

MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

SIMULADOR PARA PROJETO DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Morejon, C.F.M. – e-mail: Camilo_freddy@hotmail.com

Brum, N. de C. – e-mail: Nisio@serv.com.ufrj.br

Universidade Federal do Rio de Janeiro, Programa de Engenharia Mecânica, LTTC/COPPE
Cx. P. 68502 – 21945-970 – Rio de Janeiro, RJ, Brasil

Resumo. O objetivo do trabalho é o desenvolvimento da modelagem termofluidodinâmica em regime estacionário, da operação de ciclos de refrigeração por absorção com água-amônia como fluidos de trabalho, visando principalmente o projeto de todos os componentes do ciclo acionados por energia solar (Morejón e Hackenberg, 1998), gás natural, vapor de água ou simplesmente energia elétrica. O desenvolvimento da análise é feita aplicando a metodologia da termofluidodinâmica para o estudo da transferência de calor e massa nos diversos estágios do ciclo. A modelagem da termodinâmica do ciclo é representada pelo sistema h-x (entalpia - composição) em diferentes pressões e temperaturas, modelo este obtido a partir das equações de estado para a mistura água-amônia (Ziegler and Trepp, 1984). O equacionamento considera várias possibilidades de formas de utilização de energia para acionamento do ciclo (energia solar, gás natural, vapor de água e energia elétrica). Os modelos obtidos são utilizados para implementação de códigos computacionais em MAPLE V-5 possibilitando a simulação e projeto destes sistemas. Os ciclos de refrigeração por absorção analisados podem ser aplicados em sistemas de ar condicionado bem como em câmaras frigoríficas para conservação de alimentos

Palavras-chave: Refrigeração, Absorção, Equações de estado, Simulação, Projeto.

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção podem utilizar diferentes fontes de calor para o seu funcionamento, bem como combustíveis líquidos, gasosos e/ou aproveitamento da energia excedente vindos de outros processos, energia solar e elétrica. Os sistemas de absorção operam com pouco ruído e apresentam a possibilidade de geração de frio de maneira contínua e ininterrupta, com períodos de manutenção mais longos (em relação aos convencionais de compressão). Apesar de estas vantagens, os sistemas de refrigeração por absorção são pouco utilizados no Brasil. O motivo é fácil de se entender; o preço do equipamento é relativamente mais alto que as máquinas convencionais de compressão. Porém a experiência tem mostrado a viabilidade a longo prazo, isto sem contar com as outras vantagens técnicas mencionadas anteriormente. Neste trabalho se apresenta uma metodologia para simulação e projeto deste tipo de sistemas.

2. FORMULAÇÃO TEÓRICA DO PROBLEMA

O esquema da Figura 1 representa o processo de refrigeração por absorção em estudo. As equações de projeto, equilíbrio e as equações de estado que representam a termodinâmica do ciclo, permitem a simulação e projeto de todos os componentes do sistema de refrigeração por absorção.

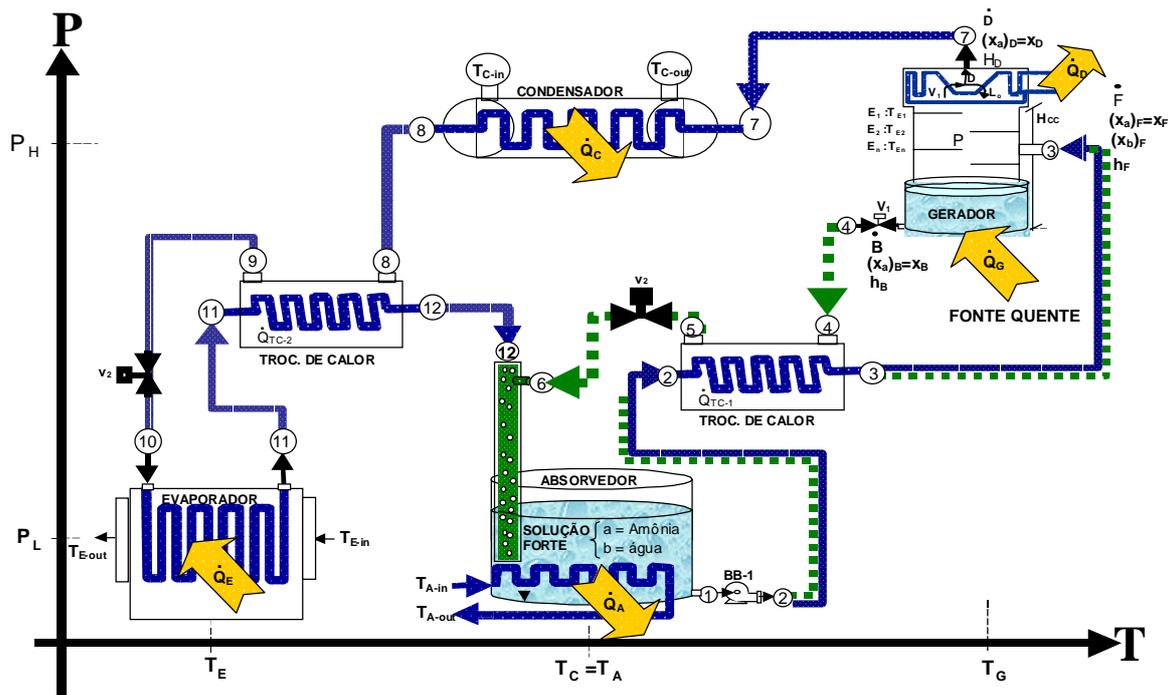


Figura 1- Representação esquemática do sistema de refrigeração por absorção.

A nível de exemplo, para uma capacidade de geração de frio especificado, será apresentado as condições de funcionamento e o cálculo de todos os componentes do sistema, resumidos na Tabela 5 no final deste trabalho.

2.1 Descrição do sistema de refrigeração por absorção

O ciclo de refrigeração por absorção, está composto de quatro componentes principais; o evaporador e o absorvedor que se encontram do lado de baixa pressão e o gerador e o condensador que se encontram no lado de alta pressão do sistema. Dois são os fluidos principais de trabalho que circulam pelo interior da máquina, substâncias chamadas de absorvente (fluido menos volátil) e refrigerante (fluido mais volátil). Os componentes auxiliares do sistema são uma bomba, dois trocadores de calor e duas válvulas (uma de redução e outra de expansão). O funcionamento do sistema acontece, da seguinte maneira (Morejon, 1997); a solução forte (mistura refrigerante-absorvente) contida no absorvedor é movimentada por meio da bomba BB-1 para o gerador (do ponto 1 para o ponto 3), passando antes por um trocador de calor TC-1 (pontos 2 e 3), onde sofre um pre-aquecimento. A mistura pre-aquecida entrando no gerador no ponto 3 é aquecida devido a transferência de calor da *fonte quente*. Por ebulição, o componente mais volátil (refrigerante) torna-se vapor praticamente puro, isto devido a existência do sistema de retificação do vapor. Já a solução fraca (que contém o refrigerante residual) volta para o absorvedor, que em seu passo troca calor com a solução forte vindo do absorvedor (pontos 4, 5) e ainda atravessando a válvula de redução de pressão V_1 (pontos 5, 6) onde tem sua temperatura reduzida ao ceder calor para a fonte intermediária no absorvedor. O vapor do refrigerante (componente mais volátil) que sai pelo ponto 7 segue para o condensador, onde, transferindo calor para a fonte intermediária, é completamente condensado saindo pelo ponto 8. Em seguida o refrigerante condensado passa pelo trocador de calor TC-2 de baixa temperatura. Logo após, durante a expansão produzida por uma válvula, o líquido se resfria ainda mais e penetra no evaporador (pontos 10, 11) onde ocorre uma vaporização parcial do refrigerante, acompanhada de uma queda de temperatura. Sendo a temperatura atingida pelo refrigerante (na parte interna do evaporador), inferior à

parte externa, é estabelecido um fluxo de calor na direção preferencial no evaporador, produzindo desta forma o efeito frigorífico. Em seguida o refrigerante vaporizado que atravessa o trocador de calor TC-2 de temperatura baixa (pontos 11, 12) é reabsorvido pelo absorvente contido no absorvedor, entrando em contato com a solução fraca vinda do gerador. O contato direto entre a solução fraca e o refrigerante, no interior do absorvedor, permite a formação da solução forte, completando assim o ciclo. Logo após a solução forte tem sua pressão elevada pela bomba, recomeçando novamente o ciclo de funcionamento explicado anteriormente.

3. METODOLOGIA PARA SIMULAÇÃO E PROJETO

Todo projeto de equipamentos requer de uma metodologia para sua concretização. Não vai ser diferente neste caso. Normalmente em todo projeto devem ser inicialmente especificados algumas variáveis e/ou parâmetros de projeto em função de limitações seja de ordem técnico (operacional) e/ou econômico. Tudo com a premissa de satisfazer ao consumidor com um produto eficiente e de baixo custo. Dentre estas variáveis e/ou parâmetros temos as seguintes: capacidade de geração de frio, disponibilidade e tipo de energia a ser utilizado no gerador, quantidade e tipo de fluidos de trabalho, tamanho e custo total do equipamento. Em outras palavras temos que ter uma metodologia de projeto versátil que permita posteriormente atender a todas estas questões. Com tudo fica evidente a existência de três aspectos fundamentais de uso comum em todos os casos; isto é, as propriedades termodinâmicas, equilíbrio e os balanços de massa e energia, para obtenção das equações de projeto, que obtidas de forma analítica e simbólica se tornam genéricos para sua utilização em quaisquer situação. Modelos estes que são apresentados neste trabalho.

3.1 Modelagem da Termodinâmica do processo

No equilíbrio termodinâmico, o potencial químico de ambas fases deve ser o mesmo (Schulz, 1971) assim:

$$\mu_i^l = \mu_i^g \quad (1)$$

onde o potencial químico μ_i^l, μ_i^g da fase líquida e gasosa para a água e a amônia em função da energia livre de Gibbs da mistura pode ser representada pelas seguintes expressões:

Na fase Líquida

$$\mu_{H_2O}^l = g_{(T,p,x)}^l - x \left(\frac{\partial g_{(T,p,x)}^l}{\partial x} \right)_{T,p} \quad \text{e} \quad \mu_{NH_3}^l = g_{(T,p,x)}^l + (1-x) \left(\frac{\partial g_{(T,p,x)}^l}{\partial x} \right)_{T,p} \quad (2)$$

Na fase Gasosa

$$\mu_{H_2O}^g = g_{(T,p,y)}^g - y \left(\frac{\partial g_{(T,p,y)}^g}{\partial y} \right)_{T,p} \quad \text{e} \quad \mu_{NH_3}^g = g_{(T,p,y)}^g + (1-y) \left(\frac{\partial g_{(T,p,y)}^g}{\partial y} \right)_{T,p} \quad (3)$$

Em termos da energia livre de Gibbs, para a fase líquida pode também ser expressa a entalpia molar da mistura, assim:

$$h^l = -T^2 \left(\frac{\partial \left(\frac{g_{(T,p,x)}^l}{T} \right)}{\partial T} \right)_{p,x} \quad (4)$$

Para trazer a Equações de Estado dentro de uma forma adimensional definem-se as seguintes propriedades termodinâmicas reduzidas para a temperatura, pressão, energia livre, entalpia, calor específico e entropia, onde os valores para as constantes T_B , p_B e R de estas propriedades reduzidas são: $T_B=100$ K, $P_B=10$ bar e $R=8.314$ KJ kmol⁻¹K⁻¹.

$$T_R = \frac{T}{T_B}, \quad p_R = \frac{p}{p_B}, \quad g_R = \frac{g}{RT_B}, \quad h_R = \frac{h}{RT_B}, \quad Cp_R = \frac{Cp}{R}, \quad s_R = \frac{s}{R} \quad (5)$$

A energia livre de Gibbs da mistura em uma fase é o sumatorio das contribuições da energia livre de Gibbs dos componentes puros, a energia livre de Gibbs da mistura (considerada ideal) e a energia livre de excesso, esta última na fase líquida. Desta forma a fase gasosa e asumida como uma mistura ideal de componentes reais, assim desta forma na fase líquida, escrita em termos das variáveis adimensionais definidas anteriormente temos:

$$g_{R(T_R, p_R, x)}^l = (1-x)g_{R_{H_2O}(T_R, p_R)}^l + xg_{R_{NH_3}(T_R, p_R)}^l + T_R [(1-x)\ln(1-x) + x \ln x] + g_{\epsilon(T_R, p_R, x)} \quad (6)$$

Onde g_{ϵ} é a energia molar livre de exeso da fase líquida é expressada pela relação proposta por Redlich e Kister em termos das variáveis reduzidas fica:

$$g_{\epsilon(T_R, p_R, x)} = x(1-x) \left[f_{1(T_R, p_R)} + f_{2(T_R, p_R)}(2x-1) + f_{3(T_R, p_R)}(2x-1)^2 \dots \right] \quad (7)$$

Aqui:

$$f_{1(T_R, p_R)} = E_1 + E_2 p_R + (E_3 + E_4 p_R) T_R + \frac{E_5}{T_R} + \frac{E_6}{T_R^2} \quad (8)$$

$$f_{2(T_R, p_R)} = E_7 + E_8 p_R + (E_9 + E_{10} p_R) T_R + \frac{E_{11}}{T_R} + \frac{E_{12}}{T_R^2} \quad (9)$$

$$f_{3(T_R, p_R)} = E_{13} + E_{14} p_R + \frac{E_{15}}{T_R} + \frac{E_{16}}{T_R^2} \quad (10)$$

Na fase gasosa a equação que representa a energia livre de Gibbs da mistura, escrita em termos das variáveis adimensionais pode ser obtida de maneira similar ao da fase líquida resultando em:

$$g_{R(T_R, p_R, y)}^g = (1-y)g_{R_{H_2O}(T_R, p_R)}^g + yg_{R_{NH_3}(T_R, p_R)}^g + T_R [(1-y)\ln(1-y) + y \ln y] \quad (11)$$

As energias livres de Gibbs em ambas fases dependem da energia livre g_i dos componentes puros. Os quais podem ser obtidos através da integração das relações termodinâmicas como o volume e a capacidade calorífica a pressão constante. A equação sugerida por Schulz (1971) foram modificadas para possibilitar o requerimento de pressões e temperaturas elevadas. Assim as equações da energia livre de Gibbs em termos das variáveis adimensionais para um componente puro na fase líquida e na fase gasosa pode ser representado da seguinte forma

Na fase líquida:

$$g_R^l = h_{oR}^l - T_R s_{oR}^l + \int_{T_{oR}}^{T_R} Cp_R^l dT_R - T_R \int_{T_{oR}}^{T_R} \frac{Cp_R^l}{T_R} dT_R + (A_1 + A_3 T_R + A_4 T_R^2)(p_R - p_{oR}) + A_2 \frac{p_R^2 - p_{oR}^2}{2} \quad (12)$$

$$Cp_R^l = B_1 + B_2 T_R + B_3 T_R^2 \quad (13)$$

Na fase gasosa

$$g_R^g = h_{oR}^g - T_R s_{oR}^g + \int_{T_{oR}}^{T_R} C p_{R^o}^g dT_R - T_R \int_{T_{oR}}^{T_R} \frac{C p_{R^o}^g}{T_R} dT_R + T_R \ln \frac{p_R}{p_{oR}} + c_1 (p_R - p_{oR}) +$$

$$+ c_2 \left(\frac{p_R}{T_R^3} - \frac{4p_{oR}}{T_{oR}^3} + \frac{3p_{oR}T_R}{T_{oR}^4} \right) + c_3 \left(\frac{p_R}{T_R^{11}} - \frac{12p_{oR}}{T_{oR}^{11}} + \frac{11p_{oR}T_R}{T_{oR}^{12}} \right) + c_4 \left(\frac{p_R^3}{T_R^{11}} - \frac{12p_{oR}^3}{T_{oR}^{11}} + \frac{11p_{oR}^3 T_R}{T_{oR}^{12}} \right) \quad (14)$$

$$C p_{R^o}^g = D_1 + D_2 T_R + D_3 T_R^2 \quad (15)$$

Os coeficientes D_i da Equação de Estado para os Componentes Puros são baseados nos valores de $C p_{R^o}^g$ publicados por (Haar, 1968) para a amônia e (Keenan, 1978) para a água. Os valores para h_{oR}^f , h_{oR}^g , D_i , B_i , C_i foram determinados por meio de uma regressão quadrática, levando em conta o volume, entalpia e dados de pressão de vapor apresentados por (Haar, 1978) e (Keenan et al., 1978). O coeficiente C_4 para a água foi fixada a zero para evitar o volume parcial negativo dentro da fase gasosa a alta pressão e temperatura baixa, todos estes valores são apresentados na Tabela 1 e Tabela 2. Os coeficientes da função de exeso de Gibbs E_i propostas por (Ziegler e Trepp, 1984), foram determinados pelo método da regressão quadrática considerando volume, entalpia e os dados de equilíbrio (Macriss et. al., 1964) e são mostrado na Tabela 3.

Desta maneira fazendo uso as relações de equilíbrio Eq. (1) e a entalpia da mistura Eq. (4) em função da energia livre de Gibbs em ambas faces, Eqs. (5) e (10) pode-se obter os dados termodinâmicos necessários para o projeto e simulação dos ciclos de refrigeração por absorção em diferentes condições de pressão, temperatura e composição (Morejon 1999).

Tabela 1. Desviação Média
Calculado dos Valores Referenciais para os componente puro (H₂O-NH₃)

Propriedade	Amônia		Água	
	Relativo	Absoluto	Relativo	Absoluto
ρ_s	0.6 %	-	2.0 %	-
V^l	4.3 %	-	3.0 %	-
V^g	0.6 %	-	1.5 %	-
h^l	-	0.43 kJ kg ⁻¹	-	0.28 kJ kg ⁻¹
h^g	-	0.97 kJ kg ⁻¹	-	0.78 kJ kg ⁻¹

3.3 Balanços de massa

Segundo o esquema da Figura 1, se verifica que o balanço de massa de todo o sistema de refrigeração por absorção está limitado a especificação e/ou cálculo de três correntes, aquela da solução forte que sai do absorvedor em direção ao gerador \dot{F} , a corrente do destilado \dot{D} e a corrente da solução fraca \dot{B} que volta do gerador para o absorvedor, como se demonstra nas Eq. (16), (17) e Eq. (18).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{F} \quad (16)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{D} \quad (17)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{B} \quad (18)$$

Assim também se constata que o balanço parcial aplicado ao componente mais volátil do sistema como um todo, fica resumido na necessidade de cálculo ou especificação das

composições correspondentes às três correntes principais mencionadas anteriormente, isto é x_F , x_B e x_D , desta forma o balanço parcial para o componente mais volátil fica da seguinte maneira.

$$x_7 = x_8 = x_9 = x_{10} = x_{11} = x_{12} = x_D \quad (19)$$

$$x_1 = x_2 = x_3 = x_F \quad (20)$$

$$x_4 = x_5 = x_6 = x_B \quad (21)$$

Tabela 2. Coeficientes para a Equação de Estado dos Componentes Puros (H₂O-NH₃)

Coeficientes	Amônia	Água	Coeficientes	Amônia	Água
A ₁	3.971423 10 ⁻²	2.748796 10 ⁻²	h_{oR}^l	4.878573	21.821141
A ₂	-1.79557 10 ⁻⁵	-1.016665 10 ⁻⁵	h_{oR}^g	26.468879	60.965058
A ₃	-1.308905 10 ⁻²	-4.452025 10 ⁻³	s_{oR}^l	1.644773	5.733498
A ₄	3.752836 10 ⁻³	8.389246 10 ⁻⁴	s_{oR}^g	8.339026	13.453430
B ₁	1.634519 10 ¹	1.214557 10 ¹	T_{oR}	3.2252	5.0705
B ₂	-6.508119	-1.898065	P_{oR}	2.0000	3.0000
B ₃	1.448937	2.911966 10 ⁻¹			
C ₁	-1.049377 10 ⁻²	2.136131 10 ⁻²			
C ₂	-8.288224	-3.169291 10 ¹			
C ₃	-6.647257 10 ²	-4.634611 10 ⁴			
C ₄	-3.045352 10 ³	0.0			
D ₁	3.673647	4.019170			
D ₂	9.989629 10 ⁻²	-5.175550 10 ⁻²			
D ₃	3.617622 10 ⁻²	1.951939 10 ⁻²			

Tabela 3. Coeficientes da função de Excesso da energia livre para a mistura (H₂O-NH₃).

E ₁	-4.626129 10 ¹	E ₅	8.074824 10 ¹	E ₉	-1.475383	E ₁₃	-7.582637
E ₂	2.060225 10 ⁻²	E ₆	-8.461214 10 ¹	E ₁₀	-5.038107 10 ⁻³	E ₁₄	6.012445 10 ⁻⁴
E ₃	7.292369	E ₇	2.452882 10 ¹	E ₁₁	-9.640398 10 ¹	E ₁₅	5.487018 10 ¹
E ₄	-1.032613 10 ⁻²	E ₈	9.598767 10 ⁻³	E ₁₂	1.226973 10 ²	E ₁₆	-7.667596 10 ¹

3.4 Balanços de energia

Ao igual que o balanço de massa, o balanço de energia do sistema fica também genericamente explicitado para todos os equipamentos os quais estão resumidos na Tabela 4, todos estes em função das fluxos de massa nos diferentes pontos do sistema, entalpias e composições, os quais são calculados a partir dos balanços de massa e as propriedades termodinâmicas anteriormente realizados.

A potência da bomba pode ser obtida em função da entalpia (h_2) e volume específico (v_1) das seguintes expressões, onde: x_F , v_{H_2O} , v_{NH_3} , $P_1=P_L$, e $P_2=P_H$ são dados de projeto.

$$\omega \dot{F} = \frac{\dot{F}(h_2 - h_1)}{42.4 \eta_m} \quad (22)$$

$$h_2 = h_1 + (P_2 - P_1) v_1 \quad (23)$$

$$v_1 = (1 - x_F) v_{H_2O} + 0.85 x_F v_{NH_3} \quad (24)$$

O coeficiente de desempenho C.O.P. desprezando o trabalho da bomba pode ser calculado da seguinte expressão:

$$C.O.P. = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (25)$$

Tabela 4. Balanço de Energia do Sistema de Refrigeração por Absorção

Componente		Balanço Energia
Bomba		$\dot{W}_p = \dot{F}(h_2 - h_1)$ (26)
TC - 1		$\dot{Q}_{g-TC1} = \dot{Q}_{p-TC1} = \dot{Q}_{t-TC1}$ (27)
		$\dot{Q}_{g-TC1} = \dot{D}(h_3 - h_2)$ (28)
		$\dot{Q}_{p-TC1} = \dot{D}(h_5 - h_4)$ (29)
		$\dot{Q}_{t-TC1} = UA(\Delta T)_{ln}$ (30)
Coluna de Geração de vapor Multiestágios	Retificação	$\dot{Q}_D = \dot{D} \left(\frac{\dot{Q}_D}{\dot{D}} \right)$ (31)
	$\dot{F}h_F + \dot{Q}_G = \dot{B}h_B + \dot{D}h_D + \dot{Q}_D$ (32)	
	Exaustão	$\dot{Q}_G = \dot{B} \left(\frac{\dot{Q}_G}{\dot{B}} \right)$ (33)
Condensador		$\dot{Q}_C = \dot{D}(h_8 - h_7)$ (34)
TC-2		$\dot{Q}_{g-TC2} = \dot{Q}_{p-TC2} = \dot{Q}_{t-TC2}$ (35)
		$\dot{Q}_{g-TC2} = \dot{D}(h_9 - h_8)$ (36)
		$\dot{Q}_{p-TC2} = \dot{D}(h_{12} - h_{11})$ (37)
		$\dot{Q}_{t-TC2} = UA(\Delta T)_{ln}$ (38)
Evaporador		$\dot{Q}_E = UA(\Delta T)_{ln}$ (39)
		$\dot{Q}_E = \dot{D}(h_{11} - h_{10})$ (40)
		$\dot{Q}_E = \dot{W}(h_f - h_o)$ (41)
Absorvedor		$\dot{Q}_A = \dot{B}h_6 + \dot{D}h_{12} - \dot{F}h_1$ (42)

O coeficiente de desempenho ideal (C.O.P.)_{MAX}, para um sistema completamente reversível pode ser calculado a partir da seguinte equação.

$$(C.O.P.)_{MAX} = \frac{T_R}{(T_a - T_R)} \frac{(T_G - T_a)}{T_G} \quad (43)$$

logo a eficiência do sistema de refrigeração será dado por :

$$\eta_R = \frac{C.O.P.}{C.O.P._{MAX}} \quad (44)$$

O cálculo da altura é feito a partir do número e altura de cada estágio, assim desta forma o produto de ambos parâmetros fornecerá a altura da coluna de geração de vapor. Já o cálculo do diâmetro da coluna foi utilizado a seguinte expressão, (Garcia e Barreiro, 1967):

$$\phi = \sqrt{\frac{4 V 22.4 (273 + t) 760}{\pi v 3600 p 273}} \quad (45)$$

onde ϕ é o diâmetro da coluna [m]; t, a temperatura média dos vapores [°C]; p, a pressão média absoluta [mmHg]; v, a velocidade dos vapores [m/s] e V, o fluxo molar do vapor [k mol/h].

projeto é feita com base nos modelos obtidos em regime permanente, implementados, por meio de uma metodologia simbólica através de um programa computacional em MAPLE-V-5 que para as condições especificadas gera os dados de equilíbrio e os dados de projeto. O regime permanente ideal não é efetivamente conseguido na prática, mas apesar disso podemos chegar bastante próximos dele a ponto de o considerarmos praticamente satisfeitos, os detalhes do cálculo são mostrados em (Morejon, 1999).

Tabela 5. Resultados do cálculo para o projeto do ciclos de refrigeração por absorção

Equipamento	Condições Operacionais						Característica	
	$\dot{Q}_E = 100 \text{ TR}$			$T_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$				
	$P_H = 13,6 \text{ Bar}$ $P_L = 2,04 \text{ Bar}$	$\dot{F} = 1,9433 \text{ Kg/s}$ $x_F = 0,4158$	$\dot{D} = 0,3008 \text{ Kg/s}$ $x_D = 0,99716$	$\dot{B} = 1,6424 \text{ Kg/s}$ $x_B = 0,3049$				
P [Bar]	T [°C]	x_i	$h_i = h(P, T, x_i)$ Kcal/Kg	\dot{m}_i Kg/s	\dot{Q}_i Kcal/s			
Bomba	$P_1 = P_L$ $P_2 = P_H$	$T_1 = 25,222$ $T_2 = 27,777$	x_1	$h_1 = 13,0155$ $h_2 = 13,3434$	\dot{F}	$\dot{W}_p = 1,079$	Pot=4,77 hp $\eta_m = 0,75$	
TC-1	P_H	$T_2 = 27,777$ $T_3 = 93,33$ $T_4 = 115,55 = T_G$ $T_5 = 36,66$	x_1	$h_2 = 13,0155$ $h_3 = 60,60$ $h_4 = 87,84$ $h_5 = 19,5$	\dot{F}	$+9247$ $\dot{Q}_{TC-1} = 148$ $-112,17$	$\dot{A}_{TC-1} = 30,83 \text{ m}^2$ $U_{TC-1} = 900 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	
coluna	Retificação	P_H	$T_7 = 54,44$	x_1	$h_7 = 364,16$	\dot{D}	$\dot{Q}_D = 21,563$	$\dot{A}_{ret} = 5,28 \text{ m}^2$ $U_{ret} = 980 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ $NE_T = 2 + 1 \text{ cal.}$
		P_H	$T_3 = 93,33$	x_1	$h_3 = 60,60$	\dot{F}		$NE_{al} = 2; R_D = 1,3 R_{Dmin}$ $NE_{Real} = 5; \epsilon = 60\%$
	Exaustão	P_H	$T_4 = 115,55$	x_1	$h_4 = 87,84$	\dot{B}	$\dot{Q}_G = 156,997$	$\phi = 0,2369 \text{ m}$ $H_{cE} = 0,4\text{m}; H_{cC} = 2\text{m}$
Condensador	P_H	$T_7 = 54,44$ $T_8 = 35$ $T_{C-in} = T_a$ $T_{C-out} = 40$	x_1	$h_7 = 364,16$ $h_8 = 82,83$ h_{C-in} h_{C-out}	\dot{D}	$\dot{Q}_C = -84,5829$	$\dot{A}_C = 20,69 \text{ m}^2$ $U_C = 1000 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	
TC-2	P_H	$T_8 = 35$ $T_9 = 29,444$ $T_{11} = 7,777$ $T_{12} = 16,111$	x_1	$h_8 = 82,83$ $h_9 = 76,169$ $h_{11} = 355,825$ $h_{12} = 362,4985$	\dot{D}	$\dot{Q}_{TC-2} = -$ $2,0036$ $6,673$	$\dot{A}_{TC-2} = 1,318 \text{ m}^2$ $U_{TC-2} = 900 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	
Evaporador	P_L	$T_{10} = -18,888 = t_R$ $T_{11} = 7,777$ $T_{E-in} = T_a$ $T_{E-out} = 0$	x_1	$h_{10} = 76,169$ $h_{11} = 355,825$ h_{E-in} h_{E-out}	\dot{D}	$\dot{Q}_E = 100 \text{ TR}$ 84	$\dot{A}_E = 16,45 \text{ m}^2$ $U_E = 1200 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	
Absorvedor	P_L	$T_{12} = 16,111$ $T_6 = 36,66$ $T_1 = 27,222$ $T_{A-in} = T_a$ $T_{A-out} = 25$	x_1	$h_{12} = 362,4985$ $h_6 = 111,1828$ $h_1 = 13,3434$ h_{A-in} h_{A-out}	\dot{F}	$\dot{Q}_A = 136,729$	$\dot{A}_A = 51,8 \text{ m}^2$ $U_{TC-1} = 950$ $\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	
COP do ciclo de refrigeração por absorção							0,535	
COP _{max} Coeficiente de desempenho ideal							1,6069	
Eficiência do ciclo de refrigeração por absorção							0,3329	

6. RESULTADOS E CONCLUSÕES

Na Tabela 5. se resume os resultados do cálculos realizado para o dimensionamento do sistema de refrigeração por absorção. A modelagem do sistema apresentada de maneira

simbólica, permitem visualizar de maneira mais clara a influência de cada um dos parâmetros no projeto e simulação deste tipo de sistemas. A metodologia apresentada mostra a existência de três aspectos comuns a todos os tipos de projeto, quais são: propriedades termodinâmicas, relações de equilíbrio e os balanços de massa e energia. Em relação ao exemplo apresentado, se observa que para valores de \dot{Q}_E , P_H , P_L , x_F , x_D , x_B e as temperaturas de operação especificados é possível o projeto de todos os componentes do sistema, cujos resultados estão apresentados na Tabela 5, o calor \dot{Q}_G necessário no gerador pode ser obtido a partir da energia solar, gás natural, energia excedente de algum processo ou mesmo energia elétrica. O trabalho mecânico consumido pela bomba é irrelevante, se comparado com as quantidades de calor trocadas no gerador e no absorvedor, e por isto se diz que o ciclo de absorção é movido a calor. Quanto mais baixa for a temperatura desejada para a fonte fria, menor terá que ser a pressão reinante no evaporador e no absorvedor. O condensador, reservatório e evaporador são similares aos utilizados nos sistemas de compressão. O compressor tem sido substituído pelo gerador de vapor. O sistema aqui mostrado tem sido simplificado não considerando os sistemas de controle. Esses serão considerados depois.

REFERÊNCIAS

- Morejón, C. F. M. e Hackenberg, C. M., 1998, Simulação de Sistemas Termo-Solares de Refrigeração por Absorção, Anais do ENCIT 98, 7TH, PUC-RJ, Rio de Janeiro-RJ-Brazil.
- Morejon, C. F. M., 1997, Simulação de Sistemas Termo-Solares Acoplados a Ciclos de Refrigeração por Absorção, tese M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ b Brasil.
- Schulz, S., 1971, Eine Fundamentalgleichung für das Gemisch aus Ammoniak und Wasser und die Berechnung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen. Habilitationsschrift. Abt für Maschinenbau und konstruktiven Ingenieurbau. Ruhr Universität Bochum.
- Haar, L. J., 1968, Res Nat Bur Stan A. Phys Chem 72A 2, 207-216.
- Keenan, J. H., Keyes, F. G., Hill, P. G., Moore, J. G., 1978, Steam tables, John Wiley, New York.
- Haar, L., Gallagher, J.S. J., 1978, Phys Chem Ref Data 7 3, 635-792.
- Ziegler, B. and Trepp, Ch., 1984, Equation of state for ammonia-water mixtures, International Journal of Refrigeration, vol. 7, n. 2, pp. 101-106.
- Macriss, R. A., Eakin, B. E., Ellington, R. T., Huebler, J., 1964, Physical and thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. /GT Research Bulletin Chicago. 34.
- Garcia, J. O., Barreiro, G. T., 1967, Problemas de ingeniería química – operaciones unitarias, Ediciones Aguilar S.A., Santiago de Chile.

SIMULATOR FOR DESIGN ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM

Abstract. *This work presents a development of a thermal fluid dynamics model and a solution of a steady state absorption refrigeration cycle, with ammonia water as the working fluid. Analytical thermodynamics models expressing the enthalpy in function of pressure, temperature and composition ($h = f(P, T, x)$), are used with the aim to design all of the cycle devices, moved by any type of energy such as solar, natural gas, steam or electrical energy (Morejon and Hackenberg, 1978). The development of the analysis is carried out by the application of thermal fluid dynamics concepts together with a detailed study of the heat and mass transfer in the different cycle stages. The thermodynamic cycle model, obtained from equation of state for ammonia – water mixtures (Ziegler and Trepp, 1984), is represented by the relation $h-x$ (enthalpy-composition) for different pressures and temperatures. The obtained models are used to implement computational codes in MAPLE-V facilitating the design and simulation of refrigeration system. This study can be applied in the systems of air conditioning and refrigeration chambers design.*