

Universidade de São Paulo
Escola Politécnica
Departamento de Engenharia Mecânica

Sistema Didático de Refrigeração por Absorção

Stefano Rossetto Paz

São Paulo
2009

Universidade de São Paulo
Escola Politécnica
Departamento de Engenharia Mecânica

Sistema Didático de Refrigeração por Absorção

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

Stefano Rossetto Paz

Orientador:

Prof. Dr. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

São Paulo

2009

Paz, Stefano Rossetto
Sistema didático de refrigeração por absorção / S. R. Paz –
São Paulo, 2009.
42p.

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

1.Refrigeração (Sistemas) 2.Didática (Protótipo) 3.Lítio
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Prof. Dr. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli, pela sugestão do tema, dedicação, atenção e apoio dado ao longo de todo o desenvolvimento do trabalho.

Ao técnico Wilson, do laboratório da escola, por estar do meu lado durante toda a construção do equipamento, me ajudando em todas as etapas.

À minha família, que sempre esteve me apoiando, mesmo nos momentos mais difíceis.

Resumo

Este projeto tem por objetivo dimensionar e construir um sistema didático de refrigeração por absorção para utilização nos laboratórios da área térmica da escola. Será utilizado um sistema com solução de brometo de lítio e, como terá fins puramente didáticos, não haverá qualquer preocupação com a eficiência do equipamento, pois aqui o enfoque é construir algo simples e de fácil entendimento.

A primeira etapa foi um estudo teórico a respeito de ciclos de absorção, através de livros, apostilas e trabalhos similares existentes na literatura.

Com isso modelou-se matematicamente o sistema, determinando-se as trocas de calor para os parâmetros de projeto estabelecidos.

A configuração dos trocadores de calor é do tipo mais simples, com tubos de cobre com número variável de passes. Com isto foi feito o dimensionamento térmico.

Para os reservatórios foi adotado o acrílico, para facilitar a visualização do ciclo.

Depois de comprar todos os componentes necessários foi possível construir um protótipo do equipamento.

Devido a problemas de resistência dos reservatórios, infelizmente não foi viável testar o sistema. O objetivo é substituir os reservatórios calandrados por tubos sem costura, para enfim poder colocar o equipamento para funcionar.

Abstract

The purpose of this work is to study, size and construct a low-cost didactic lithium-bromide absorption refrigeration system to be used in laboratory classes, so its configuration has to be as simple as possible for an easy understanding, and therefore there is no concern about its performance.

The first step was a theory study about absorption cycles, with books, papers and similar works in the literature.

The system was mathematically designed, with the heat exchanges established for the default project parameters.

The heat exchangers configuration is the most simple, with variable pass copper tubes. After this, the thermal sizing was done.

For the tanks the material is acrylic, for an easier view.

After buying all the necessary components it was possible to build a prototype of the equipment.

Because of resistance problems in the tanks, unfortunately it was not viable to test the system. The goal is to replace the calendared tanks for seamless pipes and finally be able to put the equipment to function.

Sumário

Lista de Figuras

Lista de Símbolos

1	INTRODUÇÃO.....	1
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	3
2.1	O sistema de absorção brometo de lítio/água.....	4
2.2	Componentes do ciclo.....	5
3	ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	7
3.1	Balancos de massa e energia.....	7
3.1.1	Bomba.....	7
3.1.2	Válvulas.....	7
3.1.3	Absorvedor.....	8
3.1.4	Gerador.....	8
3.1.5	Condensador.....	9
3.1.6	Evaporador.....	9
3.2	Determinação das entalpias, vazões e trocas de calor.....	10
3.2.1	Entalpias.....	10
3.2.2	Vazões.....	12
3.2.3	Trocas de calor.....	13
4	DIMENSIONAMENTO TÉRMICO.....	15

4.1	Metodologia.....	15
4.2	Evaporador.....	17
4.3	Absorvedor.....	21
4.4	Condensador.....	24
5	SELEÇÃO DE COMPONENTES.....	27
5.1	Resistência elétrica.....	27
5.2	Bomba.....	27
6	CONCEPÇÃO MECÂNICA.....	28
7	COMPONENTES E CUSTOS.....	31
8	CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO.....	32
8.1	Estrutura de suporte.....	32
8.2	Fixação dos reservatórios.....	33
8.3	Furação dos reservatórios.....	35
8.4	Tubos de cobre.....	36
8.5	Bomba.....	36
8.6	Painel elétrico.....	37
8.7	Montagem.....	37
8.8	Ajustes finais.....	37
9	TESTES DE FUNCIONAMENTO.....	40
10	CONCLUSÕES.....	41
11	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	42

Lista de Figuras

Figura 2-1, Ciclo de absorção esquemático	4
Figura 3-1, Bomba	7
Figura 3-2, Válvulas.....	7
Figura 3-3, Absorvedor	8
Figura 3-4, Gerador.....	8
Figura 3-5, Condensador.....	9
Figura 3-6, Evaporador	9
Figura 8-1, Esquema do equipamento	32
Figura 8-2, Foto da estrutura de suporte	33
Figura 8-3, Foto das abraçadeiras dos reservatórios.....	34
Figura 8-4, Foto da estrutura com os reservatórios	35
Figura 8-5, Foto do equipamento final (frontal).....	38
Figura 8-6, Foto do equipamento final (lateral)	39

Lista de Símbolos

A	área de troca de calor [m^2]
COP	coeficiente de eficácia [adimensional]
c_p	calor específico a pressão constante [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$]
D	diâmetro [m]
g	aceleração da gravidade [m/s^2]
h	entalpia [J/kg]; coeficiente de troca de calor por convecção [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]
h_{fg}	calor latente de vaporização [J/kg]
k	condutividade térmica [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$]
L	comprimento de tubulação [m]
\dot{m}	vazão em massa [kg/s]
Nu	número de Nusselt [adimensional]
Pr	número de Prandtl [adimensional]
p	pressão [N/m^2]
Q	vazão volumétrica [m^3/s]
\dot{Q}	taxa de calor [W]
q''	fluxo de calor [W/m^2]
Re	número de Reynolds [adimensional]
R_f	fator de incrustação [$\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$]
r	raio [m]

T	temperatura [K]
t	espessura do reservatório [m]
U	coeficiente global de troca de calor [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]
v	volume específico [m^3/kg]
x	concentração de lítio na solução [%]

Letras Gregas

μ	viscosidade [$\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}$]
ρ	massa específica [kg/m^3]
σ	tensão superficial [N/m]; tensão normal [N/m^2]
σ_{esc}	limite de escoamento [N/m^2]
τ	tensão de cisalhamento [N/m^2]

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração e o condicionamento de ar estão se tornando cada vez mais importantes para a indústria, para o comércio e para as residências, seja visando armazenamento de produtos ou mesmo para garantir o conforto térmico humano.

Grande parte dos ciclos de refrigeração é por compressão a vapor, onde a elevação de pressão é conseguida através de um compressor, que requer a realização de trabalho.

Uma forma alternativa de ciclo que vem ganhando espaço gradualmente é o ciclo de refrigeração por absorção, que ao invés de utilizar trabalho utiliza uma fonte quente de calor para realizar a função do compressor, que é aumentar a pressão do vapor de líquido do ciclo.

O primeiro registro de um sistema de refrigeração por absorção é de uma patente registrada em 1860, nos Estados Unidos. O primeiro registro de uso do sistema foi para o suprimento de gelo durante a Guerra Civil entre os Estados Confederados e os Estados do Norte. Estes sistemas utilizavam água como absorvente e amônia como refrigerante.

Originalmente os sistemas de absorção eram aplicados apenas para refrigeração, sendo apenas a partir de 1960 utilizados para condicionamento de ar em residências.

Existem outros pares de substâncias que funcionam como absorvente e refrigerante, como o par brometo de lítio e água, que é o que será utilizado neste trabalho.

Os sistemas de água/amônia necessitam de um retificador, diferentemente do sistema brometo de lítio/água, que tem como absorvente uma substância não volátil. Outra desvantagem do sistema de amônia é o fato de a mesma ser tóxica. Isto restringe sua utilização a áreas bem ventiladas. Agora uma desvantagem do sistema de brometo de lítio é a faixa de temperaturas de refrigeração, apenas superiores a

0°C. O sistema de amônia pode alcançar temperaturas muito menores. Outro problema que pode ocorrer é a cristalização do brometo de lítio, bloqueando o escoamento no interior dos tubos.

Agora em termos de eficiência, o par brometo de lítio/água é melhor que o amônia/água. Entretanto, comparando com o ciclo de compressão a vapor, este leva vantagem. Entretanto os ciclos de absorção geralmente são alimentados por rejeitos térmicos de processos industriais, o que leva a um menor consumo de energia elétrica, além de ser um sistema mais silencioso.

Por estas razões foi estabelecido que o sistema de absorção didático aqui desenvolvido utilizará solução de brometo de lítio.

2 REVISÃO DA LITERATURA

O livro do Stoecker e Jones (1985) apresenta de forma didática a análise dos ciclos de absorção, comparando-o com o ciclo de compressão a vapor. A ênfase é claramente dada ao uso do par brometo de lítio/água, com a modelagem e cálculos de balanços de massa e energia. Isto é bastante útil para o estudo inicial deste trabalho.

Já o livro do Incropera e DeWitt (2003) apresenta boa parte da teoria de transferência de calor, necessária para o dimensionamento térmico do equipamento, fornecendo as equações e correlações necessárias para cada um dos trocadores de calor.

Por fim o livro do Gere (2003) mostra a teoria básica de vasos de pressão de parede fina, utilizada para a verificação da resistência dos tanques de acrílico sujeitos a diferentes pressões interna e externamente.

O trabalho é basicamente desenvolvido sob estas três referências, com algumas outras auxiliares, que servem para dar mais consistência ao projeto final.

2.1 O sistema de absorção brometo de lítio/água

Um ciclo de absorção padrão com solução de brometo de lítio (LiBr) pode ser assim esquematizado:

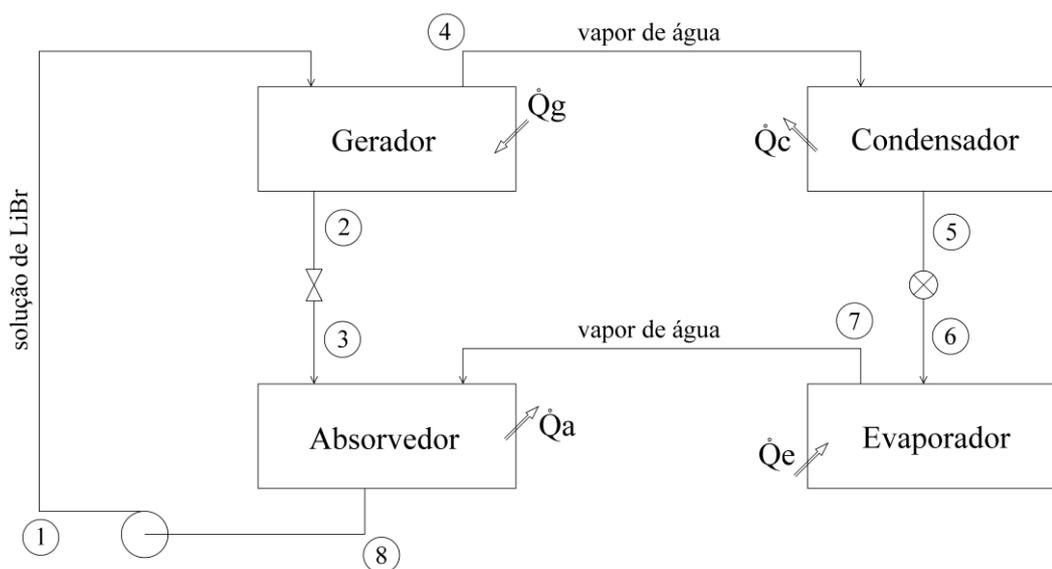


Figura 2-1, Ciclo de absorção esquemático

O ciclo de absorção pode ser dividido em duas partes: o lado esquerdo do desenho, composto por gerador, válvula reductora, absorvedor e bomba, que pode ser definido como a operação de compressão do vapor, e o lado direito, composto por condensador, válvula de expansão e evaporador, sistema equivalente ao ciclo de compressão a vapor.

2.2 Componentes do ciclo

Absorvedor - vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido pela solução líquida de LiBr no absorvedor. Se esse processo fosse realizado adiabaticamente, a temperatura da solução subiria e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. A fim de evitar isso o absorvedor é resfriado com água de torneira proveniente do laboratório, rejeitando Q_a .

Bomba - a bomba recebe solução líquida a baixa pressão; sua função é elevar essa pressão e entregar ao gerador. Aqui será estudada a utilização de uma bomba de máquina de lavar roupas (com capacidade de atender à diferença de pressões exigida pelo ciclo).

Gerador - no gerador, calor de uma fonte de alta temperatura (Q_g) expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. Para este sistema didático será utilizada como fonte de calor uma resistência elétrica, como de um chuveiro elétrico por exemplo.

Válvula redutora - a função desta válvula é reduzir a pressão da solução e entregá-la ao absorvedor, a fim de manter sempre a diferença de pressões entre o gerador e o absorvedor.

Condensador - aqui ocorre transformação de vapor saturado em líquido saturado, com rejeição de calor (Q_c). Este calor será rejeitado para a mesma água que resfriou o absorvedor. Sua temperatura de entrada depende da troca de calor ocorrida no absorvedor.

Válvula de expansão - na válvula ocorre novamente uma redução de pressão, agora visando estabelecer a diferença de pressões entre o condensador e o evaporador.

Evaporador - aqui ocorre a transformação de líquido saturado em vapor saturado, com ganho de calor (Q_e). É através desse calor transferido no evaporador que será obtida a água gelada, objetivo principal do sistema. A água será da mesma fonte da que entra no absorvedor e posteriormente no condensador, haverá uma ramificação da tubulação.

3 ANÁLISE TERMODINÂMICA

3.1 Balanços de massa e energia

3.1.1 Bomba

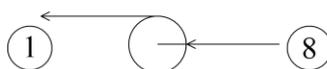


Figura 3-1, Bomba

Balanço de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_8$

Balanço de energia: $h_1 = h_8$

3.1.2 Válvulas

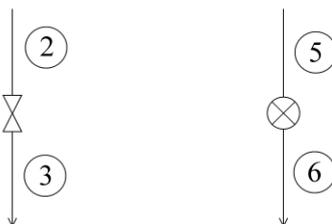


Figura 3-2, Válvulas

Balanço de massa: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3; \dot{m}_5 = \dot{m}_6$

Balanço de energia: $h_2 = h_3; h_5 = h_6$

3.1.3 Absorvedor

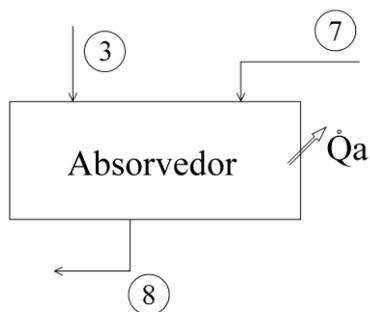


Figura 3-3, Absorvedor

Balanço de massa: $\dot{m}_3 + \dot{m}_7 = \dot{m}_8$ (mistura)

$$x_3 \dot{m}_3 + x_7 \dot{m}_7 = x_8 \dot{m}_8 \text{ (LiBr)}$$

Balanço de energia: $h_3 \dot{m}_3 + h_7 \dot{m}_7 = \dot{Q}_a + h_8 \dot{m}_8$

3.1.4 Gerador

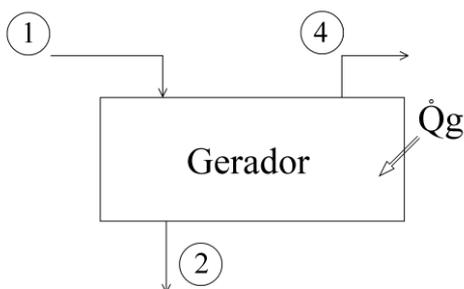


Figura 3-4, Gerador

Balanço de massa: $\dot{m}_2 + \dot{m}_4 = \dot{m}_1$ (mistura)

$$x_2 \dot{m}_2 + x_4 \dot{m}_4 = x_1 \dot{m}_1 \text{ (LiBr)}$$

Balanço de energia: $h_2 \dot{m}_2 + h_4 \dot{m}_4 = \dot{Q}_g + h_1 \dot{m}_1$

3.1.5 Condensador

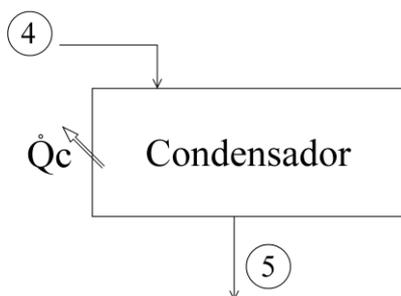


Figura 3-5, Condensador

Balanço de massa: $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$

Balanço de energia: $h_4 \dot{m}_4 = \dot{Q}_c + h_5 \dot{m}_5$

3.1.6 Evaporador

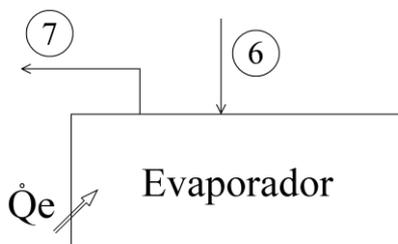


Figura 3-6, Evaporador

Balanço de massa: $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$

Balanço de energia: $h_7 \dot{m}_7 = \dot{Q}_e + h_6 \dot{m}_6$

3.2 Determinação das entalpias, vazões e trocas de calor

A partir de dados do laboratório da Escola, são estipulados alguns parâmetros:

- temperatura do absorvedor, $T_a = 30^\circ\text{C}$;
- temperatura do gerador, $T_g = 80^\circ\text{C}$;
- temperatura do condensador, $T_c = 40^\circ\text{C}$;
- temperatura do evaporador, $T_e = 10^\circ\text{C}$;
- vazão de água a ser refrigerada, $Q_{\text{água}} = 3,0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$;
- água entrando a $T_{\text{ent}} = 25^\circ\text{C}$ e saindo a $T_{\text{sai}} = 21^\circ\text{C}$;
- vazão máxima da torneira do laboratório: $Q_{\text{max}} = 3,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$.

3.2.1 Entalpias

Na saída do absorvedor (estado 8), a solução está a 30°C , com o refrigerante a 10°C . Com isso tira-se do diagrama temperatura-pressão-concentração de soluções saturadas de LiBr-água (ref. [1]) a concentração da solução, $x_8 = 49,5\%$. Com isso, é possível determinar a entalpia do estado, com o auxílio do diagrama de entalpia de soluções de LiBr-água (ref. [1]) , $h_8 = -168 \text{ kJ} / \text{kg}$.

Como a bomba é considerada isoentalpica, $h_1 = h_8 = -168 \text{ kJ} / \text{kg}$.

Na entrada do gerador (estado 2) a solução está a 80°C , com o refrigerante a 40°C . Com isso tira-se do mesmo diagrama temperatura-pressão-concentração a

nova concentração da solução, $x_2 = 59,0\%$. Pelo mesmo procedimento anterior determina-se a entalpia deste estado, $h_2 = -83kJ/kg$.

Sendo a válvula redutora isoentalpica, $h_3 = h_2 = -83kJ/kg$.

Na saída do gerador (estado 4) tem-se vapor saturado à temperatura de 80°C . Da tabela da água saturada (ref. [1]) tira-se a entalpia, $h_4 = 2643,8kJ/kg$.

Na saída do condensador (estado 5) há líquido saturado à temperatura de 40°C . Da mesma tabela da água, tem-se $h_5 = 167,5kJ/kg$.

Para o estado 6, com válvula isoentalpica, $h_6 = h_5 = 167,5kJ/kg$.

Agora na saída do evaporador, tem-se vapor saturado a 10°C , que por fim, da mesma tabela de água saturada, tira-se a entalpia, $h_7 = 2520,0kJ/kg$.

Resumindo, tem-se todas as entalpias determinadas:

- $h_1 = -168kJ/kg$
- $h_2 = -83kJ/kg$
- $h_3 = -83kJ/kg$
- $h_4 = 2643,8kJ/kg$
- $h_5 = 167,5kJ/kg$
- $h_6 = 167,5kJ/kg$
- $h_7 = 2520,0kJ/kg$
- $h_8 = -168kJ/kg$

3.2.2 Vazões

Para a água a ser resfriada, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{resf} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sai}), \text{ onde } c_p \text{ é o calor específico da água.}$$

Adotando $c_p \approx 4,2 \text{ kJ/kg.K}$, tem-se:

$$\dot{Q}_{resf} = 3,0 \cdot 10^{-5} \cdot 1000 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot (25 - 21) = 504 \text{ W}$$

Assumindo que todo calor rejeitado no evaporador é aproveitado:

$$\dot{Q}_{resf} = \dot{Q}_e = \dot{m}_6 \cdot q_e = \dot{m}_6 \cdot 2352,5 \cdot 10^3 = 504 \text{ e portanto}$$

$$\dot{m}_6 = \frac{504}{2352,5 \cdot 10^3} = 2,14 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s.}$$

Tomando os balanços de massa no absorvedor:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$x_3 \dot{m}_3 + x_7 \dot{m}_7 = x_8 \dot{m}_8$$

Os seguintes dados são conhecidos:

- $\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = 2,14 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$
- $x_3 = 0,590$
- $x_8 = 0,495$
- $x_7 = 0$

Com isso é possível montar o seguinte sistema de equações:

$$\begin{cases} 0,590.\dot{m}_3 = 0,495.\dot{m}_8 \\ \dot{m}_3 + 2,14.10^{-4} = \dot{m}_8 \end{cases}$$

Logo:

- $\dot{m}_3 = 1,12.10^{-3} \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_8 = 1,33.10^{-3} \text{ kg/s}$

3.2.3 Trocas de calor

Com as vazões determinadas, é possível determinar todas as trocas de calor, assim como o coeficiente de eficácia (COP).

A taxa de calor para o gerador é $\dot{Q}_g = h_2\dot{m}_2 + h_4\dot{m}_4 - h_1\dot{m}_1$, onde $\dot{m}_1 = \dot{m}_8 = 1,33.10^{-3} \text{ kg/s}$, $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = 1,12.10^{-3} \text{ kg/s}$ e $\dot{m}_4 = \dot{m}_6 = 2,14.10^{-4}$.

Logo, $\dot{Q}_g = 697W$.

Para o absorvedor, tem-se $\dot{Q}_a = h_3\dot{m}_3 + h_7\dot{m}_7 - h_8\dot{m}_8$.

Portanto $\dot{Q}_a = -671W$.

Por fim, a taxa de calor no condensador é $\dot{Q}_c = h_4\dot{m}_4 - h_5\dot{m}_5$, onde $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 2,14.10^{-4}$.

Logo, $\dot{Q}_c = -531W$.

O coeficiente de eficácia é definido como sendo razão entre a taxa de refrigeração (calor do evaporador) e a taxa de calor do gerador.

$$\text{Portanto } COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g}.$$

Logo, $COP = 0,723$.

4 DIMENSIONAMENTO TÉRMICO

4.1 Metodologia

Aqui será apresentada a metodologia que será aplicada para o dimensionamento de todos os trocadores de calor do equipamento. Será levada em consideração apenas a troca de calor.

As diferenças e particularidades que existirão serão detalhadas em cada caso.

A taxa de calor trocado total pode ser expressa através da seguinte relação:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (1),$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de troca e ΔT_m é a média logarítmica das diferenças de temperatura.

O coeficiente global de transferência de calor é definido em termos da resistência térmica total entre os fluidos (resistências condutivas, convectivas e incrustações, que são uma maneira de representar a deposição de impurezas, poeiras e outras reações na superfície fluido/parede) separados por uma fronteira cilíndrica:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{f,e}''}{A_e} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (2),$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção (que possui diferentes correlações para cada um dos trocadores de calor, como será visto adiante), R_f'' o fator de incrustação (que segundo a ref. [3] vale $0,0001 m^2 \cdot K / W$ para água a temperaturas abaixo de $50^\circ C$), k a condutividade térmica do material (no caso os tubos utilizados serão de liga de cobre, com $k = 52 W / m \cdot K$), D o diâmetro

do tubo e L o comprimento do mesmo (estes dois são o objetivo do dimensionamento; o diâmetro será escolhido entre os valores de $1/4$, $3/8$ e $1/2$ pol, com o comprimento sendo depois calculado). Os índices i e e significam interno e externo, respectivamente.

Em relação à área externa tem-se

$$U = \left[\left(\frac{D_e}{D_i} \right) \left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{D_e}{D_i} \right) R_{f,i}'' + \left(\frac{1}{2.k} \right) D_e \cdot \ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right) + R_{f,e}'' + \left(\frac{1}{h_e} \right) \right]^{-1} \quad (3).$$

A área de troca pode ser expressa por:

$$A = (\pi.D).L \quad (4)$$

A média logarítmica das diferenças de temperatura pode ser expressa por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (5),$$

onde $\Delta T_1 = T_{h,e} - T_{c,e}$ e $\Delta T_2 = T_{h,s} - T_{c,s}$.

Os índices e , s , h e c significam entrada, saída, fluido quente e fluido frio, respectivamente.

Estas temperaturas também são específicas de cada trocador.

Agora será feita a análise de cada trocador em particular.

4.2 Evaporador

Os três trocadores de calor (evaporador, absorvedor e condensador) serão reservatórios de acrílico (para melhor visualização, uma vez que o equipamento é didático) com tubos de cobre passando por ele.

Para o escoamento interno ao tubo será adotada a correlação de Dittus-Böelter, válida para número de Reynolds superior a 10.000 e número de Prandtl entre 0,6 e 160:

$$h_i = \frac{k_l}{D_i} \cdot Nu = \frac{k_l}{D_i} \cdot 0,023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^n \quad (6),$$

onde k é a condutividade térmica, $n = 0,3$ quando o fluido interno está sendo resfriado e $n = 0,4$ quando o mesmo está sendo aquecido.

O número de Reynolds pode ser expresso por:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \quad (7),$$

onde \dot{m} é a vazão em massa e μ é a viscosidade do fluido.

Levando em conta que a água entra a 25°C e sai a 21°C, então as propriedades serão utilizadas serão para o valor médio, ou seja, 23°C (ref. [3] através de interpolação linear):

- $k_l = 608 \cdot 10^{-3} W / m \cdot K$
- $\mu = 935 \cdot 10^{-6} N \cdot s / m^2$
- $Pr = 6,44$

Adotando diâmetro externo de $3/16\text{pol} = 4,7625 \cdot 10^{-3}\text{m}$, com espessura de $0,8\text{mm}$, tem-se o diâmetro interno de $3,9625 \cdot 10^{-3}\text{m}$ e, portanto:

$$\text{Re} = 10310.$$

Logo, o coeficiente interno de transferência por convecção será:

$$h_i = 10021\text{W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}.$$

Agora externamente tem-se ebulição.

Uma vez que a temperatura de mudança de fase é 10°C e a temperatura que a água de aquecimento na entrada é 25°C , certamente a diferença de temperatura não irá ultrapassar 30°C .

Logo, tem-se um tipo de ebulição que é chamada ebulição nucleada.

Para esta situação, tem-se a seguinte correlação (ref. [3]):

$$q'' = \mu_l \cdot h_{fg} \cdot \left[g \cdot \frac{(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \cdot \left(\frac{c_{p,l} \cdot \Delta T_e}{C_{s,f} \cdot h_{fg} \cdot \text{Pr}_l^n} \right)^3 \quad (8),$$

onde q'' é a taxa de troca de calor por unidade de área, h_{fg} é o calor latente, g é a aceleração da gravidade ($9,8\text{m}/\text{s}^2$), ρ é a massa específica (inverso do volume específico), σ a tensão superficial, c_p o calor específico à pressão constante, ΔT_e é a diferença entre a temperatura da parede (que será aproximada pela média entre a temperatura de entrada e saída da água, ou seja, 23°C) e a do fluido em ebulição, $C_{s,f}$ e n são coeficientes que dependem da combinação superfície-líquido (segundo a ref. [3], para o caso água/cobre arranhada $C_{s,f} = 0,0068$ e $n = 1,0$).

Os índices l e v referem-se ao líquido e ao vapor, respectivamente.

Segundo a Lei do Resfriamento de Newton:

$$q'' = h_{ext} \cdot \Delta T_e \quad (9).$$

As propriedades da água para 10°C são (ref. [3]):

- $\mu_l = 1298 \cdot 10^{-6} \text{ N.s} / \text{m}^2$
- $h_{fg} = 2477 \text{ kJ} / \text{kg}$
- $v_l = 0,001000 \text{ m}^3 / \text{kg}$
- $v_v = 110,9 \text{ m}^3 / \text{kg}$
- $\sigma = 74,5 \cdot 10^{-3} \text{ N} / \text{m}$
- $c_{p,l} = 4,192 \text{ kJ} / \text{kg.K}$
- $\text{Pr} = 9,35$

A diferença de temperaturas ΔT_e é $23 - 10 = 13^\circ\text{C}$.

Através das equações (8) e (9) é possível calcular o coeficiente externo de transferência por convecção:

$$h_e = 3717 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}.$$

Através da equação (3) tem-se o coeficiente global de troca em relação à área externa:

$$U = 1619 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K}.$$

As diferenças de temperatura são:

$$\Delta T_1 = T_{h,e} - T_{c,e} = 25 - 10 = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,s} - T_{c,s} = 21 - 10 = 11^\circ\text{C}.$$

Logo, segundo a equação (5), a média logarítmica das diferenças de temperatura é:

$$\Delta T_{lm} = 12,9^{\circ}C .$$

Juntando as equações (1) e (4):

$$L_e = \frac{\dot{Q}_e}{\pi.U.\Delta T_{lm}.D_e} \quad (10).$$

A taxa de calor do evaporador já foi calculada anteriormente, $\dot{Q}_e = 504W$.

Substituindo:

$$\boxed{L_e = 1,61m}.$$

4.3 Absorvedor

Para o escoamento interno ao tubo será novamente adotada a equação (6) (correlação de Dittus-Böelter), porém o expoente n agora vale 0,4, uma vez que o fluido está sendo aquecido.

O primeiro passo é determinar a temperatura de saída da água de resfriamento, que é possível através da taxa de calor do absorvedor e da temperatura inicial (ambiente, 25°C).

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{ent},a} - T_{\text{sai},a})$$

A vazão máxima de água medida no laboratório é de 0,3kg/s. Como 0,03kg/s estão indo para o evaporador para ser resfriados, restam 0,27kg/s para o conjunto absorvedor+condensador. Logo:

$$-671 = 0,27 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot (25 - T_{\text{sai},a}) \text{ e portanto:}$$

$$T_{\text{sai},a} = 25,29^\circ\text{C} .$$

As seguintes propriedades são para a temperatura média entre a entrada e a saída da água:

- $k_l = 611 \cdot 10^{-3} \text{ W / m.K}$
- $\mu = 887 \cdot 10^{-6} \text{ N.s / m}^2$
- $\text{Pr} = 6,07$

O diâmetro externo aqui utilizado será de $D_e = 5/8 \text{ pol} = 1,5875 \cdot 10^{-2} \text{ m}$, com espessura de 0,8mm e, portanto, $D_i = 1,5075 \cdot 10^{-2} \text{ m}$.

Pela equação (7), $\text{Re} = 25709$ e, portanto, o coeficiente interno de transferência por convecção resulta em:

$$h_i = 6469 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K} .$$

Externamente tem-se uma forma de convecção forçada causada pelo “jato” de líquido que chega do absorvedor, que de alguma maneira agita a solução.

A correlação utilizada será a de Churchill e Bernstein (ref. [3]), que cobre toda a faixa de número de Reynolds para escoamento externo a um cilindro:

$$h_e = \frac{k_l}{D_e} \cdot Nu, \text{ com}$$

$$Nu = 0,3 + \left\{ 0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + (0,4/Pr)^{2/3} \right]^{1/4} \right\} \left[1 + (Re_D/282000)^{5/8} \right]^{4/5}$$

(11).

As seguintes propriedades foram retiradas da biblioteca do software EES (*Engineering Equation Solver*), para a solução de brometo de lítio/água a 30°C, na concentração média (54,25%):

- $k_l = 0,4368W / m.K$
- $Pr = 18,89$

Para o número de Reynolds será feita uma estimativa inicial de $Re = 2500$, já que é muito difícil avaliar o grau de agitação da solução. Quando montado e testado o equipamento será avaliado se foi bem estimado este valor. Caso necessário será adicionado ao conjunto um agitador a fim de corrigir isto.

Com isto é possível de calcular o coeficiente externo de transferência por convecção:

$$h_e = 2331W / m^2 .K .$$

Através da equação (3) tem-se o coeficiente global de troca em relação à área externa:

$$U = 1242W / m^2 .K .$$

As diferenças de temperatura são:

$$\Delta T_1 = T_{h,e} - T_{c,e} = 30 - 25 = 5^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{h,s} - T_{c,s} = 30 - 25,59 = 4,41^\circ C .$$

Logo, segundo a equação (5), a média logarítmica das diferenças de temperatura é:

$$\Delta T_{lm} = 4,7^\circ C .$$

A taxa de calor do absorvedor já foi calculada anteriormente, $\dot{Q}_a = -671W$.

O comprimento de tubulação no absorvedor pode ser expresso por:

$$L_a = \frac{\dot{Q}_a}{\pi \cdot U \cdot \Delta T_{lm} \cdot D_e} \quad (12)$$

Substituindo:

$$\boxed{L_a = 2,30m} .$$

4.4 Condensador

Novamente, para o escoamento interno ao tubo será novamente adotada a equação (6) (correlação de Dittus-Böelter), com n valendo 0,4 (fluido sendo aquecido).

A temperatura de entrada da água de resfriamento é a de saída do absorvedor, ou seja, $T_{ent,c} = T_{sai,a} = 25,29^{\circ}C$.

Para calcular a temperatura de saída:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c_p \cdot (T_{ent,c} - T_{sai,c}),$$

onde a vazão em massa é 0,27kg/s e $\dot{Q}_c = -531W$.

Logo:

$$-531 = 0,27 \cdot 4,2 \cdot 10^3 \cdot (25,29 - T_{sai,c}) \text{ e portanto:}$$

$$T_{sai,c} = 26,06^{\circ}C.$$

As propriedades são novamente para a temperatura média entre a entrada e a saída da água:

- $k_l = 612 \cdot 10^{-3} W / m.K$
- $\mu = 876 \cdot 10^{-6} N.s / m^2$
- $Pr = 5,99$

Pela equação (7), $Re = 26032$ e, portanto, o coeficiente interno de transferência por convecção resulta em:

$$h_i = 6510 W / m^2 .K .$$

Externamente tem-se condensação. Para condensação em película sobre um tubo horizontal tem-se a seguinte correlação (ref. [3]):

$$\bar{h}_e = 0,729 \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l \cdot h'_{fg}}{\mu_l \cdot \Delta T_e \cdot D_e} \right]^{1/4} \quad (13),$$

onde g é a aceleração da gravidade ($9,8m/s^2$), ρ é a massa específica (inverso do volume específico), k é a condutividade, h'_{fg} é o calor latente modificado, μ é a viscosidade, ΔT_e é a diferença entre a temperatura da parede (que será aproximada pela média entre a temperatura de entrada e saída da água, ou seja, $25,83^\circ\text{C}$) e a do fluido em condensação (40°C) e D_e é o diâmetro externo do tubo.

Os índices l e v referem-se ao líquido e ao vapor, respectivamente.

As propriedades da água para 40°C são (ref. [3]):

- $\mu_l = 655 \cdot 10^{-6} \text{ N.s} / \text{m}^2$
- $h_{fg} = 2406 \text{ kJ} / \text{kg}$
- $v_l = 0,001008 \text{ m}^3 / \text{kg}$
- $v_v = 19,71 \text{ m}^3 / \text{kg}$
- $k_l = 632 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{m.K}$
- $c_{p,l} = 4,179 \text{ kJ} / \text{kg.K}$

O calor latente modificado é expresso por (ref. [3]):

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,68 \cdot c_{p,l} \cdot \Delta T_e$$

Calculando:

$$h'_{fg} = 2446 \text{ kJ} / \text{kg} .$$

Substituindo todos os valores na equação (13) calcula-se o coeficiente externo de transferência por convecção:

$$h_e = 10336W / m^2 .K .$$

Através da equação (3) tem-se o coeficiente global de troca em relação à área externa:

$$U = 2120W / m^2 .K .$$

As diferenças de temperatura são:

$$\Delta T_1 = T_{h,e} - T_{c,e} = 40 - 25,59 = 14,41^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{h,s} - T_{c,s} = 40 - 26,06 = 13,94^\circ C .$$

Logo, segundo a equação (5), a média logarítmica das diferenças de temperatura é:

$$\Delta T_{lm} = 14,2^\circ C .$$

A taxa de calor do condensador já foi calculada anteriormente, $\dot{Q}_c = -531W$.

O comprimento de tubulação no condensador pode ser expresso por:

$$L_c = \frac{\dot{Q}_c}{\pi . U . \Delta T_{lm} . D_e} \quad (14)$$

Substituindo:

$$\boxed{L_c = 0,35m} .$$

5 SELEÇÃO DE COMPONENTES

5.1 Resistência elétrica

Foi determinada anteriormente a taxa de troca de calor necessária no gerador, que será $\dot{Q}_g = 697W$.

Para isto será utilizada uma resistência elétrica de chuveiro, de $5500W$.

5.2 Bomba

A bomba que será utilizada no equipamento deverá atender duas condições:

- diferença de pressões requerida no ciclo, entre as pressões $p_1 = 7,384kPa$ (temperatura do condensador, $40^\circ C$) e $p_2 = 1,228kPa$ (temperatura do evaporador, $10^\circ C$), portanto $\Delta p = 6,156kPa$; A bomba que será utilizada no equipamento deverá atender duas condições:
- vazão requerida, que já foi calculada anteriormente, $m_g = 1,33 \cdot 10^{-3} kg/s$.

Para esta tarefa será utilizada uma bomba de máquina de lavar roupas.

6 CONCEPÇÃO MECÂNICA

Aqui será feita uma análise a respeito dos reservatórios utilizados para os trocadores de calor do equipamento.

O primeiro passo é determinar como serão esses reservatórios.

A princípio está definido que serão utilizados tanques cilíndricos construídos de acrílico, visando facilitar a visualização de todo o ciclo, uma vez que o equipamento é puramente didático.

Esses tanques estarão sujeitos à pressão atmosférica externamente (que será considerada como sendo $p_{atm} = 1atm = 101,325kPa$) e às duas diferentes pressões de trabalho internamente, que são $p_1 = 7,384kPa$ (temperatura do condensador, $40^\circ C$) e $p_2 = 1,228kPa$ (temperatura do evaporador, $10^\circ C$) e.

Será feita uma análise para a diferença de pressão crítica, ou seja, a maior, que no caso é a entre a pressão atmosférica e a menor pressão, $p_1 = 1,228kPa$.

Segundo a referência [6], para vasos de pressão cilíndricos de parede fina (considerados assim quando a razão entre o raio e a espessura é $\frac{r}{t} > 10$) sujeitos a uma diferença de pressão $-\Delta p$ (entre o interior e o exterior, negativa, pois a externa excede a interna), as tensões principais atuantes são:

$$\text{Superfície externa: } \sigma_1 = 0; \sigma_2 = -\frac{\Delta p \cdot r}{2 \cdot t}; \sigma_3 = -\frac{\Delta p \cdot r}{t};$$

$$\text{Superfície interna: } \sigma_1 = \Delta p; \sigma_2 = -\frac{\Delta p \cdot r}{2 \cdot t}; \sigma_3 = -\frac{\Delta p \cdot r}{t}.$$

Com esse resultado chega-se à máxima tensão de cisalhamento:

$$\text{Superfície externa: } \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\Delta p \cdot r}{2 \cdot t};$$

$$\text{Superfície interna: } \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\Delta p \cdot r}{2 \cdot t} + \frac{\Delta p}{2}.$$

Como a razão $\frac{r}{t}$ é grande, o termo $\frac{\Delta p}{2}$ pode ser desprezado, tornando as duas tensões iguais. Logo, a tensão máxima de cisalhamento absoluta é:

$$\tau_{\max} = \frac{\Delta p \cdot r}{2 \cdot t}.$$

Utilizando o critério de falha de Tresca, tem-se:

$$\tau_{\max} \leq \frac{\sigma_{esc}}{2}$$

Logo, a espessura mínima do tanque deverá ser:

$$\frac{\Delta p \cdot r}{t} \leq \sigma_{esc} \Rightarrow t \geq \frac{\Delta p \cdot r}{\sigma_{esc}}.$$

Segundo a referência [8], o limite de escoamento do acrílico (polimetil metacrilato, PMMA) está entre 53,8 e 73,1MPa .

Tomando o pior caso, tem-se:

$$t \geq \frac{(101,325 - 1,228)}{53,8 \cdot 10^3} \cdot r \text{ e portanto:}$$

$$\boxed{t \geq 0,00186 \cdot r}.$$

Já era esperado que a espessura exigida fosse pequena, uma vez que as pressões de trabalho são muito baixas.

Um estudo completo deveria englobar a verificação de estabilidade, uma vez que o reservatório estaria sujeito à flambagem (pressão externa maior que a interna).

Na referência [7] há formulações para isso, porém são complexas para o escopo deste trabalho, e pelo resultado obtido para a espessura é praticamente impossível de ocorrer o fenômeno, o reservatório será bem mais espesso que o calculado.

7 COMPONENTES E CUSTOS

Os reservatórios serão cilindros de acrílico costurados, com tampas coladas (por questões de custo), com 100mm de diâmetro, 500mm de comprimento e 3mm de espessura. O custo unitário foi de R\$102,50, totalizando R\$410,00. Foi comprado um tubo de silicone para a vedação das tampas (R\$9,29).

Para a tubulação de cobre para a circulação de água (aquecimento para o evaporador e resfriamento para o absorvedor e para o condensador) foi comprado 1700g de tubo de 5/8pol (R\$85,00) e 350g de tubo de 3/16pol (R\$21,00), totalizando R\$106,00.

Somado-se a isso foi comprado 1 tee com 1 niple de 3/4pol (ramificação da tubulação, $R\$1,32 + R\$0,41 = R\$1,73$), 1 torneira auxiliar (uma já existe no laboratório, R\$13,59), 2 espigões fêmea de 1/2pol ($2 * R\$7,20 = 14,40$), 5m de mangueira de plástico (R\$12,10) e 4 abraçadeiras inox 5/8pol ($4 * R\$2,10 = R\$8,40$).

Para a conexão entre os reservatórios foi comprado 1m de tubo de cobre de 1/4pol (R\$7,65) junto com 4 válvulas de agulha com os devidos conectores ($4 * R\$22,96 = R\$91,84$).

Para as medições de pressão foram comprados 2 manômetros para manifold azul ($2 * R\$24,00 = R\$48,00$). Junto com isso foram compradas 2 válvulas se serviço Schrader ($2 * R\$5,00 = R\$10,00$).

Por fim foi comprada uma bomba de máquina de lavar roupas (R\$25,00) e uma resistência elétrica de chuveiro (R\$7,50).

O custo total desses componentes foi de R\$765,50.

8 CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO

Para a construção do protótipo foi necessária a ajuda do técnico Wilson, da escola, além de muitas outras pessoas interessadas no assunto.

O esquema do equipamento é o seguinte:

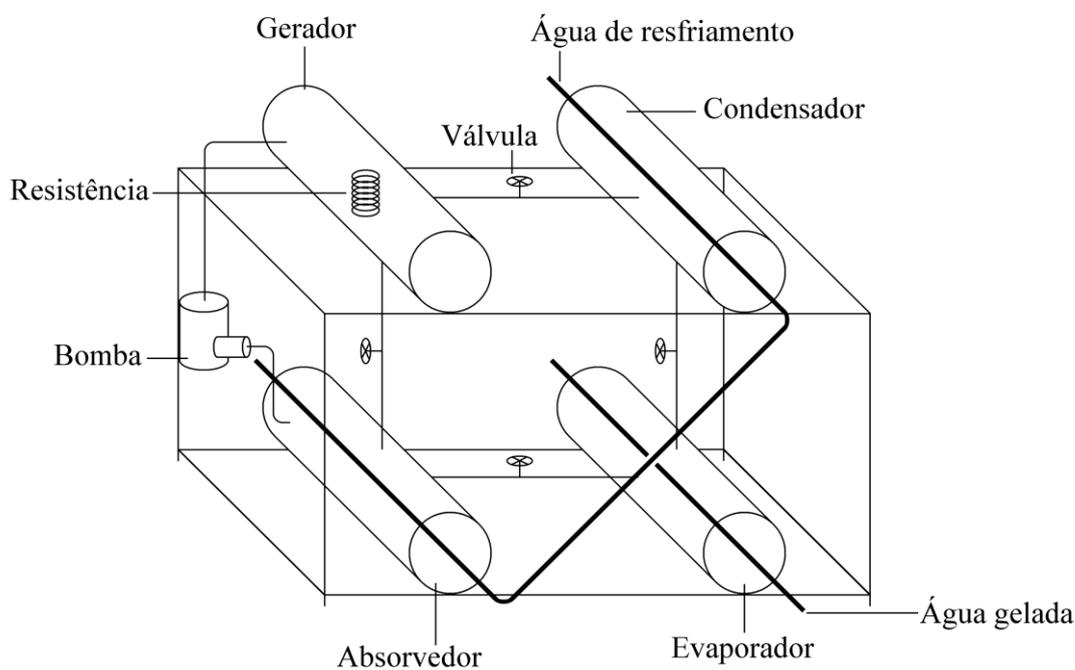


Figura 8-1, Esquema do equipamento

8.1 Estrutura de suporte

Primeiramente foi feito um suporte, sustentação para os reservatórios. Para isso foram utilizadas barras em L de aço dobradas e posteriormente soldadas, fazendo uma estrutura cúbica, com 2 reservatórios em cima (gerador e condensador) e 2 em baixo (absorvedor e evaporador).

Na figura abaixo a estrutura:

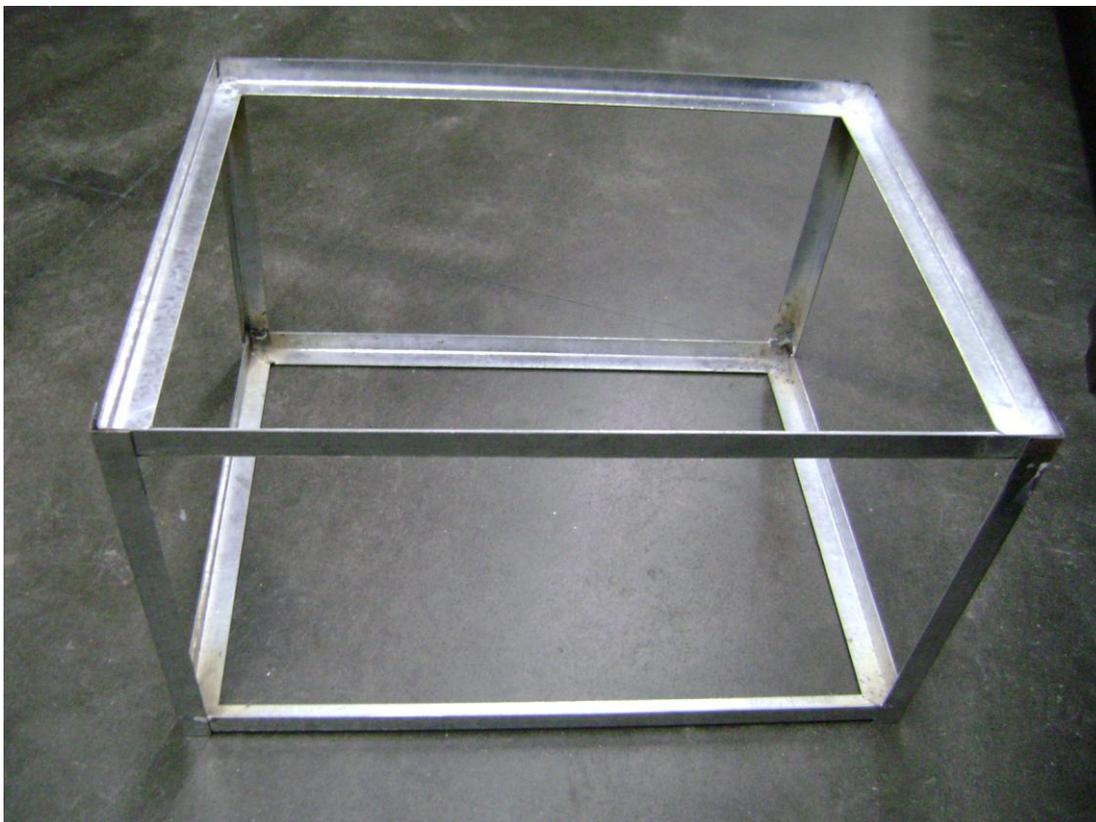


Figura 8-2, Foto da estrutura de suporte

8.2 Fixação dos reservatórios

Para esta tarefa foram cortadas chapas finas de metal e dobradas a fim de se obter abraçadeiras do tamanho dos tubos. A fixação das abraçadeiras na estrutura se deu por parafusos.

Nas figuras abaixo as abraçadeiras e os reservatórios já montados na estrutura:

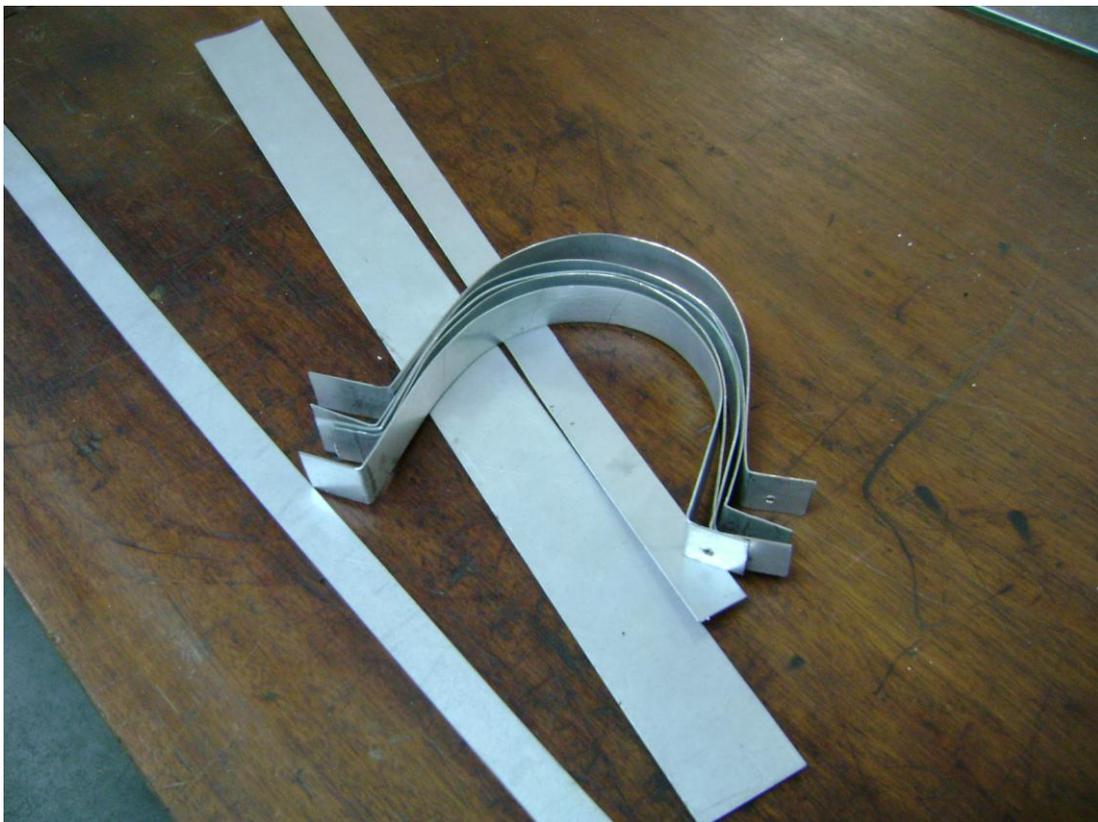


Figura 8-3, Foto das abraçadeiras dos reservatórios



Figura 8-4, Foto da estrutura com os reservatórios

8.3 Furação dos reservatórios

Com a estrutura pronta foi necessário então fazer a furação de todos os reservatórios de acrílico, para a conexão das válvulas de agulha entre eles e instalação dos manômetros e válvulas de serviço, além das tampas, para a passagem dos tubos de cobre de aquecimento/refrigeração.

Para praticamente todos os furos foi preciso escolher uma broca menor que o furo e posteriormente alargá-lo (com o auxílio de uma lima).

8.4 Tubos de cobre

A próxima etapa foi preparar os tubos de cobre para o evaporador, condensador e absorvedor.

Para o evaporador mediu-se no tubo de $3/16\text{pol}$ o comprimento calculado no dimensionamento e com isso fez-se uma espiral, para ter exatamente o tamanho de tubulação desejado internamente.

Para o condensador foi feito apenas um passe de tubo de $5/8\text{pol}$, que atende ao dimensionamento.

Por fim no absorvedor desejava-se fazer o mesmo do evaporador, mas pela espessura do tubo não foi possível fazer a espiral. A solução alternativa foi fazer reto com alguns passes (5 no total). Um problema encontrado foi na hora de dobrar o tubo. Como o raio da dobra era muito próximo do raio dele próprio, amassava-o. Então foi preciso comprar conexões em U para a tarefa, soldadas nos tubos.

8.5 Bomba

A entrada e a saída da bomba eram muito grandes para a conexão com os tubos de cobre de $1/4\text{pol}$, então foi necessário fazer uma redução. Para isto fabricou-se no torno da escola 2 tampas de plástico sob medida e coladas na bomba, sendo assim possível fazer furos do tamanho adequado para os tubos.

8.6 Painel elétrico

Para a ligação tanto da bomba quanto da resistência elétrica foi necessário fazer um painel de comando, com chaves individuais para os dois, além de um fusível para segurança.

8.7 Montagem

Com tudo pronto foi possível então montar o equipamento.

Primeiramente foram coladas as tampas dos reservatórios. Para isso foram inseridos os tubos de cobre e a resistência elétrica, alinhadas as tampas e realizada a colagem com cola própria para acrílico, conseguida na própria escola. Depois disso foi feita a vedação das tampas, com silicone.

Depois foi feita a vedação de todos os outros componentes, ou seja, tubos de cobre e fios da resistência elétrica. A primeira tentativa foi novamente com silicone, que se mostrou ineficiente para o serviço. A solução encontrada foi a araldite, que colou de maneira eficaz todas as partes.

8.8 Ajustes finais

A etapa final da construção foi colocar mangueiras de borracha nos tubos de cobre, junto com abraçadeiras, para conexão nas torneiras e despejo.

Com isto o equipamento ficou pronto para ser levado a uma sala, onde possa ficar instalado, e então colocá-lo para funcionar.

Seguem algumas fotos do equipamento final.

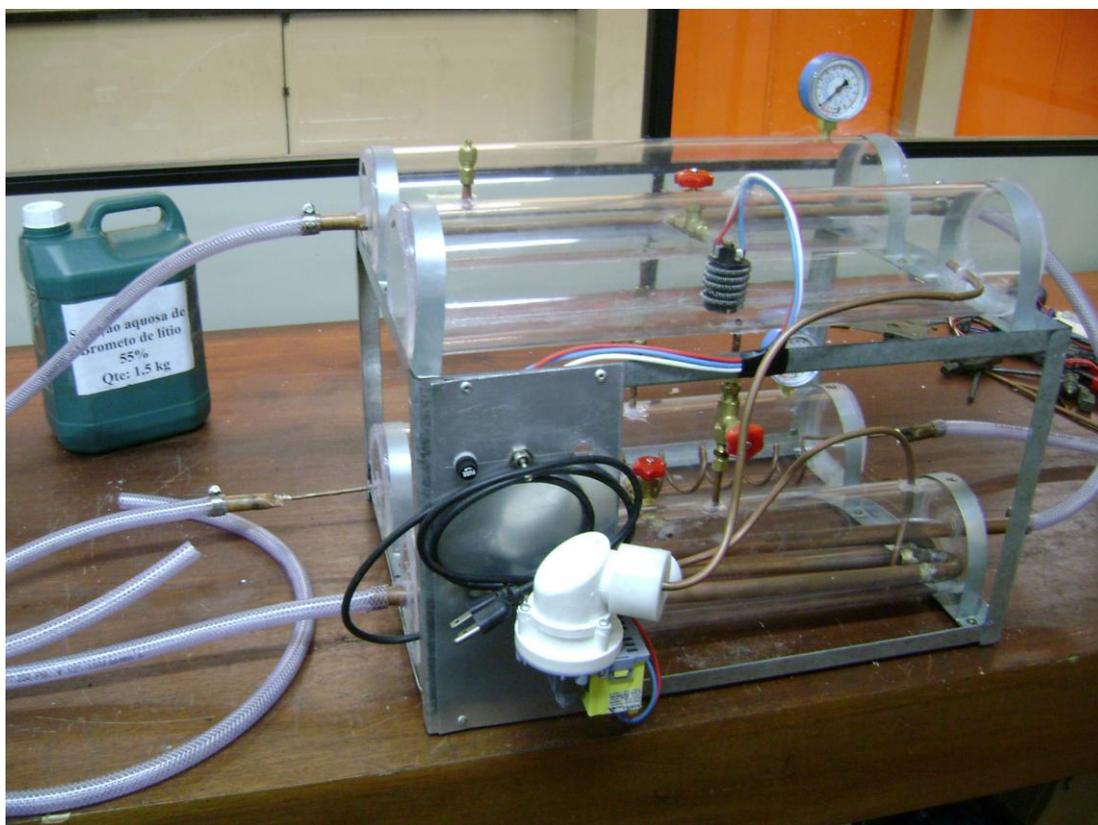


Figura 8-5, Foto do equipamento final (frontal)

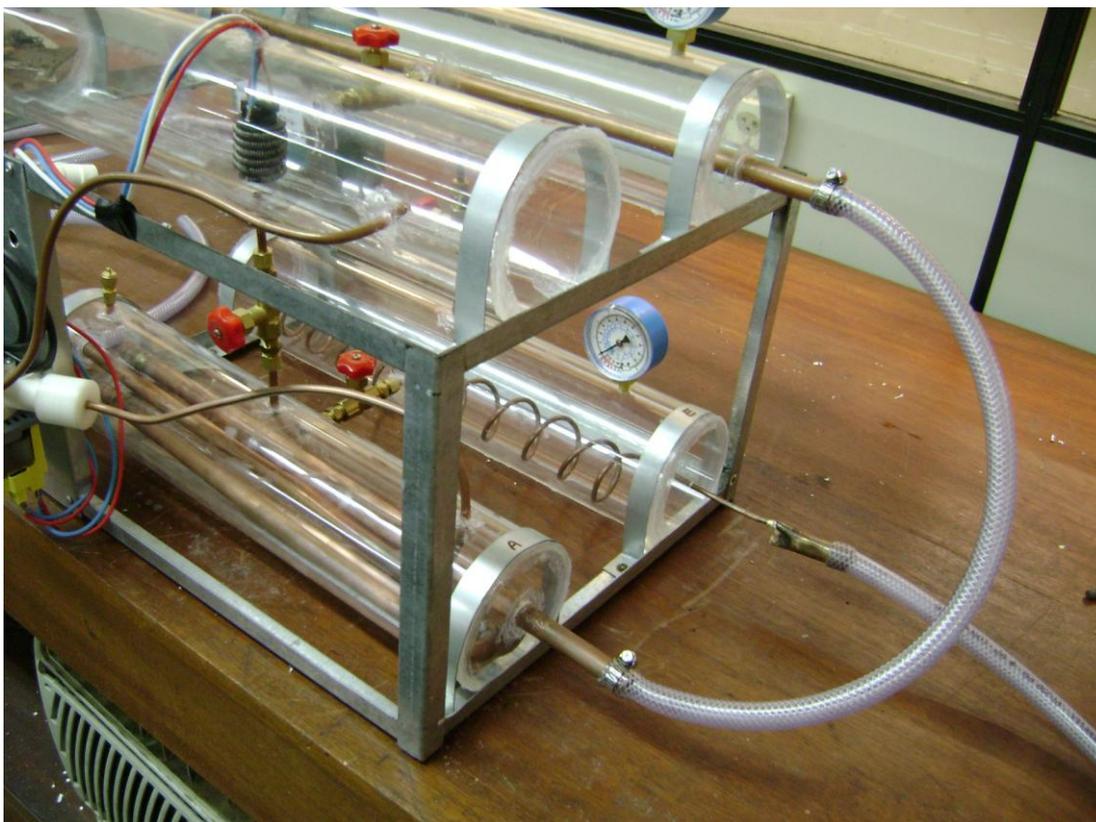


Figura 8-6, Foto do equipamento final (lateral)

9 TESTES DE FUNCIONAMENTO

Para funcionar o equipamento primeiramente definiu-se a sala em que ele seria instalado.

Nessa sala foi preciso fechar o registro para tirar uma torneira, instalar um tee e ramificar a linha, agora com duas torneiras (uma linha para o evaporador, a água que deverá ser refrigerada, e outra linha para o condensador/absorvedor, como água de resfriamento).

Com isso adaptou-se uma mesa para colocá-lo em cima.

A primeira etapa foi fazer o vácuo do sistema, através de uma bomba de vácuo.

Neste momento o equipamento falhou. Durante o procedimento de vácuo os reservatórios começaram a estalar, demonstrando que não suportariam a pressão. Então a bomba foi desligada, e o funcionamento temporariamente interrompido.

Tal fato ocorreu provavelmente pelo fato de os reservatórios serem calandrados, com costura, o que reduz sensivelmente sua resistência.

Como citado anteriormente tal solução foi escolhida apenas por questões financeiras. No projeto constava a utilização de reservatórios tubulares sem emenda.

O projeto será retomado no momento que a escola conseguir verba para comprar tais reservatórios.

10 CONCLUSÕES

A primeira parte deste projeto consistiu em fazer todo o estudo teórico de um sistema de refrigeração por absorção para utilização didática.

A primeira parte consistiu em modelar o sistema termodinamicamente, através de balanços de massa e energia. Com isso foram determinados alguns parâmetros de projeto, baseados na capacidade do laboratório da escola junto com a finalidade didática do equipamento.

A próxima etapa foi o dimensionamento dos trocadores de calor. Aqui ocorreram alguns problemas, já que com as condições iniciais estabelecidas não foi possível obter comprimentos de tubulação viáveis. Através de um processo cíclico foi se ajustando os parâmetros a fim de se conseguir algo possível de se construir para o laboratório, com custos controlados.

Por fim foi especificada a resistência elétrica para o gerador e a bomba, além de uma análise mecânica a respeito da espessura necessária para que os tanques de acrílico resistam às diferenças de pressões.

Após uma pesquisa de mercado foi possível comprar todos os componentes que serão utilizados na construção do equipamento, totalizando R\$765,50.

Com os componentes foi possível construir o protótipo do equipamento.

No momento de colocá-lo para funcionar primeiramente era necessário fazer o vácuo do sistema. Infelizmente os reservatórios de acrílico costurados não agüentaram a pressão e assim o equipamento não pôde funcionar.

A finalização deste trabalho ficará no aguardo de a escola conseguir verba pra poder colocar reservatórios sem emenda, adequados para esta aplicação.

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Stoecker, W. F., Jones, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**, São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- [2] Oliveira Jr., S., Tribess, A., Hernandez Neto, A., Fiorelli, F. A. S. **Sistemas de Refrigeração por Absorção**, São Paulo, 2004.
- [3] Incropera, F. P., DeWitt, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 5ªed., Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2003.
- [4] Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E., Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica**, 6ªed., São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2003.
- [5] Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., Wrobel, L. C. 2002. Design and Construction of a LiBr-Water Absorption Machine. **Energy Conversion and Management**, V. 40, n. 15, P. 2483-2508, 2002.
- [6] Gere, J. M. **Mecânica dos Materiais**, 5ªed., São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.
- [7] Young, W. C., Budynas, R. G. **Roark's Formulas for Stress and Strain**, 7ªed., New York: McGraw-Hill, 2002.
- [8] Callister Jr., W D. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**, 5ªed., Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2002.