar atmosférico no desempenho de turbinas a gás com sistemas de resfriamento do ar de entrada / Waldir Guirardi.—São Caetano do Sul, SP : CEUN-EEM, 2008.

169 p.

Dissertação de Mestrado — Programa de Pós-Graduação.  
Linha de Pesquisa: Engenharia Química — Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP, 2008.

Orientador: Prof. Dr. Roberto de Aguiar Peixoto

1. Turbina a gás 2. Resfriamento evaporativo 3. Ciclo de absorção I. Instituto Mauá de Tecnologia. Centro Universitário. Escola de Engenharia Mauá. II. Título.

**TERMO DE APROVAÇÃO**

**WALDIR GUIRARDI**

***“Análise da Influência das Condições do Ar Atmosférico no Desempenho de Turbinas a Gás com Sistemas de Resfriamento do Ar de Entrada”***

Dissertação aprovada como requisito para obtenção do Título de Mestre em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos (linha de pesquisa: Impacto Ambiental de Processos Industriais) da Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, pela seguinte banca examinadora:

---

Prof. Dr. Roberto de A. Peixoto  
Presidente

---

Prof. Dr. Marco Antonio S. Paiva

---

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior

**São Caetano do Sul, 01 de dezembro de 2008.**

## **AGRADECIMENTOS**

A minha família pelo apoio, em especial à minha amada esposa Sueli por sua compreensão pelas horas de isolamento do convívio que este trabalho demandou.

Ao meu sobrinho e afilhado o Mestre Daniel Mariani Guirardi, pois sem a sua ajuda na obtenção de artigos por mim pesquisados certamente a bibliografia seria menos abrangente.

Ao meu orientador, a quem poderia considerar um novo amigo, o Professor Dr. Roberto de Aguiar Peixoto, pela sua competência na minha orientação, pelo incentivo e apoio moral e material dos quais abusei neste tempo todo que levou este trabalho para ser concluído.

Aos funcionários da biblioteca que inúmeras vezes me atenderam com toda a boa vontade e atenção que lhes são peculiares.

A Margareth, secretária da Pós Graduação, pela simpatia e apoio que me dispensou neste tempo infindável.

E ao incansável companheiro de longas horas, apesar dos grandes percalços e desentendimentos que tivemos ao longo deste trabalho, pois, sem ele nada teria sido possível, meu querido “PC”.

## RESUMO

Este trabalho consiste no estudo termodinâmico e econômico da associação de sistemas de resfriamento do ar de admissão em turbinas a gás. É feita uma comparação, considerando o desempenho da turbina a gás, entre duas tecnologias de resfriamento do ar de admissão normalmente utilizadas: o resfriamento evaporativo e o resfriamento por ciclo de absorção com aproveitamento de parte da energia dos gases. No estudo são mostradas as influências dos parâmetros atmosféricos nos resultados obtidos para as quatro configurações analisadas: turbina a gás sem resfriamento; turbina a gás com resfriamento evaporativo; turbina a gás com resfriamento por ciclo de absorção movido a vapor de água gerado em caldeira de recuperação da energia dos gases de exaustão da turbina e turbina a gás com resfriamento por ciclo de absorção movido diretamente pelos gases exaustos da própria turbina a gás. São apresentados os custos e os resultados financeiros obtidos para as quatro configurações em dois cenários distintos. O primeiro cenário mostra autoprodutor de energia elétrica com turbina a gás que não está capacitada para atender aumento de demanda. O outro cenário é caracterizado por um comprador de energia elétrica com objetivo de se tornar autoprodutor a partir de uma turbina a gás disponível no mercado. O trabalho conclui que o resfriamento do ar de entrada em turbinas a gás promove ganho de potência que depende do tipo de equipamento de resfriamento utilizado (2 a 4,5 % no evaporativo, 4,5 a 13 % com “chiller” a absorção movido a vapor de água e 8 a 18 % com “chiller” a absorção movido a gases da turbina). Dentre os equipamentos estudados o resfriamento evaporativo é a forma mais econômica de se incrementar a produção de energia de uma turbina a gás. Com os custos considerados de energia elétrica (~220R\$/MWh) e gás natural (~0,60R\$/Nm<sup>3</sup>) o trabalho mostra que a substituição de compra de energia elétrica por autoprodução com turbina a gás não é um processo economicamente viável. Os estudos foram feitos com o desenvolvimento e utilização de modelos matemáticos e de simulações numéricas das quatro configurações.

Palavras-chave: Turbina a gás. Resfriamento Evaporativo. Ciclo de Absorção.

## ABSTRACT

This work presents a thermodynamic and economical analysis of cooling systems gas turbine inlet air. A comparison has been made between two technologies that are usually used: evaporative cooling and absorption systems driven by the heat contents of turbine effluent gas. In this study, four systems configurations are analyzed and the influence of the inlet atmospheric air characteristics is shown. The systems considered were: gas turbine without inlet air cooling (base line), gas turbine with evaporative cooling, gas turbine with absorption cooling system that uses steam generated in a heat recovery boiler and gas turbine with absorption cooling directly driven by hot combustion engine gas. For each of the configurations it was developed a cost and financial evaluation considering two scenarios. The first one considers a gas turbine installation without extra capacity for electricity demand increase. In the second scenario an electricity consumer considers the installation of a gas turbine to generate its own energy. It was concluded that the inlet air cooling increases the power generated by gas turbines, and this power increase is in range of 2 to 4,5 % for evaporative cooling, 4,5 to 13 % for absorption system driven by water steam and 8 to 18 % for absorption system driven directly by exhaust gases. Considering the cooling alternatives, for the power increase, the evaporative system is the one that presents the best economical performance. Taken into account the present costs of electricity (~220R\$/MWh) and natural gas (~0,66R\$/m<sup>3</sup>), it is shown that the replacement of the electricity, from the grid by, a gas turbine generation is not economically feasible. All the analysis performed in this study was based on the use of mathematical and numerical simulation models developed for this purpose.

Key-words: Gas turbine. Evaporative cooling. Absorption cooling.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1.1 - Consumo de energia elétrica no Brasil.....	21
FIGURA 2.1 - Esquema básico do ciclo Brayton .....	28
FIGURA 2.2 - Diagrama T x s do ciclo Brayton.....	28
FIGURA 2.3 - Esquema básico de uma turbina a gás .....	29
FIGURA 2.4 - Diagrama h-s de uma turbina a gás simples.....	29
FIGURA 2.5 - Variação do $\eta$ com $rp$ na TG ( $k=1,4$ ) .....	31
FIGURA 2.6 - Trabalho líquido de uma TG em função da relação de pressões .....	34
FIGURA 2.7 - Esquema de resfriamento evaporativo por borrifamento .....	36
FIGURA 2.8 - Equipamento de resfriamento evaporativo por contato.....	37
FIGURA 2.9 - Sistema de refrigeração .....	38
FIGURA 2.10 - Gráfico T-s de sistema de refrigeração.....	38
FIGURA 2.11 - Sistema de refrigeração por compressão de vapor .....	39
FIGURA 2.12 - Influência da pressão na temperatura de saturação da água.....	39
FIGURA 2.13 - Influência da pressão na entalpia de vaporização da água .....	40
FIGURA 2.14 - Variação da relação volumétrica vapor/líquido com a pressão .....	40
FIGURA 2.15 - Absorção do vapor de água pelo brometo de lítio.....	41
FIGURA 2.16 - Remoção do vapor de água do brometo de lítio .....	41
FIGURA 2.17 - Esquema simplificado de refrigeração por absorção.....	42
FIGURA 2.18 - Esquema de um sistema de refrigeração por absorção.....	43
FIGURA 2.19 - Volumes de controle para a análise exergética .....	46
FIGURA 4.1 - Esquema de turbina a gás .....	59
FIGURA 4.2 - Esquema da câmara de combustão.....	61
FIGURA 4.3 - Influência de temperatura de entrada na turbina na potência da TG.....	68
FIGURA 4.4 - Evolução da temperatura de combustão em turbinas a gás .....	68
FIGURA 4.5 - Temperatura adiabática de chama em função do excesso de ar na TG .....	69
FIGURA 4.6 - Rendimento energético e trabalho específico de uma turbina a gás em função do ar desviado da câmara de combustão .....	70
FIGURA 4.7 - Influência da fração de ar desviada da câmara de combustão na potência da TG.....	71
FIGURA 4.8 - Validação do modelo matemático com a turbina Typhoon 5.2.....	73
FIGURA 4.9 - Validação do modelo matemático com a turbina GE-10 .....	74
FIGURA 4.10 - Influência da temperatura do ar no rendimento e potência de TG .....	76
FIGURA 4.11 - Influência da umidade no calor específico do ar e do gás de combustão, massa molecular e produto do calor específico pela massa molecular.....	77

FIGURA 4.12 - Influência da umidade relativa na potência e rendimento de TG .....	78
FIGURA 4.13 - Alteração da influência da umidade relativa na potência e consumo de combustível numa TG em função da forma de cálculo .....	78
FIGURA 4.14 - Influência dos parâmetros atmosféricos na massa de ar seco admitida na TG .....	79
FIGURA 4.15 - Influência da pressão atmosférica na potência e no rendimento energético de TG .....	80
FIGURA 4.16 - Influência das condições do ar na emissão de NO .....	81
FIGURA 4.17 - Influência das condições do ar na emissão de CO .....	82
FIGURA 5.1 - Esquema de processo de resfriamento evaporativo (RE).....	83
FIGURA 5.2 - Validação do modelo matemático de resfriamento evaporativo .....	86
FIGURA 5.3 - Representação gráfica do processo de resfriamento evaporativo.....	87
FIGURA 5.4 - Influência da temperatura do ar atmosférico na temperatura final do RE.....	88
FIGURA 5.5 - Esquema de refrigeração por absorção (RA) .....	89
FIGURA 5.6 - Validação do modelo matemático de RA com equipamento da THERMAX.	98
FIGURA 5.7 - Validação do modelo matemático de RA com equipamento da BROAD .....	98
FIGURA 5.8 - Esquema de uma caldeira recuperadora de calor (CR) .....	99
FIGURA 5.9 - Esquema de circuito de água gelada (AG) .....	101
FIGURA 6.1 - Associação de TG com RE (TGRE).....	105
FIGURA 6.2 - Esquema tridimensional de TGRE.....	106
FIGURA 6.3 - Esquema de associação de TG com RA, CR e AG (TGRA) .....	108
FIGURA 6.4 - Esquema de “chiller” de absorção movido a gases quentes .....	111
FIGURA 6.5 - Esquema de associação de TG com RA com recuperação direta da energia dos gases de escape da TG, resfriamento direto do ar e resfriado a água (TGRAD) .....	112
FIGURA 6.6 - Esquema de associação de TG com RA com recuperação direta da energia dos gases de escape da TG, resfriamento direto do ar e resfriado a ar (TGRADAR) .....	115
FIGURA 7.1 - Variação das temperaturas de bulbo seco e umidade relativa do ar ao longo do dia em Curitiba e Belém do Pará.....	118
FIGURA 7.2 - Variação da carga térmica ao longo do dia .....	119
FIGURA 7.3 - Variação da potência produzida na TG ao longo do dia .....	119
FIGURA 7.4 - Influência da carga térmica do ar na potência da TG.....	120
FIGURA 7.5 - Influência das condições climáticas no rendimento energético da TG .....	120
FIGURA 7.6 - Influência do tipo de resfriamento do ar admitido na potência da TG.....	121
FIGURA 7.7 - Produção diária de cada configuração por local e época do ano.....	122
FIGURA 7.8 - Ganho porcentual diário de produção por cidade e época do ano.....	123
FIGURA 7.9 - Ganho porcentual no rendimento por tipo de resfriamento do ar admitido na TG .....	124

FIGURA 7.10 - Teores médios de NO por sistema em função da “carga térmica” .....	131
FIGURA 7.11 - Teores médios de CO por sistema em função da “carga térmica” .....	132
FIGURA 7.12 - Distribuição de taxas de irreversibilidades nas quatro configurações.....	137
FIGURA 7.13 - Relação potência produzida (%) e taxa de irreversibilidade total .....	138
FIGURA 7.14 - Distribuição de taxas de irreversibilidades no resfriamento por absorção...	138
FIGURA 7.15 - Rendimentos energéticos e exergéticos.....	139
FIGURA A.1 - Volume de controle ( $v_c$ ) para a análise exergética.....	148
FIGURA A.2 - Esquema de transformação de energia ordenada.....	150
FIGURA A.3 - Variação do fator de Carnot na temperatura.....	153
FIGURA A.4 - Comportamento de $\alpha$ em função de $\beta$ parametrizado por $\theta$ .....	157
FIGURA B.1 - Diagrama T-s mostrando a condição do vapor de água no ar no estado (T,P <sub>va</sub> ) .....	160
FIGURA B.2 - Relação entre $\omega$ e $\Phi$ do ar úmido (P=101,325 kPa).....	162
FIGURA B.3 - Carta psicrométrica do ar úmido (P=101,325 kPa) .....	164
FIGURA C.1 - Diagrama T-s para o LiBr.....	164
FIGURA C.2 - Diagrama h-s para o LiBr .....	165
FIGURA C.3 - Diagrama s-X para o LiBr .....	165
FIGURA E.1 - Diagrama de blocos do simulador matemático .....	169

## LISTA DE TABELAS E QUADROS

TABELA 1 .....	24
QUADRO 4.1 - Evolução das turbinas a gás Westinghouse W501 .....	58
QUADRO 4.2 - Parâmetros de validação para a turbina a gás.....	73
QUADRO 4.3 - Relação da pressão atmosférica com a altitude.....	80
QUADRO 5.1 - Valores adotados na validação do simulador de RE .....	85
QUADRO 5.2 - Comparaçao dos resultados de redução de temperatura .....	86
QUADRO 5.3 - Parâmetros utilizados na validação do simulador de RA.....	97
QUADRO 7.1 - Parâmetros adotados para a turbina a gás .....	116
QUADRO 7.2 - Parâmetros adotados para o RA .....	117
QUADRO 7.3 - Dados meteorológicos das cidades estudadas .....	117
QUADRO 7.4 - Dados geográficos das cidades estudadas .....	118
QUADRO 7.5 - Ganho médios na produção com o uso de sistemas de resfriamento .....	124
QUADRO 7.6 - Custos de energia elétrica comprada (tarifa verde).....	126
QUADRO 7.7 - Custos dos diversos sistemas .....	127
QUADRO 7.8 - Valores de ganhos obtidos nas configurações.....	128
QUADRO 7.9 - Valores econômicos das configurações estudadas no cenário 1 .....	129
QUADRO 7.10 - Valores econômicos das configurações estudadas no cenário 2 .....	130
QUADRO 7.11 - Taxa de retorno do investimento em função do custo do combustível .....	130
QUADRO 7.12 - Perdas e ganhos ambientais com o uso de sistemas de resfriamento.....	132
QUADRO 7.13 - Resumo dos parâmetros utilizados nas simulações .....	135
QUADRO 7.14 - Resumo dos valores obtidos nas configurações 1 .....	136
QUADRO 7.15 - Resumo dos valores obtidos nas configurações 2.....	137
QUADRO A.1 - Valores típicos de $\alpha$ para alguns combustíveis .....	158
QUADRO A.2 - Comparaçao entre trabalho e exergia a duas temperaturas .....	158

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos latinos

$a$	Número de moles de ar na reação de combustão	
$a_{est}$	Número de moles estequiométrico de ar na reação de combustão	
$ag$	Água gelada	
$AG$	Círculo de água gelada	
$agr$	Água de resfriamento	
$b$	Número de moles de $\text{CO}_2$ na reação de combustão	
$c$	Número de moles de CO na reação de combustão	
$c_{ag_E}$	Calor específico da “água gelada” no evaporador do TGRA	kJ/kg K
$c_{sc}$	Calor específico da solução concentrada de LiBr	kJ/kg K
$c_{sd}$	Calor específico da solução diluída de Libr	kJ/kg K
$CC$	Câmara de combustão da turbina a gás	
$COP$	Coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração por absorção	
$CR$	Caldeira de recuperação de energia	
$cp_{ar_B}$	Calor específico a pressão constante no ciclo Brayton	kJ/kg K
$cp_{aru_{FC}}$	Calor específico a pressão constante no FC do AG	kJ/kg K
$cv_{ar_B}$	Calor específico a volume constante no ciclo Brayton	kJ/kg K
$d$	Número de moles de $\text{H}_2\text{O}$ na reação de combustão	
$e$	Número de moles de $\text{N}_2$ na reação de combustão	
$ex_{a_{eE}}$	Exergia específica da água na entrada do RE	kJ/kg
$ex_{ag_{sE}}$	Exergia específica da água gelada na saída do evaporador do RA	kJ/kg
$ex_{aru_{eRE}}$	Exergia específica do ar úmido entrando no RE	kJ/kg
$ex_{aru_{eRE}}$	Exergia específica do ar úmido entrando no RE	kJ/kg
$ex_{aru_i}$	Exergia específica do ar úmido no ponto i da TG, TGRE, TGRA e TGRAD	kJ/kg
$ex_{comb_{RC}}$	Exergia específica do combustível na região de combustão da CC	kJ/kg K
$ex^o_{comb}$	Exergia específica normal do combustível	kJ/kg K
$\dot{Ex}_{comb}$	Taxa de exergia do combustível	kW
$ex_{cond_{CR}}$	Exergia específica do condensado na CR	kJ/kg K
$ex_{g_i}$	Exergia específica do gás no ponto i	kJ/kg K
$ex_{vap_{CR}}$	Exergia específica do vapor produzido na CR	kJ/kg K
$exc_{O_2}$	Relação ar/ar teórico na região de combustão da CC	
$f$	Número de moles de $\text{O}_2$ na reação de combustão	
$f_1$	Relação molar de nitrogênio e oxigênio no ar úmido	$\text{mol}_{\text{N}_2}/\text{mol}_{\text{O}_2}$
$f_2$	Relação molar de argônio e oxigênio no ar úmido	$\text{mol}_{\text{A}}/\text{mol}_{\text{O}_2}$
$f_3$	Relação molar de dióxido de carbono e oxigênio no ar úmido	$\text{mol}_{\text{CO}_2}/\text{mol}_{\text{O}_2}$
$f_4$	Relação molar de água e oxigênio no ar úmido	$\text{mol}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{mol}_{\text{O}_2}$
$FC$	Resfriador de ar com água gelada (“fan coil”)	
$fr$	Fator de desvio de ar da câmara de combustão	
$g$	Número de moles de NO na reação de combustão	
$h$	Número de moles de A na reação de combustão	
$h_{a_{eRE}}$	Entalpia específica da água entrando no RE	kJ/kg
$h_{ag_{eFC}}$	Entalpia específica da “água gelada” na entrada do FC do TGRA	kJ/kg
$h_{ag_{sE}}$	Entalpia específica da “água gelada” na saída do evaporador do TGRA	kJ/kg

$h_{ag_{sFC}}$	Entalpia específica da “água gelada” na saída do FC do TGRA	kJ/kg
$h_{agr_{eA}}$	Entalpia específica da agr na entrada do absorvedor do TGRA	kJ/kg
$h_{agr_{sA}}$	Entalpia específica da agr na saída do absorvedor do TGRA	kJ/kg
$h_{agr_{eC}}$	Entalpia específica da agr na entrada do condensador do TGRA	kJ/kg
$h_{agr_{sC}}$	Entalpia específica da agr na saída do condensador do TGRA	kJ/kg
$h_{ar_i}$	Entalpia específica do ar no ciclo Brayton (i=1 a 4)	kJ/kg
$h_{aru_0}$	Entalpia específica do ar úmido na entrada do FC no TGRA	kJ/kg
$h_{aru_1}$	Entalpia específica do ar úmido na saída do FC no TGRA	kJ/kg
$h_{aru_{eRE}}$	Entalpia específica do ar úmido entrando no RE	kJ/kg
$h_{aru_{sRE}}$	Entalpia específica do ar úmido saindo no RE	kJ/kg
$\dot{H}_{comb}$	Taxa de entalpia do combustível	kW
$h_{comb_0}$	Entalpia específica padrão do combustível	kJ/kg
$h_{comb_{RCi}}$	Entalpia específica do combustível na compressão isentrópica	kJ/kg
$h_{comb_{RC}}$	Entalpia específica do combustível na região de combustão da TB da TG	kJ/kg
$h_{cond_{CR}}$	Entalpia específica do condensado na CR	kJ/kg
$h_{g_i}$	Entalpia específica do gás no ponto i na TG, TGRA e TGRAD (i=1 a 5)	kJ/kg
$h_{g_i}$	Entalpia específica do gás no processo isentrópico no ponto i	kJ/kg
$h_{g_{RC}}$	Entalpia específica do gás na região de combustão da TB da TG	kJ/kg
$h_i$	Entalpia específica no ponto i do RA (i= 1 a 12)	kJ/kg
$h_{vap_{CR}}$	Entalpia específica do vapor produzido na CR	kJ/kg
$h_{vc_E}$	Entalpia específica do vapor condensado no evaporador do TGRAD	kJ/kg
$h_{vc_{FC}}$	Entalpia específica do vapor condensado pelo FC do RA	kJ/kg
$\dot{I}_{agr_A}$	Taxa de irreversibilidade da água de resfriamento no absorvedor do RA	kW
$\dot{I}_{agr_C}$	Taxa de irreversibilidade da água de resfriamento no condensador do RA	kW
$\dot{I}_{aru_E}$	Taxa de irreversibilidade do ar no evaporador do TGRAD	kW
$\dot{I}_{g_G}$	Taxa de irreversibilidade dos gases no gerador do TGRAD	kW
$\dot{I}_{ag_E}$	Taxa de irreversibilidade da “água gelada” no evaporador no TGRA	kW
$\dot{I}_{Bag}$	Taxa de irreversibilidade da bomba de água de resfriamento do TGRA	kW
$\dot{I}_{Bagr}$	Taxa de irreversibilidade da bomba de água gelada do RA	kW
$\dot{I}_{BC}$	Taxa de irreversibilidade na bomba de controle de capacidade	kW
$\dot{I}_{B_{cond}}$	Taxa de irreversibilidade na bomba de condensado da CR do TGRA	kW
$\dot{I}_{Bsd}$	Irreversibilidade na bomba de solução diluída	kW
$\dot{I}_{CP}$	Taxa de irreversibilidade no compressor	kW
$\dot{I}_{CP_{comb}}$	Taxa de irreversibilidade na compressão do combustível	kW
$\dot{I}_{CR}$	Taxa de irreversibilidade na CR do TGRA	kW
$\dot{I}_E$	Taxa de irreversibilidade global no evaporador no TGRA	kW
$\dot{I}_{FC}$	Taxa de irreversibilidade global no FC no TGRA	kW

$\dot{I}_{RA_i}$	Taxa de irreversibilidade total interna do RA	kW
$\dot{I}_{RC}$	Taxa de irreversibilidade na região de combustão da CC da TG	kW
$\dot{I}_{RE}$	Taxa de irreversibilidade do RE	kW
$\dot{I}_{ref_c}$	Taxa de irreversibilidade no condensador lado vapores de refrigerante no RA	kW
$\dot{I}_{ref_E}$	Taxa de irreversibilidade no evaporador do lado do refrigerante no RA	kW
$\dot{I}_{RM}$	Taxa de irreversibilidade na região de mistura da CC da TG	kW
$\dot{I}_{sol_A}$	Taxa de irreversibilidade no absorvedor do lado da solução do RA	kW
$\dot{I}_{sol_G}$	Taxa de irreversibilidade no gerador do lado da solução do RA	kW
$\dot{I}_{TB}$	Taxa de irreversibilidade na turbina da TG	kW
$\dot{I}_{TC}$	Taxa de irreversibilidade no trocador de calor do RA	kW
$\dot{I}_{vap_G}$	Taxa de irreversibilidade do vapor do gerador do TGRA	kW
$\dot{I}_{VC}$	Taxa de irreversibilidade do volume de controle	kW
$\dot{I}_{VE}$	Taxa de irreversibilidade na válvula de expansão do RA	kW
$\dot{I}_{VRP}$	Taxa de irreversibilidade na válvula redutora de pressão do RA	kW
$k$	Relação entre os calores específicos	
$K_i$	Constante de equilíbrio da reação química i	
$\dot{m}_{bomba}$	Vazão mássica do fluido bombeado	kg/s
$\dot{m}_{a_{eRE}}$	Vazão mássica de água líquida entrando no RE	kg/s
$\dot{m}_{ag_{AG}}$	Vazão mássica de “água gelada” do TGRA	kg/s
$\dot{m}_{agr_A}$	Vazão mássica de água de resfriamento no absorvedor do RA	kg/s
$\dot{m}_{agr_C}$	Vazão mássica de água de resfriamento do condensador do RA	kg/s
$\dot{m}_{agr_{TR}}$	Vazão mássica de água de resfriamento total do TGRA ou TGRAD	kg/s
$\dot{m}_{ar_B}$	Vazão mássica de ar no ciclo Brayton	kg/s
$\dot{m}_{ar_i}$	Vazão mássica de ar no ponto i da TG	kg/s
$\dot{m}_{ar_{eRE}}$	Vazão mássica de ar seco entrando no RE	kg/s
$\dot{m}_{ar_{sRE}}$	Vazão mássica de ar seco saindo do RE	kg/s
$\dot{m}_{ars}$	Vazão mássica de ar seco na turbina a gás	kg/s
$M_{ar_{TG}}$	Massa molecular do ar na turbina a gás	kg/kmol
$\dot{m}_{aru_{eFC}}$	Vazão mássica de ar úmido na entrada do FC da AG do TGRA	kg/s
$\dot{m}_{aru_{eRE}}$	Vazão mássica de ar úmido entrando no RE	kg/s
$\dot{m}_{aru_{RC}}$	Vazão mássica de ar úmido na entrada da câmara de combustão na TG	kg/s
$\dot{m}_{aru_{sFC}}$	Vazão mássica de ar úmido na saída do FC da AG do TGRA	kg/s
$\dot{m}_{aru_{sRE}}$	Vazão mássica de ar úmido saindo no RE	kg/s
$\dot{m}_{comb_{RC}}$	Vazão mássica de combustível na TG	kg/s
$\dot{m}_{cond_{CR}}$	Vazão mássica do condensado que entra na CR do TGRA	kg/s
$\dot{m}_{g_i}$	Vazão mássica do gás no ponto i na TG, TGRA e TGRAD (i=1 a 5)	kg/s
$\dot{m}_{g_{RC}}$	Vazão mássica de gás após combustão na TG	kg/s

$\dot{m}_i$	Vazão mássica no ponto i do RA (i=1 a 12)	kg/s
$\dot{m}_{va_{eRE}}$	Vazão mássica de vapor de água entrando no RE	kg/s
$\dot{m}_{va_{sRE}}$	Vazão mássica de vapor de água saindo no RE	kg/s
$\dot{m}_{vap_{CR}}$	Vazão mássica do vapor produzido na CR do TGRA	kg/s
$\dot{m}_{vapor}$	Vazão mássica do vapor consumido pelo RA	kg/s
$\dot{m}_{vcE}$	Vazão mássica do vapor condensado no evaporador do TGRAD	kg/s
$\dot{m}_{vcFC}$	Vazão mássica do vapor condensado pelo FC do RA	kg/s
$P$	Pressão da reação considerada	kPa
$P_0$	Pressão barométrica padrão	kPa
$P_i$	Pressão no ponto i do RA	kPa
$P_{ar_i}$	Pressão do ar no ciclo Brayton (i= 1 a 4)	kPa
$PCI_{comb}$	Poder calorífico inferior do combustível na TG	kJ/kg
$P_{comb}$	Pressão do combustível na TG	kPa
$PO$	Ponto de orvalho do ar atmosférico	kPa
$P_{ref}$	Pressão de referência das propriedades termodinâmicas	kPa
$\dot{Q}_A$	Taxa de calor retirado no absorvedor do RA	kW
$\dot{Q}_C$	Taxa de calor retirado no condensador do RA	kW
$\dot{Q}_{CR}$	Taxa de calor aproveitado na caldeira recuperadora do RA	kW
$\dot{Q}_e$	Taxa de calor para o ciclo no ciclo Brayton	kW
$\dot{Q}_E$	Taxa de calor absorvido no evaporador do RA	kW
$\dot{Q}_{E_{max}}$	Máxima taxa de calor absorvido no evaporador do RA	kW
$\dot{Q}_{FC}$	Taxa de calor trocado no FC no TGRA	kW
$\dot{Q}_{FC_{max}}$	Máxima taxa de calor no FC do TGRA	kW
$\dot{Q}_G$	Taxa de calor absorvido no gerador do RA	kW
$\dot{Q}_{RE}$	Taxa de calor absorvido no RE	kW
$\dot{Q}_s$	Taxa de calor do ciclo no ciclo Brayton	kW
$\dot{Q}_{TC}$	Taxa de calor no trocador de calor do RA	kW
$\dot{Q}_{TC_{max}}$	Máxima taxa de calor no trocador de calor do RA	kW
$\tilde{R}$	Constante universal dos gases	kJ/kmol K
$RA$	Ciclo refrigeração por absorção	
$rc$	Relação de circulação no RA	
$RE$	Resfriamento evaporativo	
$rp$	Relação de pressões no ciclo Brayton ou da TG	
$rp_{ótimo}$	Relação de pressões que maximiza a potência no ciclo Brayton	
$S_{a_{eRE}}$	Entropia específica da água entrando no RE	kJ/kg K
$S_{ag_{eFC}}$	Entropia específica da “água gelada” na descarga da bomba no TGRA	kJ/kg K
$S_{ag_{sE}}$	Entropia específica da “água gelada” na entrada da bomba no TGRA	kJ/kg K
$S_{ag_{sFC}}$	Entropia específica da “água gelada” na entrada do evaporador no TGRA	kJ/kg K
$S_{ag_{eA}}$	Entropia específica da água na entrada do absorvedor do TGRA	kJ/kg K

$S_{agr_{sA}}$	Entropia específica da água na saída do absorvedor do TGRA	kJ/kg K
$S_{agr_{eC}}$	Entropia específica da água na entrada do condensador do TGRA	kJ/kg K
$S_{agr_{sC}}$	Entropia específica da água na saída do condensador do TGRA	kJ/kg K
$S_{aru_0}$	Entropia específica do ar úmido na entrada do FC no TGRA	kJ/kg K
$S_{aru_1}$	Entropia específica do ar úmido na saída do FC no TGRA	kJ/kg K
$S_{aru_{eRE}}$	Entropia específica do ar úmido entrando no RE	kJ/kg K
$S_{aru_{sRE}}$	Entropia específica do ar úmido saindo no RE	kJ/kg K
$S_{g_{RC}}$	Entropia específica do gás após combustão na TG	kJ/kg K
$S_{comb_0}$	Entropia específica padrão do combustível	kJ/kg K
$S_{comb_{RC}}$	Entropia específica do combustível na região de combustão da TG	kJ/kg K
$S_{cond_{CR}}$	Entropia específica do condensado na CR do TGRA	kJ/kg K
$S_{g_i}$	Entropia específica do gás no ponto i na TG, TGRA e TGRAD (i=1 a 5)	kJ/kg K
$S_i$	Entropia específica do fluxo i no RA (i=1 a 12)	kJ/kg K
$S_{g_{RC}}$	Entropia específica do gás na saída da região de combustão da TG	kJ/kg K
$S_{vap_{CR}}$	Entropia específica do vapor produzido na CR do TGRA	kJ/kg K
$S_{vc_E}$	Entropia específica do vapor condensado no evaporador do TGRAD	kJ/kg K
$S_{vc_{FC}}$	Entropia específica do vapor condensado pelo FC do RA	kJ/kg K
$T_0$	Temperatura padrão	K
$T_3$	Temperatura de admissão na turbina da TG	K
$T_A$	Temperatura no absorvedor do RA	K
$T_{AD}$	Temperatura de chama adiabática	K
$T_{a_{eRE}}$	Temperatura da água líquida entrando no RE	°C
$T_{ag_{eE}}$	Temperatura da água gelada entrando no evaporador do TGRA	°C
$T_{ag_{eFC}}$	Temperatura da água gelada entrando no FC do TGRA	°C
$T_{ag_{sE}}$	Temperatura da água gelada saindo do evaporador do TGRA	°C
$T_{ar_i}$	Temperatura do ar no ciclo Brayton	K
$T_{aru_i}$	Temperatura do ar úmido no ponto i da TG, TGRE, TGRA ou TGRAD	°C
$T_{aru_{eRE}}$	Temperatura de bulbo seco do ar úmido entrando no RE	°C
$T_{aru_{sRE}}$	Temperatura de bulbo seco do ar úmido saindo no RE	°C
$T_{BS}$	Temperatura de bulbo seco	°C
$T_{BU}$	Temperatura de bulbo úmido	°C
$T_{BU_{aru_{eRE}}}$	Temperatura de bulbo úmido do ar na saída do resfriamento evaporativo	°C
$T_C$	Temperatura no condensador do RA	K
$T_{comb}$	Temperatura do combustível na TG	°C
$T_{CR}$	Temperatura na caldeira recuperadora do RA	K
$T_E$	Temperatura no evaporador no RA	K
$T_{FC}$	Temperatura no FC do RA	K
$T_G$	Temperatura no gerador no RA	K

$TG$	Turbina a gás	
$TGRA$	Turbina a gás associada a ciclo de absorção normal	
$TGRAD$	Turbina a gás associada a ciclo de absorção direto	
$TGRADAR$	Turbina a gás associada a ciclo de absorção direto resfriado a ar	
$TGRE$	Turbina a gás associada a resfriamento evaporativo	
$T_i$	Temperatura no ponto i do RA (i=1 a 12)	°C
$T_{RE}$	Temperatura do RE	K
$v_{agr_A}$	Volume específico da água de resfriamento	$m^3/kg$
$v_{bomba}$	Volume específico do fluido bombeado	$m^3/kg$
$\dot{V}_{g_1}$	Vazão volumétrica de ar entrando no compressor da TG	$m^3/s$
$w_{ars}$	Trabalho específico produzido pela TG	$kJ/kg$
$w_B$	Trabalho específico produzido pelo ciclo Brayton	$kJ/kg$
$w_{B_{max}}$	Trabalho específico máximo produzido pelo ciclo Brayton	$kJ/kg$
$w_{CP}$	Trabalho específico consumido pelo compressor no ciclo Brayton	$kJ/kg$
$w_{CP_i}$	Trabalho específico consumido na compressão isentrópica	$kJ/kg$
$w_{esp}$	Produção específica da turbina a gás	$kJ/kg$
$w_{TB}$	Trabalho específico produzido pela turbina no ciclo Brayton	$kJ/kg$
$w_{TB_i}$	Trabalho específico produzido pela expansão isentrópica	$kJ/kg$
$\dot{W}$	Potência gerada pelo ciclo	kW
$\dot{W}_{Bag}$	Potência consumida na bomba de “água gelada” no TGRA	kW
$\dot{W}_{Bagr}$	Potência consumida na bomba de água de resfriamento no TGRA e TGRAD	kW
$\dot{W}_{BC}$	Potência da bomba de recirculação do RA	kW
$\dot{W}_{Bcond}$	Potência da bomba de condensado da caldeira recuperadora do TGRA	kW
$\dot{W}_{bomba}$	Potência consumida por uma bomba	kW
$\dot{W}_{Bsd}$	Potência da bomba de solução diluída do RA	kW
$\dot{W}_{CP}$	Potência consumida pelo compressor da TG	kW
$\dot{W}_{CP_{comb}}$	Potência na compressão do combustível na TG	kW
$\dot{W}_{CP_{comb_i}}$	Potência na compressão isentrópica do combustível na TG	kW
$\dot{W}_{CP_i}$	Potência na compressão isentrópica no compressor na TG	kW
$\dot{W}_{TB}$	Potência produzida pela turbina na TG	kW
$\dot{W}_{TB_i}$	Potência produzida na expansão isentrópica na turbina na TG	kW
$\dot{W}_{TG}$	Potência produzida pela TG	kW
$\dot{W}_{RE}$	Potência consumida pelo RE	kW
$x_i$	Concentração do LiBr no ponto i (i=1 a 12)	$kg_{LiBr}/kg_{solução}$
$y_i$	Fração molar do componente i numa reação	

## Símbolos gregos

$\Delta G^0$	Variação da energia livre de uma reação química	kJ/kmol
$\Delta P_{bomba}$	Diferença entre a pressão de descarga e sucção numa bomba	kPa
$\Delta P_{TR}$	Pressão da coluna de água na torre de resfriamento	kPa
$\varepsilon_E$	Efetividade do evaporador do TGRA	
$\varepsilon_{FC}$	Efetividade do FC do TGRA	
$\varepsilon_{RE}$	Efetividade do RE	
$\varepsilon_{TC}$	Efetividade do trocador de calor do RA	
$\eta_{bomba}$	Rendimento isentrópico de bomba	
$\eta_B$	Rendimento energético do ciclo Brayton	
$\eta_{Bag}$	Rendimento isentrópico da bomba de “água gelada” na AG no TGRA	
$\eta_{Bagr}$	Rendimento isentrópico da bomba de água de resfriamento	
$\eta_{Bcond}$	Rendimento isentrópico da bomba de condensado da CR do TGRA	
$\eta_{Bsd}$	Rendimento isentrópico da bomba de solução diluída do RA	
$\eta_{CP}$	Rendimento isentrópico do compressor da TG	
$\eta_{CP_{comb}}$	Rendimento isentrópico do compressor de combustível da TG	
$\eta_e$	Rendimento energético	
$\eta_{e_{CR}}$	Rendimento energético da caldeira de recuperação do RA	
$\eta_{e_{FC}}$	Rendimento energético global do FC da AG no TGRA	
$\eta_{e_E}$	Rendimento energético global do evaporador no TGRA	
$\eta_{e_{TB}}$	Rendimento energético da turbina da TG	
$\eta_{e_{RE}}$	Rendimento exergético do RE	
$\eta_{e_{TG}}$	Rendimento energético da TG	
$\eta_{ex}$	Rendimento exergético	
$\eta_{ex_{CR}}$	Rendimento exergético da caldeira de recuperação do RA	
$\eta_{ex_E}$	Rendimento exergético global do evaporador no TGRA	
$\eta_{ex_{FC}}$	Rendimento exergético global do FC da AG no TGRA	
$\eta_{ex_{RE}}$	Rendimento exergético do RE	
$\eta_{ex_{TG}}$	Rendimento exergético da TG	
$\eta_{TG}$	Rendimento isentrópico da turbina da TG	
$\dot{H}_{comb}$	Taxa de energia total do combustível	kW
$\dot{\sigma}_{ag_E}$	Taxa de geração de entropia do lado da “água gelada” no evaporador no TGRA	kW/K
$\dot{\sigma}_{ag_{FC}}$	Taxa de geração de entropia no lado da “água gelada” no FC no TGRA	kW/K
$\dot{\sigma}_{agr_A}$	Taxa de geração de entropia lado água de resfriamento no absorvedor	kW/K
$\dot{\sigma}_{agr_C}$	Taxa de geração de entropia lado água de resfriamento no condensador	kW/K
$\dot{\sigma}_{aru_{FC}}$	Taxa de geração de entropia no lado do ar no FC no TGRA	kW/K
$\dot{\sigma}_{aru_E}$	Taxa de geração de entropia no lado do ar no evaporador do TGRAD	kW/K
$\dot{\sigma}_{Bag}$	Taxa de geração de entropia na bomba de “água gelada” no TGRA	kW/K
$\dot{\sigma}_{Bagr}$	Taxa de geração de entropia na bomba de água de resfriamento do RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{BC}$	Taxa de geração de entropia na bomba de controle de capacidade do RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{Bsd}$	Taxa de geração de entropia na bomba de solução diluída do RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{Bcond}$	Taxa de geração de entropia no bombeamento do condensado da CR	kW/K

$\dot{\sigma}_{CP}$	Taxa de geração de entropia na compressão na TG	kW/K
$\dot{\sigma}_{CP_{comb}}$	Taxa de geração de entropia na compressão do combustível	kW/K
$\dot{\sigma}_{CR}$	Taxa de geração de entropia total na caldeira recuperadora do RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{FC}$	Taxa de geração de entropia total no FC do RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{g_{CR}}$	Taxa de geração de entropia do lado do gás na CR do TGRA	kW/K
$\dot{\sigma}_{g_G}$	Taxa de geração de entropia no lado dos gases no gerador do TGRAD	kW/K
$\dot{\sigma}_{RC}$	Taxa de geração de entropia na região de combustão da câmara de combustão	kW/K
$\dot{\sigma}_{RE}$	Taxa de geração de entropia no RE	kW/K
$\dot{\sigma}_{ref_C}$	Taxa de geração de entropia no condensador lado vapores refrigerante no RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{ref_E}$	Taxa de geração de entropia no evaporador, lado do vapor refrigerante no RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{RM}$	Taxa de geração de entropia região de mistura da câmara de combustão na TG	kW/K
$\dot{\sigma}_{sol_A}$	Taxa de geração de entropia no absorvedor do lado da solução no RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{sol_G}$	Taxa de entropia gerada no gerador do lado da solução no RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{TB}$	Taxa de entropia gerada na expansão na TG	kW/K
$\dot{\sigma}_{TC}$	Taxa de entropia gerada no trocador de calor no RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{vap_G}$	Taxa de entropia gerada do lado do vapor do gerador do TGRA	kW/K
$\dot{\sigma}_{vap_{CR}}$	Taxa de entropia gerada do lado do vapor de água na CR	kW/K
$\dot{\sigma}_{VE}$	Taxa de entropia gerada na válvula de expansão do RA	kW/K
$\dot{\sigma}_{VRP}$	Taxa de entropia gerada na válvula redutora de pressão do RA	kW/K
$\Phi$	Umidade relativa do ar	
$\Phi_0$	Umidade relativa de referência	
$\omega$	Umidade absoluta do ar	
$\omega_{aru_{eRE}}$	Umidade absoluta do ar entrando no RE	
$\omega_{aru_{sRE}}$	Umidade absoluta do ar saindo no RE	

## SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO .....	20
1.1 OBJETIVO .....	25
1.2 METODOLOGIA .....	26
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	26
CAPÍTULO 2 EQUIPAMENTOS ESTUDADOS .....	28
2.1 TURBINA A GÁS .....	28
2.1.1 Ciclo Brayton .....	28
2.1.2 Turbina de combustão ideal simples .....	29
2.1.3 Outros tipos de turbinas de combustão .....	35
2.2 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO .....	35
2.2.1 Resfriamento evaporativo (RE) .....	35
2.2.2 Ciclos de refrigeração .....	38
2.2.2.1 Sistema de compressão de vapor .....	39
2.2.2.2 Sistema de resfriamento por absorção .....	39
2.3 ANÁLISES ENERGÉTICAS E EXERGÉTICAS .....	44
CAPÍTULO 3 REVISÃO DA LITERATURA .....	48
3.1 FUNDAMENTOS DE TURBINAS A GÁS E SISTEMAS DE RESFRIAMENTO .....	48
3.2 INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DO AR DE ENTRADA NO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS .....	49
3.3 ASSOCIAÇÕES DE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO COM TURBINAS A GÁS .....	50
3.4 ANÁLISE ENERGÉTICA, EXERGÉTICA E TERMO ECONÔMICA .....	54
CAPÍTULO 4 MODELAGEM MATEMÁTICA .....	57
4.1 VALORES E SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS .....	57
4.2 – TURBINA A GÁS .....	58
4.2.1 Modelagem matemática de turbina a gás .....	59
4.2.2 Definições utilizadas na modelagem da turbina a gás .....	65
4.2.2.1 Parâmetros de caracterização do ar atmosférico .....	65
4.2.2.2 Parâmetros de caracterização do estado de referência .....	65
4.2.2.3 Parâmetros de caracterização do combustível .....	65
4.2.2.4 Vazão volumétrica de ar na entrada ( $\dot{V}_1$ ) .....	65
4.2.2.5 Relação de pressões ( $rp$ ) .....	66
4.2.2.6 Rendimentos isentrópicos do compressor e turbina .....	66
4.2.2.7 Trabalho específico ( $w_{ars}$ ) .....	67
4.2.2.8 Produção específica ( $w_{esp}$ ) .....	67
4.2.2.9 Temperatura de admissão na turbina ( $T_3$ ) .....	67
4.2.2.10 Relação ar/combustível .....	69
4.2.2.11 Desvio de ar a câmara de combustão ( $fr$ ) .....	69
4.2.3 Validação do modelo matemático da turbina a Gás .....	72
4.2.4 Influência das condições do ar atmosférico nos parâmetros de operação da TG .....	74
4.2.4.1 Influência da temperatura do ar nos parâmetros de operação da TG .....	75
4.2.4.2 Influência da umidade do ar nos parâmetros de operação da TG .....	76
4.2.4.3 Influência da pressão do ar nos parâmetros de operação de TG .....	79
4.2.5 Gases poluentes estudados .....	81
CAPÍTULO 5 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO .....	83
5.1 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO .....	83
5.1.1 Modelagem matemática do sistema de resfriamento evaporativo .....	83
5.1.2 Validação do modelo de RE .....	85

5.1.3 Influência das características psicrométricas do ar no RE.....	87
5.1.3.1 Influência da umidade do ar atmosférico no resfriamento evaporativo. ....	87
5.1.3.2 Influência da temperatura do ar atmosférico no resfriamento evaporativo. ....	87
5.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....	89
5.2.1 Modelagem matemática do ciclo de refrigeração por absorção (RA). ....	89
5.2.2 Validação do modelo de sistema de refrigeração por absorção.....	97
5.2.3 Validação com o equipamento da THERMAX INDIA.....	97
5.2.4 Validação com o equipamento da BROAD.....	98
5.3 OUTROS EQUIPAMENTOS ESTUDADOS. ....	99
5.3.1 Caldeira de recuperação sem queima adicional (CR).....	99
5.3.2 Circuito de água gelada (AG). ....	101
CAPÍTULO 6 ASSOCIAÇÕES DE TG COM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .....	105
6.1 ASSOCIAÇÃO COM RESFRIAMENTO EVAPORATIVO (TGRE) .....	105
6.1.1 Modelagem matemática do TGRE .....	107
6.2 ASSOCIAÇÃO COM RESFRIAMENTO POR CICLO DE ABSORÇÃO (TGRA) ....	107
6.2.1 Modelagem matemática do TGRA .....	109
6.3 – ASSOCIAÇÃO DE TG COM RA COM AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO	
DIRETOS E RESFRIADO A ÁGUA (TGRAD) .....	111
6.3.1 Modelagem matemática do TGRAD .....	113
6.4 USO DE AR PARA RESFRIAMENTO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO .....	114
CAPÍTULO 7 RESULTADOS E CONCLUSOES.....	116
7.1 TURBINA SEM RESFRIAMENTO .....	119
7.2 TURBINA COM SISTEMAS DE RESFRIAMENTO .....	121
7.3 CUSTOS .....	126
7.4 POLUENTES .....	131
7.5 ANÁLISE EXERGÉTICA .....	133
7.6 CONCLUSÕES .....	139
CAPÍTULO 8 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	142
CAPÍTULO 9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	144
APÊNDICE A - FUNDAMENTOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA .....	148
APÊNDICE B – CONCEITOS DE PSICROMETRIA.....	159
APÊNDICE C – ENTROPIA DE SOLUÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO .....	164
APÊNDICE D – BREVE HISTÓRICO DO TRABALHO .....	166
APÊNDICE E – DIAGRAMA DE BLOCOS DO SIMULADOR MATEMÁTICO .....	169

# CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

O panorama energético brasileiro se destaca pelo uso intensivo da energia hidráulica. Uma característica da eletricidade obtida da energia hidráulica é a geração em lugares distantes dos grandes centros de consumo implicando em linhas de transmissão longas e, como consequência, a elevação do nível de perdas e a diminuição da segurança do fornecimento de energia. Embora o Brasil ainda seja bastante farto na disponibilidade hídrica ela está se tornando cada vez mais de difícil utilização face às características geográficas, principalmente na região norte e central, onde seria necessário inundar grandes áreas de regiões naturais praticamente preservadas, para se ter energia potencial economicamente viável.

O racionamento de energia de 2001 deixou claro que o país deve repensar a sua matriz energética, com a implantação do uso de novas tecnologias que possam resolver o problema de falta de geração e dificuldades na distribuição. O racionamento foi motivado pela combinação de três fatores relacionados abaixo:

- Baixo índice pluviométrico durante um longo período.
- Privatização do Setor Elétrico sem estabelecimento de regras claras sobre a atuação dos diversos atores neste cenário com elenco composto pelo próprio governo, pelas empresas geradoras e pelas distribuidoras de energia.
- Falta de investimentos em linhas de transmissão capazes de transferir energia de um local para outro.

Apesar da sinalização política de estímulo à competição, à racionalização, à descentralização, à diversificação das fontes energéticas e ao uso eficiente da energia, ainda não foram criados mecanismos capazes de fazer deslanchar a geração distribuída de energia com ênfase na co-geração.

Com a retomada do crescimento do país a expectativa é de aumento do consumo de eletricidade, como se pode extrapolar dos dados do Ministério das Minas e Energia, mos-

trados na figura 1.1.

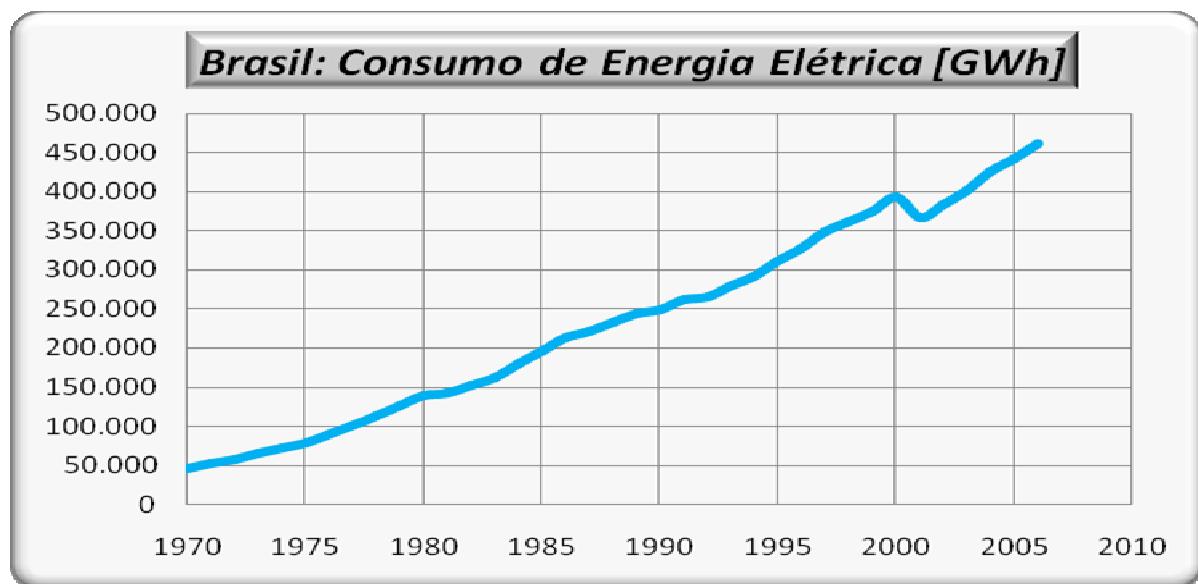


FIGURA 1.1 – Consumo de energia Elétrica no Brasil

FONTE: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - 2006

Este panorama associado às dificuldades de implantação de grandes sistemas de geração hidráulica desperta o interesse na autoprodução. Com a difusão do conceito de geração de eletricidade de forma distribuída<sup>1</sup> como alternativa econômica para atender o aumento da demanda, a busca por sistemas mais eficientes, com produção de energia elétrica, e com equipamentos de aquecimento e/ou de resfriamento integrados, deve ser uma constante no futuro para aplicações em pequenos e médios consumidores como Centros Comerciais, Condomínios Fechados, e mesmo algumas indústrias. O Instituto Nacional de Eficiência Energética (INEE) defende a expansão da geração distribuída no país para evitar riscos futuros de desabastecimento de energia elétrica.<sup>2</sup>

Apesar da crise com a Bolívia a disponibilidade de gás natural no Brasil tende a aumentar, seja pela descoberta de novos campos seja pela importação da Bolívia e Argentina, e isto também acarreta interesse de investidores na autogeração de eletricidade com uso deste combustível.

<sup>1</sup> Geração da energia próximo do local de consumo.

<sup>2</sup> “A geração de energia elétrica próximo do consumidor pode oferecer respostas reais e competitivas a partir de diversos setores e fontes energéticas” - Marcos José Marques (presidente do conselho diretor do INEE).

A geração hidráulica tem a mais alta eficiência na produção de eletricidade, pois toda energia potencial disponível pode ser aproveitada para a geração, a menos das perdas mecânicas. A geração térmica, obrigatoriamente, perde uma parte da energia química disponível no combustível para o meio ambiente na forma de calor, por força da segunda lei da Termodinâmica. Além disso, a água utilizada na geração hidrelétrica é um bem disponível, pelo menos até o momento, sem custo, enquanto a termelétrica utiliza um combustível que tem um custo que pode ser bastante elevado.

Apesar dos problemas de implantação de sistemas de geração hidrelétrica, e do seu alto custo de construção, a energia hidráulica acaba sendo menos onerosa que a térmica em função dos gastos com o combustível e da eficiência energética.

O custo elevado do gás natural no mundo globalizado é um fator limitante ao incremento da produção da energia elétrica, no Brasil, derivada deste insumo energético, mas, mesmo assim, o mercado dos consumidores, de pequeno e médio porte com demanda próxima de 10 MW, sinaliza para a possibilidade de implantação de sistemas de autoprodução baseados na utilização deste insumo energético como forma de garantia do fornecimento de energia.

A turbina a gás é uma tecnologia disponível e que pode ser usada tanto com co-geração, isto é, com aproveitamento da energia ainda disponível nos gases exaustos da turbina na geração de vapor de água, numa caldeira de recuperação, e uso deste vapor numa turbina que aciona um gerador elétrico, como associada a processos de resfriamento movidos à energia térmica disponível nos gases de exaustão.

O preço da energia elétrica é influenciado, no mundo todo, pelo chamado horário de pico, que pode variar em função da região do país ou do mundo, sendo evidentemente mais alto durante este período. Por outro lado, em períodos de baixa demanda energética, muitos países adotam preços menores para a energia. O deslocamento do consumo de energia do horário de pico para o período de baixa demanda pode levar a economia considerável.

Os sistemas de geração distribuída podem ser dimensionados para produzir acima do consumo próprio de modo a fornecer (vender) energia elétrica para a concessionária local, principalmente no horário de pico, quando existe uma demanda elevada por curto período de tempo. Isto pode trazer benefícios para a minimização das perdas energéticas em função da não elevação da corrente elétrica nas linhas principais de transmissão, neste horário, podendo representar um ganho adicional ao autoprodutor de energia.

Este cenário energético serviu de motivação inicial para o desenvolvimento desta dissertação que focaliza a utilização de turbina de combustão interna como equipamento de geração de eletricidade.

As turbinas de combustão sofrem uma influência negativa no seu rendimento energético com o incremento da temperatura do ar ambiente utilizado na combustão, e, isto ocorre, normalmente ao longo do dia, levando a variações na produção do equipamento.

O resfriamento do ar na entrada das turbinas a gás torna-se fator que pode interferir de modo bastante positivo tanto na potência e no rendimento das turbinas quanto na melhoria da distribuição da energia elétrica levando assim a uma operação mais econômica.

O trabalho desenvolvido mostra de forma quantitativa a influência das condições do ar atmosférico na eficiência termodinâmica das turbinas a gás e os benefícios da utilização de sistemas de resfriamento do ar na entrada do equipamento.

É feita uma comparação entre duas das diversas tecnologias de resfriamento de ar de maneira a poder classificá-las do ponto de vista termodinâmico, ambiental e econômico.

Num país como o Brasil, onde a matriz energética é fundamentalmente hidráulica, a questão ambiental envolvida nestes sistemas de autoprodução de eletricidade, baseada na queima de gás natural, terá que ser bem equacionada para minimizar o impacto ao Meio Ambiente, principalmente relacionado com o efeito estufa devido ao gás carbônico que será produzido.

Como novas usinas hidrelétricas certamente inundarão áreas cobertas por vegetação poderão eliminar “fixadores” de gás carbônico (vegetais) e “produzir” metano, pela decomposição dos restos de vegetação, um gás com maior efeito estufa que o CO<sub>2</sub> como mostra o artigo de GASNET (2007)<sup>3</sup>.

Porém, como informa o mesmo artigo, o metano gerado em hidrelétricas pode se tornar um aliado na construção de novas barragens sob o ponto de vista eco-ambiental<sup>4</sup>:

Como se pode ver, a energia disponível no gás gerado em barragens de usinas hidrelétricas é significativa, e as turbinas a gás poderão fazer parte deste esquema, gerando mais energia e transformando o metano em dióxido de carbono.

De qualquer forma um balanço entre deixar de consumir e produzir o CO<sub>2</sub> deverá ser feito de forma a minimizar o impacto ambiental.

<sup>3</sup> “Estudos científicos demonstram que os reservatórios das grandes hidrelétricas brasileiras construídas em regiões florestadas, como a Amazônia, produzem quantidades substanciais de metano (CH<sub>4</sub>), um dos mais potentes gases de efeito estufa”.

<sup>4</sup> “No entanto, se este mesmo gás for devidamente capturado e queimado, pode produzir energia limpa e renovável em grandes quantidades. Estimativas apresentadas na Tabela 1 indicam que é possível aumentar de 30 a 50 % a capacidade instalada (em MW) de hidrelétricas como Tucuruí (PA), Balbina (AM) ou Samuel (RO), capturando e queimando apenas as quantidades de metano que são emitidas a jusante das barragens. Esta estimativa conservadora pode aumentar substancialmente, se levarmos em conta os estoques de metano acumulados no fundo destes reservatórios.

Tabela 1: Características energéticas de Balbina, Samuel e Tucuruí.

Reservatório	Área (km <sup>2</sup> )	Emissão de CH <sub>4</sub> a jusante recuperável (Mt-CH <sub>4</sub> /ano)	Potência equivalente do CH <sub>4</sub> (MW) [A]	Capacidade instalada (MW) [B]	A/B (%)
Balbina	2360	0.052	92	250	36
Samuel	540	0.033	58	216	27
Tucuruí-I	2430	0.7-1.2	1232-2112	3960	31-53

Fonte: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE)

Uma das vantagens desta proposta é que ela envolve soluções simples de engenharia, que não afetam a geração atual de eletricidade das usinas, e não necessitam o desenvolvimento de novas tecnologias para serem implementadas imediatamente. Estimativas preliminares indicam que os investimentos necessários para coletar e estocar o gás estão na faixa de 100 a 200 milhões de dólares por Mt/ano de produção de metano. Uma Mt/ano de metano equivale a 1760 MW. Aos preços atuais do gás natural (em torno de 0.06 US\$/Nm<sup>3</sup>-CH<sub>4</sub>), a taxa estimada de retorno sobre o investimento situa-se acima do valor de 25% preconizado para investimentos em geração de energia renovável no Brasil.”

Para que o gás natural realmente seja implantado no Brasil como insumo energético para geração de eletricidade será necessária ação governamental no estabelecimento de preço e, possivelmente de incentivo fiscal, sem o que as usinas geradoras projetadas não irão sair do papel e poderá haver crise no abastecimento energético com o crescimento econômico.

## 1.1 OBJETIVO

Com a expectativa do crescimento do uso de turbinas a gás, no Brasil, uma preocupação que surge é como avaliar o desempenho destes equipamentos que poderão ser instalados em vários pontos de um país, de dimensões continentais e com locais de climas bastante distintos.

Todo cuidado deve ser tomado quando do estudo de implantação de sistemas térmicos de geração de energia elétrica, baseados em turbinas a gás, a fim de se ter a mais alta eficiência do uso da energia disponível com a menor degradação ambiental possível.

A localização física destes sistemas influencia sobremaneira na eficiência do ciclo face às condições atmosféricas. Um dos equipamentos térmicos que mais sofrem esta influência é a turbina a gás, como é mostrado no capítulo 4.

Assim sendo, o objetivo principal do trabalho desenvolvido foi estudar a influência das condições do ar atmosférico (temperatura, umidade e pressão) no desempenho termodinâmico de turbinas a gás e nos possíveis ganhos com a utilização de sistemas de resfriamento do ar.

A finalidade foi avaliar o comportamento dos parâmetros termodinâmicos para a definição da melhor solução de associação de turbina a gás com sistemas de resfriamento do ar admitido na turbina para cada local de instalação do equipamento.

Com o intuito de minimizar o consumo de eletricidade, uma vez que este estudo foi feito dentro de um cenário de escassez de energia elétrica provocada pelo aumento previsto da demanda, foram estudados os processos de resfriamento com menor consumo desta forma de energia. Dos vários processos de resfriamento conhecidos os que requerem menos energia elétrica são os evaporativos e os ciclos de absorção.

## 1.2 METODOLOGIA

Para o estudo proposto foram desenvolvidos modelos matemáticos usados como ferramentas para simulações numéricas dos diversos equipamentos. As simulações variaram a altitude, a umidade relativa e a temperatura do ar para que se pudessem verificar as melhores aplicações para casos díspares como uma instalação em Belém do Pará e outra em Curitiba.

## 1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No capítulo 1 é apresentada uma introdução ao trabalho, os seus objetivos e sua organização.

O capítulo 2 apresenta uma análise teórica de turbinas a gás e dos sistemas de resfriamento estudados de forma a dar subsídios para a elaboração dos modelos matemáticos.

O capítulo 3 mostra uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionando turbinas a gás com sistemas de resfriamento de ar.

No capítulo 4 são apresentadas as hipóteses e simplificações adotadas no estudo e mostradas as equações utilizadas no modelo matemático da turbina escolhida.

A validação do modelo matemático de turbina a gás também é apresentada neste capítulo.

É feita uma breve análise da influência do ar atmosférico nos parâmetros de operação da turbina com a utilização do modelo matemático elaborado.

O capítulo 5 mostra o desenvolvimento dos modelos matemáticos de um sistema de resfriamento evaporativo, de um sistema de resfriamento por ciclo de absorção com uso de vapor de água, e de um sistema de resfriamento por ciclo de absorção com aproveitamento direto dos gases de exaustão da turbina a gás como fonte de calor.

Os modelos matemáticos de uma caldeira recuperadora de energia e um sistema de resfriamento de ar com circuito de água gelada, necessários para complementação do estudo também são apresentados neste capítulo.

No capítulo 6 são apresentadas as quatro configurações estudadas:

- Turbina a gás simples, sem resfriamento do ar de entrada;
- Turbina a gás simples com ar de entrada passando por sistema de resfriamento evaporativo;
- Turbina a gás simples com ar de entrada resfriado por ciclo de absorção movido a vapor de água, com uso de circuito de água gelada e caldeira de recuperação;
- Turbina a gás simples com ar de entrada resfriado diretamente no evaporador do ciclo de absorção e com o gerador do ciclo de absorção utilizando diretamente os gases de saída da turbina a gás.

São apresentadas as equações utilizadas na modelagem matemática e, também, os cenários adotados nas simulações.

No capítulo 7 são apresentados resultados obtidos com os modelos utilizados e as principais conclusões que foram tiradas do trabalho.

No capítulo 8 estão colocadas algumas sugestões para trabalhos de continuidade deste estudo que possam ser desenvolvidos no futuro.

No capítulo 9 encontra-se a bibliografia consultada durante o desenvolvimento do trabalho.

O APÊNDICE A apresenta os fundamentos básicos da análise exergética necessários para a compreensão dos estudos realizados e das conclusões do trabalho.

O APÊNDICE B apresenta os conceitos básicos de psicrometria que foram utilizados na modelagem matemática de todos os equipamentos estudados que envolvem o ar atmosférico.

No APÊNDICE C encontram-se os gráficos de correlações entre temperatura, entalpia, pressão e entropia de soluções de brometo de lítio, desenvolvidos durante este estudo que poderão ser úteis em outros trabalhos relacionados.

No APÊNDICE D é apresentado um histórico do desenvolvimento do código computacional.

No APÊNDICE E encontra-se um diagrama de blocos do simulador elaborado.

## CAPÍTULO 2 EQUIPAMENTOS ESTUDADOS

### 2.1 TURBINA A GÁS

A turbina de combustão interna ou turbina a gás, como é mais conhecida, é uma máquina térmica, sob o ponto de vista da Termodinâmica, para produção de energia mecânica aproveitando a energia térmica dos gases gerados pela queima de um combustível.

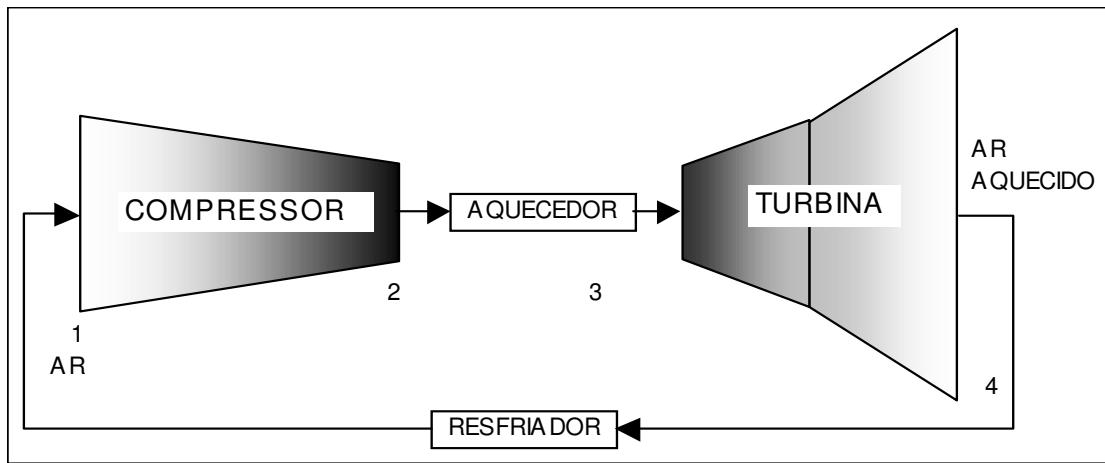


FIGURA 2.1 - Esquema básico do ciclo Brayton

#### 2.1.1 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton, usando o ar como fluido de trabalho é o ciclo termodinâmico ideal que serve de modelo para a turbina a gás. Ele é composto de quatro equipamentos como mostrado na figura 2.1. A figura 2.2 mostra o diagrama T s deste ciclo.

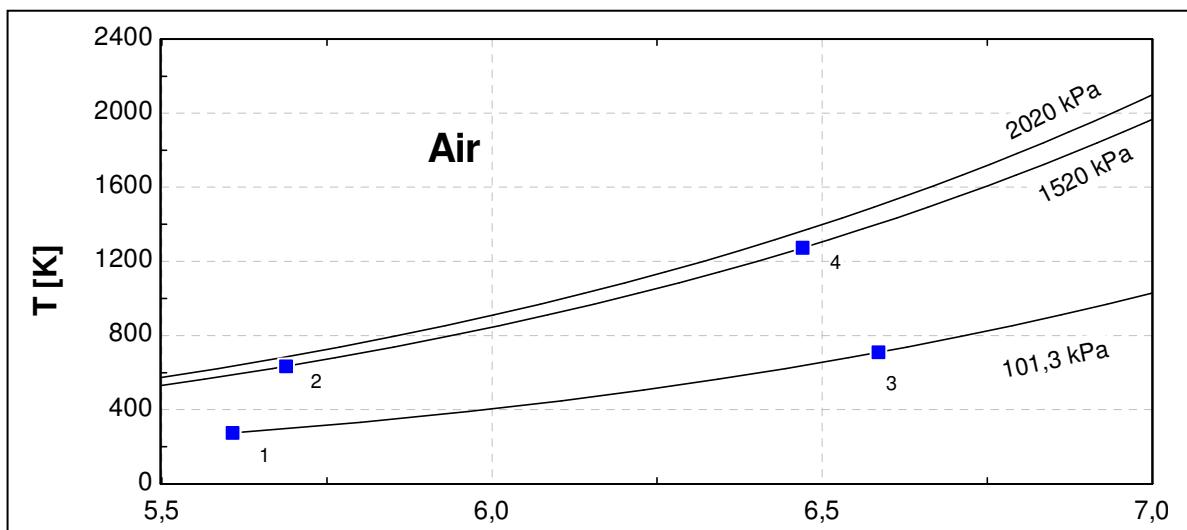


FIGURA 2.2 – Diagrama T x s do ciclo Brayton

Nele ocorrem quatro processos ideais que podem ser acompanhados pelo diagrama temperatura/entropia apresentado na figura 2.2:

- Uma compressão isentrópica, realizada no compressor ( $1 \rightarrow 2$ );
- Fornecimento de calor a pressão constante, realizada na câmara de combustão ( $2 \rightarrow 3$ );
- Fornecimento de calor a pressão constante, realizada na câmara de combustão ( $2 \rightarrow 3'$ );
- Rejeição de calor a pressão constante, realizada no trocador de calor ( $4 \rightarrow 1$ ).

### 2.1.2 Turbina de combustão ideal simples.

A turbina a gás real, não possui um equipamento para o resfriamento do ar na saída. Isto significa que a máquina real não opera em ciclo fechado, pois, o ar não retorna ao equipamento sendo descartado juntamente com os gases de combustão.

Como a razão mássica combustível/ar é muito pequena pode-se dizer que o fluido de trabalho é o ar, isto é, que é um ciclo padrão a ar.

A figura 2.3 apresenta o esquema básico de uma turbina a gás simples. A figura 2.4 mostra o gráfico  $h \times s$  para o ar.

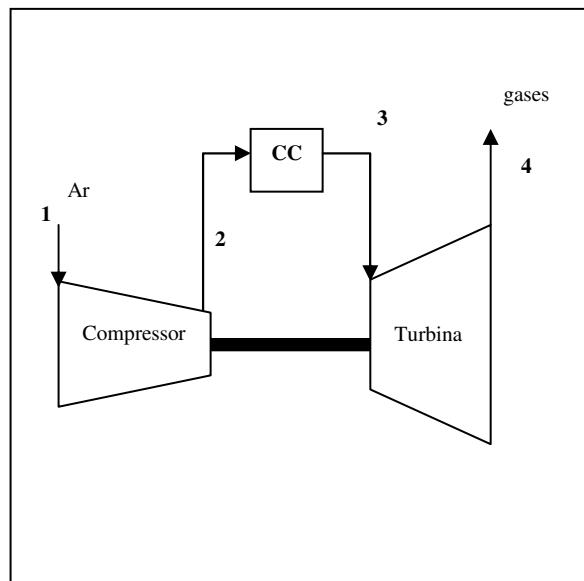


FIGURA 2.3 - Esquema básico de turbina a gás

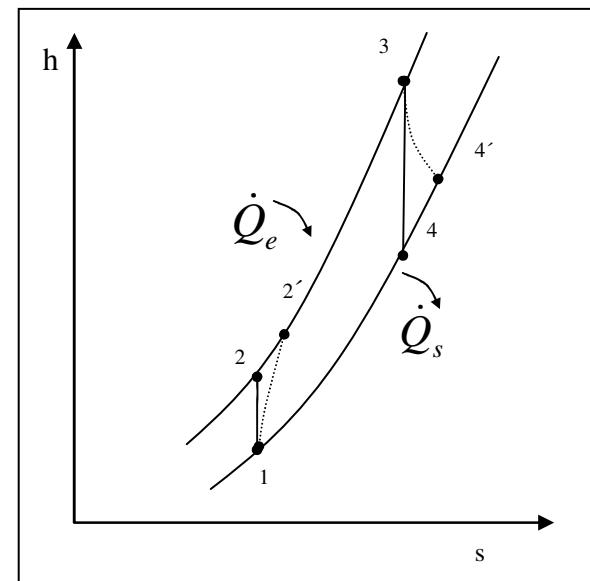


FIGURA 2.4 – Diagrama  $h \times s$

Pela definição de rendimento energético de um ciclo Brayton ( $\eta_B$ ) e pela figura 2.4:

$$\eta_B = \frac{\dot{Q}_e - \dot{Q}_s}{\dot{Q}_e} = 1 - \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_e} = 1 - \frac{\dot{m}_{ar_B} (h_{ar_4} - h_{ar_1})}{\dot{m}_{ar_B} (h_{ar_3} - h_{ar_2})} = 1 - \frac{cp_{ar_B} (T_{ar_4} - T_{ar_1})}{cp_{ar_B} (T_{ar_3} - T_{ar_2})} \quad (1)$$

Considerando-se o calor específico a pressão constante invariável com a temperatura, tem-se:

$$\eta_B = 1 - \frac{T_{ar_4} - T_{ar_1}}{T_{ar_3} - T_{ar_2}} = 1 - \frac{T_{ar_1} \left( \frac{T_{ar_4}}{T_{ar_1}} - 1 \right)}{T_{ar_2} \left( \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_2}} - 1 \right)} \quad (2)$$

Pelas relações isentrópicas de compressão e de expansão,

$$\frac{P_{ar_2}}{P_{ar_1}} = \left( \frac{T_{ar_2}}{T_{ar_1}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3)$$

$$\frac{P_{ar_3}}{P_{ar_4}} = \left( \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_4}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4)$$

onde

$$k = \frac{cp_{ar_B}}{cv_{ar_B}} \quad (5)$$

e, como,  $P_{ar_4} = P_{ar_1}$  e  $P_{ar_2} = P_{ar_3}$ , tem-se que

$$\frac{T_{ar_4}}{T_{ar_1}} = \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_2}} \quad (6)$$

então

$$\eta_B = 1 - \frac{T_{ar_1}}{T_{ar_2}} \quad (7)$$

$$\eta_B = 1 - \frac{T_{ar_4}}{T_{ar_3}} \quad (8)$$

ou seja, o rendimento energético do ciclo Brayton,  $\eta_B$ , é função das condições de temperatura de entrada e saída do compressor ou da turbina.

Aplicando-se equação (3) na equação (7), tem-se que:

$$\eta_B = 1 - \left( \frac{P_{ar_2}}{P_{ar_1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

Fazendo-se

$$rp = \frac{P_{ar_2}}{P_{ar_1}} \quad (10)$$

então

$$\eta_B = 1 - \left( \frac{1}{rp} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (11)$$

ou seja, o rendimento de ciclo Brayton simples ideal depende apenas da taxa de compressão.

A curva do gráfico da figura 2.5, que foi desenvolvida no programa EES (2007) com a aplicação da equação (11), mostra a relação entre o rendimento e a taxa de compressão para uma turbina a gás simples operando conforme um ciclo Brayton ideal.

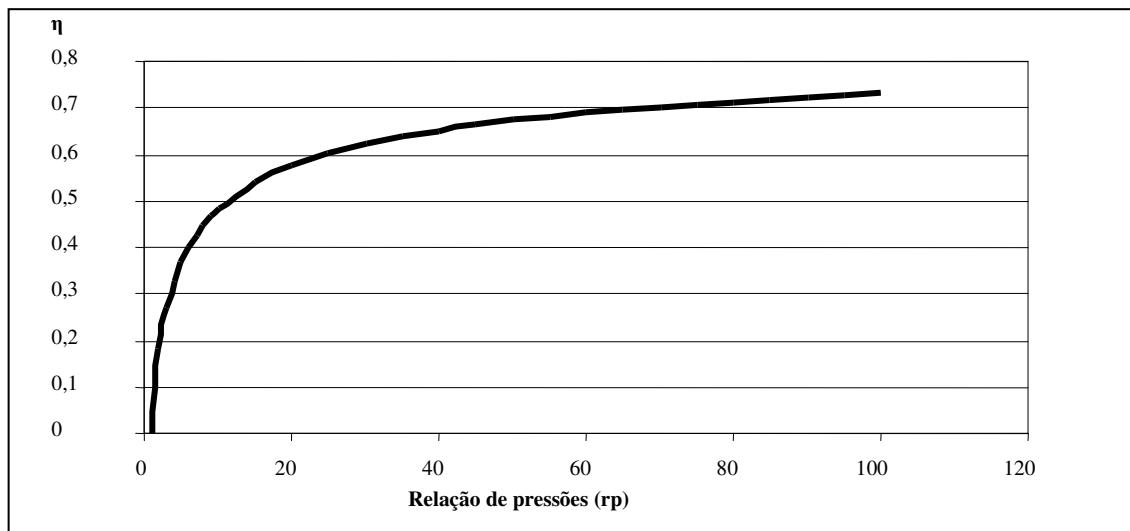


FIGURA 2.5 – Variação do  $\eta$  com  $rp$  na TG ( $k=1,4$ )

A relação entre o trabalho específico consumido pelo compressor ( $w_{CP}$ ) e o trabalho específico realizado pela turbina ( $w_{TB}$ ) neste tipo de equipamento pode ser calculada pelas relações abaixo.

$$w_{CP} = cp_{ar_B} (T_{ar_2} - T_{ar_1}) \quad (12)$$

$$w_{TB} = cp_{ar_B} (T_{ar_3} - T_{ar_4}) \quad (13)$$

$$w_B = w_{TB} - w_{CP} \quad (14)$$

$$w_B = cp_{ar_B} (T_{ar_3} - T_{ar_4}) - cp_{ar_B} (T_{ar_2} - T_{ar_1}) \quad (15)$$

$$w_B = cp_{ar_B} T_{ar_3} \left(1 - \frac{T_{ar_4}}{T_{ar_3}}\right) - cp_{ar_B} T_{ar_1} \left(\frac{T_{ar_2}}{T_{ar_1}} - 1\right) \quad (16)$$

como,  $\frac{T_{ar_2}}{T_{ar_1}} = \left(\frac{P_{ar_2}}{P_{ar_1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ ,  $\frac{T_{ar_3}}{T_{ar_4}} = \left(\frac{P_{ar_3}}{P_{ar_4}}\right)^{\frac{k-1}{k}}$  e

$$rp = \frac{P_{ar_2}}{P_{ar_1}} = \frac{P_{ar_3}}{P_{ar_4}} \quad (17)$$

tem-se

$$w_B = cp_{ar_B} \left\{ T_{ar_3} \left[ 1 - \frac{1}{rp^{\frac{k-1}{k}}} \right] - T_{ar_1} \left[ rp^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (18)$$

O valor máximo do trabalho específico líquido é atingido quando a primeira derivada parcial

do trabalho em relação à  $rp$  for nula  $\left(\frac{\partial w_B}{\partial rp} = 0\right)$  e a segunda derivada parcial do trabalho

em relação à  $rp$  for negativa  $\left(\frac{\partial^2 w_B}{\partial rp^2} < 0\right)$ . Neste caso teremos o  $rp_{\text{ótimo}}$

$$\frac{\partial w_B}{\partial rp} = cp_{ar_B} \frac{(k-1)}{k} \left[ T_{ar_3} \times rp_{\text{ótimo}}^{\frac{1-2k}{k}} - T_{ar_1} \times rp_{\text{ótimo}}^{-\frac{1}{k}} \right] = 0 \quad (19)$$

logo,

$$\frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} = rp^{\frac{2(k-1)}{k}} \quad (20)$$

então

$$rp_{\text{ótimo}} = \left[ \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} \right]^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (21)$$

Como

$$\frac{\partial w_B}{\partial rp} = cp_{ar_B} \frac{(k-1)}{k} \left[ T_{ar_3} \times rp^{\frac{1-2k}{k}} - T_{ar_1} \times rp^{-\frac{1}{k}} \right] \quad (22)$$

então

$$\frac{\partial^2 w_B}{\partial rp^2} = cp_{ar_B} \left( \frac{k-1}{k^2} \right) \left[ T_{ar_3} (1-2k) rp^{\frac{1-3k}{k}} + T_{ar_1} \times rp^{-\frac{1+k}{k}} \right] \quad (23)$$

para que seja ponto de máximo  $\frac{\partial^2 w_B}{\partial rp^2} \Big|_{rp_{\text{óptimo}}} < 0$ , logo

$$\frac{\partial^2 w_B}{\partial rp^2} \Big|_{rp_{\text{óptimo}}} = cp_{ar_B} \left( \frac{k-1}{k^2} \right) \left[ T_{ar_3} (1-2k) rp_{\text{óptimo}}^{\frac{1-3k}{k}} + T_{ar_1} \times rp_{\text{óptimo}}^{-\frac{1+k}{k}} \right] < 0 \quad (24)$$

$$T_{ar_1} \times rp_{\text{óptimo}}^{-\frac{1+k}{k}} - T_{ar_3} (2k-1) rp_{\text{óptimo}}^{\frac{1-3k}{k}} < 0 \quad (25)$$

Dividindo-se por  $T_{ar_1} rp_{\text{óptimo}}^{-\frac{1+k}{k}}$ , que é um número positivo,

$$1 - \frac{T_{ar_3} (2k-1) rp_{\text{óptimo}}^{\frac{1-3k}{k}}}{T_{ar_1} \times rp_{\text{óptimo}}^{-\frac{1+k}{k}}} < 0 \quad (26)$$

$$1 < \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} (2k-1) rp_{\text{óptimo}}^{-\frac{2(k-1)}{k}} \quad (27)$$

Aplicando-se a equação (21)

$$1 < \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} (2k-1) \left\{ \left[ \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} \right]^{\frac{k}{2(k-1)}} \right\}^{-\frac{2(k-1)}{k}} \quad (28)$$

$$1 < \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} (2k-1) \left( \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} \right)^{-1} \quad (29)$$

$$1 < (2k-1) \quad (30)$$

$$k > 1 \quad (31)$$

Como  $k = 1,4$  para o ar, está satisfeita a condição e  $\frac{\partial^2 w_B}{\partial r p^2} \Big|_{r p_{\text{óptimo}}} < 0$  o que significa ser um

ponto de máximo do trabalho líquido realizado.

O gráfico da figura 2.6, mostra a variação do trabalho líquido, da primeira e da segunda derivadas em função da relação de pressões para a temperatura de entrada de 300 K e temperatura de saída de 1200 K, de um ciclo Brayton ideal.

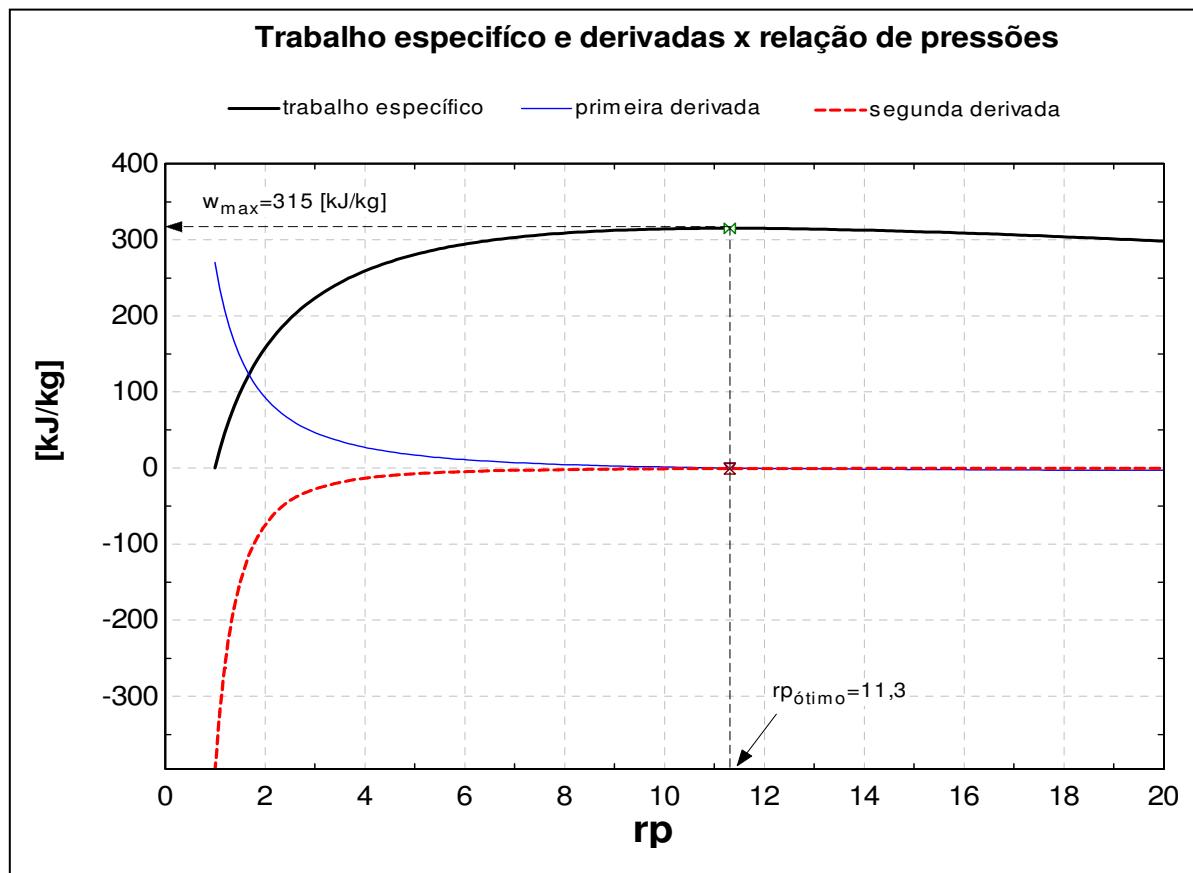


FIGURA 2.6 - Trabalho líquido em função da relação de pressões  
 $T_1 = 300 \text{ K}$ ,  $T_3 = 1200 \text{ K}$ ,  $c_p = 1,05 \text{ kJ/kg.K}$ ,  $k=1,4$  e  $r p_{\text{óptimo}} = 11,3$

Com as equações (6) e (15) pode-se escrever:

$$w_B = c p_{ar_B} \left( T_{ar_3} - \frac{T_{ar_1} \times T_{ar_3}}{T_{ar_2}} - T_{ar_2} + T_{ar_1} \right) \quad (32)$$

Para o trabalho máximo conseguido em relação à  $T_{ar_2}$  a derivada do trabalho em relação a

$T_{ar_2}$  deve ser nula, assim:

$$\frac{\partial w_B}{\partial T_{ar_2}} = \frac{T_{ar_1} \times T_{ar_3}}{T_{ar_2}^2} - 1 = 0 \quad (33)$$

$$T_{ar_2} = \sqrt{T_{ar_1} \times T_{ar_3}} \quad (34)$$

Assim, o trabalho líquido máximo é conseguido quando a temperatura de saída do compressor for igual à média geométrica entre a temperatura de entrada no compressor e a temperatura da câmara de combustão.

O valor do trabalho máximo do ciclo Brayton será calculado por:

$$w_{B\max} = cp_{ar_B} \left( T_{ar_3}^{0.5} - T_{ar_1}^{0.5} \right)^2 \quad (35)$$

### 2.1.3 Outros tipos de turbinas de combustão.

Para aumentar os rendimentos de turbinas de combustão interna existem algumas alternativas envolvendo o uso de componentes adicionais tais como regeneradores, resfriamento intermediário no compressor, re-aquecedores na turbina, etc., cujas definições e estudos que podem ser encontrados na literatura sobre Termodinâmica.

Estas configurações, apesar de terem sido analisadas durante a fase inicial do trabalho de modo a dar subsídios para a escolha do tipo de turbina não estão apresentadas por não fazerem parte do escopo do estudo proposto.

## 2.2 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO

### 2.2.1 Resfriamento evaporativo (RE).

A evaporação é um processo endotérmico, portanto necessita de energia para ocorrer.

Quando ar não saturado entra em contato direto com água, parte da água evapora, aumentando a umidade relativa do ar e fazendo com que diminua a sua temperatura. Nesse caso a água retira do ar a energia para sua vaporização ocasionando a diminuição da temperatura. Este é um processo onde a variação da temperatura e da umidade do ar ocorre apenas por conta da diferença de pressão entre a da água líquida e a do vapor de água no ar. Considera-se que o

sistema seja adiabático, não havendo troca de calor com o meio. O processo teórico se desenvolve ao longo da curva de TBU constante. Nos equipamentos reais é atingida uma temperatura de bulbo seco final cerca de 1º C acima da temperatura de bulbo úmido. Este processo é conhecido como **resfriamento evaporativo**.

São conhecidos dois tipos de sistemas de resfriamentos evaporativos classificados de acordo com a forma de introdução de água no ar:

- Por borrifamento

Este sistema funciona através do contato do ar com gotículas de água. É eficiente e um cuidado deve ser tomado para que o ar não arraste água no estado líquido para evitar danos no compressor da turbina a gás. Esse sistema é utilizado nos equipamentos da MEE INDUSTRIES INC (2001) como é mostrado na figura 2.7.

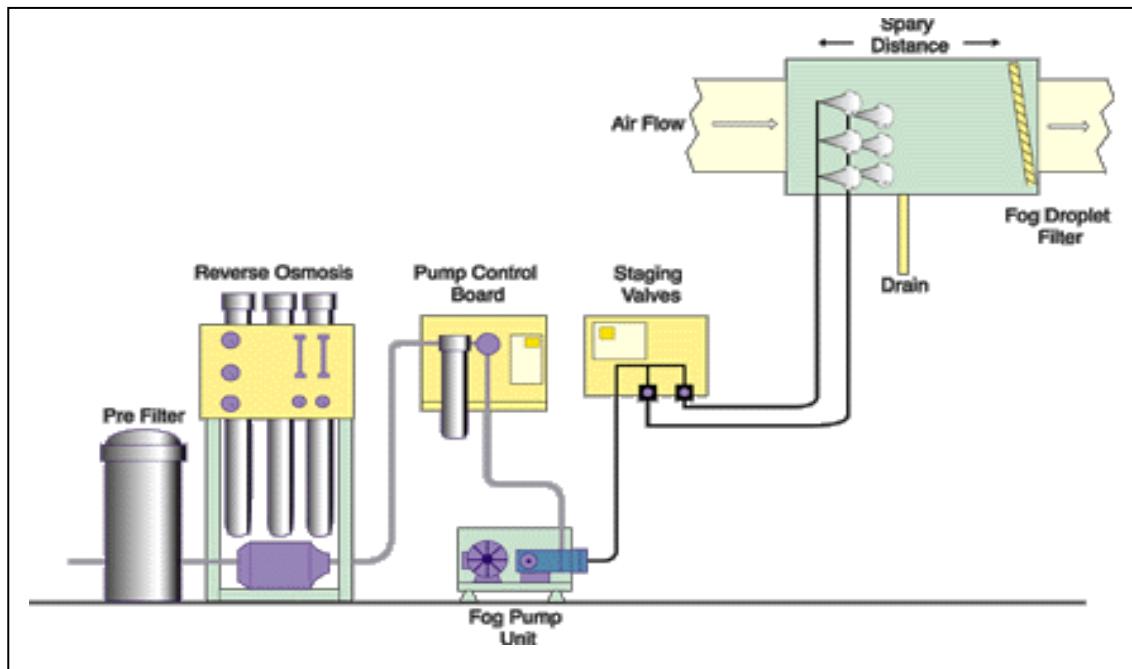


FIGURA 2.7 – Esquema de resfriamento evaporativo por borrifamento  
FONTE: MEE INDUSTRIES INC

- Por contato

Neste tipo de sistema uma superfície de contato é molhada com água. O ar passando por esta superfície absorve a água até quase a saturação. Este sistema é descrito em DOMBROSKI e NELSON (1984) e LOUD e SLATERPRYCE (1991).

A figura 2.8 mostra um sistema de resfriamento evaporativo por contato.



FIGURA 2.8 – Equipamento de resfriamento evaporativo por contato  
FONTE: CATERMO (2006)

A queda de temperatura obtida num sistema de resfriamento evaporativo é função tanto das características do sistema quanto das condições climáticas do ar.

Define-se efetividade de resfriamento de um sistema evaporativo pela relação

$$\epsilon_{RE} = \frac{T_{aru_{eRE}} - T_{aru_{sRE}}}{T_{aru_{eRE}} - TBU_{aru_{eRE}}} \quad (36)$$

Os equipamentos comerciais trabalham com efetividade entre 0,8 e 0,9 conforme mostram LOUD e SLATERPRYCE (1991) e DOMBRONSKI e NELSON (1984).

## 2.2.2 Ciclos de refrigeração

O ciclo de refrigeração baseado num ciclo de Carnot é um circuito que transfere calor de uma fonte fria para uma fonte quente através de processos seqüenciais que alteram o estado termodinâmico de um fluido, denominado fluido refrigerante, em cada ponto do ciclo. O ciclo é composto basicamente por quatro elementos conforme figura 2.9:

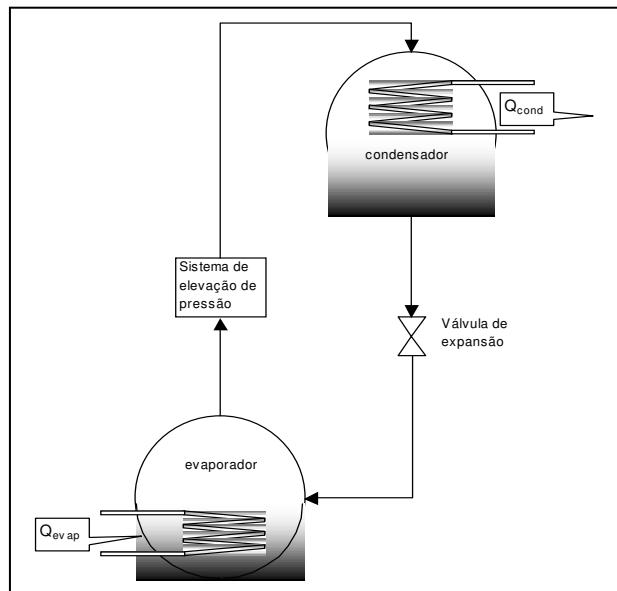


FIGURA 2.9 – Sistema de refrigeração

- Um condensador no qual será transferido o calor para a fonte quente;
- Uma válvula de expansão na qual haverá redução da pressão;
- Um evaporador no qual se receberá calor da fonte fria;
- Um sistema de elevação de pressão do vapor gerado no evaporador para ser encaminhado ao condensador.

A figura 2.10 mostra o diagrama T s de um processo de refrigeração real, baseado no ciclo de Carnot, para o fluido refrigerante R12.

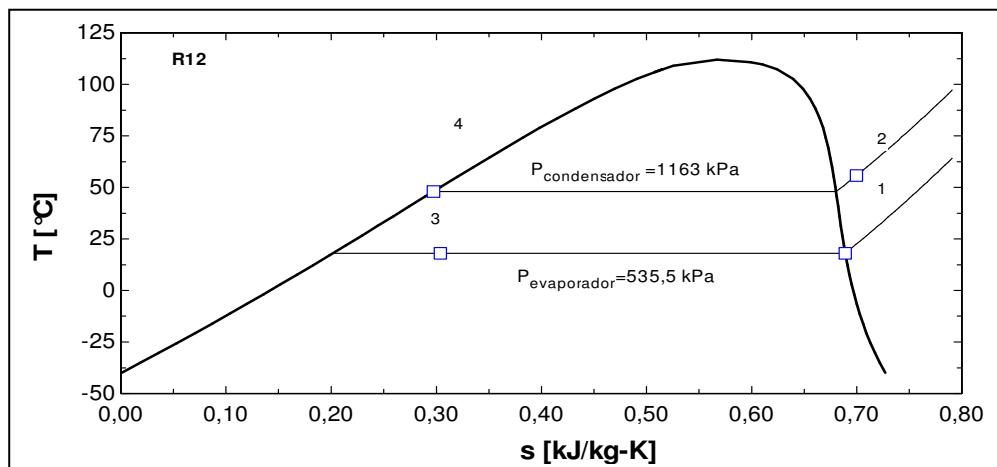


FIGURA 2.10 – Gráfico T – s de sistema de refrigeração para o fluido R 12 (EES)

O sistema de elevação da pressão define o tipo de processo de refrigeração.

Assim teremos:

### 2.2.2.1 Sistema de compressão de vapor

Colocando-se um compressor para elevar a pressão do vapor do fluido refrigerante tem-se o sistema de refrigeração por compressão de vapor ou Rankine reverso.

Será preciso “fornecer trabalho” ao sistema para movimentar o compressor.

A figura 2.11 mostra o esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

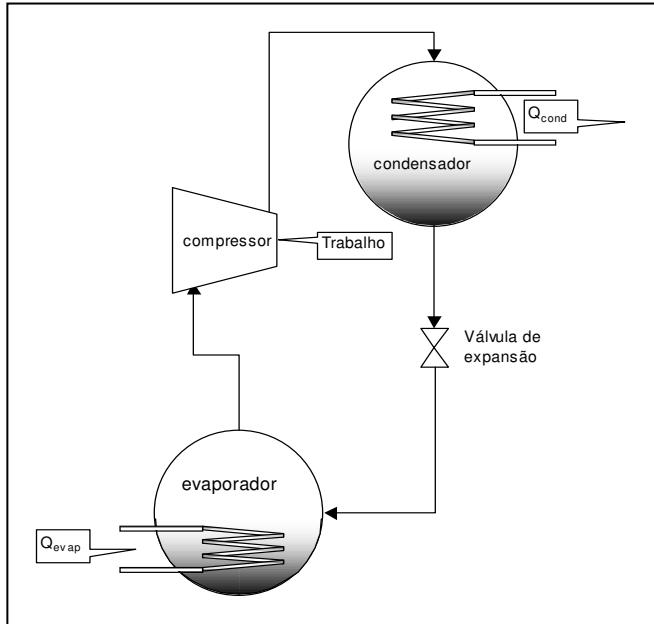


FIGURA 2.11 – Sistema de refrigeração por compressão de vapor

### 2.2.2.2 Sistema de resfriamento por absorção

A temperatura de ebulação de um líquido varia com a pressão, assim, como pode ser visto na figura 2.12, a água entra em ebulação a 100 °C na pressão de 101,3 kPa, porém se a pressão for de 0,8 kPa, a temperatura será de 3,8 °C.

Para vaporizar um líquido é necessário o fornecimento de calor a ele. Isto significa retirar calor de algum meio e ceder ao

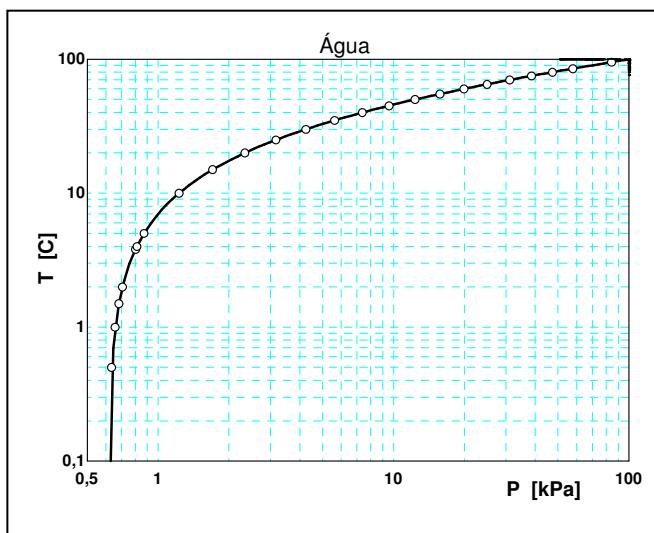


FIGURA 2.12- influência da pressão na temperatura de saturação da água (EES)

líquido que está vaporizando, ou seja, a vaporização de um líquido provoca um fenômeno de resfriamento de outro corpo.

A entalpia de vaporização da água diminui com o aumento da pressão. Isto significa que a água necessita de mais energia por unidade de massa para vaporizar quanto menor for a pressão de trabalho. Assim, para vaporizar 1 kg de água à pressão de 4500 kPa é necessário fornecer 1676 kJ e para se condensar esta mesma massa de vapor de água a 18000 kPa deve ser retirado 778 kJ, um valor bem menor, como mostra a figura 2.13.

Esta propriedade é aproveitada pelos equipamentos de refrigeração por absorção.

Por outro lado, quanto maior é a pressão menor é a expansão provocada pela vaporização até chegar a ser nula, na pressão crítica, onde os volumes específicos do vapor e do líquido se igualam.

A figura 2.14 ilustra a relação entre os volumes ocupados pelo vapor de água e o da água líquida em função da pressão.

Para se produzir um resfriamento equivalente a 1 TR (3,51kW) com água saturada a 3,8ºC, é necessário vaporizar 5,07 kg/h, com um aumento considerável de volume de cerca de 160000 vezes. Isto significaria a necessidade

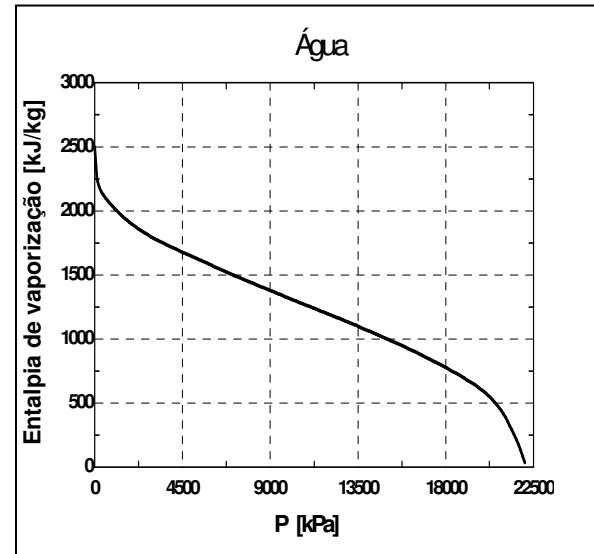


FIGURA 2.13 – influência da pressão na entalpia de vaporização da água (EES)

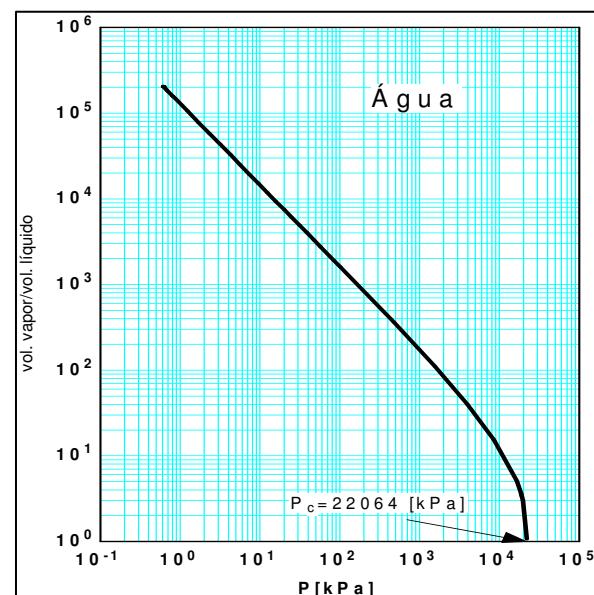


FIGURA 2.14 – Variação de volume com a pressão (EES)

de se ter um vaso com um volume de 160000 vezes o volume da água no estado líquido (ou uma vazão volumétrica muito maior no estado de vapor que no estado líquido), o que tornaria inviável economicamente o uso da água com meio de resfriamento.

Para diminuir o volume do equipamento e tornar possível a utilização de água como refrigerante torna-se necessário o uso de uma substância absorvente de vapor de água.

Uma das substâncias mais utilizada para este fim atualmente é o brometo de lítio (LiBr).

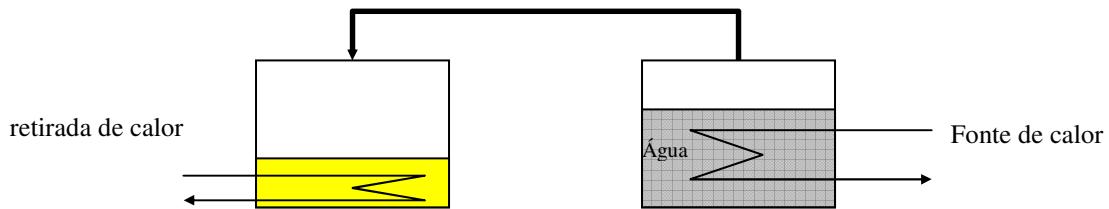


FIGURA 2.15 – Absorção do vapor de água pelo brometo de lítio

Para se entender o processo pode-se observar a figura 2.15, onde existem dois vasos, um contendo água e outro contendo solução diluída de brometo de lítio e uma tubulação interligando os dois vasos. É feito vácuo nos dois vasos para a retirada do ar. No vaso que contém água coloca-se uma fonte de calor de modo a produzir vapor de água. O vapor de água produzido escoa pela linha de interligação dos dois vasos e é absorvido pela solução de LiBr. O processo de absorção do vapor do fluido refrigerante (no caso a água) é exotérmico e energia deve ser retirada para que não haja aumento da temperatura. Isto é feito através de um trocador de calor instalado no vaso onde se processa a absorção do vapor de água.

Com o passar do tempo a solução de brometo de lítio irá se diluindo e perdendo a capacidade de absorver o vapor de água.

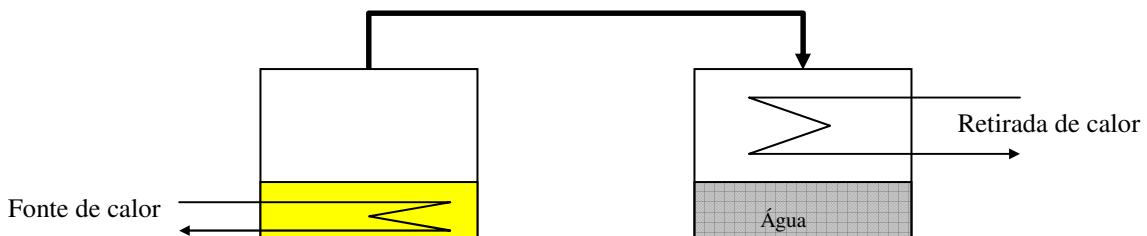


FIGURA 2.16 – remoção do vapor de água do brometo de lítio

Para evitar isto se constrói um conjunto conforme mostrado na figura 2.16. Ele é composto por um vaso com um trocador de calor onde energia possa ser fornecida a uma solução concentrada de brometo de lítio de maneira a produzir vapor de água, agora a uma pressão

muito mais alta que a do conjunto anterior e outro vaso contendo um trocador de calor que possa resfriar o vapor produzido e condensá-lo.

Interligando-se estes dois conjuntos através de uma bomba que transfira a solução do vaso de baixa para o de alta pressão, uma linha com uma válvula redutora de pressão conectando os dois vasos de solução e outra linha também com uma válvula redutora de pressão ligando o vaso onde o vapor de água é condensado ao outro recipiente onde o vapor de água é gerado à baixa pressão, tem-se o **sistema de refrigeração por absorção**.

A figura 2.17, mostra o esquema de um sistema de absorção. O retângulo tracejado corresponde ao sistema de elevação da pressão do vapor de água, isto é, faz o mesmo papel que o compressor do sistema de refrigeração por compressão de vapor.

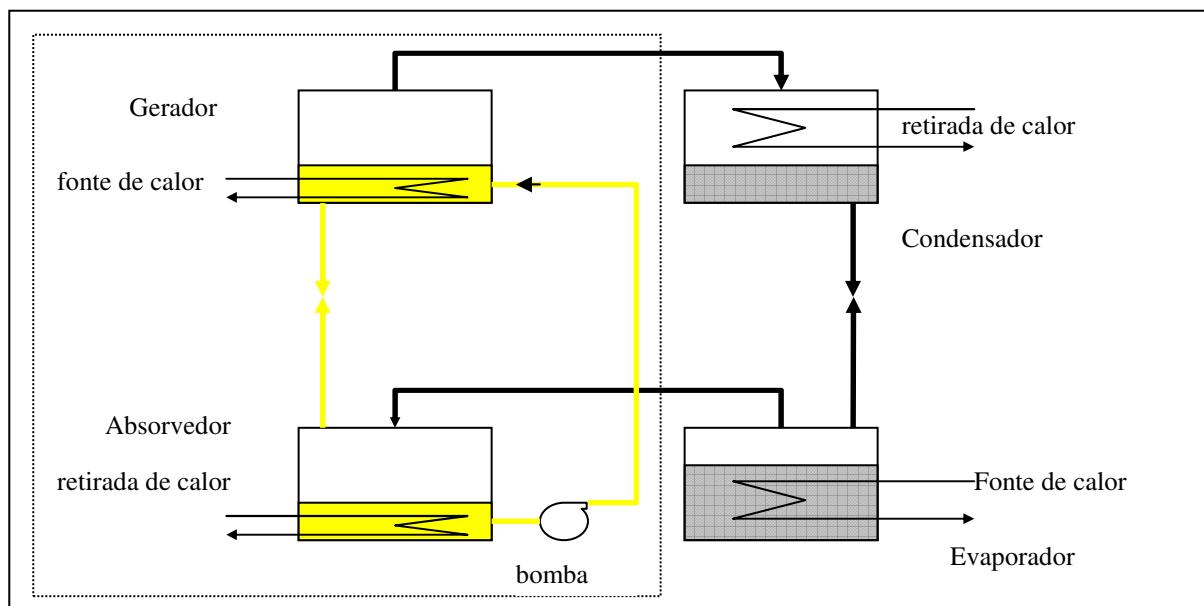


FIGURA 2.17– Esquema de refrigeração por absorção

A vantagem deste sistema de refrigeração é não necessitar de trabalho para movimentação do vapor do fluido refrigerante e sim somente para acionamento da bomba de solução, de magnitude muito menor que a consumida pelo compressor no sistema de compressão de vapor. Precisa apenas de uma fonte de calor para aquecer a solução concentrada e um meio de resfriamento para condensar o vapor gerado e retirar a energia dissipada na absorção do vapor

de água e, evidentemente de uma fonte de calor de baixa temperatura que será o ponto a ser resfriado pelo sistema.

O vaso onde é fornecida energia a alta temperatura e pressão é denominado GERADOR e aquele onde é feita a absorção do vapor é chamado de ABSORVEDOR. O vaso onde haverá o resfriamento é denominado EVAPORADOR e aquele onde é condensado o vapor denomina-se CONDENSADOR.

Nos sistemas de refrigeração por absorção reais o gerador e o condensador, por trabalharem na mesma pressão, são montados num mesmo vaso. O mesmo acontece com o absorvedor e o evaporador. A figura 2.18 mostra o esquema de um sistema de absorção real. Esta figura mostra a presença de um trocador de calor e de uma bomba de circulação de solução diluída que são utilizados para aumentar o coeficiente de eficácia do equipamento e o controle de carga. Num sistema com brometo de lítio (LiBr) e água, o fluido de trabalho, isto é, o refrigerante é a água. Num sistema amônia e água o refrigerante é a amônia.

Neste trabalho optou-se por estudar o sistema composto por brometo de lítio.

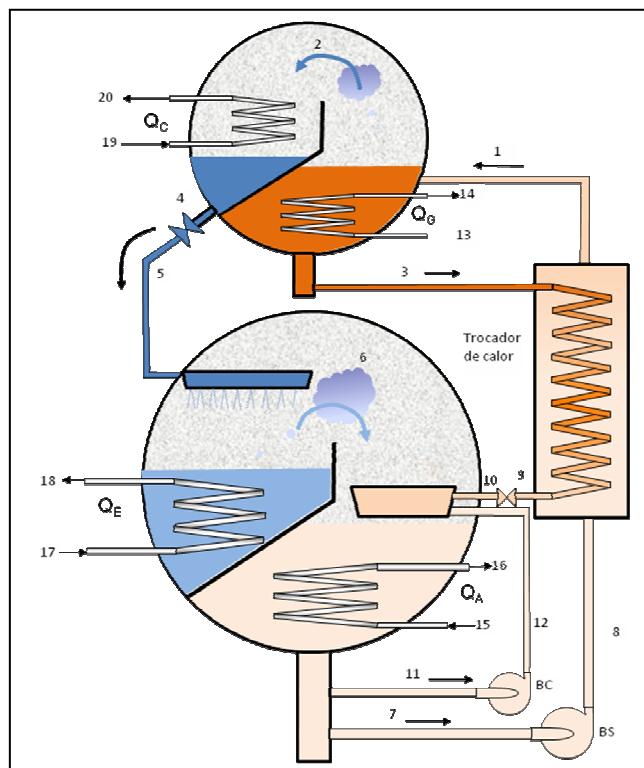


FIGURA 2.18 – Esquema de um sistema de refrigeração por absorção

## 2.3 ANÁLISES ENERGÉTICAS E EXERGÉTICAS

A análise de sistemas térmicos pode ser realizada como descrito no APÊNDICE A (Fundamentos da análise exergética).

Quando se faz uma análise exergética fica evidente que nos sistemas mais complexos, que tenham mais equipamentos, principalmente aqueles envolvendo troca de calor, as irreversibilidades introduzidas pelos processos devem ser maiores que nos sistemas mais simples.

Na comparação entre um sistema de resfriamento evaporativo e um sistema de refrigeração por absorção, muito mais complexo, as irreversibilidades devem ser maiores no segundo caso. O desenvolvimento do trabalho confirma esta percepção como está mostrado no capítulo 7.

Num sistema de geração simultânea de energia elétrica e térmica podem ser definidos dois rendimentos: energético e exergético. Estes dois tipos de rendimentos são fundamentais na análise de sistemas térmicos para a determinação das melhores alternativas em cada caso estudado.

O rendimento exergético pode ser definido de várias formas e depende do sistema considerado. Para minimizar este problema alguns autores defendem a utilização de formas gerais de definição de rendimento exergético. Assim, KOTAS (1995) utiliza o agrupamento de transferências de exergia em *efeito útil desejado* e *alimentação necessária*. Já BEJAN (1996) usa os termos *produto* como sendo aquilo que se deseja obter de um sistema e *combustível* como os recursos utilizados para a obtenção do produto.

Assim o rendimento exergético pode ser calculado pelas fórmulas abaixo:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia do efeito útil desejado}}{\text{exergia necessária}} \quad (37)$$

ou

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia dos produtos}}{\text{exergia do combustível}} \quad (38)$$

De qualquer forma é preciso muito cuidado na definição do que seja produto ou do efeito útil que se deseja obter e também do que se entende por exergia necessária ou por exergia do combustível para se evitar conclusões que não expressem a realidade.

O estabelecimento de formas de cálculo dos rendimentos energético e exergético, como as apresentadas no APÊNDICE A, são fundamentais para facilitar o desenvolvimento do estudo.

Como neste estudo são tratados sistemas que tem calor e ou trabalho envolvidos com outros sistemas, onde estas grandezas não estão presentes, optou-se pelas seguintes definições de rendimentos:

- Rendimento energético

$$\eta_e = \frac{\text{energia dos produtos}}{\text{energia dos recursos utilizados}} \quad (39)$$

- Rendimento exergético

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia dos produtos}}{\text{exergia dos recursos utilizados}} \quad (40)$$

Para tornar a análise exergética mais simples possível, conforme sugere KOTAS (1995), consideraram-se volumes de controle que englobam a região de mistura e resfriamento dos gases de descarga da turbina e dos fluidos envolvidos na torre de resfriamento do sistema de absorção quando for o caso (água e ar úmido).

Os volumes de controle considerados para as análises da turbina a gás sem resfriamento, da turbina a gás com resfriamento evaporativo e da turbina a gás com resfriamento por absorção

podem ser vistos na figura 2.19.

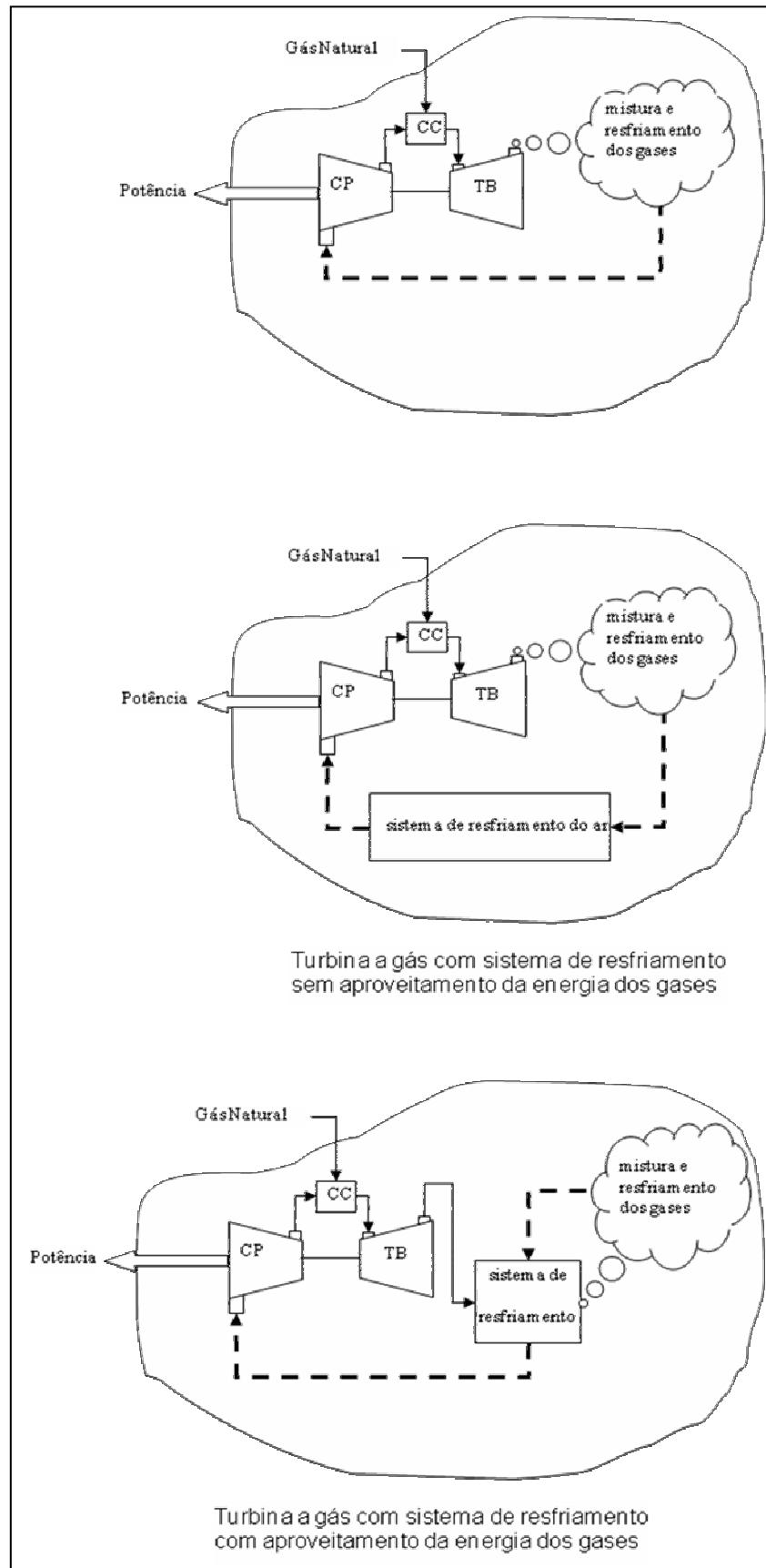


FIGURA 2.19 - Volumes de controle para análise exergética

O balanço de exergia aplicado nos volumes de controle da figura 2.19 mostra que

$$Exergia_{Produtos} = Exergia_{Insumos} - PERDAS - Exergia_{Destruida} \quad (41)$$

Como, pelas simplificações adotadas (sistema adiabático e sem perdas materiais), as perdas para fora do volume de controle são consideradas nulas, temos:

$$\dot{W} = \dot{Ex}_{comb} - \dot{I}_{VC} \quad (42)$$

ou

$$\frac{\dot{W}}{\dot{Ex}_{comb}} = 1 - \frac{\dot{I}_{VC}}{\dot{Ex}_{comb}} \quad (43)$$

Desta forma com a aplicação das equações 39 e 40 teremos para qualquer um dos sistemas:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}}{\dot{H}_{comb}} \quad (44)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}}{\dot{Ex}_{comb}} = 1 - \frac{\dot{I}_{VC}}{\dot{Ex}_{comb}} \quad (45)$$

## CAPÍTULO 3 REVISÃO DA LITERATURA

Na revisão da literatura realizada pretendeu-se avaliar o “estado da arte” do resfriamento do ar de entrada de turbinas a gás, identificando trabalhos que fizessem comparação direta entre os vários processos disponíveis.

Como subsídio para os estudos a serem realizados buscaram-se, também, os fundamentos teóricos que pudessem servir de base para a elaboração de modelos matemáticos dos equipamentos a serem utilizados bem como para o estudo energético, exergético e econômico.

A revisão bibliográfica foi desmembrada em quatro etapas distintas apresentadas a seguir.

### **3.1 FUNDAMENTOS DE TURBINAS A GÁS E SISTEMAS DE RESFRIAMENTO**

Os livros de BATHIE (1996), BOYCE (1987), POTTER e SOMERTON (1995) e VIVIER (1968) serviram de base para o estudo de turbinas a gás.

O livro de HEROLD, RADERMACHER e KLEIN (1996) mostra em detalhes o desenvolvimento teórico de sistemas de resfriamento por absorção.

O livro de MOREIRA (1999) foi utilizado como fonte de informação dos princípios de psicrometria que são fundamentais para o trabalho com ar úmido, tanto nas turbinas a gás como nos sistemas de resfriamento, particularmente no evaporativo.

O estudo de KORAKIANITIS e WILSON (1994) serviu de orientação para o desenvolvimento do modelo matemático da turbina a gás em função das informações sobre a temperatura de entrada na turbina, dos principais parâmetros termodinâmicos, eficiência térmica e potência específica e de estimativa de eficiências do compressor e da turbina do equipamento em função da relação de pressões.

### **3.2 INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DO AR DE ENTRADA NO DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS**

EL HADIK (1990) apresenta um estudo teórico da influência das condições climáticas na operação de turbinas a gás. Com variações de temperatura (-20 a 60 °C), de altitude (0 a 2000 m) e de umidade relativa (0 a 100 %) ele apresenta através de gráficos a variação da potência produzida, eficiência e trabalho específico com estes parâmetros para uma turbina a gás simples. Ele observa que o parâmetro que mais influencia é a temperatura. A elevação de 1 K na temperatura reduz a potência da turbina a gás em 0,6 % e o rendimento em 0,18 %.

MATHIOUDAKIS e TSALAVOUTAS (2002) apresentam uma análise da influência da umidade do ar no acompanhamento do desempenho de turbinas a gás. O trabalho foi desenvolvido com o uso de modelagem matemática capaz de resolver equações não lineares. São apresentadas de modo gráfico comparações, para algumas correlações de propriedades termodinâmicas definidas para cada um dos componentes da turbina a gás, entre os resultados obtidos nas simulações com o uso, como fluído de trabalho, de ar seco e ar a várias umidades absolutas.

Ele afirma que se não forem consideradas as variações da umidade do ar no sistema de acompanhamento poderá haver erros de leitura similares a falhas operacionais, levando o equipamento a alarmes falsos ou encobrimento de falhas reais.

O estudo apresentado por AMELL e CADAVID (2002) mostra a influência da umidade relativa do ar no desempenho de um sistema de geração de energia elétrica com turbina a gás com resfriamento do ar de entrada. O trabalho mostra que na Colômbia a carga térmica que deve ser retirada do ar para baixar sua temperatura é acentuadamente maior (50 a 94 %) que a de outras partes do mundo em função da umidade relativa elevada (60 % nos horários de pico e 80 % nos demais horários contra 34 % de média, nos sistemas com resfriamento do ar de entrada pelo resto do mundo).

Este trabalho mostra também a influência da temperatura de entrada na potência da turbina. Ele afirma que as turbinas aero-derivativas<sup>5</sup> de pequeno porte (<50 MW) sofrem mais a influência da temperatura do ar que as turbinas de grande porte.

### **3.3 ASSOCIAÇÕES DE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO COM TURBINAS A GÁS**

Estudos mostrando os benefícios do resfriamento do ar na entrada de turbinas a gás, pelos mais diversos processos foram feitos por inúmeros autores dos quais são destacados os apresentados a seguir.

Um trabalho que faz uma comparação entre os vários processos de resfriamento, que são aplicáveis a turbina a gás, foi apresentado por ANDREPONT (2000). O artigo fornece uma visão geral das tecnologias existentes para resfriamento do ar de entrada das turbinas a gás ressaltando os pontos positivos e os negativos de cada uma com enfoque qualitativo, não entrando em detalhes que possam levar a uma comparação quantitativa entre os vários processos.

NAJJAR (1996) no seu estudo fez uma comparação entre um ciclo Brayton simples e um sistema composto por um ciclo Brayton simples com redução da temperatura do ar de entrada por ciclo de resfriamento por absorção com par água/amônia. Uma caldeira de recuperação de calor aproveita a energia dos gases de saída da turbina para produzir o vapor de aquecimento do sistema de absorção. O estudo é parametrizado tendo como variáveis a relação de pressões da turbina a gás, a temperatura de entrada na turbina e a temperatura ambiente. Os resultados médios obtidos mostram ganhos de 21,5 % na potência, 38 % na eficiência global, 1,4 % na eficiência da turbina e 27,7 % no consumo específico de combustível. O sistema composto é menos sensível a flutuações das variáveis estudadas.

---

<sup>5</sup>Turbina originalmente utilizada em aeronaves adaptada para uso estacionário.

ALHAZMY e NAJJAR (2004) apresentam um estudo sobre resfriamento do ar de entrada turbina a gás com dois tipos de sistemas: resfriamento evaporativo (RE) e trocador de calor com água gelada (AG), sem especificar o tipo de sistema produtor da água gelada. As variáveis estudadas são a temperatura e umidade relativa do ar, a temperatura de entrada na turbina e a relação de pressões. Pelo estudo o RE pode aumentar em média 0,57 % a potência para cada 1°C de redução de temperatura obtida. A eficiência praticamente não é alterada pelo RE. Devido à necessidade de consumo de energia para a produção de água gelada o AG provoca redução tanto na potência produzida como na eficiência.

WANG e CHIOU (2004) apresentam um estudo sobre a influência do resfriamento do ar de entrada e também da injeção de vapor de água na câmara de combustão no desempenho de turbina a gás. A partir do aproveitamento da energia contida nos gases na saída do equipamento numa caldeira recuperadora para gerar vapor que é injetado na câmara de combustão e também utilizado para mover um sistema de resfriamento por absorção, que resfria o ar de entrada no equipamento, consegue-se ganhos na produção de energia e no rendimento global.

AMERI e HEJAZI (2004) mostram que o uso de sistema de resfriamento por absorção movido a vapor de água eleva em aproximadamente 11,3 % a produção de energia no sistema de geração na cidade de Chabahar, no Iran.

Cada um destes estudos analisa o uso de processos de resfriamento do ar de entrada tais como resfriamento evaporativo, sistema de refrigeração a compressão de vapor e sistemas de refrigeração a absorção.

O **resfriamento evaporativo**, cujos fundamentos operacionais são apresentados no capítulo 2, foi estudado por BASSILY (2001) como meio de incrementar a eficiência de turbinas a gás. Este estudo mostra que o resfriamento evaporativo pode ser utilizado tanto para baixar a temperatura do ar na entrada do compressor como para baixar a temperatura do

ar na saída do compressor de uma turbina regenerativa levando ao incremento no rendimento global do ciclo. O autor apresenta vários gráficos mostrando que o uso de sistema de resfriamento evaporativo na entrada do ar em ciclo Brayton simples e regenerativo reduz a influência da variação da umidade relativa e da temperatura do ar na eficiência termodinâmica do ciclo.

DAI e SUMATHY (2002) fizeram um estudo teórico de um sistema de resfriamento evaporativo com formação de filme de líquido na superfície do enchimento do equipamento mostrando a influência das condições do ar atmosférico no seu desempenho.

O sistema de resfriamento evaporativo tem boa aplicação em locais de baixa umidade relativa tais como regiões desérticas. Ocorre, porém, que nestas regiões a água disponível é pouca e, normalmente, possui alta concentração de sólidos dissolvidos como alertam LOUD e SLATERPRYCE (1991). Isto onera bastante os custos do tratamento da água para a remoção destas substâncias dissolvidas, pois obriga a utilização de processos caros como troca iônica, evaporação ou osmose reversa para evitar incrustações nos componentes da turbina a gás.

O artigo de CAMARGO, EBINUMA e CARDOSO (2003) apresenta de forma concisa a modelagem matemática de sistemas de resfriamento evaporativo, mostrando os coeficientes de transferência de calor convectiva, obtidos num trabalho experimental, para algumas velocidades de passagem do ar.

PIMENTA e DE CASTRO (2003) apresentam um estudo de aplicações de sistema de resfriamento evaporativo entre eles o resfriamento do ar de entrada em micro turbina a gás. São apresentados gráficos de relações de efetividade do resfriamento em função da velocidade do ar e tamanho do equipamento de um determinado fabricante.

BHARGAVA e MEHER-HOMJI (2005) fizeram um estudo comparativo entre turbinas de vários fabricantes com e sem resfriamento evaporativo. Eles mostram que pode haver um ganho de até 30 % na potência produzida com o uso do recurso de borifar água

desmineralizada 2 % acima da capacidade de saturação do ar de entrada. Isto provoca uma espécie de resfriamento dentro do compressor, diminuindo a potência necessária para acioná-lo, resultando num incremento adicional de potência quando comparado como sistema de resfriamento evaporativo normal cujo ganho é de aproximadamente 10 %. Eles apresentam um anexo com relação de dados de turbinas reais que foi bastante útil no desenvolvimento deste trabalho.

O princípio de funcionamento do **resfriamento por ciclo de absorção** foi apresentado no capítulo 2. Este sistema de resfriamento além de usar pouquíssima energia elétrica, ainda pode aproveitar a energia térmica contida nos gases exaustos da turbina aumentando assim o rendimento global da instalação.

JOUDI e LAFTA (2001) desenvolveram um estudo sobre simulação de sistemas de absorção de simples efeito envolvendo os fenômenos de transporte de energia e massa em regime permanente. Os autores descrevem em detalhes as hipóteses assumidas no trabalho e apresentam resultados de forma gráfica tais como calor rejeitado no absorvedor em função da temperatura da água de resfriamento, variação da capacidade com as temperaturas da água refrigerada (entrada e saída), variação do COP com a temperatura da água de resfriamento, etc.

JEONG, KANG e KARNG (1998) apresentam um estudo de simulação dinâmica de uma bomba de calor a absorção utilizada para aproveitamento energético de calor disponível a baixas temperaturas (30 a 40 °C).

A influência da temperatura do ar sobre o sistema de refrigeração por absorção com  $H_2O/LiBr$ , com resfriamento a ar, foi estudada por MOSTAFAVI e AGNEW (1996) onde são apresentados os parâmetros de cálculo de coeficientes de troca térmica nos vários pontos do sistema.

Sobre o coeficiente de troca térmica em misturas de água e brometo de lítio RIVERA e XICALE (2001) fizeram um estudo prático que pode servir de parâmetro de projetos de geradores de sistemas de absorção que utilizam estas substâncias.

WIJEYSUNDERA (1996) analisa, com o uso de grupos adimensionais, os limites de desempenho de ciclos de absorção com referência às irreversibilidades associadas à transferência de calor.

O artigo de GUIRARDI e PEIXOTO (2003) que apresenta a influência das condições atmosféricas no desempenho termodinâmico de turbina a gás simulada matematicamente como ciclo Brayton e sua associação com sistemas de resfriamento do ar de entrada foi o ponto de partida do desenvolvimento desta dissertação.

### **3.4 ANÁLISE ENERGÉTICA, EXERGÉTICA E TERMO ECONÔMICA**

KOTAS (1995) apresenta o conceito básico da análise exergética que foi uma ferramenta importante para o estudo realizado nesta dissertação.

ISHIDA (1999) fez um estudo gráfico da variação de exergia de um sistema de absorção simples com brometo de lítio, onde mostra a importância do parâmetro “relação de vazão mássica”, definido como a relação entre as vazões mássicas de solução e de refrigerante.

TALBI e AGNEW (2000) apresentam um estudo de análise exergética de um ciclo de absorção com o par  $H_2O/LiBr$  considerando um sistema interno composto pelo equipamento de absorção e um sistema externo representado por uma vazão ou escoamento de gases disponível a 500 °C e três circuitos de ar abertos (dois para resfriamento do absorvedor e condensador e outro como meio a ser resfriado pelo equipamento). Eles mostram que o absorvedor é o componente que mais reduz exergia neste sistema (59 %) sendo nele que deve ser concentrado esforço durante o projeto para melhoria da eficiência do equipamento. Evidenciam também que em função da grande diferença de temperatura entre a fonte

disponível de calor e os fluidos internos é no gerador que ocorre a segunda maior redução de exergia.

VARANI (2001) desenvolveu sua tese de doutorado fazendo uma avaliação energética e exergética de um ciclo de absorção simples de  $H_2O/LiBr$  que utiliza a queima direta de gás natural como fonte de energia através da elaboração de dois códigos computacionais com modelos termodinâmicos diferentes.

A autora apresenta uma forma de cálculo para as temperaturas do gerador e absorvedor que não foi possível ser utilizada neste trabalho, pois originava irreversibilidades negativas.

Através de duas análises, uma variando a taxa de transferência de calor no gerador (21,1 a 63,3 kW) e no evaporador (16,3 a 48,8 kW) e outra fixando uma taxa de transferência de calor no gerador (21,1 kW) e adotando-se dois valores de concentração da solução concentrada (62 e 66 %) e para a temperatura de condensação (35 e 39 °C) ela mostra que o gerador é o componente com maior irreversibilidade externa ao ciclo de absorção e o que menos gera irreversibilidade interna. Ela destaca que, apesar disto, o absorvedor é o componente que apresenta menor eficiência racional em concordância com TALBI e AGNEW (2000).

MONÉ, CHAU e PHELAN (2001) estudaram a co-geração com turbina a gás e ciclo de absorção para aproveitamento energético dos gases exaustos da turbina. Segundo os autores esta associação pode elevar a eficiência total para cerca de 80 %. A tecnologia está disponível tanto para potências acima de 10 MW, como para potências menores utilizadas em pequenos sistemas de restaurantes, escolas ou supermercados. Os autores descrevem os fatores mais significativos que levaram ao desenvolvimento da tecnologia de co-geração e apresentam, de forma gráfica, um estudo baseado em turbinas a gás comerciais. O artigo apresenta também uma análise econômica mostrando quanto pode ser vantajosa a utilização de ciclos como o estudado.

RÜCKER et al. (2003) apresentam uma análise termo econômica de uma micro-turbina associada a um sistema de resfriamento por absorção, porém não com intuito de resfriar o ar de entrada e sim para condicionamento de ar.

O artigo de OLIVEIRA JUNIOR (1998) apresenta uma metodologia baseada na análise exergética para avaliação de plantas de co-geração e ciclos combinados, mostrando a importância de cada componente do ciclo.

# CAPÍTULO 4 MODELAGEM MATEMÁTICA

## 4.1 VALORES E SIMPLIFICAÇÕES ADOTADAS

Neste trabalho foram adotadas as seguintes condições para definição do estado de referência do ar atmosférico:

- $T_0 = 25^\circ\text{C}$  (temperatura de bulbo seco)
- $P_0 = 101,325 \text{ kPa}$  (pressão barométrica)
- $\phi_0 = 0,6$  (umidade relativa)

As seguintes simplificações foram adotadas para todas as modelagens matemáticas realizadas:

- Todos os cálculos foram feitos adotando-se processos em regime estacionário, isto é, sem variações com o tempo, de pressões, temperaturas, umidades, calores trocados, consumos de energia, etc.
- As perdas de carga nas tubulações e equipamentos foram desprezadas.
- Os equipamentos foram considerados adiabáticos, isto é, sem trocas de calor com o meio ambiente.
- Foram desprezados os termos relativos à energia e exergia potenciais e cinéticas, pois, dentro dos sistemas estudados, estes valores são desprezíveis quando comparados com aqueles relacionados com as propriedades termodinâmicas.
- As propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos foram calculadas pelo EES (2007).
- O consumo de energia em bombas é calculado pela fórmula:

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{liq_{bomba}} v_{liq_{bomba}} \Delta P_{bomba}}{\eta_{bomba}} \quad (46)$$

## 4.2 – TURBINA A GÁS

Por ser mais comum de se encontrar no mercado as turbinas simples para baixas potências e, como a finalidade deste estudo é analisar a influência de sistemas de resfriamento do ar de entrada no desempenho de uma turbina a gás, o estudo foi desenvolvido considerando-se o equipamento mais simples possível. Desta forma a turbina a gás utilizada no estudo é uma turbina simples.

Numa turbina de combustão real existem irreversibilidades que tornam o trabalho produzido menor que o de uma turbina ideal. Se o compressor e a turbina forem muito irreversíveis, isto é, com rendimento isentrópico muito baixo, pode-se ter rendimento do ciclo nulo ou mesmo negativo.

Os primeiros equipamentos deste tipo construídos tinham rendimento negativo, isto é, consumiam trabalho em vez de produzir. POTTER (1995) afirma que os sistemas reais sofrem perdas cuja ordem de grandeza atinge 15%.

A evolução tecnológica vem melhorando o rendimento como mostra o quadro 4.1, extraído de BATHIE (1996) e atualizado pelo “site” da WESTINGHOUSE.

QUADRO 4.1 Evolução das turbinas a gás WESTINGHOUSE W501

Equipamento	W501A	W501A	W501B	W501D	W501D5	W501F	W501G
Ano da primeira partida	1968	1971	1973	1975	1979	1990	1999
Classe de potência, MW	45	60	80	95	107	177	250
Temperatura de combustão, °C	871	899	982	1093	1149	1260	
Fluxo mássico, kg/s	249	337	338	354	354		
Relação de pressões	7,5	10,5	11,2	12,6	14	14	19
Eficiência térmica	25	27	30	32	33	34,1	

FONTES: BATHIE (1996) e [www.westinghouse.com](http://www.westinghouse.com)

#### 4.2.1 Modelagem matemática de turbina a gás

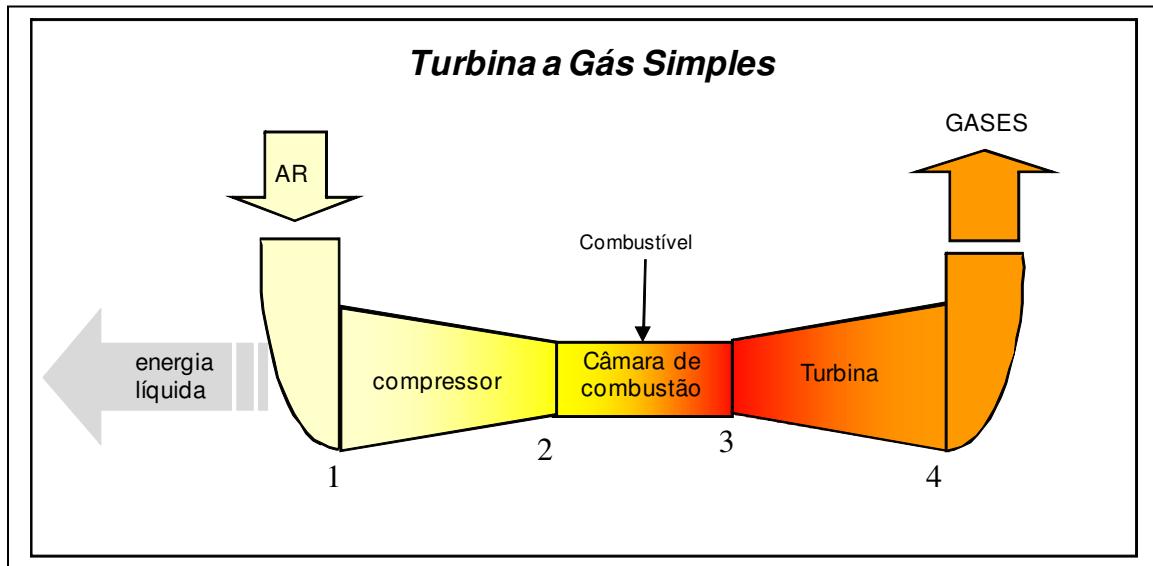


FIGURA 4.1 – Esquema de turbina a gás.

A modelagem matemática da turbina a gás foi baseada na figura 4.1 com a aplicação das equações de balanço de massa, de energia e de entropia.

A turbina a gás, tratada apenas como TG daqui em diante, foi simulada utilizando-se como fluido de trabalho mistura de oito gases ideais cuja composição varia ao longo do equipamento: oxigênio ( $O_2$ ), nitrogênio ( $N_2$ ), argônio (Ar), dióxido de carbono ( $CO_2$ ), vapor de água superaquecido ( $H_2O$ ), monóxido de carbono (CO), monóxido de nitrogênio (NO) e metano ( $CH_4$ ).

No compressor, onde a mistura tem composição constante, são utilizados apenas os cinco primeiros, ou seja, considera-se que as concentrações de CO, NO e  $CH_4$ , no fluido de trabalho sejam nulas. A composição da mistura neste ponto é igual à do ar atmosférico úmido.

A partir da câmara de combustão a mistura de gases varia em função da proporção ar combustível utilizada.

Além daquelas apresentadas em 4.1 outras simplificações foram adotadas especificamente para turbinas a gás:

- Utilização de um ciclo aberto, baseado no ciclo Brayton, com processos irreversíveis;
- Utilizando-se como fluido de trabalho uma mistura de gases ideais cuja composição varia ao longo do equipamento em função da reação de combustão.
- A reação de combustão atinge o equilíbrio químico.
- A vazão volumétrica de ar admitida no compressor é constante em qualquer situação.

### ***Compressor***

Balanço mássico:

$$\dot{m}_{g_1} = \dot{m}_{g_2} \quad (47)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_{g_1} h_{g_1} = \dot{m}_{g_2} h_{g_2} + \dot{W}_{CP} \quad (48)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{g_1} s_{g_1} + \dot{\sigma}_{CP} = \dot{m}_{g_2} s_{g_2} \quad (49)$$

Balanço energético ideal:

$$\dot{m}_{g_1} h_{g_{1i}} = \dot{m}_{g_2} h_{g_{2i}} + \dot{W}_{CPi} \quad (50)$$

Rendimento isentrópico

$$\eta_{CP} = \frac{\dot{W}_{CPi}}{\dot{W}_{CP}} \quad (51)$$

Taxa de irreversibilidade no compressor

$$\dot{I}_{CP} = T_0 \dot{\sigma}_{CP} \quad (52)$$

### Câmara de combustão (CC)

O modelo matemático da câmara de combustão foi elaborado com base na figura 4.2.

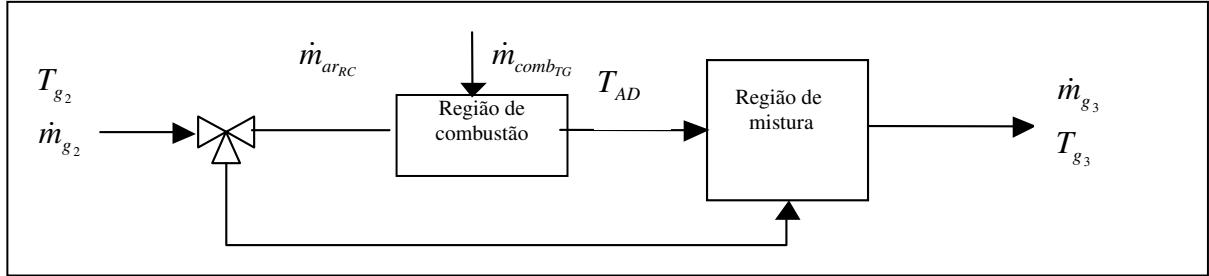
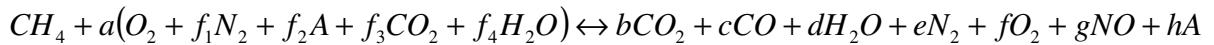


FIGURA 4.2 – Esquema da câmara de combustão

A câmara foi simulada como sendo composta de duas regiões, para que fosse possível ter o controle da temperatura de entrada da turbina:

- Região de combustão
- Região de mistura e resfriamento

O combustível considerado na simulação foi o metano por ser este o principal constituinte do gás natural. A reação utilizada nos cálculos foi:



A intenção ao se utilizar esta reação foi estudar o comportamento dos gases considerados como poluentes como o CO e o NO em função das condições do ar de entrada.

A estequiometria para um mol de combustível é dada por:

Balanço de oxigênio:

$$2a + 2af_3 + af_4 = 2b + c + d + 2f + g \quad (53)$$

Balanço de nitrogênio:

$$2f_1a = 2e + g \quad (54)$$

Balanço de hidrogênio:

$$4 + 2af_4 = 2d \quad (55)$$

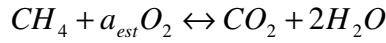
Balanço de carbono:

$$1 + af_3 = b + c \quad (56)$$

Balanço de argônio:

$$af_2 = h \quad (57)$$

O balanço de oxigênio na reação de combustão completa do metano



leva a um valor da relação estequiométrica de combustão completa

$$a_{est} = 2 \quad (58)$$

O  $CO_2$  formado pode reverter a  $CO$  conforme a reação abaixo:



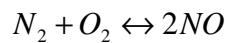
Aplicando-se a lei da ação entre as massas conforme ÇENGEL, YUNUS e BOLES (2006)

$$K_{CO_2/CO} = \frac{[y_{CO}][y_{O_2}]^{0,5}}{[y_{CO_2}]} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{(1+0,5-1)} \quad (59)$$

De acordo com ÇENGEL, YUNUS e BOLES (2006) a variação da energia livre desta reação é dada por:

$$\Delta G^0_{CO_2/CO} = -\tilde{R}T_{AD} \ln K_{CO_2/CO} \quad (60)$$

Da mesma forma para o nitrogênio está em equilíbrio com o NO conforme a reação:



Aplicando-se a lei da ação entre as massas onde  $K_{N_2/NO}$  é a constante de equilíbrio da reação:

$$K_{N_2/NO} = \frac{[y_{NO}]^2}{[y_{N_2}][y_{O_2}]} \left( \frac{P}{P_{ref}} \right)^{(2-1-1)} \quad (61)$$

A variação da energia livre é calculada por:

$$\Delta G^0_{N_2/NO} = -\tilde{R}T_{AD} \ln K_{N_2/NO} \quad (62)$$

Definindo-se um fator de desvio de ar da região de combustão para a de mistura,  $fr$ , onde

$\dot{m}_{aru_{RC}}$  é a vazão de ar que entra na região de combustão da CC

$$fr = 1 - \frac{\dot{m}_{aru_{RC}}}{\dot{m}_{g_2}} \quad (63)$$

### **Região de combustão**

Balanço de massa

$$\dot{m}_{aru_{RC}} + \dot{m}_{comb_{RC}} = \dot{m}_{g_{RC}} \quad (64)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_{aru_{RC}} h_{g_2} + \dot{m}_{comb_{RC}} (h_{comb_{RC}} + PCI_{comb}) = \dot{m}_{g_{RC}} h_{g_{RC}} \quad (65)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{aru_{RC}} s_{g_2} + \dot{m}_{comb_{RC}} s_{comb_{RC}} + \dot{\sigma}_{RC} = \dot{m}_{g_{RC}} s_{g_{RC}} \quad (66)$$

Taxa de irreversibilidade na região de combustão

$$\dot{I}_{RC} = T_0 \dot{\sigma}_{RC} \quad (67)$$

### **Região de mistura**

Balanço de massa

$$\dot{m}_{g_{RC}} + fr \dot{m}_{g_2} = \dot{m}_{g_3} \quad (68)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_{g_{RC}} h_{g_{RC}} + fr \dot{m}_{g_2} h_{g_2} = \dot{m}_{g_3} h_{g_3} \quad (69)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{g_{RC}} s_{g_{RC}} + fr \dot{m}_{g_2} s_{g_2} + \dot{\sigma}_{RM} = \dot{m}_{g_3} s_{g_3} \quad (70)$$

Taxa de irreversibilidade na região de mistura

$$\dot{I}_{RM} = T_0 \sigma_{RM} \quad (71)$$

## Turbina

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{g_3} = \dot{m}_{g_4} \quad (72)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_{g_3} h_{g_3} = \dot{m}_{g_4} h_{g_4} + \dot{W}_{TB} \quad (73)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{g_3} s_{g_3} + \dot{\sigma}_{TB} = \dot{m}_{g_4} s_{g_4} \quad (74)$$

Balanço energético ideal:

$$\dot{m}_{g_3} h_{g_3} = \dot{m}_{g_4} h_{g_{4i}} + \dot{W}_{TB_i} \quad (75)$$

Rendimento isentrópico

$$\eta_{TB} = \frac{\dot{W}_{TB}}{\dot{W}_{TB_i}} \quad (76)$$

Irreversibilidade na turbina:

$$\dot{I}_{TB} = T_0 \sigma_{TB} \quad (77)$$

O rendimento energético da turbina a gás como definido na equação (44) seria:

$$\eta_{e_{TG}} = \frac{\dot{W}_{TB} - \dot{W}_{CP}}{\dot{m}_{comb_{RC}} (h_{comb_{RC}} + PCI_{comb})} \quad (78)$$

O rendimento exergético da turbina a gás como definido na equação (45) seria:

$$\eta_{ex_{TG}} = \frac{\dot{W}_{TB} - \dot{W}_{CP}}{\dot{m}_{comb_{RC}} ex_{comb_{RC}}} \quad (79)$$

Estas equações serviram para o desenvolvimento de um modelo de simulação numérica com a utilização do programa EES (2007).

#### 4.2.2 Definições utilizadas na modelagem da turbina a gás.

Neste estudo foram considerados os seguintes parâmetros e relações constitutivas:

##### 4.2.2.1 Parâmetros de caracterização do ar atmosférico

O ar atmosférico é caracterizado por três parâmetros. A pressão obrigatoriamente deve ser um deles. Os outros dois podem ser quaisquer outras propriedades que caracterizem a condição do ar, tais como, a temperatura de bulbo seco ( $TBS$ ), a temperatura de bulbo úmido ( $TBU$ ), a umidade relativa ( $\Phi$ ), a umidade absoluta ( $\omega$ ) ou o ponto de orvalho ( $PO$ ). Detalhes a respeito das características do ar úmido são encontrados no APÊNDICE B (Conceitos de Psicrometria).

##### 4.2.2.2 Parâmetros de caracterização do estado de referência

Estes três parâmetros estão fixados no item 4.1.

##### 4.2.2.3 Parâmetros de caracterização do combustível

Por uma questão de facilidade, uma vez que a análise considerando o tipo de combustível não faz parte do estudo proposto, o modelo matemático foi elaborado para queima de gás metano puro. Assim sendo, para caracterizar o combustível foram fixados três parâmetros: pressão ( $P_{comb}$ ), temperatura ( $T_{comb}$ ) e poder calorífico inferior ( $PCI_{comb}$ ).

##### 4.2.2.4 Vazão volumétrica de ar na entrada ( $\dot{V}_{g_1}$ )

Considerada como fixa neste trabalho uma vez que o modelo matemático não comporta nenhuma equação que represente alteração nem na rotação do equipamento nem na área de passagem do ar na entrada da TG.

#### 4.2.2.5 Relação de pressões (rp)

Como se encontra mostrado no capítulo 2, a relação de pressões de uma turbina a gás operando num ciclo Brayton ideal influencia tanto a potência quanto o rendimento energético do equipamento.

Neste estudo foi considerada como constante e com igual valor no compressor e na turbina.

#### 4.2.2.6 Rendimentos isentrópicos do compressor e turbina

Quaisquer valores de rendimentos isentrópicos do compressor e da turbina podem ser colocados no simulador, porém como alerta VIVIER (1968) nas primeiras turbinas a gás simples, por condições tecnológicas da época, a potência consumida pela compressão isentrópica era de aproximadamente 70 % da produzida pela expansão isentrópica, isto é:

$$\frac{w_{CP_i}}{w_{TB_i}} = 0,7 \quad (80)$$

Neste caso, para que o trabalho seja positivo é necessário que:

$$w_{TG} = w_{TB} - w_{CP} > 0 \quad (81)$$

$$w_{TG} = w_{TB_i} \eta_{TB} - \frac{w_{CP_i}}{\eta_{CP}} > 0 \quad (82)$$

Logo

$$\eta_{CP} \eta_{TB} > \frac{w_{CP_i}}{w_{TB_i}} \quad (83)$$

ou seja,

$$\eta_{CP} \eta_{TB} > 0,7 \quad (84)$$

o que implica que o produto dos rendimento isentrópicos destes equipamentos tem que ser maior que 0,7 para que haja potência útil significando que os rendimentos devem ser próximos de  $\eta = \sqrt{0,7} = 0,83$ .

Os avanços da tecnologia tais como o aumento da temperatura de admissão na turbina diminuíram a relação  $\frac{w_{c_i}}{w_{t_i}}$  para a faixa de 0,4 a 0,6.

KORAKIANITIS e WILSON (1994) sugerem duas fórmulas de cálculo de eficiências isentrópicas em função da relação de pressões:

$$\eta_c = 0,91 - \frac{rp - 1}{300} \quad (85)$$

$$\eta_t = 0,90 - \frac{rp - 1}{250} \quad (86)$$

que foram incorporadas no modelo matemático elaborado.

- Considerando-se as equações (84), (85) e (86), para que haja potência útil na turbina a gás simples a relação de pressões deverá, neste estudo, ser menor do que 19,6.

#### 4.2.2.7 Trabalho específico ( $w_{ars}$ )

Definido como o quociente da potência líquida gerada pela TG ( $\dot{W}$ ) e a vazão mássica de ar seco ( $\dot{m}_{ars}$ ).

$$w_{ars} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{ars}} \quad (87)$$

#### 4.2.2.8 Produção específica ( $w_{esp}$ )

Definido como o quociente da potência líquida gerada pela TG pelo consumo de combustível.

$$w_{esp} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{comb}} \quad (88)$$

#### 4.2.2.9 Temperatura de admissão na turbina ( $T_3$ )

A temperatura de admissão na turbina é um fator extremamente importante numa turbina a gás, pois influencia diretamente na produção de energia.

Na figura 4.3 podemos ver a importância da ( $T_3$ ) na produção da TG.

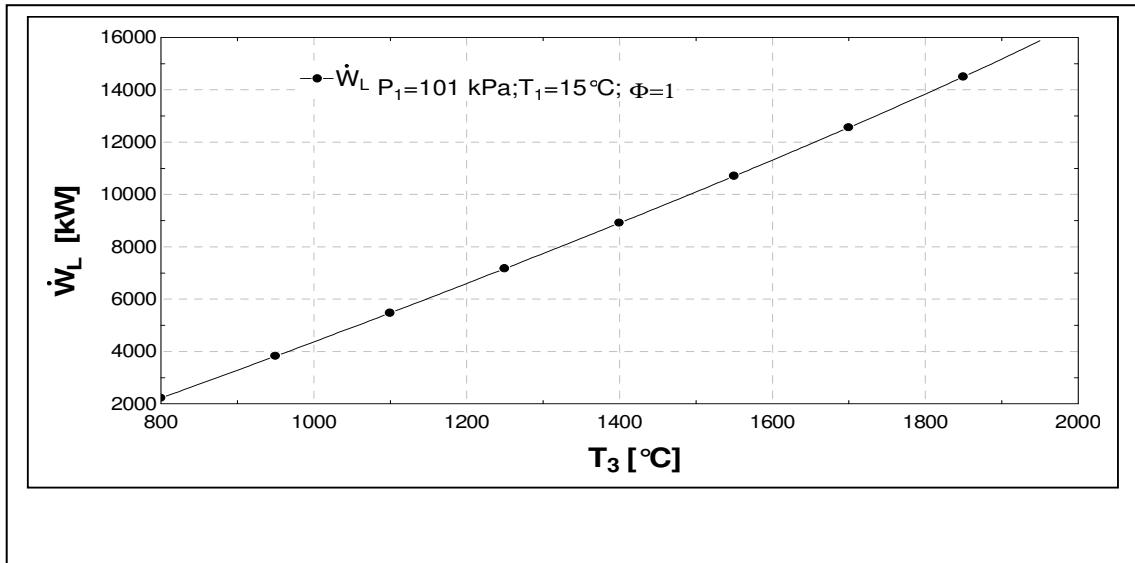


FIGURA 4.3 – Influência de  $T_3$  na potência da TG

A máxima temperatura admissível na entrada de uma turbina depende do material do equipamento, bem como da forma de seu resfriamento.

Neste trabalho adotou-se como temperatura máxima o valor de 1200 °C.

Os progressos evolutivos na construção de turbinas a gás têm elevado a temperatura máxima admissível como se pode ver na figura 4.4 baseada no quadro 4.1.

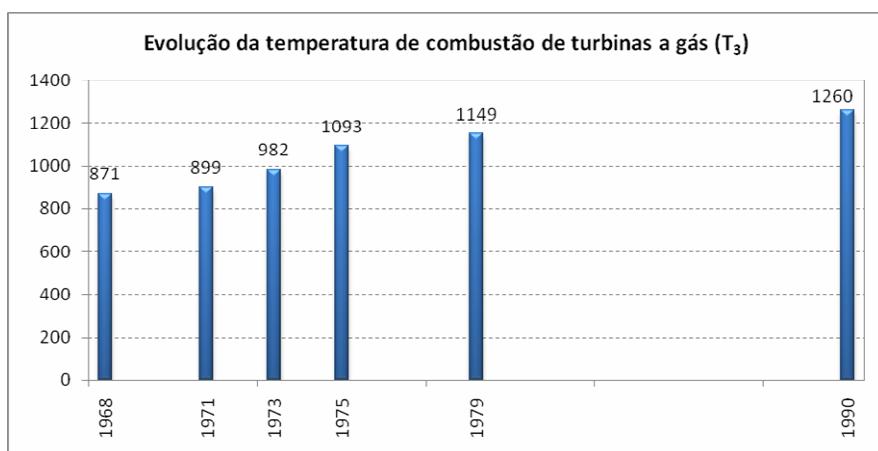
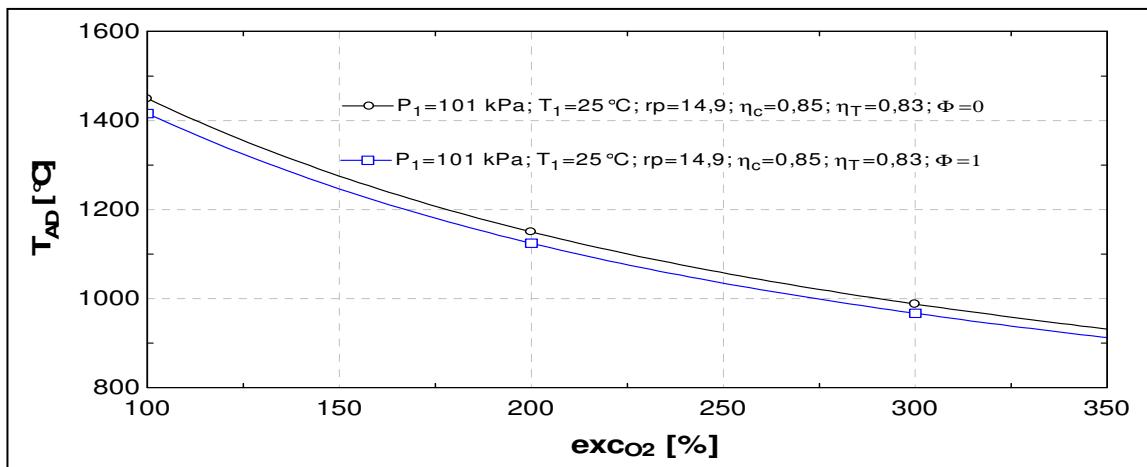


FIGURA 4.4 – Evolução da temperatura de combustão em TG  
FONTE: BATHIE (1996) e [www.westinghouse.com](http://www.westinghouse.com)

#### 4.2.2.10 Relação ar/ar teórico ( $exc_{O_2}$ )

O resultado de uma reação de combustão, como qualquer reação química, depende das proporções dos seus reagentes. Assim, a relação entre ar e o ar teórico para a queima do combustível, chamado de excesso de ar ( $exc_{O_2}$ ), é um parâmetro de uma TG.

A temperatura de chama adiabática ( $T_{AD}$ ), isto é, a temperatura que os gases de combustão atingem num sistema termicamente isolado, depende do excesso de oxigênio em relação ao valor estequiométrico como se pode ver pela figura 4.5.



Pode ser visto que a temperatura de chama adiabática é máxima quando a proporção ar/combustível é a estequiométrica (excesso de ar 100 %).

A  $T_{AD}$  é influenciada pela umidade do ar, porém de forma muito menos significativa que a do excesso de ar. Varia cerca de 2 % entre o ar totalmente seco e o ar saturado no mesmo excesso de ar.

#### 4.2.2.11 Desvio de ar a câmara de combustão (fr)

Uma turbina a gás opera com uma relação mássica ar/combustível muito elevada e, em turbinas de grande porte, isto pode implicar câmaras de combustão muito grandes caso todo ar que entra no equipamento seja utilizado também na câmara de combustão.

Com o objetivo de diminuir o tamanho das câmaras de combustão e também para facilitar o controle da temperatura de entrada na turbina se costuma desviar de parte do ar da câmara de combustão. Neste trabalho a relação entre o ar desviado da câmara de combustão e o ar total que entra no equipamento, denominada por  $fr$  está definida na equação (63).

Os estudos iniciais com o modelo matemático de turbina a gás elaborado indicam que, fixando-se a temperatura dos gases na entrada da turbina do equipamento ( $T_3$ ) a maior eficiência e a maior produção específica de energia são conseguidas quando se passa todo o ar pela câmara de combustão.

Estes estudos iniciais foram condensados no gráfico da figura 4.6 que mostra a variação do rendimento energético ( $\eta_e$ ) e da produção específica de energia ( $w_{esp}$ ) em função do desvio de ar da câmara de combustão ( $fr$ )

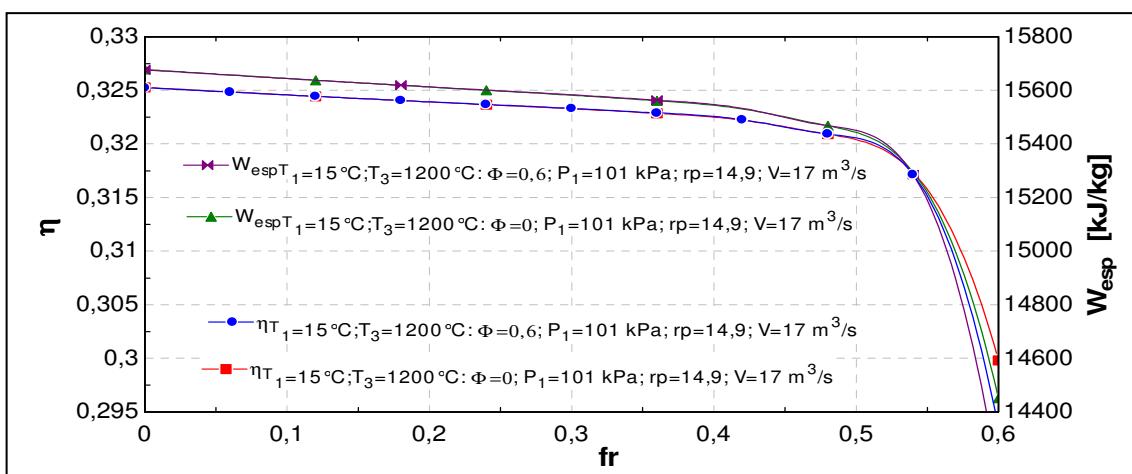


FIGURA 4.6– Rendimento energético e trabalho específico de uma turbina a gás em função do ar desviado da câmara de combustão

Nota-se que a partir de 40 % de desvio a queda torna-se bastante acentuada nos dois parâmetros apresentados (menos de 0,8 % para  $fr \leq 0,4$  e 5,6 % para  $0,4 < fr < 0,6$ ).

Por outro lado, quanto maior o desvio de ar, maior é a potência produzida pela turbina a gás quando se fixa uma temperatura na entrada da turbina do equipamento para a mesma condição de ar de entrada.

A causa para isto pode ser analisada observando-se a região de mistura da figura 4.2. Quando se aumenta o valor de desvio de ar ( $fr$ ), mais ar é enviado para a região de mistura e haveria diminuição da temperatura de saída. Como a temperatura de entrada na turbina ( $T_3$ ) e a vazão de ar úmido ( $\dot{m}_{g_2}$ ) estão fixadas, o modelo aumenta a massa de combustível para introduzir mais energia para aumentar a temperatura dos gases gerados na combustão de forma a compensar o efeito provocado pelo desvio de ar. Desta forma, ocorre um aumento da massa de gases na mesma temperatura levando a um aumento da potência produzida. A temperatura na saída da câmara de combustão cresce na medida em que o excesso de ar vai diminuindo até o limite de excesso de ar nulo onde a temperatura adiabática de chama é a máxima. O limite do desvio de ar está no valor que torne o excesso de ar nulo ( $fr \approx 0,609$ ). Desvios acima deste valor levam a relações  $O_2/O_2$  estequiométrico muito baixas que provocam reações químicas não contempladas na reação simulada, tais como formação de fuligem, levando a resultados sem significado físico dentro do modelo.

O gráfico da figura 4.7 mostra que a variação da potência é relativamente pequena até os 40% de desvio de ar, crescendo mais rapidamente a partir deste valor (0,2% para  $fr \leq 0,4$  e 1,5% para  $0,4 < fr < 0,6$ ). Pode ser notado pela posição das curvas no gráfico que a umidade relativa influencia positivamente na produção de energia para uma temperatura  $T_3$  fixa.

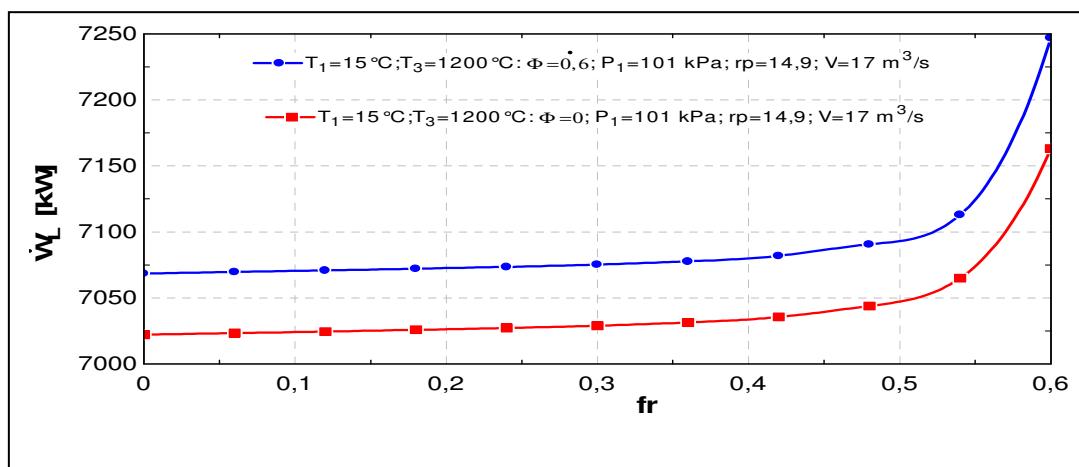


FIGURA 4.7 – Influência de  $fr$  na potência produzida por uma TG

Como a variação tanto da potência quanto do rendimento energético em função do  $fr$  não é acentuada se optou por utilizar o desvio de ar nulo.

Desta forma, todos os cálculos tanto com a turbina a gás operando sozinha como associada a sistemas de resfriamento do ar de entrada foram feitos considerando-se que todo ar que passa pelo compressor também entra na câmara de combustão.

#### **4.2.3 Validação do modelo matemático da turbina a Gás.**

A validação de um modelo matemático consiste na comparação dos seus resultados com os obtidos na operação de equipamentos laboratoriais, reais ou de outros simuladores existentes previamente validados.

Esta atividade pode ser bastante complexa e custosa dependendo do processo/equipamento cujo modelo busca validar. Para os propósitos do estudo desenvolvido julgou-se adequada a validação (“ajuste”) do modelo desenvolvido utilizando-se dados publicados por fabricantes de equipamentos (turbina a gás, resfriamento evaporativo e resfriamento por absorção).

A precisão e confiabilidade destes dados é uma questão que pode ser levantada, mas para o desenvolvimento de uma ferramenta que possibilite a análise comparativa realizada dentro do escopo deste estudo considerou-se conveniente a adoção desta metodologia.

- A validação foi feita através da fixação dos parâmetros para o modelo matemático, necessários para sua operacionalização, de acordo com os dados disponíveis para duas turbinas existentes no mercado:
- *typhoon 5.25* da ALSTOM (atualmente fabricada pela SIEMENS), cujos dados foram conseguidos no “site” da ALSTOM (2002);
- *GE 10* da General Electric com dados fornecidos diretamente pela GE Brasil (2003).

No caso da turbina *typhoon* 5.25 foram feitos cálculos para três condições de vazão de gases e quatro temperaturas de saída de gases e para a *GE* 10 apenas para um valor de vazão de ar e de temperatura de admissão na turbina, em função da disponibilidade de dados, conforme mostrado no quadro 4.2.

QUADRO 4.2 – Parâmetros de validação para a turbina a gás

parâmetro	TYPHOON 5,25	GE-10
Rendimento do gerador ( $\eta_g$ )	0,97	0,97
Rendimento do sistema de redução de rotação ( $\eta_{red}$ )	0,99	0,99
Temperatura máxima na admissão da turbina ( $T_3$ )	1200 °C	1200 °C
Desvio do ar da câmara de combustão (fr)	0	0
Relação de pressões (rp)	14,9	15,5
Vazão de ar (m <sup>3</sup> /s)	-	37,4
Vazão mássica de gases (kg/s)	19, 20 e 21	-
Temperatura do combustível	25 °C	25 °C
PCI do combustível (kJ/kmol)	802300	802300
Temperatura dos gases (°C)	400, 475, 500 e 525	-
Temperatura de admissão na turbina (°C)	-	1023

A validação do modelo matemático com a turbina *typhoon* 5.25 mostrou que a potência calculada pelo simulador varia entre 8 e 13% a mais que o informado pelo fabricante como pode ser observado na figura 4.8.

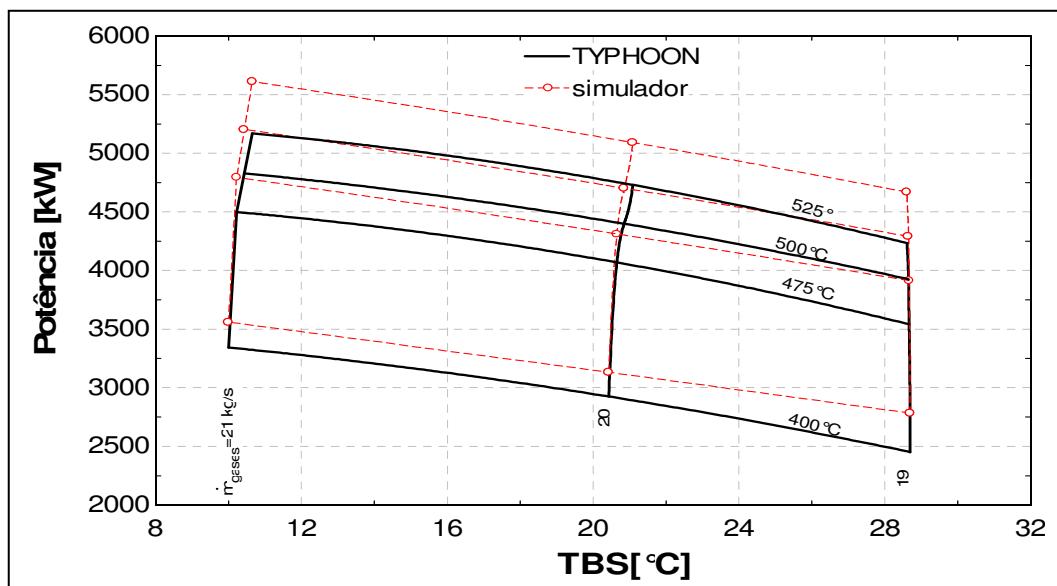


FIGURA 4.8-Validação do modelo matemático com a turbina TYPHOON 5.25  
Potência em função da temperatura de bulbo seco (TBS) do ar na admissão.

A figura 4.9 mostra a validação para a turbina GE10. Pode ser visto que o simulador produz um erro que varia de 0,15 % e 10 %. Ressalta-se que para temperaturas acima de 10°C o erro é menor que 6 %, como é o caso deste estudo.

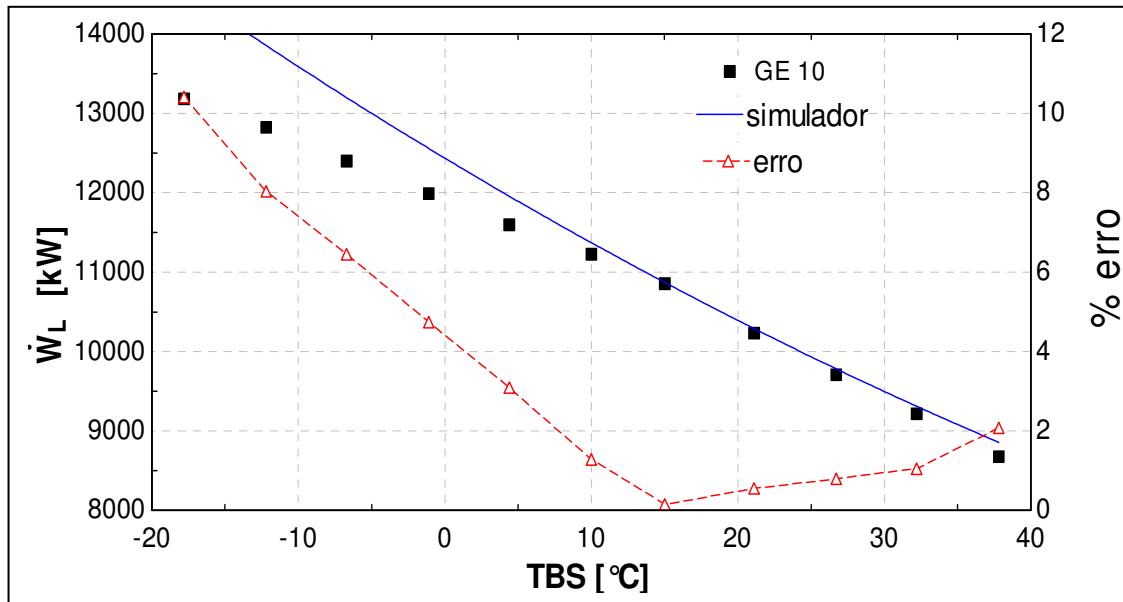


FIGURA 4.9-Validação do modelo matemático com a turbina GE-10.  
Potência em função da temperatura de bulbo seco (TBS) do ar na admissão.

#### 4.2.4 Influência das condições do ar atmosférico nos parâmetros de operação da TG.

Neste tópico é apresentado um estudo baseado no modelo matemático elaborado e nas hipóteses simplificadoras adotadas que mostra a influência da temperatura, umidade e pressão do ar atmosférico nos parâmetros de operação da turbina.

Neste estudo estão fixados, além do estado de referência, os seguintes parâmetros:

$$\dot{V}_{g_1} = 17 m^3/s$$

$$\eta_{CP} = 0,85 \text{ e } \eta_{TB} = 0,83$$

$$rp = 14.9$$

$$fr = 0$$

$$T_{comb} = 298K, \text{ } PCI_{comb} = 802300 \text{ } kJ/kmol \text{ e } ex^o_{comb} = 836420 \text{ } kJ/kmol$$

#### 4.2.4.1 Influência da temperatura do ar nos parâmetros de operação da TG.

O trabalho produzido por uma turbina a gás simples ideal é dado pela equação (18)

$$w_B = cp_{ar_{TG}} \left\{ T_{ar_3} \left[ 1 - \frac{1}{rp^{\frac{k-1}{k}}} \right] - T_{ar_1} \left[ rp^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (18)$$

Assim, desprezando-se a massa de combustível, a potência da turbina a gás será:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{ar_1} cp_{ar_{TG}} \left\{ T_{ar_3} \left[ 1 - \frac{1}{rp^{\frac{k-1}{k}}} \right] - T_{ar_1} \left[ rp^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (89)$$

Considerando-se o fluido de trabalho como gás ideal,

$$\dot{m}_{ar_1} = \frac{P_{ar_1} \dot{V}_{g_1} M_{ar_{TG}}}{\tilde{R} T_{ar_1}} \quad (90)$$

logo

$$\dot{W}_{TG} = \frac{cp_{ar_{TG}} P_{ar_1} \dot{V}_{g_1} M_{ar_{TG}}}{\tilde{R}} \left\{ \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}} \left[ 1 - \frac{1}{rp^{\frac{k-1}{k}}} \right] - \left[ rp^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (91)$$

Derivando-se esta equação em relação à  $T_{ar_1}$ :

$$\frac{\partial \dot{W}_{TG}}{\partial T_{ar_1}} = - \frac{cp_{ar_{TG}} P_{ar_1} V_{g_1} M_{ar_{TG}}}{\tilde{R}} \left\{ \frac{T_{ar_3}}{T_{ar_1}^2} \left[ 1 - \frac{1}{rp^{\frac{k-1}{k}}} \right] \right\} \quad (92)$$

Observa-se que a potência produzida por uma TG ideal varia inversamente com o quadrado da temperatura de admissão.

A equação (11)

$$\eta_B = 1 - \left( \frac{1}{rp} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (11)$$

mostra que o rendimento de uma TG simples ideal depende apenas da relação de pressões, ou seja, a temperatura de entrada não afeta o rendimento do equipamento.

Numa TG real a temperatura do ar interfere no comportamento termodinâmico do equipamento, tanto na potência quanto na eficiência como mostram os resultados de simulações apresentados na figura 4.10. Pode-se ver que o aumento da temperatura influencia negativamente tanto no rendimento quanto na potência de uma turbina simples real.

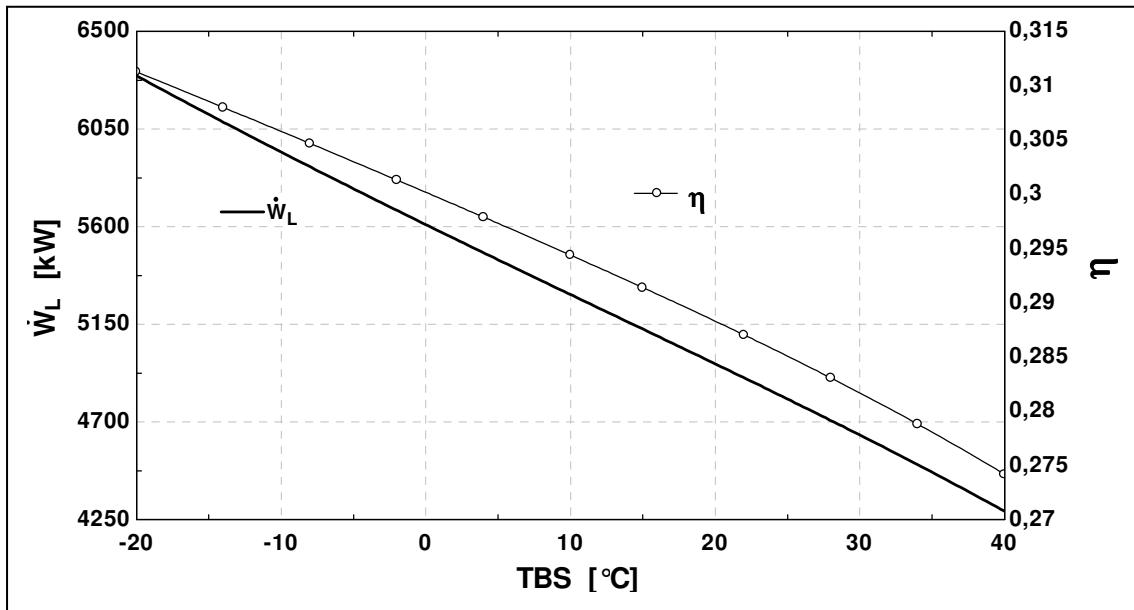


FIGURA 4.10- Influência da temperatura do ar no  $\eta$  e  $\dot{W}_L$  da TG ( $P_{ar}=101$  kPa;  $T_3=1200$  °C;  $\phi = 0,6$  )

Nestas simulações foram fixadas a pressão atmosférica ( $P_{ar_1}$ ), a temperatura de entrada na turbina ( $T_3$ ) e a umidade relativa do ar ( $\phi$ ), variando-se apenas a temperatura de admissão ( $T_{ar_1}$ ) alterando-se assim apenas o volume específico do ar e, como consequência, a vazão mássica de ar uma vez que a vazão volumétrica é considerada constante.

#### 4.2.4.2 Influência da umidade do ar nos parâmetros de operação da TG

Pela equação (91) vê-se que a potência da TG ideal depende do produto  $cp_{ar_{TG}} M_{ar_{TG}}$ .

Como a água tem sua massa molecular menor que a do ar seco, um aumento da umidade leva a uma diminuição da massa molecular. Com o calor específico ocorre exatamente o contrário, pois a água tem calor específico maior que o do ar seco.

A figura 4.11 ilustra as variações de  $M_{ar}$ , do  $cp_{ar_{TG}}$  e do produto  $cp_{ar_{TG}} M_{ar_{TG}}$  com a umidade relativa do ar. Nota-se pela figura que o aumento do calor específico com a umidade ( $\sim 3,7\%$ ) é maior que a diminuição do mol com a umidade ( $-1,2\%$ ) levando a um aumento do produto  $cp_{ar_{TG}} M_{ar_{TG}}$  com a umidade relativa do ar fazendo com que a potência gerada na TG ideal aumente, considerando-se o calor específico igual no compressor e na turbina. Numa turbina real o calor específico dos gases gerados na câmara de combustão é maior que o do ar que entra no compressor como se pode ver na figura 4.11.

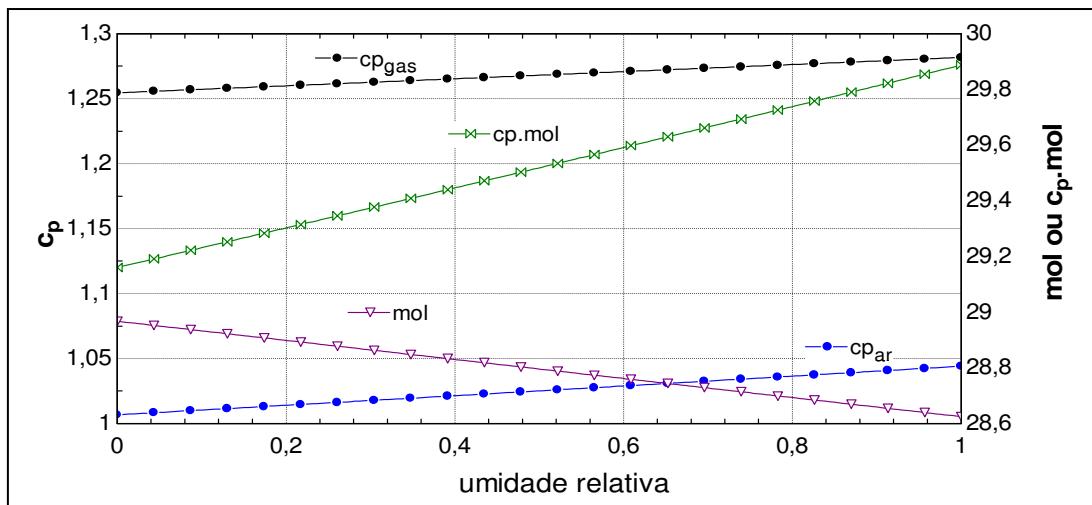


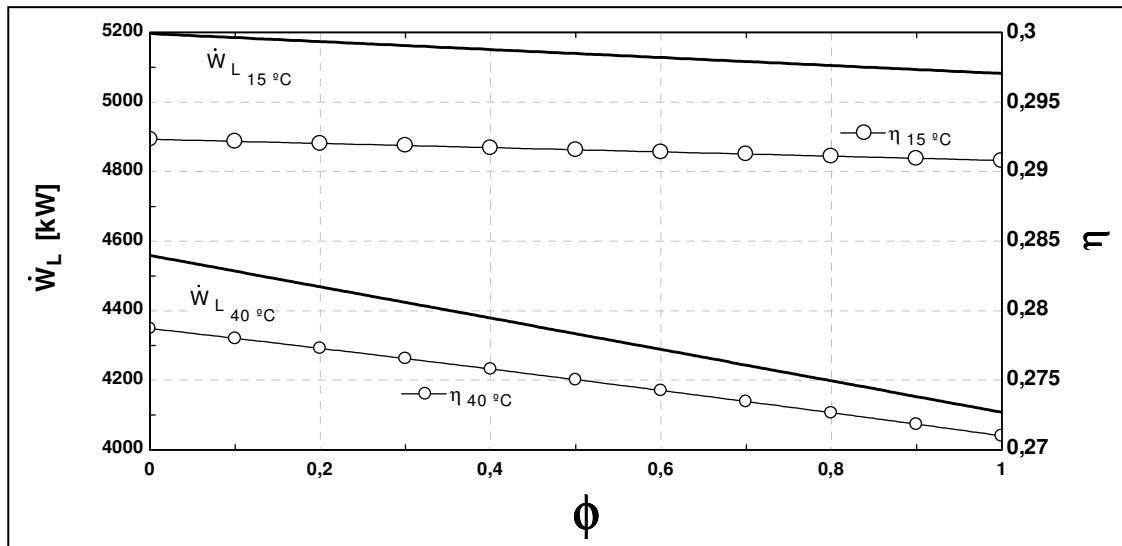
FIGURA 4.11 – Influência da umidade no  $cp_{ar}$   $cp_{gas}$ , mol e  $cp.mol$ .  $P_{ar_1}=101$  kPa,  $T_{ar_1}=25$  °C

Numa TG real onde se calcula a potência considerando-se as variações no calor específico do ar e dos gases tanto com a composição quanto com a temperatura este procedimento de avaliação não pode ser usado diretamente.

A avaliação da influência da umidade relativa do ar nos parâmetros operacionais do simulador de TG depende da forma de análise utilizada.

Caso o sistema de análise mantenha o excesso de ar fixo na câmara de combustão a umidade do ar afeta negativamente a potência e o rendimento da turbina a gás.

A figura 4.12 mostra, através da inclinação das curvas, que a influência da umidade relativa é mais pronunciada nas temperaturas mais elevadas do ar na entrada da turbina (2,2 % se  $T_{ar_1} = 15^{\circ}C$  e 10 % se  $T_{ar_1} = 40^{\circ}C$ , para a potência) e (0,7 % se  $T_{ar_1} = 15^{\circ}C$  e 3 % se  $T_{ar_1} = 40^{\circ}C$ , para o rendimento).



Considerando-se a temperatura na entrada da turbina ( $T_3$ ) fixa num determinado valor, o aumento da umidade relativa leva a um incremento da potência produzida com consequente aumento do consumo de combustível como mostra a figura 4.13.

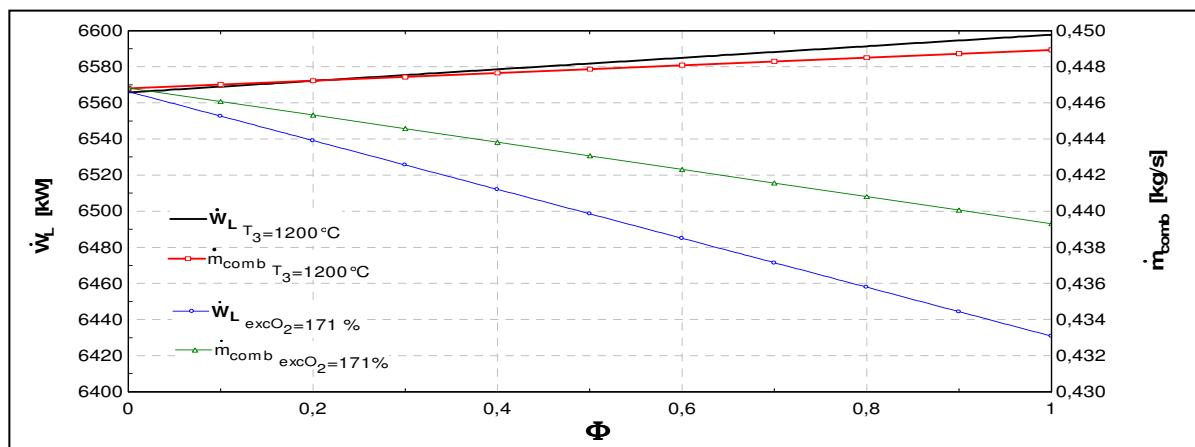


FIGURA 4.13 – Influência da umidade relativa na potência e consumo de combustível de uma TG em função da forma de análise. Par<sub>i</sub>=101 kPa, T<sub>i</sub>=25 °C, rp=14,9, η<sub>CP</sub>=0,85 e η<sub>TG</sub>=0,83, V<sub>g<sub>i</sub></sub>=17 m<sup>3</sup>/s, fr=0

A figura 4.13 mostra as diferenças entre uma situação onde a temperatura de entrada da turbina é fixa e outra com o excesso de ar na câmara de combustão fixado. Podemos notar que a potência e o consumo de combustível são maiores no primeiro caso. Nota-se também que a elevação percentual da potência é menor no primeiro caso (+0,5 %) que a perda que ocorre no segundo (-2 %). O mesmo ocorre com o consumo de combustível (+0,47% e -1,7 %).

Isto significa que o impacto da variação da umidade do ar é menor quando a temperatura de entrada na turbina é mantida num valor constante pré-selecionado.

#### 4.2.4.3 Influência da pressão do ar nos parâmetros de operação de TG

- **Influência da pressão na vazão mássica de ar na entrada da TG**

A pressão atmosférica interfere na massa de ar admitida na turbina a gás, pois uma vez que a vazão volumétrica aspirada pelo equipamento seja considerada constante, com o aumento da pressão há um aumento na massa específica do ar e, como consequência, aumento da vazão mássica de ar admitida na turbina a gás. Isto faz com que mais combustível possa ser queimado levando a aumento na potência.

Pela figura 4.14 podemos ver que a quantidade de ar seco admitida numa turbina a gás é influenciada muito mais pela pressão atmosférica que pela umidade do ar.

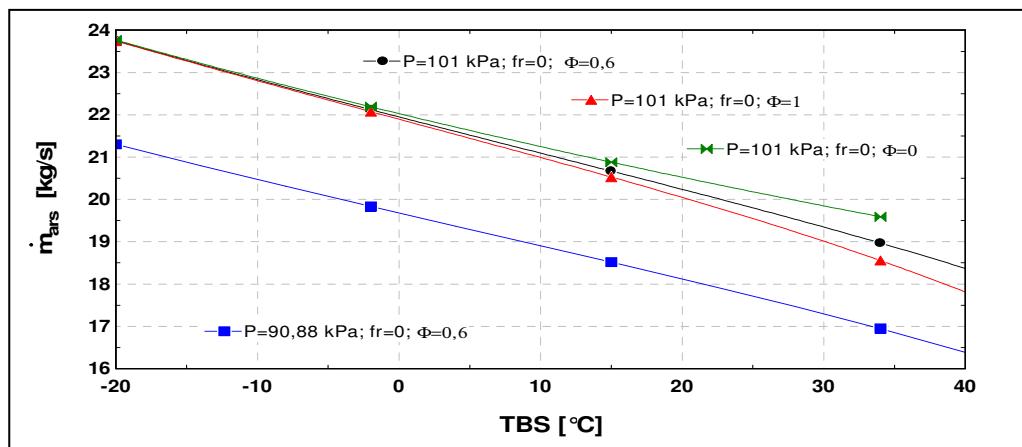


FIGURA 4.14– Influência dos parâmetros atmosféricos na massa de ar seco admitida numa TG  
 $r_p=14,9$ ,  $\eta_{CP}=0,85$  e  $\eta_{TG}=0,83$ ,  $V_1=17 \text{ m}^3/\text{s}$ , exc  $O_2=230 \%$

- **Influência da pressão na potência e rendimento da TG.**

Pela equação (91), considerando-se que  $rp$  seja constante, ou seja, qualquer alteração na pressão  $P_1$  implica em alteração na  $P_2$  de tal forma que  $rp = P_2 / P_1 = CONSTANTE$ , pode-se dizer que a potência é função direta da pressão, isto é, aumentando a pressão do ar na entrada aumenta a potência da TG proporcionalmente. Podemos ver na figura 4.15 que o aumento da pressão atmosférica leva a um aumento de aproximadamente 12,5 % na potência, porém pouco influencia no rendimento.

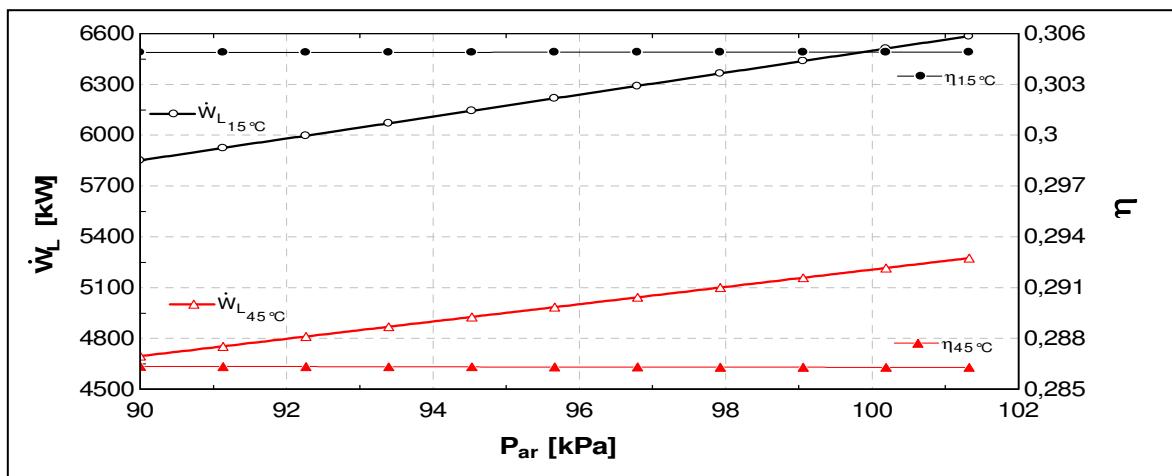


FIGURA 4.15– Influência da pressão atmosférica na potência e no rendimento energético de TG  
 $T_1=25^\circ\text{C}$  e  $T_1=45^\circ\text{C}$ ,  $T_3=1200^\circ\text{C}$ ,  $rp=14,9$ ,  $\eta_{CP}=0,85$  e  $\eta_{TG}=0,83$ ,  $fr=0$ ,  $V_1=17\text{ m}^3/\text{s}$   
 A pressão do ar atmosférico está relacionada diretamente com a altitude do local como mostra o quadro 4.3 e isto influencia significativamente no volume específico do ar.

QUADRO 4.3 – Relação da pressão atmosférica com a altitude

Altitude (m)	Temperatura (K)	Pressão (kPa)	Altitude (m)	Temperatura (K)	Pressão (kPa)	Altitude (m)	Temperatura (K)	Pressão (kPa)
0	288,15	101,325	3500	265,40	65,764	7000	242,65	41,061
500	284,90	95,461	4000	262,15	61,640	7500	239,40	38,251
1000	281,65	89,875	4500	258,90	57,728	8000	236,15	35,600
1500	278,40	84,556	5000	255,65	54,020	8500	232,90	33,099
2000	275,15	79,495	5500	252,40	50,507	9000	229,65	30,742
2500	271,90	74,683	6000	249,15	47,181	9500	226,40	28,524
3000	268,65	70,109	6500	245,90	44,035	10000	223,15	26,436

REFERÊNCIA: ASHRAE (1997)

Como consequência disto, a massa admitida na turbina, considerando-se a vazão volumétrica constante, torna-se cada vez menor se a altitude onde o equipamento se encontra aumenta. Por

esta razão as turbinas a gás de aeronaves têm sistemas que alteram a vazão volumétrica a medida que mudam de altitude.

#### 4.2.5 Gases poluentes estudados

A operação de uma turbina a gás, como a de qualquer outro equipamento que envolva uma reação de combustão produz uma série de gases que podem ser considerados nocivos ao meio ambiente. A análise completa deste espectro é muito complexa e foge ao escopo deste trabalho. No entanto, para estudar as influências dos sistemas de resfriamento do ar de entrada na geração de poluentes, escolheram-se dois gases: o monóxido de carbono (CO) e monóxido de nitrogênio (NO).

O estudo destes gases considera que a reação de combustão apresentada em 4.2.1 atinja o equilíbrio químico, o que não acontece num equipamento real. Por esta razão os valores teóricos calculados destes gases são muito mais elevados que os apresentados pelos equipamentos reais.

A figura 4.16 mostra a influência dos parâmetros atmosféricos na geração de NO na turbina a gás operando sozinha.

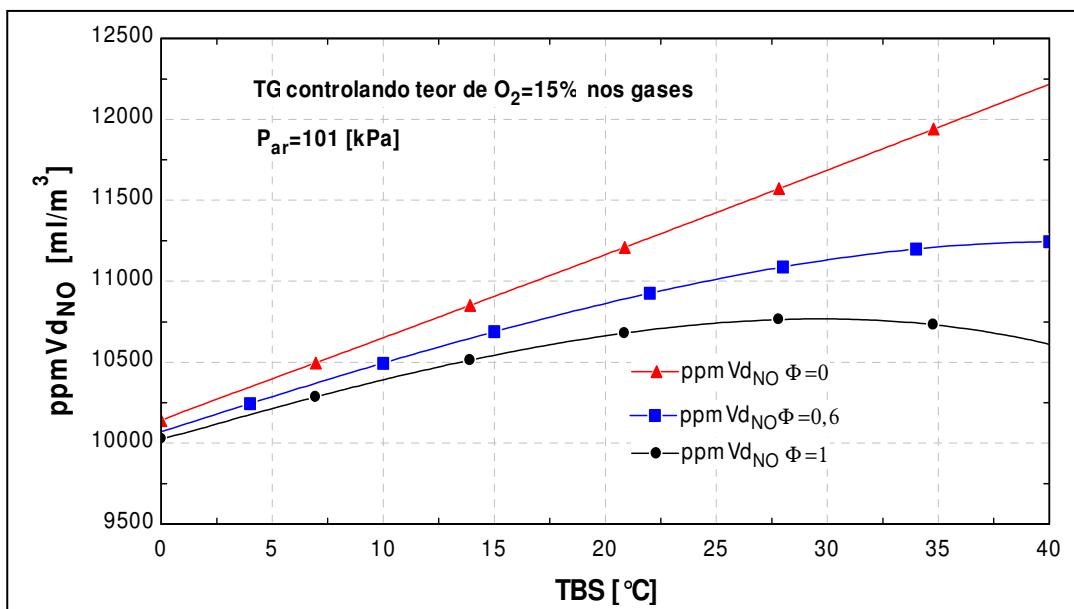


FIGURA 4.16– Influência das condições do ar na geração de NO na TG  
 $r_p=14,9$ ,  $\eta_{CP}=0,85$  e  $\eta_{TG}=0,83$ ,  $V_i=17 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $fr=0$

Os valores foram calculados para uma TG operando em condições cujos gases na saída tivessem um teor de oxigênio de 15 %.

A pressão atmosférica é de 101 kPa.

Nota-se que maiores temperaturas do ar de entrada aumentam a produção de NO.

Pode ser visto também que a umidade exerce uma influência positiva na geração deste gás, ou seja, a presença de maior umidade diminui a quantidade gerada deste poluente. Esta influência cresce com o aumento da temperatura do ar como se pode ver pelo distanciamento das linhas de umidades diferentes no gráfico

Da mesma forma que ocorre com o NO, a umidade relativa é benéfica considerando-se a geração de CO como se pode ver pela figura 4.17.

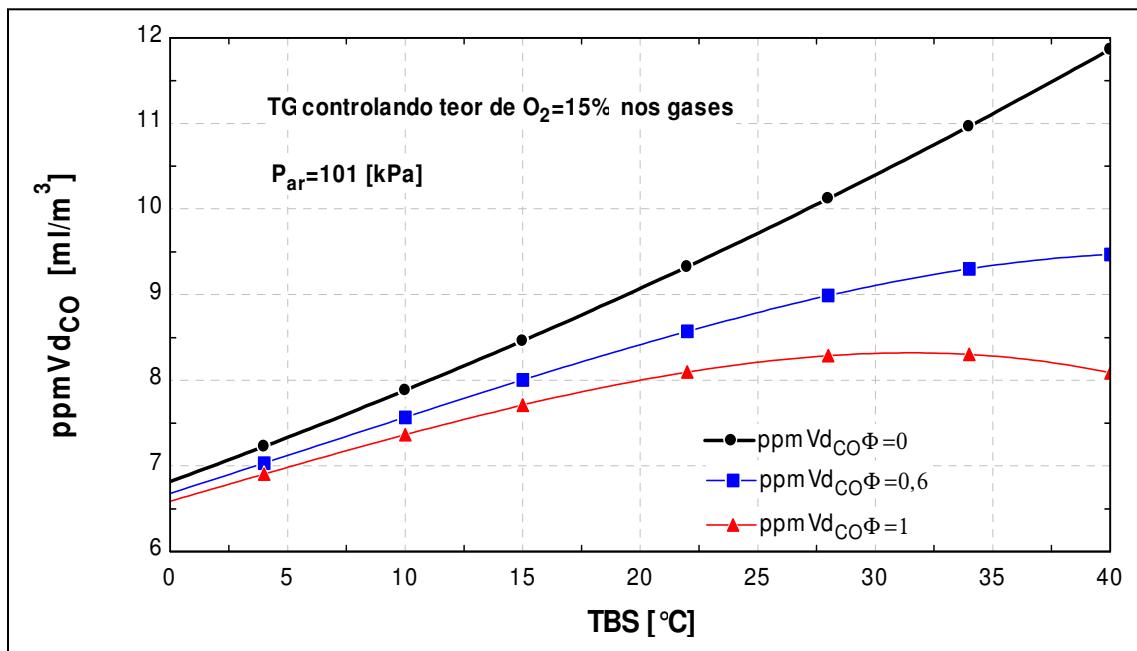


FIGURA 4.17– Influência das condições do ar na geração de CO na TG  
 $rp=14,9$ ,  $\eta_{CP}=0,85$  e  $\eta_{TG}=0,83$ ,  $V_i=17 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $fr=0$

Pode ser ressaltado que temperaturas do ar de entrada menores levam a menor emissão de gases o que permite dizer que é melhor gerar energia com TG em regiões mais frias, por exemplo, é melhor instalar TG em Porto Alegre que em Belém do Pará.

# CAPÍTULO 5 – SISTEMAS DE RESFRIAMENTO

## 5.1 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

O resfriamento evaporativo que é tratado por RE daqui para frente é mostrado na figura 5.1.

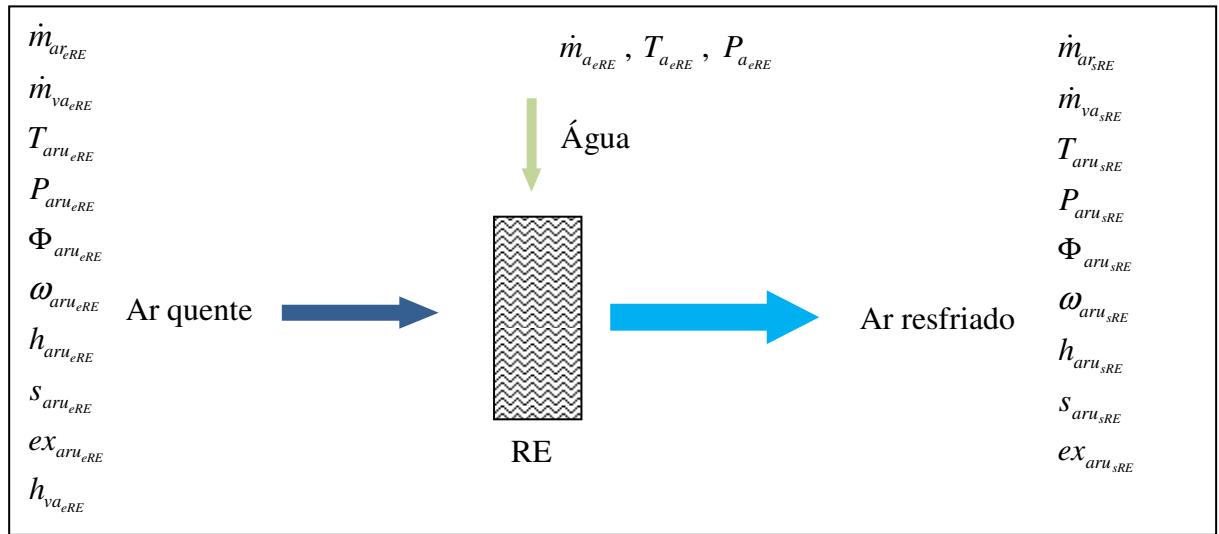


FIGURA 5.1-Esquema de processo de resfriamento evaporativo (RE)

### 5.1.1 Modelagem matemática do sistema de resfriamento evaporativo.

A modelagem matemática foi elaborada tomando-se como base o volume de controle mostrado na figura 5.1 e como fluido o ar úmido (AirH<sub>2</sub>O do EES).

Além daquelas apresentadas em 4.1 a seguinte simplificação específica para RE foi adotada:

- A energia do ar é usada apenas para evaporar a água (que se encontra na temperatura de saturação adiabática) e toda água líquida introduzida passa para a fase de vapor.

Desta forma tem-se:

Balanço de massa do ar seco:

$$\dot{m}_{ar_eRE} = \dot{m}_{ar_sRE} \quad (94)$$

Balanço de massa de água:

$$\dot{m}_{a_eRE} + \dot{m}_{va_eRE} = \dot{m}_{va_sRE} \quad (95)$$

Balanço de massa total:

$$\dot{m}_{ar_{eRE}} + \dot{m}_{va_{eRE}} + \dot{m}_{a_{eRE}} = \dot{m}_{ar_{sRE}} + \dot{m}_{va_{sRE}} \quad (96)$$

Como  $\dot{m}_{ar_{eRE}} = \dot{m}_{ar_{sRE}}$  e dividindo-se por  $\dot{m}_{ar_{eRE}}$  tem-se:

$$1 + \frac{\dot{m}_{va_{eRE}}}{\dot{m}_{ar_{eRE}}} + \frac{\dot{m}_{a_{eRE}}}{\dot{m}_{ar_{eRE}}} = 1 + \frac{\dot{m}_{va_{sRE}}}{\dot{m}_{ar_{eRE}}} \quad (97)$$

$$\omega_{aru_{eRE}} + \frac{\dot{m}_{a_{eRE}}}{\dot{m}_{ar_{eRE}}} = \omega_{aru_{sRE}} \quad (98)$$

$$\frac{\dot{m}_{a_{eRE}}}{\dot{m}_{ar_{eRE}}} = \omega_{aru_{sRE}} - \omega_{aru_{eRE}} \quad (99)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_{ar_{eRE}} h_{aru_{eRE}} + \dot{m}_{a_{eRE}} h_{a_{eRE}} + \dot{Q}_{RE} = \dot{m}_{ar_{sRE}} h_{aru_{sRE}} + \dot{W}_{RE} \quad (100)$$

Como,  $\dot{Q}_{RE} = 0$ , pois o sistema é adiabático e  $\dot{W}_{RE} = 0$ , pois não existe trabalho e dividindo-se por  $\dot{m}_{ar_{eRE}}$  tem-se:

$$h_{aru_{eRE}} + \frac{\dot{m}_{a_{eRE}}}{\dot{m}_{ar_{eRE}}} h_{a_{eRE}} = h_{aru_{sRE}} \quad (101)$$

Pela definição de rendimento energético dada pela equação (39) e pelas simplificações adotadas, o rendimento energético do RE é:

$$\eta_{e_{RE}} = 1 \quad (102)$$

Balanço de entrópico:

$$\dot{m}_{aru_{eRE}} s_{aru_{eRE}} + \dot{m}_{a_{eRE}} s_{a_{eRE}} + \frac{\dot{Q}_{RE}}{T_{RE}} + \dot{\sigma}_{RE} = \dot{m}_{aru_{sRE}} s_{aru_{sRE}} \quad (103)$$

Como,  $\dot{Q}_{RE} = 0$ , pois o sistema é adiabático e  $\dot{W}_{RE} = 0$ , pois não existe trabalho tem-se:

$$\dot{m}_{aru_{eRE}} s_{aru_{eRE}} + \dot{m}_{a_{eRE}} s_{a_{eRE}} + \dot{\sigma}_{RE} = \dot{m}_{aru_{sRE}} s_{aru_{sRE}} \quad (104)$$

Balanço exergético:

$$\dot{m}_{aru_{eRE}} ex_{aru_{eRE}} + \dot{m}_{a_{eRE}} ex_{a_{eRE}} + \dot{Q}_{RE} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{RE}} \right) - T_0 \dot{\sigma}_{RE} = \dot{m}_{aru_{sRE}} ex_{aru_{sRE}} + \dot{W}_{RE} \quad (105)$$

Sendo,  $\dot{Q}_{RE} = 0$  e  $\dot{W}_{RE} = 0$ , então:

$$\dot{m}_{aru_{eRE}} ex_{aru_{eRE}} + \dot{m}_{a_{eRE}} ex_{a_{eRE}} - T_0 \dot{\sigma}_{RE} = \dot{m}_{aru_{sRE}} ex_{aru_{sRE}} \quad (106)$$

Pela definição de rendimento exergético dada pela equação (40) tem-se:

$$\eta_{ex_{RE}} = \frac{\dot{m}_{aru_{sRE}} ex_{aru_{sRE}}}{\dot{m}_{aru_{eRE}} ex_{aru_{eRE}} + \dot{m}_{a_{eRE}} ex_{a_{eRE}}} \quad (107)$$

Taxa de irreversibilidade no RE

$$\dot{I}_{RE} = T_0 \dot{\sigma}_{RE} \quad (108)$$

A equação (36) que define a efetividade do RE faz parte da modelagem.

$$\epsilon_{RE} = \frac{T_{aru_{eRE}} - T_{aru_{sRE}}}{T_{aru_{eRE}} - TBU_{aru_{eRE}}} \quad (36)$$

### 5.1.2 Validação do modelo de RE.

A validação do modelo matemático do RE, considerando-se as ressalvas apresentadas para o modelo de TG, foi realizada a partir dos dados do equipamento da CATERMO (2006) que é do tipo de contato, constituído de painéis com superfície de contato bastante elevada que permanecem úmidos enquanto o ar passa através deles. Este equipamento é menos oneroso que o de borrifamento tanto do ponto de vista de investimento quanto operacional.

Os valores adotados para os parâmetros do modelo matemático de RE são apresentados no quadro 5.1.

QUADRO 5.1 – Valores adotados na validação do RE

Parâmetro	Valor adotado
Efetividade ( $\epsilon_{RE}$ )	0,80
Vazão de ar na entrada ( $m^3/h$ )	2000 a 25000
Temperatura de bulbo seco do ar na entrada ( $^{\circ}C$ )	25 a 40
Umidade do ar na entrada (%)	0,3 a 1

Compararam-se os valores de vazão de água e das reduções de temperatura calculados pelo simulador com os apresentados no catálogo do fabricante (CATERMO/MONITRON).

O quadro 5.2 mostra os resultados da validação em termos de redução de temperatura.

QUADRO 5.2 – Comparação dos resultados de redução de temperatura

$\Phi$	CATERMO				SIMULADOR				DESVIO (%)			
	25°C	30°C	35°C	40°C	25°C	30°C	35°C	40°C	25°C	30°C	35°C	40°C
0,3	8,5	9,6	10,8	12,0	8,46	9,62	10,78	11,92	-0,5	+0,2	-0,2	-0,7
0,4	7,1	8,0	8,8	9,7	7,03	7,95	8,85	9,74	-1,0	-0,6	+0,5	+0,4
0,5	5,7	6,5	7,1	7,8	5,69	6,40	7,09	7,76	-0,2	-1,5	-0,1	-0,5
0,6	4,4	5,0	5,5	5,9	4,42	4,95	5,46	5,95	-0,5	-1,0	-0,7	+0,8
0,7	3,2	3,6	4,0	4,4	3,22	3,60	3,95	4,29	+0,6	0,0	-1,3	-2,5

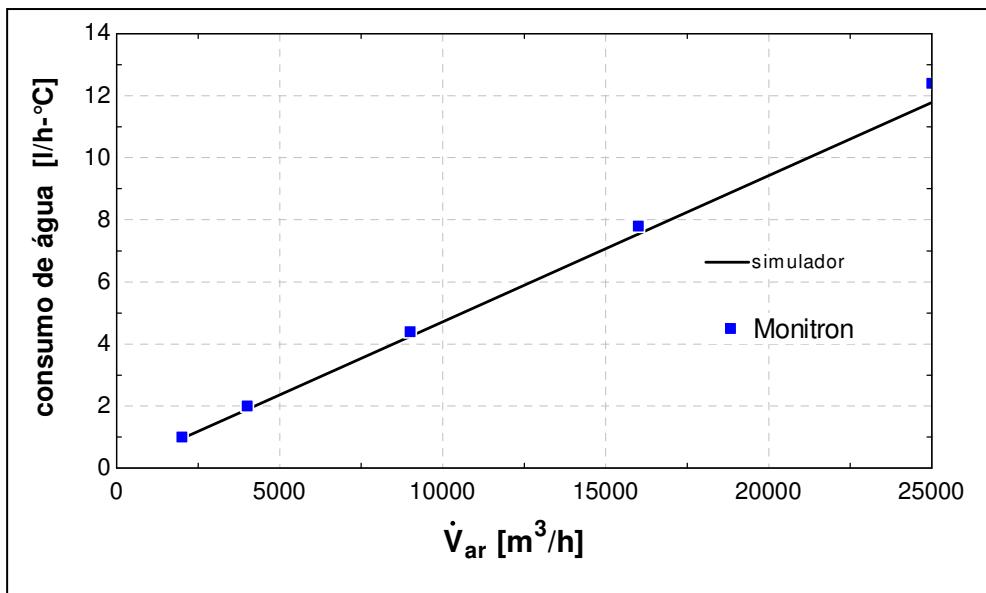


FIGURA 5.2 – Validação do modelo matemático do resfriamento evaporativo  
 $\varepsilon=0,80$ ;  $\Phi=0,6$ ;  $T_{AR}=25^{\circ}\text{C}$

A figura 5.2 mostra a validação do modelo de RE com o equipamento da CATERMO (2006) para o ar a  $25^{\circ}\text{C}$  e 60 % de umidade relativa, considerando-se o consumo de água por grau de redução de temperatura.

O desvio médio ficou em  $(-4,7 \pm 1,3)\%$  isto é, o simulador apresenta um consumo de água um pouco menor que o informado pelo fabricante.

### 5.1.3 Influência das características psicrométricas do ar no RE.

A avaliação da influência das características do ar atmosférico no RE é apresentada a seguir.

#### 5.1.3.1 Influência da umidade do ar atmosférico no resfriamento evaporativo.

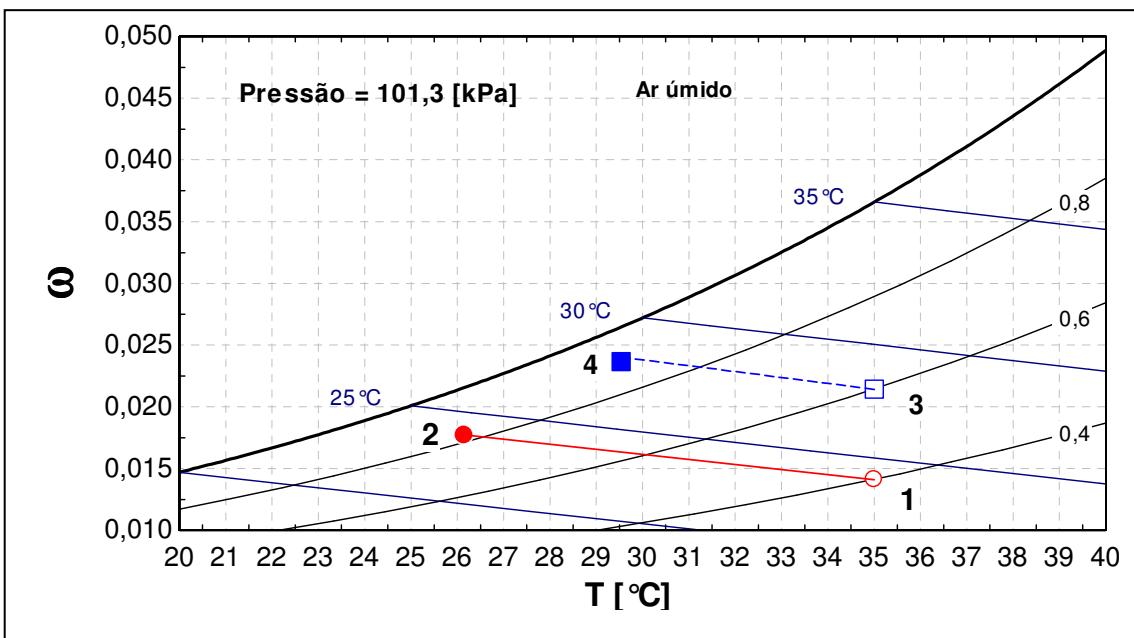


FIGURA 5.3- Representação do processo do RE com  $E=0,80$

A figura 5.3, mostra numa carta psicrométrica a variação ocorrida durante um processo de resfriamento evaporativo. Pode ser visto que o RE sofre uma grande influência da umidade relativa do ar na entrada. Estando o ar na condição 1 ( $35^{\circ}\text{C}; \Phi=0,4$ ) ao entrar num equipamento que trabalhe com eficiência de 80 % sairá do equipamento na condição 2 ( $26,5^{\circ}\text{C}; \Phi=0,83$ ). Caso o ar esteja mais úmido, como na condição 3 ( $35^{\circ}\text{C}; \Phi=0,6$ ) sairá do equipamento na condição 4 ( $29,5^{\circ}\text{C}; \Phi=0,9$ ).

#### 5.1.3.2 Influência da temperatura do ar atmosférico no resfriamento evaporativo.

A redução de temperatura conseguida com o uso de RE depende da temperatura de entrada. Assim, num equipamento que trabalhe com uma eficiência de 80 %, recebendo ar com 60 %

de umidade, se a temperatura de entrada for 15 °C a temperatura de saída será 11,7°C (22 % de redução) e se a entrada for 40 °C a saída será 30,3 °C (redução de 14,9 %).

Isto significa que quanto maior a temperatura na entrada menor será a redução percentual da temperatura.

A figura 5.4, mostra a influência da temperatura do ar na entrada no resultado final.

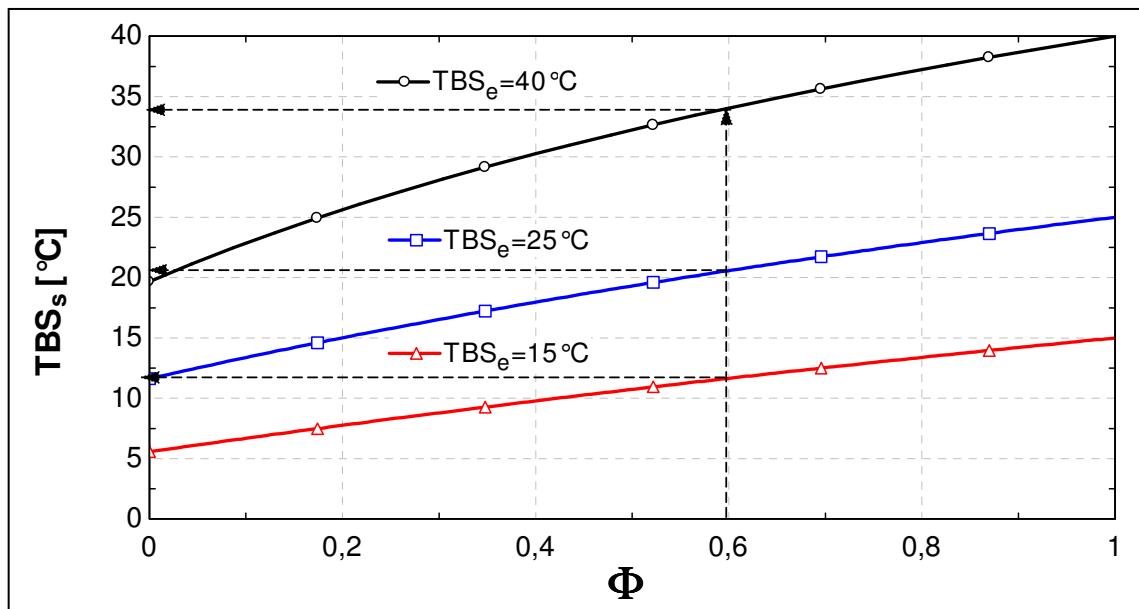


FIGURA 5.4 – Influência da temperatura do ar atmosférico na temperatura final do ar resfriado  
 $\varepsilon=0,80$ ,  $P_{at}=101$  kPa

## 5.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O sistema de resfriamento por absorção considerado neste trabalho está representado na figura 5.5.

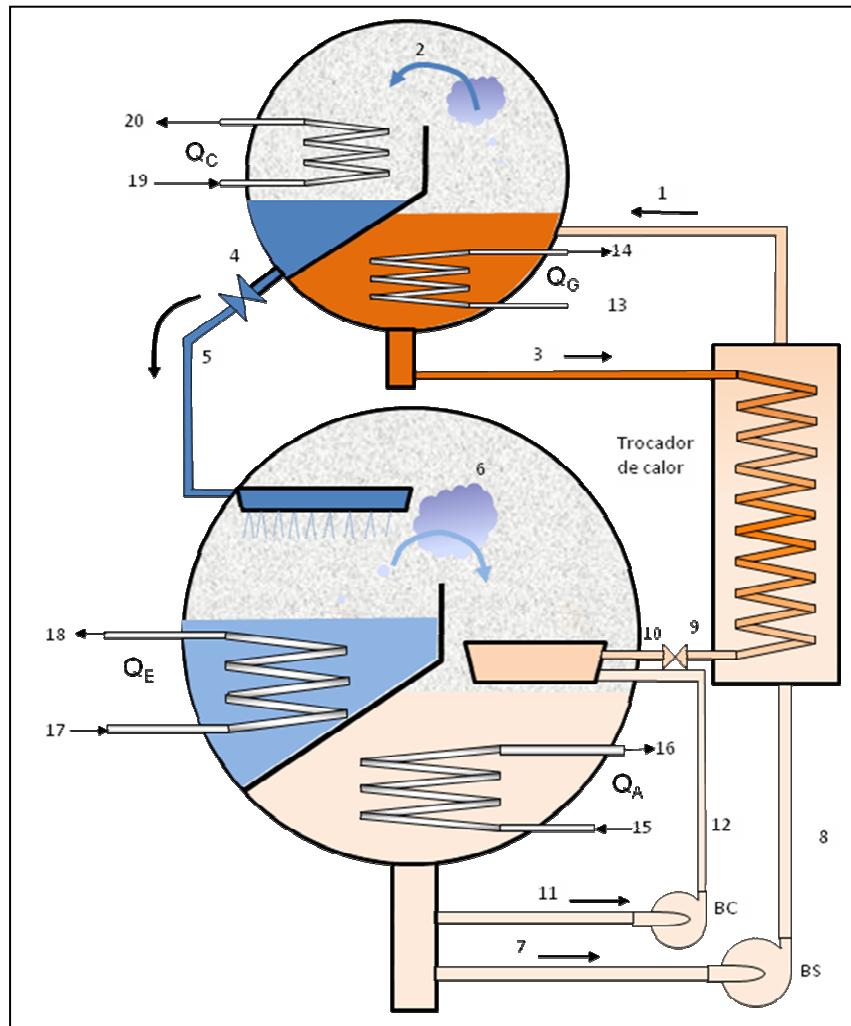


FIGURA 5.5 – Esquema de um sistema de refrigeração por absorção (RA)

### 5.2.1 Modelagem matemática do ciclo de refrigeração por absorção (RA).

Além daquelas apresentadas em 4.1 as seguintes simplificações específicas para o ciclo de refrigeração por absorção foram adotadas:

- O equipamento foi considerado isolado, isto é, não foram consideradas trocas com o meio ambiente tais como entrada de ar e perdas de calor pelo isolamento térmico. Foram

consideradas apenas trocas de calor com os fluidos de aquecimento e resfriamento e consumo de trabalho na bomba de solução diluída (BS).

A modelagem matemática desenvolvida foi baseada na figura 5.5.

### ***Gerador***

Balanço material:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (109)$$

Balanço material do soluto:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_3 x_3 \quad (110)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_G = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (111)$$

Dividindo-se o balanço material do soluto por  $\dot{m}_2$  teremos:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} x_1 = x_2 + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_2} x_3 \quad (112)$$

Definindo-se relação de circulação ( $rc$ ) como sendo a divisão da vazão da solução que entra no gerador ( $\dot{m}_1$ ) pela vazão de refrigerante que sai do gerador ( $\dot{m}_2$ )

$$rc = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \quad (113)$$

substituindo-se as equações 109 e 113 na equação 112 e rearranjando, teremos:

$$rc x_1 = x_2 + (rc - 1)x_3 \quad (114)$$

$$rc = \frac{x_3 - x_2}{x_3 - x_1} \quad (115)$$

como, no sistema de absorção se considera a concentração de LiBr no refrigerante nula, então

$$rc = \frac{x_3}{x_3 - x_1} \quad (116)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_1 s_1 + \frac{\dot{Q}_G}{T_G} + \dot{\sigma}_{sol_G} = \dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_3 s_3 \quad (117)$$

Taxa de irreversibilidade interna no gerador

$$\dot{I}_{sol_G} = T_0 \dot{\sigma}_{sol_G} \quad (118)$$

### **Condensador**

Balanço material:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 \quad (119)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_C = \dot{m}_4 h_4 \quad (120)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_2 s_2 + \frac{\dot{Q}_C}{T_C} + \dot{\sigma}_{ref_C} = \dot{m}_4 s_4 \quad (121)$$

Taxa de irreversibilidade interna no condensador

$$\dot{I}_{ref_C} = T_0 \dot{\sigma}_{ref_C} \quad (122)$$

### **Válvula de expansão**

Balanço material:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (123)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 \quad (124)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_4 s_4 + \dot{\sigma}_{VE} = \dot{m}_5 s_5 \quad (125)$$

Taxa de irreversibilidade na válvula de expansão

$$\dot{I}_{VE} = T_0 \dot{\sigma}_{VE} \quad (126)$$

### *Evaporador*

Balanço material:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (127)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_E = \dot{m}_6 h_6 \quad (128)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_5 s_5 + \frac{\dot{Q}_E}{T_E} + \dot{\sigma}_{ref_E} = \dot{m}_6 s_6 \quad (129)$$

Taxa de irreversibilidade

$$\dot{I}_{ref_E} = T_0 \dot{\sigma}_{ref_E} \quad (130)$$

### *Absorvedor*

Balanço material:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{12} \quad (131)$$

Balanço material do soluto:

$$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{11} x_{11} = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{12} x_{12} \quad (132)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{Q}_A = \dot{m}_7 \times h_7 + \dot{m}_{11} h_{11} \quad (133)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_{10} s_{10} + \dot{m}_{12} s_{12} + \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{\sigma}_{sol_A} = \dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_{11} s_{11} \quad (134)$$

Taxa de irreversibilidade interna no absorvedor

$$\dot{I}_{sol_A} = T_0 \dot{\sigma}_{sol_A} \quad (135)$$

### **Bomba de controle de capacidade (BC)**

A necessidade de resfriamento do ar pode variar em função dos fatores atmosféricos. Como o estudo foi realizado com condições bem diversas, optou-se por simular a existência de uma bomba de vazão variável instalada na saída do absorvedor, circulando parte da solução diluída para o absorvedor de maneira a variar a vazão para a bomba de solução diluída e, como consequência, a capacidade de refrigeração.

O mesmo efeito poderia ser obtido através de uma válvula instalada na descarga da bomba de solução diluída desviando parte da vazão para o absorvedor. Este método resultaria em maior perda de energia devido à diferença de pressões entre a descarga da bomba de solução diluída e o absorvedor.

Outra forma de controle de capacidade é o uso de bomba re-circulando o refrigerante líquido no evaporador (água) em vez de recircular a solução diluída. Este processo é o mais usual em equipamentos reais.

Balanço material:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad (136)$$

Balanço material do soluto:

$$\dot{m}_{12}x_{12} = \dot{m}_{11}x_{11} \quad (137)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{W}_{BC} \quad (138)$$

Pelas simplificações assumidas (sem perda de carga)

$$W_{BC} = 0 \quad (139)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{11}s_{11} + \dot{\sigma}_{BC} = \dot{m}_{12}s_{12} + \dot{W}_{BC} \quad (140)$$

Taxa de irreversibilidade

$$\dot{I}_{BC} = T_0 \dot{\sigma}_{BC} \quad (141)$$

**Válvula redutora de pressão**

Balanço material:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (142)$$

Balanço material do soluto:

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10} \quad (143)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (144)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_9 s_9 + \dot{\sigma}_{VRP} = \dot{m}_{10} s_{10} \quad (145)$$

Taxa de irreversibilidade

$$\dot{I}_{VRP} = T_0 \dot{\sigma}_{VRP} \quad (146)$$

**Trocador de calor**

Balanço material da solução concentrada:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_9 \quad (147)$$

Balanço material da solução diluída:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 \quad (148)$$

Balanço material do soluto na solução diluída:

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_9 x_9 \quad (149)$$

Balanço material do soluto na solução concentrada:

$$\dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_1 x_1 \quad (150)$$

Balanço energético global:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_9 h_9 \quad (151)$$

Balanço entrópico global:

$$\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_8 s_8 + \dot{\sigma}_{TC} = \dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_9 s_9 \quad (152)$$

Taxa de irreversibilidade

$$\dot{I}_{TC} = T_0 \dot{\sigma}_{TC} \quad (153)$$

Definindo-se efetividade do trocador de calor como:

$$\varepsilon_{TC} = \frac{\dot{Q}_{TC}}{\dot{Q}_{TC_{\max}}} \quad (154)$$

onde  $\dot{Q}$  é a quantidade de calor trocada entre os fluídos e  $\dot{Q}_{\max}$  é a máxima quantidade de calor possível de ser trocada entre os fluídos.

A quantidade de calor trocada pelo fluído quente (solução concentrada) é:

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_3 c_{sc} (T_3 - T_9) \quad (155)$$

A quantidade de calor trocada pelo fluído frio (solução diluída) é:

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_1 c_{sd} (T_1 - T_8) \quad (156)$$

Define-se

$$\dot{Q}_{TC_{\max}} = \min(\dot{m}_1 c_{sd}; \dot{m}_3 c_{sc}) (T_3 - T_8) \quad (157)$$

Pela equação (109),  $\dot{m}_3 < \dot{m}_1$  e, como informa Perry (1997),  $c_{sc} < c_{sd}$  temos que

$$\dot{m}_3 c_{sc} < \dot{m}_1 c_{sd} \quad (158)$$

então

$$\dot{Q}_{TC_{\max}} = \dot{m}_3 c_{sc} (T_3 - T_8) \quad (159)$$

$$\varepsilon_{TC} = \frac{\dot{m}_3 c_{sc} (T_3 - T_9)}{\dot{m}_3 c_{sc} (T_3 - T_8)} \quad (160)$$

$$\varepsilon_{TC} = \frac{T_3 - T_9}{T_3 - T_8} \quad (161)$$

### **Bomba de solução diluída**

Balanço material:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (162)$$

Balanço material do soluto:

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 \quad (163)$$

Balanço energético:

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{W}_{Bsd} \quad (164)$$

Pelas simplificações assumidas,

$$\dot{W}_{Bsd} = \frac{\dot{m}_7 v_7 (P_8 - P_7)}{\eta_{Bsd}} \quad (165)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_7 s_7 + \dot{\sigma}_{Bsd} = \dot{m}_8 s_8 \quad (166)$$

Taxa de irreversibilidade

$$\dot{I}_{Bsd} = T_0 \dot{\sigma}_{Bsd} \quad (167)$$

### **Balanços globais**

Como foi assumido que o equipamento não tem trocas materiais com meio ambiente então:

Balanço energético:

$$\sum_i \dot{Q}_i + \sum_j \dot{W}_j = 0 \quad (168)$$

Define-se Coeficiente de eficácia de um ciclo de refrigeração por absorção pela relação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (169)$$

A taxa de irreversibilidade total interna ao RA é dada pela soma de todas as taxas parciais:

$$\dot{I}_{RA_i} = \sum_i \dot{I}_i \quad (170)$$

### 5.2.2 Validação do modelo de sistema de refrigeração por absorção

Considerando-se as mesmas ressalvas apontadas para o modelo de TG, a validação do modelo matemático de resfriamento por absorção foi realizada utilizando-se os dados de dois fabricantes, mostrados no quadro 5.3.

QUADRO 5.3 – Parâmetros utilizados nas validações do simulador de RA

Parâmetro	THERMAX INDIA(2002)	TUMA/BROAD(2006)
Capacidade de resfriamento (kW)	352 a 1400	174 a 23260
Temperatura da água gelada (°C)	6,7	7
Temperatura de entrada da ag (°C)	12,2	12
Temperatura de entrada da agr (°C)	29,4	30
Temperatura de saída da agr (°C)	37,8	37
Fonte de calor	Vapor saturado a 1520 kPa	Gases quentes a 300°C
PARÂMETROS ADMITIDOS		
Pressão do gerador e condensador (kPa)	10	10
Pressão do evaporador e absorvedor (kPa)	0,8	0,8
Concentração da solução diluída (%)	51	50
Relação mássica ( $m_1/m_2$ )	10	10
Temperatura entrada do gerador - $T_1$ - (°C)	50	50

### 5.2.3 Validação com o equipamento da THERMAX INDIA.

O equipamento da THERMAX INDIA usa vapor de água saturado como fonte de calor que sai como condensado saturado.

O simulador de RA forneceu como resultados da validação com o equipamento da THERMAX INDIA os valores de vazão mássica de vapor saturado ( $\dot{m}_{vapor}$ ) consumido pelo equipamento.

Estes valores foram comparados com os fornecidos pelo fabricante.

Os resultados da validação estão representados na figura 5.6 onde se pode ver que existe boa concordância dos valores com uma diferença para menos de  $(-2,9 \pm 0,2 \%)$  com os equipamentos da THERMAX INDIA.

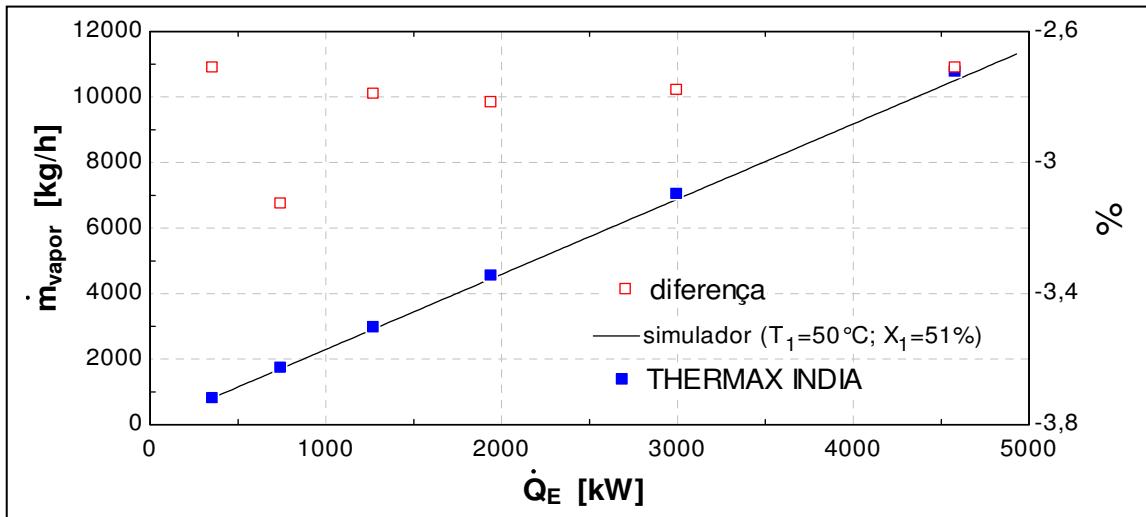


FIGURA 5.6 – Validação do modelo matemático de resfriamento por absorção com os equipamentos da THERMAX INDIA ( $P_C = 10 \text{ kPa}$   $P_E = 0,8 \text{ kPa}$ ;  $\text{COP} = 0,7$ )

#### 5.2.4 Validação com o equipamento da BROAD.

O equipamento da BROAD utiliza como fonte de calor, gás aquecido (considerado como ar seco) entrando no equipamento a  $300 \text{ }^{\circ}\text{C}$  e saindo a  $130 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Foi utilizado o fluido “Air” do EES na validação do modelo. Como resultado da validação o simulador calculou a vazão mássica de gases necessária para fornecer a energia para se obter o resfriamento estipulado ( $\dot{Q}_E$ ). Os valores da simulação estão colocados na figura 5.7.

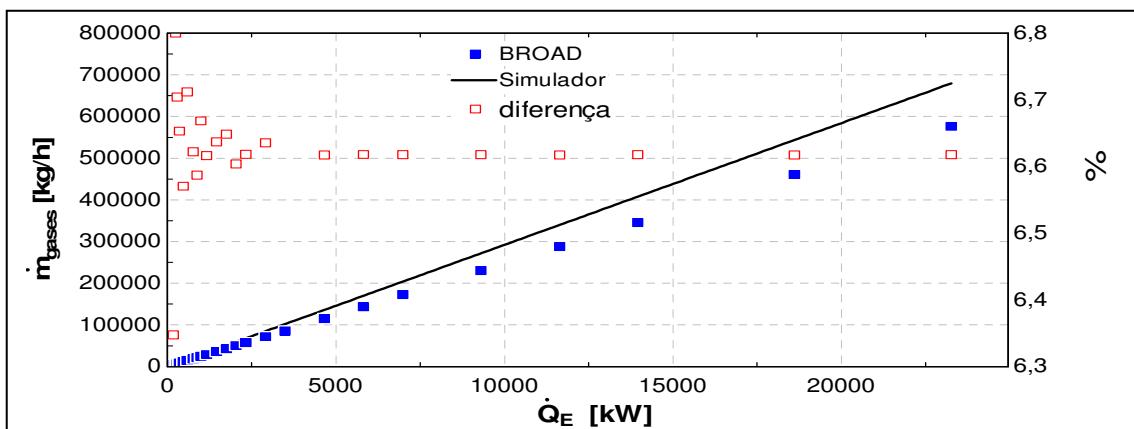


FIGURA 5.7 – Validação do modelo matemático de absorção com os equipamentos da BROAD.  
 $P_C = 10 \text{ kPa}$ ,  $P_E = 0,8 \text{ kPa}$ ,  $\text{COP} = 0,7$

A figura 5.7 mostra que os valores de massas de gases necessárias para se conseguir a capacidade desejada calculados são  $6,6 \pm 0,1$  % maiores que os fornecidos pelo fabricante BROAD.

### 5.3 OUTROS EQUIPAMENTOS ESTUDADOS.

Além dos equipamentos já apresentados foram estudados outros que são necessários para a montagem global das configurações analisadas.

#### 5.3.1 Caldeira de recuperação sem queima adicional (CR)

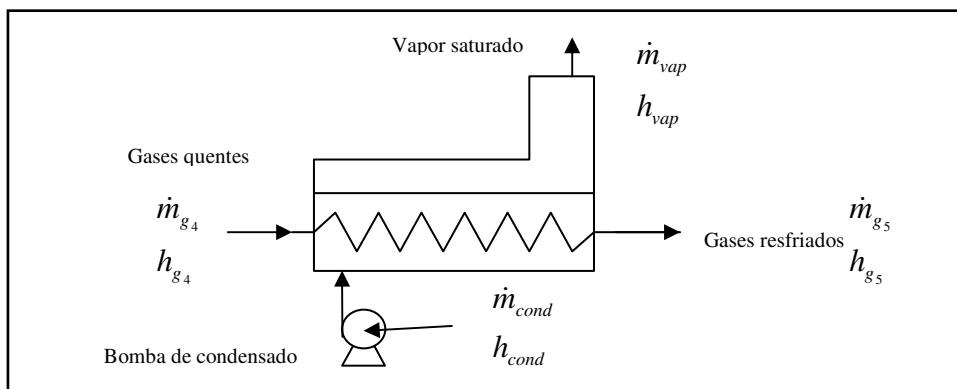


FIGURA 5.8 – Esquema de uma caldeira recuperadora de calor (CR)

A caldeira recuperadora que será chamada de CR é mostrada na figura 5.8.

Uma caldeira de recuperação sem queima adicional de um combustível e sem superaquecimento do vapor foi estudada como um evaporador, a semelhança do evaporador do sistema de absorção. A diferença está na pressão de trabalho que é muito mais alta.

Além daquelas apresentadas em 4.1 as seguintes simplificações específicas para a caldeira de recuperação foram adotadas:

- Tanto o vapor produzido pela caldeira como o condensado retornado para a sucção da bomba foram considerados no estado saturado na pressão de trabalho do sistema;
- Como as perdas de carga são desprezadas a bomba foi colocada apenas para garantir a movimentação do condensado;

- Foram desprezadas as impurezas normalmente encontradas em sistemas de vapor e as propriedades da água foram calculadas como água pura;

A modelagem matemática foi feita com base na figura 5.8.

### Caldeira

Balanço material do gás:

$$\dot{m}_{g_4} = \dot{m}_{g_5} \quad (171)$$

Balanço material da água:

$$\dot{m}_{cond_{CR}} = \dot{m}_{vap_{CR}} \quad (172)$$

Balanço energético do gás:

$$\dot{m}_{g_4} h_{g_4} - \dot{Q}_{CR} = \dot{m}_{g_5} h_{g_5} \quad (173)$$

Balanço energético da água:

$$\dot{m}_{cond_{CR}} h_{cond_{CR}} + \dot{Q}_{CR} = \dot{m}_{vap_{CR}} h_{vap_{CR}} \quad (174)$$

Balanço entrópico do gás:

$$\dot{m}_{g_4} s_{g_4} - \frac{\dot{Q}_{CR}}{T_{CR}} + \dot{\sigma}_{g_{CR}} = \dot{m}_{g_5} s_{g_5} \quad (175)$$

Balanço entrópico da água:

$$\dot{m}_{cond_{CR}} s_{cond_{CR}} + \frac{\dot{Q}_{CR}}{T_{CR}} + \dot{\sigma}_{vap_{CR}} = \dot{m}_{vap_{CR}} s_{vap_{CR}} \quad (176)$$

Irreversibilidade global:

Definindo-se

$$\dot{\sigma}_{CR} = \dot{\sigma}_{g_{CR}} + \dot{\sigma}_{vap_{CR}} \quad (177)$$

$$\dot{I}_{CR} = T_0 \dot{\sigma}_{CR} \quad (178)$$

Rendimento energético (produto=vapor gerado):

$$\eta_{e_{CR}} = \frac{\dot{m}_{vap_{CR}} h_{vap_{CR}}}{\dot{m}_{g_4} h_{g_4} + \dot{m}_{cond_{CR}} h_{cond_{CR}}} \quad (179)$$

Rendimento exergético (produto=vapor gerado):

$$\eta_{ex_{CR}} = \frac{\dot{m}_{vap_{CR}} ex_{vap_{CR}}}{\dot{m}_{g_4} ex_{g_4} + \dot{m}_{cond_{CR}} ex_{cond_{CR}}} \quad (180)$$

### Bomba de condensado

Pelas simplificações adotadas, como não existe variação na entalpia e na entropia do condensado que sai do gerador e entra na caldeira e,

$$\dot{W}_{B_{cond}} = 0 \quad (181)$$

então,

$$\dot{\sigma}_{B_{cond}} = 0 \quad (182)$$

e

$$\dot{I}_{B_{cond}} = 0 \quad (183)$$

#### 5.3.2 Circuito de água gelada (AG).

Para o resfriamento do ar na entrada do compressor da turbina a gás com o sistema de absorção foi utilizado um ciclo fechado de água gelada, formado por dois trocadores de calor e uma bomba de circulação, mostrado na figura 5.9 que passa a ser chamado de AG.

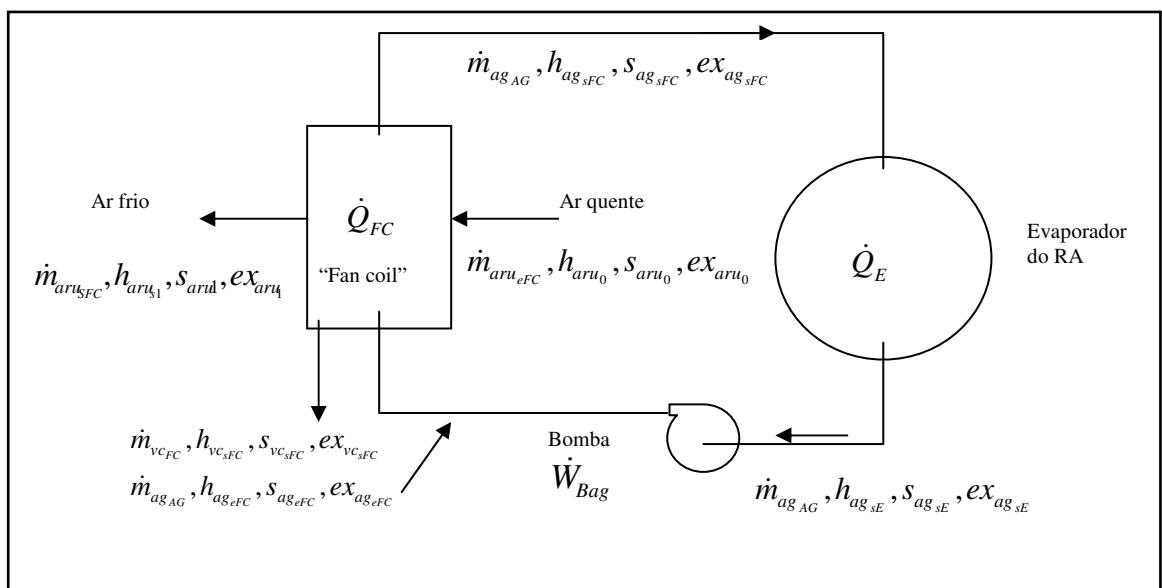


FIGURA 5.9—esquema de circuito de água gelada (AG)

Um dos trocadores de calor é a fonte quente do evaporador do circuito de refrigeração por absorção e o outro é o resfriador de ar (“fan coil”) que passará a ser denominado por FC.

A modelagem matemática do AG foi feita com as simplificações apresentadas em 4.1e baseada nas figuras 5.5 e 5.9.

### **Resfriador de ar (“fan coil” - FC -)**

Balanço energético do ar atmosférico:

$$\dot{m}_{aru_{eFC}} h_{aru_0} - \dot{Q}_{FC} = \dot{m}_{aru_{sFC}} h_{aru_1} + \dot{m}_{vc_{FC}} h_{vc_{FC}} \quad (184)$$

Balanço energético da “água gelada”:

$$\dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{eFC}} + \dot{Q}_{FC} = \dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{sFC}} \quad (185)$$

Balanço entrópico do ar atmosférico:

$$\dot{m}_{aru_{eFC}} s_{aru_0} - \frac{\dot{Q}_{FC}}{T_{FC}} + \dot{\sigma}_{aru_{FC}} = \dot{m}_{aru_{sFC}} s_{aru_1} + \dot{m}_{vc_{FC}} s_{vc_{FC}} \quad (186)$$

Balanço entrópico da “água gelada”:

$$\dot{m}_{ag_{AG}} s_{ag_{eFC}} + \frac{\dot{Q}_{FC}}{T_{FC}} + \dot{\sigma}_{ag_{FC}} = \dot{m}_{ag_{AG}} s_{ag_{sFC}} \quad (187)$$

Taxa de irreversibilidade global:

Fazendo-se

$$\dot{\sigma}_{FC} = \dot{\sigma}_{aru_{FC}} + \dot{\sigma}_{ag_{FC}} \quad (188)$$

$$\dot{I}_{FC} = T_0 \dot{\sigma}_{FC} \quad (189)$$

Rendimento energético (produto=ar resfriado):

$$\eta_{e_{FC}} = \frac{\dot{m}_{aru_{sFC}} h_{aru_1}}{\dot{m}_{aru_{eFC}} h_{aru_0} + \dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{eFC}}} \quad (190)$$

Rendimento exergético (produto=ar resfriado):

$$\eta_{ex_{FC}} = \frac{\dot{m}_{aru_{sFC}} ex_{aru_1}}{\dot{m}_{aru_{eFC}} ex_{aru_0} + \dot{m}_{ag_{AG}} ex_{ag_{eFC}}} \quad (191)$$

A efetividade do FC é definida como:

$$\epsilon_{FC} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{\dot{Q}_{FC_{max}}} \quad (192)$$

Como no FC temos água de um lado e ar do outro do trocador o lado mais restritivo do FC é o do ar. Considerando-se a energia de condensação da umidade desprezível, então:

$$\epsilon_{FC} = \frac{\dot{m}_{ag_{AG}} cp_{ag_{FC}} (T_{aru_0} - T_{aru_1})}{\dot{m}_{aru_{FC}} cp_{aru_{FC}} (T_{aru_0} - T_{ag_{eFC}})} \quad (193)$$

$$\epsilon_{FC} = \frac{T_{aru_0} - T_{aru_1}}{T_{aru_0} - T_{ag_{eFC}}} \quad (194)$$

### **Evaporador** (ver figura 5.5)

Balanço energético do lado externo (“água gelada”):

$$\dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{sFC}} - \dot{Q}_E = \dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{sE}} \quad (195)$$

Balanço energético interno, equação (128):

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_E = \dot{m}_6 h_6 \quad (128)$$

Balanço entrópico do lado externo (“água gelada”):

$$\dot{m}_{ag_{AG}} s_{ag_{sFC}} - \frac{\dot{Q}_E}{T_E} + \dot{\sigma}_{ag_E} = \dot{m}_{ag_{AG}} s_{ag_{sE}} \quad (196)$$

Balanço entrópico interno, equação (129):

$$\dot{m}_5 s_5 + \frac{\dot{Q}_E}{T_E} + \dot{\sigma}_{ref_E} = \dot{m}_6 s_6 \quad (129)$$

Taxa de irreversibilidade lado externo

$$\dot{I}_{ag_E} = T_0 \dot{\sigma}_{ag_E} \quad (197)$$

Taxa de irreversibilidade global:

$$\dot{I}_E = \dot{I}_{ag_E} + \dot{I}_{ref_E} \quad (198)$$

Rendimento energético (produto=água gelada resfriada):

$$\eta_{e_E} = \frac{\dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{sE}}}{\dot{m}_s h_s + \dot{m}_{ag_{AG}} h_{sFC}} \quad (199)$$

Rendimento exergético (produto=água gelada resfriada):

$$\eta_{ex_E} = \frac{\dot{m}_{ag_{AG}} ex_{ag_{sE}}}{\dot{m}_s ex_s + \dot{m}_{ag_{AG}} ex_{sFC}} \quad (200)$$

A efetividade do evaporador é definida como:

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_{E_{\max}}} \quad (201)$$

Como no evaporador temos água dos dois lados do trocador e como no lado do refrigerante existe um processo de evaporação, o lado mais restritivo do evaporador é o da água gelada, portanto:

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{m}_{ag_{AG}} c_{ag_E} (T_{ag_{eE}} - T_{ag_{sE}})}{\dot{m}_{ag_{AG}} c_{ag_E} (T_{ag_{eE}} - T_E)} \quad (202)$$

$$\varepsilon_E = \frac{T_{ag_{eE}} - T_{ag_{sE}}}{T_{ag_{eE}} - T_E} \quad (203)$$

### ***Bomba de recirculação de água gelada***

Balanço energético:

$$\dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{sE}} = \dot{m}_{ag_{AG}} h_{ag_{eFC}} + \dot{W}_{Bag} \quad (204)$$

$$\dot{W}_{Bag} = 0 \quad (205)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{ag_{AG}} s_{ag_{sE}} + \dot{\sigma}_{Bag} = \dot{m}_{ag_{AG}} s_{ag_{eFC}} \quad (206)$$

Taxa de irreversibilidade

$$\dot{I}_{Bag} = T_0 \dot{\sigma}_{Bag} \quad (207)$$

## CAPÍTULO 6 ASSOCIAÇÕES DE TURBINA A GÁS COM SISTEMAS DE RESFRIAMENTO

Foram avaliados três tipos de associações de turbina a gás com sistemas de resfriamento do ar de entrada.

### 6.1 ASSOCIAÇÃO COM RESFRIAMENTO EVAPORATIVO (TGRE)

Na figura 6.1 vemos um esquema da associação da turbina de combustão com um sistema de resfriamento evaporativo denominado daqui para frente de TGRE.

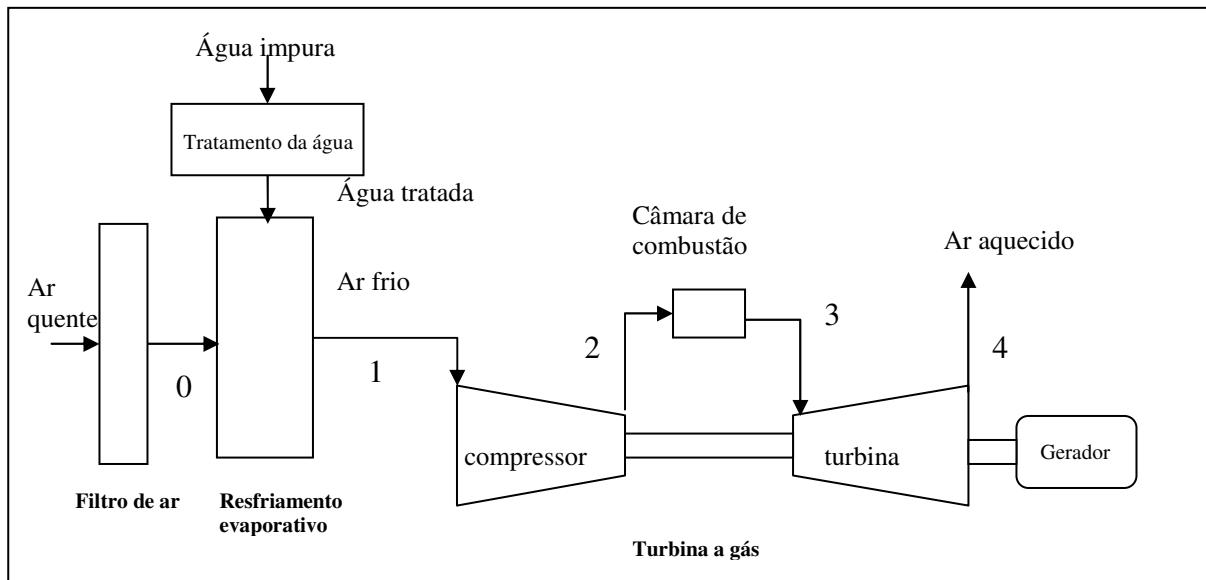


FIGURA 6.1 - Associação de turbina a gás com resfriamento evaporativo (TGRE)

Este é um sistema relativamente simples composto pelos seguintes equipamentos:

- Filtro de ar
- Resfriamento evaporativo
- Tratamento da água
- Turbina a gás
- Gerador de eletricidade

O filtro de ar é uma exigência dos fabricantes das turbinas a gás para garantir a integridade física do equipamento.

O tratamento da água é necessário para evitar incrustações nas palhetas do compressor ou da turbina. No caso do sistema evaporativo por borrifamento a água deve ser isenta de sólidos insolúveis e solúveis sendo necessário um tratamento sofisticado tal como desmineralização por troca iônica ou osmose reversa. No sistema por contato a água não precisa ser tão pura, bastando estar isenta de sólidos em suspensão e baixa salinidade.

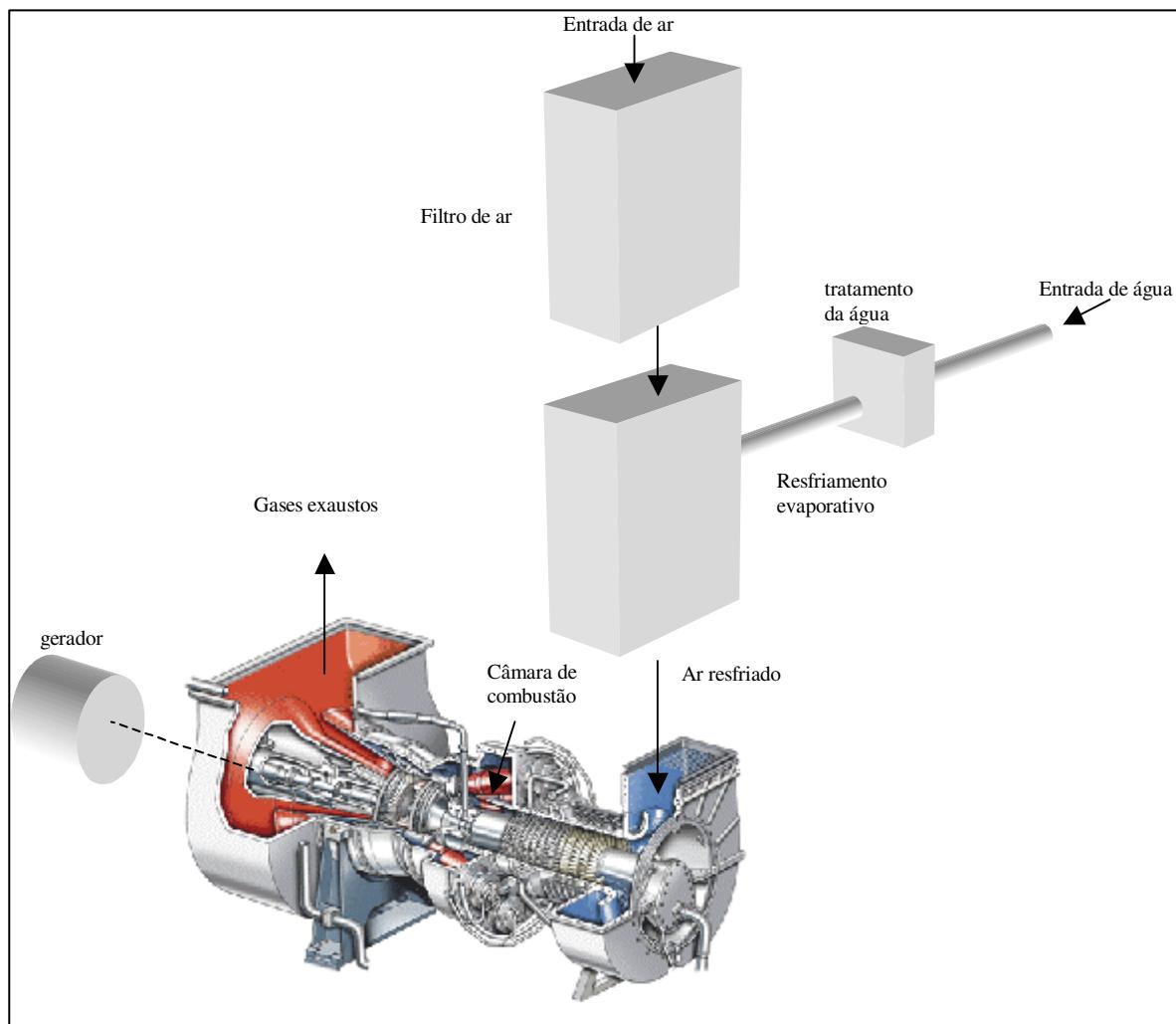


FIGURA 6.2 – Esquema tridimensional do TGRE  
FONTE: [www.alstom.com](http://www.alstom.com)

A figura 6.2 dá uma idéia de um sistema deste tipo montado com um desenho tridimensional da turbina Typhoon 5 que foi utilizada para comparação dos resultados do simulador da turbina a gás.

### 6.1.1 Modelagem matemática do TGRE

A modelagem matemática foi feita com base na figura 6.1 e com as considerações, simplificações e nomenclatura adotadas nos itens 4.1, 4.2.1 e 5.1.1.

Não foi feita a modelagem do tratamento da água, pois não é possível, a princípio, escolher o tipo de tratamento necessário. A água foi considerada como substância pura e entrando no equipamento na temperatura de saturação adiabática do ar.

As equações de números (47) a (79), (85) a (88) relativas à turbina a gás e de número (36), (99) a (108) relativas ao resfriamento evaporativo foram utilizadas na simulação do TGRE.

## 6.2 ASSOCIAÇÃO COM RESFRIAMENTO POR CICLO DE ABSORÇÃO (TGRA)

Os equipamentos de refrigeração por ciclo de absorção, disponíveis no mercado, conhecidos como “chiller” de absorção, usam vapor de água ou água quente ou queima direta ou gases quentes como fonte de energia para o gerador e operam com um circuito de “água gelada” para resfriamento do ar.

O “chiller” utilizado na configuração estudada opera com vapor de água.

Para gerar o vapor necessário é feito o aproveitamento da energia dos gases exaustos da turbina a gás numa caldeira recuperadora que produz vapor saturado nas condições normalmente usadas num sistema de refrigeração por absorção comercial (250 a 800 kPa).

Como o equipamento comercial de resfriamento por absorção produz “água gelada” considerou-se o uso de um trocador de calor para resfriar o ar de admissão na turbina a gás.

Este tipo de equipamento é conhecido como “fan coil” tratado neste trabalho como FC.

Uma torre de resfriamento se faz necessária para remover o calor do absorvedor e do condensador do equipamento de absorção. A torre não está colocada no simulador devido à escolha do volume de controle utilizado nas análises energéticas e exergéticas. Considerou-se apenas a bomba de água de resfriamento.

A figura 6.3 apresenta um esquema da associação de turbina a gás com ciclo de absorção com aproveitamento energético dos gases de combustão numa caldeira de recuperação que passa a ser chamada por TGRA;

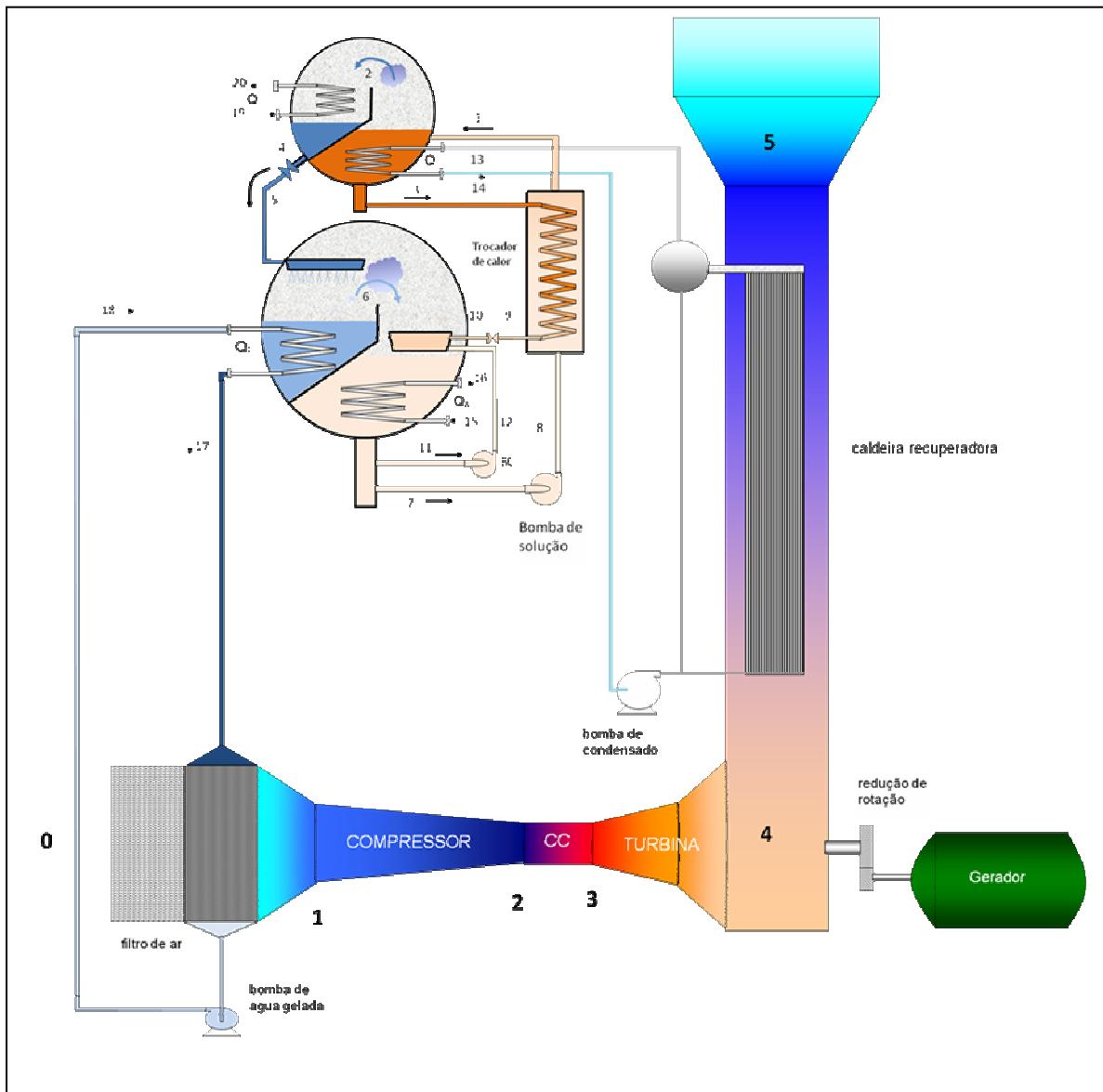


FIGURA 6.3 – Esquema da associação de TG com RA, CR e AG (TGRA)

Este sistema de resfriamento do ar de entrada é bastante complexo constando dos seguintes equipamentos:

- Filtro de ar (FA)
  - Circuito de água gelada (AG)
  - Resfriador de ar (“fan coil”) (FC)

- Turbina a gás com sistema de redução de rotação e gerador elétrico (TG)
- Caldeira recuperadora de calor (CR)
- Sistema de resfriamento por absorção (RA) (água/brometo de lítio)
- Bomba de água de resfriamento (BAR)

### 6.2.1 Modelagem matemática do TGRA

A modelagem matemática desenvolvida se baseia na figura 6.3, nas considerações, simplificações e nomenclatura adotadas nos itens 4.1, 5.2.1, 5.3.1, 5.3.2 e nas seguintes hipóteses específicas assumidas:

- O condensado de vapor obtido no gerador do ciclo de absorção deixa o equipamento no estado de líquido saturado;
- Não é levada em consideração a possibilidade de cavitação na bomba de condensado para a caldeira.

As equações de números (47) a (79), (85) a (88), relativas à TG, (109) a (170), relativas apenas aos fluidos internos do RA, (171) a (183) da CR e (184) a (207), relativas ao AG, foram utilizadas na simulação do TGRA.

Além destas foram desenvolvidas outras relativas aos fluidos externos do ciclo de absorção:

#### *Absorvedor*

Balanço energético da água de resfriamento no absorvedor

$$\dot{m}_{agr_A} h_{agr_{eA}} + \dot{Q}_A = \dot{m}_{agr_A} h_{agr_{sA}} \quad (208)$$

Balanço entrópico da água de resfriamento no absorvedor

$$\dot{m}_{agr_A} s_{agr_{eA}} + \frac{\dot{Q}_A}{T_A} + \dot{\sigma}_{agr_A} = \dot{m}_{agr_A} s_{agr_{sA}} \quad (209)$$

Taxa de irreversibilidade da água de resfriamento no absorvedor

$$\dot{I}_{agr_A} = T_0 \dot{\sigma}_{agr_A} \quad (210)$$

### **Condensador**

Balanço energético da água de resfriamento no condensador

$$\dot{m}_{agr_C} h_{agr_{eC}} + \dot{Q}_C = \dot{m}_{agr_C} h_{agr_{sC}} \quad (211)$$

Balanço entrópico da água de resfriamento no condensador

$$\dot{m}_{agr_C} s_{agr_{eC}} + \frac{\dot{Q}_C}{T_C} + \dot{\sigma}_{agr_C} = \dot{m}_{agr_C} s_{agr_{sC}} \quad (212)$$

Taxa de irreversibilidade da água de resfriamento no condensador

$$\dot{I}_{agr_C} = T_0 \dot{\sigma}_{agr_C} \quad (213)$$

### **Gerador**

Balanço energético do vapor de água no gerador

$$\dot{m}_{vap_{sCR}} h_{vap_{CR}} - \dot{Q}_G = \dot{m}_{cond_{CR}} h_{cond_{CR}} \quad (214)$$

Balanço entrópico do vapor de água no gerador

$$\dot{m}_{vap_{sCR}} s_{vap_{CR}} - \frac{\dot{Q}_G}{T_G} + \dot{\sigma}_{vap_G} = \dot{m}_{cond_{CR}} s_{cond_{CR}} \quad (215)$$

Taxa de irreversibilidade do vapor de água no gerador

$$\dot{I}_{vap_G} = T_0 \dot{\sigma}_{vap_G} \quad (216)$$

### **Bomba de água de resfriamento**

Balanço energético:

$$\dot{m}_{agr_{TR}} \times h_{agr_{eA}} = \dot{m}_{agr_{TR}} \times h_{agr_{sC}} + \dot{W}_{Bagr} \quad (217)$$

$$\dot{W}_{Bagr} = \frac{\dot{m}_{agr_{TR}} v_{agr_{eA}} (\Delta P_{TR})}{\eta_{Bagr}} \quad (218)$$

Nesta equação  $\Delta P_{TR}$  é a pressão da coluna de água na torre de resfriamento uma vez que as perdas de carga são consideradas nulas.

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{agr_{TR}} s_{agr_{sA}} + \dot{\sigma}_{Bagr} = \dot{m}_{agr_{TR}} s_{agr_{cC}} \quad (219)$$

Taxa de irreversibilidade

$$\dot{I}_{Bagr} = T_0 \dot{\sigma}_{Bagr} \quad (220)$$

### 6.3 – ASSOCIAÇÃO DE TG COM RA COM AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO DIRETOS E RESFRIADO A ÁGUA (TGRAD)

Este sistema de resfriamento do ar de entrada é estudado com o objetivo de simplificar o conjunto apresentado no item 6.2 (TGRA) com a eliminação da caldeira recuperadora e do sistema de “água gelada”.

Os equipamentos comerciais de resfriamento por absorção, que utilizam como fonte de calor, gases quentes, fornecem como fonte fria um circuito de “água gelada”.

Desta forma a utilização deste tipo de equipamento obriga o uso de um trocador de calor conforme mostrado na figura 6.4.

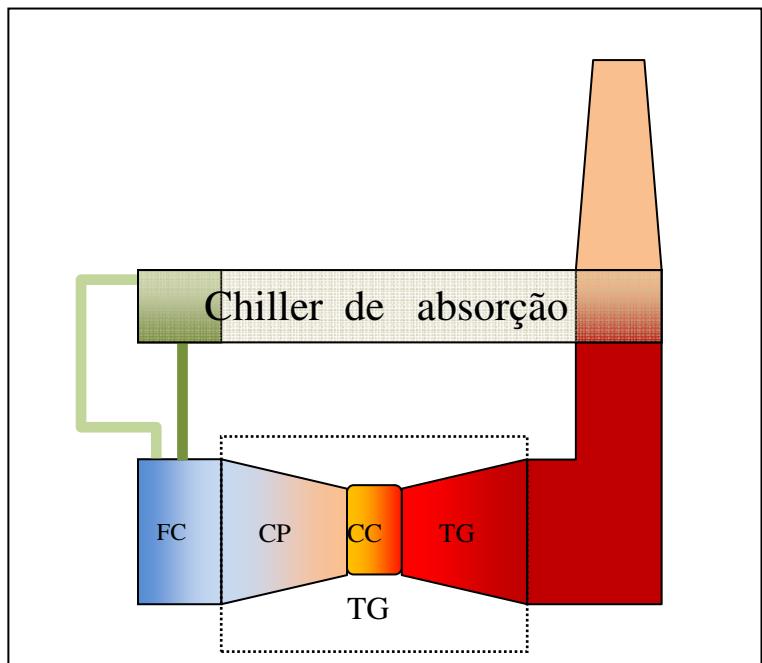


FIGURA 6.4 - Esquema de uso de “chiller” de absorção movido a gases quentes

O “fan coil” (FC) é uma forma de resfriamento indireta e, portanto passível de eliminação para a simplificação que é o objetivo desta parte do estudo.

Desta forma este item contempla a eliminação não só da caldeira recuperadora de energia como também de todo sistema de água gelada fazendo com que o próprio ar de admissão na turbina seja a fonte quente do evaporador do sistema de resfriamento por absorção como mostrado na figura 6.5.

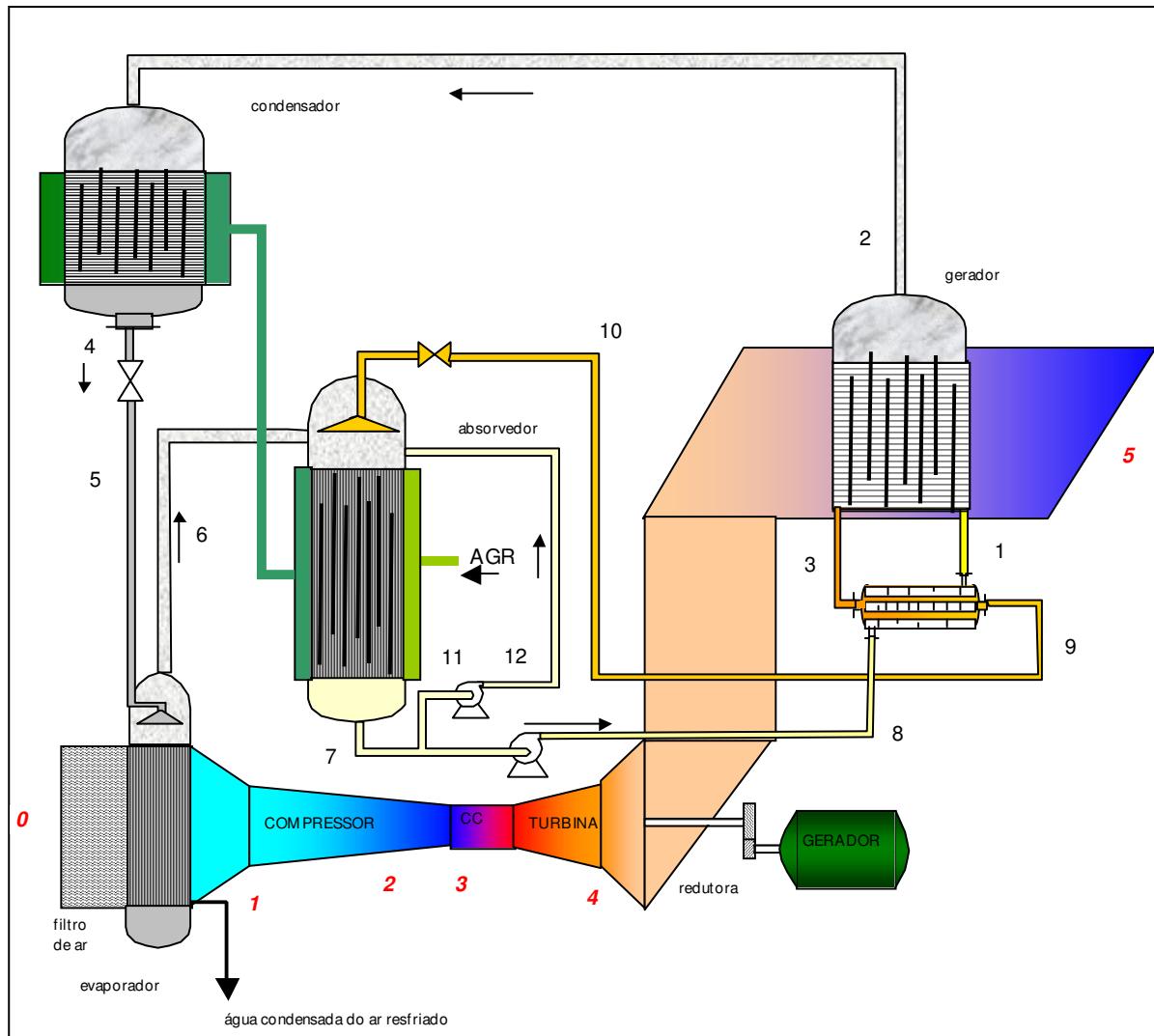


FIGURA 6.5 – Esquema de associação de TG com RA com recuperação direta da energia dos gases, resfriamento direto do ar e resfriado a água (TGRAD)

Este sistema de resfriamento é estudado visando diminuir as irreversibilidades sendo bem mais simples que o TGRA.

O sistema é formado pelos seguintes equipamentos:

- Filtro de ar (FA)
- Resfriador de ar (evaporador do circuito de absorção (E))

- Turbina a gás com sistema de redução de rotação e gerador elétrico (TG)
- Gerador da absorção aquecido a gases exaustos da turbina a gás (G)
- Condensador resfriado a água (C)
- Válvula redutora de pressão (VRP)
- Absorvedor resfriado a água (A)
- Trocador de calor (TC)
- Bomba de solução (BS)
- Válvula de expansão (VE)
- Bomba de controle de carga (BC)
- Bomba de água de resfriamento (BAR)

### ***Considerações***

O gerador do sistema de absorção opera como uma caldeira aqua-tubular, onde a água de alimentação é a solução diluída, o vapor produzido é o vapor do refrigerante e a drenagem constante é a solução concentrada. Os gases da turbina são a fonte de calor que passa por fora dos tubos.

O ar a ser resfriado é a fonte quente do evaporador do sistema de absorção.

Tanto o condensador quanto o absorvedor não tem diferença, quanto ao equacionamento, com relação ao TGRA.

#### **6.3.1 Modelagem matemática do TGRAD**

A modelagem matemática do TGRAD desenvolvida se baseia na figura 6.5, nas considerações, simplificações e nomenclatura adotadas nos itens 4.1, 4.2.1 e 5.2.1.

Além do uso das equações de números (47) a (79), (85) a (88), relativas à TG, (109) a (170), relativas apenas aos fluidos internos do RA, e (217) a (220), relativas à bomba de água de resfriamento, foram desenvolvidas outras relativas aos fluidos externos do ciclo de absorção:

### ***Evaporador***

Balanço energético do ar:

$$\dot{m}_{aru_0} h_{aru_0} - \dot{Q}_E = \dot{m}_{aru_1} h_{aru_1} + \dot{m}_{vc_E} h_{vc_E} \quad (221)$$

Balanço entrópico do ar:

$$\dot{m}_{aru_0} s_{aru_0} - \frac{\dot{Q}_E}{T_E} + \dot{\sigma}_{aru_E} = \dot{m}_{aru_1} s_{aru_1} + \dot{m}_{vc_E} s_{vc_E} \quad (222)$$

Taxa de irreversibilidade do ar no evaporador

$$\dot{I}_{aru_E} = T_0 \dot{\sigma}_{aru_E} \quad (223)$$

### ***Gerador***

Balanço energético dos gases:

$$\dot{m}_{g_4} h_{g_4} + \dot{Q}_G = \dot{m}_{g_5} h_{g_5} \quad (224)$$

Balanço entrópico dos gases:

$$\dot{m}_{g_4} s_{g_4} + \frac{\dot{Q}_G}{T_G} + \dot{\sigma}_{g_G} = \dot{m}_{g_5} s_{g_5} \quad (225)$$

Taxa de irreversibilidade dos gases no gerador

$$\dot{I}_{g_G} = T_0 \dot{\sigma}_{g_G} \quad (226)$$

## **6.4 USO DE AR PARA RESFRIAMENTO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO**

Como os processos térmicos de geração de eletricidade necessitam retirar calor do sistema, usualmente é utilizada água como fluido de transferência de calor. Dentro do contexto atual de aglomeração da população em grandes centros urbanos, o consumo de água torna-se um fator importante na avaliação de qualquer sistema térmico, pois a água está se tornando um bem cada vez mais escasso e, portanto, mais oneroso.

Desta forma era a intenção do trabalho comparar um cenário de total disponibilidade de água e outro de escassez deste bem onde a alternativa é o uso do ar ambiente como meio de

resfriamento. Porém, um estudo preliminar mostrou que o resfriamento do sistema de absorção com o ar atmosférico traria restrições no absorvedor em função das temperaturas altas, principalmente em Belém do Pará.

Uma forma de contornar isto está apresentada na figura 6.6. A configuração proposta é desviar parte do ar resfriado no evaporador do sistema de absorção para ser misturado com o ar de resfriamento do absorvedor daquele sistema de modo a tornar sua temperatura compatível com a necessidade. Este sistema que poderia se chamar TGRADAR.

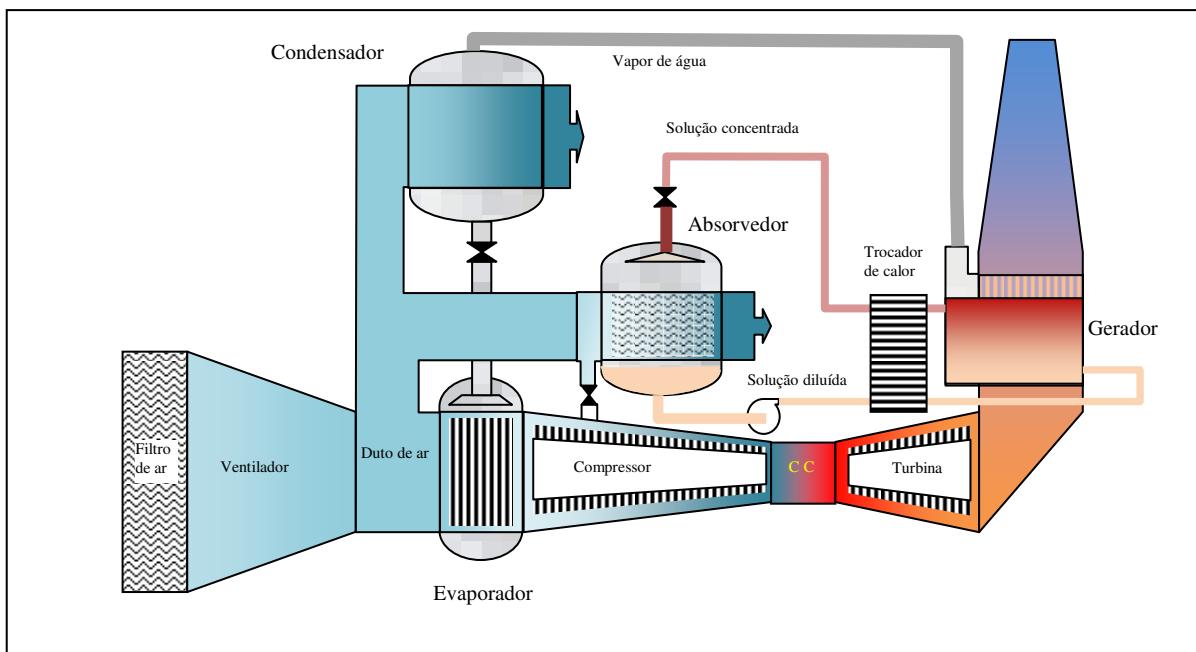


FIGURA 6.6 – Esquema de associação de TG com RA com recuperação direta da energia dos gases de escape da TG, resfriamento direto do ar e resfriado a ar (TGRADAR)

## CAPÍTULO 7 RESULTADOS E CONCLUSÕES

O estudo desenvolvido considerou a existência de dois cenários relativos a auto-geração de energia elétrica.

- Cenário 1: Auto produtor com TG existente não atendendo a demanda futura.
- Cenário 2: Comprador analisando a possibilidade de tornar-se auto produtor a partir de uma TG do mercado.

De forma a permitir o estudo e de comparar os resultados das quatro configurações foram adotadas as seguintes condições:

- **DEMANDA DO SISTEMA**

Os dois cenários consideram a mesma demanda do sistema de 5000 kW.

- **DADOS DA TURBINA A GÁS**

O quadro 7.1 mostra os parâmetros, da TG (instalada no caso do cenário 1 e disponível no caso do cenário 2), adotados no simulador. Ela está especificada para uma potência ISO<sup>6</sup> de 5125 kW.

Os cálculos foram feitos considerando-se uma relação ar/ar teórico de 3,3 (valor este calculado aplicando-se a condição ISO no simulador).

QUADRO 7.1 – Parâmetros adotados para a turbina a gás

parâmetro	valor
Rendimento isentrópico do compressor ( $\eta_{CP}$ ) <sup>7</sup>	0,85
Rendimento isentrópico do compressor de combustível ( $\eta_{comb}$ )	0,85
Rendimento isentrópico da turbina ( $\eta_{TB}$ ) <sup>8</sup>	0,83
Rendimento do gerador ( $\eta_g$ )	0,97
Rendimento da redutora de velocidade ( $\eta_{red}$ )	0,99
Temperatura de entrada na turbina (K)	1350
Desvio do ar da câmara de combustão (fr)	0 (todo ar passa pela câmara de combustão)
Relação de pressões (rp)	14,9
Potência ISO	5125 kW
Vazão de ar	17 m <sup>3</sup> /s
PCI do combustível (kJ/kmol)	802300
Exergia do combustível (kJ/kmol)	836420

<sup>6</sup> Condição ISO: T=15°C, P=101,32 kPa e Φ=0,6

<sup>7</sup> O simulador foi “ajustado” para a turbina TYPHOON 5.25, não sendo considerada no estudo a equação 58.

<sup>8</sup> O simulador foi “ajustado” para a turbina TYPHOON 5.25, não sendo considerada no estudo a equação 59.

- CONDIÇÕES DO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

Neste estudo considerou-se a eficiência do resfriamento evaporativo como 85 % ( $\epsilon_{RE}=0,85$ ).

- CONDIÇÕES DO RESFRIAMENTO POR ABSORÇÃO

Após breve estudo paramétrico com o modelo matemático de resfriamento por absorção foram adotados os valores mostrados no quadro 7.2.

QUADRO 7.2 – Parâmetros adotados no ciclo de absorção

parâmetro	valor
Concentração de entrada no gerador ( $x_1$ )	55 %
Concentração de saída no gerador ( $x_3$ )	63 %
Temperatura de entrada no gerador ( $T_1$ )	60 °C
Vazão mássica máxima no absorvedor ( $m_{7\max}$ )	6 kg/s
Pressão no condensador ( $P_C$ )	7,00 kPa
Pressão no evaporador ( $P_E$ )	0,65 kPa
Temperatura interna do evaporador	0,9 °C
$\Delta T$ entre o fluido quente e o evaporador ( $\delta_E$ )	6 °C
Rendimento da bomba de solução diluída ( $\eta_{BSD}$ )	0,75
Pressão da caldeira de recuperação quando houver ( $P_v$ )	1000 kPa
$\Delta T$ entre o ar e fluido frio no resfriador ( $\delta_{T\ rad}$ )	5 °C
Pressão da água gelada quando houver ( $P_{ag}$ )	400 kPa
$\Delta T$ entre o TBU do ar e a água fria da torre de resfriamento	3 °C

- CONDIÇÕES DO AR ATMOSFÉRICO

Foram adotadas as informações climáticas fornecidas por GOULART, LAMBERTS e FIRMINO (1998) para duas cidades com características distintas, como mostram os dados dos quadros 7.3 e 7.4.

QUADRO 7.3 – Dados geográficos das cidades estudadas

Cidade	Curitiba	Belém do Pará
Latitude	25° 31'	01° 23'
Longitude	49° 11'	48° 29'
Altitude (m)	910	16
Período	1961 – 1970	1961 – 1970
Pressão atmosférica (kPa)	90,88	101,13

FONTE: GOULART, LAMBERTS e FIRMINO (1998)

O quadro 7.3 mostra os dados geográficos das duas cidades estudadas. Elas foram propositalmente escolhidas por serem bem distintas tanto em localização quanto em altitude, de forma a tornar o estudo o mais abrangente possível. O quadro 7.4 mostra a variação das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido ao longo das 24 horas de um dia mensal típico,

com nível de freqüência de ocorrência de 1 %, para cada uma das cidades estudadas. Isto significa que são considerados apenas os dias mais quentes de cada mês.

Foram adotados dados do mês mais quente e mais frio do ano de cada cidade estudada, ou seja, julho e novembro para Curitiba e março e agosto para Belém do Pará.

QUADRO 7.4 – Dados meteorológicos das cidades estudadas

Hora	CURITIBA				BELÉM DO PARÁ			
	Inverno		Verão		Inverno		Verão	
	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU	TBS	TBU
1	14,2	12,9	20,6	17,8	24,8	24	24,6	23,3
2	13,9	12,8	20,3	17,9	24,7	24	24,1	23,2
3	13,5	12,1	20,1	17,4	24,5	23,9	23,8	23
4	13,2	12	19,8	17,5	24,3	23,7	23,5	22,8
5	12,9	11,8	19,6	17,8	24,1	23,5	23,3	22,7
6	12,6	11,7	19,7	17,2	23,9	23,4	23,1	22,5
7	12,3	11,6	21,1	18,3	24,2	23,6	23,4	22,8
8	13,3	12,7	22,7	18,3	25,8	24,5	25,7	23,9
9	15,6	13,6	24,4	19,6	27,8	25	27,9	24,8
10	18,1	14,2	26,2	19,4	29,3	25,6	29,6	25,4
11	20	14,6	27,5	19,6	30,5	25,8	30,8	25,3
12	21,9	15,3	28,4	21,6	31,1	25,9	31,7	25,4
13	23	15,3	29,2	20,1	31,2	25,9	32,2	25,7
14	23,7	16,2	29,7	19,8	30,8	25,7	32,5	25,4
15	23,8	16,9	29,7	19,8	29,6	25,5	32,4	25,8
16	23,2	15,9	29	20,6	28,7	25,4	31,5	25,3
17	21,7	14,9	27,4	20,6	27,9	25,1	30,3	25,3
18	19,4	13,9	25,8	18,3	27,2	25	29	25,1
19	17,5	13,2	23,6	19,7	26,4	24,7	27,3	24,7
20	16,4	13,3	22,4	18,4	25,9	24,4	26,3	24,4
21	15,7	12,7	21,7	18,2	25,6	24,5	25,7	23,9
22	15,3	12,1	21,4	18	25,4	24,4	25,3	23,8
23	15	12,8	21,1	18,3	25,2	24,2	25	23,6
24	14,5	12,2	20,9	18,5	24,9	24,1	24,6	23,4

FONTE: GOULART, LAMBERTS e FIRMINO (1998)

A figura 7.1 mostra a variação da temperatura e da umidade relativa nas duas cidades.

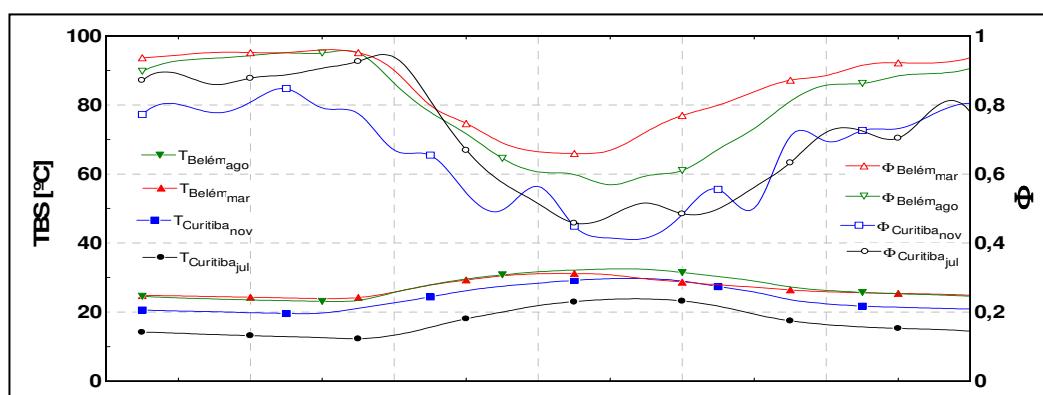


FIGURA 7.1 – Variação das temperaturas de bulbo seco e da umidade relativa ao longo do dia  
FONTE: GOULART, LAMBERTS e FIRMINO (1998)

Nota-se que tanto as temperaturas como as umidades relativas são menores em Curitiba do que em Belém caracterizando a primeira cidade como mais fria e menos úmida que a segunda. Definindo-se “carga térmica do ar” como sendo a diferença de entalpia do ar atmosférico e a do ar na condição ISO ( $P=101,325$  kPa,  $TBS=15$  °C e  $\Phi=0,6$ ) pode-se ver pelo gráfico da figura 7.2 que a “carga térmica do ar” em Belém é maior que a de Curitiba.

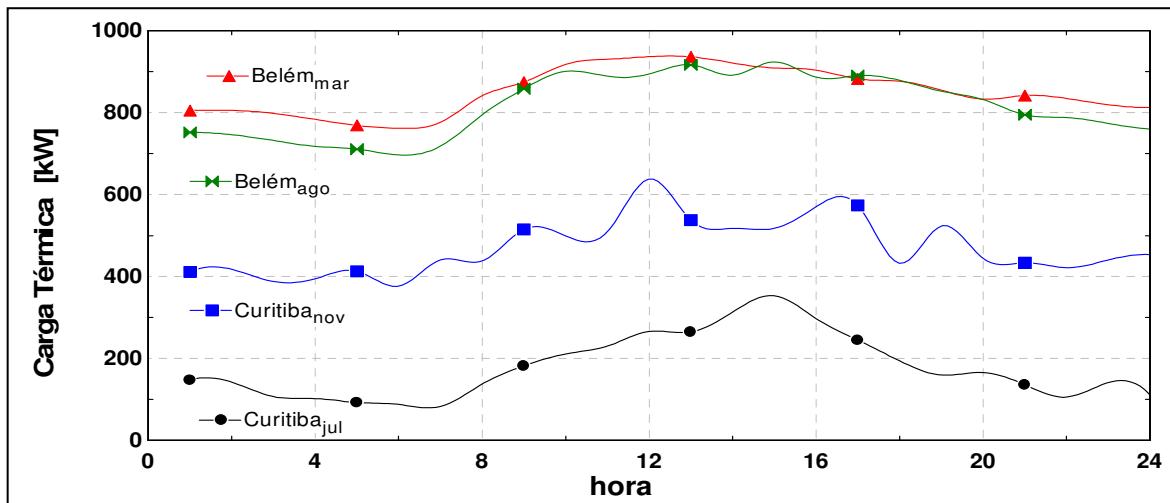


FIGURA 7.2 - Variação da “carga térmica do ar” ao longo do dia

## 7.1 TURBINA SEM RESFRIAMENTO

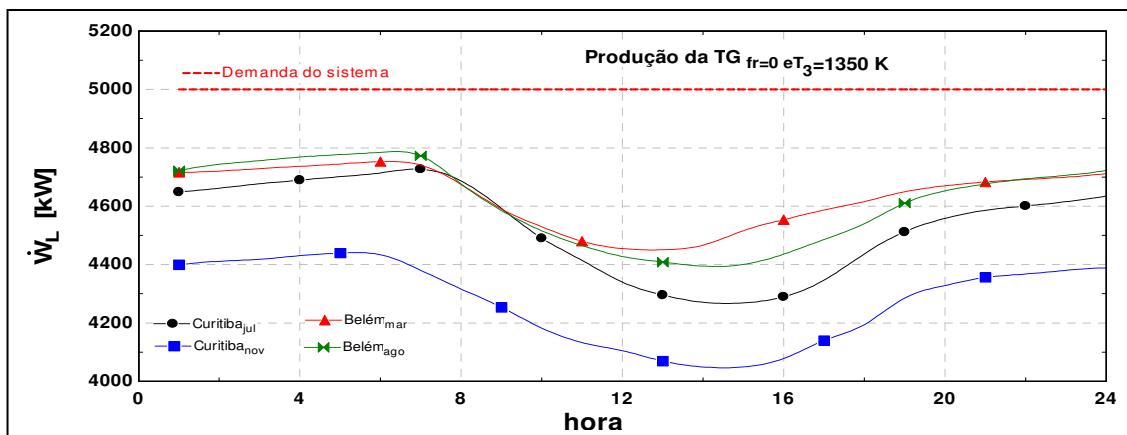


FIGURA 7.3 – Variação da potência produzida na TG ao longo do dia

Para ilustração de como o local de instalação de uma turbina a gás pode influenciar no seu desempenho são apresentados os resultados do simulador numérico de TG elaborado utilizando-se os dados das duas cidades escolhidas. A figura 7.3 mostra a variação da potência líquida por conta das condições climáticas, para cada um dos dias típicos das duas cidades.

Pode ser notado que a turbina a gás sozinha não atende as necessidades da planta, pois não consegue produzir os 5000 kW da demanda do sistema. No período diurno isto fica agravado por conta da elevação da temperatura do ar.

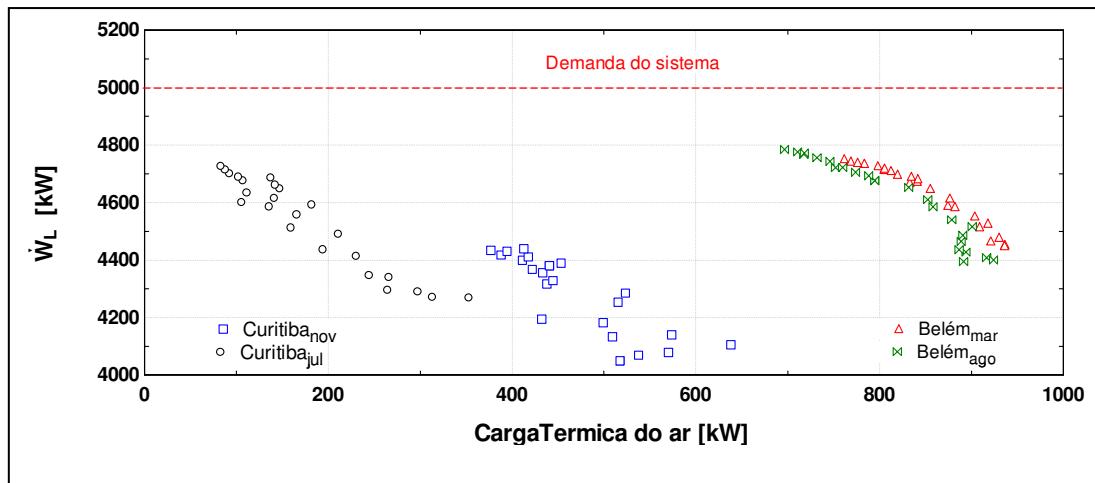


FIGURA 7.4 – Influência da carga térmica do ar na potência da TG

A figura 7.4 mostra como a “carga térmica do ar” influencia na potência de uma turbina a gás. O aumento da carga térmica diminui a produção da TG. Nota-se que, apesar de uma carga térmica maior em Belém do Pará, a TG produz mais nesta cidade que em Curitiba. Isto ocorre em função da maior pressão atmosférica em Belém que leva a maior vazão mássica de ar admitida no equipamento, conforme mostrado no capítulo 4.

Da mesma forma que a potência produzida tanto o rendimento energético como o exergético são influenciados pelas condições climáticas como pode ser visto pela figura 7.5.

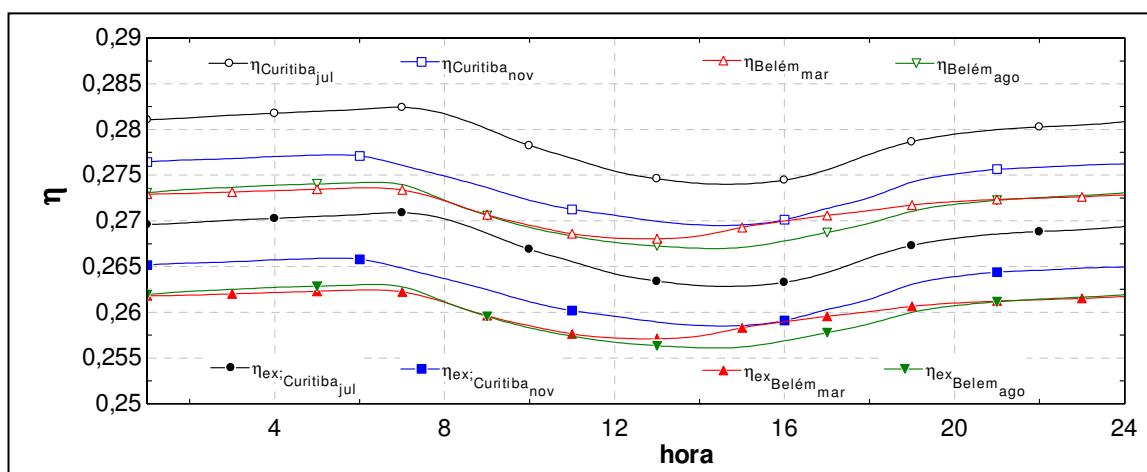


FIGURA 7.5 – Influência das condições climáticas no rendimento energético de uma TG

Pode-se notar que os rendimentos em Curitiba são maiores por conta das menores temperaturas do ar nesta cidade quando comparada com Belém do Pará.

## 7.2 TURBINA COM SISTEMAS DE RESFRIAMENTO

Com a introdução de sistemas de resfriamento na entrada da TG as condições do ar atmosférico são modificadas, cujas alterações dependem do sistema de resfriamento considerado. Desta forma, na entrada do compressor o ar estará com temperatura menor e com a umidade absoluta podendo ou não ser diferente da atmosférica. Isto leva a uma menor variação e também a um incremento na potência produzida ao longo do dia para uma mesma temperatura do ar atmosférico. Na figura 7.6 estão mostradas as potências líquidas (potência

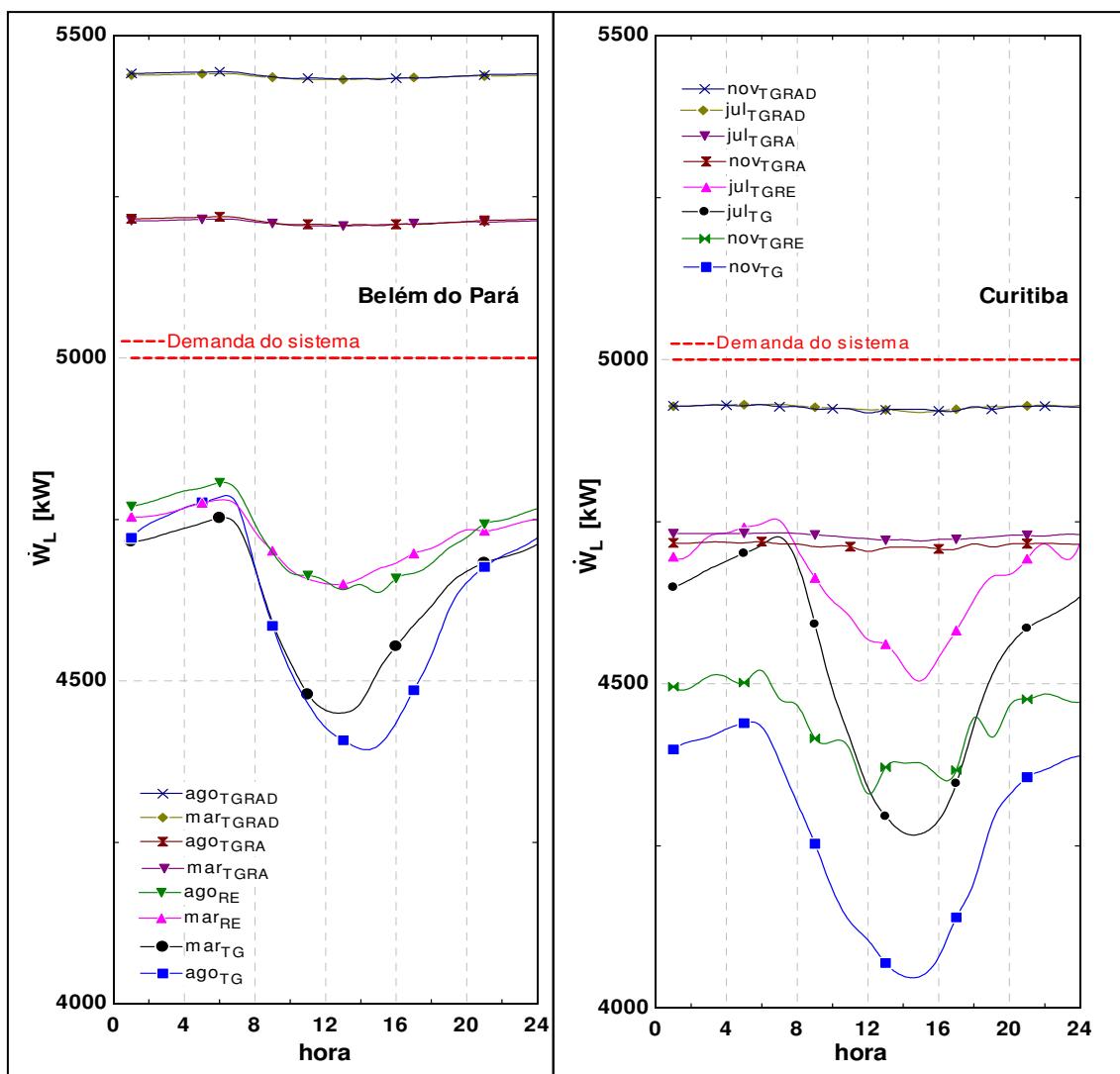


FIGURA 7.6 – Influência do tipo de resfriamento de ar admitido na potência da TG

da TG descontado o gasto com equipamentos auxiliares) das quatro configurações estudadas (TG, TGRE, TGRA e TGRAD) ao longo das horas de um dia típico de cada cidade, no verão e no inverno.

Pode-se ver pela figura que apenas em Belém do Pará, e com o uso dos sistemas de resfriamentos por absorção, a potência necessária à planta (5000 kW) é produzida pela turbina a gás.

Para melhor visualização dos ganhos obtidos os resultados de produção horária de cada configuração foram somados obtendo-se assim a produção média diária do dia típico de cada cidade e época do ano. Os resultados estão apresentados na figura 7.7.

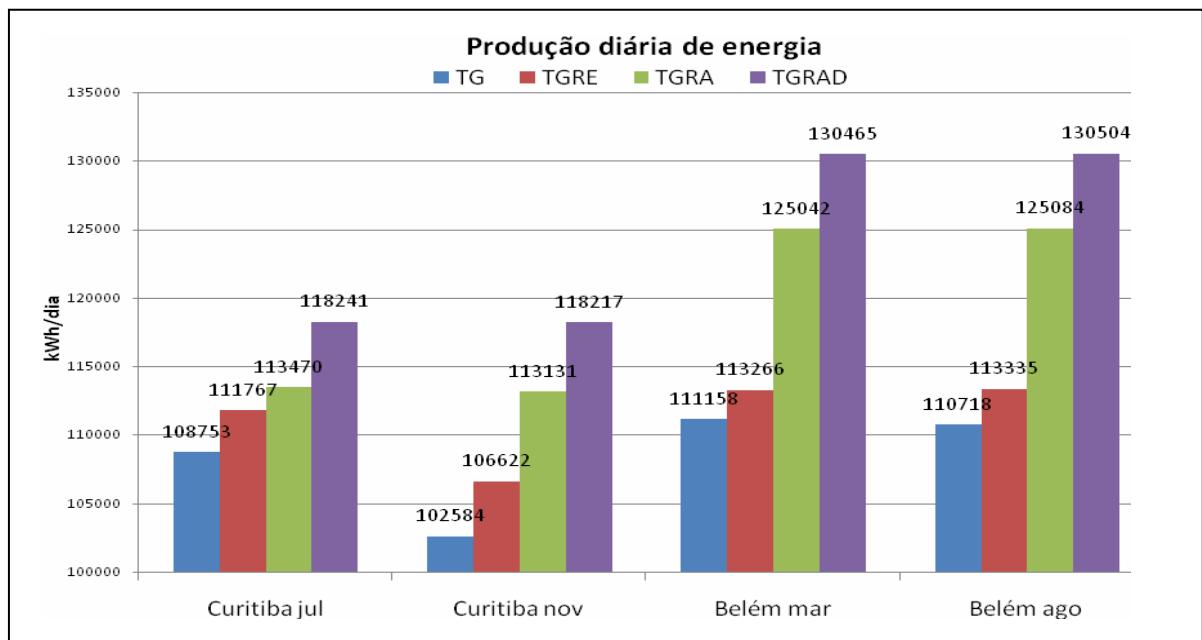


FIGURA 7.7 – Produção diária de cada configuração por local e época do ano.

Em Curitiba, apesar do ganho significativo tanto em potência como em estabilização da produção, todas as configurações não são suficientes para atingir o valor necessário à planta.

As produções diárias médias com o TGRA e TGRAD em Belém ficaram em 125063 e 130485 kW, respectivamente, acima de 120000 kW, que é o consumo diário definido para a planta, e em Curitiba estes valores caem para 113301 e 118229 kW, portanto, abaixo do necessário.

O resfriamento evaporativo produz média 109145 kW em Curitiba e de 113301 kW em Belém do Pará.

Considera-se a diferença entre a energia produzida por uma das três configurações de TG com resfriamento e a produção da TG sem resfriamento, instalados no mesmo local, como o ganho obtido com o sistema de resfriamento. Desta forma têm-se os ganhos com a configuração TGRE, com a TGRA e com a TGRAD.

Na figura 7.8 são mostrados os ganhos porcentuais diários na produção de energia. Nela pode ser visto que o TGRAD é a configuração com melhores resultados no incremento de produção e em Belém é que se obtém o maior ganho (média de 17,7%). O ganho em Curitiba é bem maior no verão que no inverno (74 %). Em Belém esta diferença é de 3 %.

No TGRA em Belém a diferença é de 4% a mais no verão. Em Curitiba o ganho é bem maior no tempo quente (133 %).

O ganho com o TGRE é 41 % maior no verão que no inverno em Curitiba e 25 % em Belém.

O ganho com o sistema evaporativo é maior em Curitiba (média de 3,4 %) que em Belém (média de 2,2 %), como era de se esperar em função da menor umidade na cidade do sul.

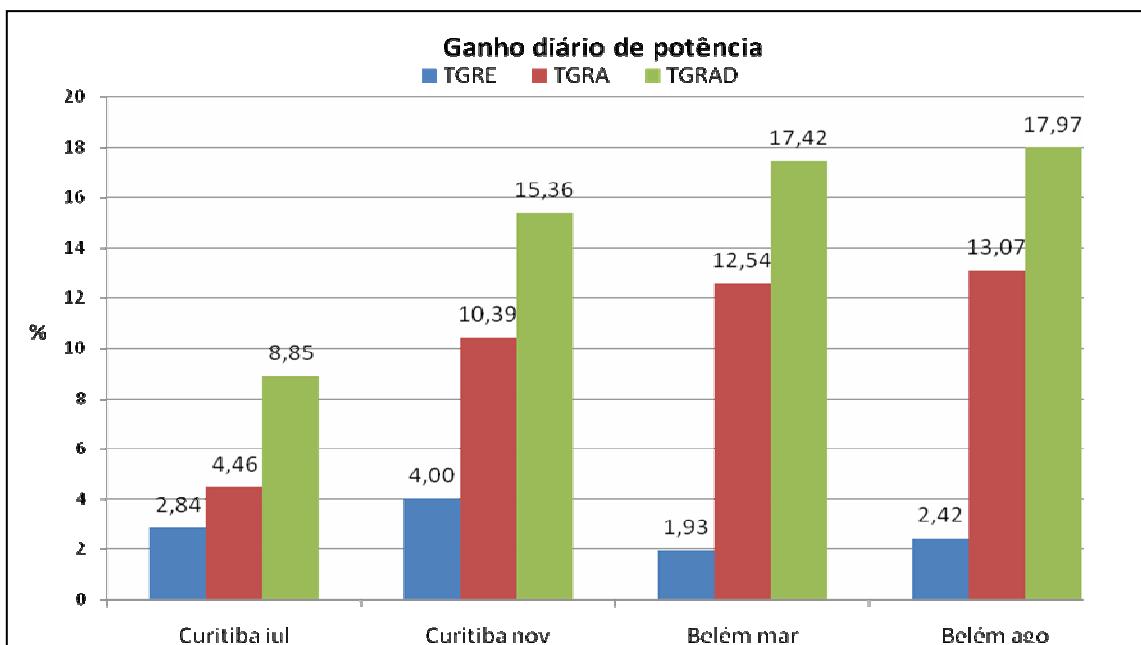


FIGURA 7.8 – Ganho porcentual diário de produção por cidade e época do ano

O quadro 7.5 mostra os ganhos médios obtidos com os três sistemas de resfriamento.

QUADRO 7.5 – Ganhos médios na produção com o uso de sistemas de resfriamento

LOCAL	Belém			Curitiba		
	Parâmetro	Produção média [kWh]	% da Carga	Ganho % sobre TG	Produção média [kWh]	% da Carga
<b>TG</b>	110938	92,4	-	105669	88,1	-
<b>TGRE</b>	113301	94,4	2,1	109195	91,0	3,3
<b>TGRA</b>	125063	104,2	12,7	113301	94,4	7,2
<b>TGRAD</b>	130485	108,4	17,6	118229	98,5	11,9

Quanto ao rendimento energético podemos ver pela figura 7.9 que o ganho médio do TGRAD em Belém é de 4,4 % com 4,8 % a mais no verão. Em Curitiba o ganho no rendimento é bem menor, sendo 65 % maior no verão que no inverno.

O ganho de rendimento do TGRA fica na faixa dos 3,2 % em Belém, independente da época do ano. Para Curitiba o ganho no rendimento depende da época do ano sendo (111 %) maior no verão.

Para o TGRE o ganho no rendimento é maior em Curitiba que em Belém e depende da época do ano, sendo menor no inverno que no verão para as duas cidades. A diferença em Curitiba (43 %) é mais acentuada que em Belém (38 %).

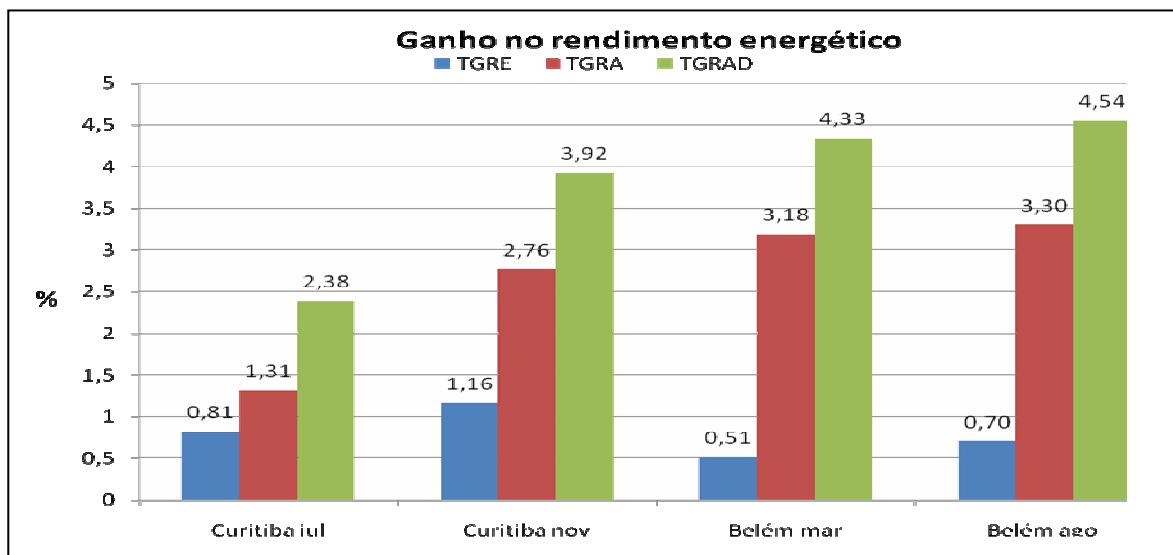


FIGURA 7.9 – Ganho porcentual no rendimento por tipo de resfriamento do ar admitido na TG

Estas diferenças todas se devem à carga térmica que praticamente dobra no verão de Curitiba e varia muito pouco em Belém do Pará como se pode ver na figura 7.2.

Quando se introduz o resfriamento, numa mesma cidade onde a variação da pressão barométrica é muito pequena, a temperatura e a umidade do ar passam a ser os fatores que interferem nos resultados, que dependem do tipo de resfriamento instalado.

A grande diferença entre os resultados conseguidos com os sistemas de resfriamento estudados se deve à redução da temperatura do ar conseguida em cada um deles.

Como já foi visto a redução de temperatura no TGRE depende fundamentalmente da umidade relativa do ar. Desta forma, locais mais úmidos como Belém do Pará tem resultados menos significativos que locais mais secos como Curitiba. A figura 7.6 mostra que o aumento de potência conseguido com o TGRE é muito maior em Curitiba que em Belém.

Com os sistemas de absorção, onde estão determinadas as temperaturas que se deseja para o ar na entrada do compressor, o que faz a diferença entre os resultados das configurações TGRA e TGRAD é exatamente esta temperatura. Em função da própria configuração TGRAD, onde o ar é resfriado diretamente no evaporador do sistema de absorção, a temperatura que o ar atinge é menor que a do TGRA. Desta forma, sempre, para uma mesma cidade, a configuração TGRAD produzirá mais que o TGRA, como ficou evidenciado pelos resultados conseguidos. Em função destas temperaturas serem determinadas a partir dos parâmetros de cada uma das configurações é que se consegue obter menor variação na produção ao longo do dia quando comparadas com a das configurações TG e TGRE.

As temperaturas do ar resfriado constantes obtidas nas configurações TGRA e TGRAD são conseguidas graças à variação da capacidade de refrigeração que os simuladores são capazes de fazer. Evidentemente, se as cargas térmicas do ar fossem maiores do que a capacidade de refrigeração das configurações não seria possível manter as temperaturas constantes. Assim, durante o desenvolvimento deste trabalho se usou uma capacidade máxima de refrigeração superior aquela para a obtenção das temperaturas desejadas (12°C no TGRA e 7°C no TGRAD).

## 7.3 CUSTOS

Os dados básicos utilizados nos cálculos são os mesmos apresentados no início deste capítulo acrescidos das seguintes considerações:

- Demanda contratada: 450 kW, no cenário 1, e 5000 kW, no cenário 2.
- O custo de energia foi considerado como tarifa verde e igual nas duas cidades.
- Horas operadas por ano: 8760 (não foi considerado tempo de parada anual para manutenção).
- Para calcular os custos envolvidos nos quatro sistemas estudados foram utilizados dados do ar atmosférico de um dia típico de todos os meses do ano e não apenas dos meses mais frios e mais quentes. Foram calculadas as produções e consumos horários, extrapolados para o total de dias de cada mês e obtido os totais anuais de energia elétrica gerada e comprada e os consumos de combustível.
- O custo da turbina a gás foi estimado com base em GAS TURBINE WORLD (2005).
- O custo do resfriamento evaporativo foi obtido de CATERMO (2006).
- O custo do resfriamento por absorção foi obtido de TUMA/BROAD (2006).
- Os custos da caldeira recuperadora, torre de resfriamento, válvulas de três vias e adaptações necessárias foram obtidos de PETROBRAS (2001).
- Os custos de manutenção e operação de turbinas a gás foram obtidos no “site” da ANEEL

Os custos de energia elétrica que foram calculados pela média dos valores praticados nas duas cidades obtidos no “site” da ANEEL se encontram no quadro 7.6.

QUADRO 7.6 – Custos de energia elétrica comprada (Tarifa verde)

PS	Ponta seca	915,00	R\$/MWh
PU	Ponta úmida	931,00	R\$/MWh
FS	Fora de ponta seca	96,00	R\$/MWh
FU	Fora de ponta úmida	106,00	R\$/MWh
D	Demanda	11,31	R\$/kW
DU	Multa por ultrapassagem	34,00	R\$/kW

Apesar do estudo não contemplar a co-geração, que poderia ser feita, o custo do combustível foi estimado a partir dos valores do gás natural canalizado, para o segmento de co-geração.

Este custo é determinado por decreto governamental e é composto de duas parcelas: uma fixa que corresponde a um valor mínimo acrescido dos custos de transporte por tubulação e um valor variável que é função da faixa de consumo. Este valor pode ser menor ou no máximo igual ao tabelado pelo governo e é fruto de negociação entre as partes envolvidas.

Neste trabalho utilizam-se os seguintes valores baseados no “site” da COMGAS: valor fixo igual a R\$ 0,44/Nm<sup>3</sup> e um valor variável máximo de R\$ 0,16/Nm<sup>3</sup>. (0,44 a 0,60 R\$/Nm<sup>3</sup>)

O quadro 7.7 mostra um apanhado dos custos considerados no estudo.

QUADRO 7.7 – Custos dos diversos sistemas (R\$ ou R\$/MWh ou R\$/kg)

SISTEMA	Sem TG	TG	TGRE	TGRA	TGRAD
Turbina (R\$)		4.542.000	4.542.000	4.542.000	4.542.000
Sistema Evaporativo (R\$)			12.000		
Sistema de absorção (R\$)				1.840.000	
Sistema de água gelada (R\$)				20.000	
Caldeira recuperadora e auxiliares (R\$)				716.000	
Adaptações necessárias (R\$)			10.000	10.000	1.840.000
Válvula de três vias (R\$)				50.000	50.000
Torre de resfriamento (R\$)				46.000	46.000
Custo de instalação (R\$)		1.363.000	1.370.000	2.168.000	1.944.000
Custo (R\$)		5.905.000	5.934.000	9.392.000	8.422.000
Valor revenda (R\$)		0,00	0,00	0,00	0,00
Período de vida		15	15	15	15
Depreciação anual simples (R\$/ano)		393.667	395.600	626.133	561.467
Depreciação horária simples (R\$/h)		44,94	45,16	71,48	64,09
Custo operação/manutenção TG [R\$/MWh]		7,00	7,00	7,00	7,00
Custo operação/manutenção TGRE [R\$/MWh]			0,09		
Custo operação/manutenção TGRA [R\$/MWh]				0,004	
Custo operação/manutenção TGRAD [R\$/MWh]					0,004
Custo operação/manutenção da configuração [R\$/MWh]		7,000	7,086	7,004	7,004
Custo combustível [R\$/m <sup>3</sup> ]			0, 44 a 0,60		
Custo combustível [R\$/kg]			0,66 a 0,90		
Vol. esp. gás (m <sup>3</sup> /kg)			1,5		
Potência da turbina a gás (kW)			5125		
Vapor da caldeira recuperadora [kg/s]				0,75	
Demandas da Planta [kW]	5000	5000	5000	5000	5000
Demandas contratadas [kW]	5000	450	450	450	450
Horário de ponta considerado			Das 18 h as 21 h		

O quadro 7.8 está calculado aplicando o custo máximo do combustível (0,60 R\$/Nm<sup>3</sup>). Como se pode ver a instalação de resfriamento evaporativo (TGRE) na entrada da turbina a gás promove ganho financeiro nas duas localidades sendo R\$ 70000/ano em Belém e R\$ 66000/ano em Curitiba no cenário 1. Neste cenário o problema da demanda é resolvido pelo TGRE em Belém, mas, apesar de reduzir a demanda de 961 kW para 702 kW não resolve o problema em Curitiba (702 kW contra 450 kW do contrato).

QUADRO 7.8 – Desempenho econômico das configurações

DEMANDA DA PLANTA		5000 kW	Sem TG	TG	TGRE	TGRA	TGRAD
SISTEMA		Belém					
GÁS	Consumo	t/ano	0,00	10800	10900	11800	12200
GÁS	Custo	1000 R\$/ano	0,00	9642	9780	10554	10896
	Custo unitário	R\$/MWh	0,00	238,78	237,25	231,19	228,77
	Operação/Manutenção	1000 R\$/ano	0,00	284	294	320	334
GERAÇÃO	Depreciação	1000 R\$/ano	0,00	394	396	628	562
	Produção	MWh	0,00	40380	41223	45650	47629
	Custo total	1000 R\$/ano	0,00	10320	10470	11502	11792
	Custo unitário	R\$/MWh	0,00	255,57	253,98	251,96	247,58
	Consumo (+) venda(-)	1000 R\$/ano	8966	700	512	-362	-750
	Demandas	1000 R\$/ano	680	84	52	0	0
	Demandas contratadas	KW	5000	617	378	0	0
COMPRA	Total	1000 R\$/ano	9646	784	564	-362	-750
	Compra (+) venda (-)	MWh	43800	3421	2578	-1850	-3829
	Custo unitário	R\$/MWh	220,18	229,17	218,77	195,68	195,87
TOTAL	Custo unitário	R\$/MWh	220,18	253,52	251,92	254,34	252,10
	Custo final	1000 R\$/ano	9646	11104	11034	11140	11042
Cenário 1	(+) ganho/ (-) perda	1000 R\$/ano			70000	-36000	62000
DEMANDA DA PLANTA		5000 kW	Curitiba				
GÁS	Consumo	t/ano	0,00	10000	10200	10600	10900
GÁS	Custo	1000 R\$/ano	0,00	8986	9174	9506	9788
	Custo unitário	R\$/MWh	0,00	234,49	232,50	229,97	227,21
	Operação/Manutenção	1000 R\$/ano	0,00	270	280	290	302
GERAÇÃO	Depreciação	1000 R\$/ano	0,00	394	396	628	562
	Produção	MWh	0,00	38322	39458	41336	43079
	Custo total	1000 R\$/ano	0,00	9650	9850	10424	10652
	Custo unitário	R\$/MWh	0,00	251,81	249,63	252,18	247,27
	Consumo (+)venda (-)	1000 R\$/ano	8966	1078	846	484	142
	Demandas	1000 R\$/ano	680	132	96	42	14
	Demandas contratadas	KW	5000	961	702	298	97
COMPRA	Total	1000 R\$/ano	9646	1208	942	524	156
	Compra (+) venda (-)	MWh	43800	5479	4343	2465	722
	Custo unitário	R\$/MWh	220,18	220,48	216,90	212,58	216,07
TOTAL	Custo unitário	R\$/MWh	220,18	247,90	246,39	249,95	246,76
	Custo final	1000 R\$/ano	9646	10858	10792	10948	10808
Cenário 1	(+) ganho/ (-) perda	1000 R\$/ano			66	-90	50

No cenário 1 o resfriamento por ciclo de absorção movido a vapor obtido através de caldeira recuperadora (TGRA) não é econômico para este custo do gás, porém resolve o problema de demanda contratada nas duas cidades. Neste cenário o TGRAD traz benefícios financeiros para as duas cidades (R\$ 62000/ano em Belém e R\$ 50000 /ano).

Em Belém tanto o TGRA como o TGRAD levam a venda de energia excedente da geração para a concessionária a um valor considerado, por simplificação, como igual ao valor unitário pago. Em Curitiba isto não ocorre, pois a geração é menor que a carga do sistema.

No cenário 1, onde são consideradas apenas as diferenças entre os custos e retornos dos TGRE, TGRA e TGRAD (turbina a gás já disponível) foram calculadas as taxas de retorno do investimento (TRI) e os valores presentes líquidos (VPL) e apresentadas no quadro 7.9.

Para este cenário 1, pelos dados apresentados, fica evidente que o TGRE é a única configuração economicamente viável em função de um investimento muito baixo (0,64 % do total da turbina a gás).

QUADRO 7.9 – Valores econômicos das configurações no cenário 1 (1000 R\$ ou %)

LOCAL	Belém			Curitiba		
	TGRE	TGRA	TGRAD	TGRE	TGRA	TGRAD
Configuração						
TRI (15anos) (%)	250,00%			235,71%		
VPL (15%)	381	-3697	-2153	358	-4012	-2224
ano						
FLUXO DE CAIXA						
0	-28	-3486	-2516	-28	-3486	-2516
1	70	-36	62	66	-90	50
2	70	-36	62	66	-90	50
3	70	-36	62	66	-90	50
4	70	-36	62	66	-90	50
5	70	-36	62	66	-90	50
6	70	-36	62	66	-90	50
7	70	-36	62	66	-90	50
8	70	-36	62	66	-90	50
9	70	-36	62	66	-90	50
10	70	-36	62	66	-90	50
11	70	-36	62	66	-90	50
12	70	-36	62	66	-90	50
13	70	-36	62	66	-90	50
14	70	-36	62	66	-90	50
15	70	-36	62	66	-90	50
TOTAL	1022	-4026	-1586	962	-4836	-1766

No cenário 2, levando-se em consideração também os investimentos com a turbina a gás, isto é, entre um sistema que opere apenas com energia elétrica comprada e os quatro outros sistemas (TG, TGRE, TGRA e TGRAD) podemos ver pelo quadro 7.10 que todos os sistemas não são economicamente viáveis com o combustível a R\$ 0,60/Nm<sup>3</sup>.

QUADRO 7.10 – Valores econômicos das configurações no cenário 2 (1000 R\$ ou %)

LOCAL		Belém				Curitiba			
Configuração	TG	TGRE	TGRA	TGRAD	TG	TGRE	TGRA	TGRAD	
TRI (15anos) (%)									
VPL (15%)	-14431	-14050	-18128	-16585	-12993	-12635	-17005	-15217	
0	-5906	-5934	-9392	-8422	-5906	-5934	-9392	-8422	
1	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
2	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
3	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
4	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
5	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
6	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
7	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
8	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
9	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
10	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
11	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
12	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
13	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
14	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
15	-1458	-1388	-1494	-1396	-1212	-1146	-1302	-1162	
TOTAL	-27776	-26754	-31802	-29362	-24086	-23124	-28922	-25852	

A título de ilustração é apresentado o quadro 7.11 que relaciona as taxas de retorno do investimento em função do custo do combustível nos dois cenários.

QUADRO 7.11 – Taxa de retorno do investimento em função do custo do combustível

Pode ser visto no quadro 7.11 que, no cenário 1, a configuração TGRAD passa ser vantajosa do ponto de vista econômico (TRI acima de 15 %) em Belém, com o combustível a R\$ 0,42/Nm<sup>3</sup>, valor este abaixo do valor fixo tabelado. Este valor do combustível tornaria praticamente todas as configurações economicamente viáveis, no cenário 2.

O TGRE é economicamente viável nas duas cidades para o custo do combustível abaixo de R\$ 0,80/Nm<sup>3</sup>, no cenário 1.

## 7.4 POLUENTES

Os sistemas de resfriamento interferem na produção dos gases estudados conforme as figuras 7.10 e 7.11, que mostram os teores de NO e CO, estimados em ml do poluente por m<sup>3</sup> de gás em base seca<sup>9</sup> emitidos pelo equipamento, em cada cidade, por tipo de sistema, em função da carga térmica do ar atmosférico.

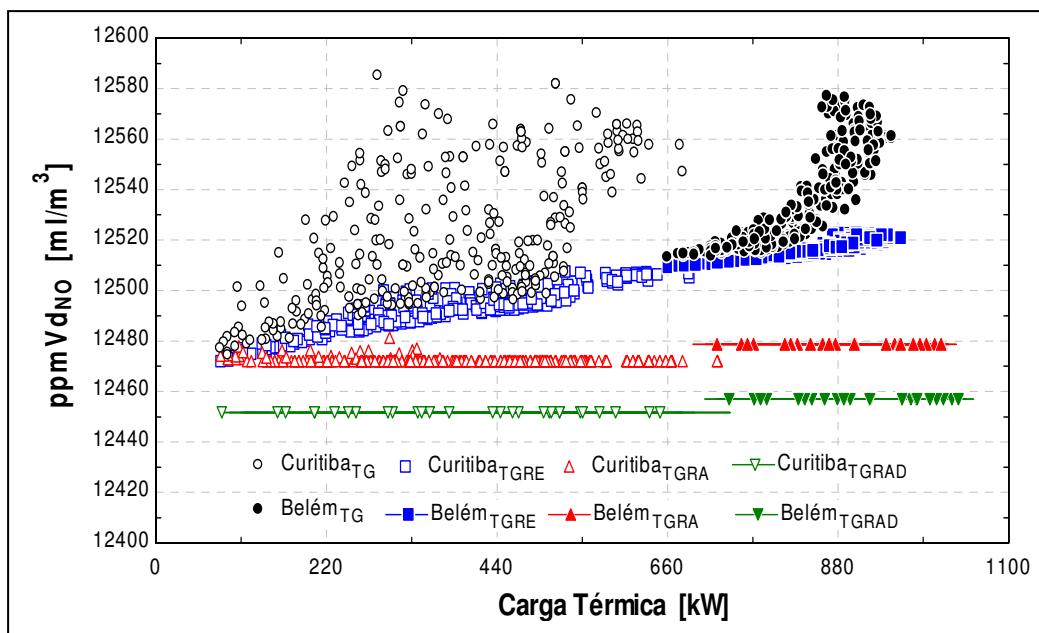


FIGURA 7.10 – Teores médios de NO por sistema em função da “carga térmica” do ar

Pode ser observado que o resfriamento é benéfico para a emissão de NO nas duas cidades estudadas.

Além disso, todos os sistemas de resfriamento tornam as emissões mais estáveis.

<sup>9</sup> Calculado dividindo-se a vazão volumétrica do poluente pela dos gases descontada a da água.

Com o CO ocorre um aumento das emissões com qualquer tipo de resfriamento com aumento máximo de 7,4 %. Ressalta-se que os teores estimados deste gás são muito baixos, para qualquer condição, nas duas cidades estudadas.

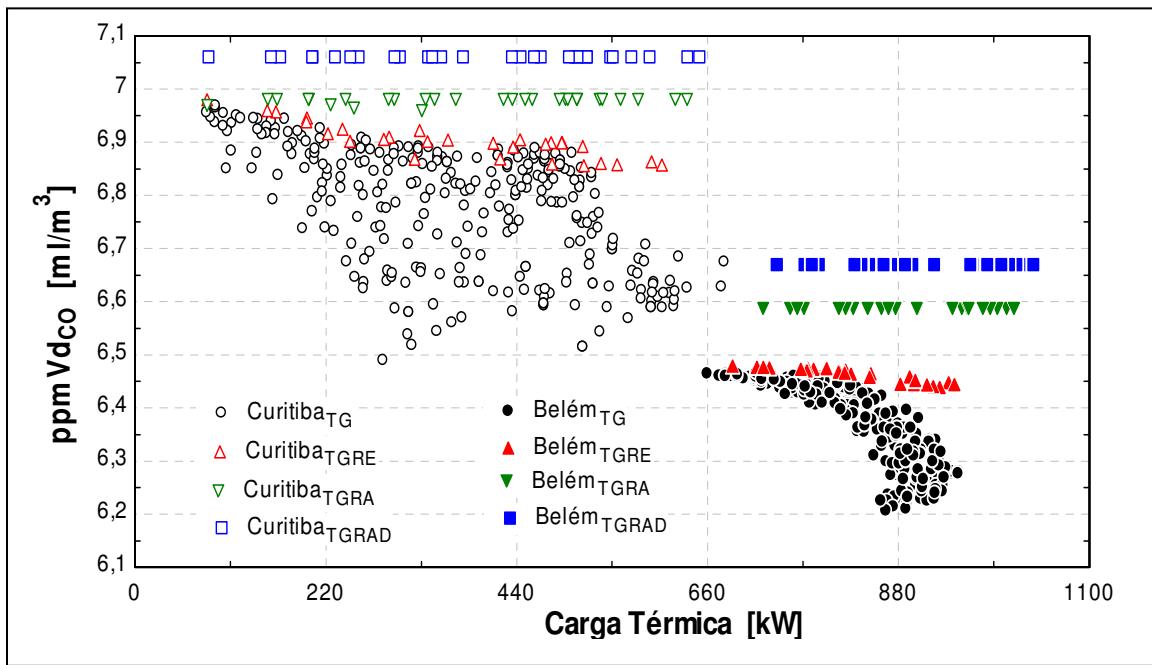


FIGURA 7.11 – Teores médios de CO por sistema em função da “carga térmica” do ar.

O quadro 7.12 apresenta a redução percentual de emissão como o ganho ambiental obtido com cada uma das configurações, com base nas figuras 7.10 e 7.11.

Pode ser visto que o ganho em redução de emissão de NO é pouco significativo.

As perdas ambientais (aumento de emissão) obtidas com o CO são maiores que os ganhos (redução de emissões) com o NO<sup>10</sup>.

QUADRO 7.12 – Perdas e ganhos ambientais com o uso de sistemas de resfriamento

Cidade	Poluente	CO (perda) (%)			NO (ganho) (%)			
		Configuração	TGRE	TGRA	TGRAD	TGRE	TGRA	TGRAD
Curitiba	Mínimo		0,14	0,14	0,14	-0,02	-0,01	-0,18
	Média		(1,9±1,4)	(3,1±1,8)	(3,1±1,8)	-0,2±0,2	-0,4±0,2	-0,6±0,2
	Máximo		5,7	7,2	7,2	-0,68	-0,87	-1,1
Belém	Mínimo		0,15	1,9	3,1	-0,02	-0,27	-0,45
	Média		(1,3±1,1)	(3,3±1,3)	(4,6±1,3)	-0,2±0,1	-0,5±0,2	-0,6±0,2
	Máximo		3,7	6,1	7,4	-0,43	-0,78	-0,95

<sup>10</sup> Ressalta-se aqui mais uma vez que, conforme BATHIE (1996), num equipamento real não se atinge o equilíbrio na reação de combustão e as concentrações são menores que as obtidas pelo simulador pois são função do tempo de reação e do mecanismo da reação química.

## 7.5 ANÁLISE EXERGÉTICA

Como as configurações estudadas envolvem sistemas muito diferentes entre si, a análise exergética realizada considerou um volume de controle que envolve todos os equipamentos de cada configuração. Envolve também a região de mistura e resfriamento dos gases gerados (na turbina a gás, na torre de resfriamento e nos sistemas de resfriamento do ar de entrada) com o ar atmosférico (reservatório térmico), como sugere KOTAS (1995).

Desta forma toda diferença de exergia entre estes gases e o ar atmosférico é transformada em irreversibilidade do volume de controle, no simulador matemático.

Assim, por exemplo, a água utilizada no resfriamento evaporativo, considerada como disponível no meio na forma líquida na temperatura igual a do bulbo úmido do ar, é evaporada dentro do equipamento e sai nos gases exaustos na forma de vapor de água na temperatura dos gases. A redução de exergia deste vapor para se resfriar e voltar à condição original é considerada na irreversibilidade do volume de controle.

Da mesma forma, a parte da umidade do ar atmosférico condensada no resfriamento por absorção volta naturalmente ao estado de vapor que se encontrava no meio e a diferença de exergia entre os dois estados é considerada no simulador.

A torre de resfriamento do estudo é do tipo hiperbólico de forma que a energia elétrica consumida é por conta apenas da altura do equipamento, uma vez que não são consideradas perdas de carga.

A água evaporada na torre volta como reposição, na condição de água líquida disponível no meio.

Não são consideradas perdas de água no circuito de resfriamento.

Durante esta fase do estudo se resolveu introduzir no modelo matemático um compressor de combustível (antes se considerava que o combustível entrava no equipamento na pressão de trabalho da câmara de combustão).

### **Compressor de combustível**

Balanço energético:

$$\dot{m}_{comb_{RC}} \times h_{comb_0} = \dot{m}_{comb_{RC}} \times h_{comb_{RC}} + \dot{W}_{CP_{comb}} \quad (227)$$

Balanço entrópico:

$$\dot{m}_{comb_{RC}} \times s_{comb_0} + \dot{\sigma}_{CP_{comb}} = \dot{m}_{comb_{RC}} \times s_{comb_{RC}} \quad (228)$$

Balanço energético ideal:

$$\dot{m}_{comb_{RC}} \times h_{comb_0} = \dot{m}_{comb_{RC}} \times h_{comb_{RC_i}} + \dot{W}_{CP_{comb_i}} \quad (229)$$

Rendimento isentrópico

$$\eta_{CP_{comb}} = \frac{\dot{W}_{CP_{comb_i}}}{\dot{W}_{CP_{comb}}} \quad (230)$$

Taxa de irreversibilidade no compressor

$$\dot{I}_{CP_{comb}} = T_0 \times \dot{\sigma}_{CP_{comb}} \quad (231)$$

Desta forma as equações (78) e (79) ficam transformadas em

$$\eta_{e_{TG}} = \frac{\dot{W}_{TB} - \dot{W}_{CP} - \dot{W}_{CP_{comb}}}{\dot{m}_{comb_{RC}} (h_{comb_0} + PCI_{comb})} \quad (78)$$

$$\eta_{ex_{TG}} = \frac{\dot{W}_{TB} - \dot{W}_{CP} - \dot{W}_{CP_{comb}}}{\dot{m}_{comb_{RC}} ex^0_{comb}} \quad (79)$$

Com a introdução destas equações podem ser utilizados dados dos combustíveis mais facilmente encontrados na literatura especializada como KOTAS (1995).

O quadro 7.13 mostra os dados utilizados nos cálculos com o uso do simulador.

QUADRO 7.13 – Resumo dos parâmetros utilizados nos simuladores.

Parâmetros comuns a todas as configurações	Unidade			
		TG	TGRE	TGRA
				TGRAD
Relação de pressões	-	14,9		
Rendimento isentrópico do compressor	%	85		
Rendimento isentrópico da turbina	%	83		
Rendimento isentrópico compressor de combustível	%	85		
Rendimento isentrópico de bombas em geral	%	75		
Eficiência da redutora de rotação	%	99		
Eficiência do gerador de eletricidade	%	97		
Vazão volumétrica na entrada do compressor	m <sup>3</sup> /s	17		
Desvio de ar na câmara de combustão	-	0		
Temperatura de entrada na turbina	°C	1080		
Temperatura limite de entrada na turbina	K	1473		
PCI do combustível	kJ/kmol	802300 (KOTAS 1995)		
Exergia do combustível	kJ/kmol	836420 (KOTAS 1995)		
Fração molar do oxigênio no ar seco	-	0,2095		
Fração molar do nitrogênio no ar seco	-	0,7809		
Fração molar do argônio no ar seco	-	0,0093		
Fração molar do dióxido de carbono no ar seco	-	0,0003		
Pressão do estado padrão	kPa	101,325		
Temperatura do estado padrão	°C	25		
Umidade do estado padrão	%	60		
Parâmetros específicos por configuração		TG	TGRE	TGRA
Concentração de LiBr de referência	%	-	50	50
Eficiência do resfriamento evaporativo	%	0,85		
Perda de carga no resfriamento evaporativo	kPa	0		
Perda de carga no resfriamento por absorção	kPa	-	0	0
Perda de carga no trocador de calor do RA	kPa	-	0	0
Concentração da solução diluída	%	-	55	55
Concentração da solução concentrada	%	-	63	63
Temperatura de entrada no gerador	°C	-	60	60
ΔT do resfriador de ar (TBS-temperatura do fluido frio)	°C	-	5,0	5,0
ΔT no evaporador (temperatura do fluido quente-T_Evap)	°C	-	6,0	6,0
Temperatura da água fria da torre-TBU (“approach”)	°C	-	3,0	3,0
Pressão da água de resfriamento	kPa	-	500	500
Pressão do gerador e condensador do RA	kPa	-	7,00	7,00
Pressão do evaporador e absorvedor do RA	kPa	-	0,65	0,65
Potência térmica do RA	kW/TR	-	4,7	4,7
Relação AGR/TR	kg/min.TR	-	14,6	14,6
ΔT da água gelada no TGRA	°C	-	5,0	-
Pressão da água gelada	kPa	-	400	-
Pressão da caldeira recuperadora de energia do TGRA	kPa	-	1013	-

Nos quadros 7.14 e 7.15 são apresentados os resultados obtidos nas quatro configurações estudadas para a condição do estado padrão do ar atmosférico (25°C, 101,325 kPa e  $\Phi=0,6$ ).

QUADRO 7.14 – Resumo dos valores obtidos nas configurações 1.

Parâmetro	Unidade	Sem TG	TG	TGRE	TGRA	TGRAD
Carga térmica	kW	-	482	488	504	517
Pressão atmosférica (DADO)	kPa		101,3	101,3	101,3	101,3
Temperaturas	TBS do ar atmosférico (DADO)	°C	-	25	25	25
	TBU do ar atmosférico (DADO)	°C	-	19,5	19,5	19,5
	TBS na entrada no compressor	°C	-	25	20,3	12,8
	TBU na entrada no compressor	°C	-	19,5	19,5	12,8
	Saída do compressor	°C	-	419	408	393
	Entrada da turbina	°C	-	1080	1080	1080
	Saída da turbina	°C	-	544	544	544
	Gases	°C	-	544	544	522
	Combustível (DADO)	°C	-	25	25	25
	Água gelada no TGRA	kg/s	-	-	-	19
Vazões massicas	Água resfriamento nos TGRA e TGRAD	kg/s	-	-	-	27
	Ar seco	kg/s	-	19,80	20,06	20,73
	Água do ar	kg/s	-	0,236	0,239	0,247
	Água injetada	kg/s	-	0	0,04	0
	Água condensada	kg/s	-	0	0	0,055
	Combustível (metano)	kg/s	-	0,345	0,355	0,372
	Gases	kg/s	-	20,38	20,69	21,29
	Compressor de combustível	kW	-	-229	-236	-247
Potências	Compressor	kW	-	-8227	-8228	-8236
	Turbina	kW	-	13350	13575	13931
	TG	kW	-	4894	5111	5448
	No gerador	kW	-	4700	4908	5232
	Auxiliares	kW	-	0	0	-20,4
	Livre	kW	-	4700	4908	5211
	Compra (-) venda (+)	kW	-5000	-300	-92	211
		%	-100	-6,0	-1,8	4,2
	Potência específica	kJ/kg ar seco	-	237	245	251
	Consumo específico	g comb./MJ	-	73,3	72,4	71,3
		Kg/MWh	-	264	260	257
						253

Pode ser visto pelo quadro 7.14 que as configurações TGRA e TGRAD produzem um excedente de energia elétrica que pode ser vendida. Também se conclui que a potência específica cresce com a configuração, sendo 8,4 % maior com o TGRAD; 5,9 % com o TGRA; e 3,4 % com o TGRE do que a turbina sem resfriamento. Já o consumo específico de combustível que é definido como o inverso da produção específica cai com a configuração, sendo 4,2 % menor, com o TGRAD; 3,9 %, com o TGRA; e 1,5 % com o TGRE do que a turbina sem resfriamento.

O quadro 7.15 mostra os resultados da análise exergética e dos poluentes estudados.

QUADRO 7.15 – Resumo dos valores obtidos nas configurações 2.

Parâmetro	Unidade	TG		TGRE		TGRA		TGRAD		
			%		%		%		%	
Irreversibilidades	Compressor de combustível	kW	19	0,26	20	0,27	21	0,26	21	0,25
	Compressor	kW	555	7,59	564	7,48	578	7,29	589	7,14
	Câmara de combustão	kW	5466	74,76	5658	75,05	5987	75,54	6269	75,94
	Turbina	kW	1077	14,73	1094	14,51	1124	14,18	1149	13,92
	redutora de rotação	kW	49	0,67	51	0,68	54	0,68	57	0,69
	gerador elétrico	kW	145	1,98	152	2,02	162	2,04	170	2,06
	Turbina a gás	kW	7311	55,10	7539	55,37	7926	55,97	8255	56,48
	Condensador do ciclo de absorção	kW	-	-	-	-	14,4	4,38	25,5	4,48
	Gerador do ciclo de absorção	kW	-	-	-	-	97,8	29,74	438,1	76,90
	Absorvedor do ciclo de absorção	kW	-	-	-	-	22,5	6,84	39,8	6,99
	Bomba de solução diluída	kW	-	-	-	-	5,1	1,55	9	1,58
	Válvula redutora de pressão	kW	-	-	-	-	5,2	1,58	9,2	1,61
	Válvula de expansão	kW	-	-	-	-	1,9	0,58	3,3	0,58
	Trocador de calor	kW	-	-	-	-	4,7	1,43	8,3	1,46
	Evaporador do ciclo de absorção	kW	-	-	-	-	13	3,92	37	6,41
	Ciclo de absorção	kW	-	-	-	-	165	50,03	570	100,00
	Caldeira recuperadora de calor	kW	-	-	-	-	152	46,23	0	0,00
	Resfriamento do ar	kW	0	0,00	1,7	0,02	12,3	3,74	0	0,00
	Configuração	kW	7311	55,10	7541	55,39	8255	58,30	8825	60,38
	Resfriamento e mistura	kW	5957	44,90	6074	44,61	5905	41,70	5791	39,62
	Volume de controle	kW	13268	100,00	13615	100,00	14160	100,00	14616	100,00
Relação potência livre/irreversibilidade total	%	35,4	-	36,0	-	36,8	-	37,5	-	
Energia do combustível	kW	17256	-	17757	-	18607	-	19257	-	
Energia da água injetada no RE	kW	0	-	0	-	0	-	0	-	
Exergia água injetada no RE	kW	0	-	0,009	-	0	-	0	-	
Exergia do combustível (metano)	kW	17968	-	18523	-	19372	-	20093	-	
Exergia na entrada do VC	kW	17968	-	18523	-	19372	-	20093	-	
Exergia na saída do VC (energia elétrica)	kW	4700	-	4908	-	5211	-	5477	-	
Rendimento energético	%	27,2	-	27,6	-	28,0	-	28,4	-	
Rendimento exergético	%	26,2	-	26,5	-	26,9	-	27,3	-	
Gases	Oxigênio	% vol. seco	14,50	-	14,40	-	14,30	-	14,30	-
	CO	ml/m <sup>3</sup> seco	6,3	-	6,5	-	6,6	-	6,7	-
	NO	ml/m <sup>3</sup> seco	12553	-	12511	-	12483	-	12457	-

Pelo quadro 7.15 pode ser visto que a turbina a gás é responsável por 55 % das irreversibilidades registradas em todas as configurações. Os restantes 45 % são distribuídas em função da configuração conforme mostrado na figura 7.12.

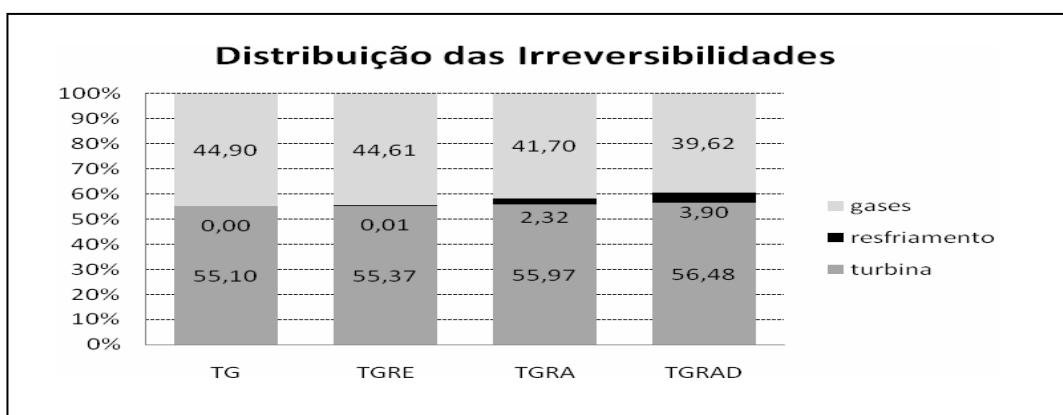


FIGURA 7.12 – Distribuição das irreversibilidades nas quatro configurações.

A figura 7.13 mostra que apesar do aumento das irreversibilidades com os sistemas de resfriamento do ar de entrada a relação entre a potência livre e o total de irreversibilidades torna-se maior sendo máxima no caso do TGRAD.

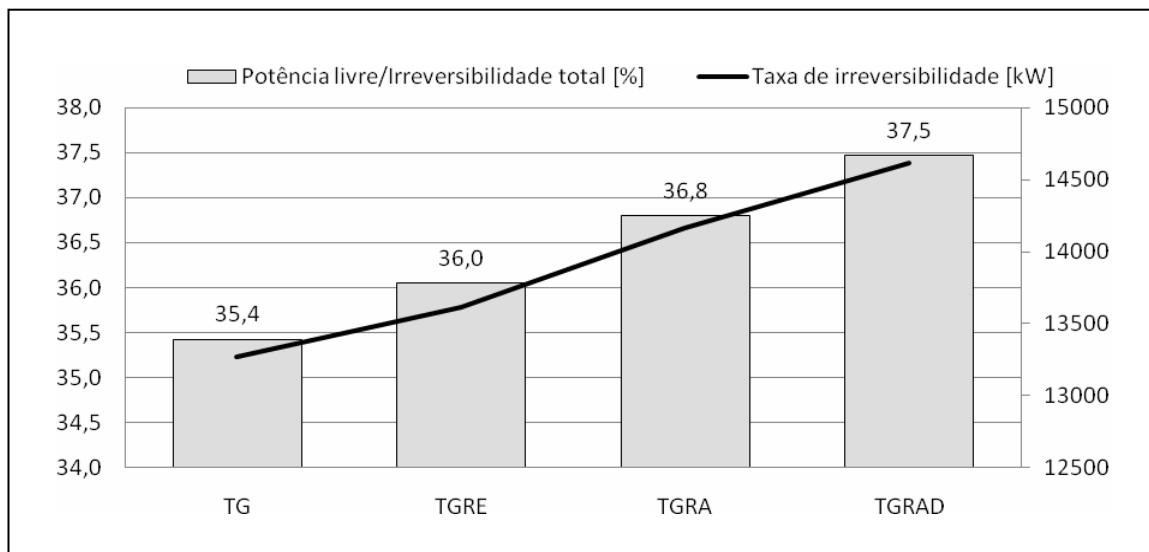


FIGURA-7.13 – Relação potência / taxa de irreversibilidade total (%) e taxa de irreversibilidade total (kW).

Os resultados mostram que a configuração TGRAD é a que mais ganhos têm tanto do ponto de vista energético como exergético.

O resfriamento evaporativo é o de menor taxa de irreversibilidade.

A análise exergética do resfriamento por ciclo de absorção mostra que a recuperação de energia dos gases é responsável por aproximadamente 75 % das irreversibilidades envolvidas nas duas configurações que usam este sistema como pode ser visto na figura 7.14.

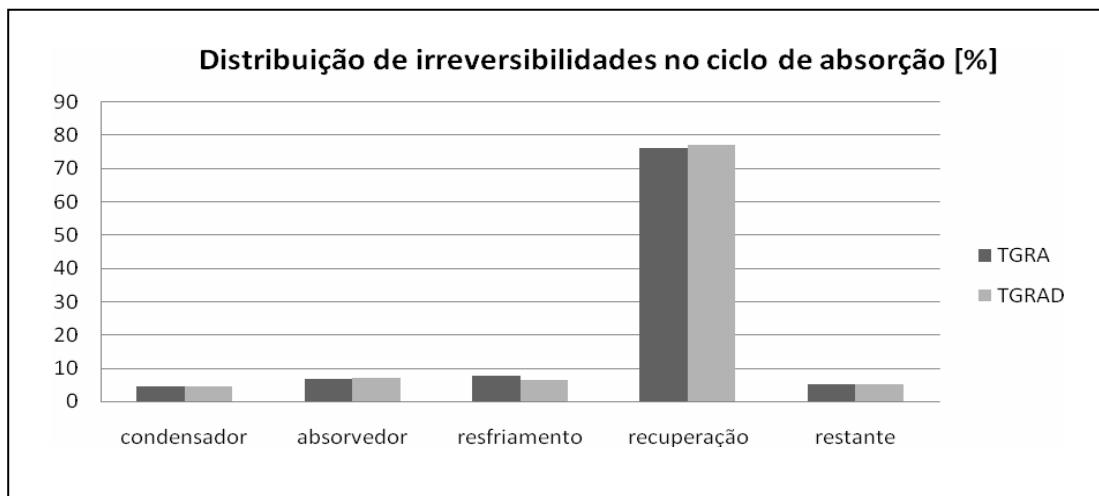


FIGURA-7.14 – Distribuição porcentual de irreversibilidades no resfriamento por absorção.

Como se vê no quadro 7.15 o evaporador do TGRAD gera 2,9 vezes mais irreversibilidades que o do TGRA (37 kW contra 13 kW) em função da maior diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio. O saldo passa a ser menor (1,5 vezes) se for somada a irreversibilidade gerada no sistema de água gelada do TGRA (12,3 kW).

Quanto aos rendimentos energéticos e exergéticos existe pouca diferença entre eles em função do volume de controle estudado. De qualquer forma os resultados mostram um ganho crescente com os três tipos de resfriamento como mostra a figura 7.15.

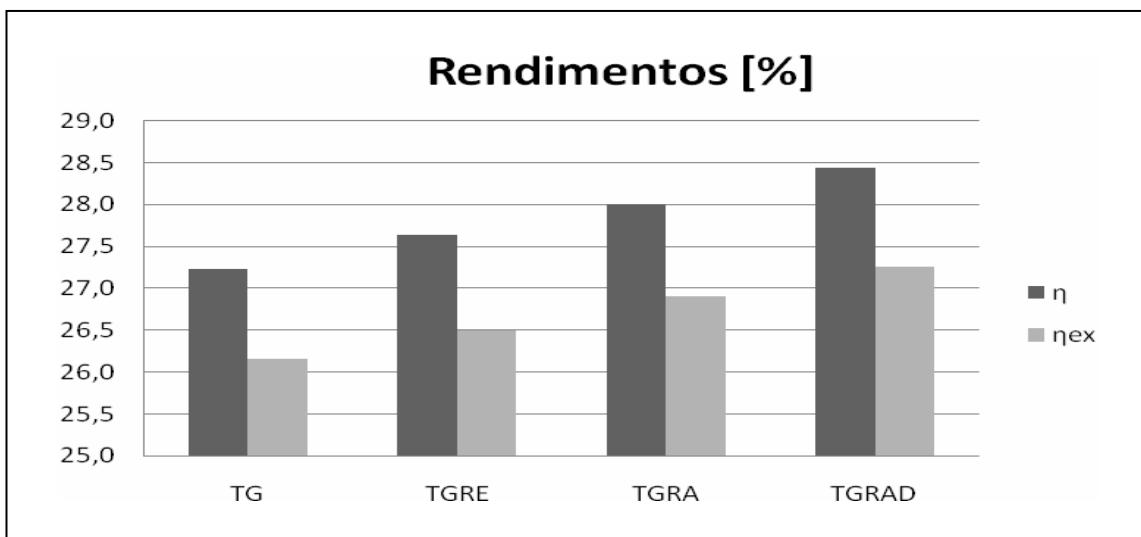


FIGURA-7.15 – Rendimentos energético e exergético.

## 7.6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foram desenvolvidos modelos matemáticos de comportamento termodinâmico de vários tipos de equipamentos que combinados puderam simular os quatro conjuntos estudados (TG, TGRE, TGRA e TGRAD).

Os modelos matemáticos desenvolvidos permitiram a avaliação energética, exergética e econômica de todos os sistemas estudados. Foram capazes de calcular todas as grandezas envolvidas em cada ponto tais como, propriedades dos fluidos, trocas de calor e potências, de maneira que possam ser utilizadas no projeto de processo que permita a construção dos equipamentos, no caso de eventual prosseguimento do estudo na sua forma prática.

Através das análises exergéticas efetuadas puderam ser evidenciados os processos de maiores taxas de irreversibilidades e a comparação entre as configurações estudadas. Isto possibilita estabelecer que os locais onde se deve atuar para minimizar as irreversibilidades no caso de continuidade deste estudo são os de recuperação da energia dos gases exaustos da turbina ou seja, a caldeira de recuperação e o gerador do sistema de absorção no TGRA e o gerador do sistema de absorção no TGRAD.

Durante o estudo foi possível verificar que:

- O resfriamento do ar de entrada em turbinas a gás produz aumento de potência ( 2 a 4,5 % com o TGRE, 4,5 a 13 % com TGRA e 8 a 18 % com o TGRAD) que depende do local de instalação do equipamento.
- O resfriamento do ar de entrada em turbinas a gás produz aumento de eficiência do equipamento (0,5 a 1,2 % se for TGRE, 1,3 a 3,3% se for TGRA e 2,4 a 4,5% se for TGRAD) que depende do local de instalação do equipamento.
- O resfriamento evaporativo é o mais econômico dos processos estudados, porém é o que produz menores aumentos de potência e eficiência.
- O resfriamento por absorção leva a maiores incrementos na potência e no rendimento que o resfriamento evaporativo, porém os custos totais anuais podem ser 1 % maiores.
- A configuração TGRAD leva à melhores resultados que a TGRA tanto do ponto de vista energético ( 4,2 % a mais) quanto econômico (1,1 % a menos).

Para uma planta sujeita a fornecimento externo de energia elétrica pelo regime de tarifa verde, a implantação de geração interna de energia elétrica com turbina a gás só será alternativa viável do ponto de vista econômico se o custo do gás for da ordem de 0,42 R\$/Nm<sup>3</sup>, se mantido o custo médio da energia elétrica considerada (~220 R\$/MWh). Isto é pouco provável que possa ocorrer.

Através do modelo matemático também foi possível realizar a análise simplificada da influência dos sistemas de resfriamento na geração de gases poluentes. Esta análise mostrou que os sistemas de resfriamento melhoram a emissão de óxido de nitrogênio (NO) mas tornam maiores as emissões de CO. Ressalta-se aqui mais uma vez que esta análise considera que a reação de combustão atinja o equilíbrio químico e, como isto não ocorre na realidade certamente os valores de produção reais seriam menores que os registrados pelo estudo.

Durante os estudos se verificou que a interferência dos parâmetros do ar atmosférico na operação de uma turbina a gás depende da forma de controle operacional do equipamento. O controle que sofre menor influência das variações do ar atmosférico é aquele que mantém a temperatura de admissão na turbina da TG constante.

O trabalho mostra que a utilização de ferramentas computacionais que contenham propriedades termodinâmicas disponíveis para várias substâncias, como o EES (2007), facilita o estudo de sistemas energéticos.

## CAPÍTULO 8 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Finalizando este trabalho são propostas algumas possíveis linhas de pesquisa que possam dar continuidade ao estudo elaborado:

- Elaborar estudo de otimização do desempenho dos sistemas considerando os valores dos parâmetros tais como: pressões, concentração da solução diluída, temperatura de entrada no gerador e relação mássica do ciclo de absorção, diferenças de temperatura entre o ar e o sistema de resfriamento, relações de pressão na turbina, etc..
- Analisar a utilização de ar como meio de resfriamento direto, no lugar de torre de resfriamento de água, por exemplo, como indicado na figura 6.6 (TGRADAR) para aplicações em regiões de baixa disponibilidade de água.
- Desenvolver um modelo de ciclo de absorção de múltiplos efeitos (duplo ou triplo) para análise da melhoria de desempenho econômico desses sistemas perante o de simples efeito.
- Durante o estudo foi verificado que a umidade do ar é benéfica no sentido de minimizar a geração dos gases poluentes estudados. Desta forma a não condensação da umidade<sup>11</sup> do ar nas configurações TGRA e TGRAD evita a diminuição do teor de água e como consequência pode melhorar o desempenho sob o aspecto ambiental. Segundo MOREIRA (1999), o processo de resfriamento envolvendo a condensação recebe o nome de “desumidificação por resfriamento” e aquele onde não ocorre a condensação denomina-se “resfriamento sensível”. A análise da influência da condensação ou não da umidade do ar, nos sistemas de refrigeração por absorção, nos parâmetros das configurações estudadas pode ser uma continuidade deste estudo.

---

<sup>11</sup> O estudo elaborado contempla a condensação da umidade até a saturação do ar resfriado ( $\Phi=1$ ) quando isto for possível.

- Estudar formas de cálculos iterativos das temperaturas utilizadas no estudo exergético dos quatro componentes do ciclo de absorção que sejam independentes de fórmulas pré-definidas como as adotadas por Varani (2001) e por este trabalho.
- Estudar aplicações destas configurações associadas à co-geração de energia de forma a verificar melhorias na viabilidade econômica.

## CAPÍTULO 9– REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALHAZMY, M. M.; NAJJAR, Y. S. H.. Augmentation of gas turbine performance using air coolers. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 24, n. 2-3, p. 415-429, Feb. 2004. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com>. Acesso em 20 set. 2005.

ALSTOM Power 5.25 MW - *Power generation performance*. Disponível em: <http://www.power.alstom.com>. Acesso em: 22 ago. 2002.

AMELL, A. A.; CADAVID, F. J.. Influence of relative humidity on the cooling thermal load in gas turbine power plant. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 22, n. 13, p. 1529-1533, sep. 2002. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com>. Acesso em 10 jan. 2003.

AMERI, M.; HEJAZI, S. H.. The study of capacity of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 24, n. 1, p. 59-68, Jan. 2004. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com>. Acesso em 20 set. 2005.

ANDREPONT, J. S.. Resfriamento de ar de entrada da turbina de combustão (CTIAC) benefícios, opções de tecnologia e aplicações para “district energy”. In: CONFERÊNCIA ANUAL DA ASSOCIAÇÃO INTERNACIONAL DE “DISTRICT ENERGY”, 91., 2000, Montreal, Canadá.

ANEEL. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br> Acessos em 22/09/2006 e 15/11/2007.

ASHRAE handbook fundamentals - SI. Atlanta, Ga.: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1997.

BASSILY, A.M.. Effects of evaporative inlet and after cooling on the recuperated gas turbine cycle. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 21, n. 18, p. 1875-1890, Dec. 2001. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com>. Acesso em 10 jan. 2003.

BATHIE, W. W. *Fundamentals of gas turbines*. USA. John Wiley & Sons Inc. 1996.

BEJAN, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. Singapore. Wiley Interscience Publication. 1988.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. *Thermal design & optimization*. New York. John Wiley. 1996.

BHARGAVA, A.; MEHER-HOMJI, C. B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and over spray fogging. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, New York, N. Y., v. 127, n. 1, p. 145-158, Jan. 2005).

BOYCE, M.P. Gas Turbine Engineering Handbook, Design, Operation, Maintenance. Houston, Texas. Gulf Publishing Co., 1987.

BRASIL, Ministério de Minas e Energia. Disponível em: <http://www.mme.gov>. Acesso em 15 set. 2007

CAMARGO, J.R., EBINUMA, C.D., CARDOSO, S. A mathematical model for direct evaporative cooling air conditioning system. **Engenharia Térmica**, Curitiba, PR, v. 4, n. 2, p. 30-34, 2003.

CATERMO Indústria e Comércio. *Climatizadores evaporativos* (2006).

ÇENGEL, YUNUS A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. 5. ed.. São Paulo. McGraw-Hill. 2006.

CESPEDES, J. F. P.; OLIVEIRA JÚNIOR, S. Análise termo econômica de plantas de co-geração. **Revista Brasileira de Engenharia Química**, São Paulo, v. 17, n.4, p. 21-27, dez./jan. 1997/98.

COMGAS. Disponível em: <http://www.comgas.com.br/tarifas.asp>. Acesso em 19/11/2007.

DAI, Y. J.; SUMATHY, K. Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 22, n. 13, p. 1417-1430, Sept. 2002. Disponível em: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 10 jan. 2003.

DOMBROSKI, L.; NELSON, W. I. Two-stage evaporative cooling. **Heating/Piping/Air Conditioning**. Chicago. IL, v. 56, n. 5, p. 87-92, May 1984.

EES - *Engineering equation solver*. Middleton: F-Chart Software, 2007.

EL HADIK, A. A. The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, New York, NY, v. 112, n. 4, p. 590-596 Oct. 1990.

Gas turbine world handbook 2004 -2005. [S.I.]: Pequot Publications, 2005.

GE-10. GE AERO ENERGY PRODUCTS/GE10 *Estimated average engine performance*. BB 2/8/01 8.21:58 AMGE-10-800011-19. Dle Combustors.

GOULART, S. V. G.; LAMBERTS, R.; FIRMINO, S. *Dados climáticos de 14 cidades brasileiras*. São Paulo. ABRAVA. 1998.

GUIRARDI, W.; PEIXOTO, R. A.. Analysis of alternatives for gas turbines inlet air cooling. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 17, 2003, São Paulo. **Proceedings...**São Paulo: COBEM 2003

HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. . *Absorption chillers and heat pumps*. Boca Raton, FL: CRC Press, 1996.

ISHIDA, M.; JI, J.. Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 19, n. 11, p. 1191-1206, Nov. 1999. Disponível em: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 20 jan. 2006.

JEONG, S., KANG, B.H., KARNG, S.W., Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 18, n. 12, p. 1-12, Dec. 1998. Disponível em: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 20 jan. 2006.

JOUDI, K. A.; LAFTA, A. H.. Simulation of a simple absorption refrigeration system. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 42, n. 13, p. 1575-1605, Sept. 2001.

KAITA, Y.. Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. **International Journal of Refrigeration**, Guildford, Surrey, v. 24, n. 5, p. 374-390, Aug. 2001.

KORAKIANITS, T.; WILSON, D. G.. Models for predicting the performance of Brayton cycle engines. **Journal of Engineering for gas turbines and power**, New York, NY, v.116, n. 2, p. 381-388, Apr. 1994.

KOTAS, T.J. *The exergy method of thermal plant analysis*. Malabar, Fla: Krieger Publishing, 1995.

LOUD, R.L.; SLATERPRYCE, A.A.. *Gas turbine inlet air treatment*. Schenectady. NY: GE Company, 1991.

MATHIOUDAKIS, K.; TSALAVOUTAS, T. Uncertainty reduction in gas turbine performance diagnostics by accounting for humidity effects. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, New York, NY, v. 124, n. 4, p. 801-808 Oct. 2002.

MEE industries inc., Gas turbine inlet air fogging, 2001.

MONÉ, C. D., CHAU, D. S., PHELAN, P.E., Economic feasibility of combined heat and power and absorption refrigeration with commercially available gas turbines. **Energy Conversion & Management**, Oxford, v. 42, n. 13, p. 1559-1573, Sept. 2001.

MOREIRA, J. R. S., *Fundamentos e aplicações da psicrometria*. São Paulo: RPA Editorial, 1999.

MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B., The effect of ambient temperature on the surface area of components of an air-cooled lithium bromide/water absorption unit. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 16, n. 4, p. 313-319, Apr. 1996. Disponível em: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 20 jan. 2006.

NAJJAR, Y.S.H. Enhancement of performance of gas turbine engines by inlet air cooling and cogeneration system. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 6, n. 2, p. 163-173, Feb. 1996. Disponível em: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 10 jan. 2003.

OLIVEIRA JUNIOR, S. Exergy analysis of cogeneration and combined cycle plants. In: ECOS 98 – Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 1998, Nancy, France. **Anais...** p. 759-766.

PERRY, R. H.; GREEN, D.W.; MALONEY, J. O. *Perry's chemical engineers handbook*. 7. ed., New York: United States of America. McGraw-Hill, 1997.

PETROBRAS S. A. – Manual de estimativas de custos. (2001).

PIMENTA, J.M.D.; DE CASTRO, W.P. Analysis of different applications of evaporative cooling systems. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 17, 2003, São Paulo. **Proceedings...** São Paulo COBEM 2003.

POTTER, M.C.; SOMERTON, C.W. *Theory and problems of thermodynamics for engineers.* New York: McGraw Hill, 1995 (Shaun's outline series).

RIVERA, W.; XICALE, A. Heat transfer coefficients in two phases flow for the water/lithium bromide mixture used in solar absorption refrigeration systems. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, Amsterdam: North-Holland, v. 70, n. 3, p. 309-320, Dec. 2001.

RUCKER, C. P. R.; BAZZO, E.; JONSSON, M. N. R.; KARLSSON, J. *Thermo economic analysis of a small scale cogeneration system using a micro turbine and an absorption chiller.* In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING 17., 2003, São Paulo **Proceedings...** São Paulo COBEM 2003.

TALBI, M. M.; AGNEW, B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 20, n. 7, p. 619-630, May. 2000. Disponível em: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 10 jan. 2003.

**THERMAX India - Single effect steam driven absorption cooler.** Disponível em: [http://www.thermaxindia.com/acd/products/pr03\\_05tech.htm](http://www.thermaxindia.com/acd/products/pr03_05tech.htm). Acesso em: 27/08/2002.

**TUMA/BROAD** - Catálogo recebido em tomada de preço feita pela internet. Disponível em: <http://www.empresastuma.com>. Acesso em: 19/04/2006.

VARANI, C. M. R. Avaliação energética de uma unidade de refrigeração por absorção água/brometo de lítio utilizando gás natural. Tese (Doutorado). Universidade Federal da Paraíba, 2001.

VIVIER, L., *Turbinas de vapor e de gas, teoría, construcción e empleo.* Bilbao: Urmo, 1968.

WANG, F.J.; CHIOU, J.S. Integration of steam injection and inlet air-cooling for gas turbine generation system. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 45, n. 1, p. 15-26, Jan. 2004.

WESTINGHOUSE. Disponível em: <<http://www.westinghouse.com>> Acesso em: dez. 2005.

WIJEYSUNDERA, N. E. Performance limits of absorption cycles with external heat-transfer irreversibility. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 16, n. 2, p. 175-181, Feb. 1996. Disponível em: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 20 jan. 2006.

## APÊNDICE A - FUNDAMENTOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA

### Introdução

A análise exergética é um método de avaliação de sistemas térmicos que utiliza conceitos e leis da Termodinâmica Clássica. Os fundamentos de análise exergética apresentados a seguir são baseados em KOTAS (1995).

### Análise energética

A análise de um sistema térmico utilizando-se apenas a primeira lei da Termodinâmica costuma ser feita para a avaliação da eficiência do processo de conversão de energia.

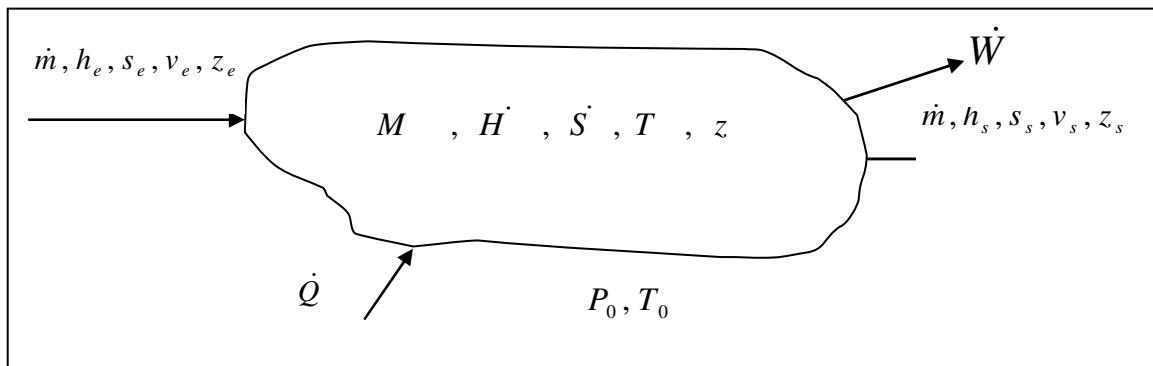


FIGURA A.1 – Volume de controle (vc) para análise energética e entrópica.

A figura A.1 serve de base para a análise de um sistema térmico, onde:

$\dot{m}$  = vazão mássica [kg/s]

$h$  = entalpia específica [kJ/kg]

$s$  = entropia específica [kJ/kg.°C]

$v$  = velocidade [m/s]

$z$  = altura [m]

$_{0}$  = condições de referência

$P_0$  = pressão do ambiente [kPa]

$_{e}$  = entrada no VC

$T_0$  = temperatura do ambiente [°C]

$_{s}$  = saída do VC

$\dot{W}$  = potência produzida [kW]

$M$  = massa no volume de controle [kg]

$\dot{Q}$  = taxa de calor trocado com o meio [kW]

$\dot{H}$  = taxa de variação de entalpia no VC [kW]

$\dot{S}$  = taxa de variação de entropia no VC [kW]

$T$  = temperatura na qual se dá a troca de calor [°C]

Assim, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle em regime permanente e sem variação de volume (volume de controle rígido), com base na figura 1, tem-se:

$$\dot{m}h_s - \dot{m}h_e + \frac{\dot{m}}{2}(v_s^2 - v_e^2) + \dot{m}g(z_s - z_e) = \dot{Q} - \dot{W} \quad (\text{A1})$$

Onde,  $g$  é a aceleração da gravidade em unidades compatíveis.

### **Rendimento energético.**

Considerando-se que o efeito útil desejado seja o trabalho realizado pelo sistema, obtido pelo fornecimento de energia térmica, o rendimento da primeira lei ( $\eta_e$ ) é dado por:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} \quad (\text{A2})$$

Ocorre, porém, que esta forma de avaliação não demonstra a real capacidade de realização de conversão entre as diversas formas de energia, isto é, não mostra que alguns processos energeticamente possíveis são inviáveis na prática.

Este processo não faz distinção entre a *qualidade* das diversas formas de energia, tratando calor e trabalho da mesma forma.

### **Qualidade da energia.**

Por *qualidade da energia* se entende a capacidade de gerar energia útil na forma de trabalho. Exemplificando, a eletricidade é uma forma de energia de *alta qualidade*, pois pode ser totalmente convertida em trabalho, a menos das perdas mecânicas, não sendo, obrigatório rejeitar parte dela como ocorre com a energia térmica. Assim, praticamente toda a energia elétrica que é consumida num motor é transformada em energia mecânica.

A *qualidade* de uma forma de energia depende do processo de sua conversão caracterizando-a como *ordenada* ou *desordenada*.

Energia *ordenada* é aquela que, desprezando-se os efeitos dissipativos ( atrito, resistência elétrica, etc.) pode ser totalmente transformada numa outra forma de energia ordenada.

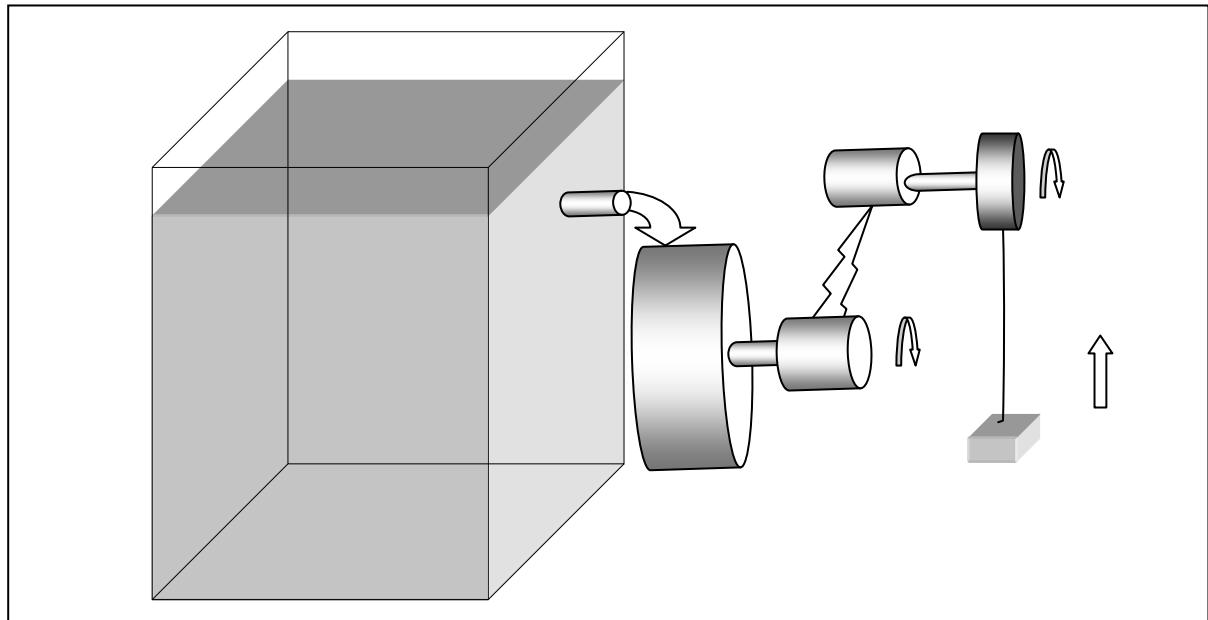


FIGURA A.2- Esquema de transformação de energia ordenada.

Exemplificando, a energia potencial é transformada em energia cinética numa turbina hidráulica que aciona um gerador o qual produz energia elétrica que aciona um motor elétrico que gira levantando um peso, como mostrado na figura A.2.

Toda conversão de um tipo de energia para outro se dá na forma de trabalho que é energia *ordenada* em trânsito. Desprezando-se os efeitos dissipativos as transformações são isentrópicas e não dependem do meio para o seu estudo, isto é, podem ser estudadas apenas com a primeira lei da Termodinâmica.

Energia *desordenada* se caracteriza pelo fato de não poder ser totalmente convertida numa outra forma de energia *desordenada* e mesmo *ordenada*. Energia química, radiação térmica, energia interna são formas de energias *desordenadas*.

Para estudar sistemas que utilizam energia *desordenada* torna-se necessário a aplicação da segunda lei da Termodinâmica, pois, a primeira não é suficiente para explicar todos os fenômenos que ocorrem.

### A segunda lei da Termodinâmica.

A utilização da segunda lei da Termodinâmica, que introduziu o conceito de entropia como uma propriedade termodinâmica, que é sempre gerada nos processos de transformações energéticas reais, isto é, irreversíveis, serve para demonstrar, de forma quantitativa, que as diversas formas de energia têm *qualidades* diferentes.

Assim, aplicando-se a segunda lei da Termodinâmica para o volume de controle da figura A1:

$$\dot{m}(s_s - s_e) = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{\sigma} \quad (\text{A3})$$

Onde:

- $\dot{Q}/T$  = Taxa de entropia transferida
- $\dot{\sigma}$  = Taxa de entropia gerada
- $T$  = Temperatura na qual o processo de transferência de calor ocorre.

Este balanço entrópico aplicado a sistemas reais mostra que quanto mais irreversíveis os processos mais entropia é gerada.

Para que uma transformação de energia *desordenada* seja máxima devemos ter processos totalmente reversíveis.

A *qualidade* de uma energia *desordenada* é variável e é caracterizada pela sua entropia, e depende das condições termodinâmicas do meio ambiente.

Apesar de ser mais apropriado que o balanço puramente energético para a análise de sistemas térmicos o balanço entrópico ainda não expressa com clareza a *qualidade* da energia.

### Exergia.

Para melhor interpretar a *qualidade* da energia foi estabelecido o conceito de exergia obtido a partir de uma combinação dos balanços energético e entrópico. Assim, multiplicando-se a equação (A3) por  $(-T_0)$  e somando-se à equação (A1) tem-se:

$$\dot{m}(h_s - h_e) - T_0 \dot{m}(s_s - s_e) + \frac{\dot{m}}{2} (v_s^2 - v_e^2) + \dot{m}g(z_s - z_e) = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W} - T_0 \dot{\sigma} \quad (\text{A4})$$

Arranjando-se a equação (A4) obtém-se:

$$\dot{m}(h_s - T_0 s_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s) - \dot{m}(h_e - T_0 s_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e) = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W} - T_0 \dot{\sigma} \quad (\text{A5})$$

Definindo-se exergia de um deslocamento de massa ( $\dot{Ex}$ ) como

$$\dot{Ex} = \dot{m} \left( h - T_0 s + \frac{1}{2} v^2 + g z \right) \quad (\text{A6})$$

Definindo-se os termos da equação (A6) como:

- $(h - T_0 s)$  - exergia devido ao estado termodinâmico
- $\frac{1}{2} v^2$  - exergia devido à energia cinética
- $g z$  - exergia devido à energia potencial

Tem-se a equação do balanço exergético para volume de controle em regime permanente:

$$\dot{Ex}_s - \dot{Ex}_e = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W} - T_0 \dot{\sigma} \quad (\text{A7})$$

Onde:

- $\dot{Ex}_e$  = Fluxo de exergia na entrada do volume de controle
- $\dot{Ex}_s$  = Fluxo de exergia na saída do volume de controle

O fator  $\left( 1 - \frac{T_0}{T} \right)$  é conhecido como *fator de Carnot* ou *temperatura exergética*,

adimensional que é representado neste trabalho pela letra grega  $\theta$ .

$$\theta = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (\text{A8})$$

A equação (A7) pode ser escrita então

$$\dot{Ex}_s - \dot{Ex}_e = \dot{Q} \theta - \dot{W} - T_0 \dot{\sigma} \quad (\text{A9})$$

O primeiro termo da equação (A9),  $(\dot{Ex}_s - \dot{Ex}_e)$  representa a diferença entre as vazões exergéticas de saída e entrada que é função dos estados termodinâmicos.

O termo  $(\dot{Q}\theta)$  representa a exergia associada à taxa de troca de calor.

O termo  $(\dot{W})$  representa a potência realizada e é exergia pura.

O termo  $(T_0\dot{\sigma})$  é a perda de exergia, ou seja, a exergia destruída durante o processo.

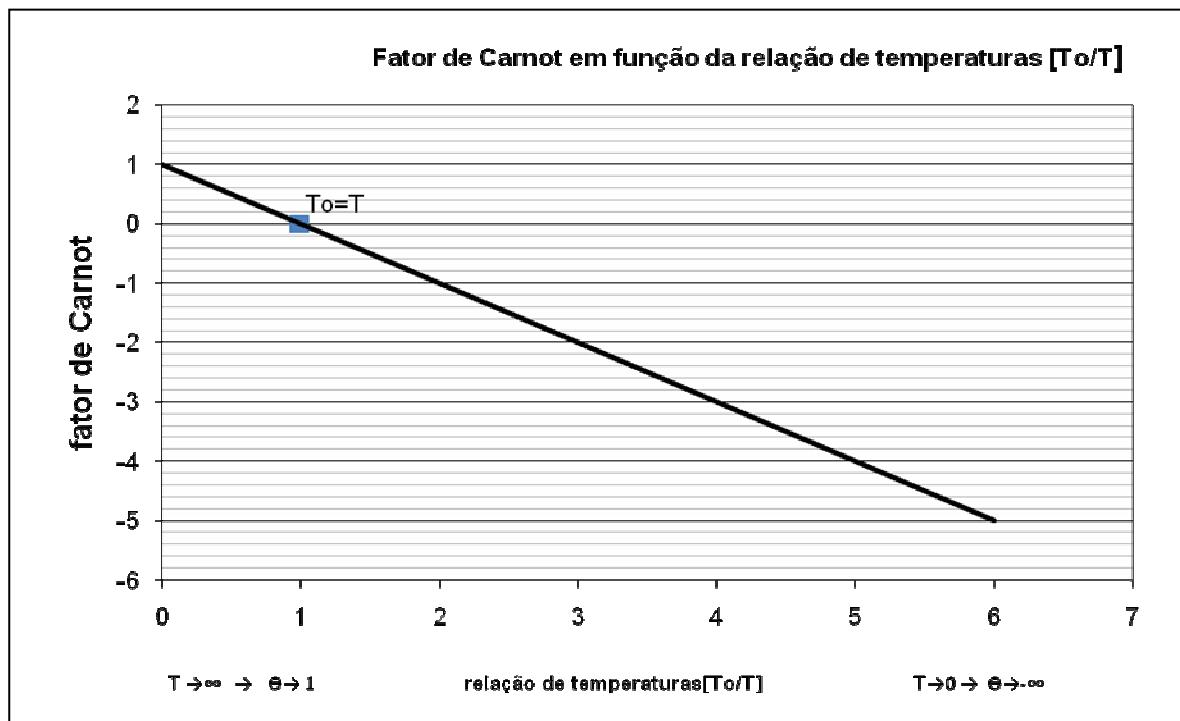


FIGURA A.3 – Variação do fator de Carnot com a temperatura.

Na figura A.3, elaborada a partir da equação (A8), pode se ver a variação do fator de Carnot com a temperatura. Nota-se que o fator de Carnot é nulo quando a temperatura é coincidente com a temperatura do ambiente onde está inserido o sistema.

O máximo valor do fator de Carnot é a unidade que seria atingida se a temperatura fosse infinita.

Com a redução da temperatura o fator de Carnot vai caindo indefinidamente, se aproximando do valor igual ao negativo da relação de temperaturas. Assim, para uma temperatura 100 vezes menor que a do ambiente o fator de Carnot é igual a -99. Para T=0 K ( $T_0/T=\infty$ ),  $\theta=-\infty$ .

### Estado de referência. Estado morto

Sendo a exergia, como definida pela Equação (A6), uma relação de propriedades termodinâmicas e mecânicas, torna-se necessário definir um estado de referência para possibilitar os cálculos. O padrão usual é adotar o meio ambiente e como tal se entende as circunvizinhanças do sistema considerado cujas propriedades (pressão, temperatura, umidade relativa, potencial químico, etc.) não se alteram significativamente durante o processo.

Para que o equilíbrio com o meio seja completo é necessário que o sistema esteja em equilíbrio químico com ele. Neste caso teremos o chamado estado morto. Quando não existe equilíbrio químico com o meio é possível se realizar trabalho por um processo envolvendo reações químicas que levem ao equilíbrio. Se o trabalho for obtido por um processo reversível ele será igual à exergia química.

Para análises exergéticas envolvendo mais de uma vazão entrando e/ou saindo de um volume de controle as exergias devem ser consideradas em relação ao estado da vizinhança, isto é,

$$ex_i = h_i - h_0 + T_0(s_i - s_0) \quad (A10)$$

onde o subscrito  $_i$  representa a vazão sendo analisada.

### Discussão do conceito de exergia.

Conceptualmente exergia pode ser definida de várias formas, porém considerando-se como medida de *qualidade* de energia, como apresentada por KOTAS (1995), resume-se a:

*“Exergia é o máximo de trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando-se os parâmetros do ambiente como aqueles do estado de referência”.*

A Equação (A7) explicitada na forma de trabalho

$$\dot{W} = \dot{Ex}_e - \dot{Ex}_s + \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - T_0 \dot{\sigma} \quad (A11)$$

mostra que a capacidade de realização de trabalho não se conserva, pois é reduzida sempre

que houver processo irreversível envolvido. Quanto maior a irreversibilidade de um processo maior é a entropia gerada ( $\dot{\sigma}$ ) e, consequentemente, menor é o trabalho realizado.

Os processos irreversíveis mais comuns são: expansão não resistida, perda de carga, mistura, troca de calor com diferencial de temperatura finito, reação química, atrito mecânico, vazamentos, trocas de calor com o meio ambiente.

### Rendimento exergético

O rendimento exergético pode ser definido de várias formas e depende do sistema considerado. Para minimizar este problema alguns autores defendem a utilização de formas gerais de definição de rendimento exergético. Assim, KOTAS (1995) utiliza o agrupamento de transferências de exergia em *efeito útil desejado* e *alimentação necessária*. Já BEJAN (1996) usa os termos *produto* como sendo aquilo que se deseja obter de um sistema e *combustível* como os recursos utilizados para a obtenção do produto.

Assim o rendimento exergético pode ser calculado pelas fórmulas abaixo:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia do efeito útil desejado}}{\text{exergia necessária}} \quad (\text{A12})$$

ou

$$\eta_{ex} = \frac{\text{exergia dos produtos}}{\text{exergia do combustível}} \quad (\text{A13})$$

De qualquer forma é preciso muito cuidado na definição do que seja produto ou do efeito útil que se deseja obter e também do que se entende por exergia necessária ou por exergia do combustível para se evitar conclusões que não expressem a realidade.

Como mostram CESPEDES e OLIVEIRA (1998), num sistema de geração simultânea de energia elétrica e térmica podem ser definidos dois rendimentos: energético e exergético, da seguinte forma:

$$\eta_e = \frac{\dot{W} + \dot{Q}}{\dot{E}_{comb}} \quad (\text{A14})$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Ex}_w + \dot{Ex}_Q}{\dot{Ex}_{comb}} \quad (A15)$$

onde  $\dot{E}_{comb}$  é o fluxo de energia do combustível e  $\dot{Ex}_{comb}$  é o fluxo de exergia do combustível e, como é demonstrado por KOTAS (1995),  $\dot{Ex}_w = \dot{W}$  e  $\dot{Ex}_Q = \dot{Q}\theta$ , temos

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W} + \dot{Q}\theta}{\dot{Ex}_{comb}} \quad (A16)$$

dividindo-se a equação (A16) pela equação (A14) teremos uma relação entre os dois rendimentos.

$$\frac{\eta_{ex}}{\eta_e} = \frac{\dot{W} + \dot{Q}\theta}{\dot{W} + \dot{Q}} \frac{\dot{E}_{comb}}{\dot{Ex}_{comb}} \quad (A17)$$

definindo-se a relação entre a exergia e a energia do combustível

$$\alpha = \frac{\dot{Ex}_{comb}}{\dot{E}_{comb}} \quad (A18)$$

e a relação entre o taxa de calor e o trabalho envolvido no processo

$$\beta = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (A19)$$

e substituindo na equação (A17) teremos:

$$\frac{\eta_{ex}}{\eta_e} = \frac{1 + \theta\beta}{(1 + \beta)\alpha} \quad (A.20)$$

Esta expressão, apresentada por CESPEDES e OLIVEIRA (1998), permite a obtenção da relação entre os dois tipos de rendimento conhecendo-se apenas a relação entre calor e trabalho, que é uma característica do sistema considerado, o fator ( $\alpha$ ), que é uma característica do combustível utilizado, e o fator de Carnot ( $\theta$ ), que depende da temperatura onde se processa a troca de calor (T) e da temperatura padrão adotada para a análise exergética ( $T_0$ ).

A figura A.4, apresentada por CESPEDES e OLIVEIRA (1998) mostra o comportamento desta relação em função de  $\beta$ , para cada  $\theta$ , para um combustível com  $\alpha=1$ . Podemos ver que quando  $\beta \rightarrow 0$ , que significa que só existe produção de potência que é exergia pura, a relação tende ao valor unitário, independente da escolha da temperatura de referência.

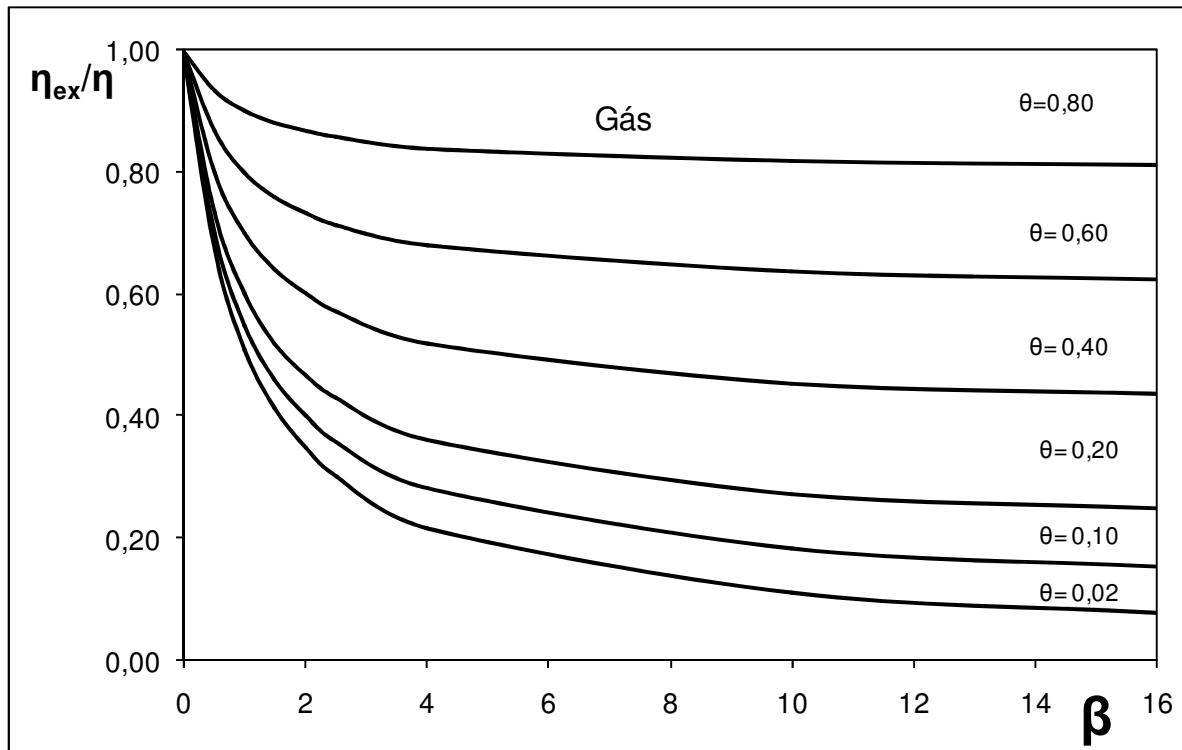


FIGURA A.4 – Comportamento de  $\eta_{ex}/\eta$  em função de  $\beta$  para parametrizado por  $\theta$   
FONTE: CESPEDES E OLIVEIRA (1998)

Outro ponto importante a se ressaltar é que quanto menor o  $\theta$  para um mesmo  $\beta$ , menor é a relação entre os rendimentos, em função da menor quantidade de exergia envolvida. Isto ocorre principalmente em sistemas de refrigeração, onde a temperatura controlada é próxima da temperatura de referência, isto é,  $\theta$  baixo.

Como alertam CESPEDES e OLIVEIRA (1998), os valores do gráfico podem ser corrigidos para combustíveis com  $\alpha \neq 1$  dividindo-se os valores da relação pelo  $\alpha$  do combustível que é fornecido em tabelas como a apresentada no quadro A.1 retirada de KOTAS (1995).

QUADRO A.1 - Valores típicos de  $\alpha$  para alguns combustíveis.

Combustível	$\alpha$
Carvão mineral	1,05
Outros tipos de carvão	1,06-1,10
Turfa	1,16
Madeira	1,15-1,30
Óleos combustíveis	1,04-1,08
Gás natural	1,04 $\pm$ 0,5%
Gás de carvão	1,00 $\pm$ 1 %
Gás de alto forno	0,98 $\pm$ 1 %
Hidrogênio	0,985
Monóxido de carbono	0,973
Enxofre (rômico)	2,017

FONTE: KOTAS (1995)

Como já foi visto, existe uma diferença muito grande do ponto de vista exergético entre calor e trabalho, isto é entre taxa de transferência de calor e potência, que é o fator de Carnot. Assim, para uma mesma quantidade de calor e trabalho, quantidades diferentes de exergias são envolvidas como mostra a quadro A.2, dependendo da temperatura de transferência de calor.

QUADRO A.2 – Comparação entre trabalho e calor.

T <sub>o</sub> =25 °C	Trabalho	Aquecimento	Resfriamento
Taxa de energia [kW]	5000	5000	-5000
Temperatura [°C]	-	200	-10
Temperatura [K]	-	473,15	263,15
Fator de Carnot	-	0,37	-0,133
Taxa de exergia [kW]	5000	1850	665

## **APÊNDICE B – CONCEITOS DE PSICROMETRIA**

Os estudos psicrométricos consideram ar atmosférico como uma mistura de dois gases perfeitos, o ar seco e o vapor de água. Neste caso o ar é caracterizado por três de suas propriedades. Normalmente uma das propriedades é a pressão atmosférica e a outra é uma temperatura. A terceira propriedade diz respeito à composição.

Como apresenta MOREIRA (1999) existem quatro tipos de temperatura de um ar úmido:

- Temperatura de bulbo seco (TBS)
- Temperatura de bulbo úmido (TBU)
- Temperatura de condensação ou ponto de orvalho (PO)
- Temperatura de bulbo úmido termodinâmica

A temperatura de bulbo seco é aquela medida por um termômetro colocado no ar. A temperatura de bulbo úmido é a temperatura que um termômetro envolto por uma mecha de algodão embebida em água acusaria quando submetido a uma corrente de ar úmido com velocidade da ordem de 3 a 5 m/s.

Estas duas temperaturas são obtidas com o uso de um instrumento denominado psicrômetro.

A temperatura de condensação é a temperatura na qual o ar úmido se torna saturado, isto é, caso a temperatura caia abaixo do PO parte da umidade do ar se condensa.

A temperatura termodinâmica de bulbo úmido ou temperatura de saturação adiabática é uma propriedade termodinâmica do ar úmido que pode ser obtida com o uso de um psicrômetro adiabático. Como explica MOREIRA (1999), a temperatura termodinâmica de bulbo úmido pode ser aproximada pela temperatura de bulbo úmido nos cálculos de ar úmido.

A composição do ar pode ser expressa como uma relação entre as massas de vapor e de ar seco. Esta relação é conhecida pelo nome de umidade absoluta e é representada neste estudo pelo símbolo  $\omega$ .

$$\omega = \frac{m_{va}}{m_{ar}} \quad (B1)$$

onde,  $m_{va}$  = massa de vapor de água contida no ar e  $m_{ar}$  = massa de ar seco.

Outra forma de expressar a composição do ar úmido é a umidade relativa definida como a relação entre a fração molar do vapor no ar e a fração molar do vapor no ar saturado de vapor na mesma temperatura.

Neste trabalho a umidade relativa foi representada pela letra grega  $\Phi$

$$\Phi = \frac{y_{va}(T, P)}{y_{va_{sat}}(T, P)} \quad (B2)$$

onde  $y_{va}(T, P)$  é a fração molar do vapor de água no ar,  $y_{va_{sat}}(T, P)$  é a fração molar de água no ar saturado, T é a temperatura e P é a pressão do ar atmosférico.

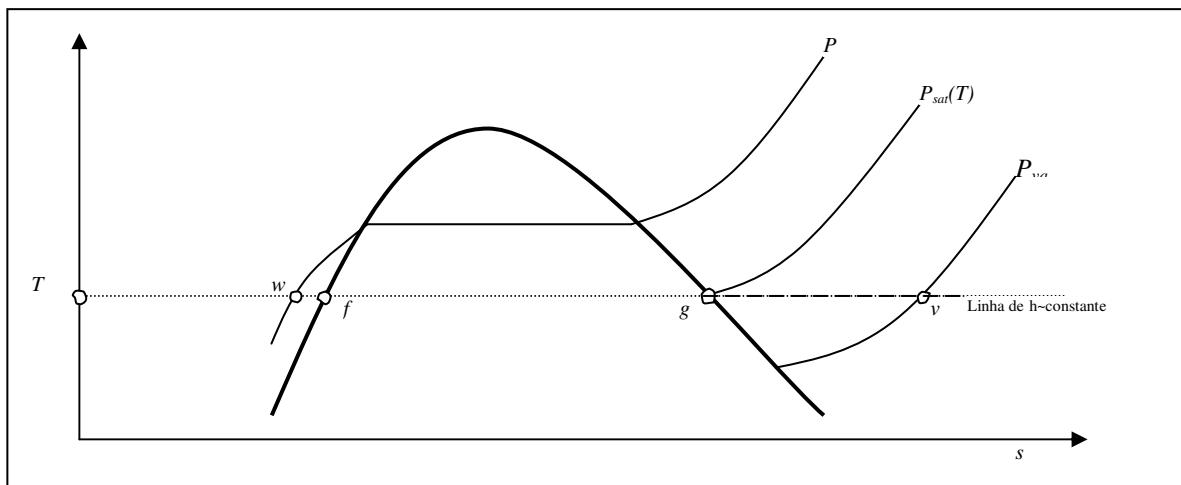


FIGURA B.1 – Diagrama  $T - s$  mostrando a posição do vapor de água no ar ( $va$ ) no estado  $(T, P, v)$

Para melhor entendimento deste conceito observe-se a figura B.1 que mostra o gráfico T-s da água que existe na mistura.

As isóbaras neste diagrama são linhas de pressão parcial de vapor constante,  $P_{va}$ .

Pode ser visto que para uma dada temperatura a pressão parcial não pode exceder a pressão de saturação representada pela isóbara  $P_{sat}(T)$  e o máximo valor é a própria pressão de saturação.

Da lei dos gases perfeitos

$$y_{va}(P, T) = \frac{P_{va}}{P} \quad (B3)$$

Então, substituindo na equação (B.2) tem-se:

$$\Phi = \frac{P_{va}}{P_{sat}(T)} \quad (B4)$$

Nos cálculos com ar úmido considera-se o fluido como uma mistura de dois gases perfeitos, o ar seco e a água. O ar seco é uma mistura de gases perfeitos com a seguinte composição molar:  $y_{N_2} = 0,7809$ ;  $y_{O_2} = 0,2095$ ;  $y_A = 0,0093$  e  $y_{CO_2} = 0,0003$

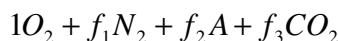
Definindo-se as relações molares entre os gases e o oxigênio como:

$$f_1 = \frac{y_{N_2}}{y_{O_2}} \quad (B5)$$

$$f_2 = \frac{y_A}{y_{O_2}} \quad (B6)$$

$$f_3 = \frac{y_{CO_2}}{y_{O_2}} \quad (B7)$$

Esta composição corresponde a uma composição molar para o ar seco de:



Definindo-se a relação molar entre a umidade e o teor de oxigênio no ar seco por

$$f_4 = \frac{\text{fração molar de água no ar úmido}}{y_{O_2}} = \frac{y_{va}}{0,2095} \quad (B8)$$

A composição do ar úmido então será:



As composições molares consideradas levam a massas moleculares dos dois gases  $MM_{ar} = 28,97$  e  $MM_{va} = 18,015$  de forma que a relação entre elas seja

$$\frac{MM_{va}}{MM_{ar}} \cong 0,622 \quad (B10)$$

Como

$$y_{va} = \frac{\text{moles de vapor}}{\text{moles totais}} = \frac{\frac{m_{va}}{MM_v}}{\frac{m_{va}}{MM_{va}} + \frac{m_{ar}}{MM_{ar}}} = \frac{1}{1 + \frac{m_{ar}}{m_{va}} \frac{MM_{va}}{MM_{ar}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,622}{\omega}} \quad (\text{B.11})$$

$$y_{va} = \frac{\omega}{\omega + 0,622} \quad (\text{B.12})$$

Substituindo-se as equações (B.3) e (B.12) na equação (B.4) se obtém:

$$\Phi = \frac{\omega}{\omega + 0,622} \frac{P}{P_{sat}(T)} \quad (\text{B.13})$$

BEJAN (1988) apresenta outras relações que são deduzidas desta ultima equação

$$\Phi = \frac{\omega P_{ar}}{0,622 P_{sat}(T)} \quad (\text{B.14})$$

e

$$\omega = \frac{0,622}{\frac{P}{\Phi P_{sat}(T)} - 1} \quad (\text{B.15})$$

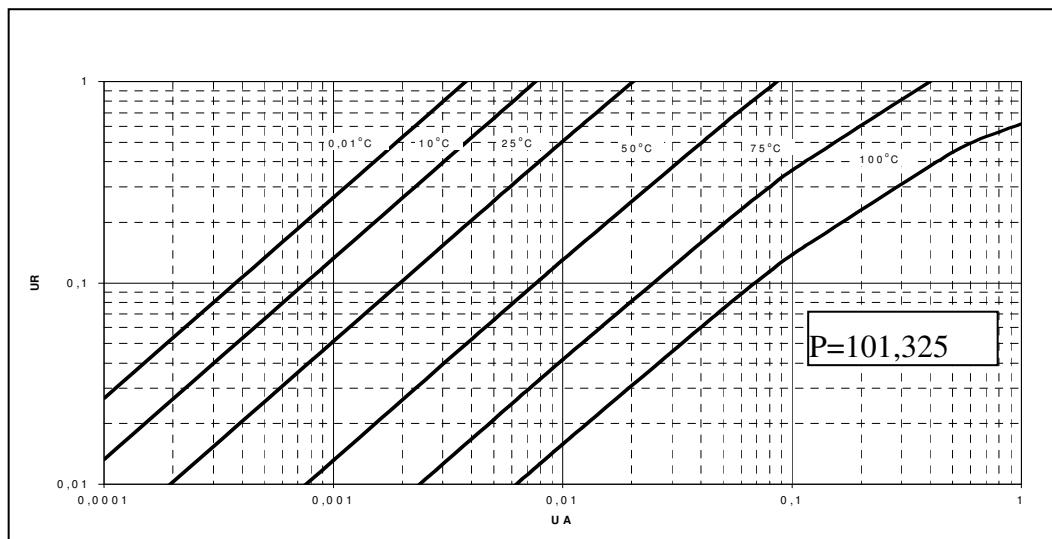


FIGURA B.2 –Relação entre  $\omega$  e  $\Phi$  do ar úmido ( $P = 101,325$  kPa)

O gráfico da figura B.2 mostra a relação entre  $\Phi$ ,  $\omega$  e  $T$ , baseada na equação (B.9) para a pressão de 101,325 kPa.

Pode ser observado neste gráfico que para as condições normais do ar atmosférico (umidade relativa de máxima 100% e temperaturas abaixo de 60 °C), a umidade absoluta do ar fica abaixo de 0,1 kgH<sub>2</sub>O/kg ar seco.

Levando-se a equação B.12 na equação B.8 tem-se:

$$f_4 = \frac{\omega}{(\omega + 0,622)y_{O_2}} = \frac{\omega}{(\omega + 0,622)0,2095} \quad B.16$$

Considerando-se  $\omega_{\max} = 0,1$  então  $f_{4_{\max}} \cong 0,66$ .

### Carta psicrométrica

As curvas que representam as relações entre temperatura de bulbo seco e as outras propriedades do ar úmido podem ser colocadas num único gráfico que recebe o nome de carta psicrométrica.

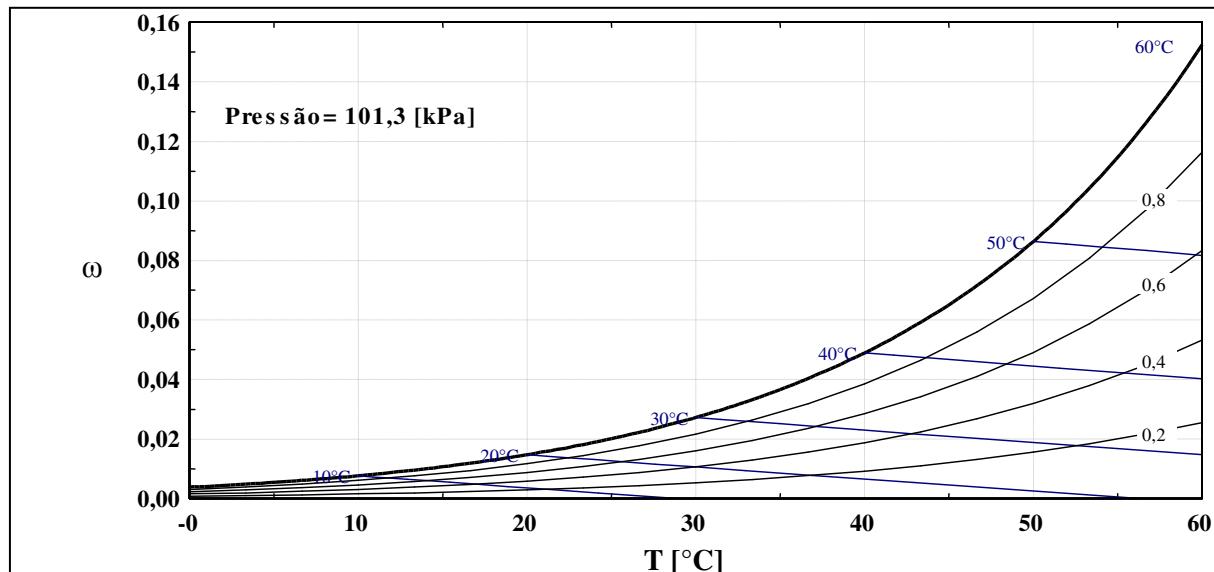


FIGURA B.3 – Carta psicrométrica do ar úmido ( $P= 101,325$  kPa)  
FONTE: EES (2007)

Na figura B.3 vê-se uma carta psicrométrica do ar para a pressão de 101,325 kPa obtida com o uso do programa EES (2007). Nela aparecem apenas as relações entre TBU, TBS, umidade relativa, umidade absoluta, ponto de orvalho.

## APÊNDICE C – ENTROPIA DE SOLUÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO

Várias propriedades da solução de brometo de lítio em água estão disponíveis em sub-rotinas no EES. Isto não ocorre com a entropia e o calor específico. Como eram necessários para a análise exergética foram desenvolvidos códigos computacionais para a estimativa destas duas propriedades termodinâmicas de soluções de brometo de lítio baseado no artigo de KAITA (2001).

Considerando-se que possam ser úteis para quem se interessar pelo assunto, são apresentados alguns gráficos correlacionando algumas propriedades termodinâmicas de soluções de brometo de lítio.

## Diagrama T s

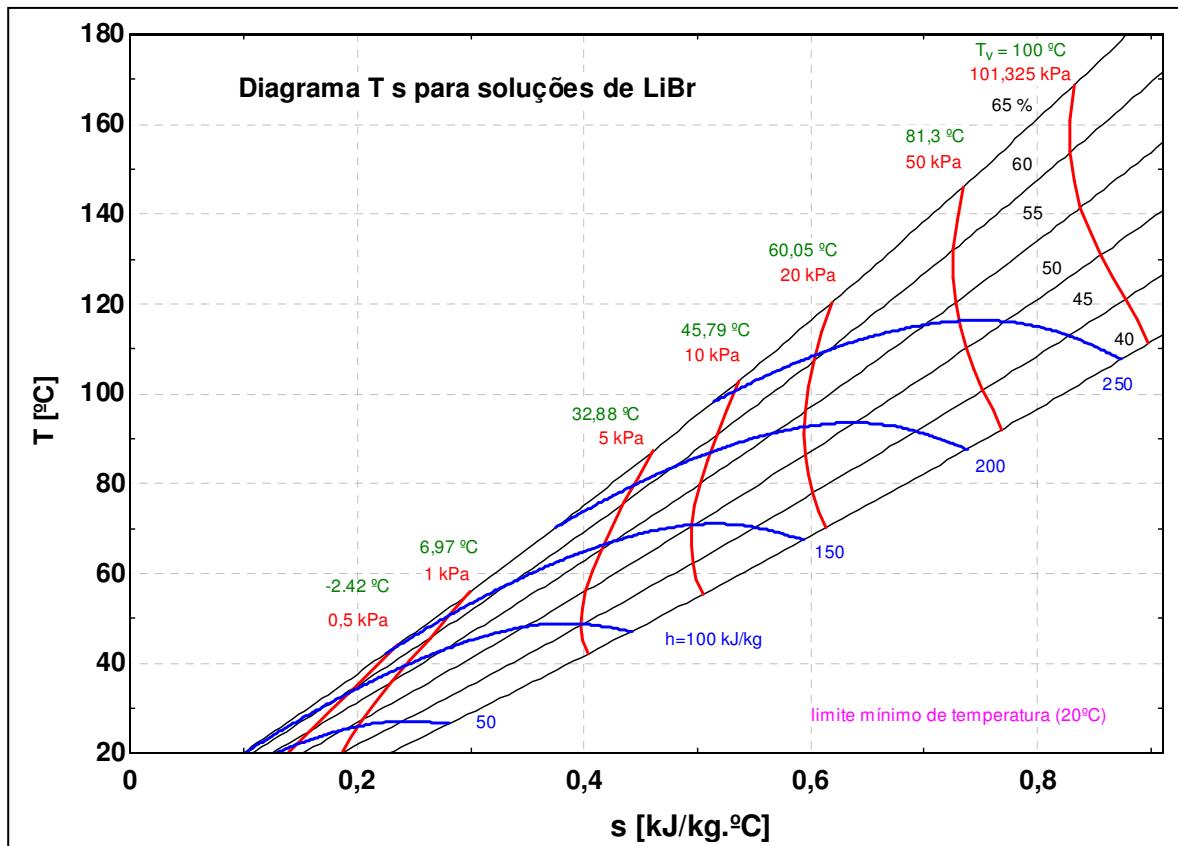


FIGURA C.1 – Diagrama T-s para LiBr

### Diagrama h s

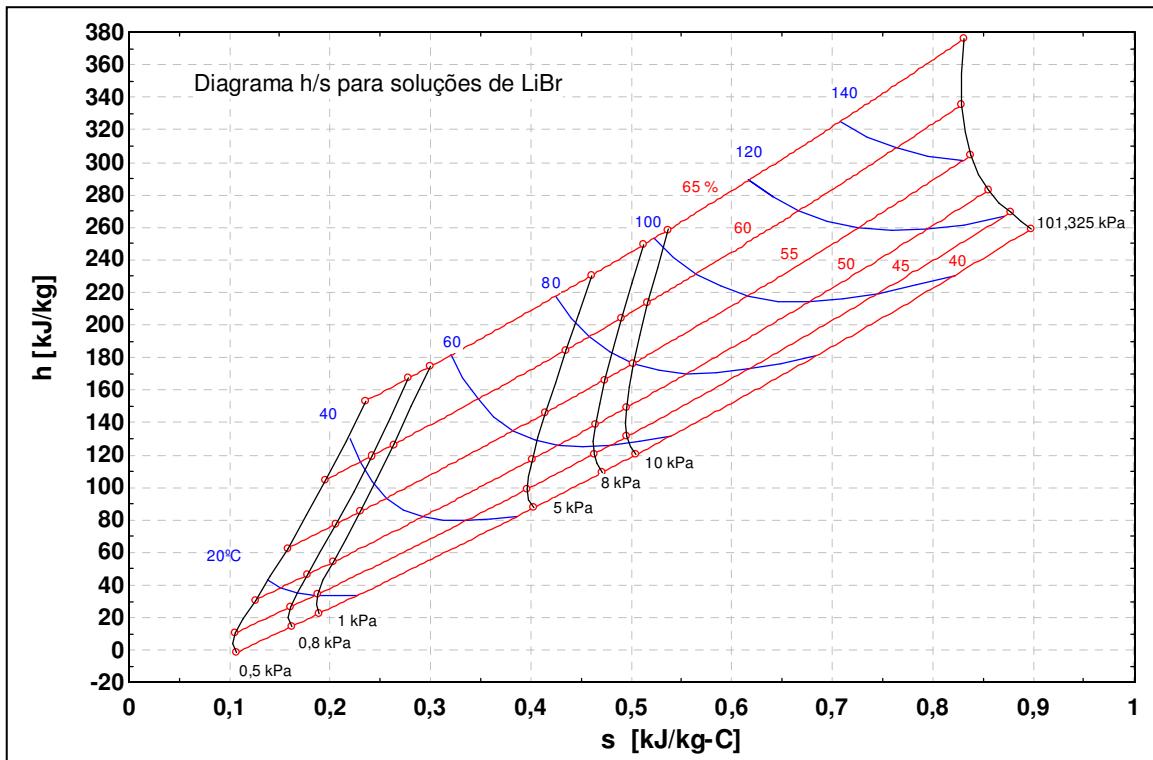


FIGURA C.2 – Diagrama h-s para LiBr

### Diagrama X s

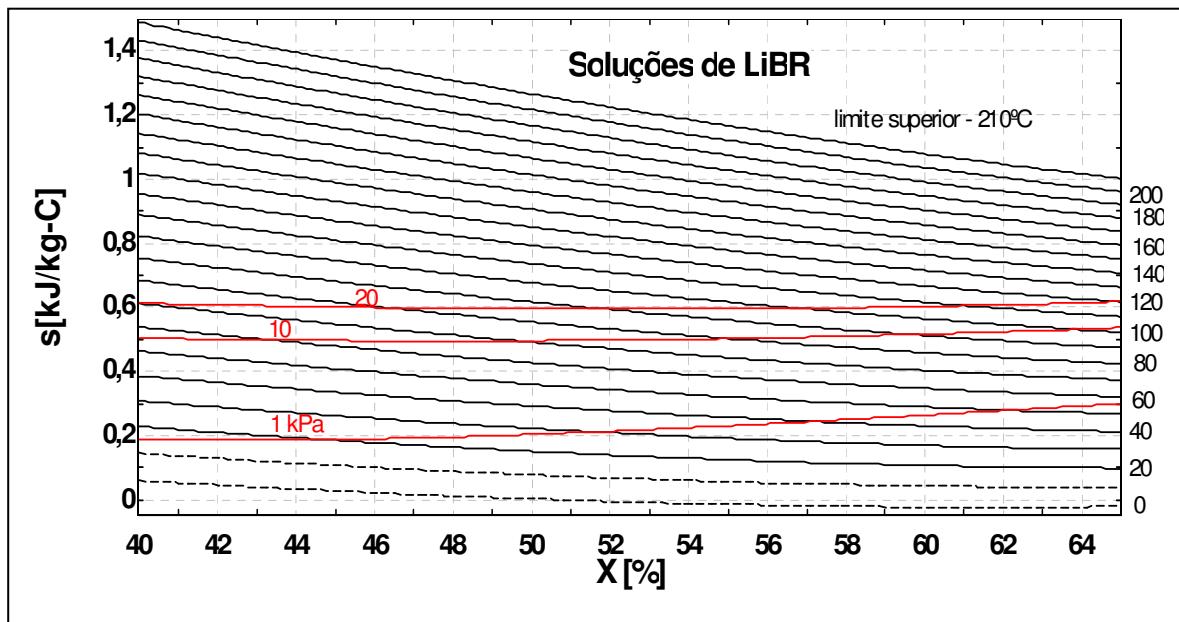


FIGURA C.1 – Diagrama s-X para LiBr

## **APÊNDICE D – BREVE HISTÓRICO DO TRABALHO**

Como forma de ilustrar as dificuldades que o pesquisador pode encontrar num estudo deste tipo segue um breve histórico do desenvolvimento do trabalho.

A motivação que levou a elaboração deste estudo foi o “apagão de 2001” e a possibilidade de maior disponibilidade de “Gás Natural” num futuro próximo.

O estudo se iniciou com o desenvolvimento de um modelo matemático de turbina a gás com a utilização do fluido “Air” do EES em função da facilidade de elaboração. Com este modelo foram feitas simulações visando estabelecer alguns parâmetros que pudessem facilitar os estudos posteriores tais como temperatura de entrada na turbina, relação de pressões, rendimentos isentrópicos do compressor e da turbina.

Como o estudo focaliza a influência dos parâmetros atmosféricos na potência de turbinas a gás, o fluido do EES mais indicado para isto é o “AirH<sub>2</sub>O”. Adaptou-se o modelo de turbina a gás elaborado para o uso deste fluido. Antes de verificar a informação de que o fluido “AirH<sub>2</sub>O” deve ser utilizado apenas para temperaturas até 100°C foram feitas várias simulações, pois o EES não interrompe o processamento em temperaturas maiores do que esta como as que ocorrem numa turbina a gás, com resultados aparentemente normais.

Concomitantemente com o modelo de turbina a gás foram elaborados os modelos de resfriamento por evaporação e por absorção, com o par H<sub>2</sub>O/LiBr, e interligados com o modelo de turbina a gás.

Posteriormente, face à limitação do fluido “AirH<sub>2</sub>O”, se elaborou um modelo matemático de turbina a gás desmembrando a TG em duas, uma simulada com o fluido “Air” e outra com o fluido “H<sub>2</sub>O”, ambos tratados no EES como gases perfeitos, trabalhando em paralelo. A potência do conjunto era calculada somando-se os valores individuais.

De forma a comparar os resultados foram elaboradas simulações com os dois modelos, com “AirH<sub>2</sub>O” e “duas turbinas” concomitantes e os resultados apresentados não tiveram diferenças muito significativas. Isto, aliado a intenção de se estudar as emissões de poluentes provocadas pela queima de um combustível, levaram a elaboração de um modelo matemático de uma câmara de combustão simples.

Este modelo deveria ser capaz de simular uma reação de combustão de metano com o ar úmido (considerado como uma mistura de gases perfeitos), calcular as quantidades e proporções entre os vários gases considerados como reagentes e como produtos da reação e também a temperatura de chama adiabática.

A composição do ar úmido é calculada, neste modelo, a partir do fluido “AirH<sub>2</sub>O” e os dados termodinâmicos dos cinco componentes do ar úmido considerados neste fluido (O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, AR, CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O) são obtidos através da rotina externa JANAF disponível no EES (2005). Desta mesma rotina foram obtidos os dados dos gases de combustão considerados no estudo (O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, AR, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO e NO).

Ocorre que existe uma limitação de uso na tabela JANAF quanto à temperatura mínima que é de 295 K (~22°C). Ora como o estudo considera temperaturas mais baixas do que esta estava lançado mais um desafio.

Para resolver esse problema dividiu-se a compressão em dois estágios:

- Compressão do fluido “AirH<sub>2</sub>O” até que sua temperatura atingisse 100°C, calculando-se aí a pressão atingida;
- Compressão da mistura de gases ideais a partir daí até a pressão de descarga do compressor.

E, finalmente, com a introdução da rotina externa NASA no EES (2006), que admite temperaturas na faixa de (200 a 20000 K) possibilitou o uso do simulador sem o artifício de dois estágios de compressão.

Até este momento não havia sido introduzida em nenhum dos modelos matemáticos elaborados a análise exergética que necessita de valores de entropia de todos os fluidos envolvidos. Em função disto tiveram que ser desenvolvidos e incluídos no modelo matemático procedimentos de cálculo de entalpia, entropia, exergia e calor específico de mistura de gases ideais e de soluções de brometo de lítio.

Também foram desenvolvidos procedimentos de cálculo da temperatura média do vapor produzido no gerador do sistema de absorção e da temperatura média do vapor de água condensado durante o resfriamento do ar.

O método de cálculo das temperaturas do absorvedor e gerador do ciclo de absorção utilizado por VARANI (2001) gerava temperaturas que provocavam irreversibilidades negativas em algumas condições atmosféricas. Assim o simulador considera a temperatura do gerador como a da solução diluída e a do condensador como a do condensado que deixa o equipamento. Como a utilização da temperatura de saturação da água no evaporador, leva a irreversibilidades negativas com valores da ordem de  $10^{-10}$ , provavelmente provocado por problemas de arredondamentos no cálculo das entropias, no simulador foi adotado como temperatura a média entre a temperatura de saturação e a temperatura do fluido quente que entra no equipamento. Para o absorvedor foi adotada a média entre a temperatura da solução diluída que sai e a temperatura do fluido quente que entra no equipamento.

O modelo matemático que foi utilizado nos cálculos finais deste trabalho está composto de seis “PROCEDURES”, uma “FUNCTION”, e vários procedimentos incluídos no mesmo programa de forma que possa calcular cada uma das configurações estudadas separadamente e ao mesmo tempo unir os resultados desejados num mesmo gráfico.

## APÊNDICE E – DIAGRAMA DE BLOCOS DO SIMULADOR MATEMÁTICO

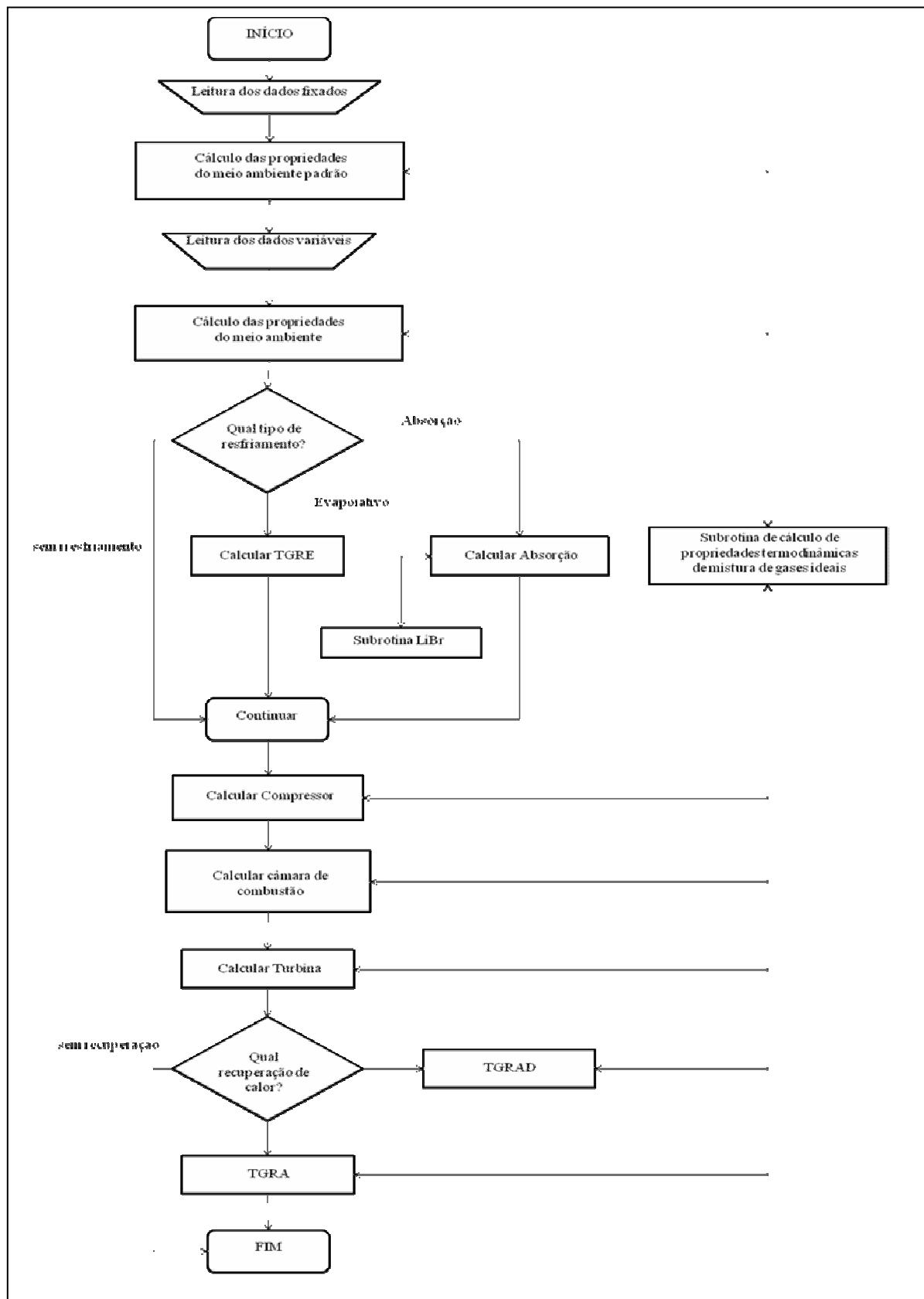


FIGURA E.1 – Diagrama de blocos do simulador matemático