

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA

**RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO EM
TURBINAS A GÁS UTILIZANDO CHILLERS DE
ABSORÇÃO**

Matheus Vieira Ferro

Juiz de Fora

2016

Matheus Vieira Ferro

RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO EM TURBINAS A GÁS UTILIZANDO CHILLERS DE ABSORÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Colegiado do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Luiz Gustavo Monteiro
Guimarães

Co-orientador: Marco Aurélio da Cunha
Alves

Juiz de Fora

2016

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Vieira Ferro, Matheus.

Resfriamento do ar de admissão em turbinas a gás utilizando chillers de absorção / Matheus Vieira Ferro. -- 2016.
94 f.

Orientador: Luiz Gustavo Monteiro Guimarães

Coorientador: Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2016.

1. Ciclo de refrigeração por absorção. 2. Chiller de absorção. 3. Turbinas a gás. I. Monteiro Guimarães, Luiz Gustavo, orient. II. da Cunha Alves, Marco Aurélio, coorient. III. Título.

**“RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO EM TURBINAS A GÁS
UTILIZANDO CHILLERS DE ABSORÇÃO”**

MATHEUS VIEIRA FERRO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Colegiado do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 24 de novembro de 2016.

BANCA EXAMINADORA

Prof^o. D.Sc. Luiz Gustavo Monteiro Guimarães - Orientador
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof^o D.Sc. Marco Aurélio da Cunha Alves
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof^o. D.Sc. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
Universidade Federal de Juiz de Fora

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a minha mãe Solange por todo apoio e incentivo que foram fundamentais para que eu conseguisse superar mais esta etapa da minha vida.

Ao meu irmão Guilherme por todo carinho durante todos esses anos.

À minha namorada Tamiris pela paciência e companheirismo durante o período de realização deste trabalho.

Aos professores da UFJF que contribuíram para o meu crescimento como acadêmico e pela dedicação de cada um dentro e fora de sala de aula.

Por fim, agradeço também aos meus amigos que me deram todo incentivo para a realização de mais esta conquista.

RESUMO

Este trabalho traz a abordagem de um sistema de refrigeração por absorção acionado pelos gases de exaustão de uma turbina a gás com o intuito de produzir água gelada e resfriar o ar de admissão da mesma. O *chiller* de absorção denominado ARCTIC, cujo par de trabalho é amônia-água, é capaz de resfriar ou aquecer o ar ambiente para melhor funcionamento da turbina e apresenta apenas 11,5% do consumo de um *chiller* de compressão de vapor de mesma capacidade. Optou-se aqui por apresentar uma caracterização geral do sistema de absorção, levando em consideração conceitos de conservação de massa e de energia para o caso de resfriamento do ar de entrada da turbina. Além disso, foi desenvolvida uma modelagem do ciclo utilizando como recurso o *software Engineering Equation Solver* (EES) que contém uma linguagem de fácil programação e base de dados termodinâmicos do par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Os resultados obtidos foram comparados com a literatura principal de referência com erro relativo máximo de 12,4%. O *COP* alcançado para a condição do ar ambiente a $41,7^\circ\text{C}$ foi igual a 0,426 para uma taxa de recuperação de calor equivalente a 10093 kW. A simulação ainda permitiu correlacionar o *COP* às temperaturas do evaporador, gerador e condensador, assim como a taxa de recuperação de calor com a capacidade do sistema de água gelada em função da variação da temperatura ambiente.

Palavras-chave: Gases de exaustão. Turbina a gás. *Chiller* de absorção.

ABSTRACT

This work presents the approach of an absorption refrigeration system activated by the exhaust gases of a gas turbine in order to produce ice water to cool the intake air of the turbine. The absorption chiller called ARCTIC whose working fluid is ammonia-water is capable of cooling or heating the ambient air for better turbine operation and presents only 11.5% of the consumption compared to a compression chiller of the same capacity. It was chosen to present a general characterization of the absorption system taking into account concepts of mass conservation and energy in case of turbine inlet air cooling. In addition, a cycle modeling was developed using the Engineering Equation Solver (EES) software which contains an easy programming language and a thermodynamic database of the NH₃-H₂O pair. The results obtained were compared with the main reference literature with a maximum relative error of 12.4%. The *COP* achieved for the ambient air condition equal to 41.7°C was 0.426 for a heat recovery rate equal to 10093 kW. The simulation also allowed to correlate the *COP* to the temperatures of the evaporator, generator and condenser, as well as the heat recovery rate with an ice water system capacity as a function of the ambient temperature variation.

Keywords: Exhaust gases. Gas turbine. Absorption Chiller.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Potência da turbina para diversos sistemas de redução da TET	5
Figura 2. Comparação entre a potência gerada para os diferentes métodos de resfriamento do ar de entrada do compressor	6
Figura 3. Ciclo Brayton de uma turbina a gás	11
Figura 4. Diagrama T-s ciclo Brayton ideal.....	12
Figura 5. Ciclo fechado de uma turbina a gás.....	14
Figura 6. Turbina a gás General Electric LM 6000	15
Figura 7. Ilustração e Diagrama P x h do ciclo por compressão de vapor	17
Figura 8. Diagrama T-s ciclo real por compressão de vapor	18
Figura 9. Comparativo entre os sistemas de compressão de vapor e absorção	20
Figura 10. Ciclo de Absorção de Simples Efeito com Trocador de Calor	22
Figura 11. Sistema de absorção em (a) série e (b) paralelo.....	23
Figura 12. Ciclo de absorção amônia-água	24
Figura 13. Diagrama da faixa de formação da cristalização	25
Figura 14. Sistema de refrigeração por absorção ARCTIC	27
Figura 15. Ciclo ARCTIC por expansão de refrigerante indireta	28
Figura 16. Performance ARCTIC no modo resfriamento	29
Figura 17. Mudança no modo de operação do sistema ARCTIC.....	30
Figura 18. Trocadores de calor correntes paralelas e contracorrente	31
Figura 19. Trocadores de calor sem mistura e com mistura	32
Figura 20. Trocador de calor casco e tubo.....	32
Figura 21. Fluxo de calor através de um trocador duplo tubo	34
Figura 22. Representação esquemática do ciclo ARCTIC simulado	39
Figura 23. Volume de controle do absorvedor	42
Figura 24. Volume de controle da bomba de solução	43

Figura 25. Volume de controle do trocador de calor SHX	44
Figura 26. Volume de controle do recuperador de calor HRVG	46
Figura 27. Volume de controle do retificador	48
Figura 28. Volume de controle do condensador	49
Figura 29. Volume de controle do trocador de calor RHX.....	50
Figura 30. Volume de controle das válvulas de expansão	52
Figura 31. Volume de controle do evaporador.....	53
Figura 32. COP e outros resultados para o ciclo de absorção	61
Figura 33. Efeito da variação da temperatura do gerador no <i>COP</i> do sistema	63
Figura 34. Efeito da variação da temperatura do evaporador no <i>COP</i> do sistema	64
Figura 35. Efeito da variação da temperatura do evaporador em relação à temperatura do gerador.....	65
Figura 36. Efeito da variação da taxa de transferência de calor no gerador em função da capacidade frigorífica da serpentina	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Valores típicos para o coeficiente global de transferência de calor	34
Tabela 2. Temperatura mensal média em Juiz de Fora entre 1995-2007	41
Tabela 3. Numeração equivalente das propriedades termodinâmicas.....	55
Tabela 4. Combinação das propriedades termodinâmicas	55
Tabela 5. Parâmetros de entrada para simulação do ciclo de absorção	59
Tabela 6. Parâmetros de entrada para o cálculo da efetividade da serpentina	60
Tabela 7. Resultados para simulação do ciclo de absorção no EES	60
Tabela 8. Tabela comparativa para validação dos resultados.....	62
Tabela 9. Erro relativo dos resultados da simulação no EES	62

LISTA DE SÍMBOLOS

A – Área [m^2]

C – Capacidade calorífica [$\text{kJ}/^\circ\text{C}$]

c_p – Calor específico a pressão constante [$\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$]

D – Diâmetro [m]

D_x – Largura do processo

E – Energia [kJ]

F – Fator de correção

g – Aceleração da gravidade [m/s^2]

h – Entalpia específica [kg/m^3]

k – Razão entre calores específicos

K – Condutividade térmica [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]

L – Comprimento [m]

\dot{m} – Vazão mássica [kg/s]

P, p – Pressão [kPa]

q – Calor específico [kJ/kg]

\dot{Q}, \dot{q} – Taxa de transferência de calor [kW]

Q – Título

r – Razão

R – Resistência térmica

t – tempo [s]

T – Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]

U – Coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

v – Volume específico [m^3/kg]

V – Velocidade [m/s]

w – Trabalho específico [kJ/kg]

\dot{W} – Potência [kW]

x – Fração mássica de amônia [kg/kg]

Z – Cota vertical [m]

Abreviaturas

COP – Coeficiente de performance

ΔT_{ml} – Diferença de Temperatura Média Logarítmica

NUT – Número de Unidades de Transferência

RHX – trocador de calor de refrigerante

SHX – trocador de calor de solução

TET – Temperatura de entrada da turbina

TR – Tonelada de refrigeração

TG – Turbina a gás

UTE – Usina termelétrica

UR – Umidade relativa [%]

Letras gregas

β – Coeficiente de desempenho

Δ – Diferença

ϕ – Umidade relativa [%]

ε – Efetividade

η – Rendimento

Subscritos

BS – bulbo seco

BU – bulbo úmido

c – compressor

cc – contracorrente

cp – correntes paralelas

e, ent – entrada

evap – evaporador

ext – externo

F – frio

g – gerador

int – interno

líq – líquido

MÁX – máximo

MIN – mínimo

p – pressão

Q – quente

s, sai – saída

sup – superfície

tot – total

v. c. – volume de controle

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	I
LISTA DE TABELAS	III
LISTA DE SÍMBOLOS	IV
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS	3
2.1 <i>Objetivo Geral</i>	3
2.2 <i>Objetivos Específicos</i>	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ESTADO DA ARTE	4
4. REVISÃO TEÓRICA	10
4.1 Turbinas a Gás.....	10
4.1.1 Princípio de Funcionamento	10
4.1.2 O Ciclo Brayton	11
4.2 Ciclo aberto e Ciclo fechado	13
4.3 Turbina a gás General Electric LM 6000	14
4.4 Cogeração	15
4.5 Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	16
4.6 Sistemas de Refrigeração por Absorção	19
4.6.1 Ciclo de Absorção de Simple Efeito.....	21
4.6.2 Ciclo de Absorção de Duplo Efeito.....	22
4.6.3 Fluidos de Trabalho.....	23
4.7 Ciclo ARCTIC	26
4.7.1 Introdução.....	26
4.7.2 Características do Ciclo ARCTIC	26
4.7.3 Modos de Funcionamento	28
4.8 Trocadores de Calor	30

4.9	Coeficiente Global de Transferência de Calor	33
4.10	Diferença de Temperatura Média Logarítmica.....	35
4.11	Método da Efetividade-NUT	36
5.	MODELAGEM DO CICLO ARCTIC.....	38
5.1	Hipóteses Simplificadoras	40
5.2	Absorvedor.....	42
5.3	Bomba de Solução	43
5.4	Trocador de Calor SHX	44
5.5	Gerador HRVG.....	46
5.6	Retificador.....	47
5.7	Condensador.....	49
5.8	Trocador de Calor RHX.....	50
5.9	Dispositivos de Expansão	51
5.10	Evaporador.....	52
5.11	Roteiro para Simulação no EES	54
5.12	Determinação das Efetividades	56
6.	RESULTADOS.....	58
6.1	Validação do Modelo de Absorção ARCTIC	58
6.2	Análise de Erro	62
6.3	Análises das condições operacionais do ciclo de absorção.....	63
7.	CONCLUSÕES	67
	REFERÊNCIAS.....	69
	APÊNDICE A.....	74

1. INTRODUÇÃO

A energia elétrica no Brasil sofreu um processo de diversificação durante os últimos 20 anos no que diz respeito à sua geração. Historicamente, o Brasil é um país altamente dependente de recursos hídricos, em que nesse contexto, os níveis dos reservatórios das barragens devem ser adequados para uma melhor geração de energia através das usinas hidrelétricas. Em 2001, o episódio marcante conhecido como “apagão” foi o resultado da falta de investimentos em geração e distribuição de energia, e da estiagem prolongada que provocaram um verdadeiro colapso do sistema energético brasileiro. Esse fato, junto ao crescimento vigente da população e o surgimento de novas indústrias foram os principais motivos os quais desafiaram os governos passados a adotar medidas que impedissem novamente o racionamento de energia à população.

A decisão então tomada pelo governo federal consistiu na expansão da capacidade de produção de energia elétrica através da implantação de usinas termelétricas cujo combustível principal utilizado é o gás natural. A geração de energia através dessas usinas é mais onerosa, mas as suas contribuições, junto a outros investimentos e medidas adotadas pelo governo, permitiram que o Brasil suprisse a demanda de energia nos períodos de déficit hídrico. Se por um lado havia uma alta demanda e escassez na oferta de recursos energéticos, por outro, novas tecnologias surgiram de uma forma bastante oportuna na tentativa de reduzir o alto preço que se pagava para gerar energia. As empresas passaram a empregar nas suas plantas sistemas de cogeração cujo conceito fundamental é o aprimoramento da eficiência energética a partir da energia disponível na própria planta para, assim, aumentar produção de energia e consequentemente seu rendimento.

As usinas termelétricas utilizam o calor gerado pela queima de combustíveis fósseis como carvão mineral, óleo combustível, óleo diesel, gás natural etc, para produzir energia elétrica. A usina termelétrica utilizada como referência neste trabalho, por exemplo, possui duas turbinas bicompostas, movidas a gás natural ou etanol, capazes de entregar uma potência útil de saída da ordem de 87 MW. Essa potência é maximizada graças ao sistema de resfriamento do ar de admissão de ambas as turbinas composto por dois chillers de compressão de vapor, assunto este abordado ao longo deste trabalho. Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados mundialmente, reconhecidos por apresentar alta eficiência. Entretanto, a preocupação com o uso racional de energia e a busca

incessante por tecnologias mais limpas foram os principais motivos de renovação do interesse pelos sistemas de refrigeração por absorção. As máquinas de absorção foram por muito tempo “esquecidas” devido ao constante aprimoramento dos sistemas de compressão de vapor.

Os sistemas de refrigeração por absorção podem ser integrados às plantas térmicas formando um sistema simples de cogeração. Tipicamente, eles utilizam os gases de escape das turbinas como insumo energético. O calor contido nos gases de exaustão, que seria teoricamente desperdiçado por completo, é então recuperado em um trocador de calor para posterior geração de frio no evaporador. A maior virtude dos ciclos de absorção é a sua capacidade de refrigeração caracterizada pelo consumo mínimo de energia elétrica em comparação aos sistemas de compressão de vapor. Além disso, máquinas de absorção têm se mostrado vantajosas quando se há uma boa disponibilidade de energia térmica a baixo custo. Uma das barreiras que levam à sua não implementação, entretanto, se deve ao alto custo inicial de aquisição e instalação desses equipamentos.

Atualmente, a UTE em análise possui dois chillers mecânicos que garantem flexibilidade à planta, por apresentar a possibilidade de trabalhar individualmente ou em conjunto, com consumo total aproximado de 3,3 MW, segundo fontes da própria usina. O estudo desenvolvido ao longo deste trabalho consiste em uma proposta de instalação de dois chillers de absorção cujo par de trabalho é amônia-água, através de uma análise energética das condições de funcionamento do ciclo. O sistema ARCTIC apresentado se caracteriza pela robustez e flexibilidade, de operação extremamente confiável para uma faixa considerável de temperatura, com múltiplas inicializações e interrupções no seu funcionamento. Tal empreendimento já foi realizado e estudado em uma central termelétrica localizada no Texas apresentando resultados bastante satisfatórios, porém não há relatos do uso de chillers de absorção em usinas termelétricas aqui no Brasil.

O estudo do ciclo de absorção propriamente dito será todo ele desenvolvido utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*) onde serão feitas variações de parâmetros importantes do sistema e suas respectivas conclusões. A plataforma escolhida possui uma base de dados contendo as propriedades da solução binária amônia-água além de apresentar uma linguagem de fácil programação.

2. OBJETIVOS

2.1 *Objetivo Geral*

O objetivo deste trabalho consiste em apresentar uma visão e análise macroscópica sobre a utilização de *chillers* de absorção que utilize os gases de escape de uma turbina a gás de uma usina termelétrica localizada em Juiz de Fora – Minas Gerais. Para isso, serão utilizados princípios físicos de conservação de massa e energia segundo à teoria sustentada pela Primeira Lei da Termodinâmica. Os resultados serão apresentados de acordo com a simulação do ciclo feito no EES seguidos de suas respectivas análises.

2.2 *Objetivos Específicos*

Os objetivos específicos consistem em estimar as taxas de transferência de calor e o fluxo mássico nos componentes principais do ciclo de absorção para permitir a correlação gráfica dos parâmetros em função da temperatura ambiente.

- Coeficiente de performance (*COP*) versus Temperatura do gerador (T_5);
- Coeficiente de performance (*COP*) versus Temperatura do evaporador (T_{12});
- Temperatura do gerador (T_5) versus Temperatura do evaporador (T_{12});
- Taxa de transferência de calor no gerador ($\dot{Q}_{gerador}$) versus Capacidade frigorífica do circuito de água gelada ($\dot{Q}_{projeto}$).

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ESTADO DA ARTE

Muniz (2013) desenvolve uma análise de aproveitamento termoeconômico de energia ao utilizar a água fria do mar a grandes profundidades na aplicação combinada de condicionamento de ar em acomodações de plataformas *offshore* e resfriamento do ar de entrada em turbina a gás com capacidade instalada aproximada de 40 MW. A água do mar captada a 900m de profundidade e a 4°C foi utilizada em um trocador de calor de circuito fechado de água doce em combinação a um ciclo de compressão de vapor. Esse circuito troca calor com o ar através de uma serpentina evaporativa para então ser aspirado pela turbina a gás, também estudado em Junior (2012).

O modelo de Muniz é projetado para uma redução da temperatura do ar de admissão de 35°C e 80% UR (condição local) para 15°C e 60% UR (condição final). O sistema proposto obteve uma potência elétrica útil 1,8% menor, porém uma economia no consumo de gás natural em 2,3% junto a um ganho de potência de 11,52%. (MUNIZ, 2013).

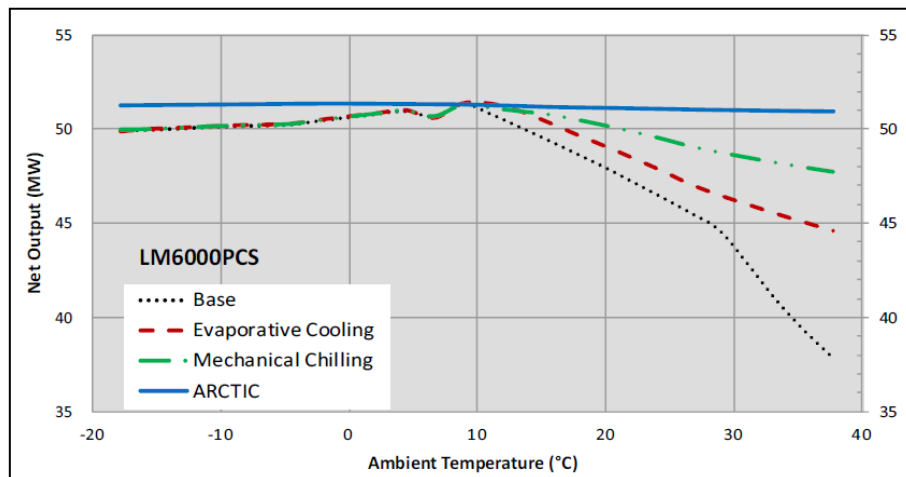
Junior (2012) ressalta o ganho de potência útil com a redução da TET, resultado de uma simulação de um mesmo tipo de turbina *heavy duty* utilizando dois sistemas distintos de resfriamento do ar de entrada do compressor: evaporativo rígido e compressão de vapor por meio de acionamento elétrico. O trabalho faz um comparativo entre modelos de turbinas existentes nos parques termelétricos brasileiros com suas respectivas representatividades no setor com relação à geração total de energia. O modelo adotado é capaz de avaliar a capacidade do chiller de compressão de vapor necessária para se obter o valor da TET desejada e analisa os casos onde isso não é possível. Nessa análise, adotou-se uma TET igual a 10°C como parâmetro de estudo de 27 localidades brasileiras com ganhos de energia útil da ordem de 11,2% para os sistemas de compressão de vapor. Concluiu-se que ambos os sistemas de resfriamento são interessantes do ponto de vista energético e se mostram viáveis para serem implementados no Brasil.

Segundo Ibrahim, Rahman & Abdalla (2011), ao aumentar-se a TET das turbinas a gás em 1°C, reduz-se a potência de saída da mesma em 1%. A performance das turbinas a gás é extremamente sensível às condições ambientes em que, na condição de temperaturas elevadas, a massa específica do ar diminui e, conseqüentemente, a potência de saída da turbina cai devido ao aumento do trabalho de compressão do ar de entrada pelo compressor, assim também citado em Santos & Andrade (2012).

No trabalho de Ibrahim, Rahman & Abdalla (2011), afirma-se ainda que para uma simples unidade de turbina a gás sem cogeração, um chiller de absorção de um único estágio que utiliza o par LiBr-água parece ser a solução mais adequada devido ao coeficiente de performance relativamente alto e ao baixo custo de refrigeração.

Erickson, Anand & Ellen (2015) propõe um novo modelo, mais eficiente, de resfriamento do ar de entrada no compressor utilizando um chiller de absorção, com capacidade de 2000 TR, cujo o par água-amônia foi usado nessa aplicação. O sistema trabalha entre 38 e 8,9°C com ganho de potência de 40 para 51 MW sem aumento no *heat rate*. Além disso, possui um ganho de energia líquido de 2 MW se comparado ao chiller de compressão de vapor. Na tentativa de se evidenciar os benefícios trazidos por esse novo modelo, o artigo faz uma comparação entre os métodos de resfriamento do ar entrada em turbinas a gás como mostra a Figura 1 abaixo:

Figura 1. Potência da turbina para diversos sistemas de redução da TET

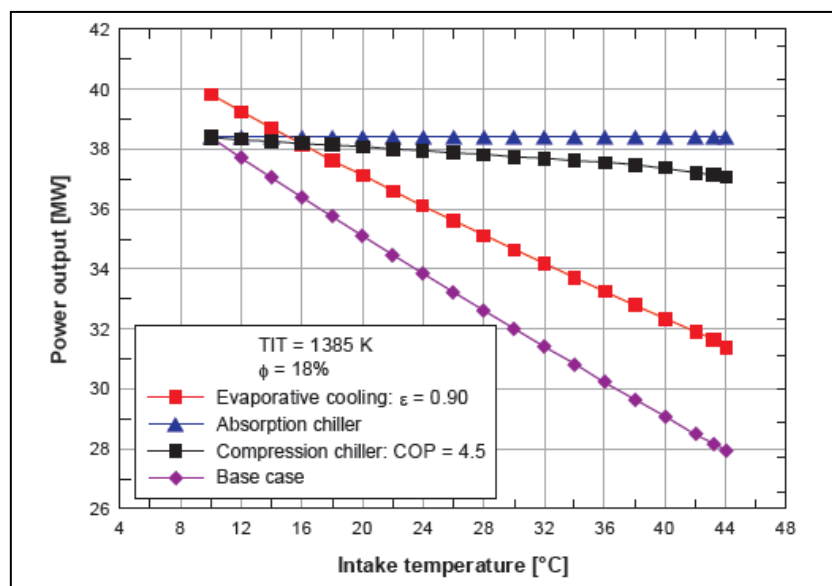


Fonte: Erickson, Anand & Ellen (2015).

Com base na performance da turbina fabricada pela General Eletric modelo LM 6000, a potência de base, isto é, sem nenhum método de redução da TET, gira em torno de 38 MW a temperatura de 38°C. O ciclo evaporativo de refrigeração alcança uma potência de 44,6 MW nas mesmas condições, com o chiller mecânico gera-se em torno de 49 MW e o chiller de absorção proposto 51 MW. O último se mostra interessante do ponto de vista energético, por manter a TET praticamente constante durante seu período de funcionamento, ajustando seu modo de operação entre resfriamento e aquecimento conforme às mudanças climáticas. (ERICKSON, ANAND & ELLEN, 2015).

Santos & Andrade (2012) faz uma análise termodinâmica e econômica em duas cidades brasileiras baseada em literaturas existentes. Essa análise consistiu em três sistemas distintos de resfriamento do ar de entrada em uma turbina a gás hipotética de eixo único e de ciclo simples. Os estudos apontaram que ambos os métodos são mais eficientes se operando com umidades relativas baixas ($\phi = 18\%$), porém aquele que utiliza chiller de absorção é o que apresenta maior eficácia dentro de uma faixa bastante ampla de temperaturas, independentemente das condições ambientes. Para o uso de chillers de compressão de vapor, o COP acima de 4,5 se mostrou interessante em altas temperaturas. Concluiu-se que, nas condições ISO, um aumento de 21°C na TET diminui em 11,42% a potência de saída da TG. Assim como para Erickson, Anand & Ellen (2015), o chiller de absorção mantém a potência de saída da turbina constante, representado na Figura 2, fato que não ocorre para os demais métodos.

Figura 2. Comparação entre a potência gerada para os diferentes métodos de resfriamento do ar de entrada do compressor



Fonte: Santos & Andrade (2012).

No trabalho desenvolvido em Najjar (1996), concluiu-se que ao implementar um chiller de absorção com par água-amônia na saída de uma TG simples, tem-se um ganho de 21% de potência, 38% de eficiência térmica e melhora no consumo específico de combustível em 28%. Os cálculos foram feitos comparando-se a performance da TG na situação de base e no funcionamento em ciclo combinado. Os ciclos combinados mostraram ser menos sensíveis às

mudanças nas variáveis operacionais. Estudos termoeconômicos mostraram que o sistema combinado era viável, com tempo de retorno estimado em 3,7 anos.

Em Muthukumaran (2016), chegou-se a uma redução de 0,52% no trabalho de compressão utilizando o método de resfriamento evaporativo, e 2,76% com o chiller de absorção em comparação ao sistema operando na condição de base. Foi observado que a redução da TET causa um aumento do calor de combustão pois mais combustível é consumido quando se aumenta a vazão mássica de ar na entrada no compressor. Logo, como a redução da TET usando o método evaporativo é menor do que na condição quando se utiliza o chiller de absorção, há um maior consumo de combustível quando se implementa esse último sistema. Foi observado um ganho de 1,5 MW nesse caso, se comparado ao resfriamento evaporativo. O ganho total de potência utilizando o sistema de sistema de resfriamento por absorção foi de 9,27%.

Chacartegui *et al.* (2008) faz uma extensa análise econômica em uma planta de cogeração situada na Espanha, mostrando os efeitos de diferentes métodos de resfriamento da TET e seus respectivos impactos na geração de potência. Para essa finalidade, mostrou-se que a implantação desses métodos pode ser bastante lucrativa além de ser ambientalmente interessante devido à diminuição nas emissões de CO₂ e NO_x. Os estudos mostraram, para esse caso, que seria interessante a instalação de um sistema híbrido de chiller elétrico com o de absorção, porém este último apresenta elevado investimento inicial.

Sales, Carvalho & Venturini (2006) apresenta um estudo de viabilidade funcional e econômica de um sistema de cogeração ao longo do gasoduto Coari-Manaus, utilizando uma turbina a gás com capacidade para gerar 7 MW de potência nas condições ISO, acoplado a um chiller de absorção com par água-amônia de simples efeito. Os resultados apontaram para um suprimento total de energia da cidade de Iranduba com a TG operando apenas em 50% da sua carga total. Da análise econômica, concluiu-se que o tempo de retorno do investimento aumenta consideravelmente a atribui esse fato ao baixo fator de capacidade do sistema e a tributação atual brasileira.

Nóbrega (2008) observou um grande potencial de cogeração aplicado à Usina Termelétrica de Camaçari que funciona com ciclo simples de geração de energia. A potência total da planta está estimada em 350 MW através das 5 (cinco) turbinas a gás nela instaladas. Na modelagem do ciclo construída no *software* Thermoflow, algumas comparações

importantes foram feitas para identificação do melhor projeto de ciclo combinado. Sabe-se que o HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) ou caldeira de recuperação com múltiplos níveis de pressão, por exemplo, apresenta eficiência maior do que aquela com apenas um nível. Para o resfriamento do ar de admissão do compressor, utilizando três valores diferentes de efetividade, adotou-se o sistema *fogger* com base na aspersão de uma névoa constituída por microgotículas de água. Esses sistemas tipo *fogger* associados às caldeiras de recuperação verticais apresentaram bons resultados no que se refere à redução do custo específico de produção de energia e do período de retorno do investimento inicial.

Boonnasa, Namprakai & Muangnapoh (2005) desenvolveu um estudo na Tailândia para aumentar o ganho de potência em uma planta de ciclo combinado com capacidade equivalente a 336 MW já em operação por 8 anos. A proposta foi introduzir ao sistema um *chiller* de absorção que usa como fonte de calor o vapor de escape da turbina a baixa pressão. A análise foi feita a partir da metade da sua capacidade total, ou seja, para uma TG e metade da produção da turbina a vapor usando um *chiller* de duplo estágio cujo a par refrigerante é o brometo de lítio. Os parâmetros utilizados foram para o mês de Abril, período que se caracteriza como sendo a condição mais crítica para a operação da TG. Tal empreendimento ocasionou um acréscimo no consumo de combustível em 0,4 kg/s e a potência da turbina a vapor diminuída em 1 MW. Em contrapartida, houve um acréscimo da potência de saída da TG em 9 MW e diminuição do *heat rate* em 0,85%. O período de retorno do investimento apresentado foi de 3,81 anos.

De acordo com Kolp, Flye & Guidotti (1994) a seleção do método de resfriamento do ar de admissão em turbinas a gás é a chave principal para otimização da performance da planta. Ainda que os gases de exaustão da turbina não afetem a performance do ciclo simples, eles influenciam diretamente nos sistemas recuperação de calor tais como aqueles usados na cogeração e em ciclos combinados.

O estudo de Kolp, Flye & Guidotti (1994) apresenta uma análise extensa da superalimentação a partir do aumento da pressão de entrada de uma turbina a gás, particularmente o modelo da General Electric LM 6000. Para compensar o aumento de temperatura provocada pelo aumento de pressão, o método evaporativo de redução da TET foi estudado. Afirma-se que tal método não só aumenta a capacidade de geração da TG, mas ele também permite que a TG funcione próximo ao seu limite na maior parte do tempo. No outro

caso analisado que consiste na utilização de um chiller de absorção de capacidade igual a 300 TR (1055kW). Concluiu-se nesse caso que o ganho de produção energética utilizando chiller de absorção não foi muito maior se comparado ao uso do método evaporativo de resfriamento, e ainda apresentou maior consumo de combustível.

De Lucia, Lanfranchi & Boggio (1995) também estudou os métodos evaporativos, os que utilizam chiller e a combinação de ambos para resfriamento do ar de admissão da turbina a gás LM6000 com baixa emissão de NO_x . O ciclo em questão é utilizado tanto para produção de eletricidade quanto na produção de vapor e, portanto, operando em ciclo combinado. O estudo da situação concentrou-se principalmente nos aspectos econômicos e de performance, relacionando variáveis referentes à temperatura ambiente no impacto do funcionamento da planta. As simulações foram baseadas nos aspectos climáticos em duas plantas localizadas nas regiões norte e sul da Itália.

Ainda segundo Lucia, Lanfranchi & Boggio (1995), o fluxo de água de refrigeração do absorvedor quando se utiliza ciclo de absorção de simples estágio é 1,5 vezes maior do que aquele que utiliza duplo estágio. Para ambos os casos considerou-se uma unidade de absorção equivalente a 939 TR. Os métodos evaporativos se mostram mais eficientes para pequenas variações de temperatura ao contrário do que ocorre quando se utiliza chiller de absorção, porém o uso desse último fica restrito às temperaturas acima de 15°C . Os resultados apontaram que o chiller de absorção integrado ao resfriamento evaporativo garante maior desempenho da planta e maior ganho líquido anual.

4. REVISÃO TEÓRICA

4.1 Turbinas a Gás

Por definição, as turbinas a gás são equipamentos que utilizam elementos rotativos destinados à produção de trabalho de eixo ou potência. Os primeiros estudos das turbinas a gás datam poucos anos antes do início da Segunda Guerra Mundial, porém não eram consideradas máquinas competitivas em comparação às turbinas a vapor e os motores a diesel já existentes. A primeira importante aplicação das turbinas a gás foi na aviação militar quando se obteve um grande salto em velocidade, fator este de primordial relevância naquele período. No início, eram máquinas ineficientes quanto ao consumo de combustível, extremamente barulhentas e não confiáveis. Entretanto, em menos de 20 anos, elas ganharam a maturidade necessária para se tornar o mecanismo de propulsão padrão da aviação civil atual.

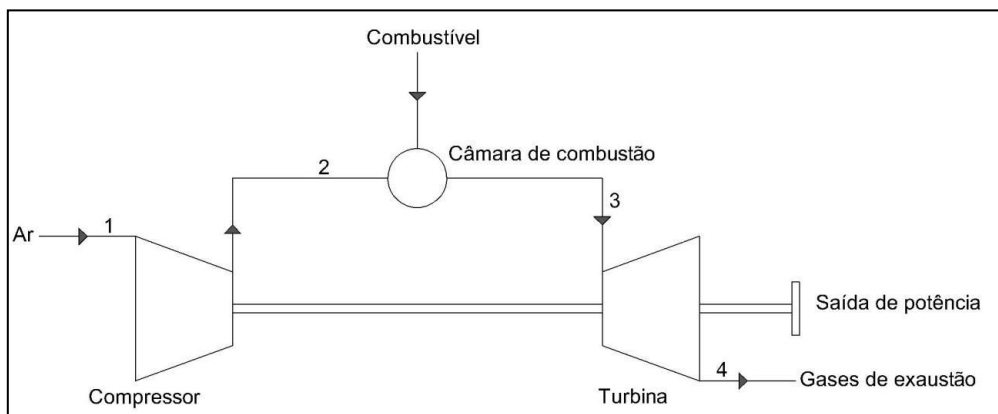
Muitos anos depois, as turbinas a gás obtiveram o mesmo impacto positivo no mercado fora do uso aeronáutico. No final do século 20, as turbinas a gás para geração de potência já eram capazes de produzir 300 MW de potência de saída e eficiência térmica na faixa dos 40% (COHEN, ROGERS & SARAVANAMUTTOO 2006).

4.1.1 Princípio de Funcionamento

As turbinas a gás são compostas de ao menos três componentes principais: o compressor, a câmara de combustão e a turbina propriamente dita. A admissão do ar ocorre no compressor onde o ar é comprimido em vários estágios até uma razão de pressões da ordem de 30:1 em se tratando de compressores axiais. Na câmara de combustão ocorre a reação de combustão entre a mistura ar-combustível. Essa queima deve se dar de maneira estável e eficiente com pequena variação de pressão para que a saída dos gases aconteça de maneira uniforme. A turbina, por sua vez, tem a função de fornecer a potência para movimentar o compressor e os acessórios, tal como o gerador. Ela extrai potência de eixo advindo dos gases contidos na câmara de combustão, expandindo-os para temperaturas e pressões mais baixas. Sendo assim, a potência desenvolvida é resultado do aumento da temperatura do fluido de trabalho antes da expansão. A Figura 3 mostra um esquema simplificado de um sistema de uma turbina a gás.

Os processos em uma turbina a gás ocorrem em componentes separados, diferentemente do que acontece com motores alternativos. O projeto e desenvolvimento dos componentes são feitos separadamente e, depois, acoplados de diversas formas diferentes. Há, ainda, a flexibilidade em adicionar mais componentes (turbinas, compressores, eixos, trocadores de calor, combustores etc.) dependendo da aplicação a fim de aumentar a eficiência dos ciclos.

Figura 3. Ciclo Brayton de uma turbina a gás



Fonte: Adaptado de Cohen, Rogers & Saravanamuttoo (2006).

Existem alguns fatores que afetam diretamente a performance das turbinas a gás. A eficiência global de uma turbina a gás depende primeiramente da razão de pressões do compressor. Outros dois parâmetros determinantes nesse caso são a temperatura de entrada da turbina (TIT, sigla para *Turbine Inlet Temperature*) e a eficiência dos componentes, que atualmente é da ordem de 90% (COHEN, ROGERS & SARAVANAMUTTOO, 2006).

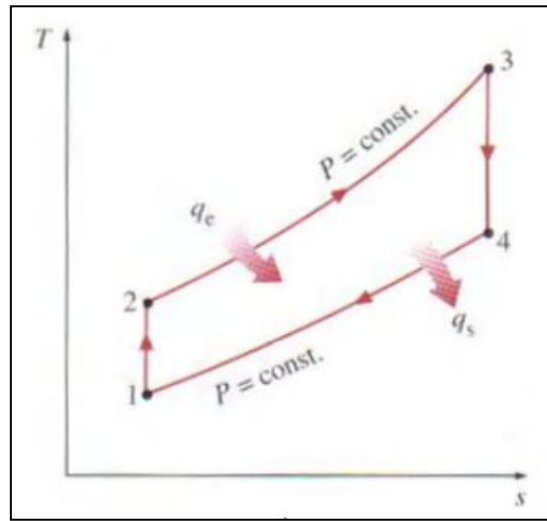
4.1.2 O Ciclo Brayton

O ciclo Brayton é o ciclo termodinâmico ideal de funcionamento das turbinas a gás no qual a adição de calor acontece a pressão constante. Ele é composto basicamente por quatro processos reversíveis:

- Compressão isentrópica no compressor
- Fornecimento de energia a pressão constante
- Expansão isentrópica na turbina
- Rejeição de calor a pressão constante

O diagrama T-s do ciclo Brayton ideal está representado pela Figura 4.

Figura 4. Diagrama T-s ciclo Brayton ideal



Fonte: Çengel & Boles (2007).

Desprezando as variações das energias potencial e cinética, o balanço de energia de um processo com escoamento permanente é dado por:

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = h_{saída} - h_{entrada} \quad (1)$$

E as quantidades de calor transferidas tanto do fluido de trabalho quanto para ele são dadas por:

$$q_e = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2)$$

$$q_s = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (3)$$

A eficiência térmica do ciclo Brayton ideal é igual a

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{w_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (4)$$

Como os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos, então $P_2 = P_3$ e $P_4 = P_1$.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (5)$$

Substituindo na equação da eficiência térmica do ciclo Brayton ideal temos:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad (6)$$

onde $r_p = \frac{P_2}{P_1}$ é a razão de pressão e k é a razão entre os calores específicos.

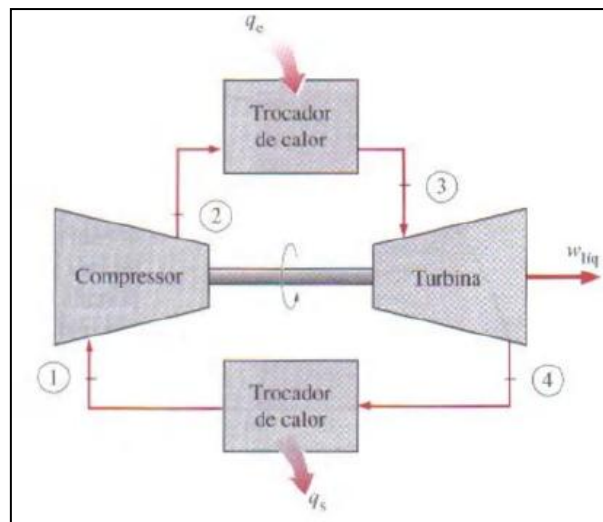
Dessa forma, podemos observar que a eficiência do ciclo Brayton depende essencialmente da razão de pressão da turbina a gás e da razão dos calores específicos do fluido de trabalho. Tal eficiência é diretamente proporcional a estes dois parâmetros. O ponto onde se observa a maior temperatura no ciclo é no ponto 3 e essa temperatura é limitada por razões metalúrgicas das pás da turbina e, conseqüentemente, limitando também a razão de pressões.

4.2 Ciclo aberto e Ciclo fechado

Os ciclos de uma turbina a gás podem ser classificados de duas formas: ciclos abertos e ciclos fechados. Turbinas a gás são mais usadas em ciclos abertos, onde o ar atmosférico é comprimido e injetado no combustor, misturado com combustível e queimado, expandindo na turbina e gerando trabalho, sendo liberado de volta à atmosfera após o último estágio da turbina. Um exemplo esquemático de um ciclo aberto é o ciclo da Figura 3.

Os ciclos fechados são raramente utilizados e requerem a recirculação do fluido de trabalho e a adição constante de calor em uma caldeira, por exemplo, para adicionar calor ao fluido e este expandir na turbina. Para recircular o fluido, faz-se necessário um condensador que permite esse fluido retornar às propriedades originais antes de ser direcionado ao compressor ou bomba. Ao ser aquecido novamente, este é introduzido na turbina, gerando trabalho contínuo. O ciclo fechado mais utilizado está ilustrado na Figura 5 que utiliza como hipótese o ciclo padrão a ar.

Figura 5. Ciclo fechado de uma turbina a gás



Fonte: ÇENGEL & BOLES (2007).

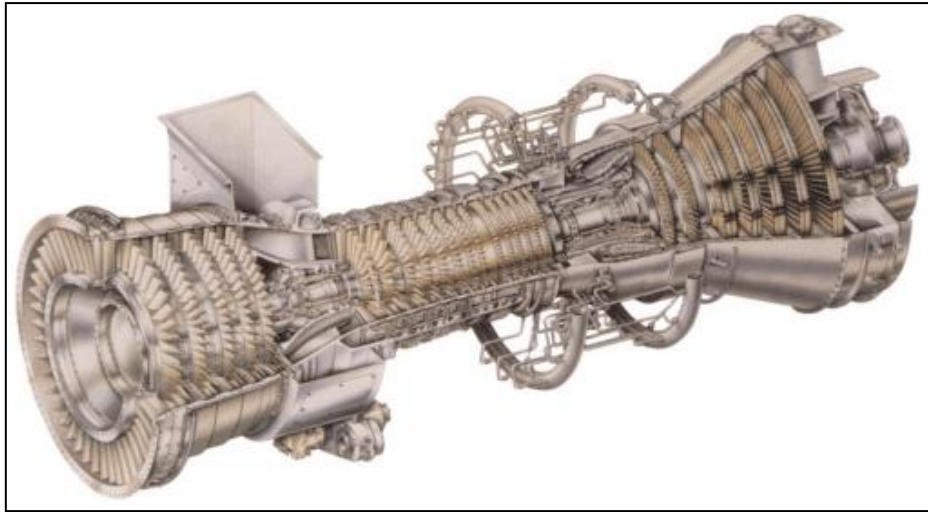
4.3 Turbina a gás General Eletric LM 6000

A turbina GE LM 6000 é uma turbina a gás aeroderivativa utilizada para geração de energia elétrica. Originalmente ela recebia o nome de CF6-80C2 que, a partir de 1985, equipou diversos aviões comerciais ainda em operação atualmente (GE, 2008).

As turbinas a gás aeroderivativas são caracterizadas por apresentar maior eficiência, ter alta confiabilidade, ocupar pouco espaço, menor relação peso/potência e flexibilidade na manutenção. Além disso, elas têm sido largamente usadas em bombeamento de óleo e gás natural em gasodutos e oleodutos, emergência em geração elétrica, plataformas *off-shore* e propulsão naval. (COHEN, H.; ROGERS, GFC. & SARAVANAMUTTOO, 2006).

A LM 6000, mostrada na Figura 6, é uma turbina que utiliza um sistema de duplo eixo e que possui cinco estágios principais: o compressor de baixa pressão, compressor de alta pressão, câmara de combustão, turbina de alta pressão e a turbina de baixa pressão. No caso da produção de energia a 60 Hz, a turbina aciona o gerador a 3600 rpm através de um acoplamento ligado ao rotor de baixa pressão. Algumas características são interessantes do ponto de vista construtivo dessa turbina aeroderivativa: o sistema que envolve o compressor de alta individualmente é composto de 14 estágios com uma taxa de compressão global de 29:1 (BADDER, 2000).

Figura 6. Turbina a gás General Eletric LM 6000



Fonte: BADDER (2000).

A evolução da tecnologia empregada em materiais permitiu que a temperatura de entrada da turbina atingisse até 1650K. Em se tratando de turbinas a gás, quanto maior é a temperatura de entrada da turbina, maior é a sua eficiência. Contudo, quando se aumenta a temperatura de chama na câmara de combustão aumentam, como consequência, as emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) na atmosfera. Para reduzir o nível dessas emissões, a turbina LM 6000 analisada neste trabalho utiliza uma tecnologia com base na adição de água no combustor que garante emissões abaixo de 25 ppm de NO_x (GE, 2008).

Se por um lado temos uma limitação no que se refere à temperatura de entrada na turbina propriamente dita, por outro, há um artifício bastante empregado para melhorar a eficiência de uma turbina a gás operando em ciclo simples. Verificou-se que a diminuição da temperatura do ar de entrada no compressor promove ganhos na potência de saída bastante significativos.

4.4 Cogeração

Por definição, os sistemas de cogeração se baseiam, a partir de uma mesma fonte de energia, na produção simultânea e sequenciada de diferentes formas de energia útil para processo, tal como as energias eletromecânica e térmica. Esse é o princípio utilizado nos sistemas industrial e terciário onde há a possibilidade de interligação ou não entre as partes. Os gases de escape de motores alternativos, por exemplo, podem ser aproveitados para

geração de vapor ou água quente destinado ao aquecimento, aos sistemas de condicionamento de ar para conforto ou sistemas de refrigeração (REIS, 2006).

Por analogia, a energia térmica dos produtos da combustão de uma turbina a gás pode servir de insumo energético em uma caldeira de recuperação, do inglês *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG), e fornecer vapor a alta pressão para turbinas a vapor. O aproveitamento da energia térmica torna possível um rendimento global mais elevado em plantas térmicas, reduzindo, conseqüentemente, os custos de geração. Em geral, sistemas que utilizam a cogeração são capazes de atingir rendimentos globais da ordem de 75 a 90% (GALLEGO, 1998).

No exemplo anterior, a unidade representada pela turbina a gás é denominada unidade superior ou *topping* e a unidade a vapor de *bottoming*. A primeira representa a unidade motora de maior capacidade; a segunda representa a unidade subsequente na cascata energética (REIS, 2006).

A escolha do tipo de cogeração deve levar em consideração a demanda elétrica e térmica da planta, principalmente quando as oscilações na geração de energia são recorrentes, sugerindo sistemas flexíveis com controle de carga. Maiores rendimentos energéticos implicam em maiores custos de instalação e aquisição de ativos (GALLEGO, 1998).

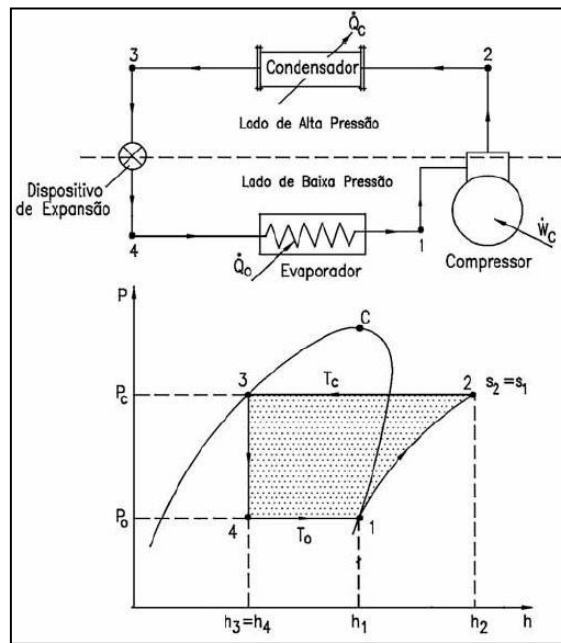
No Brasil, a implantação de sistemas de cogeração esbarra em elementos de origem político-institucionais, climáticos, espaciais e econômicos que dificultam tal empreendimento. Algumas medidas poderiam ser tomadas para superar esses obstáculos como, por exemplo, a adoção, por parte do governo, de uma postura que favoreça o planejamento do setor energético já que, muitas vezes, é dada prioridade à criação de novas estruturas em detrimento das já existentes (GALLEGO, 1998).

4.5 Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

Na prática, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, Figura 7, é o mais utilizado no efeito de resfriamento em todo o mundo. As aplicações comumente vistas das máquinas que utilizam compressão do fluido refrigerante estão ligadas diretamente ao conforto térmico (sistemas de ar condicionado) e congelamento de alimentos. O ciclo utiliza um fluido refrigerante que, através de uma compressão isentrópica no compressor, é levado a

um estado de pressão e temperatura mais elevadas. No condensador ocorre uma rejeição de calor a pressão constante até o fluido atingir a condição de líquido saturado ($x = 0$). O fluido segue então para a válvula de expansão onde ocorre um processo isentálpico de queda de pressão até a pressão de vaporização conhecido também como estrangulamento. O último processo ocorre no evaporador onde o refrigerante evapora à pressão e temperatura constantes com a retirada de calor do ambiente.

Figura 7. Ilustração e Diagrama P x h do ciclo por compressão de vapor



Fonte: VENTURINI & PIRANI (2005).

No ciclo de compressão de vapor, a potência líquida é aquela obtida do compressor igual a:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (7)$$

onde admitimos que não há transferência de calor de ou para o volume de controle que engloba o compressor. A geração de frio no evaporador é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (8)$$

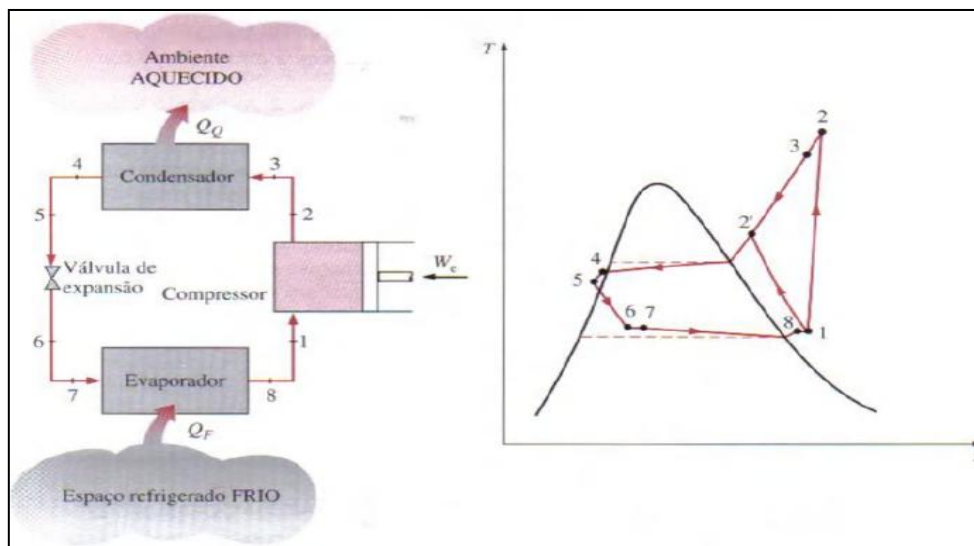
Essa taxa de remoção de calor no evaporador pode ser expressa em toneladas de refrigeração. Uma tonelada de refrigeração equivale a 211 kJ/min ou 200 Btu/min (ÇENGEL & BOLES, 2007).

Logo, o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor β é dado por:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_c} \quad (9)$$

Nesse caso está sendo abordado apenas o caso ideal de um ciclo na sua forma mais simples e, assim sendo, não estão sendo observadas as irreversibilidades que ocorrem em um ciclo real. A queda de pressão por atrito que ocorre no condensador e no evaporador e a transferência de calor para a vizinhança durante o processo de compressão são algumas das irreversibilidades inerentes de um ciclo real por compressão de vapor como pode ser visto na Figura 8.

Figura 8. Diagrama T-s ciclo real por compressão de vapor



Fonte: ÇENGEL & BOLES (2007).

Além dos fenômenos já citados que ocorrem em um ciclo real de compressão de vapor, é bastante comum que o refrigerante entre no compressor no estado de vapor supersaturado em vez de vapor saturado no caso de um ciclo ideal. Por analogia, as quedas de pressão que ocorrem no condensador e no tubo que o conecta ao tubo capilar faz com que o

refrigerante sofra um subresfriamento antes entrar no dispositivo de expansão (ÇENGEL & BOLES, 2007).

O resfriamento do ar de entrada das turbinas a gás da usina termelétrica analisada neste trabalho é feita através de dois chillers que utilizam internamente ciclo de compressão de vapor. Estes sistemas resfriam primeiramente água. Essa água gelada retira calor da água que circula nas serpentinas para trocar calor e diminuir a temperatura do ar de admissão. Eles são largamente utilizados em plantas térmicas, capazes de reduzir a temperatura do ar de modo a maximizar a potência de saída da turbina.

O chiller por compressão de vapor pode usar CFCs, HCFCs ou amônia como fluido de trabalho. Os custos envolvidos para a aquisição e instalação desses dispositivos são os menores possíveis em comparação aos tipos de *chiller* existentes no mercado. A maior desvantagem, porém, é o alto consumo de energia dos compressores, chamado na literatura de “*parasitic load*”, cujo valor representa de 0,17 a 0,23 kW para cada quilowatt de refrigeração (ASHRAE, 2008).

4.6 Sistemas de Refrigeração por Absorção

O sistema de refrigeração por absorção foi inventado pelo francês Ferdinand Carré em 1859. Os relatos apontam que a finalidade do uso desse sistema naquela época era voltado para o suprimento de gelo durante a Guerra Civil norte americana (STOECKER & JONES, 1985).

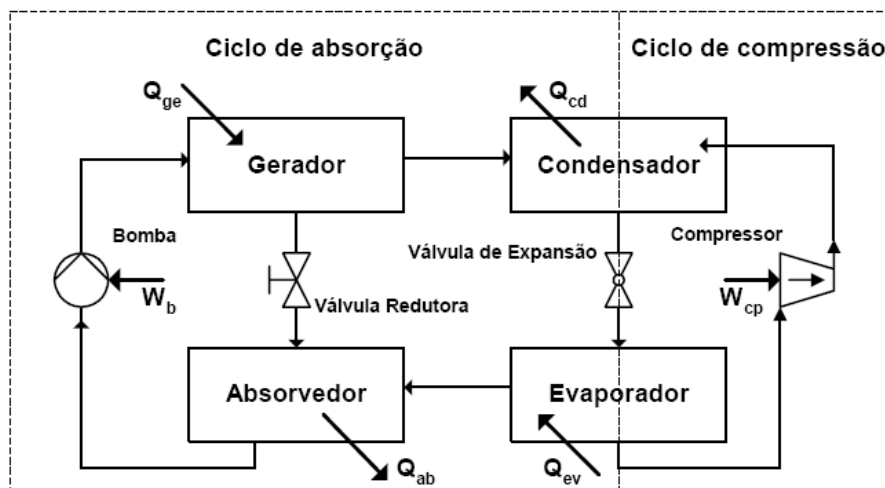
Estes dispositivos tornaram-se muito populares até o início do século XX quando perderam espaço no mercado para os sistemas de compressão de vapor que se mostravam mais eficientes. Em 1920 a Eletrolux foi a primeira marca a apresentar um modelo de sistema de absorção produzido em larga escala para fins bastante específicos (MORAES, 2012).

Nos últimos anos, as máquinas que utilizam o ciclo de absorção para a produção de frio vêm ganhando prioridade frente aos ciclos de compressão de vapor. Apesar da evolução dos estudos e aprimoramento acerca dos fluidos refrigerantes, muitos dispositivos de compressão de vapor utilizam refrigerantes como fluido de trabalho que são, de forma comprovada, prejudiciais à camada de ozônio, ao passo que os sistemas de absorção dispõem

de fluidos refrigerantes ambientalmente interessantes. Os pares mais comuns encontrados em sistemas de absorção são água-LiBr e NH_3 -água.

O sistema de refrigeração por absorção utiliza componentes comuns ao sistema por compressão de vapor. Em ambos os sistemas há a presença de um condensador que rejeita calor a alta pressão, uma válvula de expansão e um evaporador onde ocorre a evaporação de refrigerante a baixa pressão. A maior diferença entre os dois sistemas é a maneira com que a pressão do fluido refrigerante é elevada. O ciclo por compressão de vapor utiliza um compressor para elevar a pressão no processo 1-2 mostrado na Figura 8. Em contrapartida, no ciclo de absorção, o vapor a baixa pressão é absorvida no absorvedor por uma solução líquida absorvente. A pressão dessa solução líquida é elevada através de uma bomba até a pressão do gerador. No gerador, a adição de uma fonte externa de calor faz com que o vapor de refrigerante se desprenda da solução em um processo chamado de dessorção. Uma parcela, vapor de refrigerante, vai ceder calor no condensador; a outra parte da solução contida no gerador retorna à pressão do absorvedor através de uma válvula redutora de pressão. O refrigerante a líquido saturado na saída do condensador sofre um estrangulamento antes de entrar no evaporador onde vaporiza a baixa pressão e, assim, o ciclo se reinicia. A Figura 9 mostra um comparativo entre os dois sistemas.

Figura 9. Comparativo entre os sistemas de compressão de vapor e absorção



Fonte: Junior et al. (2004).

Os dispositivos de absorção que usam o par água-LiBr como par de fluido de trabalho, a solução de brometo de lítio é a solução absorvente e a água o fluido refrigerante. Quando o

par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ for considerado, a água será o fluido absorvente e a amônia o fluido refrigerante.

O ciclo de absorção utiliza, por exemplo, energia geotérmica, solar, calor rejeitado por usinas de cogeração ou então o gás natural como fonte térmica para alimentar o ciclo. Este fato constitui uma das principais vantagens deste ciclo em comparação ao ciclo de compressão de vapor. A energia consumida pelo compressor é de fato muito maior do que a energia consumida pela bomba, uma vez que o trabalho é proporcional ao volume específico do fluido (ÇENGEL & BOLES, 2007).

Valores típicos do consumo de um chiller de absorção está na ordem de 0,0085 kW para cada quilowatt de refrigeração (ASHRAE, 2008). Esse valor é variável e representa apenas de 1 a 4% do consumo de energia de um chiller mecânico (VENTURINI *et al.*, 2006).

Sendo assim, a aplicação de *chiller* de absorção em plantas de geração de potência para geração de frio são absolutamente justificáveis por utilizarem rejeitos térmicos que, sem o uso da cogeração, seriam inaproveitados.

4.6.1 *Ciclo de Absorção de Simples Efeito*

Os ciclos de absorção de simples efeito são aqueles que possuem apenas dois níveis de pressão: a pressão do absorvedor e a pressão do gerador. O número de efeitos está relacionado ao número de vezes que se produz vapor a partir de uma fonte térmica primária (SOUSA, 2005).

Seu funcionamento é idêntico à explicação na seção anterior. O coeficiente de performance de um ciclo de absorção é dado pela razão entre o calor retirado no evaporador \dot{Q}_{evap} pela taxa de calor que entra no gerador \dot{Q}_g .

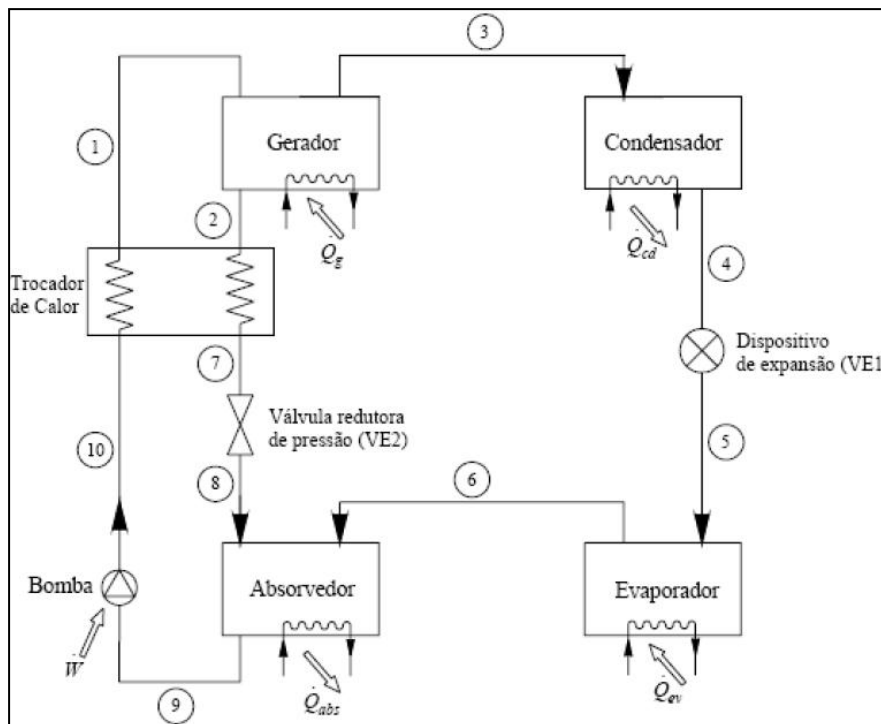
$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_g} \quad (10)$$

Nesse sistema, pode-se incluir um trocador de calor entre o absorvedor e o gerador para aumentar a temperatura da solução vinda do absorvedor através da solução que retorna

do gerador. Esse trocador faz reduzir a demanda de calor no gerador e, assim, aumentar o *COP* do sistema (CANTARUTTI, 2011).

O *COP* de um ciclo de absorção de simples estágio, ilustrado de forma mais detalhada na Figura 10, varia de 0,6 a 0,8 (NEW BUILDINGS INSTITUTE, 1998).

Figura 10. Ciclo de Absorção de Simples Efeito com Trocador de Calor



Fonte: HEROLD, RADERMACHER &, KLEIN (1996).

Ciclos de refrigeração por absorção costumam ter *COP* bem abaixo do coeficiente de desempenho dos ciclos de compressão β cujo valor pode chegar a 6 (STOECKER & JONES, 1985). Deve-se ressaltar, todavia, que esses dois parâmetros são calculados de maneiras distintas. O primeiro deles considera o trabalho gerado pelo compressor; o segundo considera o calor admitido no gerador.

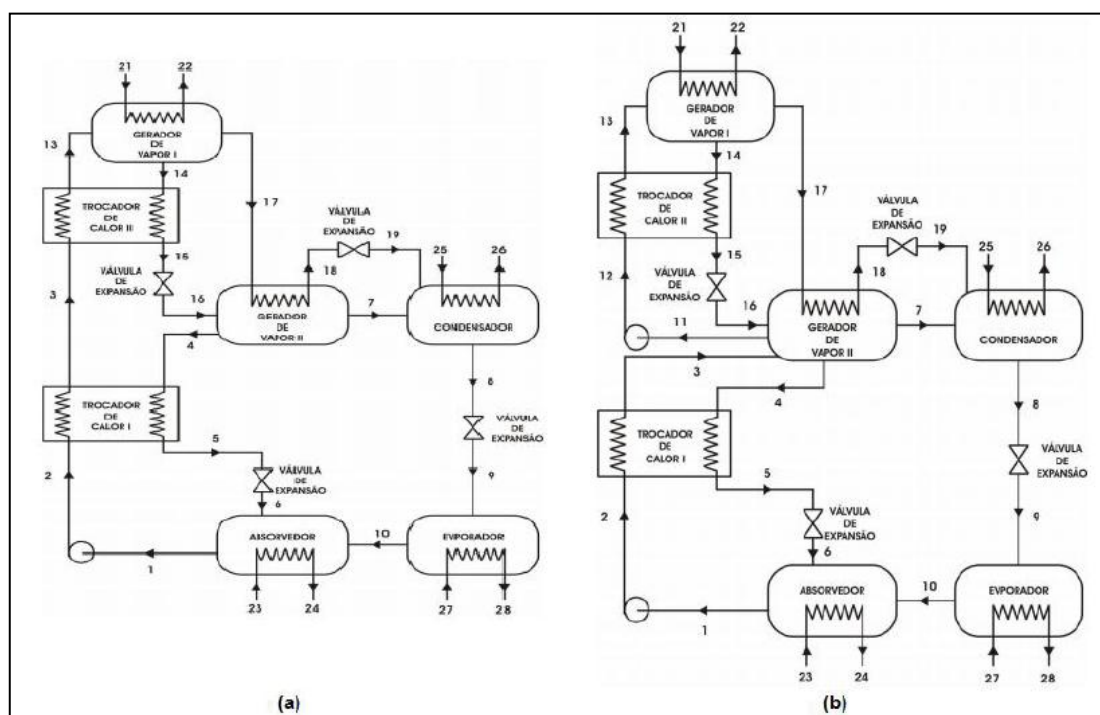
4.6.2 Ciclo de Absorção de Duplo Efeito

Diferentemente do ciclo de absorção de simples efeito, o ciclo de duplo efeito utiliza 3 (três) níveis de pressão. Dessa forma, vapor é gerado em geradores distintos que trabalham em pressões também distintas. O vapor de refrigerante produzido no gerador de alta pressão é

condensado e, ainda, o calor presente nesse estágio, é usado para gerar vapor de refrigerante a uma pressão mais baixa no segundo gerador (CANTARUTTI, 2011).

Os ciclos de absorção de duplo efeito ainda são divididos em série e em paralelo. Nos sistemas em série, o fluido com alta concentração de refrigerante é bombeado diretamente ao gerador de alta pressão. No sistema em paralelo, no entanto, o fluido de trabalho é bombeado do absorvedor para os geradores de alta e de baixa simultaneamente. A Figura 11 a seguir ilustra ambas as situações.

Figura 11. Sistema de absorção em (a) série e (b) paralelo



Fonte: QUEIROZ (2013) *apud* CORDEIRO (2012).

Os ciclos de absorção de duplo efeito possuem *COP* superior em relação aos de simples efeito. Para esses sistemas, o referido valor geralmente varia na faixa de 1,1 a 1,2 (AHRI Standard 560-2000).

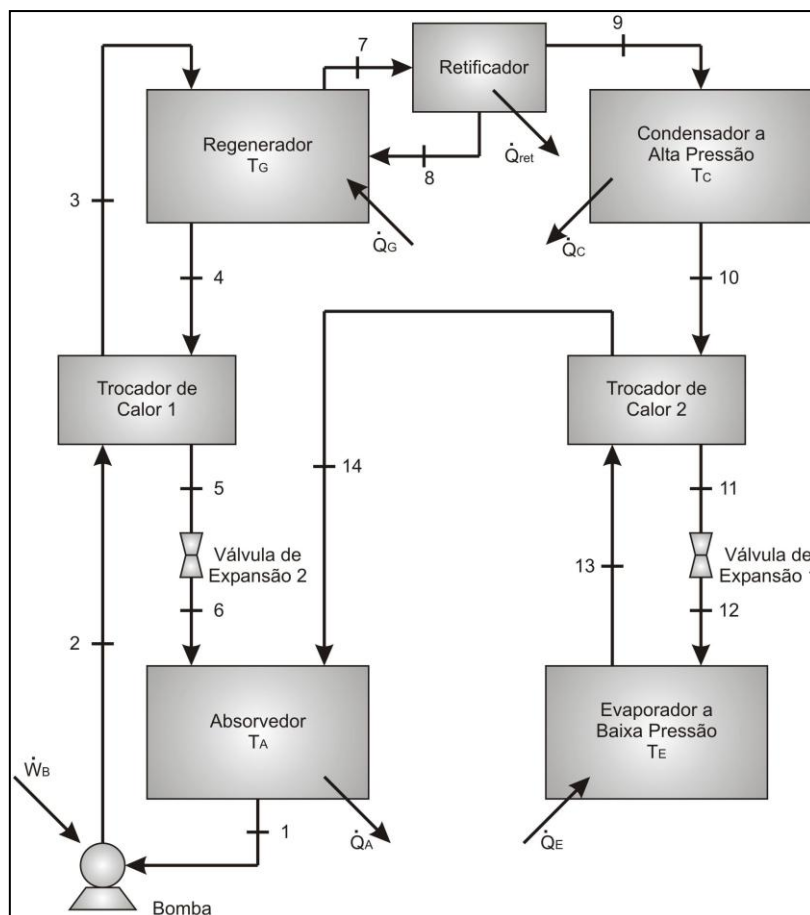
4.6.3 Fluidos de Trabalho

Como já mencionado anteriormente, os pares mais usados como fluido de trabalho em sistemas de absorção são $H_2O-LiBr$ e NH_3-H_2O . Analisando detalhadamente, é possível observar algumas peculiaridades quanto às características e comportamento de ambos.

Os ciclos que operam com $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ necessitam de um retificador na saída do gerador, como pode ser visto na Figura 12. Essa necessidade se deve ao fato de que parte da amônia que evapora no gerador ainda contém uma porcentagem de água devido à alta volatilidade da amônia. O retificador, então, condensa a maior parte do vapor de água, que retorna para o gerador de modo que o refrigerante praticamente puro flua para o condensador. O uso do par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ se justifica quando temperaturas abaixo de 0°C no evaporador são desejadas.

O uso do par $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ fica restrito às temperaturas acima de 0°C , pois há grande possibilidade de congelamento da água em temperaturas mais baixas tais como a do evaporador (GALLEGO, 1998).

Figura 12. Ciclo de absorção amônia-água



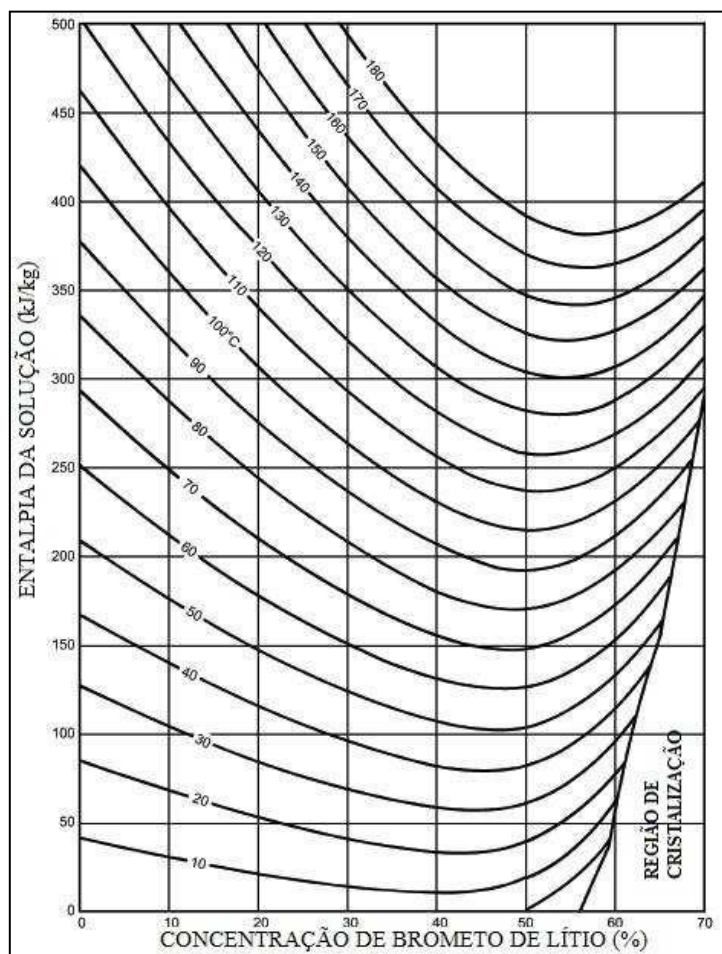
Fonte: PAULIQUE, ALVES & MAIA

Os aspectos negativos dos ciclos que operam com o par $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ se devem primeiramente à cristalização do sal que, em altas concentrações e temperaturas, interrompe o escoamento e compromete o funcionamento da máquina como um todo. A região mais propícia para a formação desses cristais é aquela compreendida entre a saída do trocador de

calor e a entrada no absorvedor. A Figura 13 mostra o diagrama para a faixa onde ocorre a cristalização (VILLA, 2010).

Há ainda a possibilidade de infiltração de ar no sistema pelo fato de se operar com pressões abaixo da atmosférica, sendo necessário purgar o sistema com frequência. Os sistemas que utilizam o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ não apresentam problemas de cristalização ou infiltração de ar. No entanto, a amônia é uma substância nociva ao ser humano e, por isso, necessita maiores cuidados quanto à segurança do sistema (SANNOMIA, 2009).

Figura 13. Diagrama da faixa de formação da cristalização



Fonte: ASHRAE (2006).

4.7 Ciclo ARCTIC

4.7.1 Introdução

Estudos mais recentes mostram que as turbinas a gás aeroderivativas, mais especificamente, a LM 6000 apresentam potência de saída maximizada se operando com sistema de absorção para o resfriamento do ar entrada da mesma. A principal diferença entre a operação com chiller de absorção e o chiller mecânico reside no fato de que, para a mesma função, este último sistema consome muito mais energia para elevar a pressão do fluido de trabalho.

Nesse sentido, Erickson, Anand & Makar (2015) desenvolveu um equipamento de absorção ARCTIC, sigla para *Absorption Refrigeration Cycle Turbine Inlet Conditioning*, capaz de resfriar ou aquecer o ar de admissão da turbina a gás conforme a necessidade a fim de manter o máximo rendimento da turbina em operação. Esse equipamento foi instalado e testado em uma planta térmica localizada no Texas, EUA.

A turbina nela instalada é a LM6000 modelo PC SPRINT cuja potência nominal máxima chega próximo de 51,3 MW com *heat rate* de 8488 Btu/kWh quando a temperatura ambiente é igual a 8,9°C (48°F). Em contrapartida, se a temperatura ambiente aumenta para 38°C (100°F), a potência diminui para 38,5 MW e o *heat rate* aumenta em 6% (POWER, 2013). *Heat rate*, em resumo, é a quantidade de energia consumida – resultado do processo de combustão – para se obter uma unidade de energia útil (POWER, 2015). Logo, quanto menor é o valor desse parâmetro, melhores resultados são alcançados em termos de eficiência energética.

Durante três anos de testes de demonstração, a turbina foi inicializada 400 vezes. Nesse período, o sistema automático de partida ARCTIC apresentou apenas cinco falhas e, dessa forma, a confiabilidade do sistema de partida foi de 99%. Tais problemas foram não recorrentes e de fácil solução (ERICKSON, ANAND & MAKAR, 2015).

4.7.2 Características do Ciclo ARCTIC

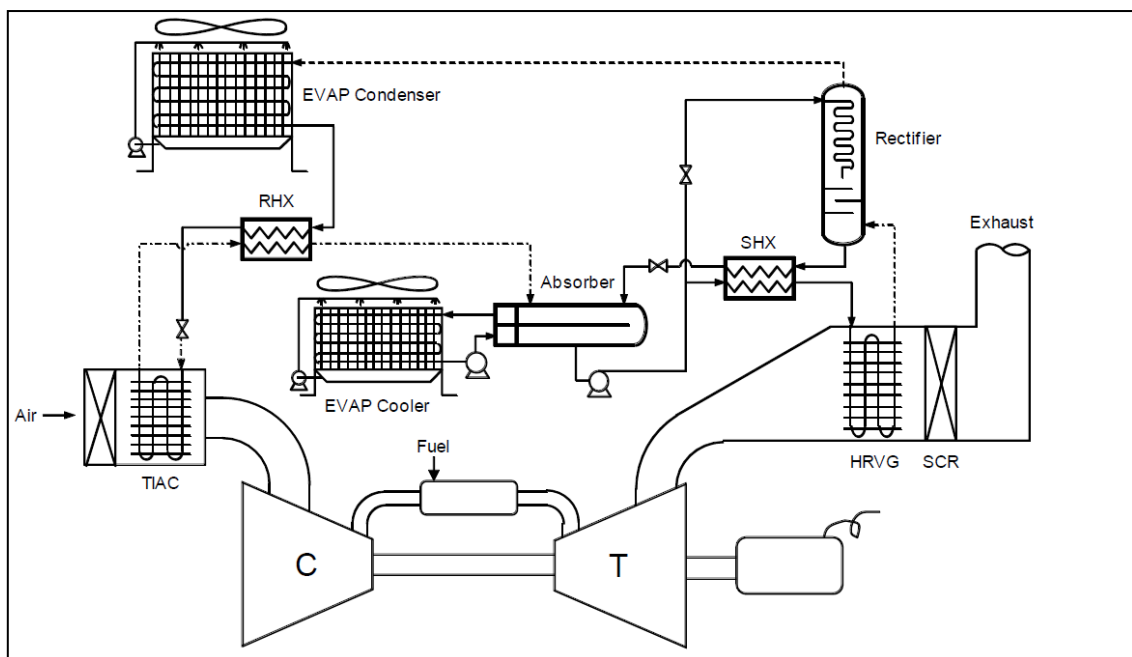
O chiller ARCTIC trabalha com o par amônia-água cuja capacidade é de 2000 toneladas de refrigeração ou 7034 kW. O *COP* do sistema é de 0,6, ou seja, para cada unidade de calor de exaustão na turbina resulta em 0,6 unidades de refrigeração (POWER, 2013).

Ganhos em performance são justificados pelo fato de consumir apenas 230 kW de energia contra 2 MW dos chillers por compressão de vapor de mesma capacidade. O sistema ARCTIC é aquele que oferece a maior potência de saída em dias quentes e melhor *heat rate* se comparado a outros sistemas de resfriamento do ar de entrada da turbina, tais como o evaporativo e chiller mecânico (ERICKSON, ANAND & MAKAR, 2015).

O ciclo possui basicamente os mesmos componentes para chillers de absorção em geral. Como mostra a Figura 14, o calor dos gases de escape da turbina são recuperados no recuperador de calor HRVG, *Heat Recovery Vapor Generator*, vaporizando grande parte do refrigerante presente na solução forte que chega do absorvedor. A solução resultante apresenta 10% de vapor de água na entrada do retificador e 2% na saída. O fluido refrigerante condensa e refrigerante líquido é direcionado para o TIAC, *Turbine Inlet Air Coil*, dispositivo análogo ao evaporador cuja função é retirar o calor presente no ar de entrada da turbina a gás. O vapor de amônia produzido no TIAC é então conduzido ao absorvedor onde ocorre uma reabsorção desse vapor através de uma solução de água-amônia. O ciclo se completa quando a bomba de solução pressuriza a solução forte do absorvedor e a envia de volta ao HRVG (ERICKSON, ANAND & MAKAR, 2015).

Os trocadores de calor SHX e RHX são recuperadores de calor internos responsáveis por aumentar o *COP* do sistema em aproximadamente 10% (POWER, 2013).

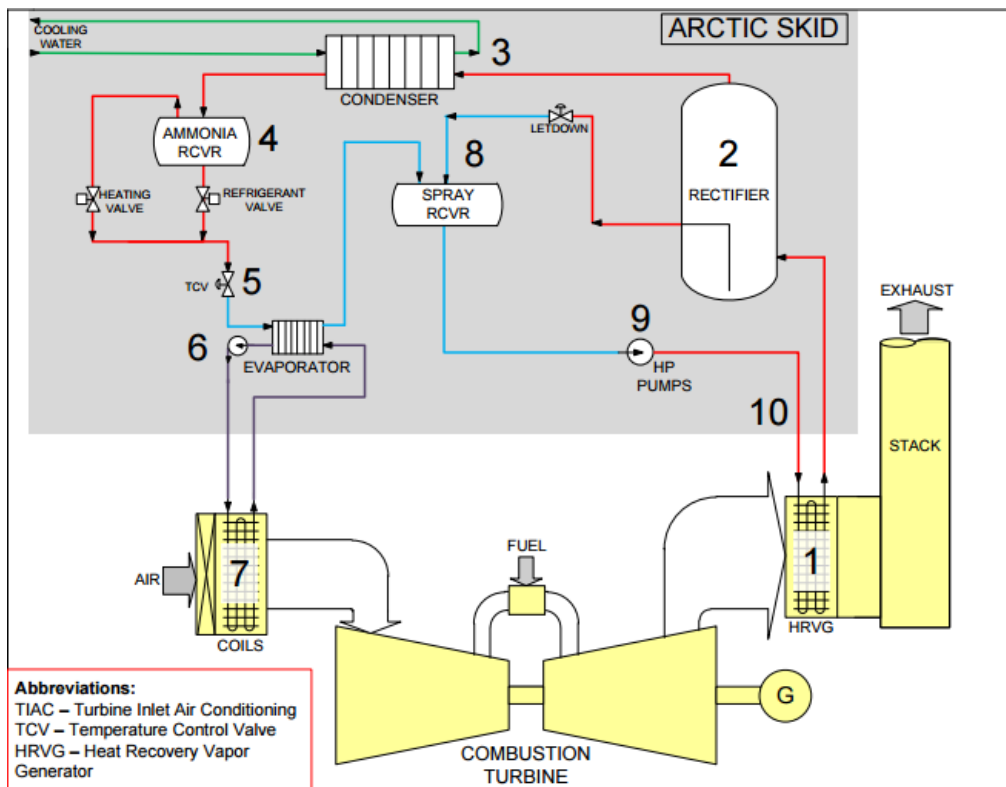
Figura 14. Sistema de refrigeração por absorção ARCTIC



Fonte: Erickson, Anand & Makar (2015).

Algumas opções são possíveis dentro do ciclo ARCTIC. O resfriamento interno, que inclui o condensador e o absorvedor, pode ser feito por ar seco, pelo método evaporativo ou por água de resfriamento. Além disso, o TIAC pode ser projetado para operar por expansão direta ou primeiramente gelar uma solução de água-glicol para depois trocar calor ar ambiente, como mostra a Figura 15 (ERICKSON, ANAND & MAKAR, 2015). Nesse caso, foi considerado água de resfriamento para condensar o fluido refrigerante que chega do condensador.

Figura 15. Ciclo ARCTIC por expansão de refrigerante indireta



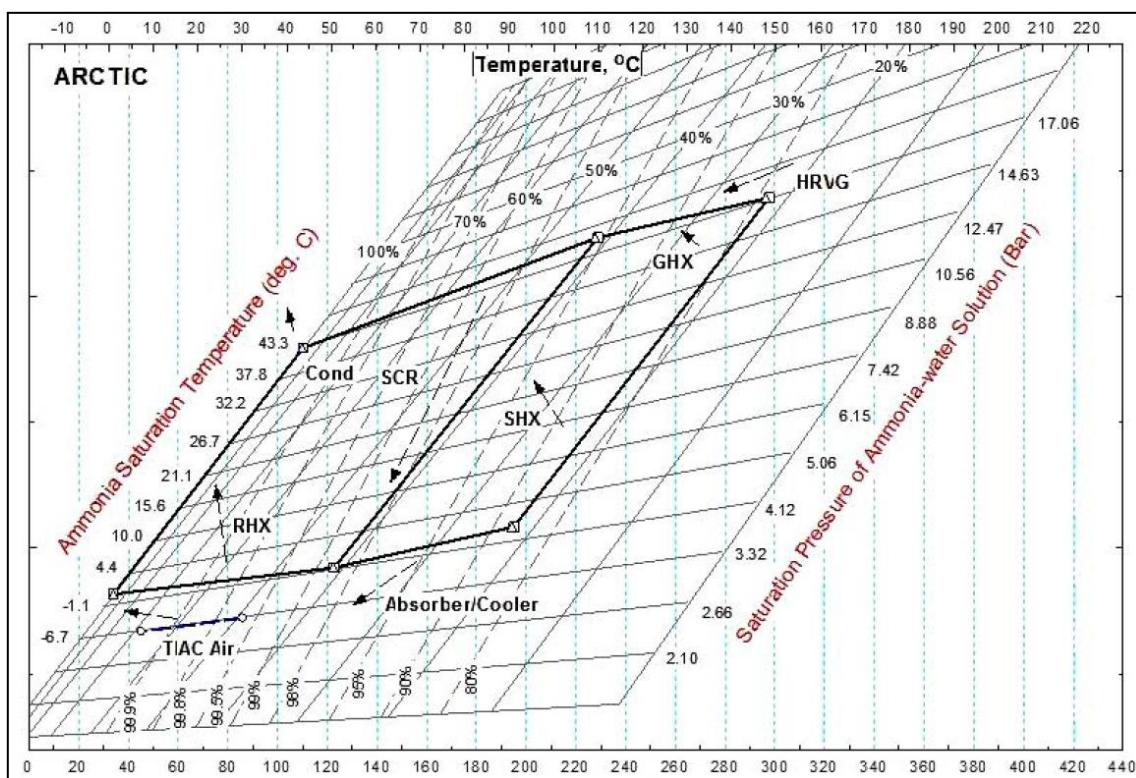
Fonte: KIEWIT (2013).

4.7.3 Modos de Funcionamento

O funcionamento do ciclo ARCTIC tanto no modo para resfriar o ar de entrada da turbina, quanto para aquecê-lo, é uma das particularidades desse equipamento e uma das maiores vantagens perante outros ciclos. No primeiro modo citado, TIAC atua como evaporador; no segundo, funciona como condensador. Essa mudança é feita pelo controle do lado de baixa pressão para atingir a evaporação ou a condensação desejada (ERICKSON, ANAND & MAKAR, 2015).

A Figura 16 ilustra o ciclo termodinâmico do sistema para os estados líquido-vapor coexistindo em equilíbrio, conhecido como Diagrama de Gibbs. A condição do sistema é quase permanente quando parte da amônia é condensada no condensador a 43,4°C e 17 bar. O refrigerante evapora no TIAC a 2,1°C e a 4,6 bar, resfriando o ar de admissão de 41,7°C para 9,7°C. Todo o vapor de refrigerante é absorvido no absorvedor, solução resultante a 50,3°C, e bombeada ao retificador onde ocorre uma recuperação de calor. Por fim, solução a 147,6°C e 21,1% de concentração em amônia retorna do retificador para o absorvedor (ERICKSON, ANAND & MAKAR, 2015).

Figura 16. Performance ARCTIC no modo resfriamento



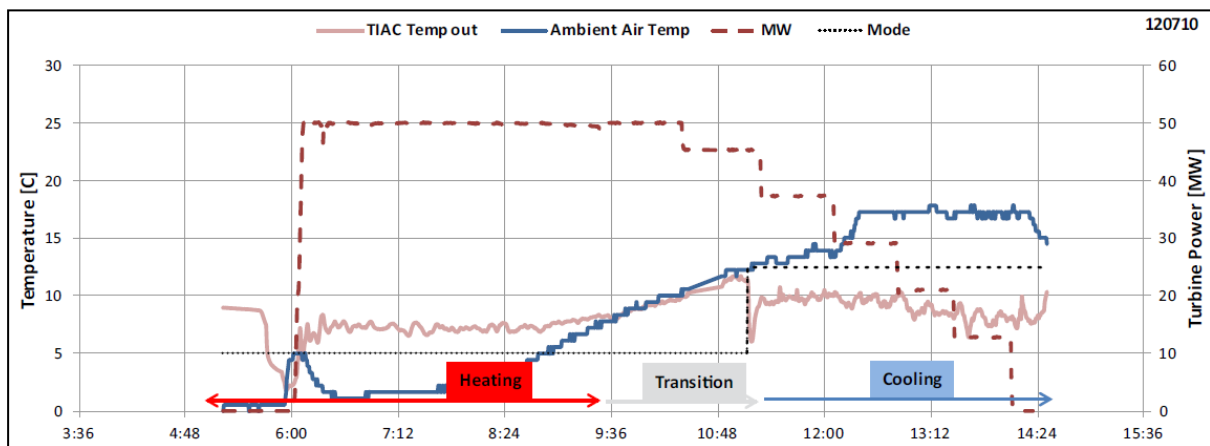
Fonte: Erickson, Anand & Makar (2015).

Por outro lado, quando a temperatura ambiente está abaixo de 4,4°C e umidade relativa acima de 75%, é necessário aquecer o ar em 5,5°C a fim de que se evite a formação de gelo na entrada do compressor. Para isso, o sistema ARCTIC conta com modo “aquecedor”, tradicionalmente chamado bomba de calor, que irá fornecer calor ao ar ambiente até que a temperatura do ar atinja 11,1°C.

O equipamento também foi avaliado para condição em que houvesse mudanças bruscas de temperatura ao longo do dia. A Figura 17 mostra que por volta das 5:00h a

temperatura ambiente se encontra por volta de 1,7°C. O sistema ARCTIC, então, aquece o ar até que ele atinja 7,2°C. Por volta das 8:00h, a temperatura começa a aumentar e, na faixa compreendida entre 7°C e 12°C, o sistema praticamente permanece inoperante pelo fato de a temperatura se encontrar perto das condições ideais. Às 11:00h, a temperatura ambiente aumenta ainda mais, provocando o sistema a entrar no modo “resfriamento” de operação (ERICKSON, ANAND & MAKAR, 2015).

Figura 17. Mudança no modo de operação do sistema ARCTIC



Fonte: Erickson, Anand & Makar (2015).

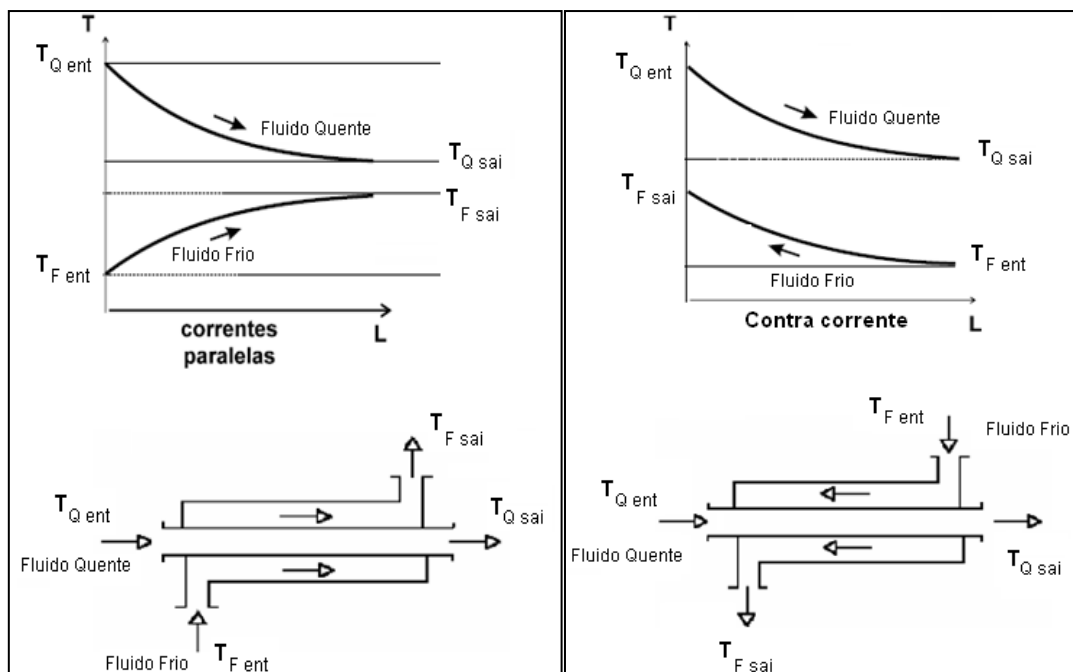
A versatilidade do sistema de refrigeração ARCTIC permite que ele se inicie automaticamente de maneira a corresponder ao tempo de inicialização da turbina. Esse intervalo entre a turbina desligada e operando em plena carga leva cerca de 10 minutos. Após ser submetido a múltiplos testes exigentes de inicializações e desligamentos, transições entre carga baixa e plena carga, o sistema se mostrou bastante confiável para a faixa de temperatura compreendida entre 43,3°C (110°F) e -11,7°C (11°F) (POWERMAG, 2013).

4.8 Trocadores de Calor

Trocadores de calor são equipamentos cuja função básica é permitir a troca de calor entre dois fluidos a temperaturas diferentes sem que haja a mistura entre eles. Comumente encontram aplicação, por exemplo, em sistemas de ar condicionado, processos químicos, recuperação de calor ou geração de potência em plantas térmicas. Diferentes projetos requerem tipos de trocadores de calor diferentes que maximizem a transferência de calor segundo às restrições previamente especificadas (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

A configuração mais simples de um trocador de calor é a que consiste em dois tubos concêntricos com diferentes diâmetros chamado tubo duplo. Um fluido escoo no duto com o diâmetro menor e o outro no espaço anular delimitado entre a parede do tubo de menor diâmetro e o de maior diâmetro. Nesse caso, duas possibilidades são possíveis. A primeira delas, no escoamento paralelo, os fluidos quente e frio escoam na mesma direção. Já a segunda configuração, no escoamento contracorrente, os dois fluidos a temperaturas diferentes entram no sistema de troca de calor por extremidades opostas e escoam em direções também opostas. Assim, pode ser visto na Figura 18 o comportamento da temperatura dos fluidos quente e frio para cada possibilidade.

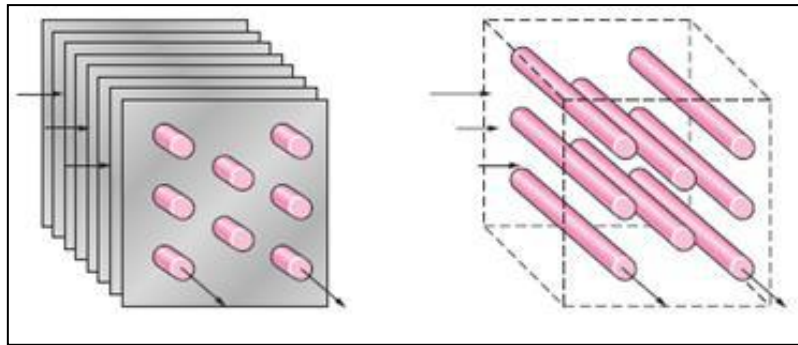
Figura 18. Trocadores de calor correntes paralelas e contracorrente



Fonte: Guimarães (2011).

Os trocadores de calor de escoamento cruzado são equipamentos utilizados na transferência de calor entre fluidos. A maior diferença para os trocadores duplo tubo, porém, se deve ao fato de que os fluidos quente e frio escoam perpendicularmente um ao outro. Estes ainda são classificados em escoamento sem mistura e com mistura. No primeiro, a existência de placas impede que o fluido externo se mova na direção transversal ao escoamento, diferentemente do segundo, onde a movimentação na direção transversal é livre. A Figura 19 ilustra o escoamento sem mistura à esquerda e com mistura à direita.

Figura 19. Trocadores de calor sem mistura e com mistura

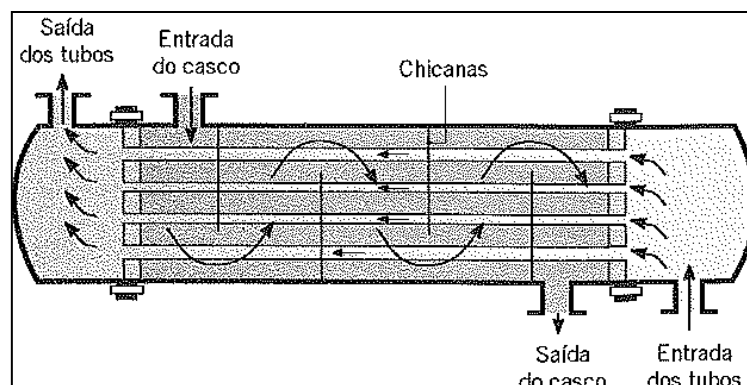


Fonte: ÇENGEL & GHAJAR (2012).

Um terceiro tipo de trocador de calor são os chamados compactos. Eles possuem alta superfície de transferência de calor por unidade de volume e a sua utilização se justifica quando pelo menos um dos fluidos é gasoso. Fisicamente, são compostos por matrizes densas de tubos aletados ou placas e, por esse motivo, atingem altas taxas de transferência de calor. Os trocadores compactos são as melhores alternativas quando existem restrições de projeto relacionadas ao baixo peso e pequeno volume como, por exemplo, radiadores de automóveis.

Muito provavelmente, o mais comum entre os trocadores de calor é o do tipo casco e tubo, mostrado na Figura 20. Eles são compostos por um número considerável de tubos acondicionados por um casco o qual limita um determinado fluido contido em seu interior. Um outro fluido escoar através dos tubos. Geralmente, no interior do casco existem chicanas cuja função é aumentar a troca de calor, já que essas chicanas forçam o fluido externo aos tubos e interior ao casco a cruzar a rede de tubos. Essa categoria de trocadores de calor é caracterizada pelo seu grande porte e, por isso, encontram maiores aplicações no setor industrial.

Figura 20. Trocador de calor casco e tubo



Fonte: INCROPERA et al., (2008)

4.9 Coeficiente Global de Transferência de Calor

A transferência de calor entre dois fluidos separados por uma parede sólida, ilustrada na Figura 21, envolve basicamente três etapas. A primeira delas, o calor do fluido quente é transferido para a parede por convecção. Logo após ocorre a transferência de calor através da parede por condução e, por último, para o fluido frio por convecção novamente. Sendo assim, os cálculos quantitativos dos fenômenos que regem a transferência de calor são feitos por meio de resistências térmicas. Considerando um trocador de calor duplo tubo com paredes cilíndricas, a resistência térmica da parede do duto é dada por:

$$R_{PAREDE} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi KL} \quad (11)$$

onde K é a condutividade térmica do material da parede, L é o comprimento da parede do tubo, D_{ext} é o diâmetro do tubo externo e D_{int} é o diâmetro do tubo interno. Logo, a resistência térmica total nesse caso é igual a:

$$R = R_{TOTAL} = R_{int} + R_{PAREDE} + R_{ext} = \frac{1}{h_{int}A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} \quad (12)$$

onde A_{int} e A_{ext} são as áreas das superfícies de troca dos tubos interno e externo, respectivamente. h_{int} e h_{ext} são os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo, respectivamente.

Podemos, então, representar a taxa de transferência de calor na forma:

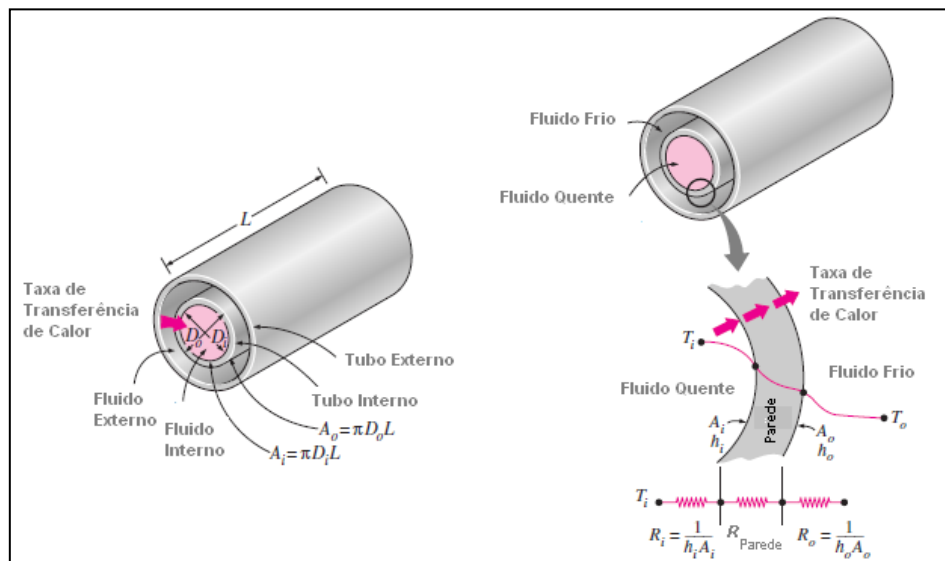
$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA_{sup}\Delta T \quad (13)$$

chegando a:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_{int}A_{int}} = \frac{1}{U_{ext}A_{ext}} = R \quad (14)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor.

Figura 21. Fluxo de calor através de um trocador duplo tubo



Fonte: Çengel & Ghajar (2012).

Na Tabela 1 que segue estão representados alguns valores típicos para o coeficiente global de transferência de calor.

Tabela 1. Valores típicos para o coeficiente global de transferência de calor

Valores típicos para o coeficiente global de transferência de calor	
Tipo de trocador de calor	Coefficiente Global de troca U ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
Água – Água	850 – 1.700
Água – Óleo	100 – 350
Água – Gasolina ou Querosene	300 – 1.000
Aquecedor de água de alimentação	1.000 – 8.500
Vapor – Óleo combustível	200 – 400
Vapor – Óleo combustível pesado	50 – 200
Condensador de vapor	1.000 – 6.000
Condensador de Freon (refrigeradores de água)	300 – 1.000
Condensador de Amônia (refrigeradores de água)	800 – 1.400
Condensador de Álcool (refrigeradores de água)	250 – 700
Gás – Gás	10 – 40
Água – Ar em através de tubos aletados (água no interior dos tubos)	30 – 60 (400 – 850)
Vapor – Ar em através de tubos aletados (vapor no interior dos tubos)	30 – 300 (400 – 4.000)

Fonte: Çengel & Ghajar (2012).

As superfícies dos trocadores de calor estão susceptíveis à deposição de materiais contidos no fluido que por eles escoam. A deposição desses materiais na parede do trocador aumenta a resistência à transferência de calor e, conseqüentemente, diminui a taxa de transferência de calor. Por isso, em plantas térmicas, a água passa por um processo de tratamento intenso de modo a praticamente eliminar o conteúdo de impurezas nela presente para, então, circular pelo sistema. Periodicamente, os trocadores de calor precisam passar por uma limpeza para a retirada dos materiais que se depositam nas paredes dos mesmos (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

4.10 Diferença de Temperatura Média Logarítmica

A Figura 18 mostra o comportamento da temperatura dos fluidos quente e frio ao longo de um trocador de calor. Para fluidos em escoamento paralelo, a temperatura do fluido frio vai aumentando ao longo do trocador podendo até, no caso ideal, igualar a temperatura do fluido quente. Nota-se que a variação da temperatura na entrada do trocador de calor é grande e vai decrescendo de maneira exponencial até a saída. Assim, o método da diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ml} deve ser usado quando se deseja calcular a taxa de calor em um dado trocador de calor, já que esta depende da diferença de temperaturas dos fluidos quente e frio.

A taxa de transferência de calor é dada por:

$$\dot{Q} = UA_{sup}\Delta T_{ml} \quad (15)$$

Quando o trocador opera segundo um escoamento paralelo, Figura 18, temos:

$$\Delta T_{ml,CP} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (16)$$

onde:

$$\Delta T_1 = T_{Q,ent} - T_{F,ent} \quad (17)$$

$$\Delta T_2 = T_{Q,sai} - T_{F,sai} \quad (18)$$

Por outro lado, quando o escoamento no trocador de calor é contracorrente, Figura 18, a temperatura de saída do fluido pode exceder a temperatura de saída do fluido quente. O raciocínio é o mesmo utilizado para o caso anterior, porém agora:

$$\Delta T_1 = T_{Q,ent} - T_{F,sai} \quad (19)$$

$$\Delta T_2 = T_{Q,sai} - T_{F,ent} \quad (20)$$

Dadas as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, a diferença de temperatura média logarítmica para um escoamento contracorrente $\Delta T_{ml,CC}$ é sempre maior do que um trocador cujo escoamento é paralelo. Portanto, um trocador de calor contracorrente pode ter uma área menor e consiga obter as mesmas taxas de transferência de calor de um trocador de correntes paralelas.

Os cálculos para ΔT_{ml} estão sendo considerados até agora apenas para o caso em que o escoamento entre os fluidos quente e frio encontra-se na mesma direção. Quando o trocador de calor é do tipo casco e tubo ou de fluxo cruzado, relações semelhantes foram desenvolvidas, porém, devido à complexidade do escoamento, é utilizado um fator de correção F para o cálculo da diferença de temperatura média logarítmica. Esse cálculo parte do princípio utilizado para calcular ΔT_{ml} em um trocador de calor contracorrente, quando se assume $F = 1$.

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CC} \quad (21)$$

4.11 Método da Efetividade-NUT

O método apresentado anteriormente ΔT_{ml} é de uso prático quando se quer determinar as dimensões do trocador de calor, de posse das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio e das vazões mássicas. Um outro tipo de problema acontece quando se conhece a área de troca de calor e as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio e se deseja as temperaturas de saída de ambos os fluidos. Nesse último caso convém utilizar o método da efetividade-NUT, baseado em um parâmetro adimensional chamado efetividade da transferência de calor ϵ definido como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{MÁX}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferência de calor máxima possível}} \quad (22)$$

A taxa de transferência máxima em um trocador de calor é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{MÁX} = C_{MIN}(T_{Q,ent} - T_{F,ent}) \quad (23)$$

onde C_{MIN} é a capacidade calorífica mínima entre os fluidos quente e frio. Dessa forma

$$\varepsilon = \frac{C_Q(T_{Q,ent} - T_{Q,sai})}{C_{MIN}(T_{Q,ent} - T_{F,ent})} \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{C_F(T_{F,sai} - T_{F,ent})}{C_{MIN}(T_{Q,ent} - T_{F,ent})} \quad (25)$$

A efetividade é um parâmetro adimensional cujo valor está compreendido entre $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Se $T_{Q,ent}$, $T_{F,ent}$ e ε forem conhecidos, a taxa de transferência de calor real poderá ser determinada por:

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{MIN}(T_{Q,ent} - T_{F,ent}) \quad (26)$$

A efetividade de um trocador de calor é função do número de unidades de transferência NUT e da razão entre as capacidades c :

$$c = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} \quad (27)$$

$$\varepsilon = f(NUT, c) \quad (28)$$

onde C_{MAX} é a capacidade calorífica máxima entre os fluidos quente e frio. Por fim, o número de unidades de transferência NUT é dado por:

$$NUT = \frac{UA_{sup}}{C_{MIN}} \quad (29)$$

5. MODELAGEM DO CICLO ARCTIC

Com base no conteúdo teórico sobre o ciclo ARCTIC apresentado na seção 4.7, a proposta agora é desenvolver uma modelagem desse sistema utilizando, para isso, os fundamentos da conservação de massa e energia para cada volume de controle. A taxa de variação de massa dentro de um volume de controle pode ser igual à zero ou diferente zero, nesse último caso se o somatório de todas as vazões mássicas que entram é maior ou menor que o somatório das vazões mássicas que deixam o volume de controle, isto é

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (30)$$

conhecida como equação da continuidade. A Primeira Lei da Termodinâmica define aspectos físicos importantes que ocorrem na fronteira de um volume de controle, tal como a transferência de calor, realização de trabalho e fluxo de energia total. Sendo assim, a taxa de variação de energia em um volume de controle é igual a:

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (31)$$

onde os subscritos e e s se referem, respectivamente, à entrada e saída do volume de controle em análise. A entalpia total, por sua vez, é dada pela relação:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} V^2 + gZ \quad (32)$$

Substituindo esse resultado na equação anterior:

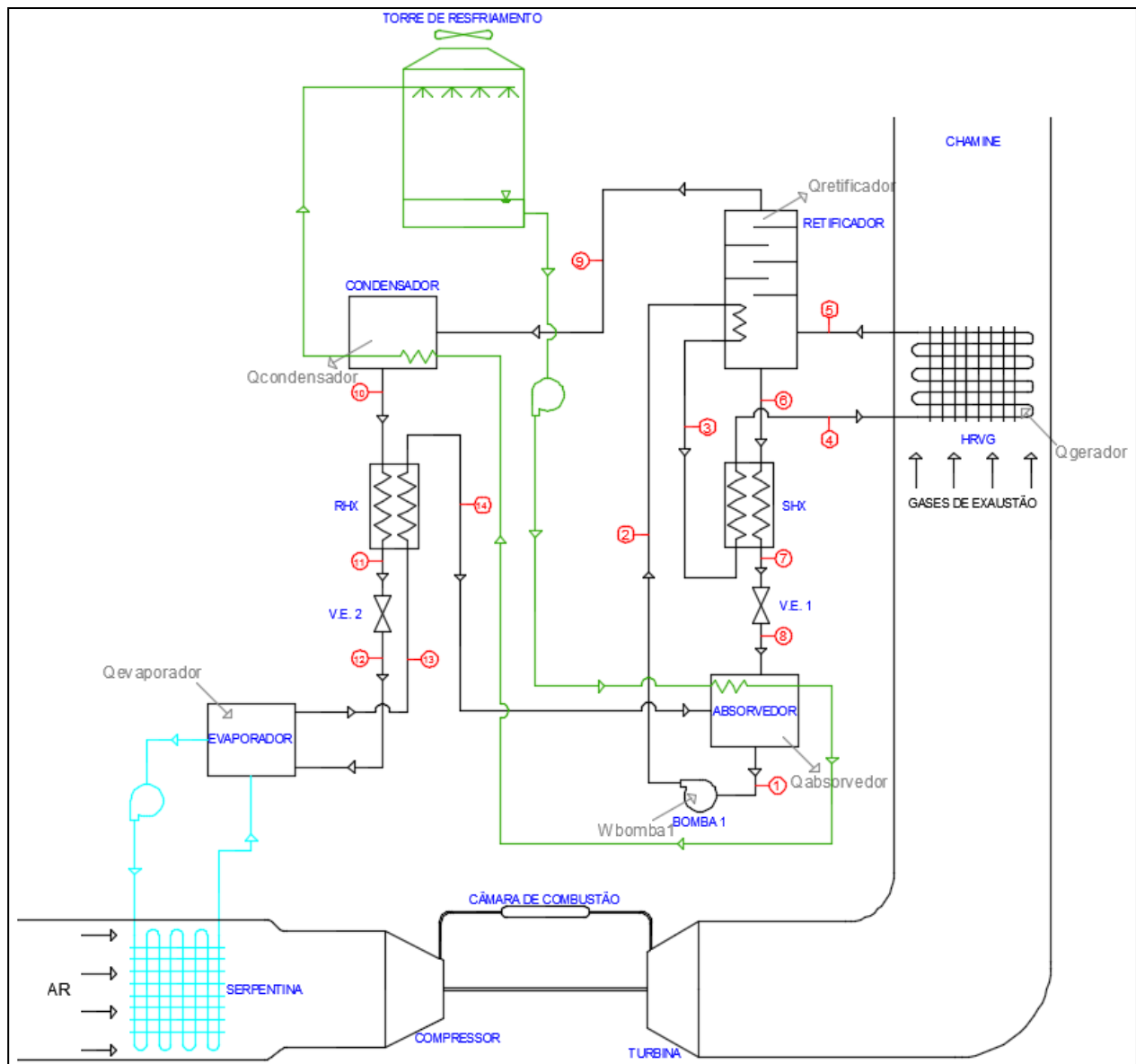
$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} + \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e h_{tot,e} - \sum \dot{m}_s h_{tot,s} \quad (33)$$

Se considerarmos o sistema operando em regime permanente, isto é, a energia total do volume de controle não varia com o tempo. Sendo assim, a quantidade de energia que entra volume de controle é igual à que sai (SONNTAG, BORGNAKKE & WYLEN, 2003). Logo,

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = 0 \quad (34)$$

Dados os aspectos físicos que regem o sistema, a Figura 22 ilustra esquematicamente o ciclo de absorção baseado no modelo ARCTIC cujo par amônia-água ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) é utilizado para promover o efeito refrigerante desejado. Os pontos foram identificados de modo a facilitar a visualização das entradas e saídas dos volumes de controle, e que serão usados nos equacionamentos definidos nas próximas seções.

Figura 22. Representação esquemática do ciclo ARCTIC simulado



Fonte: Próprio autor (2016).

Na Figura 22 é possível distinguir 3 (três) circuitos principais. O primeiro circuito, e o principal, é aquele composto pela solução de amônia-água, onde o refrigerante (amônia) sofre expansão no evaporador e promove o efeito refrigerante, já discutido anteriormente. O segundo consiste no circuito de água gelada capaz de promover o efeito de resfriamento do ar de admissão da turbina a gás. O último circuito consiste na água de resfriamento cuja função é, primeiramente, manter uma temperatura mais baixa no absorvedor e, por outro lado, condensar o fluido refrigerante que chega ao condensador. Uma torre de resfriamento é utilizada para dissipar o calor adquirido pela água de resfriamento.

Villa (2010) apresenta uma modelagem de uma torre de resfriamento do tipo ventilação forçada vertical em contracorrente, avaliando-se as condições das temperaturas da água de resfriamento de entrada na torre. Considerou-se uma vazão de ar de 3,37 kg/s para uma vazão de água de 5,08 kg/s, desconsiderando perdas secundárias ao ambiente.

5.1 Hipóteses Simplificadoras

A seguir, foram colocadas algumas condições com o intuito de simplificar a modelagem termodinâmica associada ao ciclo ARCTIC. Essas condições são normalmente impostas para uma definição das características gerais de ciclos de absorção como um todo e, ainda, são capazes de apresentar bons resultados.

- Operação do sistema em regime permanente;
- As perdas de carga nos trocadores de calor e tubulações são consideradas desprezíveis;
- As perdas de calor das tubulações são consideradas desprezíveis;
- O sistema não troca calor com o meio externo;
- O absorvedor e o condensador encontram-se a mesma temperatura de trabalho;
- Condição de saturação para a solução nas saídas do absorvedor, retificador e condensador;
- Refrigerante praticamente puro deixa o retificador;
- O estrangulamento nas válvulas de expansão são isentálpicas;
- Eficiência máxima nos trocadores de calor;
- Desprezam-se as variações de energia cinética e potencial.

Apesar de o sistema ARCTIC ser um sistema flexível caracterizado por operar tanto nos modos “aquecimento” e “resfriamento” do ar de entrada da turbina a gás, a simulação feita aqui levará em consideração apenas o modo “resfriamento” do ar de admissão. Essa é a condição vigente na usina termelétrica analisada, onde são utilizados dois *chillers* de compressão de vapor para essa finalidade.

Além disso, a cidade de Juiz de Fora, historicamente, possui condições climáticas que justificam a análise somente para o resfriamento do ar. Segundo dados levantados pelo Instituto Nacional de Meteorologia, nos anos de 1995 a 2007, a cidade apresentou temperaturas mensais médias que variavam entre 18°C e 20°C em todo o período considerado, como ilustra a Tabela 2. Nessa faixa de temperaturas, o ar de entrada do compressor deve ser, portanto, resfriado, já que a potência entregue pela turbina a gás é maximizada quando a temperatura de 8,9°C do ar em sua entrada é atingida.

Tabela 2. Temperatura mensal média em Juiz de Fora entre 1995-2007

Mês	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001
Janeiro	23,3	22,2	21,2	22,3	22,3	21,3	22,1
Fevereiro	22,3	22,0	22,0	23,1	22,3	21,5	22,8
Março	21,1	21,2	19,7	21,9	21,0	20,3	21,7
Abril	19,1	19,3	19,0	20,4	19,0	19,1	21,2
Mai	17,5	16,5	16,3	17,5	16,7	17,2	17,9
Junho	15,4	16,1	16,8	15,6	16,1	17,1	17,3
Julho	17,6	15,0	17,2	16,4	15,8	15,2	16,7
Agosto	19,6	15,4	17,4	18,9	16,3	16,8	17,0
Setembro	18,2	16,9	18,9	18,8	18,3	17,1	17,0
Outubro	18,4	18,1	19,8	18,4	17,0	21,4	18,4
Novembro	19,2	18,7	21,5	18,2	18,0	19,6	19,7
Dezembro	19,9	21,0	22,0	21,5	20,4	21,0	20,5
Média anual	19,3	18,5	19,3	19,4	18,6	19,0	19,4

Mês	2002	2003	2004	2005	2006	2007
Janeiro	21,1	21,8	20,7	21,3	22,2	21,0
Fevereiro	20,1	23,6	20,8	20,6	22,9	22,2
Março	21,5	21,4	20,1	21,5	21,7	22,9
Abril	21,0	20,2	19,9	20,8	19,7	20,8
Mai	n.d.	17,5	17,3	18,5	16,7	17,3
Junho	18,0	18,3	16,8	17,3	16,1	17,5
Julho	16,5	16,9	14,9	16,0	17,2	16,8
Agosto	19,3	15,9	16,4	18,4	18,0	17,9
Setembro	17,2	17,6	19,6	17,6	17,3	19,0
Outubro	22,2	19,1	18,6	21,1	19,1	20,7
Novembro	21,2	19,8	19,7	19,1	19,6	19,7
Dezembro	21,7	21,2	20,1	19,8	21,1	21,8
Média anual	n.d.	19,4	18,7	19,3	19,3	19,8

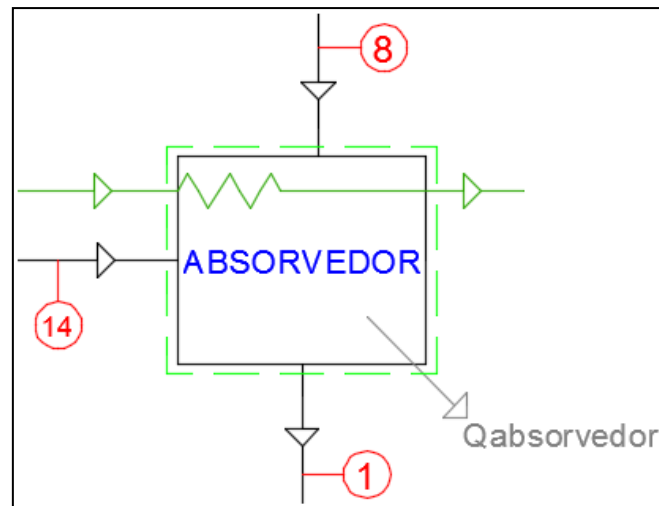
Fonte: E.M.A. (2008).

5.2 Absorvedor

O ciclo de refrigeração ARCTIC da Figura 22 foi separado em volumes de controle para análise de cada elemento individualmente, segundo as conservações de massa e de energia suportadas pela Primeira Lei da termodinâmica.

No absorvedor, vapor de refrigerante chega do evaporador no Estado (14) e se combina com a solução fraca em amônia que retorna pela válvula de expansão no Estado (8), formando uma solução resultante com alta concentração de amônia. Essa solução resultante é direcionada à bomba de solução, Estado (1). O volume de controle para o absorvedor está representado na Figura 23.

Figura 23. Volume de controle do absorvedor



Fonte: Próprio autor (2016).

Balço de massa para o absorvedor:

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_1 \quad (35)$$

Balço de concentração para o absorvedor:

$$\dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_1 x_1 \quad (36)$$

Balço de energia para o absorvedor:

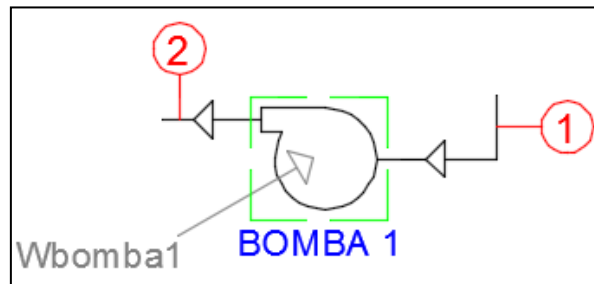
$$\dot{Q}_{absorvedor} + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{14} h_{14} \quad (37)$$

onde $\dot{Q}_{absorvedor}$ representa a taxa de transferência de calor no absorvedor, \dot{m} representa a vazão mássica, x a fração mássica de NH_3 e h é a entalpia, todos de acordo com os pontos especificados na Figura 23.

5.3 Bomba de Solução

A bomba de solução é responsável por elevar a pressão da solução concentrada que deixa o absorvedor no Estado (1), mais baixa, para a pressão do gerador, mais alta. Para isso, ela consome certa quantidade de energia. Assume-se que o estado da solução na entrada da bomba seja líquido saturado. A Figura 24 representa o volume de controle para a bomba de solução.

Figura 24. Volume de controle da bomba de solução



Fonte: Próprio autor (2016).

Balço de massa para a bomba de soluoão:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (38)$$

Balço de concentrao para a bomba de soluoão:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 \quad (39)$$

Balço de energia para a bomba de soluoão:

$$\dot{W}_{bomba1} + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 \quad (40)$$

onde \dot{W}_{bomba1} é a potência consumida pela bomba para elevar a pressão do fluido de trabalho. Essa potência é dada pela seguinte expressão (CRUZ, 2015):

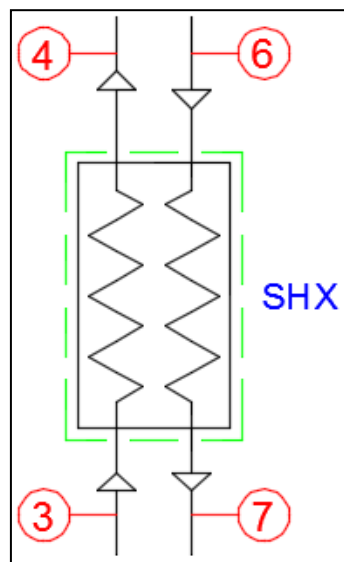
$$\dot{W}_{bomba1} = \frac{\dot{m}_1 v_1 (p_2 - p_1)}{\eta_{bomba1}} \quad (41)$$

onde \dot{m}_1 é a vazão mássica na entrada da bomba, v_1 é o volume específico da solução, p_2 é a pressão do gerador, p_1 é a pressão do absorvedor e η_{bomba1} é o rendimento da bomba.

5.4 Trocador de Calor SHX

No trocador de calor SHX acontece uma transferência de calor da solução fraca em amônia que retorna do retificador no Estado (6) para a solução que segue ao gerador no Estado (3) como mostra a Figura 25. O ganho de calor no Estado (4) resulta na melhora da performance do sistema (COP), já que uma quantidade menor de troca de calor no gerador HRVG se faz necessária.

Figura 25. Volume de controle do trocador de calor SHX



Fonte: Próprio autor (2016).

Dadas às dificuldades em se determinar as entalpias nos Estados (4) e (7), ou seja, nas saídas do trocador de calor, utiliza-se um método para estimar a transferência de calor real e as entalpias nos pontos mencionados. O método, citado em HEROLD (1996), considera a taxa mínima de troca de calor no trocador, isto é:

$$\dot{q}_a = \dot{m}_3(h_{4e} - h_3) \quad (42)$$

$$\dot{q}_b = \dot{m}_6(h_6 - h_{7e}) \quad (43)$$

onde h_{4e} e h_{7e} são as estimativas das entalpias nos Estados (4) e (7), respectivamente. Sendo assim, a taxa de transferência de calor mínima é dada pelo menor valor de \dot{q}_a e \dot{q}_b .

$$\dot{q}_{min} = MIN(\dot{q}_a; \dot{q}_b) \quad (44)$$

A taxa real de transferência de calor é dada a partir do rendimento do trocador:

$$\dot{q}_{real,SHX} = \varepsilon \cdot \dot{q}_{min} \quad (45)$$

Permite-se agora calcular as entalpias de interesse e equacionar os balanços de massa e energia para o trocador de calor SHX.

$$h_7 = h_6 - \frac{\varepsilon \dot{q}_{min}}{\dot{m}_6} \quad (46)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{\varepsilon \dot{q}_{min}}{\dot{m}_3} \quad (47)$$

Balanços de massa para o trocador de calor SHX:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (48)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (49)$$

Balanço de concentração para o trocador de calor SHX:

$$x_3 = x_4 \quad (50)$$

$$x_6 = x_7 \quad (51)$$

Balanço de energia para o trocador de calor SHX:

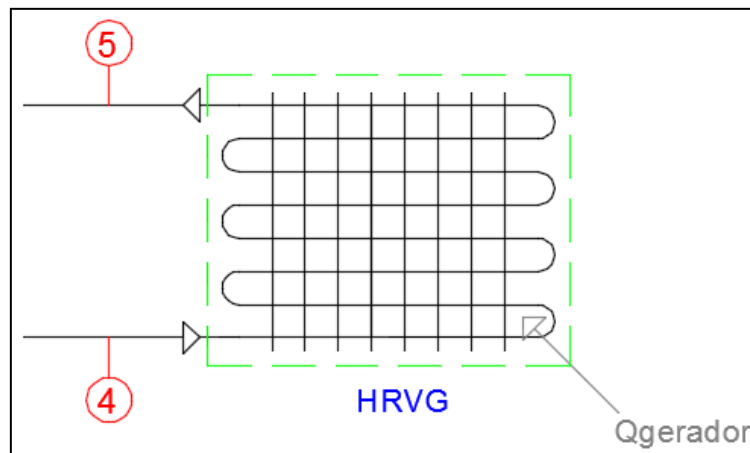
$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (52)$$

5.5 Gerador HRVG

A energia térmica para alimentar o sistema ARCTIC é extraída através do gerador HRVG. Geometricamente, ele é bastante similar às caldeiras de recuperação HRSG, sigla para *Heat Recovery Steam Generator*, para produção de vapor em ciclos combinados (ERICKSON, ANAND & ELLEN, 2015).

O HRVG consiste basicamente em um recuperador de calor o qual aproveita parte da grande quantidade de calor contido nos gases de escape da turbina a gás. Em seu interior, o fluido refrigerante da solução vinda do trocador SHX no Estado (4) é vaporizado, em um processo chamado dessorção. Uma mistura líquido-vapor resultante segue, então, ao retificador no Estado (5) como ilustra a Figura 26.

Figura 26. Volume de controle do recuperador de calor HRVG



Fonte: Próprio autor (2016).

Balço de massa para o recuperador de calor HRVG:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (53)$$

Balço de concentraço para o recuperador de calor HRVG:

$$\dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_5 x_5 \quad (54)$$

Balço de concentraço para o recuperador de calor HRVG:

$$\dot{Q}_{gerador} + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 \quad (55)$$

onde $\dot{Q}_{gerador}$ representa a taxa de transferêcia de calor que entra no gerador, \dot{m} representa a vazão mássica, x a fraço mássica de NH_3 e h é a entalpia, de acordo com os pontos especificados na Figura 26.

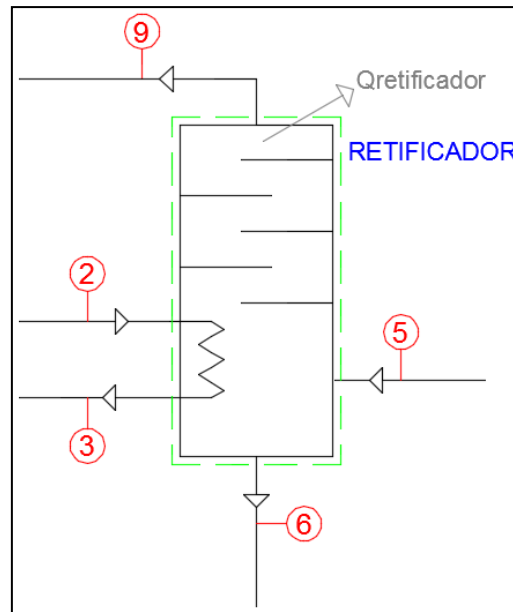
5.6 Retificador

O retificador é um equipamento aplicado particularmente em sistemas de refrigeraço por absorço que utilizam o par amônia-água. Ele é o responsável por garantir um maior grau de pureza ao vapor de refrigerante que segue ao condensador, já que parte do vapor de água contido no vapor de refrigerante é condensado. O fluido refrigerante deve ter baixa concentraço de umidade, evitando que esta se deposite no evaporador de modo a interromper todo o funcionamento do ciclo.

Construtivamente, o retificador é uma coluna de 1,5 metro (5 pés) de diâmetro, contendo 7 superfícies de destilaço não-adiabática (POWER, 2013).

A Figura 27 mostra esquematicamente a mistura líquido-vapor que chega do gerador no Estado (5). O vapor de refrigerante segue ao condensador no Estado (9) e a soluço líquida com baixa concentraço em amônia retorna ao absorvedor no Estado (6). O modelo proposto assume que uma parcela do calor rejeitado é utilizado para pré-aquecer a soluço bombeada ao gerador e, assim, aumentar o coeficiente de performance (COP) do sistema.

Figura 27. Volume de controle do retificador



Fonte: Próprio autor (2016).

Balanços de massa para o retificador:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (56)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_9 \quad (57)$$

Balanços de concentração para o retificador:

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (58)$$

$$\dot{m}_5 x_5 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_9 x_9 \quad (59)$$

Balanço de energia para o retificador:

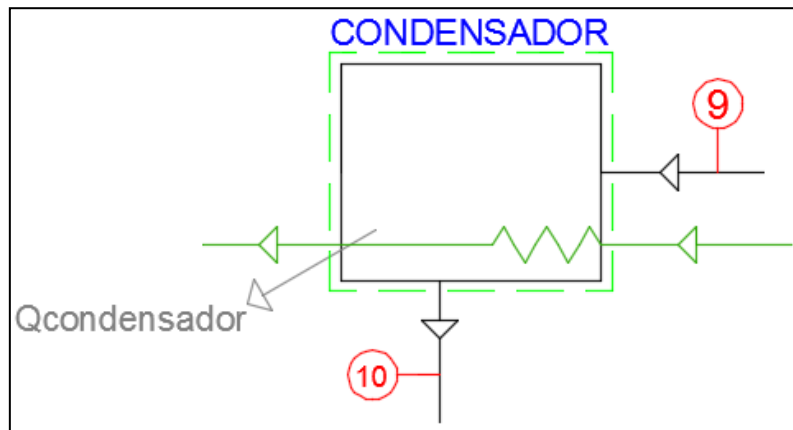
$$\dot{Q}_{retificador} + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_5 h_5 \quad (60)$$

onde $\dot{Q}_{retificador}$ representa a taxa de transferência de calor no retificador, \dot{m} representa a vazão mássica, x a fração mássica de NH_3 e h é a entalpia, de acordo com os pontos especificados na Figura 27.

5.7 Condensador

No condensador ocorre a condensação de refrigerante que deixa o retificador no Estado (9) como vapor saturado. Tal condensação ocorre por meio da transferência de calor entre a amônia com a água de resfriamento da torre. Refrigerante na forma de líquido saturado segue para o evaporador no Estado (10) como mostra a Figura 28.

Figura 28. Volume de controle do condensador



Fonte: Próprio autor (2016).

Balço de massa para o condensador:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (61)$$

Balço de concentraço para o condensador:

$$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10} \quad (62)$$

Balço de energia para o condensador:

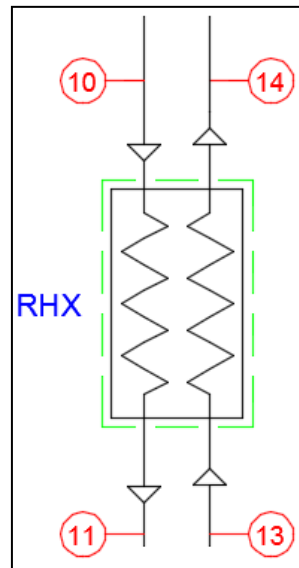
$$\dot{Q}_{condensador} + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_9 h_9 \quad (63)$$

onde $\dot{Q}_{condensador}$ representa a taxa de transferêcia de calor liberado pelo condensador, \dot{m} representa a vazão mássica, x a fraço mássica de NH_3 e h é a entalpia, de acordo com os pontos especificados na Figura 28.

5.8 Trocador de Calor RHX

No trocador de calor RHX, mostrado na Figura 29, ocorre uma transferência de calor da solução a uma temperatura mais alta a qual deixa o condensador no Estado (10) e a solução que deixa o evaporador a uma temperatura mais baixa, Estado (13). A introdução desse trocador no ciclo permite, assim como o trocador SHX, uma melhora na performance do ciclo ARCTIC. A fim de se determinar dos Estados (11) e (14), o mesmo procedimento para o trocador SHX será adotado, haja vista a dificuldade, mais uma vez, em se determinar as entalpias desses dois pontos.

Figura 29. Volume de controle do trocador de calor RHX



Fonte: Próprio autor (2016).

Sendo assim, as taxas de troca de calor no trocador são iguais a:

$$\dot{q}_c = \dot{m}_{13}(h_{14e} - h_{13}) \quad (64)$$

$$\dot{q}_d = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11e}) \quad (65)$$

onde h_{14e} e h_{11e} são as estimativas das entalpias nos Estados (14) e (11), respectivamente. Sendo assim, a taxa de transferência de calor mínima é dada pelo menor valor de \dot{q}_c e \dot{q}_d .

$$\dot{q}_{min} = MIN(\dot{q}_c; \dot{q}_d) \quad (66)$$

A taxa real de transferência de calor é dada a partir do rendimento do trocador:

$$\dot{q}_{real,RHX} = \varepsilon \cdot \dot{q}_{min} \quad (67)$$

Permite-se agora calcular as entalpias de interesse e equacionar os balanços de massa e energia para o trocador de calor SHX.

$$h_{11} = h_{10} - \frac{\varepsilon \dot{q}_{min}}{\dot{m}_{10}} \quad (68)$$

$$h_{14} = h_{13} + \frac{\varepsilon \dot{q}_{min}}{\dot{m}_{13}} \quad (69)$$

Balanços de massa para o trocador de calor SHX:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (70)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (71)$$

Balanço de concentração para o trocador de calor SHX:

$$x_{10} = x_{11} \quad (72)$$

$$x_{13} = x_{14} \quad (73)$$

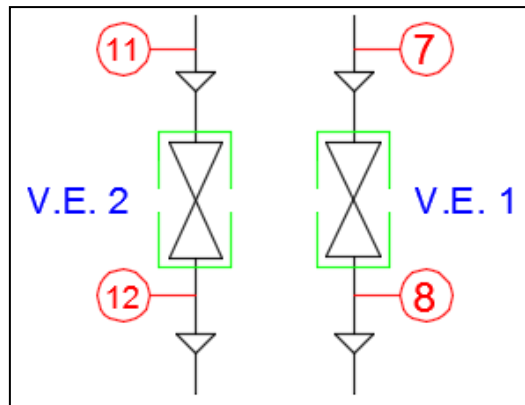
Balanço de energia para o trocador de calor SHX:

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{14}h_{14} \quad (74)$$

5.9 Dispositivos de Expansão

Como mencionado nas hipóteses simplificadoras, a expansão do fluido ocorre a entalpia constante nas válvulas redutoras de pressão. Como o próprio nome diz, as válvulas de expansão reduzem a pressão da solução líquida ao nível de pressão do absorvedor, mais baixa. A Figura 30 ilustra as quedas de pressão dos dispositivos 1 e 2 do ciclo ARCTIC.

Figura 30. Volume de controle das válvulas de expansão



Fonte: Próprio autor (2016).

Balances de massa para os dispositivos de expansão:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (75)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (76)$$

Balances de concentração para os dispositivos de expansão:

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 \quad (77)$$

$$\dot{m}_{11} x_{11} = \dot{m}_{12} x_{12} \quad (78)$$

Balances de energia para os dispositivos de expansão:

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 \quad (79)$$

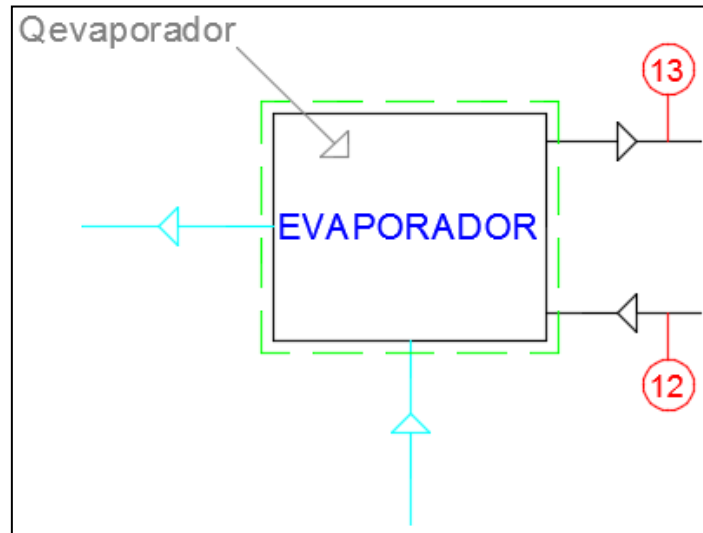
$$\dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{12} h_{12} \quad (80)$$

5.10 Evaporador

Aqui foi considerado o método indireto de resfriamento do ar entrada da turbina a gás. O fluido refrigerante entra no evaporador na condição de uma mistura líquido-vapor no Estado (12) com um determinado título e a uma temperatura baixa. Posteriormente, o refrigerante troca calor com o circuito de água gelada, esta utilizada para resfriar o ar de

admissão da turbina a gás. A troca de calor com a água vaporiza grande parte desse refrigerante que retorna ao absorvedor no Estado (13), como mostra a Figura 31.

Figura 31. Volume de controle do evaporador



Fonte: Próprio autor (2016).

Balço de massa para o evaporador:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (81)$$

Balço de concentraço para o evaporador:

$$\dot{m}_{12}x_{12} = \dot{m}_{13}x_{13} \quad (82)$$

Balço de energia para o evaporador:

$$\dot{Q}_{evaporador} + \dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{13}h_{13} \quad (83)$$

onde $\dot{Q}_{evaporador}$ é a taxa de transferênça de calor com a água gelada, \dot{m} representa a vazão mássica, x a fraço mássica de NH_3 e h é a entalpia, de acordo com os pontos especificados na Figura 31. Na análise aqui feita, $\dot{Q}_{evaporador}$ é um valor pré-determinado, utilizado como parâmetro de entrada.

A partir da modelagem de todos os componentes do sistema ARCTIC, consegue-se calcular o coeficiente de performance do sistema (COP), parâmetro bastante importante na análise de ciclos de refrigeração por absorção. O COP já foi definido anteriormente, porém agora, acrescenta-se ao denominador o trabalho consumido pela bomba de solução.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{\dot{Q}_{gerador} + \dot{W}_{bomba1}} \quad (84)$$

5.11 Roteiro para Simulação no EES

A base teórica matemática definida nos capítulos anteriores dará suporte à simulação do ciclo de absorção propriamente dita. A simulação do ciclo ARCTIC será toda ela desenvolvida utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES). O EES é um programa útil na resolução de conjuntos de equações algébricas lineares ou não-lineares, equações diferenciais e integrais que envolvem ou não otimização de resultados. Além disso, O EES possui um ambiente de programação bastante didático, com a exibição de um relatório final dos resultados obtidos e ferramentas para geração de gráficos. Porém, o principal motivo para o desenvolvimento da programação utilizando esse software é, sem dúvida, a base de dados para simulação de sistemas de absorção utilizando o par amônia-água como fluidos de trabalho.

O desenvolvimento da programação do ciclo de absorção em questão requer as definições dos parâmetros de entrada tais como as pressões alta e baixa do ciclo, a capacidade de refrigeração do sistema, temperaturas em determinados pontos do ciclo, por exemplo, além das hipóteses de simplificação. Através dessas informações e da fundamentação teórica sobre o funcionamento de ciclos de absorção, pode-se definir o estado termodinâmico de cada um dos pontos da Figura 22. No caso da mistura NH_3-H_2O é necessário conhecer três propriedades termodinâmicas, pois se trata de uma solução binária. Definindo-se, por exemplo, a pressão, temperatura e título, a rotina consegue determinar as outras cinco propriedades. A forma com que o programa fornece as propriedades termodinâmicas vem da expressão:

$$\text{Call NH3H2O (Code; ln1; ln2; ln3; T; p; x; h; s; u; v; Q)} \quad (85)$$

onde Code consiste em uma sequência numérica de 1 a 8 que está diretamente relacionada aos parâmetros de entrada do sistema, como mostra a Tabela 3. In1, In2 e In3 dão lugar a esses três parâmetros, seguindo a ordem mostrada na expressão acima.

Considerando ainda o exemplo anterior em que os dados de entrada são temperatura (T), pressão (p) e título (Q), Code seria igual à sequência 128, In1 igual a T, In2 igual a p e In3 igual a Q. As possíveis combinações para os parâmetros de entrada em que se inclui pelo menos a temperatura ou pressão e suas respectivas sequências numéricas estão organizadas na Tabela 4.

Tabela 3. Numeração equivalente das propriedades termodinâmicas

Propriedade Termodinâmica	Numeração Equivalente
Temperatura (T)	1
Pressão (p)	2
Concentração (x)	3
Entalpia específica (h)	4
Entropia específica (s)	5
Energia interna específica (u)	6
Volume específico (v)	7
Título (Q)	8

Fonte: Adaptado de Araújo, 2010

Tabela 4. Combinação das propriedades termodinâmicas

Grupo da Temperatura				Grupo da Pressão			
Code	In1	In2	In3	Code	In1	In2	In3
123	T	P	x	234	P	x	h
128	T	P	q	235	P	x	s
137	T	x	v	238	P	x	q
138	T	x	q	248	P	h	q
148	T	h	q	258	P	s	q
158	T	s	q	268	P	u	q
168	T	u	q	278	P	v	q
178	T	v	q				

Fonte: Araújo, 2010

Por fim, o desenvolvimento do código computacional para o ciclo de absorção contém procedimentos (PROCEDURE) análogos às subrotinas. Cada PROCEDURE substitui a sequência numérica dos parâmetros, ou seja, a função Call chama cada PROCEDURE por

meio dos parâmetros de entrada, TPX, TPQ, PXH etc., para executar determinados cálculos ou até mesmo conversão de unidades. Finaliza-se cada procedimento com o termo END.

5.12 Determinação das Efetividades

Um dos parâmetros mais importantes quando se trata de trocadores de calor é o valor de sua efetividade ε . Serão mostrados aqui o raciocínio utilizado para calcular a efetividade da serpentina de resfriamento, de acordo com dados fornecidos pela usina, e o valor da efetividade considerado para o gerador.

Conhecendo as temperaturas de bulbo seco, bulbo úmido e a pressão atmosférica na entrada e na saída da serpentina, podemos calcular as entalpias do ar nessas condições.

➤ Entrada da serpentina:

- Temperatura de bulbo seco: $T_{BS,entrada,ar} = 20,56 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura de bulbo úmido: $T_{BU,entrada,ar} = 17,22 \text{ }^\circ\text{C}$
- Entalpia do ar de entrada: $h_{entrada,ar} = 48,39 \text{ kJ/kg.K}$

➤ Saída da serpentina:

- Temperatura de bulbo seco: $T_{BS,saída,ar} = 9,606 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura de bulbo úmido: $T_{BU,saída,ar} = 9,600 \text{ }^\circ\text{C}$
- Entalpia do ar de saída: $h_{saída,ar} = 28,37 \text{ kJ/kg.K}$

A capacidade total de refrigeração do circuito de água gelada é igual a:

$$\dot{Q}_{\text{água}} = 729 \text{ TR} \quad (86)$$

Sendo assim, a efetividade da serpentina é dada por:

$$\varepsilon_{\text{serpentina}} = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot (h_{\text{entrada,ar}} - h_{\text{saída,ar}})}{\dot{Q}_{\text{água}}} \quad (87)$$

A quantidade de calor trocado pelo ar na serpentina de resfriamento é dada pela seguinte relação:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} * c_{p,ar} * (T_{ar,ambiente} - T_{ar,\acute{o}timo}) \quad (88)$$

Assim:

$$\dot{Q}_{evaporador} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{\varepsilon_{serpentina}} \quad (89)$$

onde $\dot{Q}_{evaporador}$ é a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração por absorção. Por fim, pode-se ainda calcular a temperatura de entrada da água no evaporador, logo após circular pela serpentina de resfriamento.

$$T_{\acute{a}gua,entrada,evaporador} = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{\dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot c_{p,\acute{a}gua}} + T_{\acute{a}gua,s\acute{a}ida,evaporador} \quad (90)$$

Raciocínio análogo foi empregado para estimar de forma simplificada a taxa de transferência de calor no gerador, $\dot{Q}_{gerador}$, em consequência da recuperação de calor dos gases de exaustão da turbina a gás. Para isso, entrou-se com os valores de efetividade do recuperador de calor, temperatura dos gases de escape e calor específico da solução amônia-água especificados abaixo:

- Calor específico a pressão constante: $c_{p,NH_3-H_2O} = 4,25 \frac{kJ}{kg.K}$
- Temperatura dos gases de escape: $T_{gases,exaust\acute{a}o} = 450 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Efetividade do recuperador de calor (gerador): $\varepsilon_{recuperador} = 0,689$

A capacidade calorífica mínima C_{MIN} é o produto da vazão mássica da solução que circula no gerador pelo calor específico da solução. Sabe-se que a capacidade calorífica é mínima onde circula a solução amônia-água do ciclo de absorção.

$$C_{MIN} = \dot{m}_4 \cdot c_{p,NH_3-H_2O} \quad (91)$$

Logo, o fluxo de calor no gerador é dado por:

$$\dot{Q}_{gerador} = \varepsilon_{recuperador} \cdot C_{MIN} \cdot (T_{gases,exaust\acute{a}o} - T_{4e}) \quad (92)$$

6. RESULTADOS

A simulação do ciclo ARCTIC foi baseada no diagrama de Gibbs da Figura 16 para o funcionamento do sistema no modo resfriamento em um regime quase-estacionário. A partir do diagrama, informações importantes sobre as propriedades do ciclo podem ser retiradas tais como a pressão de saturação da mistura amônia-água, temperatura de saturação da amônia, a fração mássica e a temperatura da solução.

A literatura utilizada para o desenvolvimento dos resultados segue principalmente o trabalho de Erickson, Anand & Ellen (2015) mencionado anteriormente. Dados experimentais apontam que amônia praticamente pura é condensada no condensador a 43,4°C e 17 bar. O refrigerante (amônia) evapora no TIAC a 2,1°C e a 4,6 bar pelo método evaporativo direto, resfriando o ar ambiente de 41,7°C para 9,7°C. O vapor de refrigerante que deixa o evaporador é absorvido no absorvedor, formando uma solução forte em amônia a 50,3 °C. Solução fraca em amônia a 147,6°C e 21,1% de concentração em massa, retorna do retificador para o absorvedor (ERICKSON, ANAND & ELLEN, 2015).

6.1 Validação do Modelo de Absorção ARCTIC

Algumas mudanças foram propostas em relação aos dados utilizados como parâmetro de entrada obtidos da literatura para melhor adequação às condições operacionais da UTE. Considerou-se que o absorvedor e o condensador trabalham a mesma temperatura, nesse caso 43,4°C, devido ao circuito da água de condensação existente, sendo esta responsável por dissipar o calor desses dois componentes. Além disso, o sistema evaporativo direto foi substituído pelo método indireto através da introdução do circuito de água gelada no sistema. A Tabela 5 lista os parâmetros de entrada para a simulação.

Tabela 5. Parâmetros de entrada para simulação do ciclo de absorção

Parâmetros de Entrada para Simulação	
Condição de Saturação (Título)	Temperatura
$Q_1 = 0$	$T_{10} = 43,4 \text{ °C}$
$Q_9 = 1$	
$Q_{10} = 0$	Fração Mássica
$Q_6 = 0$	$x_9 = 0,992$
$Q_{13} = 0,97$	
Eficiência dos Componentes	Largura do Processo
$\eta_{SHX} = 1$	$D_x = 0,25$
$\eta_{RHX} = 1$	
$\eta_{retificador} = 0,8$	
$\eta_{bomba1} = 0,5$	

Fonte: Próprio autor (2016).

A largura do processo (D_x) é um parâmetro bastante estudado em ciclos de absorção que, por definição, é a diferença de concentração entre a solução rica em amônia que deixa o absorvedor em direção ao gerador e a solução pobre que retorna do retificador ao absorvedor.

O circuito de água gelada é o responsável por trocar calor com o fluido refrigerante no evaporador para, posteriormente, retirar calor do ar de admissão da turbina a gás, elevando a potência de saída da mesma. Esse circuito é composto por uma bomba a qual fornece certa quantidade de energia para fazer a água circular, um trocador de calor relacionado ao evaporador cujo foco não será dado neste trabalho e a serpentina de resfriamento (TIAC). Através dos dados fornecidos pela usina, foi possível estimar a efetividade da serpentina segundo a Equação (87), assim como a capacidade de resfriamento do ciclo de absorção pela Equação (89). Sabendo que a temperatura ideal da água na saída do evaporador deve ser igual a 6 °C, temos os seguintes dados de entrada para uma determinada condição resumida pela Tabela 6.

Tabela 6. Parâmetros de entrada para o cálculo da efetividade da serpentina

Parâmetros de Entrada para o Cálculo da Efetividade	
Calor específico do ar:	$c_{p,ar} = 1,027 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
Calor específico da água:	$c_{p,água} = 4,184 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
Pressão atmosférica:	$P_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$
Vazão mássica de ar:	$\dot{m}_{ar} = 117,54 \text{ kg/s}$
Vazão mássica de água:	$\dot{m}_{água} = 208,2 \text{ kg/s}$
Temperatura ótima do ar:	$T_{ar,ótimo} = 8,89 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura da água de saída do evaporador:	$T_{água,saída,evaporador} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura do ar ambiente:	$T_{ar,ambiente} = 41,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Fonte: Próprio autor (2016).

A Tabela 7 é o resultado para a simulação do ciclo de absorção utilizando o EES segundo as condições expostas acima, isto é, para temperatura ambiente igual a $41,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela 7. Resultados para simulação do ciclo de absorção no EES

Sort	1 h_i	2 \dot{m}_i	3 p_i	4 Q_i	5 s_i	6 T_i	7 v_i	8 x_i
[1]	-44,24	11,49	456,7	0	0,4914	43,4	0,001208	0,4592
[2]	-41,25	11,49	1694	0,4962	-0,001	43,85	0,001208	0,4592
[3]	926,8	11,49	1694	3,055	0,3656	140	0,04069	0,4592
[4]	958,9	11,49	1694					
[5]	2007	11,49	1694	5,542	0,8831	174,4	0,1019	0,4592
[6]	514,1	7,818	1694	0	1,879	150	0,001248	0,2092
[7]	466,9	7,818	1694					0,2092
[8]	466,9	7,818	456,7	1,792	0,08587	106	0,0343	0,2092
[9]	1399	3,669	1694	1	4,452	75,84	0,08923	0,992
[10]	202,1	3,669	1694	0	0,7167	43,4	0,001738	0,992
[11]	75,56	3,669	1694					0,992
[12]	75,56	3,669	456,7	0,3127	0,05755	1,885	0,01718	0,992
[13]	1251	3,669	456,7	0,97	4,559	10,95	0,2765	0,992
[14]	1378	3,669	456,7					0,992

Fonte: Próprio autor (2016).

A análise energética para o ciclo de absorção fornece resultados quantitativos para o fluxo de calor que entra ou sai de um volume de controle, ou trabalho no caso de uma bomba por exemplo. A Figura 32 ilustra a solução completa obtida de forma a complementar os resultados da Tabela 7. O valor encontrado para a vazão mássica da solução forte em amônia que circula no gerador \dot{m}_4 foi de $11,49 \text{ kg/s}$ ao passo que no evaporador a vazão mássica \dot{m}_{12} foi igual a $3,67 \text{ kg/s}$. O coeficiente de performance (COP) alcançado foi de $0,426$ para uma taxa de recuperação de calor no gerador de 10093 kW e capacidade frigorífica de 4314 kW ou 1227 TR .

Figura 32. COP e outros resultados para o ciclo de absorção



Fonte: Próprio autor (2016).

Apesar de a literatura usada como referência neste trabalho conter um número bastante restrito de informações a respeito do funcionamento do ciclo de absorção em questão, ela informa as condições de operação em pontos chave do ciclo, fato este que permite se chegar a resultados conclusivos. A Tabela 8 apresenta uma comparação entre os resultados da simulação do ciclo de absorção feita no EES e os resultados teóricos da literatura para efeito de validação.

Tabela 8. Tabela comparativa para validação dos resultados

Comparação dos Resultados			
Parâmetros	Simbologia	Resultado da Simulação no EES	Erickson, Anand & Ellen (2015)
Temperatura de Condensação (°C)	T ₁₀	43,4 (dado de entrada)	43,4
Pressão de Condensação (kPa)	P ₁₀	1694	1700
Temperatura de Evaporação (°C)	T ₁₂	1,885	2,1
Pressão de Evaporação (kPa)	P ₁₂	456,7	460
Temperatura de Retorno do Retificador (°C)	T ₆	150	147,6
Fração Mássica de NH ₃ de Retorno do Retificador	x ₆	0,2092	0,211
Capacidade Frigorífica (kW)	$\dot{Q}_{evaporador}$	4314	4925

Fonte: Próprio autor (2016).

6.2 Análise de Erro

Nesta etapa, calcula-se o erro relativo entre os valores teóricos em comparação aos resultados obtidos através da simulação do sistema de absorção no EES. A Tabela 9 lista os valores encontrados para os erros segundo os valores da Tabela 8.

Tabela 9. Erro relativo dos resultados da simulação no EES

Comparação dos Resultados				
Parâmetros	Simbologia	Resultado da Simulação no EES	Erickson, Anand & Ellen (2015)	Erro Relativo (%)
Temperatura de Condensação (°C)	T ₁₀	43,4 (dado de entrada)	43,4	0
Pressão de Condensação (kPa)	P ₁₀	1694	1700	0,35
Temperatura de Evaporação (°C)	T ₁₂	1,885	2,1	10,24
Pressão de Evaporação (kPa)	P ₁₂	456,7	460	0,72
Temperatura de Retorno do Retificador (°C)	T ₆	150	147,6	-1,63
Fração Mássica de NH ₃ de Retorno do Retificador	x ₆	0,2092	0,211	0,85
Capacidade Frigorífica (kW)	$\dot{Q}_{evaporador}$	4314	4925	12,40

Fonte: Próprio autor (2016).

Os erros relativos obtidos não foram significativos para os dispositivos que se situam na faixa de alta pressão do ciclo de absorção, tais como o retificador e o condensador, atingindo no máximo 2%. Entretanto, as hipóteses simplificadoras são condicionantes que acabam por aumentar a porcentagem de erro conforme se analisam os outros dispositivos

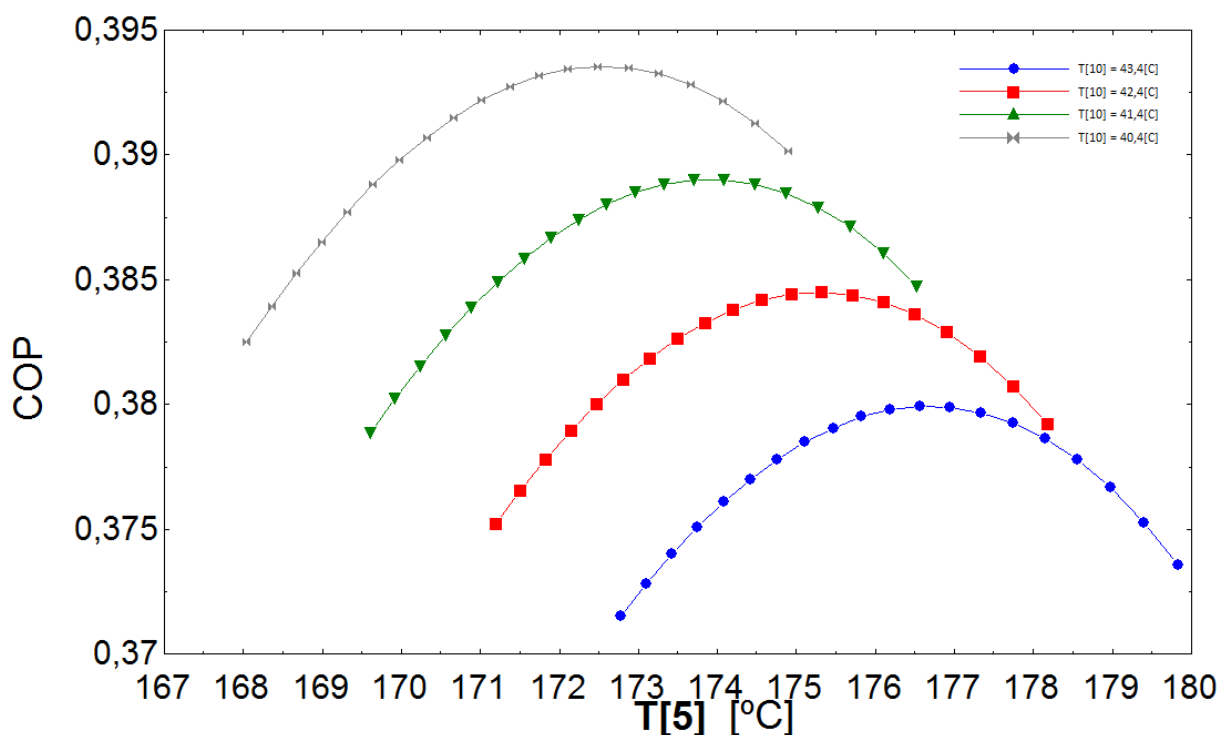
compreendidos na faixa de baixa pressão do ciclo. Nessa faixa, os erros relativos encontram-se na faixa de 10 a 12% para o evaporador.

Os valores retirados da literatura são experimentais e, além disso, tipos diferentes de sistemas de resfriamento do ar foram utilizados nas duas análises sendo aqui considerado o sistema indireto de resfriamento. Logo, não há a possibilidade de se afirmar com convicção para quais faixas de valores os resultados de interesse seriam razoáveis. Portanto, assume-se que os erros relativos obtidos aqui são aceitáveis apesar do fato de serem mais pronunciados dentro da faixa de baixa pressão do sistema de absorção.

6.3 Análises das condições operacionais do ciclo de absorção

Nesta seção serão apresentadas algumas relações importantes a partir da análise termodinâmica do sistema de absorção para diferentes condições de operação. Na construção das relações gráficas, alguns parâmetros de entrada foram variados e outros fixados, de acordo com os objetivos do estudo para uma melhor caracterização do sistema. Sendo assim, a Figura 33 ilustra primeiramente a variação do coeficiente de performance (COP) em função da temperatura do gerador T_5 . Para isso, fez-se variar a temperatura de condensação T_{10} de $43,4^\circ\text{C}$ a $40,4^\circ\text{C}$ em intervalos de 1°C e a temperatura ambiente de 30°C a 40°C .

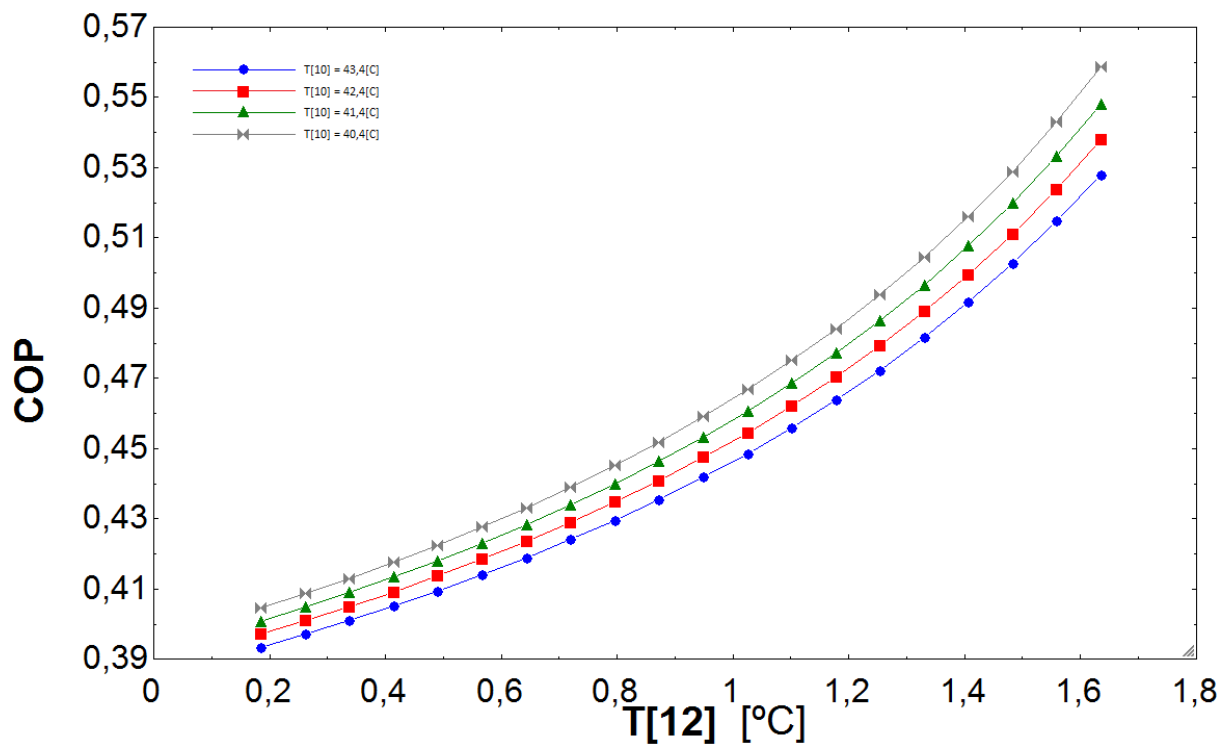
Figura 33. Efeito da variação da temperatura do gerador no COP do sistema



A partir da análise da Figura 33, observa-se que o aumento da temperatura do gerador provoca uma diminuição do COP qualquer que seja a temperatura de condensação desde que fixada. Os resultados mostraram que de fato existe uma temperatura ótima do gerador que maximiza o COP para cada temperatura de condensação.

O próximo parâmetro estudado foi a influência da temperatura de evaporação T_{12} no COP do sistema de absorção, mostrada na Figura 34. Analogamente à Figura 33 anterior, fixou-se a temperatura de condensação T_{10} dentro de uma faixa de valores compreendida entre $40,3^{\circ}\text{C}$ e $43,4^{\circ}\text{C}$.

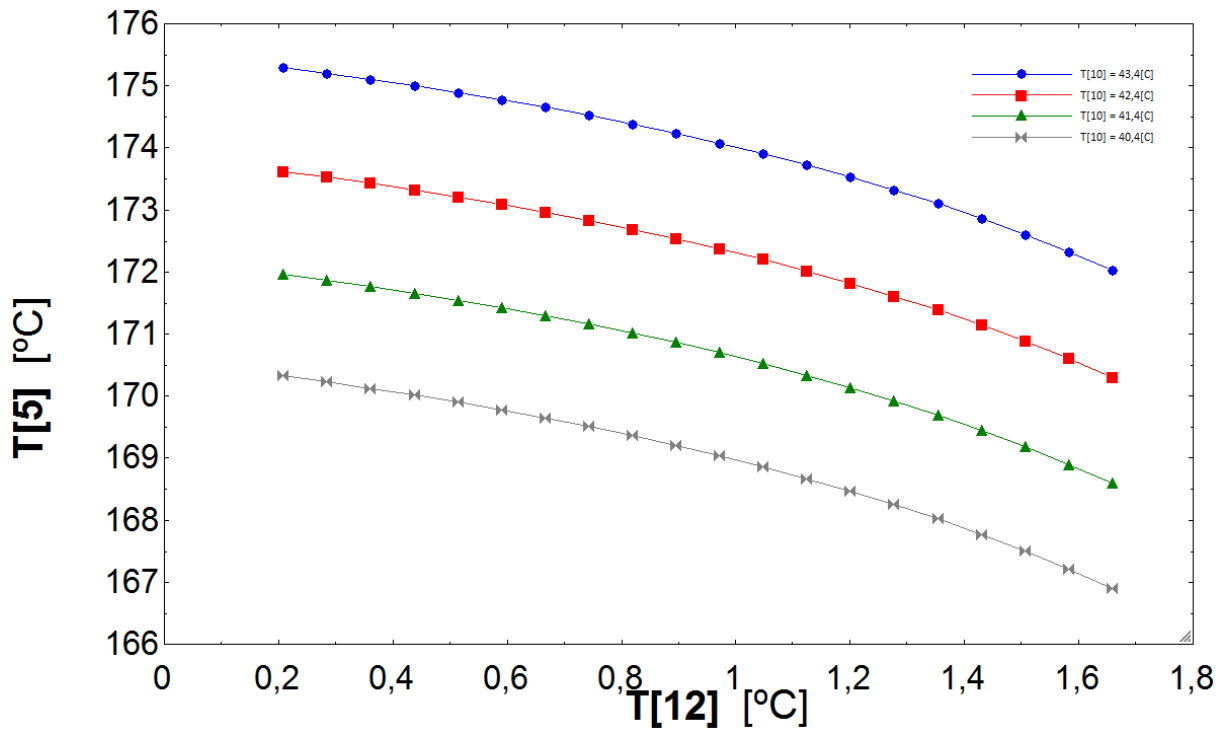
Figura 34. Efeito da variação da temperatura do evaporador no COP do sistema



Constata-se a partir da Figura 34 que a relação existente entre a temperatura de evaporação e o COP é direta, pois o aumento da temperatura de evaporação provoca um aumento no valor do COP como esperado. Em contrapartida, o aumento da temperatura de condensação se mostra desfavorável à performance do sistema. Quando T_{10} é igual a $43,4^{\circ}\text{C}$ e $40,4^{\circ}\text{C}$, o valor do COP é igual a 0,44 e 0,46, respectivamente, para temperatura de evaporação T_{12} fixada em 1°C .

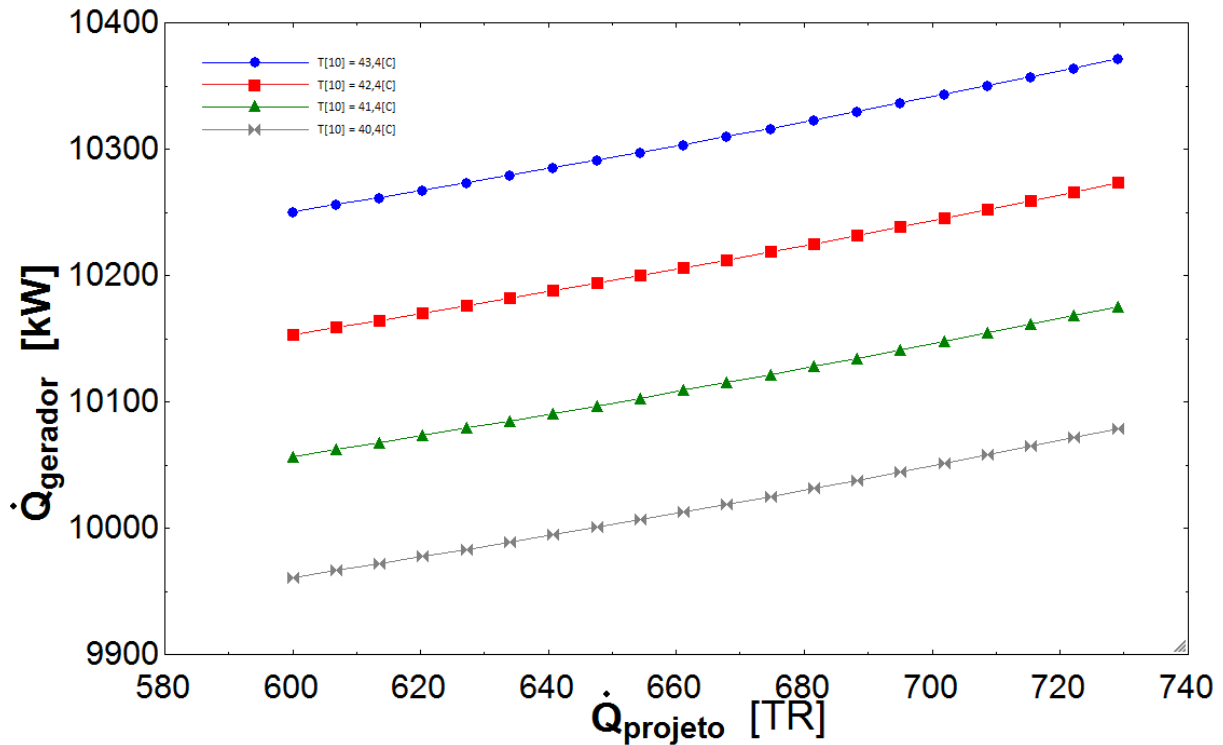
A Figura 35 mostra uma relação direta entre a temperatura do gerador T_5 em função da temperatura de evaporação T_{12} , fixando novamente a temperatura de condensação.

Figura 35. Efeito da variação da temperatura do evaporador em relação à temperatura do gerador



Nesse caso, a variação da temperatura do evaporador é inversamente proporcional à temperatura do gerador. Caso se deseje obter maiores efeitos frigoríficos no evaporador, faz-se necessário assim aumentar a temperatura do gerador. A capacidade de refrigeração do sistema de absorção é dependente da disponibilidade de recuperação de calor que, no caso do ciclo ARCTIC, ocorre no próprio gerador. Esse fato também pode ser verificado a partir da Figura 36 a qual relaciona o taxa de geração de frio promovida pela serpentina de resfriamento, $\dot{Q}_{projeto}$, pela taxa de transferência de calor no gerador, $\dot{Q}_{gerador}$.

Figura 36. Efeito da variação da taxa de transferência de calor no gerador em função da capacidade frigorífica da serpentina



Seguindo o mesmo princípio usado em análises anteriores, estudou-se o comportamento desses dois parâmetros em função da temperatura de condensação T_{10} em intervalos de 1°C . Variou-se também a taxa de transferência de calor na serpentina para valores compreendidos entre 600 e 729 TR, sendo a última a capacidade máxima do sistema de água gelada. No gráfico mostrado na Figura 36, é nítida a relação direta existente entre as duas taxas. Para se obter uma troca de calor mais pronunciada entre a água gelada e o ar de admissão da turbina, deve-se aumentar a taxa de transferência de calor no gerador. A relação direta entre a temperatura do condensador em relação ao $\dot{Q}_{gerador}$ se mostrou verdadeira neste estudo. Logo, as análises feitas aqui permitiram identificar as variações das capacidades dos componentes do sistema em função da temperatura ambiente.

7. CONCLUSÕES

Neste trabalho é apresentado um estudo de um ciclo de absorção de grande porte nomeado ARCTIC, *Absorption Refrigeration Cycle Turbine Inlet Conditioning*, cuja capacidade nominal máxima é de 2000 TR com aplicação direta em turbinas a gás aeroderivativas. As análises aqui realizadas tiveram por objetivo quantificar a recuperação de calor proveniente dos gases de exaustão da turbina a gás para servir de insumo energético ao sistema de refrigeração por absorção. Este sistema é o responsável pela produção de água gelada que irá, por transferência de calor, resfriar o ar de admissão da turbina, proporcionando um aumento significativo da potência de saída da mesma. O foco deste estudo foi concentrado nos equipamentos existentes em uma usina termelétrica localizada em Juiz de Fora – MG como uma possível alternativa aos *chillers* de compressão de vapor nela instalados, já que o consumo de energia destes *chillers* se mostra demasiadamente elevado.

A partir de alguns parâmetros iniciais, foi possível realizar uma simulação do sistema de absorção baseada nas equações de conservação de massa e energia, utilizando como ferramenta o *software Engineering Equation Solver*, EES. Para isso, foi necessário introduzir uma rotina da mistura binária amônia-água contendo informações necessárias para que o programa calculasse os estados termodinâmicos referentes a cada ponto do ciclo. Os resultados inicialmente gerados apresentaram erros relativos aceitáveis os quais não afetaram a geração das análises das condições operacionais do sistema. Calculados os parâmetros chave do sistema, permitiu-se construir relações gráficas envolvendo o coeficiente de performance, *COP*, e desenvolver suas respectivas análises.

As primeiras curvas geradas mostraram a existência de uma temperatura do gerador que maximiza o *COP* e, portanto, aumentar a temperatura de geração não significa melhorar a performance do sistema como pode-se pensar. Para uma outra relação, o *COP* decresce a medida que se diminui a temperatura de evaporação, pois é necessário um incremento na quantidade de calor recuperada no gerador. Esse aumento da quantidade de calor recuperada está diretamente ligado à temperatura do gerador. Nota-se que quanto maior for a temperatura do gerador, maior será o efeito frigorífico conseguido no evaporador, pois diminui-se a temperatura do evaporador T_{12} . Por último, uma importante correlação mostrou que o aumento da taxa de transferência de calor no recuperador provoca o aumento da capacidade de refrigeração do circuito de água gelada, em concordância com outros fatos já mencionados.

O aumento da temperatura de condensação se mostrou desfavorável à eficiência térmica do sistema de absorção em todas as situações analisadas.

Portanto, conclui-se que o sistema de refrigeração por absorção possui diversas vantagens perante aos ciclos de compressão de vapor, principalmente por utilizarem fontes residuais de energia. Cabe agora estudar a melhor geometria segundo a condutância UA apresentada anteriormente, na tentativa de maximizar a recuperação calor contido dos gases de escape da turbina, sabendo que a taxa de recuperação de calor máxima encontrada aqui foi igual a 10093 kW. As maiores dificuldades para a implementação dos equipamentos de absorção, porém, vem do alto custo da aquisição e instalação dos mesmos. Além disso, trata-se de um estudo ainda bastante recente a aplicação de *chillers* de absorção em turbinas de grande capacidade de geração, como a que foi estudada neste trabalho.

Para os trabalhos futuros, sugere-se fazer um estudo mais minucioso a respeito do fenômeno da recuperação de calor no gerador para várias condições de operação da turbina. Da mesma forma, promover uma análise psicrométrica do ar de entrada do compressor ao passar pela serpentina de resfriamento a fim de detalhar ainda mais as condições ótimas de operação da turbina de acordo com a temperatura ambiente. Uma última proposta interessante seria o de fazer um estudo exergoeconômico dos processos que ajude no aprimoramento dos resultados apresentados. O desenvolvimento de tal análise permitirá prever a economia real de energia promovida pelo sistema de absorção e estimar um tempo de retorno do investimento (*payback*) caso o empreendimento seja de fato implementado.

REFERÊNCIAS

AHRI Standard 560-2000. **2000 Standard for Absorption water chilling and water heating packages**. AHRI: Arlington – VA, USA. 2000.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE handbook: Refrigeration, Chapter 41-Absorption Cooling Heating and Refrigeration Equipment**. 2006.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE handbook of fundamentals: HVAC Systems and Equipment - Combustion Turbine Inlet Cooling**. Chapter 17, 2008.

ARAÚJO, J. J. P. **Simulação de uma unidade de refrigeração por absorção usando o par água-amônia nos regimes permanente e transiente**. Tese de doutorado: PPGEM/UFPB. João Pessoa – PB, 2010.

BADDER, G. H. **GE Aeroderivative gas turbines-design and operating features**. GE Power Systems. GER – 3695E. Evendale, Ohio – USA. 2000.

BOONNASA, S., NAMPRAKAI, P. & MUANGNAPOH, T. **Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using na absorption chiller**. Energy 31, p. 2036-2046, 2005. Disponível em: <<http://www.elsevier.com/locate/energy>>. Acesso em: 23 set. 2016.

CANTARUTTI, B. R. **Análise teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando H₂O-LiBr**. Dissertação de mestrado: IEM/UNIFEI. Itajubá – MG, 2011.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5ª Edição. Editora: Mc Graw Hill. São Paulo, 2007. p. 491-497.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4ª Edição. AMGH Editora. Porto Alegre - RS, 2012.p 630-661.

COHEN, H.; ROGERS, GFC. & SARAVANAMUTTOO, HIH. **Gas turbine theory**. 4ª Edição. London, 1996.

CHACARTEGUI, R., et al. **Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to na operating cogeneration power plant**. Energy Conversion and Management 49. pp 2130-2141. April, 2008. Disponível em: <<http://www.elsevier.com/locate/enconman>> Acesso em: 20 set. 2016.

CRUZ, D. R. **Estudo de viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção amônia/água utilizando rejeito térmico**. Dissertação de mestrado: UNISINOS. São Leopoldo, 2015.

DE LUCIA, M., LANFRANCHI, C. & BOGGIO, V. **Benefits of compressor inlet air cooling for gas turbine cogeneration plants**. The American Society of Mechanical Engineers 345. New York, 1995.

ERICKSON, D. C.; ANAND, G. & ELLEN, M.. **Absorption refrigeration cycle turbine inlet conditioning**. International Journal of Air – Conditioning and Refrigeration, Vol. 23, No.1 1550003 (11 pages). World Scientific Publishing Company, 2015.

GALLEGO, A. G. **Sistemas de refrigeração a partir da cogeração: análise e simulação de propostas para o caso de cervejarias utilizando gás natural**. Dissertação de mestrado: UNIMEP. Santa Barbara d'Oeste – SP, 1998.

GE Energy. LM 6000-50/60 HZ: Gas turbine generator set product specification. Houston, 2008

GUIMARÃES, L. G. M. **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura**. Dissertação de mestrado: PPMEC/UFSJ. São João Del Rei – MG, 2011.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER R. & KLEIN, S. A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. Estados Unidos: CRC Press LLC, 1996.p 329.

IBRAHIM, T. K.; RAHMAN, M. M. & ABDALLA, A. N. **Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review.** International Journal of Physical Sciences. Vol. 6(4), pp. 620 – 627.

INCROPERA, F. P. *et al.*; Tradução QUEIROZ, E. M.; PESSOA, F. L. P. **Fundamento de transferência de calor e de massa.** Rio de Janeiro: LTC, 2008.p. 424-435.

JUNIOR, M. L. M. C.. **Resfriamento de ar de entrada em turbinas a gás no parque gerador elétrico brasileiro.** Tese de doutorado: EP/FEA/IEE/IF - USP. São Paulo, 2012.

KIEWIT. **Absorption Refrigeration Cycle Turbine Inlet Conditioning.** 2013. Disponível em:

<http://www.mcilvainecompany.com/Universal_Power/Subscriber/PowerDescriptionLinks/Luke%20Buntz%20-%20Kiewit%20Power%20-%203-14-13.pdf> Acesso em: 28 set. 2016.

KOLP, D. A., FLYE, W. M. & GUIDOTTI, H. A. **Advantages o fair conditioning and supercharging LM6000 gas turbine inlet.** The American Society of Mechanical Engineers 345, New York, 1994.

MORAES, A. N. **Simulação numérica de um ciclo de refrigeração por absorção.** Trabalho final de curso: ENM/UNB. Brasília, 2012.

Laboratório de Climatologia e Análise Ambiental - Departamento de Geociências /UFJF; Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento - Instituto Nacional de Meteorologia - 5º Distrito de Meteorologia - Seção de Observação e Meteorologia Aplicada; Centro de Pesquisas Sociais / Anuário 2008. Disponível em: <<http://www.ufjf.br/labcaa/estacao-meteorologica-automatca-ema>> Acesso: 15 out. 2016.

MUNIZ, J. V. **Aproveitamento de água fria do mar para fins energéticos em resfriamento do ar de aspiração de turbinas a gás e climatização em plataformas de petróleo.** Dissertação de mestrado: COPPE – UFRJ. Rio de Janeiro, 2013.

MUTHUKUMARAN, M.E. **An analysis of power enhancement of gas turbine power plant using diferente types o fair cooling system.** International Journal of Science and Research (IJSR). Vol. 5 Issue 2, Fevereiro 2016.

NAJJAR, Y. S. H. **Enhancement of performance of gas turbine engines by inlet air cooling and cogeneration system.** Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 2, pp 163-173. Pergamon, 1996.

NEW BUILDINGS INSTITUTE. **Guideline: Absorption Chillers.** Fair Oaks, Califórnia. Novembro, 1998.

NÓBREGA, D. B. G. **Estudo de alternativas para implantação do ciclo combinado ttsoftware thermoflow.** Dissertação de mestrado: CTG/UFPE. Recife, 2008.

PAULIQUE, M. C.; ALVES, T. A. & MAIA, C. R. M. **Viabilidade técnica e econômica do sistema de trigeriação.** UNESP, Ilha Solteira – SP.

POWERMAG. **Improving Warm Weather Performance of the LM6000.** 2013. Disponível em: <<http://www.powermag.com/improving-warm-weather-performance-of-the-lm6000/?pagenum=3>> Acesso em: 4 out. 2016.

POWER. **Understanding Coal Power Plant Heat Rate and Efficiency.** 2015. Disponível em:<<http://www.powermag.com/understanding-coal-power-plant-heat-rate-and-efficiency>> Acesso em: 3 out. 2016.

POWER BUSINESS AND TECHNOLOGY FOR THE GLOBAL GENERATION INDUSTRY. **ARCTIC Chills Turbine Power Loss.** Vol. 157, N. 6, Junho, 2013. Disponível em: <http://www.energy-concepts.com/_pdfs/Power_Magazine_ARCTIC_Chills_Turbine_Power_Loss_Article_June%202013.pdf> . Acesso em: 30 set. 2016.

QUEIROZ, D. F. **Avaliação teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção acoplado a uma unidade de microcogeração.** Dissertação de mestrado: CT/UEPB. João Pessoa – PB, 2013.

REIS, J. A. **Projeto e montagem de um sistema compacto de cogeração: aplicação da análise exergoeconômica.** Tese de doutorado: UNESP. Guaratinguetá, 2006.

SALES, L. S.; CARVALHO, R. D. M. & VENTURINI, O. J. **Análise técnico-econômica da cogeração utilizando turbina a gás e ciclo de refrigeração por absorção na Amazônia.** In:

11ª Brazilian Congresso of Thermal Sciences and Engineering – ENCIT. Curitiba: Braz. Soc. Of Mechanical Sciences and Engineering – ABCM, 2006.

SANNOMIA, M. A. **Modelagem e simulação de um ciclo de refrigeração de absorção de calor por brometo de lítio e água.** Trabalho Final de Curso: POLI/USP. São Paulo, 2009.

SANTOS, A. P. & ANDRADE, C. R. **Analysis of gas turbine performance with inlet air cooling techniques applied to brazilian sites.** Vale Soluções em energia. Instituto Tecnológico de Aeronáutica: São José dos Campos/SP, 2012.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. & WYLEN, G. J. V. Tradução ZERBINI, E. J. **Fundamentos da termodinâmica.** 6ª Edição. Editora Edgard Blücher LTDA, 2003.

SOUSA, R. A. F. **Um modelo teórico-experimental de recuperador do calor sensível contido nos gases da descarga de uma microturbina.** Dissertação de mestrado: UFPE. Recife – PE, 2005.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W; tradução José M. Saiz Jabardo, et al. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.p. 361-365.

VENTURINI, O. J. *et al.* **Tecnologias de geração distribuída utilizando combustíveis fósseis.** In: LORA, E. E; HADDAD, J. **Geração distribuída: aspectos tecnológicos, ambientais e institucionais.** 1ª Edição. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2006. v.1, cap.2. p. 29-81.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. p-315.

VILLA, A. A. O. **Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10TR integrado a um sistema de microgeração com microturbina a gás de 30 KW.** Dissertação de mestrado: UFPE. Recife – PE, 2010.

APÊNDICE A

Código para modelagem do ciclo de absorção no EES

"!Simulação Ciclo de Refrigeração por Absorção NH₃-H₂O"

"Ciclo ARCTIC com Recirculação no Retificador - TCC Matheus Vieira Ferro"

"CIRCUITO NH₃-H₂O"

"Desenvolvimento dos Procedimentos"

```
PROCEDURE TPQ(TC;p;Q;x;h;v;s)
TK:=ConvertTEMP(C;K;TC)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O(128; TK; pbar; Q: TK; pbar; x; h; s; u; v; Q)
END
```

```
PROCEDURE PXH(p;x;h:TC;s;v;Q)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O(234; pbar; x; h: TK; pbar; x; h; s; u; v; Q)
TC:=ConvertTEMP(K;C;TK)
END
```

```
PROCEDURE PXQ(P;x;Q:TC;h;v;s)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O(238; pbar; x; Q: TK; Pbar; x; h; s; u; v; Q)
TC:=TK - 273,15
END
```

```
PROCEDURE TXQ(TC;x;Q:P;h;v;s)
TK:=ConvertTEMP(C;K;TC)
Call NH3H2O(138; TK; x; Q: TK; pbar; x; h; s; u; v; Q)
p:=pbar*Convert(bar;kPa)
END
```

```
PROCEDURE TPX(TC;p;x;Q;h;v;s)
TK:=ConvertTEMP(C;K;TC)
pbar:=p*Convert(kPa;bar)
Call NH3H2O(123; TK; pbar; x: TK; Pbar; x; h; s; u; v; Q)
END
```

```
PROCEDURE SHX(eta;mIs;mrs;ha;hb;hc;hd:hcc;hdd;q)
qls:=mIs*(hd - ha)
qrs:=mrs*(hb - hc)
qmin:=MIN(qls;qrs)
q:=eta*qmin
hcc:=hb - eta*qmin/mrs
hdd:=ha + eta*qmin/mIs
END
```

```

PROCEDURE RHX(eta;mIs;mrs;ha;hb;hc;hd:hcc;hdd;q)
qls:=mIs*(hd - ha)
qrs:=mrs*(hb - hc)
qmin:=MIN(qls;qrs)
q:=eta*qmin
hcc:=hb - eta*qmin/mrs
hdd:=ha + eta*qmin/mIs
END

```

"Determinação dos Pontos do Ciclo"

"PONTO 13"

```

T[13] = T_água_entrada_evap
Q[13] = 0,97
x[13] = x[9]
Call TXQ(T[13];x[13];Q[13];p[13];h[13];v[13];s[13])

```

"PONTO 10"

```

{T[10] = 43,4 [C]}
Q[10] = 0
x[10] = x[9]
Call TXQ(T[10];x[10];Q[10];p[10];h[10];v[10];s[10])

```

"Definição das Pressões do Ciclo"

```

p[1] = p[13]
p[2] = p[10]
p[3] = p[10]
p[4] = p[10]
p[5] = p[10]
p[6] = p[10]
p[7] = p[10]
p[8] = p[13]
p[9] = p[10]
p[11] = p[10]
p[12] = p[13]
p[14] = p[13]

```

"PONTO 9"

```

{x[9] = 0,992}
Q[9] = 1
Call PXQ(p[9];x[9];Q[9];T[9];h[9];v[9];s[9])

```

"PONTO 1"

```

T[1] = T[10]
Q[1] = 0
Call TPQ(T[1];p[1];Q[1];x[1];h[1];v[1];s[1])

```

"PONTO 6"

```

Dx = 0,25
x[1] - x[6] = Dx

```

Q[6] = 0
Call PXQ(p[6];x[6];Q[6]:T[6];h[6];v[6];s[6])

"PONTO 2"

eta_bomba = 0,5
x[2] = x[1]
eta_bomba = w_ideal/w_real
w_ideal = v[1]*(p[2] - p[1])
w_real = h[2] - h[1]
Call PXH(p[2];x[2];h[2]:T[2];Q[2];v[2];s[2])

"PONTO 3 - RECUPERAÇÃO NO RETIFICADOR"

Q_dot_ret = m_dot_[2]*(h[3] - h[2])
eta_retificador = 0,8
eta_retificador = Q_dot_ret/Q_dot_retificador
x[3] = x[1]
Call PXH(p[3];x[3];h[3]:T[3];Q[3];v[3];s[3])

"PONTOS 4 E 7"

T4e = T[6]
p4e = p[4]
x4e = x[1]
Call TPX(T4e;p4e;x4e:Q4e;h4e;v4e;s4e)
T7e = T[3]
p7e = p[7]
x[7] = x[6]
x7e = x[7]
Call TPX(T7e;p7e;x7e:Q7e;h7e;v7e;s7e)
eta_trocador_1 = 1
Call SHX(eta_trocador_1;m_dot_[3];m_dot_[6];h[3];h[6];h7e;h4e:h[7];h[4];Q_dot_SHX)

"PONTO 5"

x[5] = x[1]
Call PXH(p[5];x[5];h[5]:T[5];Q[5];v[5];s[5])

"PONTO 8"

h[8] = h[7]
x[8] = x[6]
Call PXH(p[8];x[8];h[8]:T[8];Q[8];v[8];s[8])

"PONTO 12"

h[12] = h[11]
x[12] = x[9]
Call PXH(p[12];x[12];h[12]:T[12];Q[12];v[12];s[12])

"PONTOS 11 E 14"

T14e = T[10]
p14e = p[14]
x14e = x[9]
Call TPX(T14e;p14e;x14e:Q14e;h14e;v14e;s14e)

$T_{11e} = T[13]$
 $p_{11e} = p[11]$
 $x[11] = x[10]$
 $x_{11e} = x[11]$
 Call TPX($T_{11e}; p_{11e}; x_{11e}; Q_{11e}; h_{11e}; v_{11e}; s_{11e}$)
 $\eta_{\text{trocador}_2} = 1$
 Call RHX($\eta_{\text{trocador}_2}; \dot{m}_{[13]}; \dot{m}_{[10]}; h[13]; h[10]; h_{11e}; h_{14e}; h[11]; h[14]; \dot{Q}_{\text{RHX}}$)

"Balanços de Massa"

$\dot{m}_{[1]} = \dot{m}_{[2]}$
 $\dot{m}_{[2]} = \dot{m}_{[3]}$
 $\dot{m}_{[3]} = \dot{m}_{[4]}$
 $\dot{m}_{[4]} = \dot{m}_{[5]}$
 $\dot{m}_{[6]} = \dot{m}_{[7]}$
 $\dot{m}_{[7]} = \dot{m}_{[8]}$
 $\dot{m}_{[9]} = \dot{m}_{[10]}$
 $\dot{m}_{[10]} = \dot{m}_{[11]}$
 $\dot{m}_{[11]} = \dot{m}_{[12]}$
 $\dot{m}_{[12]} = \dot{m}_{[13]}$
 $\dot{m}_{[13]} = \dot{m}_{[14]}$

"RECUPERAÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO"

$\{C_{p_NH3-H2O} = 4,25\}$
 $\{C_{\text{min}} = \dot{m}_{[4]} \cdot C_{p_NH3-H2O}\}$
 $\eta_{\text{recuperador}} = 0,689$
 $\dot{Q}_{\text{gerador}} = \eta_{\text{recuperador}} \cdot C_{\text{min}} \cdot (T_{\text{gases_exaustão}} - T_{4e})$
 $\{T_{\text{gases_exaustão}} = 450 [C]\}$

"Equações Governantes de Cada Componente"

"EVAPORADOR"

$\{\dot{Q}_{\text{evaporador}} = 7034 [kW]\}$ "Capacidade máxima do ciclo ARCTIC - Somente teste"
 $\dot{Q}_{\text{evaporador}} + \dot{m}_{[12]} \cdot h[12] = \dot{m}_{[13]} \cdot h[13]$

"CONDENSADOR"

$\dot{Q}_{\text{condensador}} + \dot{m}_{[10]} \cdot h[10] = \dot{m}_{[9]} \cdot h[9]$

"RETIFICADOR"

$\dot{m}_{[9]} + \dot{m}_{[6]} = \dot{m}_{[5]}$
 $\dot{m}_{[9]} \cdot x[9] + \dot{m}_{[6]} \cdot x[6] = \dot{m}_{[5]} \cdot x[5]$
 $\dot{Q}_{\text{retificador}} + \dot{m}_{[9]} \cdot h[9] + \dot{m}_{[6]} \cdot h[6] = \dot{m}_{[5]} \cdot h[5]$

"ABSORVEDOR"

$\{\dot{m}_{[1]} = \dot{m}_{[8]} + \dot{m}_{[14]}\}$
 $\dot{m}_{[1]} \cdot x[1] = \dot{m}_{[8]} \cdot x[8] + \dot{m}_{[14]} \cdot x[14]$
 $\dot{Q}_{\text{absorvedor}} + \dot{m}_{[1]} \cdot h[1] = \dot{m}_{[8]} \cdot h[8] + \dot{m}_{[14]} \cdot h[14]$

"BOMBA 1"

$\dot{W}_{\text{bomba1}} + \dot{m}_{[1]} \cdot h[1] = \dot{m}_{[2]} \cdot h[2]$

"GERADOR HRVG"

$$Q_{\text{dot_gerador}} + m_{\text{dot_4}} \cdot h_4 = m_{\text{dot_5}} \cdot h_5$$

"COP"

$$\text{COP} = Q_{\text{dot_evaporador}} / (Q_{\text{dot_gerador}} + W_{\text{dot_bomba1}})$$

"CIRCUITO DE ÁGUA GELADA"

"Dados de entrada"

$$m_{\text{dot_ar}} = 117,54$$

$$m_{\text{dot_água}} = 208,2$$

$$P_{\text{atm}} = 101,325 \text{ [kPa]}$$

$$T_{\text{ar_ótimo}} = 8,89 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{água_saída_evap}} = 6 \text{ [C]}$$

$$\{\text{Tar_ambiente} = 41,7 \text{ [C]}\}$$

"Dados de entrada do ar na serpentina"

$$TBS_{\text{entrada_ar}} = 20,56 \text{ [C]}$$

$$TBU_{\text{entrada_ar}} = 17,22 \text{ [C]}$$

$$h_{\text{entrada_ar}} = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=TBS_{\text{entrada_ar}}; B=TBU_{\text{entrada_ar}}; P=P_{\text{atm}})$$

"Dados de saída do ar na serpentina"

$$TBS_{\text{saída_ar}} = 9,606 \text{ [C]}$$

$$TBU_{\text{saída_ar}} = 9,600 \text{ [C]}$$

$$h_{\text{saída_ar}} = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=TBS_{\text{saída_ar}}; B=TBU_{\text{saída_ar}}; P=P_{\text{atm}})$$

"Capacidade de refrigeração fornecida pela água"

$$Q_{\text{dot_água}} = Q_{\text{dot_projeto}} \cdot 3,51685$$

$$\{Q_{\text{dot_água}} = 729 \cdot 3,51685\} \text{ "Capacidade Máxima"}$$

"Cálculo da efetividade da serpentina"

$$Cp_{\text{ar}} = Cp(\text{AirH2O}; T=TBS_{\text{entrada_ar}}; B=TBU_{\text{entrada_ar}}; P=P_{\text{atm}})$$

$$Cp_{\text{água}} = Cp(\text{Water}; T=T_{\text{água_entrada_evap}}; x=0)$$

$$\text{eta}_{\text{serpentina}} = (m_{\text{dot_ar}} \cdot (h_{\text{entrada_ar}} - h_{\text{saída_ar}})) / Q_{\text{dot_água}}$$

$$Q_{\text{dot_ar}} = m_{\text{dot_ar}} \cdot Cp_{\text{ar}} \cdot (T_{\text{ar_ambiente}} - T_{\text{ar_ótimo}})$$

$$Q_{\text{dot_ar}} = Q_{\text{dot_evaporador}} \cdot \text{eta}_{\text{serpentina}}$$

$$Q_{\text{dot_evaporador}} = m_{\text{dot_água}} \cdot Cp_{\text{água}} \cdot (T_{\text{água_entrada_evap}} - T_{\text{água_saída_evap}})$$

