



**UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE
DOURADOS
FAEN – FACULDADE DE ENGENHARIA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIA**



SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA ÔNIBUS URBANO

Marcus Vinícius Gayão

Dourados

2014

Marcus Vinícius Gayão

SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA ÔNIBUS URBANO

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia de Energia da Faculdade de Engenharia – UFGD, para a obtenção do título de Graduado em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Manfredini
Ferreira

Dourados

2014

Gayão, Marcus Vinícius.

Sistema de Ar Condicionado para Ônibus Urbano /
Marcus Vinícius Gayão. – Dourados, MS : UFGD, 2014.
56p.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Manfredini Ferreira
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em
Engenharia de Energia) – Universidade Federal da Grande
Dourados.

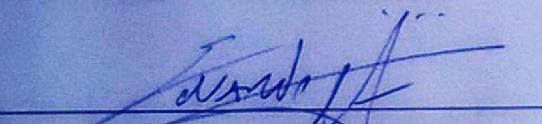
1. Ar Condicionado. 2. Refrigeração por Absorção. 3.
Ônibus. I. Título.

MARCUS VINÍCIUS GAYÃO

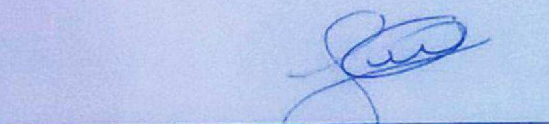
SISTEMA DE AR CONDICIONADO PARA ÔNIBUS URBANO

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia de Energia da Faculdade de Engenharia – UFGD, para a obtenção do título de Graduado em Engenharia de Energia.

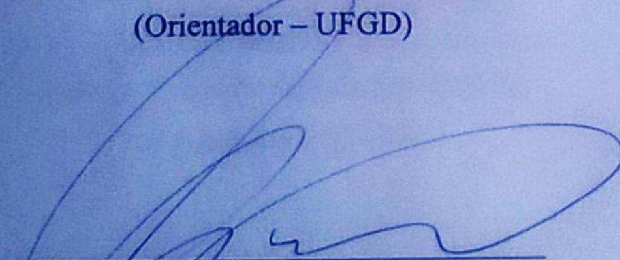
APROVADO: 23 de Julho de 2014



Prof. Dr. Eduardo Manfredini Ferreira
(Orientador – UFGD)



Prof. Dr. Fernando Augusto Alves Mendes
(UFGD)



Prof. MSc. Ramon Eduardo Pereira Silva
(UFGD)

AGRADECIMENTOS

À minha família, que sempre me apoiou essa jornada, mesmo com todas as dificuldades e contratemplos.

À namorada, Camile, que foi a pessoa mais presente durante todo o tempo de curso e de trabalho, com quem sempre pude contar.

Aos amigos de curso, que ajudaram em vários momentos e deram boas ideias para continuidade do trabalho.

Ao professor Eduardo Manfredini, que aceitou trabalhar esse projeto e auxiliou na sua construção.

Às bandas Alter Bridge e Pathfinder, cujas músicas proporcionaram melhor rendimento durante os trabalhos.

RESUMO

Sistemas de refrigeração por absorção são equipamentos que utilizam uma fonte térmica para produção de frio, seja essa fonte exclusiva ou proveniente de outro processo como calor residual. Os motores dos ônibus produzem grande volume de gases à alta temperatura que é jogado no ambiente pelo escapamento, mas que podem ser utilizados como fonte de calor para o sistema de absorção. Este trabalho propõe o uso de equipamentos de absorção para condicionamento do ar do interior de um ônibus com as características dos veículos utilizados no transporte urbano de Dourados, MS, assim como condições ambientais da cidade. É realizado o cálculo da carga térmica do interior do ônibus, dimensionamento de sistemas de refrigeração por compressão de vapor e por absorção utilizando diferentes refrigerantes, balanço de energia do ciclo e o dimensionamento das tubulações. Há dois capítulos que tratam exclusivamente do motor diesel acerca da sua capacidade de disponibilizar calor para o sistema de refrigeração. Conclui-se que o calor dos gases de escape do motor é suficiente para suprir a demanda do ciclo, proporcionando ao veículo um menor consumo de combustível por agora ser dotado de um sistema de cogeração, onde o motor consome a mesma quantidade de energia e produz tração para o veículo e conforto térmico aos passageiros.

PALAVRAS CHAVE: ar condicionado, refrigeração por absorção, ônibus.

ABSTRACT

Absorption refrigeration systems are equipment that uses a thermal source to cold generation, with an exclusive source or from residual heat from another process. The buses engines produce large volume of gases at high temperature which is wasted to the environment, but could be used as a heat source to the absorption system. This work proposes the use of absorption equipment to the air conditioning of a bus with the characteristics of vehicles used on urban transport in Dourados, MS, with environmental conditions from this city. Is performed the calculation of the thermal load inside the bus, dimensioning of vapor compression and absorption refrigeration systems using different refrigerants, cycle energy balance and pipe dimensioning. There are two chapters that deal solely the diesel engine capacity to produce heat to the absorption system. It is concluded that the heat of the engine escape gases is sufficient to feed the cycle demand, providing the vehicle with lower fuel consumption, because it now have a cogeneration system, where the engine consumes the same energy and produces traction to the vehicle and thermal comfort to the passengers.

KEYWORDS: air conditioning, absorption refrigeration, bus.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	8
2.	REVISÃO DA LITERATURA.....	10
2.1.	Refrigeração a vapor.....	10
2.2.	Refrigeração por absorção.....	11
3.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA.....	13
3.1.	Cálculo das parcelas relativas à condução e irradiação.....	13
3.2.	Cálculo das parcelas relativas à ocupação e equipamentos.....	15
3.3.	Cálculo da parcela relativa ao insuflamento de ar.....	16
4.	SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR POR COMPRESSÃO DE VAPOR....	17
5.	SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR POR ABSORÇÃO.....	19
6.	BALANÇO ENERGÉTICO DE UM MOTOR A DIESEL.....	25
7.	CRITÉRIO DE ESCOLHA.....	26
8.	EQUACIONAMENTOS PARA O DIMENSIONAMENTO.....	27
8.1.	Análise do evaporador.....	27
8.2.	Análise do absorvedor.....	27
8.3.	Análise do recuperador de calor.....	28
8.4.	Análise do gerador.....	29
8.5.	Análise do condensador.....	29
8.6.	Coefficiente de desempenho (COP).....	29
9.	VAZÃO DOS GASES DE COMBUSTÃO.....	30
10.	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES.....	31
10.1.	Área de troca de calor.....	31
10.1.1.	Evaporador.....	32
10.1.2.	Gerador.....	34
10.1.3.	Recuperador de calor.....	37
10.1.4.	Condensador.....	37
10.2.	Balanço de energia no ciclo.....	38
10.2.1.	Evaporador.....	38
10.2.2.	Gerador.....	39
10.2.3.	Condensador.....	39
10.2.4.	Recuperador de calor.....	39

10.2.5.	Bomba de circulação.....	39
10.2.6.	Absorvedor.....	40
10.3.	Visão geral.....	40
11.	DIMENSIONAMENTO DAS TUBULAÇÕES	41
12.	BENCHMARK.....	45
13.	CONCLUSÕES	46
14.	REFERÊNCIAS	48
	APÊNDICE 1	52
	APÊNDICE 2	56

1. INTRODUÇÃO

Os recentes eventos no início do século XXI não deixam dúvidas de que essa é a era ambiental, o momento em que o homem notou nitidamente que mudanças precisam ser tomadas, se quisermos pensar no futuro. Várias são as medidas adotadas por governos, organizações, grupos independentes, etc, para reduzir os impactos passados ou amenizar os que ainda existem. Os setores que atraem mais atenção, quando se trata de emissão de poluentes, atualmente, são o industrial e o de transportes, onde o consumo de combustíveis fósseis é o vilão do presente que ameaça o futuro.

O setor de transportes se mostra cada dia mais competitivo no mercado, principalmente o rodoviário, que corresponde à maior parte dos meios de locomoção no planeta. As grandes cidades sofrem cada vez mais com o trânsito e a poluição que este provoca, adotando medidas de combate ao tráfego intenso, como o rodízio de veículos, que proíbe carros de circularem em certos dias da semana de acordo com sua placa. Entretanto, a melhor forma de combater o tráfego urbano é utilizando meios de transporte coletivos que sejam eficazes e de qualidade. Há algumas cidades que, devido às suas receitas, podem arcar com projetos de metrô, trem ou outras alternativas, mas o meio mais utilizado é o ônibus urbano. Tendo isso em vista, é de suma importância que se tenham ônibus com motores eficientes e com nível aceitável de emissão de poluentes.

A atual situação econômica e a constante alta nos recursos energéticos, nos leva a pensar e optar por veículos com menores níveis de consumo e, algumas vezes, leva o consumidor a abrir mão de alguns opcionais de alto custo energético. Seguindo uma tendência mundial, hoje, o conforto térmico é uma exigência cada vez mais comum, seja em casa, no ambiente de trabalho ou no trajeto entre eles, que impacta em um alto consumo energético. Dessa forma, a disputa de mercado faz com que cada vez melhores sistemas sejam criados e aperfeiçoados para dar mais conforto e acessibilidade financeira ao usuário.

Pensando no futuro, se destacará no setor aquele que melhor conciliar as questões supracitadas. O objetivo deste trabalho é estudar uma alternativa que melhor se encaixe nessas situações. Uma forma conhecida de se fazer isso é aproveitando a temperatura dos gases de exaustão do motor, que antes de irem para a atmosfera passam por um catalisador, onde são retiradas as substâncias poluentes, mas a energia contida nos gases não é utilizada, sendo desperdiçada para o ambiente.

O mecanismo de refrigeração ou condicionamento de ar que se utiliza de calor como fonte de energia é chamado de sistema de refrigeração por absorção, que será definido mais a

frente neste trabalho. Sendo assim, o aproveitamento do calor contido nos gases de escape do motor para condicionamento de ar do interior do veículo trará o conforto térmico desejado e não irá consumir combustível adicional, resultando em maior eficiência do veículo como um todo, colaborando para a economia e menores índices de emissões de poluentes.

O capítulo 2 deste trabalho traz uma revisão da literatura sobre as tecnologias que envolvem o conforto térmico em veículos.

Em seguida, no capítulo 3, é calculada a carga térmica do ambiente, ou seja, o calor a ser retirado do interior do ônibus para que se tenha uma temperatura agradável.

Os capítulos 4 e 5 tratam, respectivamente, da utilização do sistema de compressão de vapor ou do sistema de refrigeração por absorção, com análises termodinâmicas pontuais e eficiência dos ciclos em geral, utilizando diferentes opções de fluidos de trabalho.

Nos capítulos 6 e 9 é determinada a quantidade de calor disponível para o sistema de absorção por meio de um balanço energético de um motor diesel, e a vazão de gases de escape, respectivamente.

O capítulo 7 faz uma comparação das prévias análises e explicita qual a melhor tecnologia para o escopo do trabalho.

No capítulo 8 se encontram os equacionamentos usados para o dimensionamento do sistema de refrigeração.

Os capítulos 10 e 11 destinam-se ao cálculo e dimensionamentos dos equipamentos e tubulações.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. Refrigeração a vapor

O ciclo de compressão de vapor é o método mais utilizado em veículos rodoviários para produção de frio visando o conforto térmico ambiente. Todo ciclo térmico real é comparado ao ciclo de Carnot, por ser este o de maior rendimento térmico possível. Dadas as particularidades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se outro ciclo que é chamado de ciclo teórico de refrigeração, devido aos processos envolvidos serem mais parecidos com os do ciclo real de refrigeração. A Fig. 1 mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com seus principais componentes.

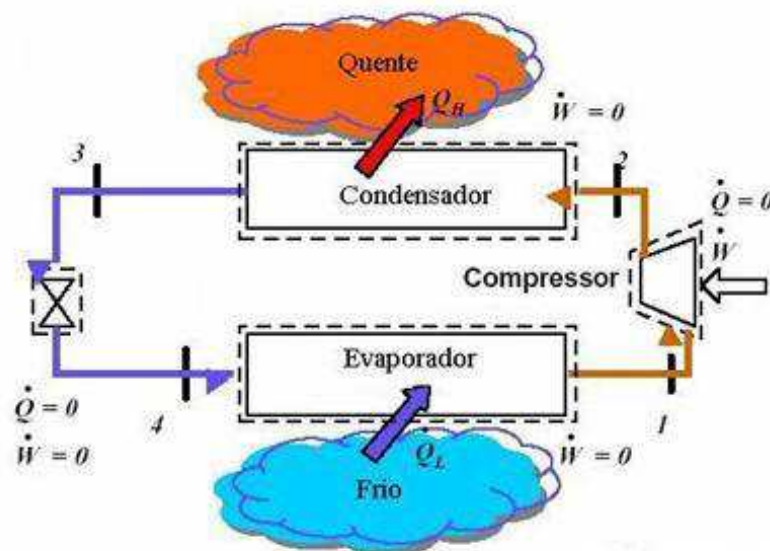


Figura 1 – Ciclo básico de compressão de vapor (GUIMARÃES, 2011).

Os processos termodinâmicos idealizados, que constituem o ciclo teórico de refrigeração são analisados a seguir (MORAN, 2013).

Trecho 1-2: Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação;

Trecho 2-3: Rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois;

Trecho 3-4: Expansão irreversível, à entalpia constante, desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação;

Trecho 4-1: Ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado.

2.2. Refrigeração por absorção

Desde a invenção da primeira máquina de absorção, a popularidade de sistemas de absorção primeiramente aumentou e sofreu uma diminuição devido às condições econômicas e de desenvolvimento tecnológico. As vantagens de sistemas de absorção, contudo, permanecem as mesmas ao longo do tempo e são basicamente as seguintes (GUIMARÃES, 2011):

- a) são silenciosos e livres de vibração;
- b) o calor recuperado pode ser utilizado como insumo energético (em substituição ao trabalho mecânico);
- c) não causam dano à camada de ozônio e podem ter menor impacto no aquecimento global do que outras opções;
- d) são economicamente atrativas quando os custos dos combustíveis são substancialmente menores que os de energia, tendo-se cuidado em avaliar os custos de instalação e operação.

No ciclo de absorção, o compressor é substituído por um conjunto gerador-absorvedor e o fluido frigorífico é substituído por uma solução refrigerante-absorvente. Esses sistemas utilizam pares de fluidos na sua operação, geralmente amônia-água ou água-brometo de lítio, um como refrigerante e outro como absorvente. Isso se deve ao fato de alguns fluidos refrigerantes terem grande afinidade química com absorventes, com os quais se misturam formando uma solução na fase líquida (MENNA, 2008).

O ciclo de absorção (Fig. 2) é composto basicamente por quatro processos, sendo dois deles caracterizados por trocas de calor e os dois outros caracterizados por trocas simultâneas de calor e massa. Estes processos são os seguintes (GUIMARÃES, 2011):

- a) vaporização do refrigerante no evaporador;
- b) absorção do refrigerante pela solução no absorvedor;
- c) separação (dessorção) do refrigerante no gerador;
- d) condensação do refrigerante no condensador.

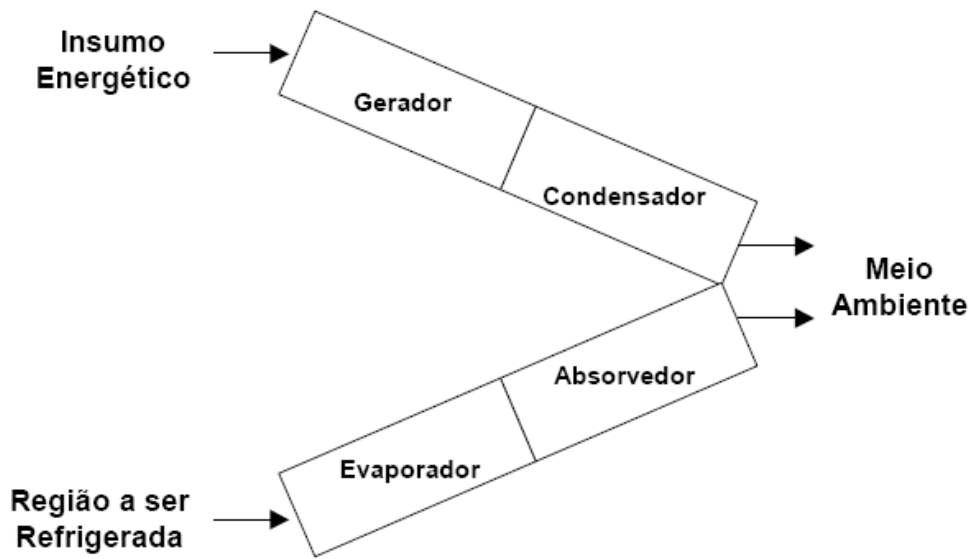


Figura 2 – Funcionamento básico de um sistema de refrigeração por absorção (GUIMARÃES, 2011).

3. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

De acordo com a Associação Americana de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE, 2009), as fontes térmicas a serem consideradas, de uma maneira geral, são equipamentos elétricos, motores de combustão, fontes de chama, ocupação, condução por paredes, irradiação por paredes transparentes e entrada de ar externo. Analisando o veículo, as fontes pertinentes são mostradas na Fig. 3.

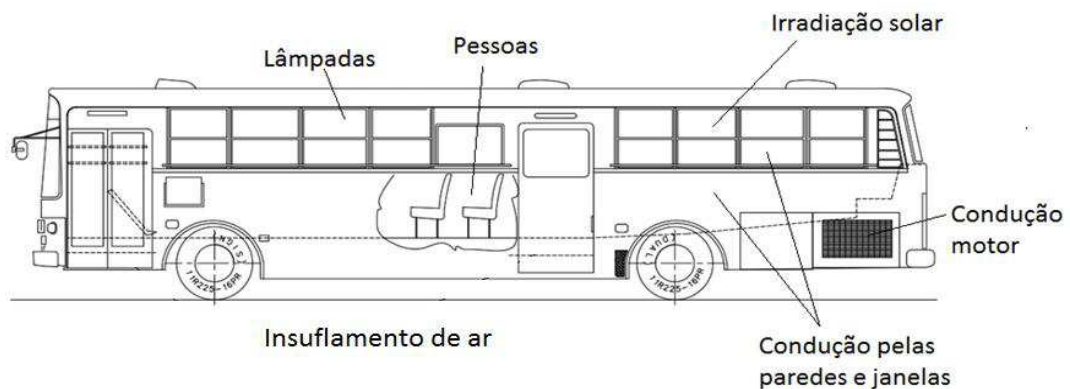


Figura 3 – Possíveis cargas térmicas em um ônibus (MAGAZONI, 2011).

3.1. Cálculo das parcelas relativas à condução e irradiação

As dimensões consideradas para o cálculo da carga térmica relativa à condução e a irradiação estão apresentadas na Tab. 1.

Tabela 1 – Dimensões de um típico ônibus urbano.

Dimensões	(m)
Largura	2,5
Comprimento	12,5
Altura	2,0
Janelas laterais n = 13	1,0 1,0
Porta	1,0 2,1
Janela frontal	1,4 2,5
Janela traseira	1,0 2,5

onde n é o número total de janelas do ônibus.

De acordo com Martinelli (2008), os ônibus são normalmente construídos com chapas de aço de 1 a 2 mm em todas as paredes. Outras partes constituintes dos ônibus estão mostradas na Tab. 2.

Tabela 2 – Composição das superfícies do ônibus (MARTINELLI, 2008)

Superfície	Material	Espessura (mm)
Assoalho (proteção)	Chapa de Aço	3
Assoalho	Madeira	16
Laterais direita e esquerda	Isopor	40
Parede traseira	Isopor	30
Teto	Lã de Vidro	30
Janelas	Vidro	5

Na Tab. 3 apresentam-se os coeficientes de condutividade térmica dos diferentes materiais constituintes de um ônibus.

Tabela 3 – Coeficientes de condutividade térmica (INCROPERA, 2008).

Coeficiente de condutividade (k)	(W/m.°C)
Aço	52
Isopor	0,035
Lã de vidro	0,04
Vidro	0,03
Madeira	0,1

Para a análise proposta, fizeram-se as seguintes considerações:

- Temperatura interna = 25°C

NBR 16401-2 (2008) Tópico 5.1, relativo ao conforto térmico dos ocupantes.

- Temperatura externa = 35°C

- Temperatura do ar sobre o asfalto = 45°C

- Gradiente de temperatura para radiação = 39°C (UFPR, 2014)

A UFPR possui uma apostila de climatização relativa ao gradiente de temperatura devido à insolação para superfícies transparentes (janelas), dessa forma pode-se calcular a irradiação utilizando o cálculo da condução, sendo que 39°C é um valor médio.

Para encontrarmos a quantidade de calor que penetra o interior do ônibus em cada superfície, foi utilizada a Eq. 1 (INCROPERA, 2008):

$$q = \frac{k \cdot A \cdot (\Delta T)}{L} \quad \text{Eq. 1}$$

Sendo,

k, o coeficiente de condutividade, em W/m.°C;

A, a área de troca da superfície, em m²;

ΔT, a diferença de temperatura entre os dois lados da superfície, em °C;

L, a espessura da superfície, em m.

Dessa forma, a carga térmica total por superfície é de cerca de 10 kW, ou 34.000 BTU/h. A Tab. 4 traz a quantidade de calor relativa a cada superfície.

Tabela 4 – Carga térmica por superfície.

Carga Térmica por Superfície	(W)
Teto, laterais e assoalho	4427,0
Janelas radiação	4446,0
Janelas condução	1140,0
Total	10013,0

3.2. Cálculo das parcelas relativas à ocupação e equipamentos

Considerou-se uma condição em que há 47 pessoas sentadas e 23 em pé no ônibus. Segundo a Tabela C.1 da norma NBR 16401-1 (2008), o calor dissipado por pessoas nessas condições é de 140 W, totalizando 9.800 W.

Como equipamentos dissipadores de calor no ambiente interno, tem-se apenas 10 lâmpadas fluorescentes, que conforme a Tabela C.2 da NBR 16401-1 (2008), dissipam 8 W na forma de calor, resultando em 80 W, que podem ser desprezados, devido à grandeza das potências já calculadas.

Assim, a carga térmica total por ocupação é de 9,8 kW, ou 33.500 BTU/h.

3.3. Cálculo da parcela relativa ao insuflamento de ar

A ocupação de pessoas no ambiente requer insuflamento de ar no ônibus, e junto com esse ar há a entrada de calor externo. De acordo a Tabela 1 da NBR 16401-3 (2008), uma pessoa nessas condições consome 6,3 litros de ar por segundo. Para 70 pessoas é necessária uma insuflação de 441 L/s. A quantidade de calor pode ser calculada por meio da Eq. 2 (INCROPERA, 2008):

$$q = \rho \cdot c \cdot V \cdot \Delta T \quad \text{Eq. 2}$$

Sendo,

ρ , a massa específica do ar, 1,2 kg/m³;

c , a capacidade calorífica do ar, 1000 J/kg.K;

V , o volume de ar insuflado no ambiente, em m³/s;

ΔT , a diferença de temperatura entre o ar insuflado e o interior, em K.

Logo, a carga térmica total por insuflamento é de cerca de 5,3 kW, ou 18.000 BTU/h.

A carga térmica final a ser suprida pelo sistema de condicionamento de ar é igual à soma de todas as parcelas calculadas, sendo igual a 25,1 kW, ou 86.000 BTU/h.

4. SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Para que a análise termodinâmica fosse possível, alguns parâmetros tiveram de ser considerados, como temperaturas de saída do evaporador e saída do condensador baseadas em análises de STOECKER e JONES (1985). As demais exposições são considerando condições ideais de funcionamento.

- Temperatura de saída do evaporador de 5°C;
- Temperatura de saída do condensador de 45°C;
- O compressor é isoentrópico ($s_1 = s_2$);
- A saída do condensador é líquido saturado;
- A saída do evaporador é vapor saturado;
- A expansão é adiabática ($h_3 = h_4$);
- Sem perdas no circuito ($\Delta Q_{\text{perdas}} = 0$).

É um ciclo simples de refrigeração como o mostrado na Fig. 4.

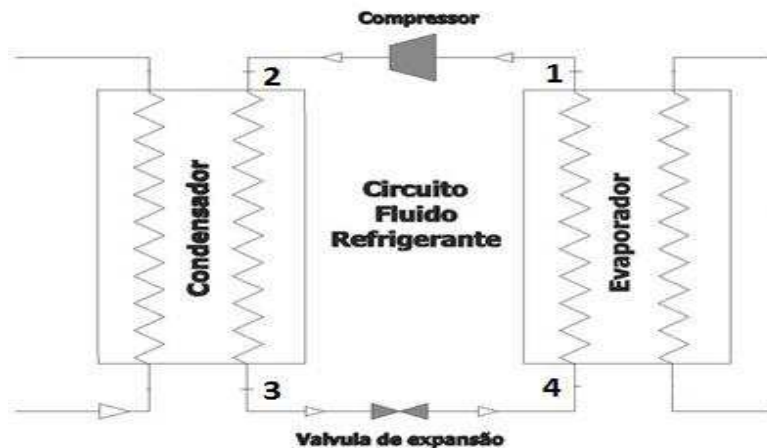


Figura 4 – Ciclo de compressão de vapor (Fonte própria).

Por meio do software *Computer-Aided Thermodynamic Tables 3* (1996), utilizou-se os dados das propriedades termofísicas dos refrigerantes R-134a (1,1,1,2 tetrafluoretileno), R-22 (clorodifluormetano) e R-12 (diclorodifluormetano), e chegou-se nas informações apresentadas na Tab. 5, a saber:

Tabela 5 – Resultados do sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor em função do fluido refrigerante.

Refrigerante	Vazão (kg/s)	COP	Potência do compressor (kW)
R134a	0,183	5,57	4,52
R22	0,167	5,58	4,51
R12	0,229	5,67	4,44

Avaliando esses dados, conclui-se que o melhor refrigerante a ser utilizado é o R12, por possuir melhor COP e exigir uma menor potência do compressor. O COP é o chamado coeficiente de performance, número muito utilizado na refrigeração para se avaliar a eficiência de um sistema. A maior vazão demandada pelo sistema com R12 pode levar a se pensar o contrário, mas, nesse caso, o que provoca um maior consumo de energia é a diferença de pressão a ser criada.

Neste trabalho, caso o sistema de compressão de vapor se mostre mais viável do que o por absorção, por questões ambientais e legislativas, deve-se optar pelas outras alternativas. Neste caso, se daria preferência para o R22, por possuir menor vazão e conseqüentemente menor ruído nos dutos.

Uma análise pontual dos ciclos é apresentada no apêndice 1.

5. SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR POR ABSORÇÃO

O ciclo de condicionamento de ar por absorção utilizado foi baseado no esquema apresentado na Fig. 5.

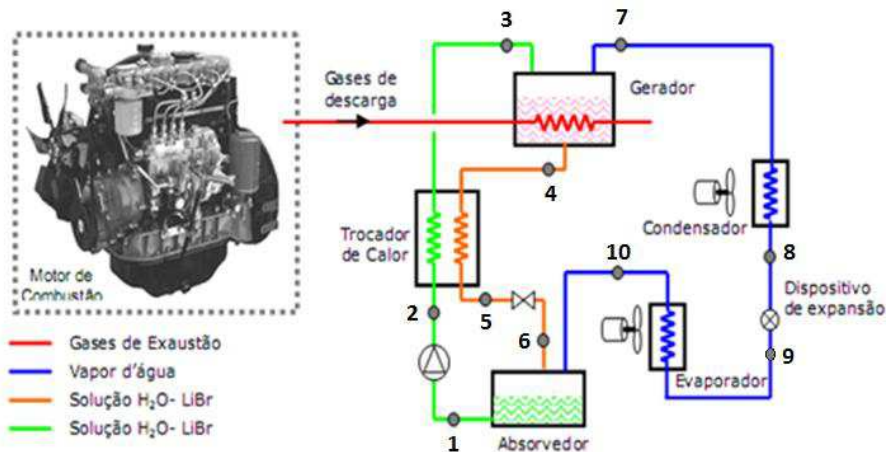


Figura 5 – Ciclo por absorção (MARTINELLI, 2008).

Para análise desse ciclo algumas considerações devem ser feitas, bem como alguns parâmetros de referência, dados na Tab. 6:

- O fluido refrigerante que percorre os pontos 7 ao 10, é o refrigerante puro;
- Não há mudanças de pressão, exceto nas válvulas de expansão e bomba;
- Nos pontos 1, 4 e 8 há somente líquido saturado;
- No ponto 10 têm-se somente vapor saturado;
- O processo de expansão é adiabático ($h_5 = h_6$, $h_8 = h_9$);
- A bomba é isentrópica ($s_1 = s_2$);
- Não há perdas de calor no circuito ($\Delta Q_{\text{perdas}} = 0$).

Tabela 6 – Variáveis de entrada para referência (MARTINELLI, 2008).

Capacidade Frigorífica do Evaporador (kW)	25,1
Temperatura padrão de referência (°C)	25
Temperatura da solução na entrada do gerador (°C)	65
Temperatura da solução na saída do gerador (°C)	90
Temperatura do vapor na saída do gerador (°C)	85
Temperatura do Evaporador (°C)	10

Concentração mássica da solução fraca (%)	50
Concentração mássica da solução forte (%)	60

O circuito total será dividido em 2, um com circulação de refrigerante puro (água, no caso de H₂O – LiBr; ou amônia, no caso de NH₃ – H₂O) e outro com as concentrações de 50% e 60% de Lítio (no caso de H₂O – LiBr, ou de água, no caso de NH₃ – H₂O). Feito isso, o circuito com refrigerante puro pode ter seus dados termodinâmicos determinados por meio do software *Computer-Aided Thermodynamic Tables 3* (1996). Encontradas as entalpias de entrada e saída no evaporador, pode-se determinar a vazão mássica de refrigerante através da Eq. 3 (INCROPERA, 2008):

$$q_{EV} = \dot{m} \cdot (h_{10} - h_9) \quad \text{Eq. 3}$$

Sendo,

q_{EV} , o calor absorvido pelo evaporador do ambiente, igual à carga térmica calculada;

\dot{m} , a vazão mássica neste equipamento;

h_{10} e h_9 , as entalpias nestes pontos.

Encontrada a vazão mássica de refrigerante, pode-se determinar a vazão de solução forte e fraca no restante do ciclo.

A determinação das propriedades termodinâmicas de uma solução se dá por meio de diagramas em função da concentração, que são mostrados nas Fig. 6, 7 e 8. No caso do par refrigerante H₂O – LiBr, foram encontrados 2 diagramas onde há a determinação, primeiramente, da temperatura em um dos diagramas, e posteriormente o uso de um segundo diagrama para encontrar a entalpia. Já o par NH₃ – H₂O possui apenas um diagrama com todas as informações. O que deve ser observado é que esses diagramas só devem ser utilizados com solução na condição de saturação.

Segundo Martinelli (2008), o estado do ponto 3 deve ser de líquido subresfriado, mas a pressão tem um efeito insignificante sobre a entalpia do líquido subresfriado. Assim, pode-se assumir o valor saturado na mesma temperatura e concentração sem erro significativo.

Logo, pode-se considerar que:

- $h_1 = h_2$;
- Condição de valores de saturação para o ponto 3.

Lembrando-se da temperatura em 3 de 65°C , como dado de entrada, podemos agora utilizar o diagrama de entalpias (Fig. 6, para $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$; Fig. 8, para $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$) a fim de encontrar a entalpia em 3.

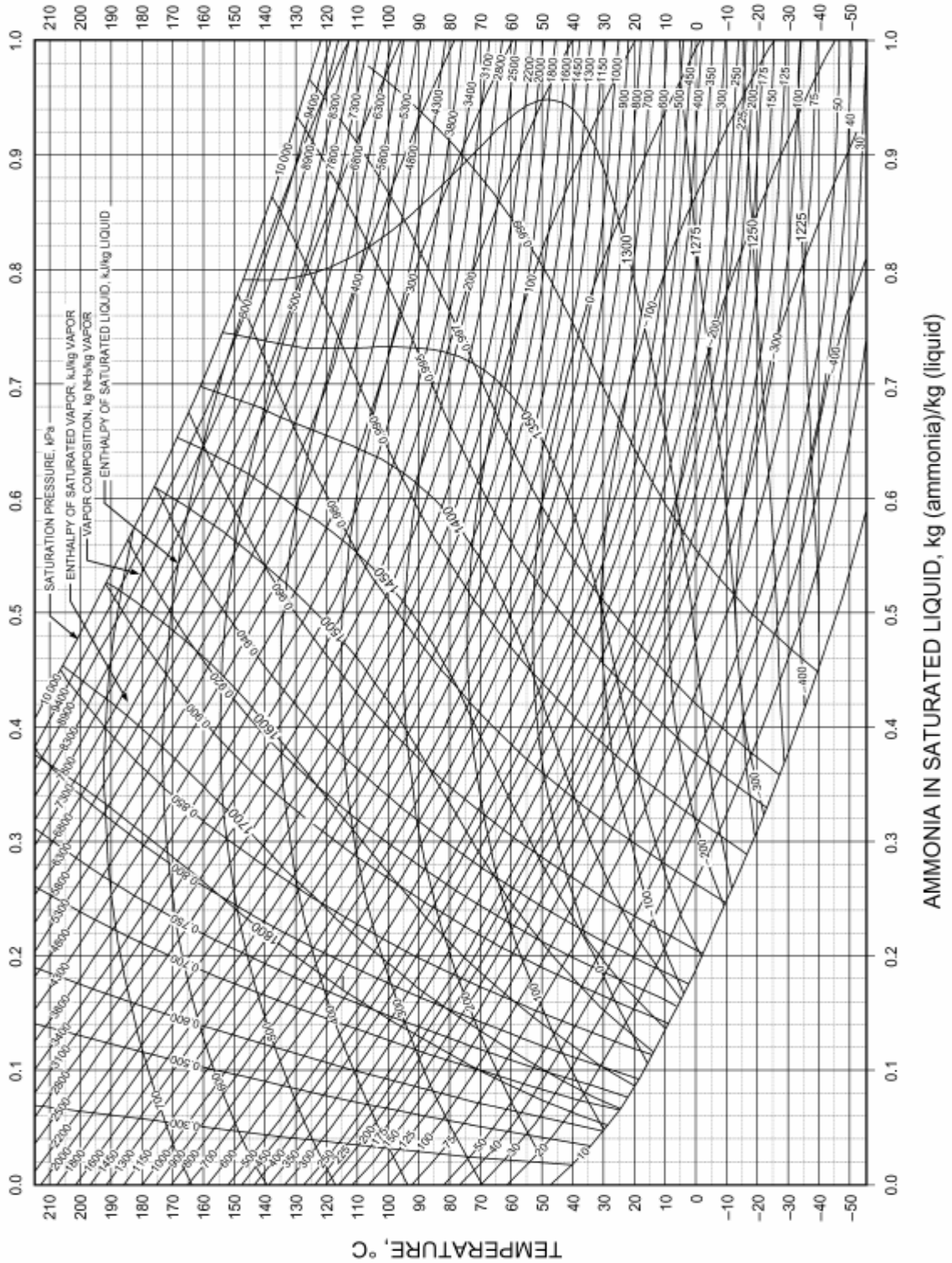


Figura 6 – Diagrama temperatura, pressão, entalpia, título e concentração da solução para $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$. MENNA (2008).

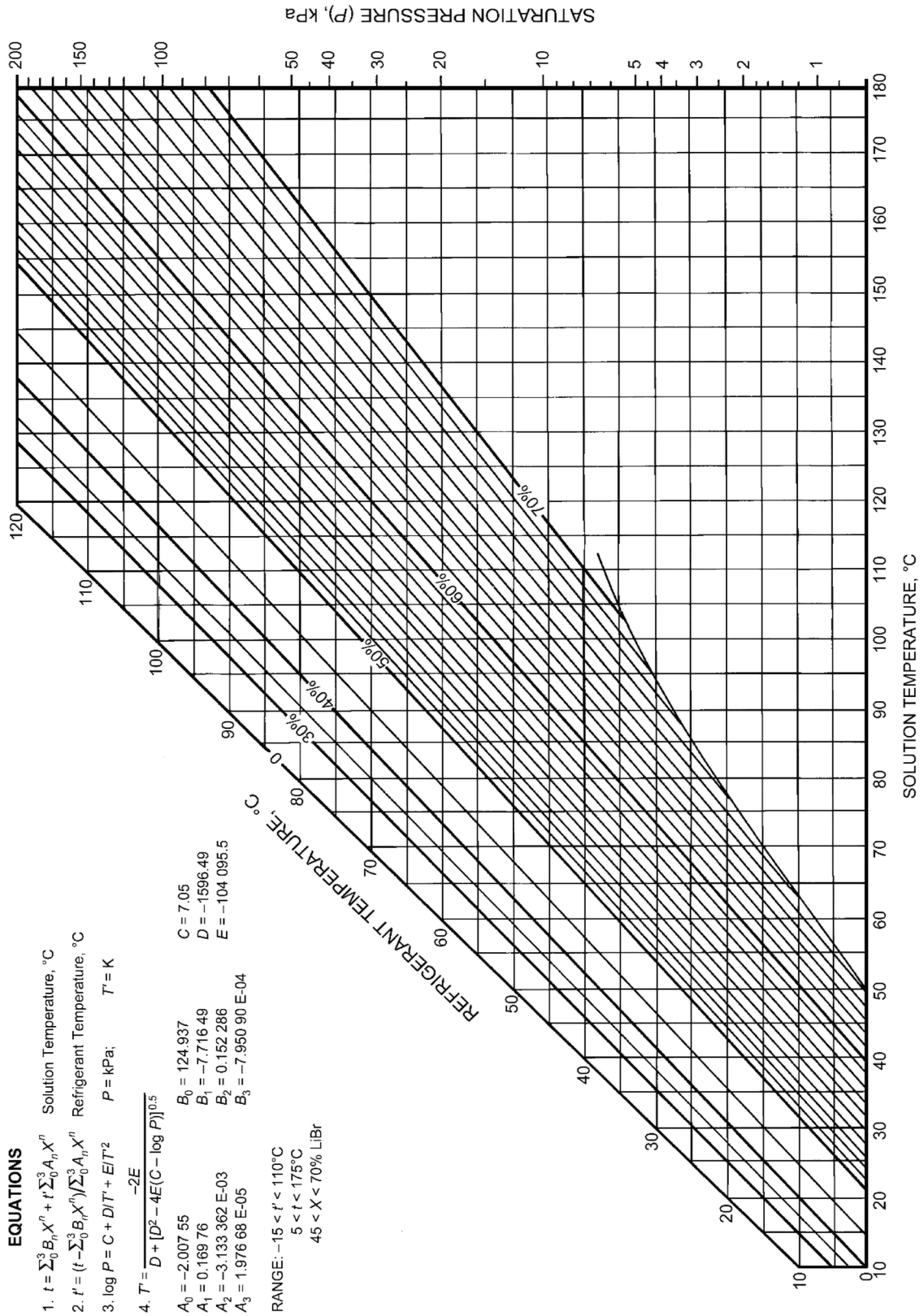
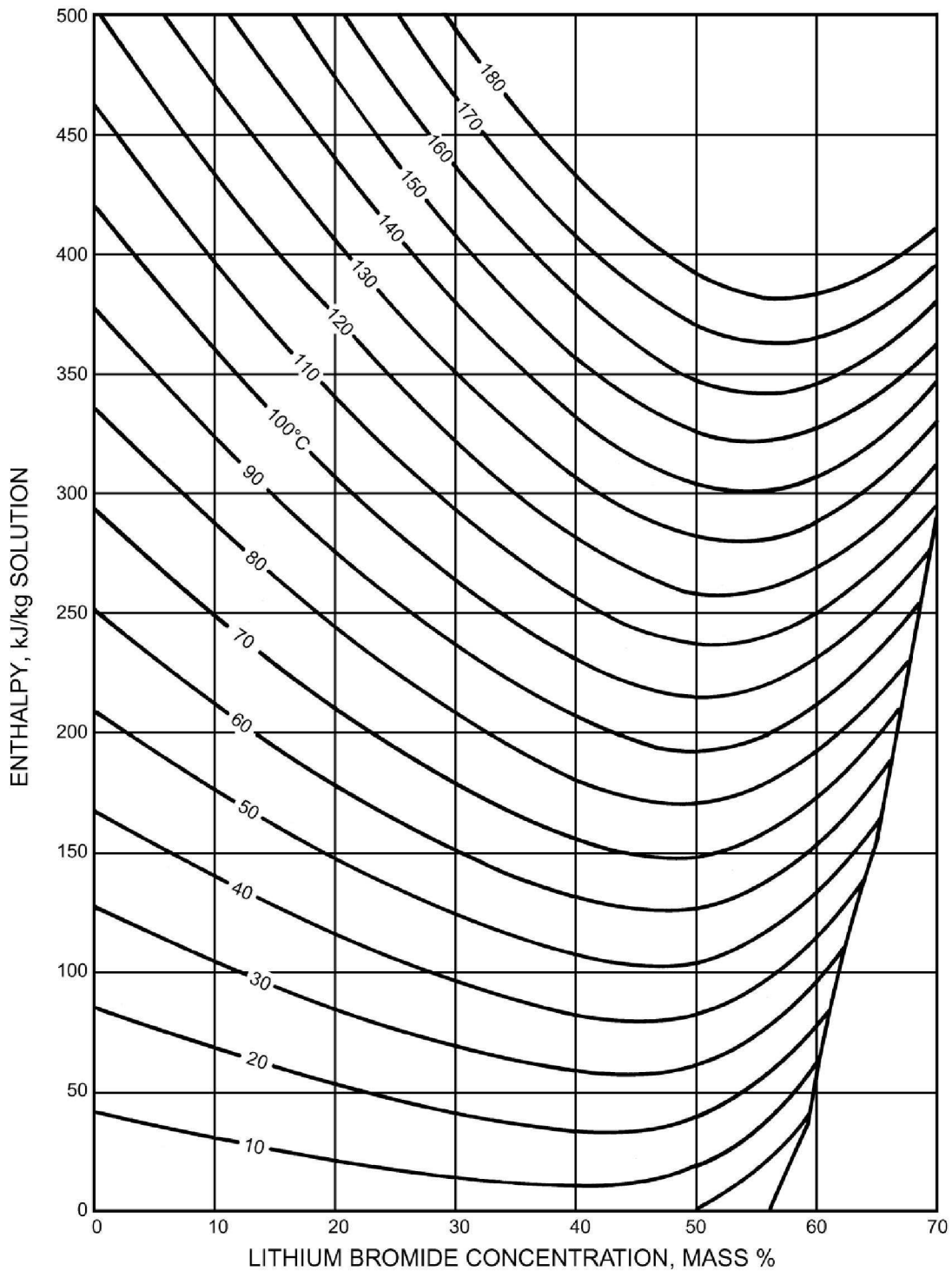


Figura 7 – Diagrama temperatura, pressão e concentração da solução para H₂O – LiBr. ASHRAE (2009).



EQUATIONS **CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr** **TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C**

$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$ in kJ/kg, where $t = ^\circ\text{C}$ and $X = \% \text{LiBr}$

$$A_0 = -2024.33$$

$$A_1 = 163.309$$

$$A_2 = -4.88161$$

$$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$$

$$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$$

$$B_0 = 18.2829$$

$$B_1 = -1.1691757$$

$$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$$

$$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$$

$$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$$

$$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$$

$$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$$

$$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$$

$$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$$

$$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$$

Figura 8 – Diagrama entalpia, concentração e temperatura para H₂O – LiBr. ASHRAE (2009)

Encontrados os valores de entalpia na entrada e saída do gerador, basta calcular o balanço de energia neste volume de controle para determinar a quantidade de calor a ser absorvida, conforme a Eq. 4.

$$q_G = \underbrace{m_4 \cdot h_4}_{\text{Saída da solução}} + \underbrace{m_7 \cdot h_7}_{\text{Saída do refrigerante}} - \underbrace{m_3 \cdot h_3}_{\text{Entrada do gerador}} \quad \text{Eq. 4}$$

Também foi calculada a potência necessária para elevação da pressão e circulação do par refrigerante por meio da Eq. 5:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot v(p_2 - p_1) \quad \text{Eq. 5}$$

Sendo,

p_2 e p_1 , as pressões de saída e entrada da bomba, respectivamente;

\dot{m} , a vazão mássica neste equipamento;

v , o volume específico do fluido.

Considerando v como sendo aproximadamente o volume específico da água, mesmo nas duas soluções, por esta ser o fluido majoritário do par.

Dessa forma, foi possível o cálculo do Coeficiente de Desempenho (COP) dos dois sistemas de refrigeração por absorção. Os resultados são mostrados na Tab. 7.

Tabela 7 – Resultados para os possíveis pares refrigerantes.

Solução	Vazão de Refrigerante (g/s)	Calor demandado no Gerador (kW)	Potência da Bomba (kW)	COP
Água - Brometo de Lítio	10,8	34,99	8,13E-04	0,72
Amônia - Água	23,8	38,07	2,51E-04	0,66

Uma análise pontual dos ciclos é apresentada no apêndice 2.

6. BALANÇO ENERGÉTICO DE UM MOTOR A DIESEL

Para que um sistema de refrigeração por absorção trabalhe é necessário que exista uma fonte de calor externa para o gerador. Analisou-se se o calor de escape dos motores de ônibus seria capaz de suprir essa demanda de calor. A Tab. 8 mostra os motores disponíveis no mercado brasileiro de ônibus urbanos.

Tabela 8 – Diferentes motores e suas potências

Fabricante	Modelo	Potência (HP)	Potência (kW)
Mercedes Benz (2014)	OF-1721	210	153
Scania (2014)	Série F	250 a 310	184 e 228
Volvo (2014)	B270F	270	201

Para fins de análise, será utilizado o veículo de potência inferior, assim tem-se 153 kW de potência no motor a ser utilizado.

Heywood (1988) fez testes com motores de ciclo diesel e concluiu que entre 36% a 54% da potência total é dissipada na forma de calor provenientes dos gases de exaustão e arrefecimento. Para efeito de cálculo, será considerado o motor mais eficiente, com 36% de perdas na exaustão e no arrefecimento, respectivamente. Dessa forma tem-se disponíveis 55,1 kW de calor, sendo capaz de suprir qualquer uma das soluções refrigerantes propostas (Tab. 7).

7. CRITÉRIO DE ESCOLHA

Como critério de escolha, optou-se por selecionar o sistema que levasse a um menor consumo de combustível do ônibus.

A Tab. 9 mostra as alternativas com o sistema de absorção, sendo o par Água – Brometo de Lítio a melhor entre as duas, por exigir menor demanda de calor no gerador e um valor de COP superior.

A Tab. 10, apresenta as opções com o uso de compressão de vapor, onde o R12 se mostrou mais qualificado para essa aplicação, por requerer um compressor menor e possuir maior COP.

Dessa forma, a melhor opção entre as duas tecnologias é o uso de um sistema de absorção com uma solução de Água – Brometo de Lítio, pois este não requer potência adicional do motor e conseqüentemente não eleva seu consumo de combustível.

Tabela 9 - Potência demandada por absorção.

Solução	Vazão de Refrigerante (g/s)	Calor demandado no Gerador (kW)	Potência da Bomba (kW)	COP
Água - Brometo de Lítio	10,8	34,99	8,13E-04	0,72
Amônia – Água	23,8	38,07	2,51E-04	0,66

Tabela 10 - Potência demandada por compressão de vapor.

Refrigerante	Vazão (kg/s)	COP	Potência do compressor (kW)
R134a	0,18	5,57	4,52
R22	0,17	5,58	4,51
R12	0,23	5,67	4,44

8. EQUACIONAMENTOS PARA O DIMENSIONAMENTO

Os equacionamentos desse capítulo são baseados no esquema de ciclo de absorção mostrado na Fig. 5 e dos dados da Tab. 6, e requerem acompanhamento destes para seu entendimento.

Nesse ponto do projeto deve-se realizar uma análise de cada equipamento do sistema, a fim de levantar quais os parâmetros a serem considerados em cada volume de controle.

Inicia-se esta análise dos equipamentos pelos trocadores de calor.

8.1. Análise do evaporador

Sabe-se que o refrigerante no evaporador é vapor saturado de água e a temperatura é um dado de entrada ($T_{10} = T_9$); então a pressão de saturação e a entalpia no ponto 10 podem ser calculadas. A entalpia no ponto 9 é determinada a partir do processo de estrangulamento que ocorre no refrigerante na válvula de expansão, o qual permite que $h_9 = h_8$.

O balanço de massa no evaporador é dado por:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad \text{Eq. 6}$$

O balanço de energia no evaporador é dado por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9, \text{ ou por} \quad \text{Eq. 7}$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18} \quad \text{Eq. 8}$$

sendo que, 17 e 18 (não mostrados na Fig. 5) se referem, respectivamente, à entrada e saída do ar ambiente a ser resfriado no evaporador.

Dessa forma, a carga térmica calculada agora será chamada de capacidade frigorífica do sistema, visto que o sistema deve atender a demanda por refrigeração calculada previamente. Conhecendo a capacidade frigorífica pode-se calcular a vazão mássica de refrigerante.

8.2. Análise do absorvedor

O absorvedor é o dispositivo no qual ocorre a mistura da solução fraca com o fluido refrigerante, neste caso, água. Dessa forma é necessário um cálculo com base nos balanços de massa e energia.

Conhecendo o valor de \dot{m}_{10} , o balanço de massa no absorvedor é dado por:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad \text{Eq. 9}$$

A taxa de transferência de calor no absorvedor pode ser determinada pelos valores de entalpia de cada ponto.

No ponto 1, a entalpia é determinada a partir da concentração X_1 e supõe-se que seu estado é líquido saturado na mesma pressão que a do evaporador para a pressão de evaporação. O valor da entalpia no ponto 6 é determinado por $h_6 = h_5$, do processo de expansão isoentálpica.

A entalpia no ponto 5 não é conhecida, mas pode ser determinada do balanço de energia no trocador de calor da solução.

O balanço de energia no absorvedor é dado, então, pela Eq. 10:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1 \quad \text{Eq. 10}$$

8.3. Análise do recuperador de calor

O recuperador de calor tem a função de reaver o calor ainda disponível na solução fraca que sai do gerador, de forma a elevar a temperatura da solução forte na entrada do gerador por meio de um trocador de calor.

Pode-se admitir que esse trocador de calor é adiabático, e a Eq. 11 pode ser assumida:

$$\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_5h_5 \quad \text{Eq. 11}$$

A temperatura no ponto 3 é uma variável de entrada e, desde que a concentração nos pontos 1 e 3 seja a mesma, a entalpia nestes pontos pode ser determinada.

O estado do ponto 3 deve ser de líquido subresfriado. Dessa forma, a pressão tem um efeito insignificante sobre a entalpia do líquido subresfriado. Assim, pode-se assumir o valor saturado na mesma temperatura e concentração sem erro significativo.

A entalpia do ponto 2 pode ser considerada constante na passagem pela bomba isentrópica, portanto $h_1 = h_2$. A potência da bomba pode ser determinada pela equação:

$$\dot{W} = \dot{m}_1v_1(p_2 - p_1) \quad \text{Eq. 12}$$

Agora, pode-se calcular a entalpia do ponto 5.

8.4. Análise do gerador

O gerador está para o sistema de absorção assim como o compressor está para o sistema de compressão de vapor. É por ele que entra a energia necessária para o ciclo. O gerador deste trabalho usará como fonte térmica os gases de exaustão do motor de combustão interna do ônibus.

O balanço de massa no gerador é dado por:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad \text{Eq. 13}$$

O calor de entrada no gerador é determinado pelo balanço de energia:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad \text{Eq. 14}$$

A entalpia do ponto 7 pode ser determinada para a condição de vapor superaquecido quando a pressão e temperatura forem conhecidas.

8.5. Análise do condensador

O condensador será responsável por retirar o calor do refrigerante que saiu do gerador para que o refrigerante, posteriormente, absorva calor do ambiente no evaporador. O calor dissipado no condensador pode ser determinado pelo balanço de energia:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7 (h_7 - h_8), \text{ ou por} \quad \text{Eq. 15}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{15} h_{15} \quad \text{Eq. 16}$$

sendo 15 e 16, que não aparecem na Fig. 5, respectivamente, entrada e saída do ar de arrefecimento.

8.6. Coeficiente de desempenho

O COP é um coeficiente utilizado para determinar a relação entre a quantidade de calor retirado do ambiente ou objeto, pela quantidade de energia consumida pelo ciclo, sendo utilizado como parâmetro de eficiência e comparativo entre diferentes ciclos. Neste ciclo a razão se dá entre o calor absorvido pelo evaporador (\dot{Q}_e), e a energia de entrada no gerador (\dot{Q}_g). Dado por:

$$COP = \dot{Q}_e / \dot{Q}_g \quad \text{Eq. 17}$$

9. VAZÃO DOS GASES DE COMBUSTÃO

A vazão de gases de combustão deve ser determinada para o cálculo da área de troca de calor no gerador. Para isso, é necessário saber o consumo específico de diesel do motor em questão, baseado na potência deste. Martinelli (2008) propôs, para sua situação, a utilização de um motor diesel de 06 cilindros em linha de 265 kW, consumo específico de 0,205 kg/kWh a 1600 rpm (Fig. 9), situação comum em motores desse tipo. No presente estudo analisou-se um motor, previamente selecionado, Mercedes Benz OM924LA de 153 kW (MERCEDES BENZ, 2014), que possui consumo específico de 0,195 kg/kWh a 1200 rpm.

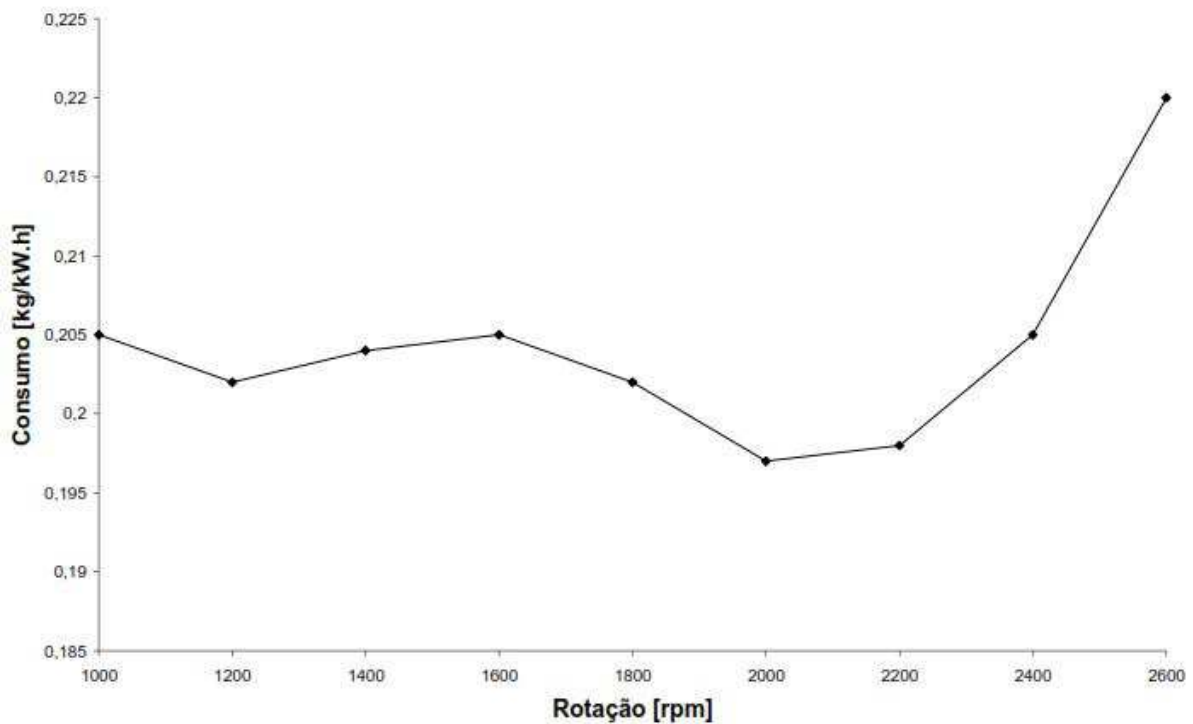


Figura 9 – Consumo específico de combustível em motores diesel (MCT, 2006)

Nessas condições, o consumo de combustível é de $8,3 \cdot 10^{-3}$ kg/s. Martinelli (2008) também utiliza uma razão de combustível/ar de 1:14 que, considerada para este caso, levam à exaustão de 163 g/s de gases a uma temperatura de 450°C.

10. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

Sistemas de absorção produzem água gelada, que atua como um segundo ciclo, necessitando de um trocador de calor para condicionar o ambiente desejado (MARTINELLI, 2008). No entanto, a temperatura do ar ambiente pode ser reduzida por um sistema de expansão direta, utilizando o próprio evaporador do sistema de absorção. Neste modelo, o evaporador retira calor sensível e calor latente do ar através de processo psicrométrico de resfriamento com desumidificação. A energia recebida entra na forma de calor latente no sistema, provocando a vaporização do refrigerante (água) à baixa pressão.

10.1. Área de troca de calor

Para avaliação da área de troca necessária em cada trocador, é necessário propor um modelo de trocador para cada equipamento. Desta forma, tem-se:

Gerador: trocador de calor de casco e tubos, visto que esse necessita de troca de calor eficiente para o máximo aproveitamento do calor dos gases de escape.

Recuperador de calor: trocador de calor de casco e tubos, pois há a troca de calor entre dois fluidos, sendo melhor realizada por meio desse tipo de trocador.

Condensador, evaporador e absorvedor: trocador de serpentinas aletadas, pois é a construção mais simples e de fácil manutenção para a troca de calor entre um fluido e o ar externo.

Para esse cálculo são necessárias as capacidades caloríficas dos fluidos em questão em cada trocador, além da diferença de temperatura de entrada e saída em cada um deles. Chama-se de capacidade calorífica mínima ($C_{mín}$) o menor valor de capacidade calorífica dos dois fluidos em contato, e de capacidade calorífica máxima ($C_{máx}$), o maior valor. Partindo da Eq. 18 (INCROPERA, 2008):

$$NUT = \frac{U_q \cdot A_q}{C_{mín}} \quad \text{Eq. 18}$$

sendo que:

NUT é o número de unidades de transferência, adimensional;

U_q é o coeficiente global de transferência de calor do material utilizado, em kW/m².K;

A_q é a área de troca de calor necessária, em m²;

C_{\min} é o menor calor de capacidade calorífica dos dois fluidos, em kW/K.

Tem-se, então, a Eq. 19:

$$A_q = \frac{NUT \cdot C_{\min}}{U_q} \quad \text{Eq. 19}$$

lembrando que NUT é um valor adimensional que é função de C_{\min}/C_{\max} e da efetividade ε dada pela Eq. 20:

$$\varepsilon = \frac{C_{\max} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{\min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad \text{Eq. 20}$$

sendo,

$T_{q,ent}$, a temperatura de entrada do fluido quente, em °C;

$T_{f,ent}$, a temperatura de entrada do fluido frio, em °C;

$T_{f,sai}$, a temperatura de saída do fluido frio, em °C.

O procedimento acima será utilizado em todos os trocadores de calor do ciclo. As próximas seções tratam da obtenção dos dados para tais cálculos, bem como seus resultados.

10.1.1. Evaporador

Os fluidos em contato neste trocador são o ar ambiente (previamente considerado a 35°C) e a água refrigerante. Genericamente, a capacidade calorífica é dada por:

$$C = c_p \cdot \dot{m} \quad \text{Eq. 21}$$

Sendo,

c_p , o calor específico do fluido, em kJ/kg.K;

\dot{m} , a vazão mássica do fluido, em kg/s.

A vazão de ar no evaporador foi calculada anteriormente como sendo a vazão de ar requisitada pelas pessoas, de acordo com a norma NBR 16401-3 (2008), e sendo igual a 0,53 kg/s. Da mesma forma, determinou-se a vazão de água como sendo 0,011 kg/s.

Os dados de calor específico do ar e da água estão apresentados a seguir (INCROPERA, 2008):

$$c_{p,ar} = 1 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p,\acute{a}gua} = 4,21 \text{ kJ/kg.K}$$

logo,

$$C_{ar} = c_{p,ar} \cdot \dot{m}_{ar} = 1 \cdot 0,53 = 0,53 \text{ kW/K}$$

$$C_{\acute{a}gua} = c_{p,\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} = 4,21 \cdot 0,011 = 0,045 \text{ kW/K}$$

$$\text{assim, } C_{\min}/C_{\max} = 0,085$$

Para o cálculo da efetividade ϵ , a Eq. 20 não foi utilizada para o evaporador pois, previamente no início desse projeto, calculou-se um valor de carga térmica e este mesmo valor foi assumido como a capacidade de refrigeração do sistema, levando-se a efetividade deste trocador de calor ser igual a 1.

Encontrados ϵ e C_{\min}/C_{\max} recorre-se aos gráficos de efetividade dos diferentes modelos de trocadores. Não foram encontrados diagramas para trocadores de calor tipo líquido/ar com serpentinas aletadas, mas Incropera (2008) explica que se pode utilizar o diagrama de fluxos cruzados (Fig. 10) para essas situações, sem erro significativo.

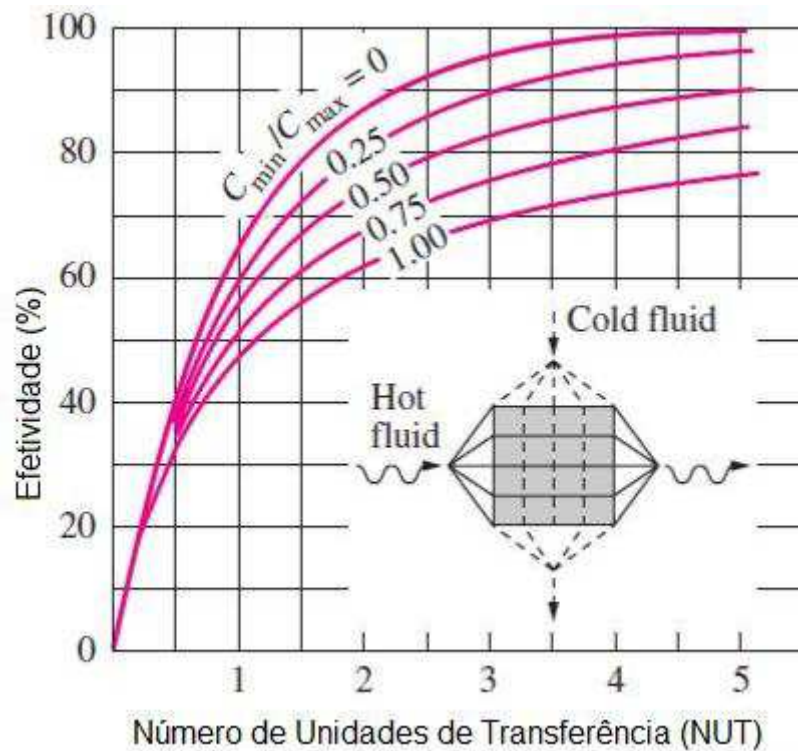


Figura 10 – Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado com ambos os fluidos não misturados (INCROPERA, 2008)

A partir do diagrama observa-se um valor de NUT igual a 5,5. Precisa-se, também, do valor do coeficiente global de transferência de calor do cobre, material mais comum nessas

aplicações. Logo, para um $U_q = 0,401 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$ (INCROPERA, 2008), será necessária uma área de troca de calor de

$$A_q = \frac{NUT \cdot C_{\min}}{U_q} = \frac{5,5 \cdot 0,045}{0,401} = 0,62 \text{ m}^2$$

10.1.2. Gerador

Neste caso os fluidos são os gases de exaustão do motor e a solução refrigerante com concentração de 50% em massa. O calor específico dos gases é encontrado por meio da Fig. 11, e o calor específico da solução refrigerante de $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ é dado pelo gráfico mostrado na Fig. 12.

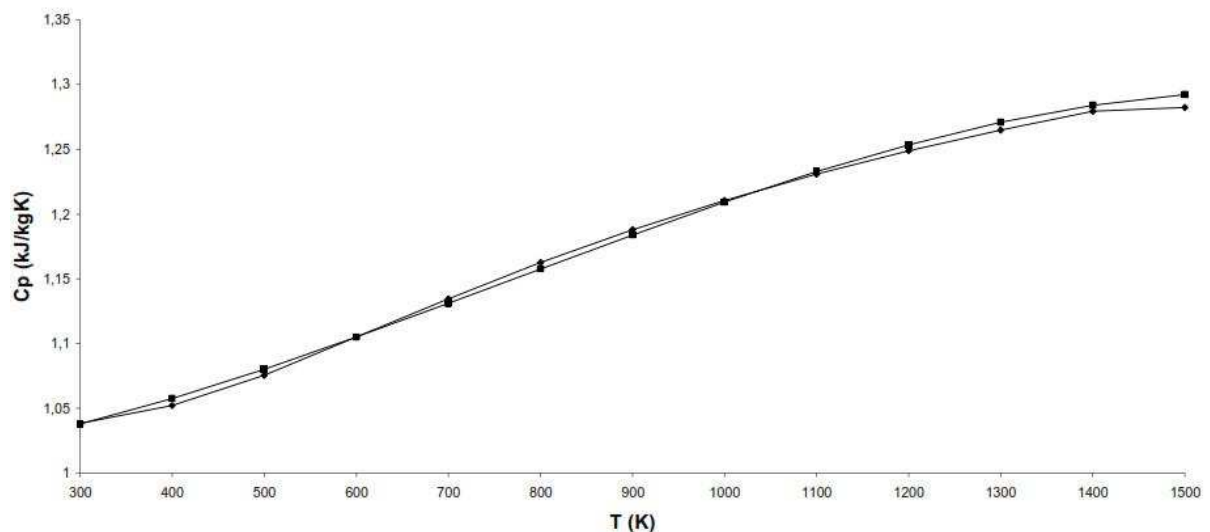


Figura 11 – Calor específico dos gases de exaustão em função da temperatura (MCT, 2006).

Heywood (1988) fez testes em motores diesel e concluiu que os gases saem a uma temperatura de 450°C (723 K), que no gráfico da Fig. 11 nos leva a um calor específico de 1,15 kJ/kg.K.

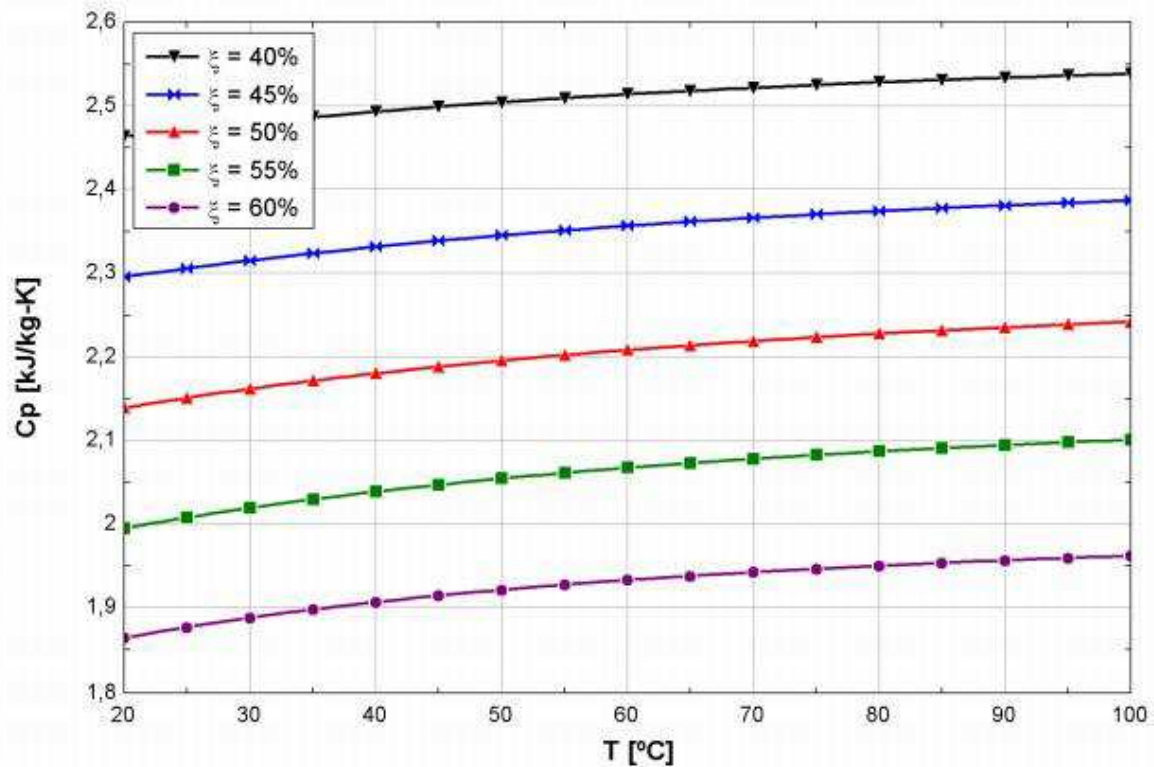


Figura 12 – Calor específico da solução H₂O – LiBr em função da concentração ξ e temperatura (MAGAZONI, 2011).

Tem-se, então:

$$c_{p,gases} = 1,15 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p,sol.50\%} = 2,23 \text{ kJ/kg.K}$$

e capacidades caloríficas, baseadas nas vazões de 0,163 kg/s de gases do motor, e 0,0972 kg/s de solução, já calculados nesse trabalho, de:

$$C_{gases} = c_{p,gases} \cdot \dot{m}_{gases} = 1,15 \cdot 0,163 = 0,187 \text{ kW/K}$$

$$C_{sol.50\%} = c_{p,sol.50\%} \cdot \dot{m}_{sol.50\%} = 2,23 \cdot 0,0972 = 0,217 \text{ kW/K}$$

$$\text{com } C_{min}/C_{m\acute{a}x} = 0,86$$

Para o cálculo da efetividade precisamos das temperaturas de entrada e saída do fluido mais frio e da entrada do fluido quente. Anteriormente já foi considerada a temperatura de entrada no gerador de 65°C, saída calculada de 90°C e os gases de exaustão entrando no gerador a uma temperatura de 450°C.

$$\varepsilon = \frac{C_{m\acute{a}x} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{m\acute{i}n} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{0,217 \cdot (90 - 65)}{0,187 \cdot (450 - 65)} = 0,07$$

O melhor tipo de trocador de calor para utilizar no gerador de vapor é o do tipo casco e tubos flamotubular, visto que os gases de exaustão irão passar por tubos no interior da solução e sair para o ambiente.

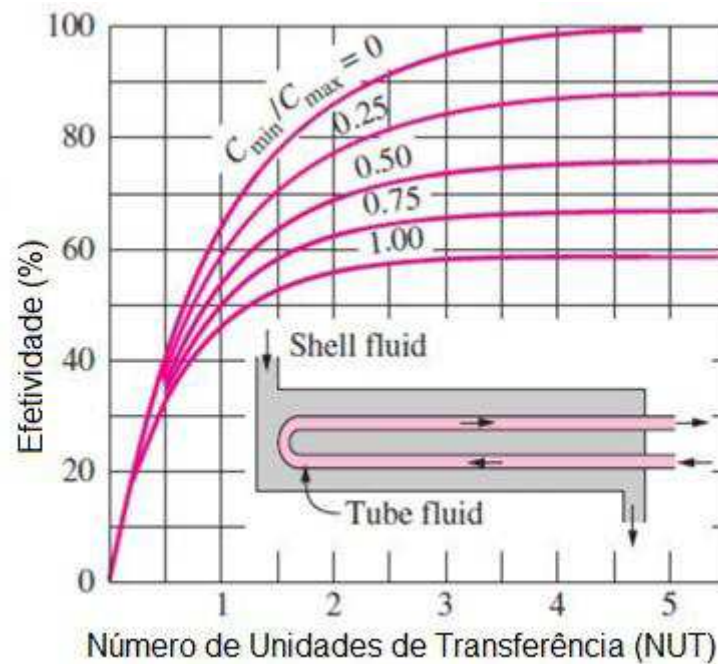


Figura 13 – Efetividade de um trocador de calor tipo casco e tubos (INCROPERA, 2008).

Utilizando o diagrama da Fig. 13 e os valores encontrados de $C_{m\acute{i}n}/C_{m\acute{a}x}$ e ε , pode-se concluir que o valor de NUT é 0,2. Este valor extremamente baixo é resultado de uma troca de calor rápida entre os gases de escape e a solução, visto que a temperatura dos gases é de 450°C e as temperaturas da solução e do vapor de água saem apenas a 90°C e 85°C, respectivamente. Portanto, como veremos no cálculo abaixo, não é necessária uma grande área de troca de calor. O valor de U_q será o do coeficiente global de troca de calor do cobre, sendo igual a 0,401 kW/m².K (INCROPERA, 2008).

$$A_q = \frac{NUT \cdot C_{m\acute{i}n}}{U_q} = \frac{0,2 \cdot 0,187}{0,401} = 0,1 \text{ m}^2$$

10.1.3. Recuperador de calor

Neste caso os fluidos são as soluções com 50% e 60% de concentração. Utilizando-se o diagrama da Fig. 10 obtém-se:

$c_{p,sol.50\%} = 2,15 \text{ kJ/kg.K}$ à temperatura de 30°C na entrada do trocador;

$c_{p,sol.60\%} = 2,23 \text{ kJ/kg.K}$ à temperatura de 90°C na entrada do trocador.

Com as vazões de $0,0972 \text{ kg/s}$ para 50% e $0,0864 \text{ kg/s}$ para 60%, tem-se,

$$C_{sol.50\%} = c_{p,sol.50\%} \cdot \dot{m}_{sol.50\%} = 2,15 \cdot 0,0972 = 0,209 \text{ kW/K}$$

$$C_{sol.60\%} = c_{p,sol.60\%} \cdot \dot{m}_{sol.60\%} = 2,23 \cdot 0,0864 = 0,193 \text{ kW/K}$$

então, $C_{\min}/C_{\max} = 0,92$

Para a efetividade, precisa-se das temperaturas de entrada e saída da solução de 50% e de entrada da solução de 60%. Estas temperaturas já foram encontradas e são mostradas no cálculo da efetividade abaixo,

$$\varepsilon = \frac{C_{\max} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{\min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{0,209 \cdot (65 - 30)}{0,193 \cdot (90 - 30)} = 0,45$$

O NUT será encontrado com base também em um trocador tipo casco e tubos, que funciona bem para trocas de calor entre fluidos na forma líquida. Então, utilizando-se a Fig. 13, tem-se um NUT igual a 1. O cobre é o material mais indicado para troca entre líquidos, cujo valor de U_q é de $0,401 \text{ kW/m}^2\text{.K}$. A área necessária de troca de calor é de:

$$A_q = \frac{NUT \cdot C_{\min}}{U_q} = \frac{1 \cdot 0,193}{0,401} = 0,48 \text{ m}^2$$

10.1.4. Condensador

O condensador irá funcionar de maneira semelhante ao absorvedor, utilizando ar de arrefecimento. A vazão de ar considerada aqui será inferior à levada em conta para o absorvedor, visto que o volume de água a ser arrefecido é bem inferior, sendo igual a $0,1 \text{ kg/s}$ e a vazão de água $0,0108 \text{ kg/s}$. Os calores específicos são dados a seguir (INCROPERA, 2008):

$$c_{p,ar} = 1 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p,\acute{a}gua} = 4,21 \text{ kJ/kg.K}$$

logo,

$$C_{ar} = c_{p,ar} \cdot \dot{m}_{ar} = 1 \cdot 0,1 = 0,1 \text{ kW/K}$$

$$C_{\acute{a}gua} = c_{p,\acute{a}gua} \cdot \dot{m}_{\acute{a}gua} = 4,21 \cdot 0,011 = 0,045 \text{ kW/K}$$

$$\text{assim, } C_{mín}/C_{máx} = 0,45$$

Para a efetividade é conhecida a temperatura de entrada da água (85°C), a temperatura ambiente do ar (35°C), e considerando-se uma temperatura de saída do ar de 50°C, obtém-se:

$$\varepsilon = \frac{C_{máx} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{mín} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{0,1 \cdot (50 - 35)}{0,045 \cdot (85 - 35)} = 0,66$$

Aqui se tem um condensador que funcionará como arrefecedor da água de refrigeração, funcionando de forma similar ao radiador do veículo, que é um trocador de calor do tipo serpentina de cobre, com U_q igual a 0,401 kW/m².K. Como explicitado anteriormente para o evaporador, não há diagramas de NUT para esse tipo de trocador, mas pode-se utilizar o diagrama para fluxos cruzados sem mistura dos fluidos. Com isto, a partir da Fig. 10, tem-se que o NUT é igual a 1,5.

$$A_q = \frac{NUT \cdot C_{mín}}{U_q} = \frac{1,5 \cdot 0,045}{0,401} = 0,17 \text{ m}^2$$

10.2. Balanço de energia no ciclo

10.2.1. Evaporador

O evaporador tem a função de absorver calor do ambiente, sendo a entrada de energia no ciclo nesse equipamento. Inicialmente propôs-se uma efetividade igual a 1, portanto o calor absorvido é igual à carga térmica no interior do ônibus, então, pela Eq. 7:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9$$

sendo que as entalpias já foram encontradas na etapa de modelagem termodinâmica,

$$\dot{Q}_e = 25,2 \text{ kW}$$

10.2.2. Gerador

O gerador de vapor também funciona como um adicionador de calor no sistema, aproveitando a temperatura dos gases de exaustão. O calor disponível é determinado de acordo com a potência do motor e o combustível utilizado, e foi calculado em 56,5 kW, mas o ciclo de absorção dimensionado para esta carga térmica necessita de apenas 35 kW de calor inseridos no gerador, e a efetividade calculada de 0,7 justifica os cálculos anteriores. Dessa forma:

$$\dot{Q}_g = 35 \text{ kW}$$

10.2.3. Condensador

Neste trocador ocorre o arrefecimento da água refrigerante para posterior expansão, sendo este um equipamento que dissipa calor para o ambiente. Para este cálculo utilizou-se a Eq. 15.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7(h_8 - h_7)$$

$$\dot{Q}_c = 0,0108 \cdot (188,4 - 2659)$$

$$\dot{Q}_c = -26,7 \text{ kW}$$

Tem-se, com isto, a perda de 26,7 kW de calor para o ambiente.

10.2.4. Recuperador de calor

O recuperador de calor não troca calor com o ambiente, sendo um processo adiabático, pois apenas os fluidos em questão são fluidos de trabalho e não perdem nem absorvem calor de/para uma fonte externa.

10.2.5. Bomba de circulação

A bomba tem a função de circular a solução refrigerante e de elevar sua pressão, inserindo energia no sistema, podendo-se calcular sua potência por meio da Eq. 12:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot v(p_2 - p_1)$$

com um volume específico aproximado igual ao da água de $10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$,

$$\dot{W} = 0,0972 \cdot 10^{-3} \cdot (9,59 - 1,23) = 8,1 \cdot 10^{-4} \text{ kW}$$

10.2.6. Absorvedor

Aqui pode-se realizar o balanço energético por meio da Eq. 10:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1$$

$$\dot{Q}_a = 0,0108 \cdot 2520 + 0,0864 \cdot 175 - 0,0972 \cdot 60$$

$$\dot{Q}_a = 36,5 \text{ kW}$$

10.3. Visão geral

A Tab. 11 mostra os resultados do dimensionamento dos equipamentos, após as etapas de cálculo apresentadas anteriormente.

Tabela 11 – Dimensionamento dos principais equipamentos do sistema de refrigeração por absorção.

Equipamento	Área (m ²)	Potência (kW)
Evaporador	0,62	25,2
Gerador	0,1	35,0
Condensador	0,17	-26,7
Recuperador de Calor	0,48	-
Bomba de Circulação	-	$8,1 \cdot 10^{-4}$
Absorvedor	-	-36,5

11. DIMENSIONAMENTO DAS TUBULAÇÕES

Sistemas de refrigeração por absorção possuem uma grande vantagem sobre os sistemas de compressão de vapor quando se trata de tubulações, pois além de suas pressões não serem tão elevadas, praticamente todo o circuito é percorrido por fluidos na forma líquida, sendo apenas 2 trechos percorridos por água na forma de vapor. Ainda assim, as tubulações de ciclos de compressão a vapor necessitam de espessura e diâmetro elevado onde o refrigerante está na forma de vapor, pois para que o óleo retorne ao compressor é obrigatório que haja grande velocidade, provocando maiores perdas de carga. Os fluxos de vapor do sistema de absorção não possuem óleo, portanto não sofrem dessa desvantagem.



Figura 14 – Esquema de instalação de sistema de absorção para ônibus (MARTINELLI, 2008).

A Associação Americana de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE, 2009) recomenda utilizar tubulações de cobre para aplicações de refrigeração e ar condicionado. Com isto pode-se dizer que a temperatura não deve ser um parâmetro de análise para o dimensionamento dos tubos, visto que o ponto de fusão do cobre é de cerca de 1300°C (INCROPERA, 2008), muito acima da temperatura máxima do ciclo, de 450°C, no gerador. A pressão é outro parâmetro de dimensionamento de tubulações, mas neste caso não há pressões elevadas, sendo que a maior pressão que os tubos podem sofrer é a pressão atmosférica, também não sendo este um dos parâmetros para os cálculos. Dessa forma, as tubulações neste trabalho serão dimensionadas em função da velocidade do fluxo, que rege a perda de carga.

Os procedimentos realizados serão de acordo com os realizados por Telles (2001):

1º passo: toma-se o maior valor possível para a vazão volumétrica Q (m³/s);

2º passo: utiliza-se o valor da velocidade econômica, V (m/s), (Tab. 12) para encontrar a área da secção interna do tubo;

3º passo: encontrar o diâmetro do tubo pelo arranjo da fórmula da área de secção do mesmo.

Os equacionamentos são:

$$Q = V.A \quad \text{Eq. 22}$$

consequentemente,

$$A = \frac{Q}{V} \quad \text{Eq. 23}$$

sendo:

A a área da secção interna do tubo, em m²;

$$A = \frac{\pi.d^2}{4} \quad \text{Eq. 24}$$

logo,

$$d = \sqrt{\frac{4.A}{\pi}} \quad \text{Eq. 25}$$

Essas etapas devem ser aplicadas a cada trecho em que a vazão ou o volume específico de fluido muda. As possibilidades são:

- a) absorvedor ao gerador: vazão da solução com 50% de concentração de brometo de lítio;
- b) gerador ao absorvedor: vazão da solução com 60% de concentração de brometo de lítio;
- c) gerador ao condensador: vazão de água na forma de vapor;
- d) condensador à válvula de expansão: vazão de água na forma líquida;
- e) válvula de expansão ao evaporador: vazão de água na forma líquida e vapor;
- f) evaporador ao absorvedor: vazão de água na forma de vapor (idem “c”).

Tabela 12 – Velocidade econômica recomendada para cada aplicação.

Fluido	Velocidade
Água doce ou semelhante	Recomendada (m/s)
redes em cidades	1 a 2
instalações industriais	2 a 3
aplicações de refrigeração	2 a 3
alimentação de caldeiras	4 a 8

Fonte: (TELLES, 2001)

A velocidade econômica é assim chamada, pois é baseada na ideia de que velocidades muito altas provocam elevada perda de carga e conseqüentemente de energia, sendo que para uma redução da velocidade é necessário um aumento no diâmetro do tubo, que acaba se tornando mais caro. Portanto, a velocidade econômica é uma faixa em que se obtém melhor eficiência no movimento dos fluidos.

Magazoni (2011) utilizou concentrações da solução de 55% e 60% com volumes específicos de $6,16 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$ e $5,88 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$, respectivamente. Por meio de uma extrapolação obtém-se o valor de $6,44 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$ para o volume específico da solução com 50% de concentração. Para estas soluções, pode-se aproximar a velocidade econômica, sem erro expressivo, para aplicações de água doce em refrigeração, com $V = 2 \text{ m/s}$.

Desta forma, os volumes específicos e as respectivas propriedades, vazão volumétrica, área e diâmetros de tubos para cada trecho de solução são:

$$\text{a) } v = 6,44 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q = v \cdot \dot{m} = 6,44 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0972 = 6,26 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{6,26 \cdot 10^{-5}}{2} = 3,13 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,13 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

ou 6,3 mm

$$\text{b) } v = 5,88 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q = v \cdot \dot{m} = 5,88 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0864 = 5,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{5,1 \cdot 10^{-5}}{2} = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 5,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

ou 5,7 mm

Os valores de volume específico do ciclo de água pura podem ser obtidos por meio do software *Computer-Aided Thermodynamic Tables 3* (1996). As velocidades recomendadas serão de 20 m/s para as situações “c”, “e” e “f”, e de 2 m/s para a situação “d”.

$$c) \quad v = 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q = v \cdot \dot{m} = 10^{-3} \cdot 0,0108 = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{1,1 \cdot 10^{-5}}{2} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,4 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

ou 2,6 mm

Caso não haja no mercado espessuras de tubos iguais às determinadas, deve-se eleger o tubo com espessura imediatamente superior à calculada.

As etapas “c”, “e” e “f”, que possuem vapor, devem ser trabalhadas de forma diferenciada, baseando-se na capacidade térmica que os dispositivos de troca térmica nesses trechos possuem, seja de dissipar ou de absorver calor. Nessa parte do ciclo temos o condensador e o evaporador, ambos trocadores de calor do tipo serpentina com superfícies aletadas. A Tab. 13 mostra valores de diâmetro de tubulações para este tipo de aplicação, para trocadores com capacidades entre 1 e 30 toneladas de refrigeração (TR).

Tabela 13 – Diâmetros dos tubos utilizados no mercado.

Fabricante	Material dos tubos	Aletado	Diâmetro (mm)
Serraff	Cobre	sim	9,52
TroCalor	Cobre	sim	9,52

Lembrando que 1 TR é igual a 12.000 BTU/h (INCROPERA, 2008), e que este sistema possui 86.000 BTU/h, ou 7,2 TR, está se encaixando na faixa de capacidade da Tab. 13.

Desta forma, o diâmetro dos tubos nos trechos “c”, “e” e “f” será de 9,52 mm.

12. BENCHMARK

A Tab. 14 apresenta equipamentos de condicionamento de ar para ônibus com capacidades próximas à trabalhada, de 25,2 kW, ou 86.000 BTU/h.

Tabela 14 – Modelos de ar condicionado para ônibus disponíveis no mercado.

Fabricante	Modelo	Capacidade	
		kW	BTU/h
Spheros	REVO-E	25	85.300
Thermo King	RLF	26 a 30,8	88.500 a 105.000
Mobile Climate Control	ECO 136-V28	24 a 32	82.000 a 109.000

Todos são sistemas por compressão de vapor.

Spheros (2013) utiliza 25°C no interior do ônibus e 35°C no exterior como temperaturas de referência, com uma vazão de ar de 4400 m³/h.

Thermo King (2010) trabalha com temperaturas de referência de 19°C (bulbo úmido), 27°C (bulbo seco) no interior e de 35°C no ambiente externo, insuflando 4000 m³/h de ar. Empregando R-134a como fluido refrigerante, tem capacidade de 26 kW, e usando R-407c pode retirar até 30,8 kW do ambiente.

Mobile Climate Control (2013) especifica seus equipamentos com temperatura interna de 25°C e externa de 35°C, com vazão de ar no evaporador de 6600 m³/h. Possui opções com diferentes compressores que suprem um intervalo de capacidade de 24 a 32 kW.

Não foram encontrados sistemas por absorção para veículos. A marca dominante no mercado de chillers por absorção é a YORK (1997), que possui apenas equipamentos de grande porte, como o YIA com capacidade de 420 a 4840 kW.

13. CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo demonstrar, numericamente, a possibilidade e viabilidade da utilização de um SRA (sistema de refrigeração por absorção) para conforto térmico dos passageiros de ônibus urbanos para a condição física e ambiental de Dourados, Mato Grosso do Sul.

Com o crescimento da preocupação ambiental, o consumo racional de combustível e as atuais dificuldades financeiras, torna-se necessária a renovação das tecnologias relacionadas a estas ideias, e na área de conforto térmico nos transportes a refrigeração por absorção se mostra uma tecnologia com grande oportunidade. Após avaliações de consumo de combustível e várias análises dos ciclos termodinâmicos das possíveis tecnologias a serem utilizadas, o SRA se mostrou viável e muito interessante para esta aplicação.

Os cálculos mostram que a menor carga demandada utilizando o sistema por compressão de vapor é de 4,44 kW, utilizando R12, retirados diretamente do motor do ônibus, que possui 153 kW de potência, restando pouco mais de 148 kW livres para a locomoção do veículo. Já o sistema por absorção possui uma demanda de energia no gerador de vapor muito superior, igual a 38,07 kW, mas cuja fonte é o calor dos gases de escape do motor. Um motor de 153 kW dissipa cerca de 55,1 kW na forma de calor (36% de perdas), que são suficientes para suprir a demanda do gerador sem provocar qualquer impacto no funcionamento do ônibus, uma vez que esse calor iria para o ambiente.

Pode-se dizer então que o veículo que possui um sistema de refrigeração por absorção, é dotado de um sistema de cogeração, pois utilizando o mesmo combustível é possível se obter dois retornos para o ônibus: a energia mecânica para tração do mesmo, e ainda produção de frio para conforto térmico.

Se fizermos um cálculo rápido da eficiência global do veículo, temos que o motor possui 153 kW e sem o sistema de absorção, transforma apenas 38% dessa potência em potência de eixo para o movimento do veículo, no melhor dos casos, ou seja, 58 kW. Incluindo um SRA, que irá gerar 25 kW de frio para o veículo sem consumo adicional, tem-se um veículo com os mesmos 153 kW, mas com uso de 83 kW, resultando em uma eficiência global do veículo de cerca de 54%.

A utilização de um SRA em um veículo, como alternativa ao sistema por compressão de vapor, leva a um menor consumo de combustível, pois não demanda potência do motor para seu funcionamento, apenas uma pequena bomba para circulação do fluido. O menor

consumo de combustível proporciona menor custo de manutenção e redução das emissões de poluentes, tornando o veículo mais atrativo ao usuário e ao comprador.

O sistema de refrigeração por absorção não é novo e é amplamente utilizado em outras aplicações, como cogeração em grandes indústrias e até mesmo aplicações comerciais e domésticas, mas no setor automobilístico é algo novo e ainda engatinha nos seus projetos e modelos. A maior dificuldade encontrada para sua implantação é quanto à confiabilidade, por ainda não ter sido amplamente divulgado nesta área, e ao espaço físico, por possuir maior quantidade de equipamentos do que o sistema por compressão de vapor e acabar ocupando maior espaço nos veículos, quesito valioso no setor.

Seguindo a mesma linha tecnológica, pode-se futuramente trabalhar na viabilidade do SRA para veículos de passeio ou para caminhões com câmaras frias, que são diferentes ramos do setor automobilístico e com grande área de pesquisa.

14. REFERÊNCIAS

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 16401. Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários**. Parte 1: Projeto das instalações. Rio de Janeiro, 2008. 24p.

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 16401. Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários**. Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro, 2008. 24p.

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 16401. Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários**. Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008. 24p.

ASHRAE. **American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning – Handbook Fundamentals, SI Edition**. 2009, Atlanta, EUA.

COMPUTER-AIDED THERMODYNAMIC TABLES 3, Version 1.0. IntelliPro; Visual Components; Sonntag, et al. John Wiley & Sons, 1996.

GUIMARÃES, L. G. M.. **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água - brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura**. Mestrado. UFSJ. São João del-Rei, Minas Gerais, 2011.

HEYWOOD J. B.. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York. McGraw-Hill, 1988, 930p.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6ª ed. Rio de Janeiro. LTC, 2008.

MAGAZONI, F. C.. **Análise dinâmica de um chiller de absorção de brometo de lítio-água em processo de resfriamento de dorna de fermentação alcoólica**. Mestrado. UFSC. Florianópolis, Santa Catarina, 2011.

MARTINELLI JR., L. C.. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus**. Doutorado. UNESP. Guaratinguetá, São Paulo, 2008.

MENNA, M. R. M.. **Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção**. Mestrado. UNIOESTE. Toledo, Paraná, 2008.

MERCEDES BENZ. **Chassi para ônibus OF-1721**. VCM. 2013. Disponível em:
<<https://www.mercedes-benz.com.br/resources/files/documentos/onibus/onibus-urbano/dados-tecnicos/dados-tecnicos-of-1721.pdf>>
Acesso em: 16 jul. 2014.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA (MCT). **Primeiro inventário brasileiro de emissões antrópicas de gases de efeito estufa - Emissões de gases de efeito estufa por fontes móveis**. 2006.

MOBILE CLIMATE CONTROL. **Roof Mount Unit ECO 136 - Parallel roof mount Air-conditioning and ventilation systems**. MCC. 2013. Disponível em:
<http://www.mcc-hvac.com/CommonResources/Files/www.mcc-hvac.com/downloads/AC%20units/Roof_Mount_Unit_ECO_136_web.pdf>
Acesso em: 16 jul. 2014.

MORAN, M. J. et. al.. **Introdução à engenharia de sistemas térmicos: termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor**. Rio de Janeiro. LTC, 2013.

SCANIA. **Chassis urbanos Série F**. Scania. 2013. Disponível em:
<http://www.scania.com.br/Images/S%C3%A9rie_F_tcm253-289858.pdf>
Acesso em: 16 jul. 2014.

SPHEROS. **REVO-E – All electric rooftop unit**. Spheros GmbH. 2013. Disponível em:
<http://www.spheros.com.br/Media/Documents/3929/REVO%20E_4-Seiter_e_screen.pdf>
Acesso em: 16 jul. 2014.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo. McGraw-Hill do Brasil, 1985, 481 p.

TELLES, P. C. S.. **Tubulações Industriais: materiais, projeto e montagem**. 10ª ed. Rio de Janeiro. LTC, 2001.

THERMO KING. **RLF Series – Rooftop HVAC System for Coach and Transit**. Ingersoll Rand. 2010. Disponível em:

<http://www.na.thermoking.com/content/dam/tki-na/pdf/brochures/bus/54389_RLF_Brochure.pdf>

Acesso em: 16 jul. 2014.

UFPR. **Apostila de Climatização, Capítulo 5**. Demec UFPR. Disponível em:

<ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/CLIMATIZACAO/apostila/5_CARGA%20TERMICA%20EM%20CLIMATIZACAO.pdf>

Acesso em: 16 jul. 2014.

VOLVO. **B270F, Urbano, Fretamento e Rodoviário**. Volvo do Brasil. 2014. Disponível em:

<<http://www.volvobuses.com/bus/brazil/pt-br/linha-produtos/urbanos/Documents/B270F%20-%20EU%205.pdf>>

Acesso em: 16 jul. 2014.

YORK. **YIA Single-Effect Absorption Chillers – STEAM AND HOT WATER CHILLERS**. Johnson Controls. 1997. Disponível em:

<http://www.johnsoncontrols.com.br/content/dam/WWW/jci/be/brasil_-_novo_site/sistemas_hvac/chillers_york__condensacao/absorcao_-_yia__ypc/brochures/Manual-T%C3%A9cnico-Chiller-YORK%C2%AE-Absor%C3%A7%C3%A3o-YIA.pdf>

Acesso em: 16 jul. 2014.

APÊNDICE 1

Análise ponto a ponto do ciclo de compressão de vapor

FLUIDO R134A

Ponto 1			
Dados		Encontrados	
Temperatura (°C)	5	Pressão (MPa)	0,3497
Vapor Saturado		Entalpia (kJ/kg)	401,5
		Entropia (kJ/kg.K)	1,724

Ponto 2			
Dados		Encontrados	
Entropia (kJ/kg.K)	1,724	Temperatura (°C)	49,04
Pressão (MPa)	1,16	Entalpia (kJ/kg)	426,2
Vapor Superaquecido			

Ponto 3			
Dados		Encontrados	
Temperatura (°C)	45	Pressão (MPa)	1,16
Líquido Saturado		Entalpia (kJ/kg)	263,9
		Entropia (kJ/kg.K)	1,214

Ponto 4			
Dados		Encontrados	
Pressão (MPa)	0,3497	Temperatura (°C)	5
Entalpia (kJ/kg)	263,9	Entropia (kJ/kg.K)	1,23
Mistura Líq. Vap.			

Diferença de entalpia no evaporador (kJ/kg)	137,6
Vazão de refrigerante (kg/s)	0,18

Diferença de entalpia no evaporador (kJ/kg)	137,6
Diferença de entalpia no compressor (kJ/kg)	24,7
COP =	5,57

Potência exigida pelo compressor (kW)	4,52
---------------------------------------	------

FLUIDO R22

Ponto 1			
Dados		Encontrados	
Temperatura (°C)	5	Pressão (MPa)	0,5848
Vapor Saturado		Entalpia (kJ/kg)	251,7
		Entropia (kJ/kg.K)	0,9197

Ponto 2			
Dados		Encontrados	
Entropia (kJ/kg.K)	0,9197	Temperatura (°C)	62,67
Pressão (MPa)	1,729	Entalpia (kJ/kg)	278,7
Vapor Superaquecido			

Ponto 3			
Dados		Encontrados	
Temperatura (°C)	45	Pressão (MPa)	1,729
Líquido Saturado		Entalpia (kJ/kg)	101
		Entropia (kJ/kg.K)	0,3624

Ponto 4			
Dados		Encontrados	
Pressão (MPa)	0,5848	Temperatura (°C)	5
Entalpia (kJ/kg)	101	Entropia (kJ/kg.K)	0,3778
Mistura Líq. Vap.			

Diferença de entalpia no evaporador (kJ/kg)	150,7
Vazão de refrigerante (kg/s)	0,17

Diferença de entalpia no evaporador (kJ/kg)	150,7
Diferença de entalpia no compressor (kJ/kg)	27
COP =	5,58

Potência exigida pelo compressor (kW)	4,51
---------------------------------------	------

FLUIDO R12

Ponto 1			
Dados		Encontrados	
Temperatura (°C)	5	Pressão (MPa)	0,3626
Vapor Saturado		Entalpia (kJ/kg)	189,7
		Entropia (kJ/kg.K)	0,6942

Ponto 2			
Dados		Encontrados	
Entropia (kJ/kg.K)	0,6942	Temperatura (°C)	50,22
Pressão (MPa)	1,084	Entalpia (kJ/kg)	209,1
Vapor Superaquecido			

Ponto 3			
Dados		Encontrados	
Temperatura (°C)	45	Pressão (MPa)	1,084
Líquido Saturado		Entalpia (kJ/kg)	79,71
		Entropia (kJ/kg.K)	0,2877

Ponto 4			
Dados		Encontrados	
Pressão (MPa)	0,3626	Temperatura (°C)	5
Entalpia (kJ/kg)	79,71	Entropia (kJ/kg.K)	0,2989
Mistura Líq. Vap.			

Diferença de entalpia no evaporador (kJ/kg)	109,99
Vazão de refrigerante (kg/s)	0,23

Diferença de entalpia no evaporador (kJ/kg)	109,99
Diferença de entalpia no compressor (kJ/kg)	19,4
COP =	5,67

Potência exigida pelo compressor (kW)	4,44
---------------------------------------	------

APÊNDICE 2

Análise pontual do ciclo por absorção

SOLUÇÃO DE ÁGUA – BROMETO DE LÍTIO

Ponto 7	(saída do gerador)		
Dados		Encontrados	
Água			
Temperatura (°C)	85	Entalpia (kJ/kg)	2659
Vapor Superaquecido		Entropia (kJ/kg.K)	8,389
Pressão (kPa)	9,593		

Ponto 8	(saída do condensador)		
Dados		Encontrados	
Água		Pressão (kPa)	9,593
Temperatura (°C)	45	Entalpia (kJ/kg)	188,4
Líquido Saturado		Entropia (kJ/kg.K)	0,6386

Ponto 9	(saída da válvula de expansão)		
Dados		Encontrados	
Água		Temperatura (°C)	10
Entalpia (kJ/kg)	188,4	Entropia (kJ/kg.K)	0,6386
Pressão (kPa)	1,228		

Ponto 10	(saída do evaporador)		
Dados		Encontrados	
Água		Pressão (kPa)	1,228
Temperatura (°C)	10	Entalpia (kJ/kg)	2520
Vapor Saturado		Entropia (kJ/kg.K)	8,901

Diferença de entalpia no evaporador (kJ/kg)	2331,6
---	--------

Vazão de água (kg/s)	0,0108016
----------------------	-----------

Vazão de água nos pontos 4, 5 e 6 (kg/s)	0,054008
Vazão de água nos pontos 1, 2 e 3 (kg/s)	0,0648096

Vazão de LiBr (kg/s)	0,0324048
----------------------	-----------

Vazão solução forte	0,0864128	60%
Vazão solução fraca	0,0972144	50%

Ponto 4	(saída do gerador)		
Dados		Encontrados	
Solução 60%		Temperatura (°C)	92
Pressão (kPa)	9,593	Entalpia (kJ/kg)	230

Ponto 1	(saída do absorvedor)		
Dados		Encontrados	
Solução 50%		Temperatura (°C)	30
Pressão (kPa)	1,228	Entalpia (kJ/kg)	60

Ponto 2	(saída da bomba)		
Dados		Encontrados	
Solução 50%		Temperatura (°C)	30
Pressão (kPa)	9,593		
Entalpia (kJ/kg)	60		

Ponto 3	(entrada do gerador)		
Dados		Encontrados	
Solução 50%		Entalpia (kJ/kg)	140
Pressão (kPa)	9,593		

Temperatura (°C)	65		
------------------	----	--	--

Diferença de entalpia no gerador	
Balanco de energia	
$Q = m_4.h_4 + m_7.h_7 - m_3.h_3$	
Calor de entrada no gerador (kW)	34,99

Volume específico (m ³ /kg)	0,001
Potência da bomba (kW)	
$W = m.v.(p_2-p_1)$	8,13E-04

SOLUÇÃO DE AMÔNIA – ÁGUA

Ponto 7	(saída do gerador)		
Dados		Encontrados	
Água			
Temperatura (°C)	85	Entalpia (kJ/kg)	1656
Vapor Superaquecido		Entropia (kJ/kg.K)	6,495
Pressão (MPa)	1,782		

Ponto 8	(saída do condensador)		
Dados		Encontrados	
Água		Pressão (MPa)	1,782
Temperatura (°C)	45	Entalpia (kJ/kg)	396,3
Líquido Saturado		Entropia (kJ/kg.K)	1,435

Ponto 9	(saída da válvula de expansão)		
Dados		Encontrados	
Água		Temperatura (°C)	10
Entalpia (kJ/kg)	396,3	Entropia (kJ/kg.K)	1,476
Pressão (MPa)	0,6152		

Ponto 10	(saída do evaporador)		
Dados		Encontrados	
Água		Pressão (MPa)	0,6152
Temperatura (°C)	10	Entalpia (kJ/kg)	1452
Vapor Saturado		Entropia (kJ/kg.K)	5,204

Diferença de entalpia no evaporador	1055,7
Vazão de refrigerante	0,023856

Vazão de água nos pontos 4, 5 e 6 (kg/s)	0,119281
Vazão de água nos pontos 1, 2 e 3 (kg/s)	0,143137

Vazão de LiBr (kg/s)	0,071569
----------------------	----------

Vazão solução forte	0,19085	60%
Vazão solução fraca	0,214706	50%

Ponto 4	(saída do gerador)		
Dados		Encontrados	
Solução 60%		Temperatura (°C)	72
Pressão (MPa)	1,782	Entalpia (kJ/kg)	105

Ponto 1	(saída do absorvedor)		
Dados		Encontrados	
Solução 50%		Temperatura (°C)	45
Pressão (MPa)	0,6152	Entalpia (kJ/kg)	-30

Ponto 2	(saída da bomba)		
Dados		Encontrados	
Solução 50%		Temperatura (°C)	25
Pressão (MPa)	1,782		
Entalpia (kJ/kg)	50		

Ponto 3	(entrada do gerador)		
Dados		Encontrados	
Solução 50%		Entalpia (kJ/kg)	100
Pressão (MPa)	1,782		
Temperatura (°C)	65		

Diferença de entalpia no gerador	
Balço de energia	
$Q = m_4 \cdot h_4 + m_7 \cdot h_7 - m_3 \cdot h_3$	
Calor de entrada no gerador (kW)	38,07

Volume específico (m ³ /kg)	0,001
Potência da bomba (kW)	
$W = m \cdot v \cdot (p_2 - p_1)$	2,51E-04