

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO
COMERCIAL DE PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA POR ABSORÇÃO DE
AMÔNIA**

André Schiavon Perez Ortigosa

**São Paulo
2007**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO
COMERCIAL DE PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA POR ABSORÇÃO DE
AMÔNIA**

**Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia**

André Schiavon Perez Ortigosa

Orientador: José Roberto Simões Moreira

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2007**

FICHA CATALOGRÁFICA

Perez Ortigosa, André Schiavon

Modelagem, simulação e otimização de um ciclo comercial de produção de água gelada por absorção de amônia / A.S.

Perez Ortigosa. -- São Paulo, 2007.

62p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Refrigeração por absorção 2.Amônia 3.Simulação numérica 4.Termodinâmica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

O presente trabalho destina-se à modelagem e simulação de um ciclo comercial de produção de água gelada por absorção de amônia. Grande importância tem sido dada aos sistemas de refrigeração por absorção como alternativa aos ciclos de compressão mecânica a vapor, na medida em que se fazem necessárias inovações em projetos de refrigeração para viabilizar um baixo consumo energético e um menor impacto ao meio ambiente. As simulações foram realizadas com o auxílio do software EES - *Engineering Equation Solver* - uma importante ferramenta para a resolução de problemas de termodinâmica. Em um primeiro momento, o trabalho apresenta modelos simplificados de sistemas de refrigeração por absorção; sendo que os resultados obtidos nas simulações se mostraram coerentes com os encontrados na literatura. Em um segundo momento, o trabalho estuda a configuração dos ciclos comerciais e considera resultados experimentais, de modo a obter um modelo mais realista e discutir possibilidades de otimização.

ABSTRACT

This report is a modeling and a simulation of a commercial cycle of chill water production by water vapor-ammonia absorption. Great importance has been given to absorption refrigeration cycles as an alternative for the cycles of mechanical vapor compression because the lower environment impact as wasted heat can be used to power the absorption cycle. These simulations were carried on the software EES - *Engineering Equation Solver* – an important way to solve thermodynamic problems. At first, this report presents simple models of absorption - refrigeration cycles and the results of these simulations are in agreement with the literature. Further, this report has considered both the study of a commercial cycle configuration as a way of obtaining a more realist model and the experimental results in order to improve it.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO DA LITERATURA.....	3
2.1 Propriedades termodinâmicas de misturas binárias.....	4
2.2 Sistema de refrigeração por absorção água-amônia.....	7
2.3 Ciclos GAX.....	9
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	12
4 RESULTADOS.....	16
4.1 Modelagem inicial.....	16
4.1.1 Ciclo simples.....	16
4.1.1.1 Balanço no absorvedor.....	17
4.1.1.2 Balanço na bomba.....	18
4.1.1.3 Balanço nas válvulas de expansão.....	19
4.1.1.4 Balanço no gerador.....	20
4.1.1.5 Balanço no condensador.....	21
4.1.1.6 Balanço no evaporador.....	21
4.1.2 Simulação do modelo inicial.....	22
4.2 Modelagem variante 1.....	26
4.2.1 Modelo variante 1.....	26
4.2.1.1 Balanço no retificador.....	27

4.2.1.2 Balanço no gerador.....	27
4.2.2 Simulação do modelo variante 1.....	28
4.3 Modelagem variante 2.....	32
4.3.1 Modelo variante 2.....	32
4.3.1.1 Balanço no trocador de calor.....	33
4.3.2 Simulação do modelo variante 2.....	33
4.4 Estudo do ciclo comercial.....	36
4.5 Modelagem do ciclo comercial.....	40
4.5.1 Modelo do ciclo comercial.....	40
4.5.1.1 Balanço no retificador.....	41
4.5.1.2 Balanço nas válvulas de expansão.....	42
4.5.1.3 Balanço no trocador de calor.....	43
4.5.1.4 Balanço no absorvedor.....	45
4.5.1.5 Balanço no gerador.....	47
4.5.2 Simulação do ciclo comercial.....	47
4.6 Análise paramétrica.....	51
4.7 Resultados experimentais.....	54
4.8 Programa computacional.....	57
5 DISCUSSÃO.....	58
6 CONCLUSÕES.....	61
7 LISTA DE REFERÊNCIAS.....	62

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Diagrama temperatura-fração mássica.....	6
Figura 2.2 - Sistema de refrigeração por absorção de amônia.....	7
Figura 2.3 - Ciclo de refrigeração por absorção de duplo-efeito.....	9
Figura 2.4 - Conceito dos ciclos GAX.....	10
Figura 3.1 - Equipamentos utilizados nos testes e na elaboração do modelo.....	13
Figura 3.2 - Simulação da carga térmica: <i>fan-coil</i> e aquecedor de água a gás natural.....	14
Figura 3.3 - Equipamento instrumentado para a realização dos testes.....	15
Figura 4.1 - Modelo do ciclo simples.....	16
Figura 4.2 - Esquema do absorvedor	17
Figura 4.3 - Esquema da bomba.....	18
Figura 4.4 - Esquema das válvulas de expansão 1 e 2.....	19
Figura 4.5 - Esquema do gerador.....	20
Figura 4.6 - Esquema do condensador.....	21
Figura 4.7 - Esquema do evaporador.....	21
Figura 4.8 - Diagrama T-x para a pressão baixa indicando os estados para o ciclo simples.....	25
Figura 4.9 - Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o ciclo Simple.....	25
Figura 4.10 - Esquema do modelo variante 1 (ciclo com retificador).....	26
Figura 4.11 - Esquema do retificador (modelo variante 1).....	27
Figura 4.12 - Esquema do gerador (modelo variante 1).....	27
Figura 4.13 - Diagrama T-x para a pressão baixa indicando os estados para o modelo variante 1.....	31
Figura 4.14 - Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o modelo variante 1.....	31
Figura 4.15 - Esquema do modelo variante 2.....	32
Figura 4.16 - Esquema do trocador de calor.....	33

Figura 4.17 - Diagrama T-x para a pressão baixa indicando os estados para o modelo variante 2.....	35
Figura 4.18 - Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o modelo variante 2.....	35
Figura 4.19 - Equipamento estudado com a identificação de seus componentes	36
Figura 4.20 - Esquema do ciclo do equipamento.....	37
Figura 4.21 - Modelo do ciclo comercial.....	40
Figura 4.22 - Esquema do retificador.....	41
Figura 4.23 - Esquema das válvulas de expansão 2 e 3.....	42
Figura 4.24 - Esquema do trocador de calor.....	44
Figura 4.25 - Esquema do absorvedor.....	46
Figura 4.26 - Esquema do gerador.....	47
Figura 4.27 - Diagrama T-x para a pressão baixa indicando os estados para o ciclo comercial.....	50
Figura 4.28 - Diagrama T-x para a pressão intermediária indicando os estados para o ciclo comercial.....	50
Figura 4.29 - Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o ciclo comercial.....	51
Figura 4.30 - Efeito da variação das temperaturas de condensação e evaporação no COP.....	52
Figura 4.31 - Efeito da variação da diferença de concentração no COP.....	52
Figura 4.32 - Efeito da variação da temperatura de evaporação no COP.....	53
Figura 4.33 - Esquema do equipamento utilizado nos ensaios.....	54
Figura 4.34 - Temperaturas observadas nos componentes do equipamento ensaiado.....	56
Figura 4.35 - Temperaturas nos diversos pontos do equipamento.....	56
Figura 4.36 - Software desenvolvido para simulação de sistemas de refrigeração por absorção.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Resultados da simulação do modelo inicial.....	23
Tabela 4.2 - Estados termodinâmicos e vazões para o modelo inicial.....	24
Tabela 4.3 - Resultados da simulação do modelo variante 1.....	29
Tabela 4.4 - Estados termodinâmicos e vazões para o modelo variante 1.....	30
Tabela 4.5 - Resultados da simulação do modelo variante 2.....	34
Tabela 4.6 - Estados termodinâmicos e vazões para o modelo variante 2.....	34
Tabela 4.7 - Resultados da simulação do modelo do ciclo comercial.....	49
Tabela 4.8 - Estados termodinâmicos e vazões para o modelo do ciclo comercial.....	49
Tabela 4.9 - Resultados experimentais.....	55

LISTA DE SÍMBOLOS

C	taxa de capacidade térmica
COP	coeficiente de desempenho
EES	engineering equation solver
GAX	generator/ absorber heat exchange
h	entalpia específica
LS	líquido sub-resfriado
\dot{m}	vazão mássica
MÍN	valor mínimo
P	pressão
\dot{q}, \dot{Q}	taxa de transferência de calor
q	título
q, Q	calor transferido por unidade de massa e calor transferido total
s	entropia específica
T	temperatura
u	energia interna específica
VE	válvula de expansão
VS	Vapor superaquecido
\dot{W}	potência
x	fração mássica

Letras gregas

α	coeficiente de ponderação
δ	diferença de concentração
ε	efetividade
η	eficiência
ν	volume específico

Índices

1,2...	pontos do ciclo
abs	absorvedor
b, B	bomba
cond	condensador
f,e	entrada do fluído frio
ger	gerador
H	nível quente
L	nível frio
m	intermediário
máx	máximo
mín	mínimo
q,e	entrada do fluído quente
ret	retificador
r, real	real
s	isoentrópico
TC	trocador de calor
*	aproximação

1 INTRODUÇÃO

Cada vez mais a refrigeração e o condicionamento de ar tomam lugar de destaque na indústria, no comércio e nas residências; seja para o armazenamento de produtos e para o controle da qualidade, seja para garantir o conforto humano.

A maioria dos ciclos de refrigeração é de compressão a vapor e a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. Entretanto, um tipo de ciclo que tem ganhando espaço gradualmente é o de refrigeração por absorção, que se utiliza de uma fonte quente para a obtenção de frio, isto é, sem o uso de compressor.

Assim, enquanto que os ciclos de compressão a vapor são caracterizados por serem operados a trabalho, os ciclos de refrigeração por absorção são operados a calor, uma vez que a maior parte do custo de operação está associada ao fornecimento de calor que libera o vapor de líquido a alta pressão. Ou seja, a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração em ciclos de absorção é mínima, comparada àquela que seria necessária no ciclo de compressão a vapor.

O primeiro registro de um sistema de refrigeração por absorção provém de uma patente registrada em 1860, nos Estados Unidos. O primeiro uso do sistema deu-se para o suprimento de gelo durante a Guerra Civil entre os Estados Confederados e os Estados do Norte. Esses sistemas possuíam água como absorvente e amônia como refrigerante. Originalmente, os sistemas eram aplicados para refrigeração e, a partir de 1960, um número considerável de unidades foi destinado ao condicionamento de ar em residências.

Vale lembrar que outros pares de substâncias funcionam como absorvente e refrigerante, como, por exemplo, água como refrigerante e brometo de lítio (LiBr) como absorvente, utilizados em alguns sistemas de refrigeração por absorção desde 1950. Entretanto, tais sistemas limitam-se a temperaturas de refrigeração superiores a 0°C, enquanto que plantas de refrigeração que utilizam amônia podem alcançar temperaturas de refrigeração muito menores.

Uma vez que a amônia é uma substância tóxica, sua utilização tem sido limitada a áreas bem ventiladas. Por outro lado, o forte odor da amônia facilita a

detecção de vazamentos, indicando a necessidade de manutenção. Assim, apesar das restrições referentes à segurança no emprego da amônia como refrigerante, destacam-se algumas vantagens: o baixo peso molecular permite alta velocidade através das válvulas de expansão e a utilização de um menor volume de refrigerante se comparado ao volume necessário com hidrocarbonetos na mesma faixa de pressões; a utilização em uma grande faixa de temperaturas, desde as de congelamento até as temperaturas altas de bombas de calor; a alta entalpia de evaporação e o baixo peso molecular, que possibilitam a utilização de tubos mais estreitos, reduzindo os custos de válvulas e encaixes; as trocas de calor durante a evaporação e a condensação são mais eficientes se comparadas às obtidas com hidrocarbonetos, o que implica em áreas menores de troca de calor; a vantagem da operação em pressões positivas, não havendo necessidade de sistemas de purga de ar; a facilidade na secagem dos tubos; entre outras vantagens.

Deste modo, apesar de apresentar uma eficiência menor que a dos ciclos de compressão a vapor, a viabilidade dos sistemas de absorção vem aumentando graças ao menor consumo de energia elétrica e à possibilidade de aproveitamento de fontes de calor, muitas vezes rejeitadas, ou em sistemas de cogeração.

Isto posto, o presente estudo destina-se à modelagem e simulação de um ciclo comercial de refrigeração de água por absorção de amônia com queima direta de gás natural e capacidade de refrigeração de 5 TR. Para tanto, foi utilizado o software EES (Engineering Equation Solver). Ademais, o projeto contou com resultados obtidos em ensaios de ciclos comerciais realizados pelo SISEA – Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos – o que levou a uma modelagem mais precisa do ciclo. Neste sentido, a análise da configuração dos ciclos comerciais conduziu ao aprimoramento do modelo obtido e à discussão de possibilidades de otimização.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Em um primeiro momento, foi realizado um levantamento das tecnologias de refrigeração existentes no mercado, de modo a introduzir o estudo dos ciclos de refrigeração por absorção e estabelecer uma comparação com alternativas, como por exemplo, os ciclos de compressão a vapor.

Para uma melhor compreensão do funcionamento dos ciclos de refrigeração por absorção, um estudo das propriedades de misturas binárias foi realizado, o que permitiu obter informações referentes ao comportamento da mistura água-amônia, fundamentais para a modelagem do ciclo em questão. Finalmente, a literatura disponível forneceu elementos para uma análise mais detalhada dos sistemas de absorção água-amônia, direcionando o projeto para a modelagem dos componentes do ciclo.

Stoecker e Jones (1985) apresentam de forma didática uma análise dos ciclos de refrigeração por absorção, estabelecendo relações entre o ciclo de absorção e o de compressão a vapor. Apesar de apresentarem alguns exemplos práticos de cálculos em sistemas de absorção, a maior ênfase é dada aos sistemas que operam com água como refrigerante e brometo de lítio como absorvente. Os sistemas água-amônia são discutidos brevemente, de modo que esta referência é interessante somente para a introdução aos ciclos de absorção.

Herold et al. (1996) abordam de forma mais detalhada os ciclos de refrigeração por absorção, inclusive os sistemas operando com água e amônia. O texto possibilita a fácil compreensão de diagramas como os de temperatura-fração mássica, assim como descreve e modela cada componente de um ciclo de refrigeração por absorção.

Kuehn et al. (1998) introduzem o estudo aos ciclos de refrigeração por absorção com uma explicação detalhada das propriedades de misturas binárias. Diversos exemplos numéricos de ciclos são apresentados, permitindo a visualização dos fenômenos estudados nos diagramas temperatura-fração mássica e entalpia-fração mássica.

Sriksirin et al. (2001) apresentam uma revisão das tecnologias de refrigeração por absorção. Inúmeros tipos e configurações de sistemas de refrigeração por

absorção são abordados. Também é realizada uma discussão acerca dos fluídos de trabalho e do desempenho obtido em sistemas de absorção. Trata-se uma referência muito valiosa, na medida em que proporciona a identificação destas tecnologias nos ciclos comerciais.

Rodrigues (2005) desenvolve a modelagem de um ciclo de refrigeração por absorção operando com água e amônia; com uma abordagem essencialmente voltada para os ciclos teóricos. Inicialmente, simulações dos componentes do ciclo são realizadas individualmente no EES e, em um segundo momento, os componentes são agrupados e o ciclo completo é simulado.

Os relatórios do projeto “Resfriador de Líquido a Gás Natural” (2007), desenvolvido pelo SISEA - Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos - constituem uma valiosa fonte de informação, na medida em que são apresentados os resultados obtidos nos ensaios. Também os catálogos dos equipamentos estudados constituem uma importante referência para a elaboração do modelo do ciclo comercial.

2.1 Propriedades termodinâmicas de misturas binárias

O desempenho e a eficiência de ciclos reversíveis são independentes das propriedades de qualquer fluído de trabalho. No entanto, o mesmo não se pode dizer para um ciclo real, em que as propriedades dos fluídos exercem influência significativa. Tanto o custo inicial quanto o custo de operação de um sistema de absorção são fortemente dependentes das propriedades da mistura utilizada. A compreensão dos fenômenos envolvidos em um ciclo de refrigeração por absorção deve, portanto, passar pelo estudo das propriedades de misturas binárias.

No estudo dos sistemas de absorção, as variáveis termodinâmicas mais importantes são: pressão, temperatura, fração mássica, entalpia, volume específico e entropia. Para que todas estas variáveis pudessem ser relacionadas, diagramas multidimensionais deveriam ser realizados; o que não seria prático. Inúmeros diagramas relacionam duas propriedades termodinâmicas em seus eixos, enquanto que outras variáveis são apresentadas através de curvas de propriedades constantes como isobáricas ou isotérmicas. Usualmente, diagramas $T-s$, $\ln(P)-h$ ou $h-s$ são

utilizados em cálculos de ciclos em que o fluido de trabalho é uma substância pura. Entretanto, em processos de absorção, uma variável adicional, a composição, deve ser considerada. Historicamente, os diagramas mais utilizados são os de temperatura-fração mássica ($T-x$) e os de entalpia-fração mássica ($h-x$). Este estudo apenas aborda os diagramas $T-x$, uma vez que serão os diagramas utilizados para representar os resultados obtidos nas simulações.

Considere uma mistura de dois componentes (binária). Do ponto de vista termodinâmico, uma mistura de dois componentes apresenta um grau de liberdade adicional quando comparada com uma substância pura, isto é, a fração mássica, cuja definição é apresentada na eq. (2.1).

$$x = \frac{\text{massa de um dos componentes [kg]}}{\text{massa da mistura [kg]}} \quad (2.1)$$

No ciclo de refrigeração estudado, a fração mássica será definida como a razão entre a massa de amônia e a massa da mistura de água e amônia. Nos diagramas $T-x$, quando as fases líquida e de vapor coexistem em equilíbrio, a temperatura de saturação varia com a fração mássica, enquanto que a pressão é mantida constante. A Figura 2.1 apresenta um diagrama temperatura-fração mássica ($T-x$) para uma mistura de dois componentes, A e B , a pressão constante. A escala do eixo da fração mássica parte do 0 (onde apenas o componente A está presente) até 1 (onde apenas o componente B está presente). A área abaixo da linha de ebulição representa um líquido sub-resfriado. A área acima da linha de condensação representa vapor superaquecido. Já a área entre as linhas de ebulição e condensação é uma região bifásica.

O ponto de bolha para uma mistura de fração mássica x está localizado sobre a linha de ebulição na correspondente fração mássica. A linha de ebulição indica a temperatura na qual a primeira bolha de vapor é formada para a correspondente pressão e fração mássica. Os pontos de bolha para componentes puros, T_A e T_B , são encontrados nas respectivas ordenadas. Na Figura 2.1, o ponto de bolha do componente A é mais alto do que o do componente B . A linha de condensação indica

a temperatura na qual a primeira gota de líquido é formada quando uma mistura gasosa a uma dada fração mássica é resfriada.

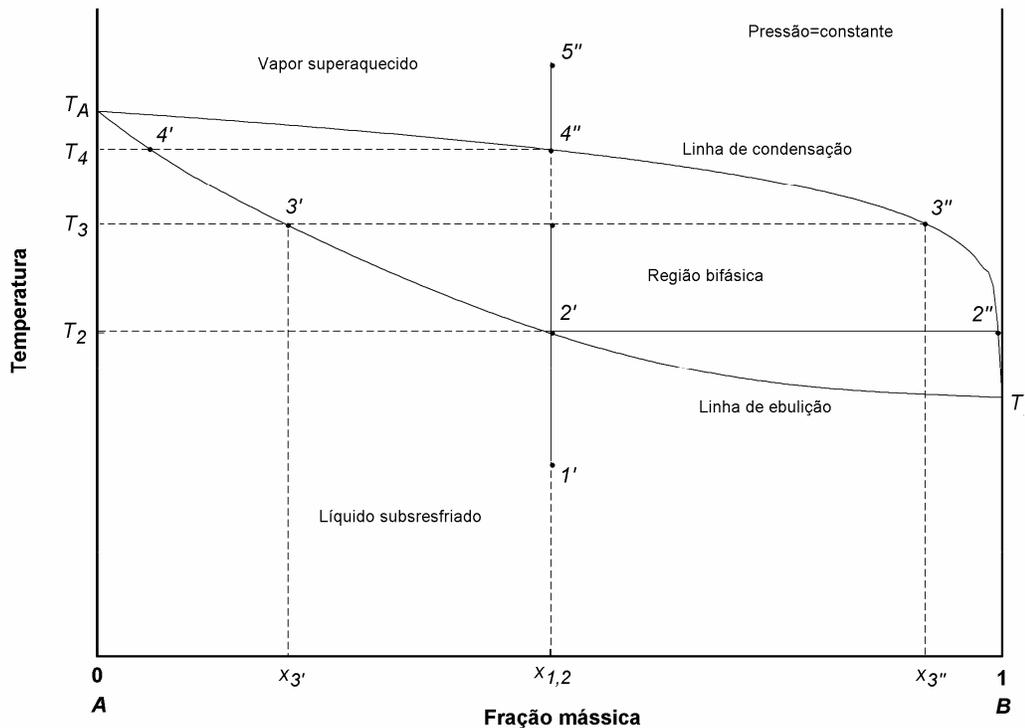


Fig. 2.1 Diagrama temperatura-fração mássica para a mistura amônia-água

Para demonstrar o uso do diagrama, considere um processo de evaporação lento (equilíbrio) a pressão constante em um sistema fechado. O processo se inicia com líquido sub-resfriado no ponto $1'$. Conforme a mistura é aquecida, a temperatura aumenta e a linha de ebulição é atingida no ponto $2'$, onde a primeira bolha de vapor é formada. O vapor formado está em equilíbrio térmico com o líquido e sua fração mássica está indicada pelo ponto $2''$. O vapor está enriquecido do componente B se comparado com o líquido e sua fração mássica é $x_{2''}$. Esta é uma consequência do fato de que, na mesma temperatura, o componente B possui maior pressão de vapor que o componente A .

Na medida em que o aquecimento continua, o processo de evaporação leva ao ponto 3 , onde a fração mássica do vapor em equilíbrio com o líquido restante é representada pelo ponto $3''$. A fração mássica do líquido é agora indicada por $3'$.

Conforme o processo de evaporação continua, os pontos correspondentes às fases líquida e de vapor continuam a seguir as linhas de ebulição e condensação. Quando o ponto 4'' é atingido, o processo de evaporação é completado. O vapor possui a mesma fração mássica que o líquido sub-resfriado original e a fração mássica da última gota de líquido é indicada pelo ponto 4'. Se o aquecimento continuar, o ponto 5'' é atingido, produzindo vapor superaquecido.

2.2 Sistema de refrigeração por absorção água-amônia

A Figura 2.2 apresenta um ciclo de refrigeração por absorção operado com água e amônia.

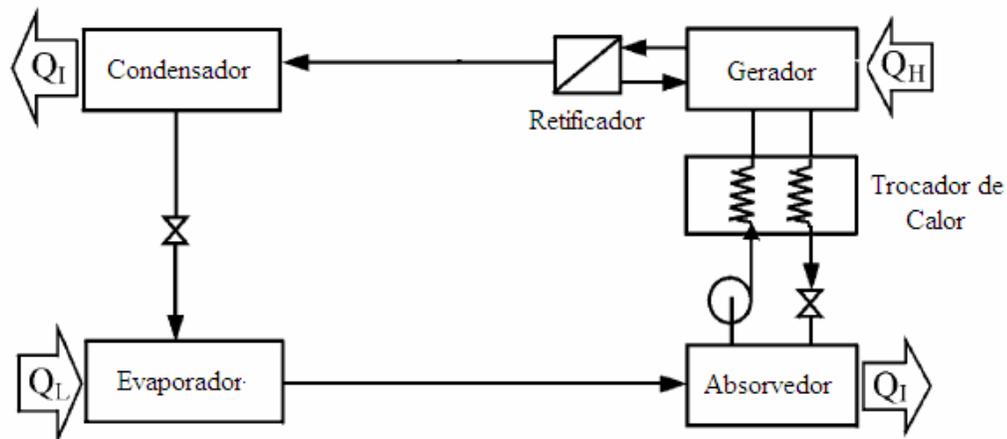


Fig. 2.2 Sistema de refrigeração por absorção de amônia

O ciclo pode ser dividido em duas partes: a de alta e a de baixa pressão. A alta pressão é conseguida com o auxílio de uma bomba que trabalha apenas com a mistura água-amônia no estado líquido, que possui uma grande massa específica, de modo que seu gasto com energia é muito pequeno. A baixa pressão é obtida através das válvulas de expansão.

Deste modo, o vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Assim, o absorvedor é resfriado, rejeitando calor para a atmosfera; uma vez que se o processo de absorção fosse realizado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e a absorção de vapor poderia ser interrompida. A

bomba recebe a solução forte - contendo elevada concentração de amônia - de baixa pressão do absorvedor, eleva sua pressão e a conduz para um trocador de calor - onde esta é pré-aquecida – e então para o gerador, onde calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que foi absorvido pela solução.

O vapor de refrigerante liberado no gerador contém também vapor de água. Quando essa água se encaminha ao evaporador, eleva a sua temperatura. Assim, o vapor deve passar pelo retificador, de modo a obter um vapor de alta pureza (elevada concentração de amônia).

Já a solução líquida – com baixa concentração de amônia - retorna para o absorvedor por uma válvula redutora de pressão para que a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor seja mantida. Paralelamente, o refrigerante vaporizado é conduzido para o condensador, rejeitando calor. Sua pressão é reduzida através de uma segunda válvula de expansão para que, no evaporador, receba calor do ambiente e finalmente retorne para o absorvedor.

Uma ferramenta importante para a comparação dos diversos modelos desenvolvidos neste trabalho é o coeficiente de desempenho do ciclo de absorção, cuja definição é apresentada na eq. (2.2).

$$COP = \frac{\text{Capacidade de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{Q}_{\text{gerador}}} \quad (2.2)$$

É importante salientar que a potência fornecida à bomba não será considerada no cálculo do coeficiente de desempenho, uma vez que é consideravelmente menor do que a taxa de adição de calor ao gerador.

Em certos aspectos, a aplicação do COP para sistemas de absorção não é interessante, porque o seu valor é apreciavelmente menor que os dos ciclos de compressão a vapor (0,6 versus 3, por exemplo). O valor comparativamente baixo do COP não deve ser considerado prejudicial para os ciclos de absorção, uma vez que os coeficientes de desempenho dos dois ciclos são definidos diferentemente. O COP do ciclo de compressão a vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo. Energia na forma de trabalho é normalmente muito mais valiosa e cara que energia na forma de calor.

2.3 Ciclos GAX

A Seção 2.2 apresentou o funcionamento de um sistema de refrigeração por absorção de *simples-efeito*, cuja configuração é a mais simples e comumente utilizada. Entretanto, a elevação do desempenho de sistemas de refrigeração por absorção pode ser atingida através do emprego de ciclos de *multi-efeito*. O termo *multi-efeito* indica que tais ciclos são configurados de modo que o calor rejeitado em um estágio de alta temperatura é aproveitado em um estágio de baixa temperatura, permitindo a geração de um efeito de refrigeração adicional no estágio de baixa temperatura.

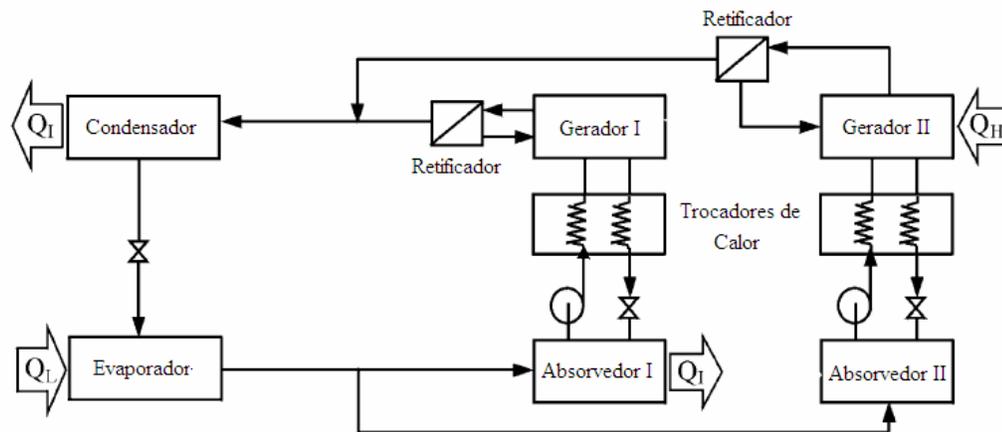


Fig. 2.3 Ciclo de refrigeração por absorção de duplo-efeito

A Figura 2.3 apresenta um ciclo de refrigeração por absorção de *duplo-efeito* operado com água e amônia. O sistema pode ser interpretado como uma combinação de dois ciclos de simples-efeito. Uma fonte externa de alta temperatura supre o segundo gerador, de modo que o segundo absorvedor opera a alta temperatura e rejeita calor para o primeiro gerador. Inúmeras configurações de ciclos multi-efeito podem ser obtidas, embora se verifique que a elevação do COP do sistema não é proporcional ao incremento no número de efeitos.

Os ciclos GAX representam uma forma elegante na obtenção de altos desempenhos através de configurações que essencialmente são similares às configurações de ciclos de simples-efeito. O termo GAX se refere à *Generator /*

Absorber Heat Exchange e o sistema pode ser interpretado como dois ciclos de simples-efeito trabalhando paralelamente. O seu primeiro registro provém de uma patente de Altenkirch (1914).

O conceito dos ciclos GAX reside em simplificar um sistema de dois estágios e duplo-efeito, de forma a obter o mesmo desempenho. A configuração simplificada é apresentada esquematicamente na Figura 2.4.

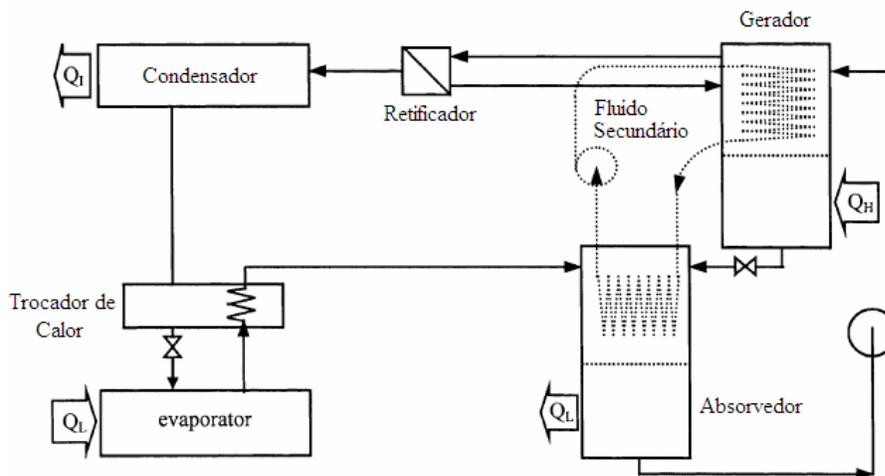


Fig. 2.4 Conceito dos ciclos GAX

O par absorvedor-gerador pode ser considerado um trocador de calor contracorrente, como indica a Figura 2.4. No absorvedor, a solução fraca proveniente do gerador e vapor de refrigerante do evaporador entram em sua seção superior. O calor produzido no processo de absorção deve ser rejeitado de modo que o vapor de refrigerante continue a ser absorvido. Na seção superior, o calor é rejeitado a alta temperatura. Na seção inferior, a solução ainda absorve o vapor de refrigerante enquanto é resfriada através da rejeição de calor para o ambiente.

No gerador, a solução forte proveniente do absorvedor entra em sua seção superior. Nesta seção, o refrigerante é separado da solução na medida em que o aquecimento se dá através do calor rejeitado na seção superior do absorvedor. Na seção inferior do gerador, a solução é separada a partir de uma fonte externa de calor. Adicionalmente, é possível utilizar um fluido secundário para a transferência de calor entre o absorvedor e o gerador. Conseqüentemente, sistemas de absorção de simples

efeito podem apresentar coeficientes de desempenho tão elevados quanto os que se verificam em sistemas de dois estágios e duplo-efeito através da utilização da tecnologia GAX.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O software EES - *Engineering Equation Solver* – consiste em uma ferramenta valiosa para a resolução de problemas de termodinâmica, uma vez que possui bibliotecas de propriedades termodinâmicas para inúmeras substâncias e permite a resolução de operações matemáticas complexas com facilidade. Em um primeiro momento, o objetivo do projeto foi a familiarização com a interface do software e o aprendizado de como a programação é realizada. Para tanto, foram resolvidos exercícios simples de termodinâmica, alguns deles presentes na seção *Getting Started* do EES.

Em um segundo momento, visando a modelagem inicial do ciclo de refrigeração por absorção, foram exploradas as diversas ferramentas disponibilizadas no software para a resolução, simulação e análise de problemas mais complexos, como a construção de gráficos, utilização de bibliotecas, tabelas paramétricas, entre outras.

O estudo do funcionamento dos ciclos de refrigeração por absorção com base na literatura levantada permitiu a obtenção de um modelo simples do ciclo, composto por absorvedor, bomba, gerador, condensador e evaporador. Deste modo, para cada um dos componentes do ciclo foram realizados os balanços de massa e energia. A partir deste modelo foi elaborado um programa no EES que permitiu a simulação do ciclo, isto é, a partir de determinados dados de entrada - como a carga de refrigeração e temperaturas de saída do absorvedor, condensador e evaporador- foram definidos os estados da mistura água-amônia nos diversos pontos do ciclo, as respectivas vazões mássicas, a potência da bomba necessária, entre outros. A simulação do modelo simples possibilitou a elaboração de diagramas temperatura-fração mássica, conduzindo a uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos no ciclo de refrigeração por absorção.

Assim, o trabalho foi direcionado para a obtenção de um modelo mais sofisticado através da elaboração de modelos variantes – cuja base foi o modelo simples obtido anteriormente – pela introdução de novos componentes ao ciclo.

O primeiro modelo variante consistiu no ciclo original com a adição de um retificador. Os balanços de massa e energia foram realizados para o retificador e um

novo programa foi implementado no EES. A numeração para a identificação dos pontos do ciclo utilizada no modelo simples original precisou ser alterada e foi necessária a definição de novas hipóteses para as condições iniciais do problema. O programa desenvolvido permitiu a realização de novas simulações e a comparação com os resultados obtidos para o modelo simples; seja através do COP e de tabelas com dados de pressão, vazão mássica, temperatura, concentração, entre outros, seja através dos diagramas temperatura-fração mássica. O mesmo procedimento foi realizado para a implementação do segundo modelo variante, em que um trocador de calor foi inserido no ciclo desenvolvido no primeiro modelo variante.

Posteriormente, o trabalho se dedicou ao estudo da configuração dos ciclos comerciais visando o desenvolvimento de um modelo representativo de um ciclo real. Assim, foram analisados dois equipamentos de refrigeração por absorção presentes no SISEA, ambos da marca SERVEL-ROBUR, modelo ACF60-00, capacidade de 5TR e com queima direta de gás natural. Como os equipamentos foram fabricados em épocas distintas e apresentam algumas diferenças em suas configurações, doravante serão denominados equipamento **A**, mais novo, e equipamento **B**, mais antigo, conforme indica a Figura 3.1.



Fig. 3.1 Equipamentos utilizados nos testes (A) e na elaboração do modelo (B)

A análise dos esquemas presentes nos catálogos e a identificação da disposição dos componentes nos equipamentos conduziram à elaboração do modelo do ciclo comercial. Para tanto, a configuração do equipamento **B** foi utilizada como referência. Também foram consideradas as efetividades dos componentes, tornando o modelo mais realista.

Ensaio experimentais foram realizados a partir do equipamento **A**. O aluno não realizou os testes, mas pôde acompanhar sua execução e acessar os resultados obtidos. O aparato experimental incluía uma instalação através da qual a água - após ser refrigerada no equipamento **A** - era bombeada para um simulador de carga térmica.

O simulador de carga térmica, Figura 3.2, era composto por um *fan-coil* em que a água era pré-aquecida, e por um aquecedor de água a gás natural para o ajuste final. Após passar pelo simulador, a água retornava ao equipamento, fechando o ciclo.



Fig. 3.2 Simulação da carga térmica: *fan-coil* e aquecedor de água a gás natural



Fig. 3.3 Equipamento instrumentado para a realização dos testes

Temperaturas em diversos pontos do equipamento *A* foram obtidas através de termopares tipo T instalados nas principais entradas e saídas dos componentes do equipamento, conforme indica a Figura 3.3. A ferramenta utilizada para a aquisição e o processamento dos sinais obtidos foi o LabVIEW 8.0 – National Instruments.

O aparato experimental, ainda em fase de implementação pelo Laboratório quando da realização do presente estudo, requeria a instalação de um medidor de vazão de água - para auxiliar na determinação a carga térmica - e de um medidor de vazão de gás – para determinar o calor fornecido ao gerador. Além disso, previa a utilização de etileno glicol na água - para permitir o funcionamento do equipamento por um período de tempo mais longo sem que a água congelasse. Os resultados dos testes que são apresentados no presente projeto - Seção 4.6 - não contam com tais implementações.

4 RESULTADOS

4.1 Modelagem inicial

4.1.1 Ciclo simples

A modelagem inicial considerou, de forma simplificada, que o ciclo é composto por absorvedor, bomba, gerador, condensador e também por duas válvulas de expansão, conforme apresentado pela Figura 4.1. Para cada um dos componentes do ciclo foram realizados os balanços de massa e energia.

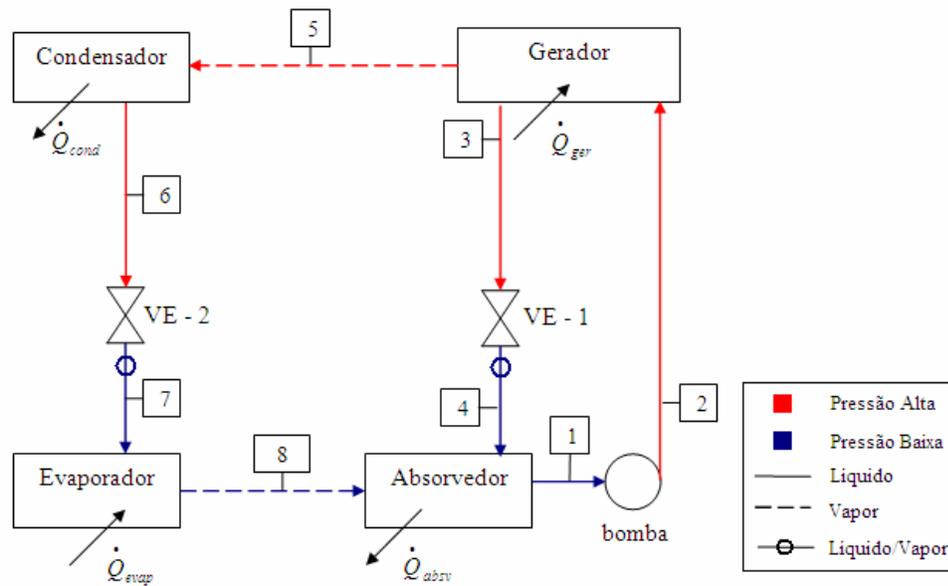


Fig. 4.1 Modelo do ciclo simples

4.1.1.1 Balanço no absorvedor

A Figura 4.2 apresenta um esquema do absorvedor, onde ocorre a absorção do vapor de amônia proveniente do ponto 8 pela solução fraca advinda do ponto 4.

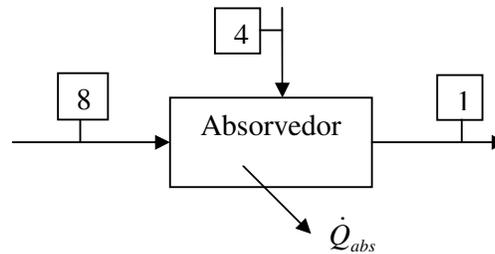


Fig. 4.2 Esquema do absorvedor

O balanço de massa é realizado levando em consideração a mistura água-amônia e também a massa de amônia isoladamente, como indicam a eq. 4.1 e a eq. 4.2, respectivamente.

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_4 = \dot{m}_1 \quad (4.1)$$

$$x_8 \dot{m}_8 + x_4 \dot{m}_4 = x_1 \dot{m}_1 \quad (4.2)$$

O balanço de energia no absorvedor é apresentado na eq. 4.3.

$$h_8 \dot{m}_8 + h_4 \dot{m}_4 = \dot{Q}_{abs} + h_1 \dot{m}_1 \quad (4.3)$$

4.1.1.2 Balanço na bomba

Considere o esquema da bomba apresentado na Figura 4.3.

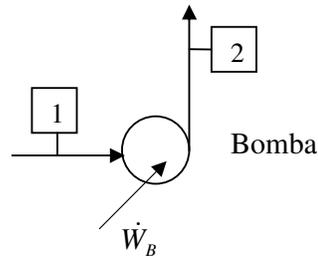


Fig. 4.3 Esquema da bomba

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.4)$$

$$x_1 = x_2 \quad (4.5)$$

Balanço de energia:

Admitindo que a bomba seja isentrópica, a entalpia no ponto 2 será dada pela eq. 4.6.

$$h_{2s} = h_1 + v_1 \cdot (P_2 - P_1) \quad (4.6)$$

Neste ponto do ciclo, trabalho mecânico é adicionado, provocando a elevação da pressão e a variação de entalpia. O trabalho da bomba para o processo isentrópico é obtido a partir da eq. 4.7.

$$\dot{W}_{bs} = \dot{m}_1 \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (4.7)$$

O trabalho da bomba real deve considerar a eficiência da bomba:

$$\dot{W}_{br} = \frac{\dot{W}_{bs}}{\eta_b} \quad (4.8)$$

4.1.1.3 Balanço nas válvulas de expansão

Considere o esquema da válvula de expansão apresentado pela Figura 4.4. Os pontos 3 e 4 se referem à válvula de expansão 1. Já os pontos 6 e 7 se referem à válvula de expansão 2.

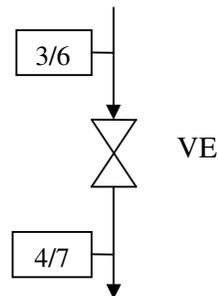


Fig. 4.4 Esquema das válvulas de expansão 1 e 2

Válvula de Expansão 1 (VE-1):

Balanço de massa:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.9)$$

$$x_3 = x_4 \quad (4.10)$$

Balanço de energia:

$$h_3 = h_4 \quad (4.11)$$

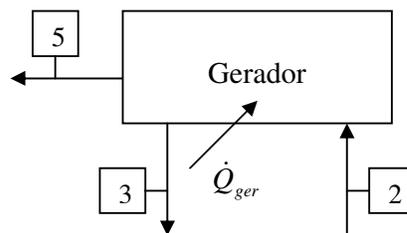
Válvula de Expansão 2 (VE-2):**Balço de massa:**

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (4.12)$$

$$x_6 = x_7 \quad (4.13)$$

Balço de energia:

$$h_6 = h_7 \quad (4.14)$$

4.1.1.4 Balço no gerador**Fig. 4.5** Esquema do gerador**Balço de massa:**

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (4.15)$$

$$x_2 \dot{m}_2 = x_3 \dot{m}_3 + x_5 \dot{m}_5 \quad (4.16)$$

Balço de Energia:

$$h_5 \dot{m}_5 + h_3 \dot{m}_3 = \dot{Q}_{ger} + h_2 \dot{m}_2 \quad (4.17)$$

4.1.1.5 Balanço no condensador

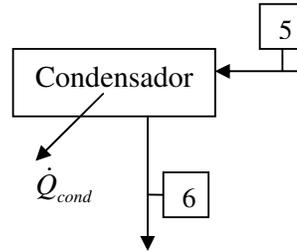


Fig. 4.6 Esquema do condensador

Balanço de massa:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.18)$$

$$x_5 = x_6 \quad (4.19)$$

Balanço de Energia:

$$h_5 \dot{m}_5 = \dot{Q}_{cond} + h_6 \dot{m}_6 \quad (4.20)$$

4.1.1.6 Balanço no evaporador

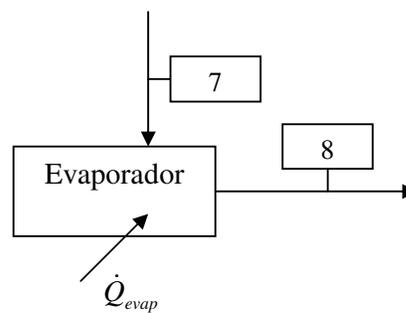


Fig. 4.7 Esquema do evaporador

Balço de massa:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (4.21)$$

$$x_7 = x_8 \quad (4.22)$$

Balço de energia:

$$h_8 \dot{m}_8 = \dot{Q}_{evap} + h_7 \dot{m}_7 \quad (4.23)$$

4.1.2 Simulação do modelo inicial

A partir do equacionamento apresentado, um programa foi implementado no EES para obter o estado de todos os pontos do ciclo indicado na Figura 4.1, bem como as vazões mássicas, as trocas de calor nos diversos componentes, o COP, entre outros.

Com base na literatura levantada, os seguintes dados de entrada e condições operacionais foram considerados:

Dados de entrada:

Temperatura na saída do absorvedor: $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de condensação: $T_6 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de evaporação: $T_8 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$

Carga térmica: $Q_{evap} = 5 \text{ TR}$

Eficiência da bomba: $\eta_b = 0,85$

Condições Operacionais:

Título na saída do absorvedor: $q_1 = 0$ (líquido saturado)

Título na saída de solução do gerador: $q_3 = 0$ (líquido saturado)

Título na saída do gerador: $q_5 = 1$ (vapor saturado)

Título na saída do condensador: $q_6 = 0$ (líquido saturado)

Título na saída do evaporador: $q_8 = 0,985$

Fração mássica na saída do gerador: $x_5 = 0,994$

Diferença de composição na recirculação do absorvedor: $x_1 - x_3 = 0,1$

Igualdade de pressões:

As perdas de carga nos componentes foram desconsideradas, ou seja:

$P_1 = P_4 = P_7 = P_8 = P_b$ (Pressão baixa)

$P_2 = P_3 = P_5 = P_6 = P_a$ (Pressão alta)

As tabelas 4.1 e 4.2 apresentam os resultados obtidos na simulação do modelo inicial. Na tabela 4.2, a presença de líquido sub-resfriado é indicada por *LS* na coluna de títulos (q).

Tabela 4.1 Resultados da simulação do modelo inicial

COP	\dot{Q}_{abs} [kW]	\dot{Q}_{ger} [kW]	\dot{Q}_{cond} [kW]	\dot{Q}_{evap} [kW]	\dot{W}_{br} [kW]
0,2015	85,00	86,98	19,81	17,58	0,25

Tabela 4.2 Estados termodinâmicos e vazões para o modelo inicial

Ponto	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	\dot{m} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$	p [bar]	q	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$	T [°C]	u $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	v $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$	x
1	-9,64	0,1341	1,346	0	0,5186	40,0	-9,787	0,001123	0,2829
2	-7,77	0,1341	15,46	LS	0,5194	40,15	-9,506	0,001122	0,2829
3	536,1	0,1176	15,46	0	1,9080	152,12	534,2	0,001234	0,1829
4	536,1	0,1176	1,346	0,1612	2,0130	81,31	509,0	0,2013	0,1829
5	1385,0	0,0165	15,46	1	4,45	69,51	1236,0	0,09616	0,994
6	186,6	0,0165	15,46	0	0,6628	40,0	183,9	0,001724	0,994
7	186,6	0,0165	1,346	0,2321	0,8163	-27,36	159,5	0,2012	0,994
8	1250,0	0,0165	1,346	0,9850	5,1120	-10,0	1126,0	0,9251	0,994

Uma vez determinados os estados termodinâmicos de todos os pontos do ciclo, é interessante representá-los em diagramas temperatura-fração mássica. As Figuras 4.8 e 4.9 apresentam os diagramas T - x para as pressões baixa e alta do ciclo, respectivamente. Todos os pontos do ciclo estão representados nos diagramas.

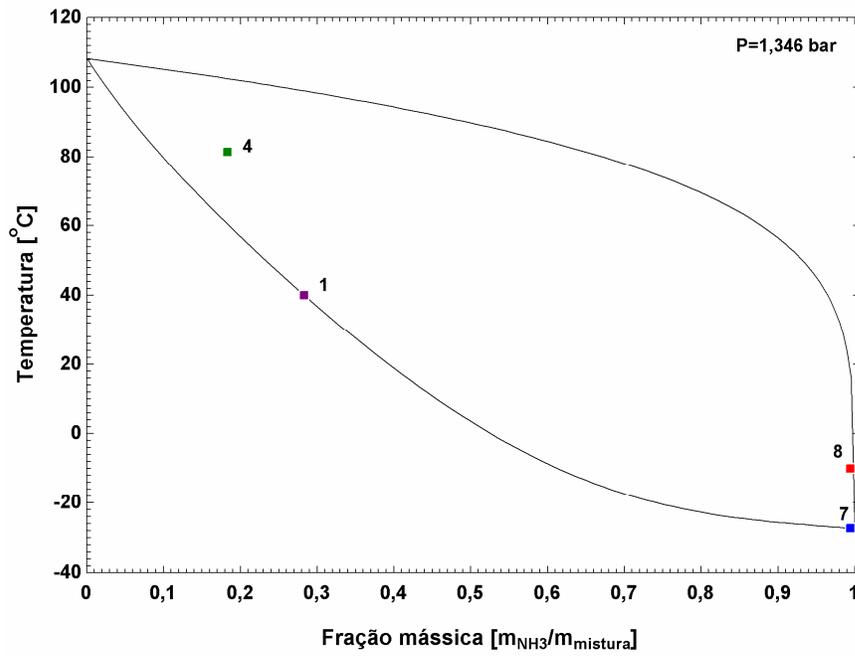


Fig. 4.8 Diagrama T-x para a pressão baixa indicando os estados para o ciclo simples

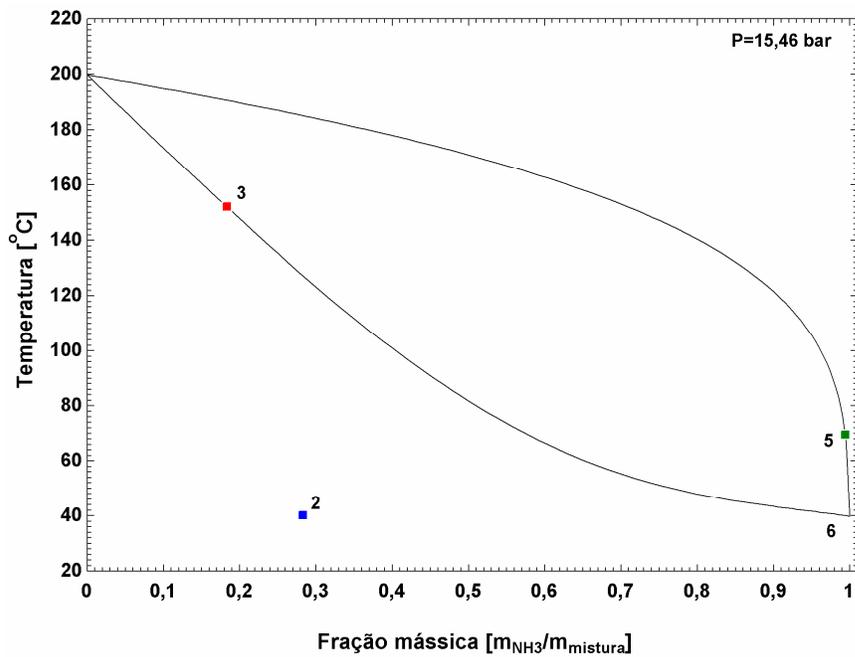


Fig. 4.9 Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o ciclo simples

4.2.1.1 Balanço no retificador

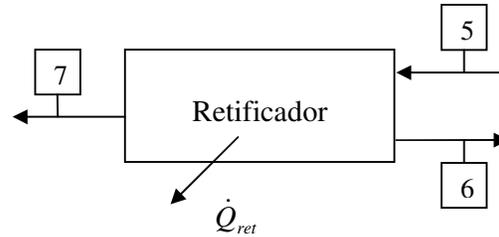


Fig. 4.11 Esquema do retificador (modelo variante 1)

Balanço de massa:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_7 + \dot{m}_6 \quad (4.24)$$

$$x_5 \dot{m}_5 = x_7 \dot{m}_7 + x_6 \dot{m}_6 \quad (4.25)$$

Balanço de Energia:

$$h_5 \dot{m}_5 = \dot{Q}_{ret} + h_7 \dot{m}_7 + h_6 \dot{m}_6 \quad (4.26)$$

4.2.1.2 Balanço no gerador

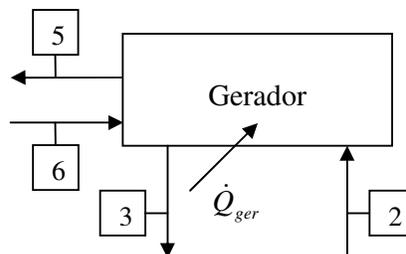


Fig. 4.12 Esquema do gerador (modelo variante 1)

Balço de massa:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_6 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (4.27)$$

$$x_2\dot{m}_2 + x_6\dot{m}_6 = x_3\dot{m}_3 + x_5\dot{m}_5 \quad (4.28)$$

Balço de Energia:

$$h_5\dot{m}_5 + h_3\dot{m}_3 = \dot{Q}_{ger} + h_2\dot{m}_2 + h_6\dot{m}_6 \quad (4.29)$$

4.2.2 Simulação do modelo variante 1**Dados de entrada:**

Temperatura na saída do absorvedor: $T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de condensação: $T_8 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura de evaporação: $T_{10} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura na saída do gerador: $T_5 = 108 \text{ }^\circ\text{C}$

Carga térmica: $Q_{evap} = 5TR$

Eficiência da bomba: $\eta_b = 0,85$

Condições Operacionais:

Título na saída do absorvedor: $q_1 = 0$ (líquido saturado)

Título na saída de solução do gerador: $q_3 = 0$ (líquido saturado)

Título na saída do gerador: $q_5 = 1$ (vapor saturado)

Título no retorno para o gerador: $q_6 = 0$ (líquido saturado)

Título na saída do retificador: $q_7 = 1$ (vapor saturado)

Título na saída do condensador: $q_8 = 0$ (líquido saturado)

Título na saída do evaporador: $q_{10} = 0,998$

Fração mássica na saída do retificador: $x_5 = 0,999634$

Diferença de composição na recirculação do absorvedor: $x_1 - x_3 = 0,1$

Igualdade de pressões:

$$P_1 = P_4 = P_9 = P_{10} = P_b \text{ (Pressão baixa)}$$

$$P_2 = P_3 = P_5 = P_6 = P_7 = P_8 = P_a \text{ (Pressão alta)}$$

A temperatura do ponto 5 foi definida com base no estudo da bibliografia estudada e a temperatura do ponto 6 foi escrita como uma combinação linear da temperatura no ponto 5 (saída do gerador) e a temperatura no ponto 7 (saída do retificador), conforme a eq. 4.30.

$$T_6 = \alpha \cdot T_5 + (1 - \alpha) \cdot T_7 \quad (4.30)$$

Através da análise dos exemplos apresentados na literatura, o programa implementado utilizou $\alpha = 0,5$.

As tabelas 4.3 e 4.4 apresentam os resultados obtidos na simulação do modelo variante 1. Na tabela 4.4, a presença de líquido sub-resfriado é indicada por *LS* na coluna de títulos (*q*).

Tabela 4.3 Resultados da simulação do modelo variante 1

COP	\dot{Q}_{abs} [kW]	\dot{Q}_{ger} [kW]	\dot{Q}_{cond} [kW]	\dot{Q}_{ret} [kW]	\dot{W}_{br} [kW]
0,2354	66,96	74,67	18,21	7,295	0,21

Tabela 4.4 Estados termodinâmicos e vazões para o modelo variante 1

Ponto	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	\dot{m} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$	P [bar]	q	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$	T [°C]	u $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	v $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$	x
1	-43,27	0,1199	2,448	0	0,4723	40,0	-43,55	0,00116	0,3709
2	-40,22	0,1199	15,56	LS	0,4732	40,15	-44,28	0,00116	0,3709
3	396,7	0,1035	15,56	0	1,642	130,31	394,7	0,001249	0,2709
4	396,7	0,1035	2,448	0,1318	1,706	78,45	374,4	0,0908	0,2709
5	1547,0	0,01867	15,56	1	4,889	107,9	1375,0	0,1102	0,9447
6	108,2	0,002215	15,56	0	0,9361	75,96	106,2	0,001317	0,5362
7	1297	0,01646	15,56	1	4,182	44,07	1167	0,08377	0,9996
8	190,8	0,01646	15,56	0	0,6578	40,0	188,1	0,001733	0,9996
9	190,8	0,01646	2,448	0,1942	0,7527	-14,14	167,1	0,09664	0,9996
10	1259,0	0,01646	2,448	0,998	4,861	-10,0	1136,0	0,505	0,9996

As Figuras 4.13 e 4.14 apresentam os diagramas T - x para as pressões baixa e alta do ciclo, respectivamente.

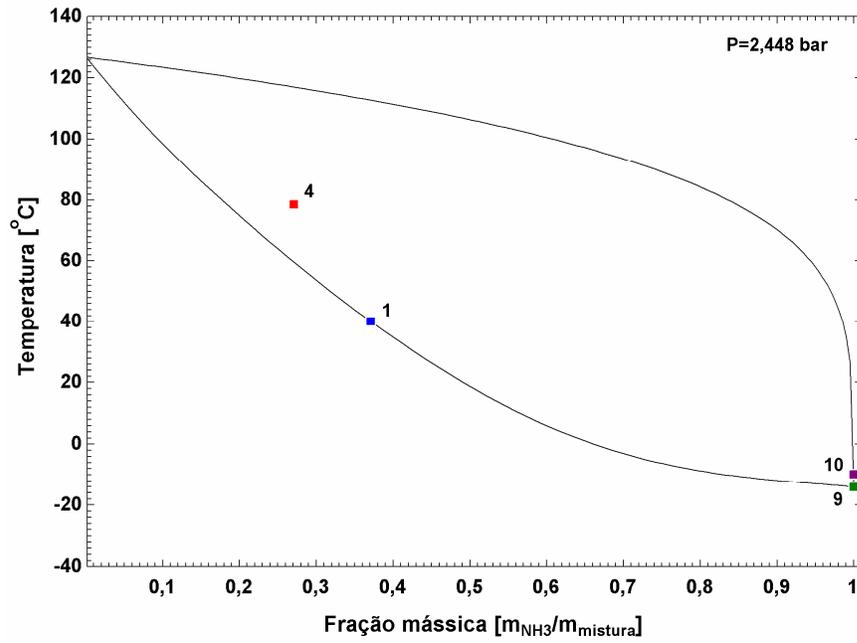


Fig. 4.13 Diagrama T-x para a pressão baixa indicando os estados para o modelo variante 1

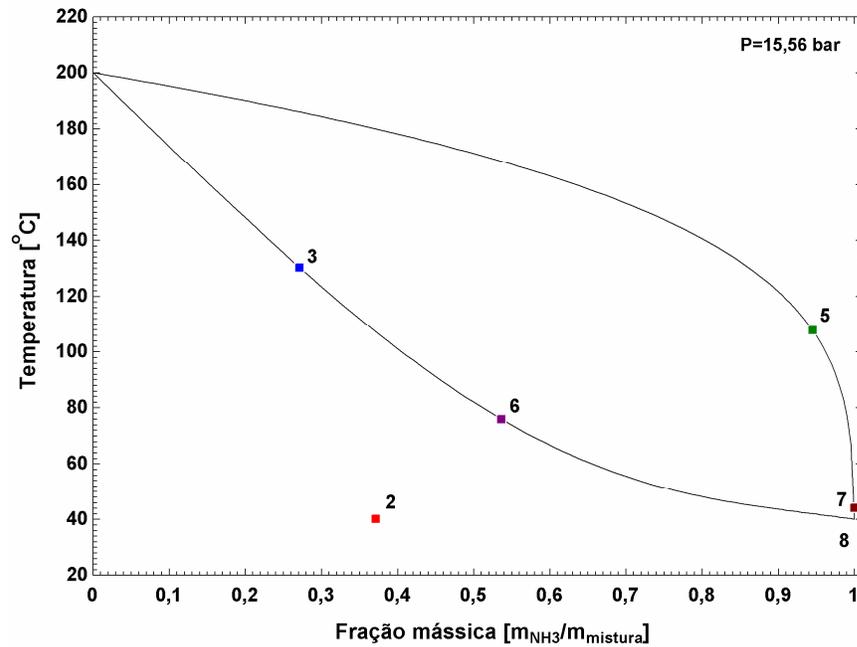


Fig. 4.14 Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o modelo variante 1

4.3 Modelagem variante 2

4.3.1 Modelo variante 2

Ao modelo variante descrito na Seção 4.2.2 foi inserido um trocador de calor de modo a obter um segundo modelo variante, apresentado na Figura 4.15.

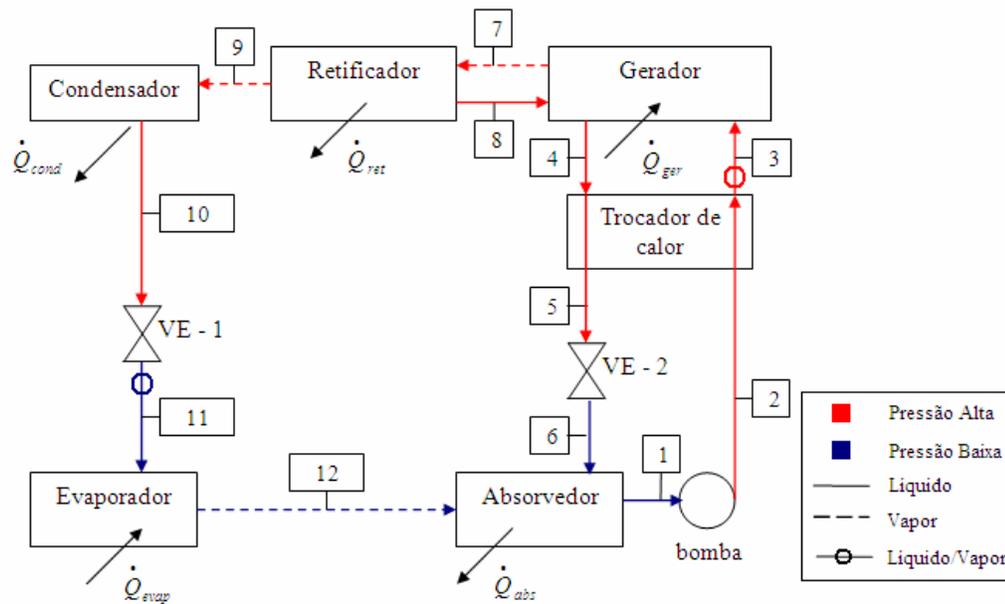


Fig. 4.15 Esquema do modelo variante 2

Os balanços de massa e energia foram realizados de forma análoga à desenvolvida para os modelos anteriores. Apenas foram adicionadas as equações para o trocador de calor.

4.3.1.1 Balanço no trocador de calor

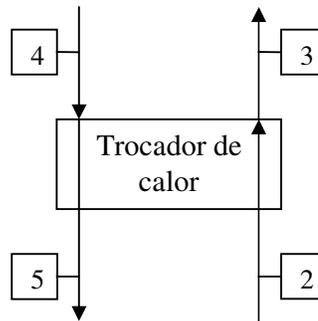


Fig. 4.16 Esquema do trocador de calor

Balanço de massa:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4.31)$$

$$x_4 = x_5 \quad (4.32)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.33)$$

$$x_2 = x_3 \quad (4.34)$$

Balanço de energia:

$$h_2\dot{m}_2 + h_4\dot{m}_4 = h_3\dot{m}_3 + h_5\dot{m}_5 \quad (4.35)$$

4.3.2 Simulação do modelo variante 2

O programa desenvolvido no EES utilizou os mesmos dados de entrada e condições operacionais determinados para o modelo variante 1. A temperatura do ponto 2 foi admitida como sendo igual à temperatura do ponto 5. As tabelas 4.5 e 4.6 apresentam os resultados obtidos nas simulações. Na tabela 4.6, a presença de líquido sub-resfriado é indicada por *LS* na coluna de títulos (*q*).

Tabela 4.5 Resultados da simulação do modelo variante 2

COP	\dot{Q}_{abs} [kW]	\dot{Q}_{ger} [kW]	\dot{Q}_{cond} [kW]	\dot{Q}_{ret} [kW]	\dot{W}_{br} [kW]
0,526	25,71	33,42	18,21	7,295	0,21

Tabela 4.6 Estados termodinâmicos e vazões para o modelo variante 2

Ponto	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	\dot{m} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$	P [bar]	q	s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$	T [°C]	u $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	v $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right]$	x
1	-43,27	0,1199	2,448	0	0,4723	40,0	-43,55	0,00116	0,3709
2	-41,48	0,1199	15,56	LS	0,4732	40,15	-43,28	0,00116	0,3709
3	302,4	0,1199	15,56	0,02136	1,454	110,0	296,8	0,003605	0,3709
4	396,7	0,1035	15,56	0	1,642	130,3	394,7	0,001249	0,2709
5	-1,956	0,1035	15,56	LS	0,5266	40,15	-3,695	0,001117	0,2709
6	-1,956	0,1035	2,448	LS	0,5313	40,42	-2,23	0,001118	0,2709
7	1547,0	0,01867	15,56	1	4,889	107,9	1375,0	0,1102	0,9447
8	108,2	0,002215	15,56	0	0,9361	75,96	106,2	0,001317	0,5362
9	1297,0	0,01646	15,56	1	4,182	44,07	1167,0	0,08377	0,9996
10	190,8	0,01646	15,56	0	0,6578	40,0	188,1	0,001733	0,9996
11	190,8	0,01646	2,448	0,1942	0,7527	-14,14	167,1	0,09664	0,9996
12	1259,0	0,01646	2,448	0,998	4,861	-10,0	1136,0	0,505	0,9996

As Figuras 4.17 e 4.18 apresentam os diagramas $T-x$ para as pressões baixa e alta do ciclo, respectivamente.

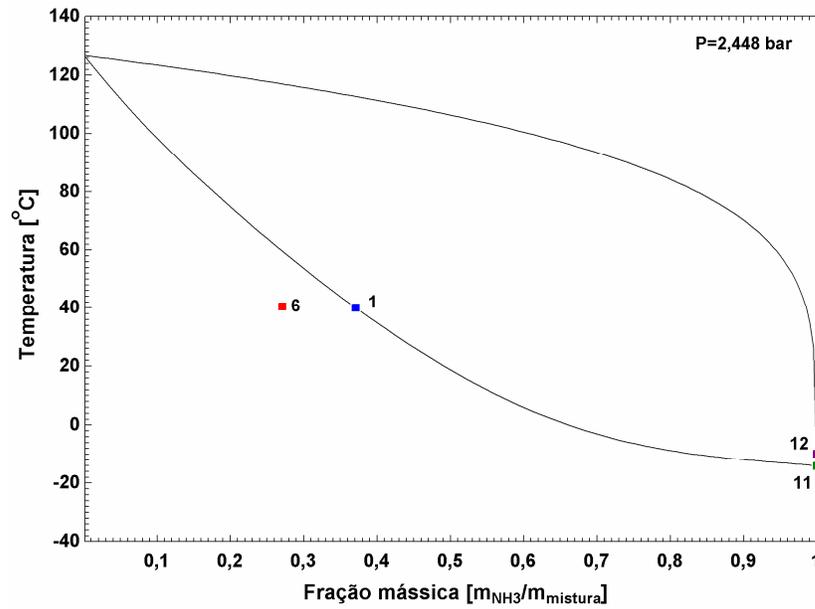


Fig. 4.17 Diagrama T-x para a pressão baixa indicando os estados para o modelo variante 2

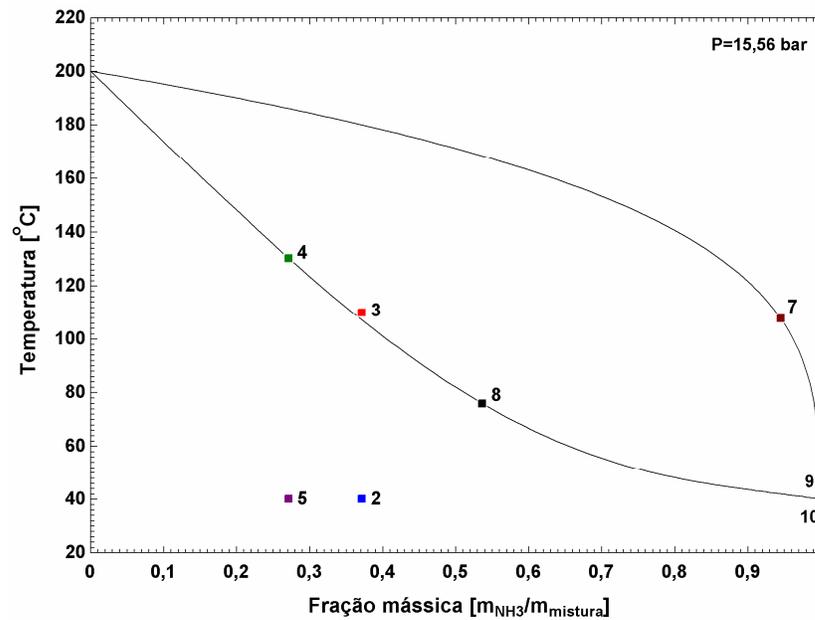


Fig. 4.18 Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o modelo variante 2

4.4 Estudo do ciclo comercial

Conforme discutido na Seção 3, o estudo da configuração do equipamento **B** foi realizado visando o desenvolvimento de um modelo que representasse da forma mais realista possível um ciclo comercial. Para tanto, a disposição dos componentes foi analisada a partir do equipamento aberto. A Figura 4.19 apresenta o equipamento com a identificação de seus principais componentes, a saber:

- | | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| (a): Gerador; | (g): Condensador; |
| (b): Bomba de solução; | (h): Trocador de calor; |
| (c): Retificador; | (i): Evaporador; |
| (d): Câmara de nivelamento; | (j): Válvula de expansão 1; |
| (e): Pré-absorvedor; | (k): Válvula de expansão 2. |
| (f): Absorvedor; | |

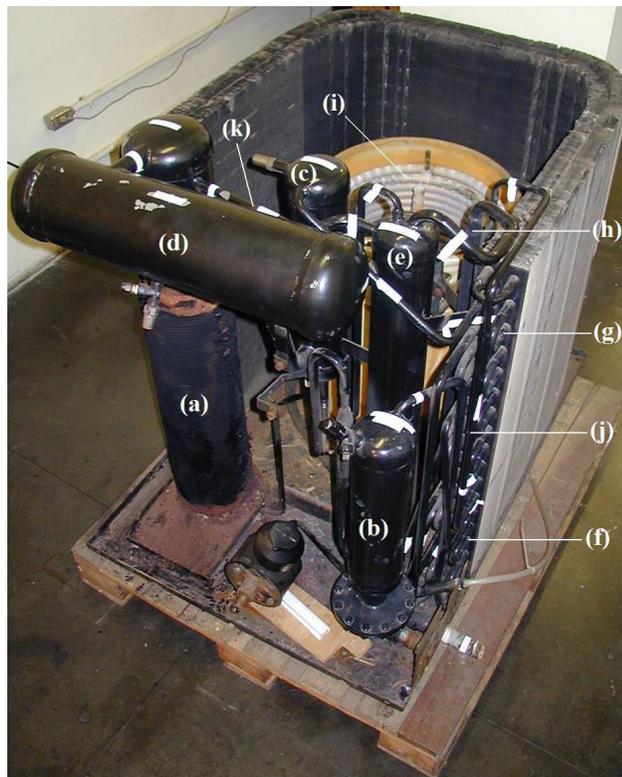


Fig. 4.19 Equipamento estudado com a identificação de seus componentes

A Figura 4.20 apresenta o esquema do ciclo do equipamento estudado, com a indicação do caminho percorrido pela solução, pelo refrigerante e pela água a ser refrigerada. Fornece, portanto, informações valiosas a respeito da disposição dos componentes e do funcionamento do ciclo. O modelo do ciclo comercial foi desenvolvido a partir deste esquema, de modo que também foi incluída a numeração nos diversos pontos do ciclo para a realização dos balanços de massa e energia.

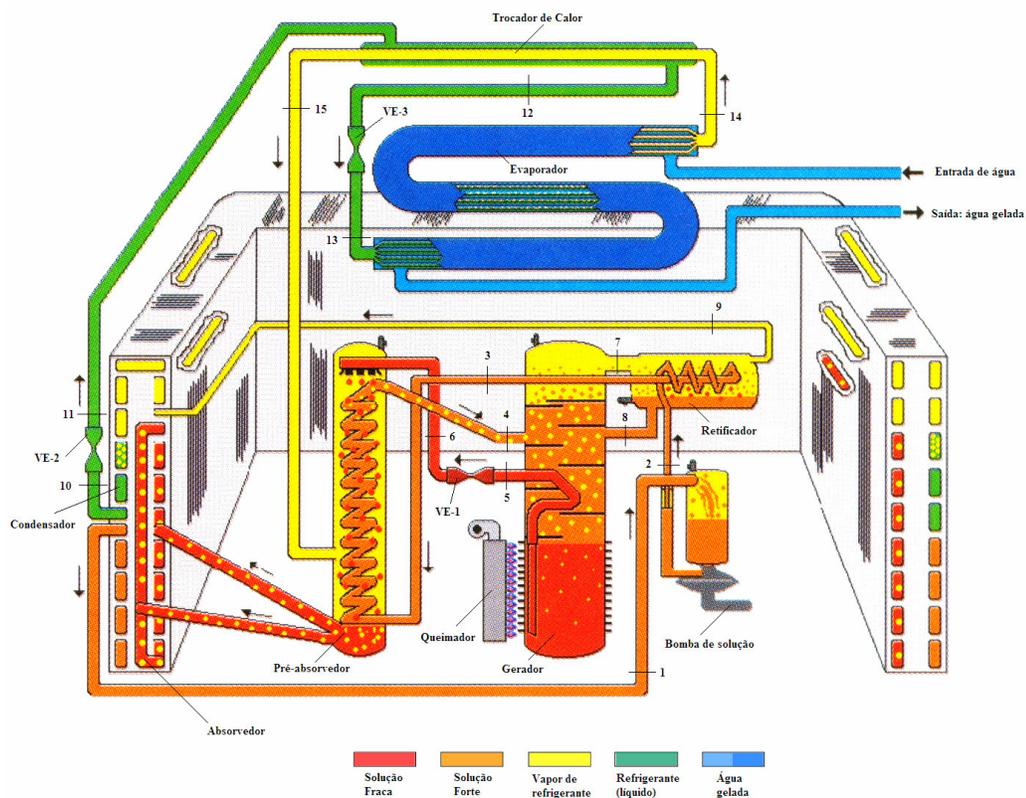


Fig. 4.20 Esquema do ciclo do equipamento

A bomba de solução indicada na Figura 4.19 e na Figura 4.20 é responsável pelo bombeamento da solução concentrada. Trata-se de uma bomba de diafragma, acionada por um motor que, através de um conjunto de polias, também auxilia no bombeamento da água gelada. Apesar do funcionamento do ciclo ser semelhante ao abordado nas Seções anteriores, ele possui algumas particularidades e será descrito em detalhe.

A partir de um queimador, calor é fornecido ao gerador. Como o refrigerante vaporiza a uma temperatura muito menor do que a água, grande parcela do vapor de refrigerante e uma pequena parcela de vapor de água se conduzem ao topo do gerador.

A solução fraca remanescente tende a gravitar para a seção inferior do gerador. Na medida em que este processo é realizado, verifica-se que a pressão alta do ciclo é estabelecida. Desta forma, a solução fraca é conduzida até a válvula VE-1, onde a pressão é reduzida para a pressão baixa do ciclo - e para o pré-absorvedor (ponto 6).

Deixando o gerador, o vapor passa pela câmara de nivelamento e atravessa o retificador (ponto 7), que é um trocador de calor. O duto interno do retificador conduz solução forte - a uma temperatura mais baixa que o vapor que atravessa o retificador - para o pré-absorvedor (ponto 3). Quando o vapor entra em contato com o duto cuja solução está a uma temperatura mais baixa, ocorre condensação do vapor de água. Esta solução fraca é drenada para a seção inferior da câmara de nivelamento e volta para o gerador (ponto 8).

O vapor de refrigerante deixa a câmara de nivelamento a alta pressão e a alta temperatura e é conduzido ao duto em forma de U que constitui o condensador (ponto 9). O ventilador do condensador movimenta o ar ambiente através deste duto, removendo calor do vapor de refrigerante e promovendo a mudança para o estado líquido.

Refrigerante líquido deixa o condensador e atravessa a válvula VE-2 que restringe o fluxo de refrigerante para o evaporador. Desta forma, a pressão e a temperatura do refrigerante são reduzidas. Entretanto, antes do refrigerante passar pela última válvula (VE-3) e então pelo evaporador, é conduzido através de um trocador de calor tubo-em-tubo (ponto 11). O refrigerante líquido, presente no tubo externo, transfere calor ao vapor de refrigerante que atravessa o tubo interno. O vapor está a uma temperatura mais baixa e se encontra a uma pressão mais baixa do que o refrigerante líquido que ainda não passou pela última válvula. Finalmente, a pressão é reduzida e o refrigerante líquido é conduzido ao evaporador (ponto 13).

Água a ser refrigerada deixa um espaço de condicionamento e escoar através da tubulação do evaporador, trocando calor com o refrigerante presente no interior dos dutos. Assim, a água refrigerada é bombeada pela bomba de água gelada para retornar ao espaço de condicionamento.

É importante notar que a solução forte, após ser bombeada, passa através do retificador e do pré-absorvedor, de modo que é pré-aquecida antes de chegar ao gerador. A solução fraca proveniente da seção de temperatura mais elevada do gerador é enviada ao pré-absorvedor, promovendo o pré-aquecimento da solução forte através de um “chuveiro” (ponto 6), como indica a Figura 4.20. Uma vez pré-aquecida, a solução forte é conduzida à seção de menor temperatura do gerador (ponto 4). Deste modo, verifica-se que o equipamento emprega o conceito dos ciclos GAX. A introdução desta tecnologia pelo fabricante em 1998 permitiu um aumento de 34 % na eficiência de seus equipamentos, elevando o coeficiente de desempenho de 0,48 para 0,64.

No pré-absorvedor, o vapor de refrigerante vindo do evaporador entra em contato com a solução fraca que resfriou a solução forte a partir do chuveiro. Esta diferença de temperatura auxilia o processo de absorção, permitindo que o refrigerante seja absorvido pela solução fraca. Por esta razão, o pré-absorvedor é denominado pelo fabricante de *Solution Cooled Absorber*. A solução é enviada ao absorvedor, onde é resfriada pelo ar ambiente que é movimentado pelo ventilador do condensador. Para assegurar a completa absorção, os dutos são expostos ao máximo com o ar ambiente, de modo que o absorvedor é denominado *Air Cooled Absorber*.

4.5 Modelagem do ciclo comercial

4.5.1 Modelo do ciclo comercial

O modelo do ciclo comercial foi desenvolvido a partir da configuração apresentada na figura 4.20. De forma análoga aos modelos apresentados nas Seções anteriores, foram realizados os balanços de massa e energia para cada componente. O pré-absorvedor e o absorvedor foram representados através de um único bloco, conforme ilustra a Figura 4.21.

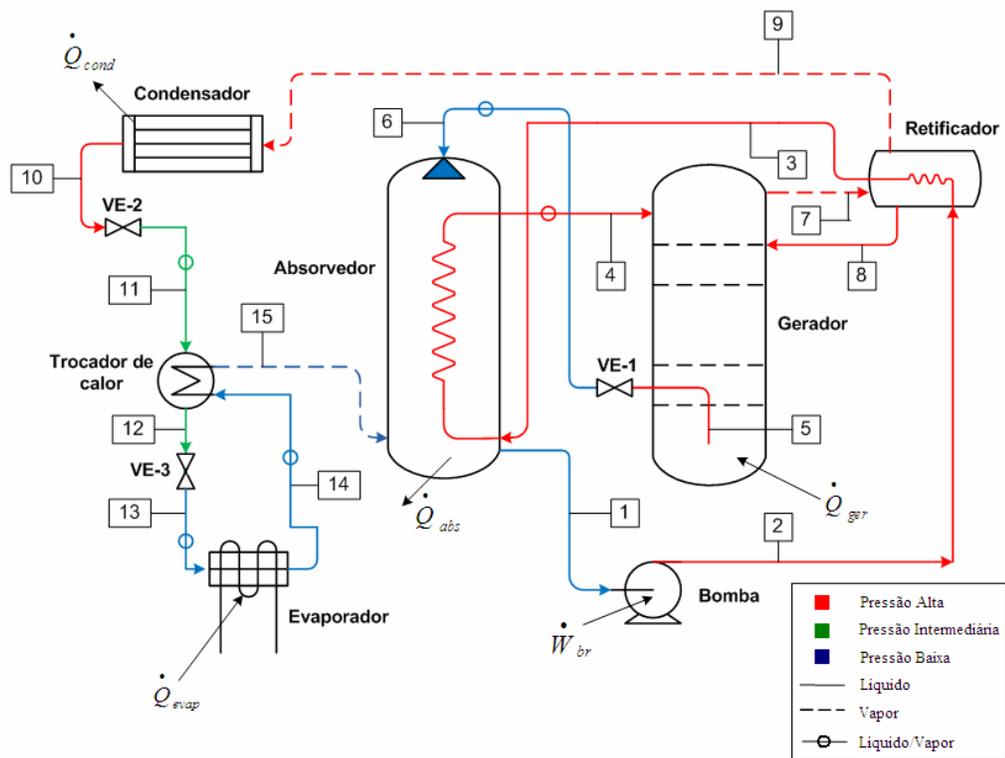


Fig. 4.21 Modelo do ciclo comercial

O modelo considera o pré-aquecimento da solução forte no retificador e no absorvedor antes de ingressar no gerador. No absorvedor, considera-se que a troca de calor se dá entre a solução fraca que ingressa pelo “chuveiro” a alta temperatura e a solução forte que é bombeada ao gerador. Também foi considerada a presença de um

trocador de calor contra-corrente onde a solução proveniente do condensador é resfriada pela solução que deixa o evaporador, representando o trocador de calor tubo-em-tubo da Figura 4.20.

As equações referentes aos balanços de massa e energia para a bomba, gerador, válvula de expansão 1 (VE-1), condensador e evaporador são análogas às apresentadas no modelo variante 2, bastando alterar os índices das variáveis que representam os diversos pontos do ciclo a partir da Figura 4.21. Desta forma, as próximas Seções visam apresentar os balanços para os demais componentes.

4.5.1.1 Balanço no retificador

Os modelos anteriores consideraram que no retificador, calor era totalmente rejeitado para o ambiente. Este modelo assume que uma parcela do calor rejeitado no processo é utilizada para pré-aquecer a solução forte que é bombeada ao gerador, de modo que a efetividade do retificador é incluída no equacionamento.

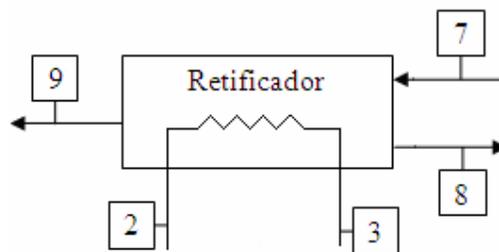


Fig. 4.22 Esquema do retificador

Balanço de massa:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \quad (4.36)$$

$$x_7 \dot{m}_7 = x_9 \dot{m}_9 + x_8 \dot{m}_8 \quad (4.37)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.38)$$

$$x_2 = x_3 \quad (4.39)$$

Balço de Energia:

$$h_7 \dot{m}_7 = \dot{Q}_{ret} + h_9 \dot{m}_9 + h_8 \dot{m}_8 \quad (4.40)$$

O balanço de energia no ramo que é pré-aquecido no retificador deve considerar a sua efetividade, ou seja:

$$\varepsilon_{ret} = \frac{\dot{Q}_{ret,real}}{\dot{Q}_{ret}} \quad (4.41)$$

$$\dot{Q}_{ret,real} = \varepsilon_{ret} \cdot \dot{Q}_{ret} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.42)$$

4.5.1.2 Balço nas válvulas de expansão

Os balanços de massa e energia das válvulas de expansão VE-2 e VE-3 também são análogos aos balanços apresentados na Seção 4.1. Entretanto, é importante salientar que a válvula VE-2 provoca a redução da pressão alta do refrigerante para uma pressão intermediária antes do ingresso no trocador de calor. Já a válvula VE-3 reduz a pressão do refrigerante para a pressão baixa do ciclo.

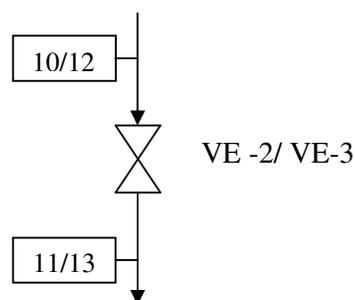


Fig. 4.23 Esquema das válvulas de expansão 2 e 3

4.5.1.3 Balanço no trocador de calor

A definição da efetividade de um trocador de calor implica na determinação da taxa máxima de transferência de calor:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (4.43)$$

onde:

$C_{m\acute{i}n}$ é o menor valor das taxas de capacidade térmica dos fluídos quente e frio.

$T_{q,e}$ é a temperatura de entrada do fluído quente no trocador de calor.

$T_{f,e}$ é a temperatura de entrada do fluído frio no trocador de calor.

A efetividade é a razão entre a taxa real de transferência de calor e a taxa máxima, isto é:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (4.44)$$

Entretanto, no ciclo estudado verificam-se mudanças de fase no trocador de calor, o que dificulta a determinação do valor da mínima taxa de capacidade térmica dos fluídos. Outra dificuldade reside na determinação dos estados 12 e 15 no EES, pois nestes pontos somente são conhecidas a pressão e a concentração, de modo que as temperaturas nestes pontos constituem dados de saída do programa desenvolvido.

Entretanto, Klein (1996) apresenta um método semelhante que pode ser utilizado na determinação da taxa real de transferência de calor no trocador e das entalpias nos pontos 12 e 15, de modo que os estados termodinâmicos possam ser determinados.

O método consiste em determinar a mínima taxa de troca de calor entre os fluídos quente e frio. Para tanto, considere a Figura 4.24.

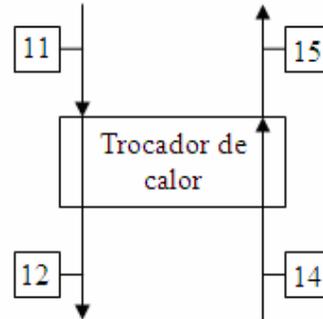


Fig. 4.24 Esquema do trocador de calor

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}^*) \quad (4.45)$$

$$\dot{q}_2 = \dot{m}_{14} \cdot (h_{15}^* - h_{14}) \quad (4.46)$$

Onde h_{12}^* e h_{15}^* são aproximações iniciais das entalpias dos pontos 12 e 15, uma vez que o estado destes pontos não está determinado. Em um primeiro momento, assume-se que as temperaturas dos pontos de uma mesma seção do trocador de calor são iguais, permitindo o cálculo inicial das entalpias e da mínima taxa de troca de calor:

$$\dot{q}_{\min,TC} = MÍN(q_1; q_2) \quad (4.47)$$

A taxa real de transferência de calor no trocador é determinada a partir da efetividade:

$$\dot{q}_{real,TC} = \varepsilon_{TC} \cdot \dot{q}_{\min,TC} \quad (4.48)$$

Por fim, determinam-se as entalpias dos pontos 12 e 15. Também são realizados os balanços de massa e energia no trocador de calor.

$$h_{12} = h_{11} - \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{m}_{11}} \quad (4.49)$$

$$h_{15} = h_{14} + \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{m}_{14}} \quad (4.50)$$

Balço de massa:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4.51)$$

$$x_{11} = x_{12} \quad (4.52)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (4.53)$$

$$x_{14} = x_{15} \quad (4.54)$$

Balço de energia:

$$h_{11}\dot{m}_{11} + h_{14}\dot{m}_{14} = h_{12}\dot{m}_{12} + h_{15}\dot{m}_{15} \quad (4.55)$$

4.5.1.4 Balço no absorvedor

A troca de calor entre o ramo da solço forte (pontos 3 e 4) e o ramo da solço fraca que ingressa no absorvedor através do chuveiro (ponto 6) foi modelada considerando que estes ramos constituem um trocador de calor em contra-corrente, de modo que o método desenvolvido para o cálculo de trocadores de calor foi aplicado. Note que os balanços de massa foram realizados separadamente para o ramo da solço forte e para absorvedor. Neste último, o vapor de refrigerante (ponto 15) é absorvido pela solço fraca.

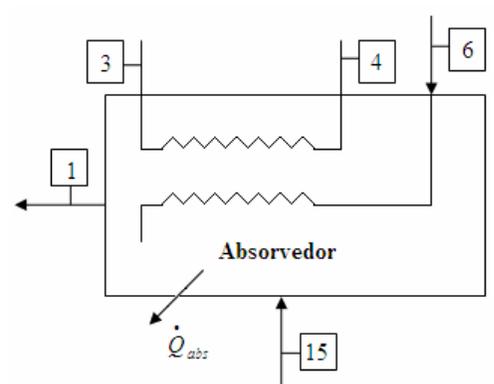


Fig. 4.25 Esquema do absorvedor

Balanco de massa:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{15} = \dot{m}_1 \quad (4.56)$$

$$x_6 \dot{m}_6 + x_{15} \dot{m}_{15} = x_1 \dot{m}_1 \quad (4.57)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.58)$$

$$x_3 = x_4 \quad (4.59)$$

Balanco de energia:

$$h_6 \dot{m}_6 + h_{15} \dot{m}_{15} + h_3 \dot{m}_3 = \dot{Q}_{abs} + h_1 \dot{m}_1 + h_4 \dot{m}_4 \quad (4.60)$$

De forma análoga ao procedimento utilizado para o trocador de calor, calcula-se o mínimo calor trocado entre os ramos quente e frio.

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_{6,saída}^*) \quad (4.61)$$

$$\dot{q}_2 = \dot{m}_3 \cdot (h_4^* - h_3) \quad (4.62)$$

$$\dot{q}_{mín,abs} = MÍN(q_1; q_2) \quad (4.63)$$

A partir da efetividade do absorvedor, determina-se a entalpia do ponto 4.

$$\dot{q}_{real,abs} = \varepsilon_{abs} \cdot \dot{q}_{min,abs} \quad (4.64)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{\dot{q}_{real}}{\dot{m}_3} \quad (4.65)$$

4.5.1.5 Balanço no gerador

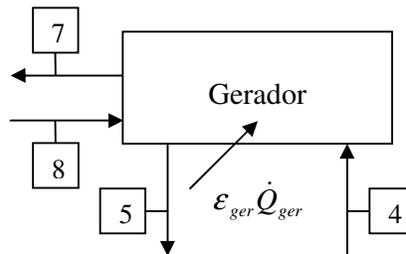


Fig. 4.26 Esquema do gerador

O balanço de massa é análogo ao realizado para os modelos anteriores. Para a realização do balanço de energia também foi considerada a efetividade do gerador, isto é:

$$\dot{Q}_{ger,real} = \varepsilon_{ger} \cdot \dot{Q}_{ger} \quad (4.66)$$

$$h_4 \dot{m}_4 + h_8 \dot{m}_8 + \varepsilon_{ger} \cdot \dot{Q}_{ger} = h_5 \dot{m}_5 + h_7 \dot{m}_7 \quad (4.67)$$

4.5.2 Simulação do ciclo comercial

Dados de entrada:

Temperatura na saída do absorvedor: $T_1 = 40^\circ\text{C}$

Temperatura de condensação: $T_{10} = 40^\circ\text{C}$

Temperatura de evaporação: $T_{14} = -10^\circ\text{C}$

Temperatura na saída do gerador: $T_7 = 87^\circ\text{C}$

Carga térmica: $Q_{evap} = 5\text{TR}$

Eficiência da bomba: $\eta_b=0,85$

Efetividade do trocador de calor: $\varepsilon_{TC}=0,95$

Efetividade do retificador: $\varepsilon_{ret}=0,95$

Efetividade do trocador do absorvedor: $\varepsilon_{abs}=0,95$

Efetividade do gerador: $\varepsilon_{abs}=0,98$

Condições Operacionais:

Título na saída do absorvedor: $q_1=0$ (líquido saturado)

Título na saída de solução do gerador: $q_5=0$ (líquido saturado)

Título na saída do gerador: $q_7=1$ (vapor saturado)

Título no retorno para o gerador: $q_8=0$ (líquido saturado)

Título na saída do retificador: $q_9=1$ (vapor saturado)

Título na saída do condensador: $q_{10}=0$ (líquido saturado)

Título na saída do evaporador: $q_{14}=0,915$

Fração mássica na saída do retificador: $x_7=0,999634$

Diferença de composição na recirculação do absorvedor: $x_1-x_5=0,3$

Igualdade de pressões:

$P_1=P_6=P_{13}=P_{14}=P_{15}=P_b$ (Pressão baixa)

$P_2=P_3=P_4=P_5=P_7=P_8=P_9=P_{10}=P_a$ (Pressão alta)

$P_{11}=P_{12}=P_m$ (Pressão intermediária)

As tabelas 4.7 e 4.8 apresentam os resultados obtidos na simulação do modelo do ciclo comercial. Na tabela 4.8, a presença de líquido sub-resfriado é indicada por *LS* e a presença de vapor superaquecido é representada por *VS*.

Tabela 4.7 Resultados da simulação do modelo do ciclo comercial

COP	\dot{Q}_{abs} [kW]	\dot{Q}_{ger} [kW]	$\dot{Q}_{ger,real}$ [kW]	\dot{Q}_{cond} [kW]	\dot{Q}_{ret} [kW]	\dot{W}_{br} [kW]
0,612	28,76	28,73	28,15	16,88	3,41	0,08

Tabela 4.8 Estados termodinâmicos e vazões para o modelo do ciclo comercial

Ponto	h [$\frac{kJ}{kg}$]	\dot{m} [$\frac{kg}{s}$]	P [bar]	q	s [$\frac{kJ}{kgK}$]	T [°C]	u [$\frac{kJ}{kg}$]	v [$\frac{m^3}{kg}$]	x
1	-50,19	0,04584	2,895	0	0,4612	40,0	-50,53	0,001173	0,398
2	-48,45	0,04584	15,56	LS	0,462	40,15	-50,27	0,001172	0,398
3	22,23	0,04584	15,56	LS	0,682	56,2	20,37	0,001192	0,398
4	347,6	0,04584	15,56	0,061	1,581	109,1	335,3	0,007903	0,398
5	682,9	0,03059	15,56	0	2,147	174,2	681	0,001211	0,098
6	682,9	0,03059	2,895	0,1285	2,203	116,6	659,6	0,08034	0,098
7	1453,0	0,01601	15,56	1	4,642	87,0	1292	0,103	0,9812
8	75,68	0,000756	15,56	0	0,8129	65,54	73,57	0,001353	0,6084
9	1297,0	0,01525	15,56	1	4,182	44,07	1167	0,08377	0,9996
10	190,8	0,01525	15,56	0	0,6578	40,0	188,1	0,001733	0,9996
11	190,8	0,01525	12	0,039	0,6616	30,94	183,8	0,005819	0,9996
12	-6,77	0,01525	12	LS	-0,0161	-1,52	-8,634	0,001553	0,9996
13	-6,77	0,01525	2,895	0,03043	-0,0091	-10,1	-10,9	0,01425	0,9996
14	1146,0	0,01525	2,895	0,915	4,352	-10,0	1035	0,3845	0,9996
15	1343	0,01525	2,895	VS	5,079	26,42	1202	0,4893	0,9996

As Figuras 4.27, 4.28 e 4.29 apresentam os diagramas T - x para as pressões baixa, intermediária e alta do ciclo, respectivamente.

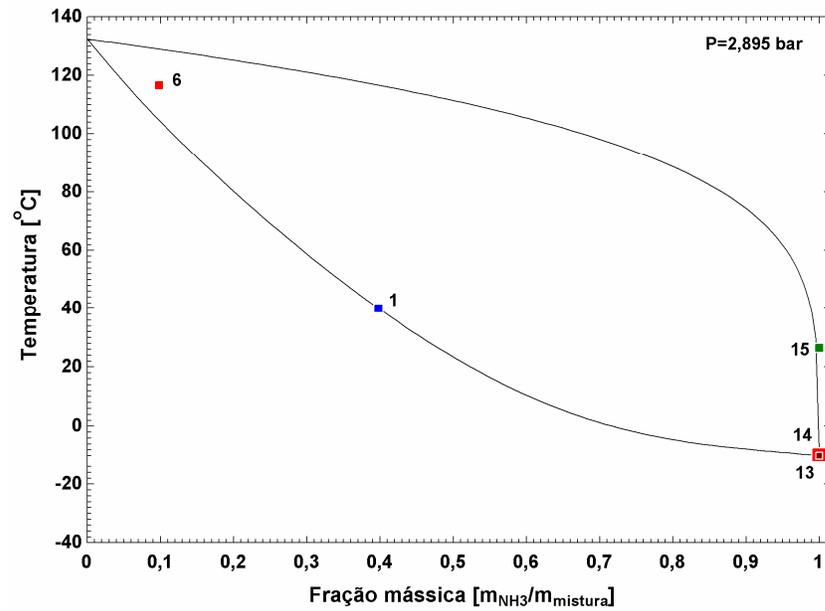


Fig. 4.27 Diagrama T - x para a pressão baixa indicando os estados para o ciclo comercial

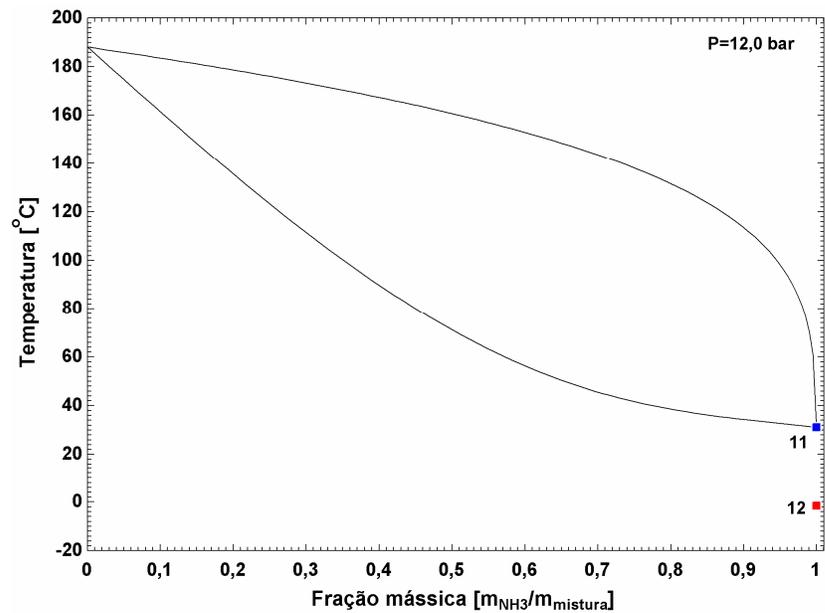


Fig. 4.28 Diagrama T - x para a pressão intermediária indicando os estados para o ciclo comercial

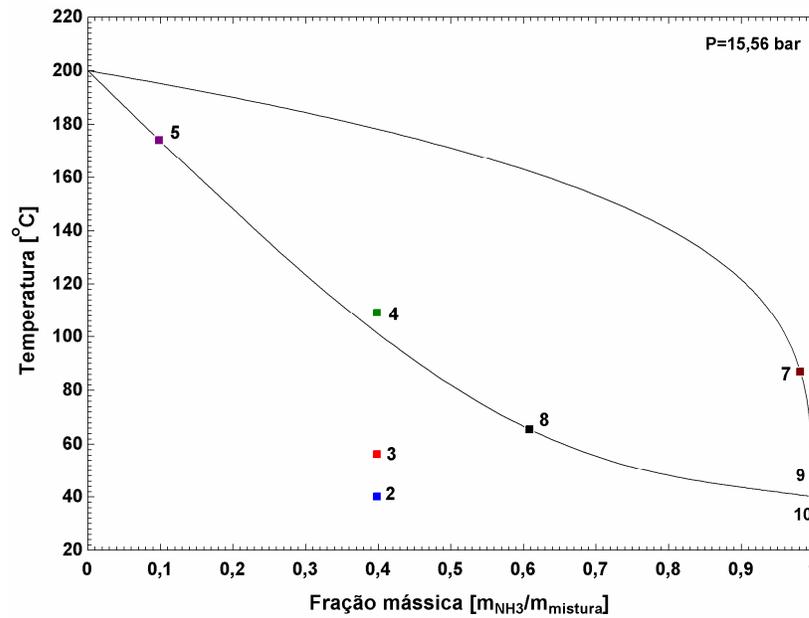


Fig. 4.29 Diagrama T-x para a pressão alta indicando os estados para o ciclo comercial

4.6 Análise paramétrica

Estabelecido o modelo do ciclo comercial, é possível estudar o efeito da variação de determinados parâmetros no coeficiente de desempenho do ciclo. Em especial, é interessante analisar a influência das temperaturas de condensação e evaporação, bem como a diferença de concentração na recirculação do absorvedor (entre os pontos 1 e 5 da Figura 4.21).

A Figura 4.30 permite verificar o efeito da variação da temperatura de condensação no COP do ciclo comercial. Cada uma das curvas se refere a uma temperatura de evaporação. Nesta simulação, a diferença de concentração na recirculação é mantida constante e igual a 0,3.

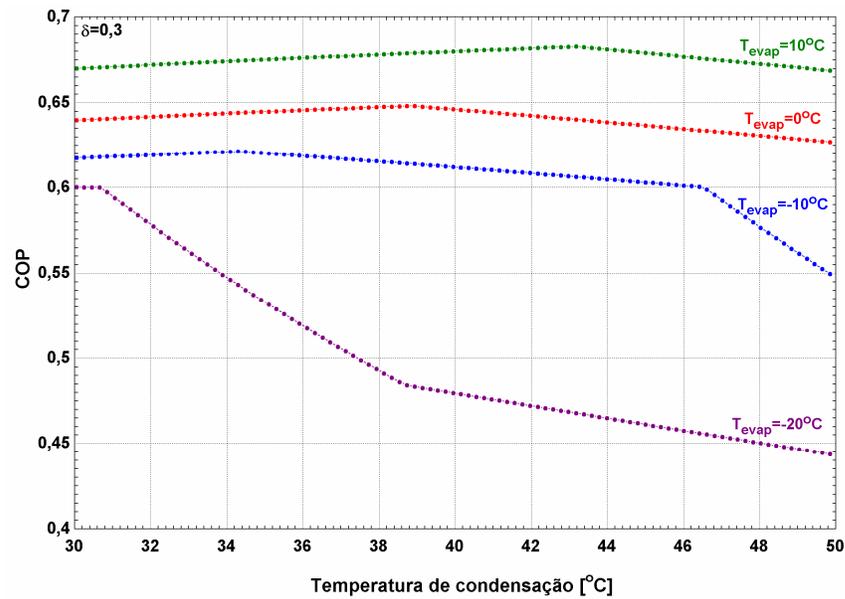


Fig. 4.30 Efeito da variação das temperaturas de condensação e evaporação no COP

Na Figura 4.31 é possível verificar o efeito da diferença de concentração entre os pontos 1 e 5 para diferentes situações de temperatura de condensação. A temperatura de evaporação é mantida em $-10^{\circ}C$.

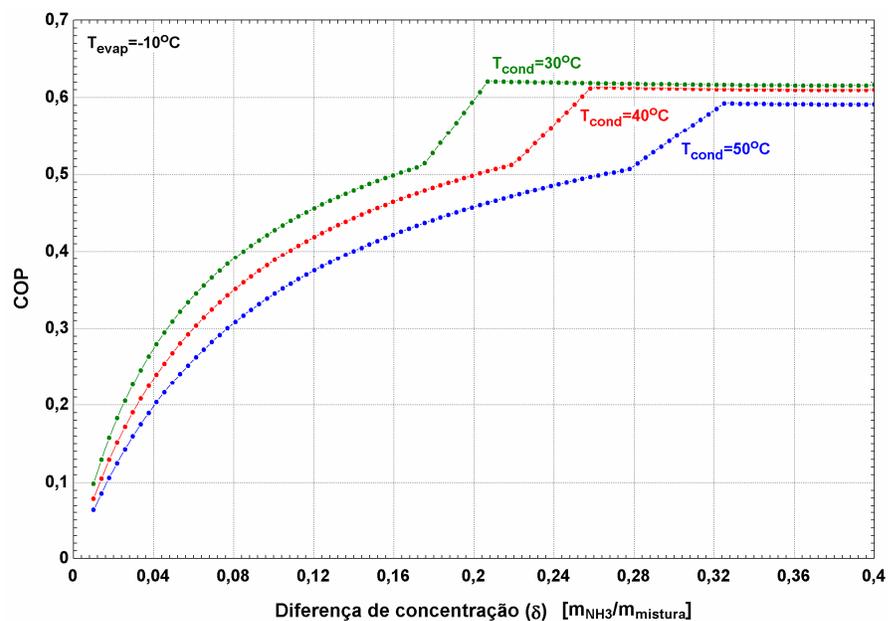


Fig. 4.31 Efeito da variação da diferença de concentração no COP

Como uma combinação dos casos anteriores, a Figura 4.32 apresenta o efeito da temperatura de evaporação e da diferença de concentração no COP, mantida a temperatura de condensação em 40°C.

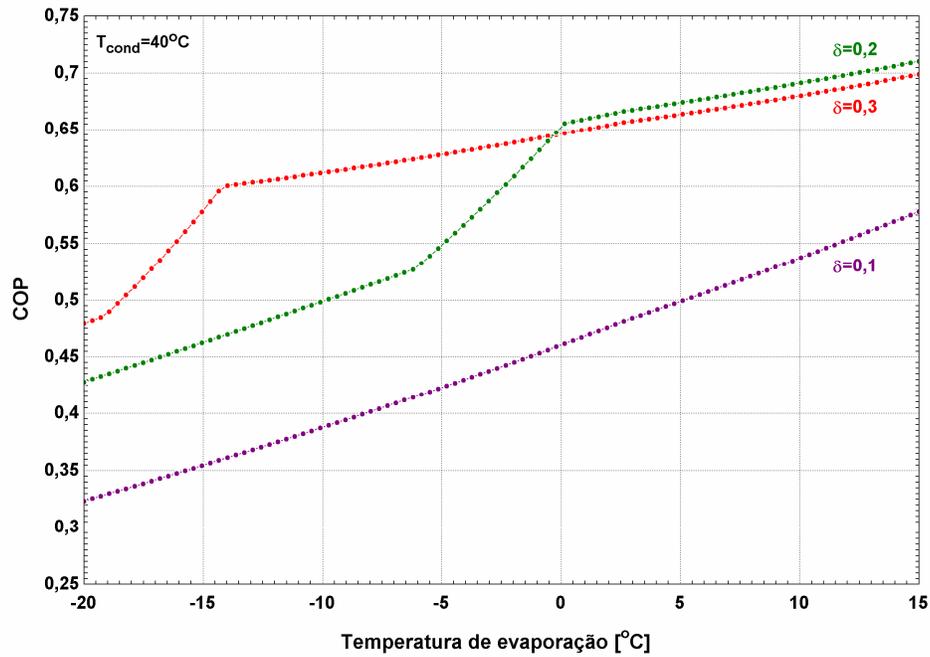


Fig. 4.32 Efeito da variação da temperatura de evaporação no COP

4.7 Resultados experimentais

Ensaio foram realizados com o equipamento **A**, cuja configuração apresenta algumas diferenças com relação ao equipamento **B**, utilizado como referência para a elaboração do modelo do ciclo comercial.

A Figura 4.33 apresenta o esquema do equipamento **A**, com a indicação de todos os componentes e ramificações da tubulação. Verifica-se que parte da solução bombeada é enviada ao pré-absorvedor - de modo a realizar o pré-aquecimento e ser conduzida ao gerador - enquanto que a outra parcela segue para o retificador. A absorção do refrigerante pela solução fraca é realizada inicialmente no pré-absorvedor (*Solution Cooled Absorber*) e finalizada no absorvedor (*Air Cooled Absorber*).

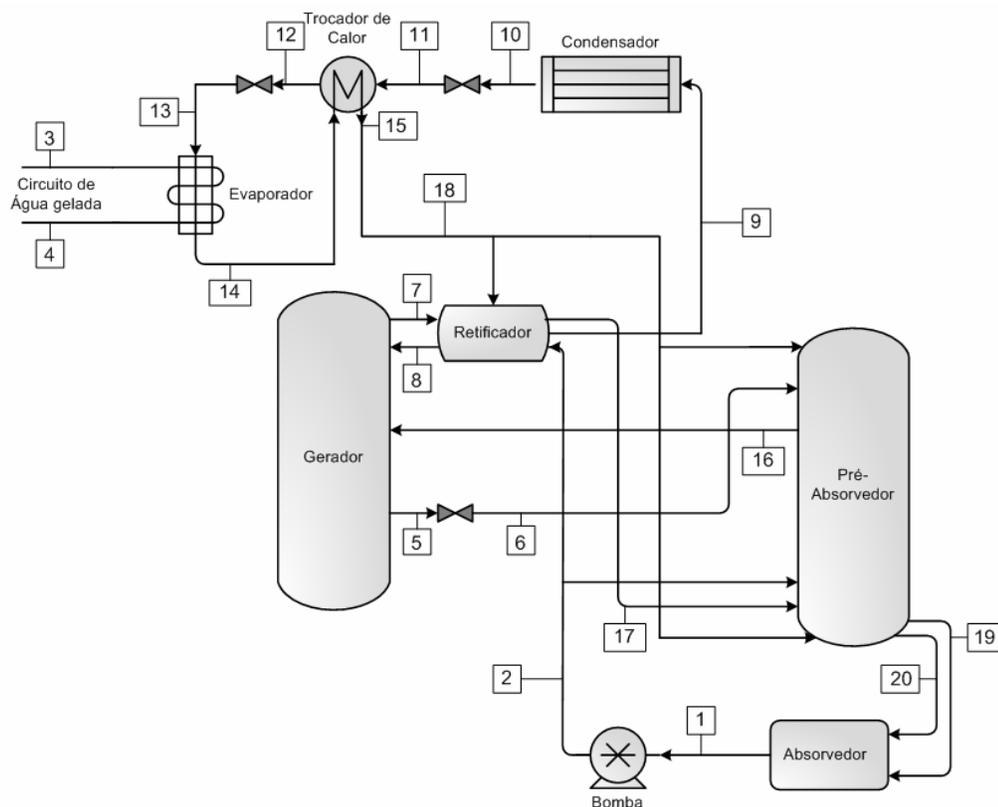


Fig. 4.33 Esquema do equipamento utilizado nos ensaios

Na Tabela 4.9 são apresentados os resultados obtidos. A coleta de dados foi realizada durante aproximadamente 55 minutos. Uma vez que o aparato experimental não contava com o etileno glicol, foi preciso desligar o equipamento (chave em *off*) aproximadamente 30 minutos após o início do ensaio para evitar o congelamento da água. As temperaturas indicadas na tabela correspondem a uma média referente ao período de 20 a 30 minutos após o acionamento do equipamento. A temperatura ambiente oscilou entre 22,6 °C e 24,0 °C no período em que o teste foi realizado.

Tabela 4.9 Resultados experimentais

Ponto	Temperatura [°C]
1	31,66
2	36,84
3	16,78
4	10,83
5	102,66
6	102,15
7	91,54
8	83,84
9	59,91
10	27,33
11	27,77
12	24,01
13	-4,15
14	17,60
15	24,23
16	96,85
17	53,64
18	37,43
19	68,24
20	68,23

As Figuras 4.34 e 4.35 apresentam as oscilações de temperatura em alguns dos pontos do equipamento durante todo o período da coleta de dados.

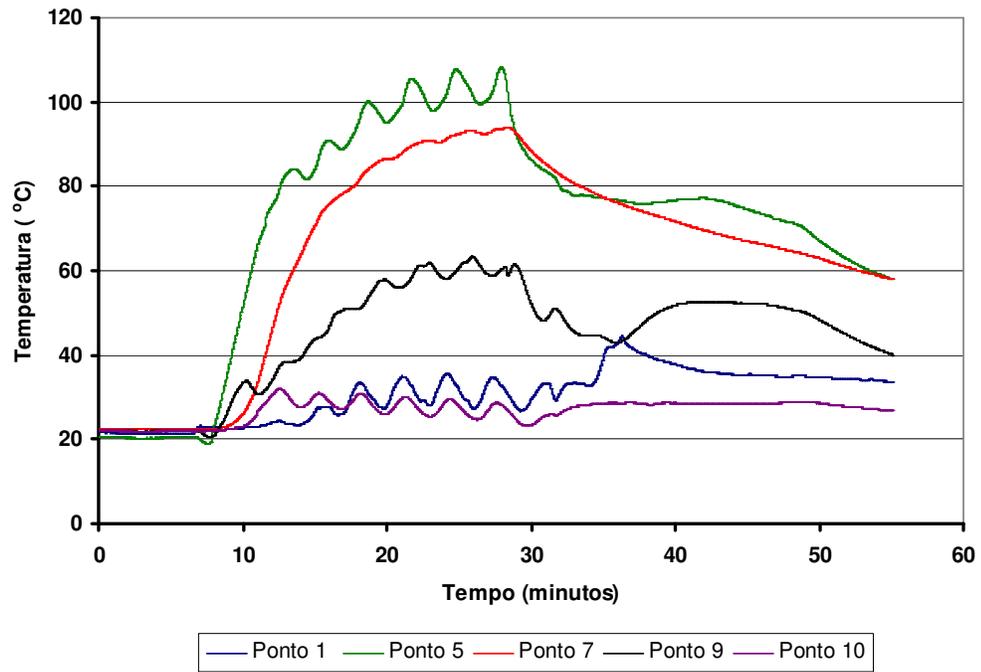


Fig. 4.34 Temperaturas observadas nos componentes do equipamento ensaiado

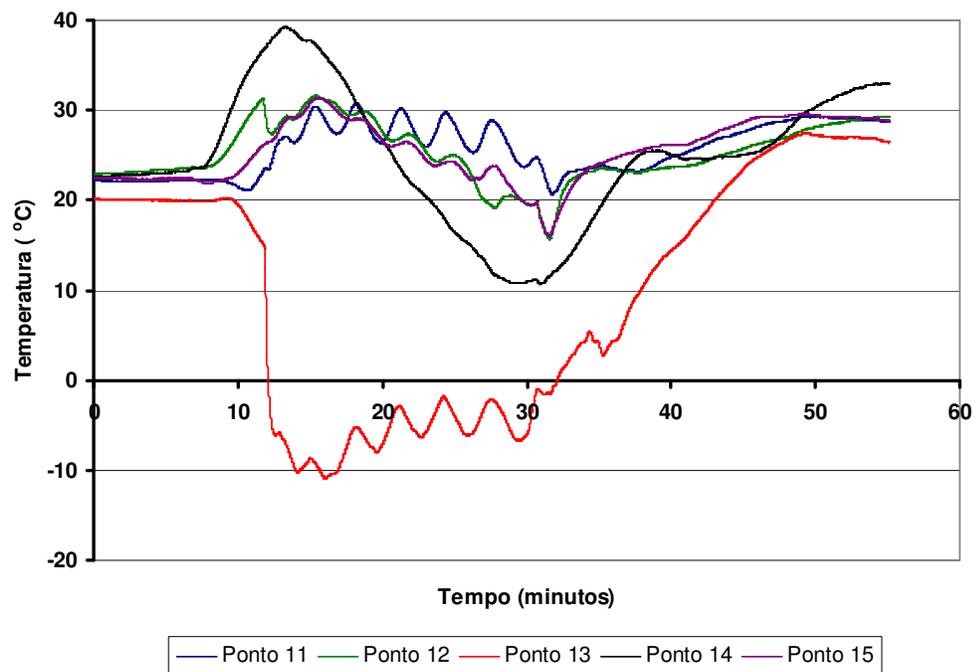


Fig. 4.35 Temperaturas nos diversos pontos do equipamento

4.8 Programa computacional

Com base na programação realizada no EES para a simulação do ciclo comercial, foi desenvolvido um software para o cálculo de propriedades termodinâmicas de ciclos de refrigeração por absorção. O programa elaborado possui uma interface didática que permite a visualização dos diversos componentes do ciclo e a verificação dos estados termodinâmicos a partir dos dados de entrada definidos pelo usuário.

Trata-se de um arquivo executável, em que o usuário pode selecionar os componentes do ciclo individualmente e observar em detalhe todos os resultados obtidos. O software também conta com um programa para a instalação dos arquivos necessários para o seu funcionamento no computador do usuário. A Figura 4.36 ilustra a tela inicial do software, que pode ser encontrado para *download* na página do SISEA na internet.

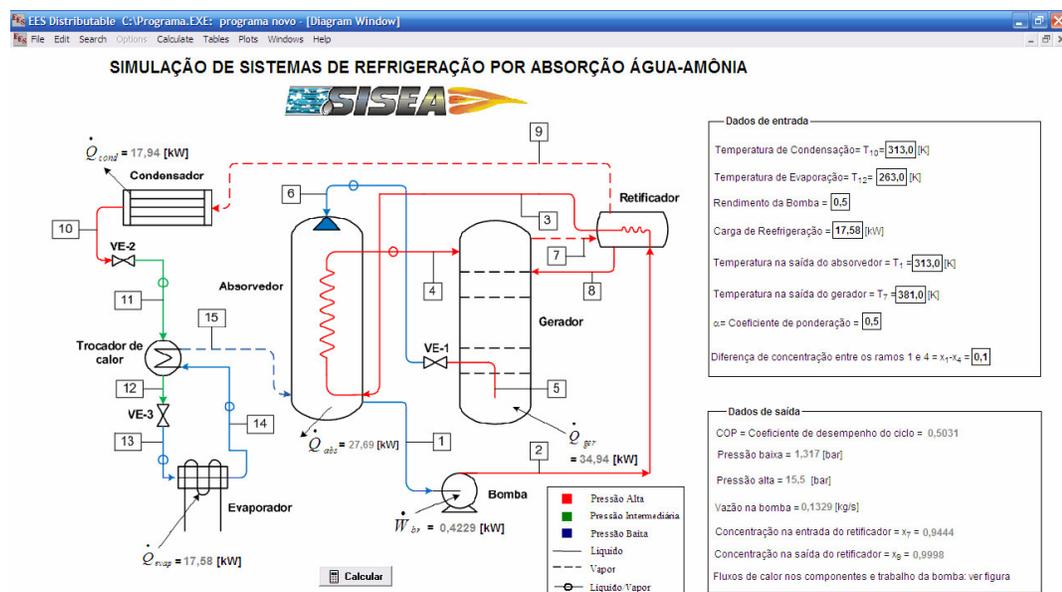


Fig. 4.36 – Software desenvolvido para simulação de sistemas de refrigeração por absorção

5 DISCUSSÃO

A comparação dos resultados obtidos nas simulações realizadas para os modelos desenvolvidos é essencial para a compreensão dos fenômenos envolvidos no ciclo. A partir de um modelo simplificado foram obtidos modelos variantes através da introdução gradual de novos componentes ao ciclo. Este procedimento se mostrou interessante na medida em que permitiu verificar isoladamente o efeito das modificações realizadas no modelo e também facilitou o desenvolvimento do programa no EES. Ao longo deste trabalho, verificou-se que a realização de muitas modificações em um mesmo programa dificulta consideravelmente a identificação de possíveis erros de programação ou de falhas no modelo.

Através dos resultados obtidos para o modelo simplificado e para o primeiro modelo variante verifica-se a influência do retificador no ciclo de refrigeração por absorção. O modelo simplificado não possui este componente e foi necessário considerar uma fração mássica relativamente elevada na saída do gerador para que o programa desenvolvido no EES apresentasse resultados coerentes com os encontrados para um ciclo em operação. Simulações realizadas para o modelo simples permitiram verificar que o vapor de refrigerante liberado no gerador contém também vapor de água e a ausência do retificador provoca a elevação da temperatura no evaporador, o que reforçou a necessidade de incrementar o modelo com o retificador.

Neste sentido, os resultados obtidos para o primeiro modelo variante confirmam que o vapor na saída do gerador apresenta certa quantidade de água e que após a passagem no retificador, o vapor encontrado é praticamente composto por amônia. Esta alteração também pode ser constatada pelo fato do coeficiente de desempenho do modelo com retificador ser mais elevado do que o obtido para o modelo simples.

Ao modelo do ciclo com retificador, um trocador de calor foi introduzido, o que resultou no segundo modelo variante. A introdução deste componente foi realizada de forma preliminar, uma vez que seu equacionamento não leva em conta a efetividade do trocador de calor.

A comparação entre os resultados obtidos para o primeiro e para o segundo modelo variante tornou evidente a influência positiva do trocador de calor inserido. A mistura de água e amônia que deixa o absorvedor é bombeada e passa por um pré-aquecimento antes de chegar ao gerador. Isto implica em menor adição de calor no gerador, provocando um aumento no COP do ciclo de absorção. O coeficiente de desempenho obtido para o ciclo com trocador de calor é consideravelmente mais elevado do que os coeficientes de desempenho observados nos modelos anteriores.

Os estados termodinâmicos dos diversos pontos do ciclo, as vazões mássicas, as taxas de troca de calor nos componentes e, conseqüentemente, o COP, encontrados nas simulações dos modelos variantes, mostraram-se coerentes com os valores fornecidos pela literatura.

O estudo da configuração do ciclo comercial conduziu o trabalho à elaboração de um modelo mais detalhado que também considerou a efetividade dos componentes do ciclo. Verificou-se que o ciclo comercial utiliza a tecnologia GAX, através da qual é promovida uma troca de calor entre o gerador e o absorvedor, o que se traduz em um elevado coeficiente de desempenho.

Ensaio experimentais foram realizados com o ciclo comercial, permitindo observar a variação da temperatura nos diversos pontos do equipamento ao longo do tempo de funcionamento. É importante salientar que a não correspondência entre os valores obtidos experimentalmente e os resultados das simulações numéricas era esperada, uma vez que a configuração do equipamento utilizado nos ensaios é diferente da configuração do equipamento usado para a elaboração do modelo. Ademais, os ensaios foram realizados sem o medidor de vazão de água que auxilia a determinação da carga térmica – em fase de implementação quando da realização dos testes, de modo que o experimento foi realizado com uma carga inferior a 5 TR. A água refrigerada não atingiu temperaturas inferiores a 0°C, pois o equipamento foi desligado durante a sua operação para evitar o congelamento da água devido à ausência de etileno glicol.

O estudo dos ciclos de refrigeração por absorção conduz à discussão das possibilidades de otimização. A elevação do coeficiente de desempenho de ciclos de absorção pode ser atingida através de ciclos de múltiplos efeitos. Também a utilização da tecnologia GAX consiste em uma interessante alternativa,

simplificando os sistemas de dois estágios e duplo-efeito de forma a obter desempenhos consideravelmente elevados.

Entretanto, o conceito de otimização com relação ao projeto de um equipamento de refrigeração por absorção deve ser discutido. A maximização do COP como objetivo de projeto, de fato resulta em uma maior eficiência na utilização da energia. No entanto, também devem ser considerados os custos associados à sua construção e operação. Além disso, uma vez que os equipamentos disponíveis são relativamente volumosos, o projeto pode considerar o desenvolvimento de equipamentos mais compactos.

Dificuldade considerável foi encontrada no processo de modelagem e simulação. Um dos motivos é a necessidade de se admitir dados de entrada, condições operacionais e restrições coerentes fundamentadas na análise detalhada do funcionamento do ciclo e de resultados obtidos em ciclos reais. A literatura disponível, apesar de apresentar inúmeros exemplos, não especifica claramente quais hipóteses foram adotadas. É fundamental que o programa desenvolvido no EES seja realizado após uma análise detalhada de todas as hipóteses utilizadas, uma vez que os resultados obtidos nas simulações podem não revelar a presença de erros no modelo e nas condições iniciais.

Outro aspecto a ser considerado é a limitação do software utilizado. Alguns programas podem apresentar instabilidade, de modo que os resultados obtidos podem variar de uma simulação para a outra, fato que está relacionado à convergência das variáveis. O entendimento do procedimento utilizado pelo programa implementado no EES para calcular as variáveis é fundamental para corrigir tais instabilidades. A compreensão de como os cálculos são realizados no EES, juntamente com a correta definição dos dados de entrada e condições operacionais certamente auxiliam a resolver possíveis problemas nas simulações.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho realizou um estudo dos ciclos de refrigeração por absorção operados com água e amônia, com capacidade de 5 TR, para produção de água gelada. A complexidade dos modelos elaborados foi introduzida de modo gradual, o que possibilitou a verificação da influência do retificador e de trocadores de calor em ciclos de refrigeração por absorção.

Simulações realizadas no software EES levaram à determinação dos estados termodinâmicos nos pontos de observação e dos coeficientes de desempenho dos ciclos estudados. Os resultados obtidos mostraram-se coerentes com os valores apresentados na literatura.

Os modelos variantes desenvolvidos permitiram a evolução para um modelo que representa da forma mais realista possível um ciclo real, o que foi obtido a partir do estudo da configuração de ciclos comerciais. A realização de ensaios experimentais consistiu em uma ferramenta valiosa, na medida em que forneceu dados reais de um ciclo de absorção em operação e colaborou para a elaboração do modelo do ciclo comercial. Assim, pode-se concluir que o presente trabalho atingiu os objetivos a que se propôs.

Por fim, destaca-se a possibilidade de ampliar a abordagem apresentada neste trabalho com a realização de novos ensaios experimentais e o estudo detalhado da termo-hidráulica dos componentes do ciclo; que poderão conduzir à elaboração de modelos ainda mais realistas, validados pelos dados experimentais.

7 LISTA DE REFERÊNCIAS

HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. New York: CRC Press, 1995. 329p.

KUEHN, T.H.; RAMSEY, J. W.; THRELKELD, J.L. **Thermal Environmental Engineering**. Upper Saddle River, EUA: 3ª ed. Prentice-Hall, 1998. 740p.

Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos. **Resfriador de Líquido a Gás Natural. Informe Técnico 1 – Projeto CSPE 2006**. São Paulo, [2006], 31p.

ROBUR. **GA Line ACF 60-00 Model. Installation, use and maintenance manual**. Evansville, Indiana, [2006], 72p.

RODRIGUES, S. A. de O. **Modelagem de um Ciclo de Refrigeração por Absorção de Amônia**. 2005. 46p. Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

SISEA. **Laboratório de Sistemas Energéticos Alternativos**. São Paulo: EPUSP, Departamento de Engenharia Mecânica, 2007. Disponível em: <www.pme.poli.usp.br/sisea>. Acesso em 12 nov. 2007.

SRIKHIRIN, Pongsid; APHORNRATANA, Satha; CHUNGAIBULPATANA, Supachart. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2001. 30p.

STOECKER, J. G.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481p.