

ANÁLISE PRELIMINAR DE SISTEMA DE AR CONDICIONADO VEICULAR UTILIZANDO MÁQUINA DE ABSORÇÃO LiBr – H₂O

Luiz Carlos Martinelli Júnior

UNESP - Universidade Estadual Paulista
FEG - Faculdade de Guaratinguetá
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333
12516-410 Guaratinguetá SP Brasil
martinelli@feg.unesp.br

José Luz Silveira

UNESP - Universidade Estadual Paulista
FEG - Faculdade de Guaratinguetá
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333
12516-410 Guaratinguetá SP Brasil
jose luz@feg.unesp.br

Resumo. Máquinas de absorção são dispositivos que produzem frio ou calor útil. Esses sistemas trabalham utilizando como fonte principal o calor residual de processos ou da queima de combustíveis diversos. No geral esses sistemas utilizam dois tipos de misturas: NH₃ + H₂O ou LiBr + H₂O. A diferença entre os sistemas que utilizam a primeira ou a segunda mistura está na dimensão do equipamento em função da capacidade frigorífica. No caso do LiBr + H₂O, as dimensões são menores em comparação com NH₃ + H₂O, para uma mesma capacidade frigorífica. Assim, estes sistemas de refrigeração por absorção podem ser recomendados para aplicações em sistemas de condicionamento de ar de ônibus e caminhões, onde o espaço disponível para a instalação do mesmo é pequeno. Neste trabalho efetua-se o balanço exergético de uma máquina de absorção que utiliza os gases de exaustão de um motor de combustão interna (diesel) como fonte de energia. Este sistema é aplicado como ar condicionado veicular alternativo. O cálculo baseia-se em sistema aplicado a um ônibus, onde há um grande fluxo de gases de exaustão a elevadas temperaturas. A carga térmica para conforto térmico (resfriamento) do ônibus nas condições brasileiras se situa em torno de 6 TR. Conclui-se que o calor residual liberado pelo ônibus é suficiente para acionar o sistema de ar condicionado alternativo, e que em termos exergéticos as maiores irreversibilidades estão associadas ao gerador (desorbedor), indicando de certo modo a necessidade de efetuar melhorias neste componente do sistema de absorção.

Palavras Chave: ar condicionado alternativo, sistema de refrigeração por absorção, balanço exergético, ônibus

1. Introdução

Indicando uma tendência mundial, nota-se que o usuário de veículos automotivos está mais preocupado com aspectos referentes a conforto interno do que aos de desempenho veicular. Para atender estas exigências, a indústria automobilística na área de conforto térmico tem desenvolvido sistemas de climatização que propiciem níveis de conforto adequados. Na indústria de veículos pesados, ônibus e caminhões, e de equipamentos agrícolas, o conforto térmico torna-se uma necessidade devido à competição em um mercado muito disputado. Em ambos os nichos dois fatores predominam: a limitação de espaço disponível para instalação e funcionamento dos equipamentos e a necessidade de redução do consumo energético destes.

Devido à evolução do mercado, veículos mais aerodinâmicos, de visual moderno, mais silenciosos e confortáveis são projetados. Estes veículos devem fornecer o máximo de espaço interno aos usuários sem aumentar suas principais dimensões externas. Assim, o compartimento do motor torna-se cada vez menor. Como consequência os componentes satélites tornam-se mais compactos. Ao mesmo tempo, os baixos níveis de consumo do veículo, exigidos pela situação econômica atual, tem causado restrições quanto ao uso de opcionais de alto consumo energético, exigindo dos fabricantes projetos mais criteriosos, utilizando-se controles eletrônicos e componentes melhor dimensionados.

Todos os veículos movidos por um motor de combustão interna possuem necessariamente um duto de escapamento através do qual escoam os gases quentes resultantes da combustão. Esses gases quentes são jogados na atmosfera passando antes por um sistema catalisador, que diminui a poluição, mas não utiliza a energia térmica dos gases.

Este trabalho se propõe analisar um sistema de refrigeração por absorção utilizando mistura de LiBr + H₂O como fluido de trabalho e a energia térmica desses gases de exaustão como fonte de energia para o gerador.

2. Caracterização da Carga Térmica

Um projeto adequado de condicionamento de ar para um veículo automotor deve produzir condições internas favoráveis, proporcionando um ambiente confortável independentemente das condições externas.

De acordo com Stancato (1992), a carga térmica em veículos automotores é o resultado da transmissão de calor por condução, por radiação, por fontes internas, equipamentos, infiltração e renovação de ar. A condução dentro do ônibus, por sua natureza efêmera, pode ser menosprezada, pois ocorre em materiais metálicos ou com pequena camada de isolante. Por estarem as superfícies internas em uma temperatura elevada, a transmissão por radiação entre as superfícies internas é reduzida, considerando-se apenas a radiação proveniente das paredes externas para o cálculo. Os equipamentos internos como ventilador e luzes, em escala, são ínfimos no cálculo pela sua condição passageira. A carga térmica gerada pelas infiltrações pode ser desprezada, pois, ao se colocar o sistema de ventilação em funcionamento com renovação de ar, cria-se uma pressão positiva no interior do veículo, impossibilitando que as mesmas ocorram. Assim, para o cálculo da carga interna do veículo toma-se extremo cuidado com as fontes internas e a renovação de ar pois alcançam os mais altos valores.

Johnson (1982) utilizando uma condição de conforto de 24°C e temperatura externa de 43°C, apresenta resultados de cálculos de carga térmica para a cabine de um caminhão, Tab. 1.

Tabela 1. Resultados de carga térmica para cabine de caminhão (Johnson, 1982)

Fonte de carga térmica	Admissão (kW)	Recirculação (kW)
Condução	1,014	1,014
Radiação solar	1,810	1,810
Ar externo	2,160	-
Infiltração	-	0,288
Outros	0,412	0,412
Total	5,396	3,524

Johnson (1982) assumiu duas condições distintas, uma com a renovação do ar interno e outra com apenas a recirculação do ar interno pelo sistema. Stancato (1992) apresenta cálculos de carga térmica para um ônibus rodoviário monobloco, utilizando admissão de ar externo com $2,5 \cdot 10^{-3}$ m³/s por pessoa, com 40 pessoas em repouso e/ou com pouca atividade, Tab. 2.

Tabela 2. Resultados de simulação de carga térmica em ônibus (Stancato, 1992)

Fonte de carga térmica	Admissão (kW)
Condução através de paredes	2,296
Condução através de vidros	0,755
Condução através do compartimento do motor	0,054
Radiação solar	5,244
Pessoas	5,575
Admissão de ar externo	4,147
Motores de ventilação	0,720
Total	18,791

Stancato (1992), em sua simulação, utiliza as seguintes condições externas:

- Temperatura de Bulbo Seco/Bulbo Úmido: 30°C / 25°C
- Temperatura do asfalto: 39°C
- Velocidade do veículo: 0 m/s

Este trabalho considera a carga térmica achada por Stancato (1992) para um ônibus como a carga a ser retirada pelo sistema de refrigeração em estudo, adotando as condições externas acima para efeito de cálculo.

3. Sistema de Refrigeração por Absorção

O sistema de refrigeração por absorção possui algumas características em comum com os ciclos de compressão de vapor, mas diferencia-se em dois detalhes importantes: a natureza do processo e a necessidade de se retirar o vapor de refrigerante da solução líquida. No primeiro, em vez de se comprimir o vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema de absorção é absorvido por uma substância secundária chamada solução absorvente de modo a formar uma solução líquida. Esse processo ocorre no *absorvedor* (Fig. 1). Essa solução líquida é, em seguida, bombeada para um nível mais elevado de pressão. Como o volume específico médio da solução líquida é muito menor que o do vapor do refrigerante, uma quantidade significativamente menor de trabalho é requerida, necessitando assim de uma menor potência de acionamento em comparação com os sistemas de compressão de vapor. A segunda diferença é que deve ser introduzido nos sistemas de absorção um mecanismo (*gerador* – Fig. 1) para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no condensador. Esse processo envolve uma transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta e abundante.

O condensador, a válvula de expansão do refrigerante e o evaporador são semelhantes aos utilizados em ciclos de refrigeração por compressão de vapor. Com a finalidade de melhorar a eficiência do sistema, acrescenta-se ainda um trocador de calor. O mesmo tem como função aquecer a mistura que está sendo bombeada para o gerador utilizando-se da energia da solução pobre, que retorna para o absorvedor.

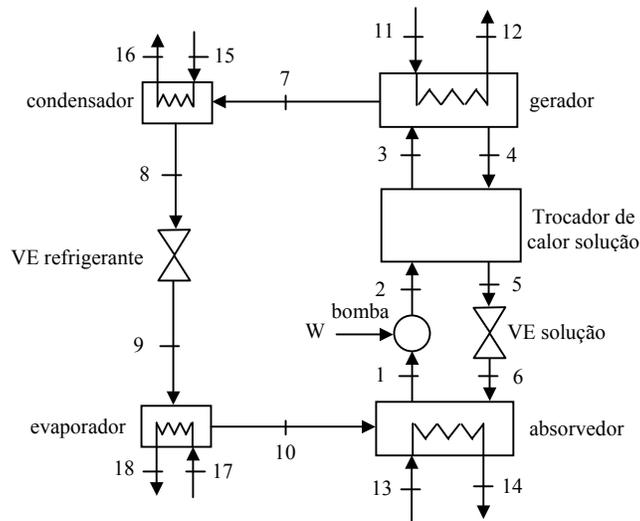


Figura 1. Esquema do sistema de refrigeração por absorção.

Neste trabalho, utiliza-se como fonte de energia térmica os gases de exaustão de um motor diesel de um ônibus rodoviário e ar ambiente como fluido de arrefecimento do absorvedor e condensador. Pelo objetivo do sistema proposto (refrigeração do ambiente interno do ônibus), refrigera-se o ar diretamente no evaporador, não havendo controle de umidade relativa do mesmo.

4. Análise Energética

Para um regime permanente o balanço energético do ciclo é dado:

Bomba

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W} = \dot{m}_2 h_2 \quad (1)$$

Trocador de Calor

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (2)$$

Válvula de Expansão da Solução

$$h_5 = h_6 \quad (3)$$

Absorvedor

$$\dot{Q}_{\text{abs}} + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_1 h_1 \quad (4)$$

Gerador

$$\dot{Q}_{\text{ger}} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (5)$$

Condensador

$$\dot{Q}_{\text{cond}} + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 \quad (6)$$

Válvula de Expansão Água

$$h_8 = h_9 \quad (7)$$

Evaporador

$$\dot{Q}_{\text{evap}} + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (8)$$

5. Análise Exergética

O método da análise exergética consiste na avaliação qualitativa das perdas através da análise pela 2ª Lei da Termodinâmica. Uma tendência que se observa pela atuação de diversos pesquisadores é de que este tipo de avaliação vem gradualmente assumindo papel relevante nos processos de análise de sistemas térmicos, sem, no entanto desprezar a análise de 1ª Lei (balanço energético), antes complementando-a e reforçando-a. A expressão exergia é dada às parcelas da energia efetivamente transformáveis em trabalho, quando se desprezam as variações de energia cinética e potencial de um sistema aberto. Mediante tal conceito é possível expressar a energia como sendo composta de duas parcelas, a primeira delas possível de ser transformada em trabalho, a exergia, e a outra que não pode ser transformada em trabalho, que se denominou anergia - Nogueira et al. (1989).

Quando um sistema estiver em equilíbrio com o meio, não ocorrerá nenhuma reação espontânea de estado e o sistema não será capaz de realizar o trabalho. Portanto, se um sistema, num dado estado, sofre um processo inteiramente reversível até atingir um estado em que ele esteja em equilíbrio com o meio, o sistema terá realizado o máximo trabalho reversível.

Se um sistema está em equilíbrio com o meio, ele deve certamente estar em equilíbrio de pressão e temperatura este meio, isto é, à pressão P_0 e temperatura T_0 . Também deve estar em equilíbrio químico com o meio, o que implica em não ocorrer mais alguma reação química. O equilíbrio com o meio requer que o sistema tenha velocidade zero e energia potencial mínima. Exigências análogas são estabelecidas em relação aos efeitos magnéticos, elétricos e de superfícies, se estes forem relevantes num dado problema.

Segundo Silveira e Lacava (1992) a exergia inclui, além das parcelas relacionadas ao equilíbrio termodinâmico, parcelas devidas à diferença de concentração entre espécies químicas, ao potencial químico associado às reações, etc., segundo a Eq. 9.

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{V_i^2}{2} + gz + \Delta G_f^0 + RT_0 \sum_{i=1}^n v_i \ln x_i^0 + \dots \quad (9)$$

De acordo com Wall (1990) e Ebinuma et al. (1990) para o sistema energético apresentado é suficiente considerar apenas a parcela referente ao equilíbrio termodinâmico, ou seja:

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (10)$$

onde:

- ex_i – exergia de cada ponto do sistema (kJ/kg)
- h_0 – entalpia do estado de referência (kJ/kg)
- h_i – entalpia de cada ponto do sistema
- s_0 – entropia do estado de referência (kJ/kg.K)
- s_i – entropia de cada ponto do sistema
- T_0 – temperatura de referência (ambiente) (K)

Para o cálculo da exergia do ar e os gases de combustão, utilizou-se a Eq. 11, considerando $c_{pAR} = 1,0035 \text{ kJ/kg.K}$ e $c_{pGASES} = 1,1414 \text{ kJ/kg.K}$

$$ex = c_p [(T_{ar} - T_0) - T_0 \ln(T_{ar}/T_0) - R \ln(P/P_0)] \quad (11)$$

6. Avaliação de Parâmetros e Propriedades

6.1 Valores Iniciais

Herold et al (1996), Lukanin et al (1985) e Johnson (1982) estabelecem parâmetros que servirão de base para o cálculo.

- Concentração da solução forte: 64,5%
- Concentração da solução fraca: 58,9%
- Temperatura de evaporação: 6,0 °C
- Temperatura de condensação: 45 °C
- Temperatura ambiente interno: 23 °C (bulbo seco)
- Pressão atmosférica: 0,1 MPa
- Temperatura de entrada / saída do ar refrigerado: 22°C / 12°C (bulbo seco)
- Temperatura dos gases do motor: 450°C
- Carga térmica: 18,791 kW

6.2 Consumo Específico Médio

O consumo específico médio do motor é calculado como média ponderada dos consumos específicos das categorias de veículos, sendo o fator de ponderação o produto da participação de cada categoria na frota de veículos pesados no transporte rodoviário pela potência nominal da categoria (Ministério da Ciência e Tecnologia, 2002). Os resultados estão resumidos na Tab. 3.

Tabela 3. Consumo específico mínimo por categoria de veículos de transporte rodoviário

Categoria	Potência Nominal (kW)	Consumo Específico Mínimo (kg/kW.h)
Comerciais leves	90	0,201
Caminhões	195	0,192
Ônibus	155	0,197

Para a categoria ônibus, em estudo neste trabalho, o consumo específico *versus* a rotação do motor pode ser visto na Fig. 2.

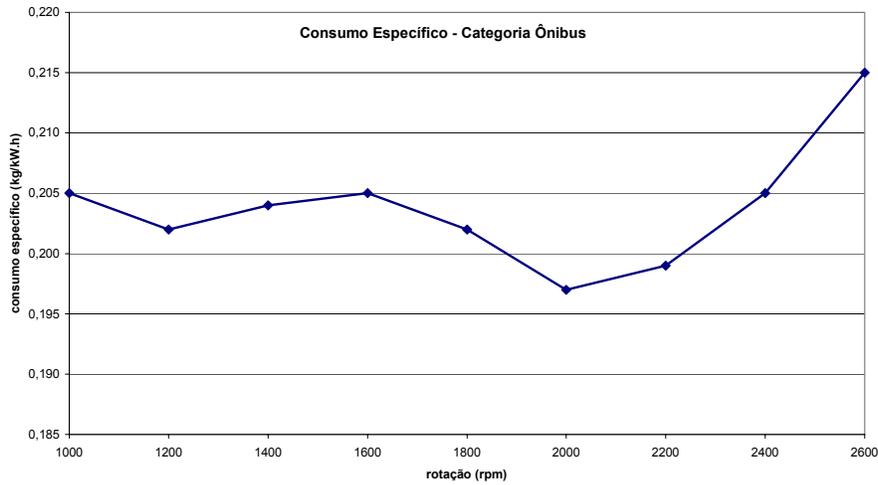


Figura 2. Consumo específico de diesel x rotação do motor para categoria ônibus

Conforme indicado na Fig. 2, adota-se para efeito de cálculo um motor de ônibus de 155kW de potência nominal, consumo específico de 0,199kg/kW.h de óleo diesel para rotação de 1900rpm. Considerando uma mistura combustível-comburente estequiométrica de 1:14,45 (Lukanin et al, 1985) e um excesso de ar de combustão de 30%, tem-se uma vazão mássica de 0,170kg/s saindo do motor a uma temperatura de aproximadamente 450°C (Lukanin et al, 1985).

6.3 Gases de Exaustão

O processo de combustão é uma reação química de oxidação que se processa em altas temperaturas. Nos motores em geral, o processo de combustão oxida uma parcela dos componentes que são admitidos no interior do cilindro. O combustível derivado de petróleo é uma mistura de hidrocarbonetos que contém outros materiais, tais como enxofre, vanádio, sódio, potássio, etc. Por outro lado, o ar, comburente da reação, é uma mistura de gases diversos, sendo que o oxigênio é o gás o que interessa ao processo de combustão. A Tab. 4 apresenta a composição média dos gases de exaustão (Pereira, 2004).

Tabela 4. Composição média dos gases de exaustão

Componentes		10 ³ .kg/kW.h	%kg
Hidrocarbonetos não queimados	HC	3,26	0,05
Óxidos de Nitrogênio como N ₂	NO _x	15,61	0,25
Monóxido de Carbono	CO	0,54	0,01
Material particulado	PM	0,68	0,01
Anidrido Sulfuroso	SO ₂	0,84	0,01
Gás Carbônico	CO ₂	692,93	11,10
Nitrogênio	N ₂	4.619,57	73,99
Oxigênio	O ₂	665,76	10,66
Vapor d'água	H ₂ O	244,57	3,92

Considerando a composição média dos gases de exaustão, calcula-se o calor específico a pressão constante dos gases de exaustão achando-se, para a temperatura de saída dos gases, $c_p = 1,1414 \text{kJ/kg.K}$.

Assim, o motor especificado disponibiliza 29,0kW para o sistema de refrigeração, na forma de temperatura dos gases de exaustão.

6.4. Propriedades da Mistura Refrigerante

As propriedades termodinâmicas da mistura LiBr + H₂O são calculadas em função da concentração mássica de brometo de lítio (X, dada em %) e da temperatura da solução (T, em °C). Kaita (2001), baseado em relações de McNeely (1979), Rockenfeller (1987) e Feuerecker (1993), propõe as equações seguintes para a determinação destas propriedades em uma faixa de temperaturas mais alta (de 40 a 210°C).

6.4.1 Temperatura de orvalho (TD)

A temperatura de orvalho é obtida pela Eq. 12.

$$TD = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^3 A_{ij} (X - 40)^j T^i \quad (12)$$

onde:

TD - temperatura de orvalho;

T - temperatura da solução ($20 \leq T \leq 210^\circ\text{C}$)

X - concentração de LiBr da mistura ($40 \leq X \leq 65\%$)

A_{ij} – coeficientes apresentados na Tab. 5.

Tabela 5. Coeficientes para determinação da temperatura de orvalho

j	A_{0j}	A_{1j}	A_{2j}
0	-9,133128	9,439697E-1	-7,324352E-5
1	-4,75924E-1	-2,882015E-3	-1,556533E-5
2	-5,638171E-2	-1,345453E-4	1,992657E-6
3	1,108418E-3	5,852133E-7	-3,924205E-8

6.4.2 Pressão do vapor

A pressão do vapor é obtida utilizando-se a Eq. 13:

$$\log P = k_0 + \frac{k_1}{(TD + 273,15)} + \frac{k_2}{(TD + 273,15)^2} \quad (13)$$

onde:

$k_0 = 7,05$

$k_1 = -1603,544$

$k_2 = -104095,5$

6.4.3 Calor Específico

O calor específico à pressão constante é obtido utilizando-se a Eq. 14 proposta por Rockenfeller (1987).

$$C_p = (A_0 + A_1X) + (B_0 + B_1X)T \quad (14)$$

onde:

$A_0 = 3,462023$

$B_0 = 1,3499E-3$

$A_1 = -2,679895E-2$

$B_1 = -6,55E-6$

6.4.4 Entalpia

A entalpia da solução pode ser representada pela Eq. 15.

$$h = (A_0 + A_1X)T + \frac{(B_0 + B_1X)}{2} T^2 + (D_0 + D_1X + D_2X^2 + D_3X^3) \quad (15)$$

onde:

A_0, A_1, B_0 e B_1 são os mesmos da Eq. 14

$D_0 = 162,81$

$D_1 = -6,0418$

$D_2 = 4,5348E-3$

$D_3 = 1,2053E-3$

A Eq. 15 é válida para $20 \leq T \leq 210^\circ\text{C}$ e $40 \leq X \leq 65\%$ e para um estado de referência (entalpia zero), dado por McNeely (1979) e Feuerecker (1993), como $T = 0^\circ\text{C}$ e $X = 50\%$ de brometo de lítio na solução.

6.4.5 Entropia

A entropia, calculada pela Eq. 16, possui como estado de referência (entropia zero) as mesmas condições para a determinação da entalpia na Eq. 15 como também são válidos os mesmos intervalos para a temperatura e concentração de brometo de lítio.

$$s = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_{ij} X^j T^i \quad (5)$$

onde:

B_{ij} – coeficientes apresentados na Tab. 6.

Tabela 6. Coeficientes para determinação da entropia

j	B_{0j}	B_{1j}	B_{2j}	B_{3j}
0	5,1275500E-01	-1,3939540E-02	2,9241450E-05	9,0356970E-07
1	1,2267800E-02	-9,1568200E-05	1,8204530E-08	-7,9918060E-10
2	-1,3648950E-05	1,0689040E-07	-1,3811090E-09	1,5297840E-11
3	1,0215010E-08	0	0	0

7. Resultados Obtidos

Partindo de uma potência frigorífica de 18,791kW, carga térmica adotada para o ônibus, determina-se o fornecimento mínimo de energia necessário para o gerador e as energias a serem rejeitadas ao ambiente pelo absorvedor e condensador respectivamente, seguindo-se a análise energética explicitada anteriormente.

$$\dot{Q}_{ger} = 26,949kW \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{abs} = 24,201kW \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 20,022kW \quad (19)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} = 0,69 \quad (20)$$

Como o motor diesel em estudo tem capacidade de fornecer 29,0kW nas condições acima descritas, verifica-se a real possibilidade da utilização do sistema de refrigeração por absorção em um ônibus.

Para a determinação das propriedades termodinâmicas da mistura LiBr + H₂O utilizou-se as equações de entalpia e entropia propostas por Kaita (2001), explicitadas anteriormente.

Na Tab. 7 são apresentadas as condições físicas de cada ponto do ciclo de absorção proposto como base para a construção do diagrama de Grassman, Fig. 3. A partir da energia dos gases de combustão do motor diesel foram calculadas as porcentagens de degradação exergética associadas às irreversibilidades e geração de entropia.

Tabela 7. Valores do balanço energético e exerético para o sistema proposto

	P (kPa)	T (°C)	X LiBr %	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	m (kg/s)	ex (kJ/kg)
1	0,870	37,5	58,9	0,220	108,814	0,093	45,614
2	9,625	37,5	58,9	0,220	108,819	0,093	45,547
3	9,625	71,1	58,9	0,418	173,861	0,093	51,672
4	9,625	99,0	64,5	0,521	253,834	0,085	100,656
5	9,625	60,0	64,5	0,323	183,352	0,085	89,309
6	0,935	49,6	64,5	0,324	183,352	0,085	88,981
7	9,625	86,6	0	8,396	2662,000	0,008	163,343
8	9,625	44,0	0	0,639	188,400	0,008	2,612
9	0,935	6,0	0	0,676	188,400	0,008	-8,479
10	0,935	6,0	0	9,000	2512,000	0,008	-166,740
11	100,0	450,0				0,170	183,577
12	100,0	300,0				0,170	91,477
13	100,0	35,0				4,281	0,165
14	100,0	41,0				4,281	0,416
15	100,0	35,0				3,322	0,165
16	100,0	41,0				3,322	0,416
17	100,0	22,0				1,873	0,015
18	100,0	12,0				1,873	0,293

Na Tab. 8 apresenta-se o balanço exerético dos componentes do sistema de refrigeração por absorção estudado.

Tabela 8. Balanço exerético dos componentes do sistema

Componentes	I	ϵ	ψ
Gerador	7,725	0,325	0,707
Absorvedor	0,934	0,546	0,871
Evaporador	0,760	0,406	0,556
Trocador de Calor	0,395	0,591	0,969
Condensador	0,197	0,643	0,751
Bomba	0,007	0,999	0,998

Os parâmetros ϵ e ψ são denominados eficiência exerética e racional, respectivamente. O primeiro relaciona a variação da exergia do produto com a variação da exergia dos insumos utilizados no processo. O segundo, também denominado eficiência de Bosnjakovic, relaciona a saída de exergia pela entrada da mesma no equipamento. O parâmetro I denomina a irreversibilidade do componente estudado.

- Silveira, J. A. and Lacava, P. T., 1992, "Análise Exergética de Sistema de Congeração Aplicado à Fabricação de Papel e Celulose", Anais do III CEM-NNE – Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, pp. 242-250, João Pessoa, PB.
- Stancato, F., 1992, "Fontes térmicas em cabines de veículos automotivos, sua avaliação e efeito no ambiente interior". Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da USP. São Paulo.
- Wall, G., 1990, "Optimization of Refrigeration Machinery", International Journal of Refrigeration, Vol. 14, pp. 336-340.
- Varani, C. M. R. et al, 2002, "Análise exergética de um sistema de refrigeração por absorção com brometo de lítio e água", Anais do II CONEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, João Pessoa, PB.

PRELIMINARY ANALYSIS OF AUTOMOBILE AIR CONDITIONED SYSTEM UTILIZING A ABSORPTION MACHINE LiBr - H₂O

Luiz Carlos Martinelli Júnior
UNESP - Universidade Estadual Paulista
FEG - Faculdade de Guaratinguetá
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333
12516-410 Guaratinguetá SP Brasil
martinelli@feg.unesp.br

José Luz Silveira
UNESP - Universidade Estadual Paulista
FEG - Faculdade de Guaratinguetá
jose luz@feg.unesp.br

Abstract

Absorption machines are dispositives that produce cold or useful heat. Those systems work using as main source the residual heat of processes or of the combustion of several fuels. In the general those systems use two types of mixtures: NH₃ + H₂O or LiBr + H₂O. The difference among the systems that use the first or the second mixture is in the dimension of the equipment in function of the refrigerating capacity. In the case of LiBr + H₂O, the dimensions are smaller in comparison with NH₃ + H₂O, for a same refrigerating capacity. Like this, these systems of refrigeration for absorption can be recommended for applications in systems of conditioning of bus air and trucks, where the available space for the installation of the same is small. In this work occurs the exergetic balance of an absorption machine that uses the exhaust gases of an internal combustion engine (diesel) as source of energy. This system is applied as an alternative air-conditioned. The calculation bases on applied system to a bus, where there is a great flow of exhaust gases to high temperatures. The thermal load for thermal comfort (cooling) of the bus in the Brazilian conditions locates around 6 TR. It is ended that the residual heat liberated by the bus it is enough to work the system of air conditioned alternative, and that in exergetic terms the largest irreversibilities are associated to the desorbedor, indicating in certain way the need to make improvements in this component of the absorption system.

Keywords: air conditioning, absorption refrigeration system, exergetic balance, bus