

ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO AUTOMOTIVO POR ABSORÇÃO

Adriano da Silva Marques

Universidade Federal da Paraíba
Jardim cidade universitária, LES (Laboratório de Energia Solar)
adrianomarques25@hotmail.com

Carlos Antonio Cabral dos Santos

Universidade Federal da Paraíba
Jardim cidade universitária, LES (Laboratório de Energia Solar)
cabral@les.ufpb.br

Carlos Marlon dos Santos

Universidade Federal da Bahia
R. Aristides Novis, nº 02. Escola Politécnica, LEN (Laboratório de Energia)
carlosmarlon@hotmail.com

Ednildo Andrade Torres

Universidade Federal da Bahia
R. Aristides Novis, nº 02. Escola Politécnica, LEN (Laboratório de Energia)
edinildo@ufba.br

Wilson Luciano

Universidade Federal da Paraíba
Jardim cidade universitária, LES (Laboratório de Energia Solar)
wilsonluciano@hotmail.com

Resumo. O presente trabalho visa à análise termoeconômica do acoplamento da disponibilidade térmica de motores de combustão interna para o acionamento de sistemas de refrigeração por absorção usando o par frigorífico água-amônia, desenvolvendo-se desta forma um modelo de sistema compacto de cogeração. A análise termodinâmica é feita enfocando-se as visões energética e exergética com a finalidade de captar informações para suprir a carga térmica necessária para refrigerar o abitáculo do veículo e identificar os pontos de irreversibilidades do sistema que merecerão especial atenção no dimensionamento e seleção dos componentes. A unidade é compreendida por: sistema motriz: alimentação, motor, descarga e arrefecimento; unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e espaço a ser refrigerado. Cada subunidade merecerá especial atenção em suas análises, fazendo o uso de rotinas da plataforma EES com a aplicação da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica bem como dos conceitos Exergoeconômicos simulando diferentes situações no sistema motriz e no sistema de refrigeração utilizado.

Palavras chave: motor automotivo, refrigeração por absorção, exergia e termoeconomia.

1. Introdução

Os sistemas de refrigeração usados para climatização de ambientes utilizam em sua grande maioria sistemas de compressão de vapor, nos quais os fluidos de trabalho são os CFCs que atacam e destroem a camada de ozônio da atmosfera. Sendo possível, em muitos casos, a indicação do uso do ciclo de refrigeração por absorção de vapor, que não utiliza fluidos halogenados.

Considerações econômicas e ambientais trouxeram um novo interesse nos refrigeradores alimentados por uma fonte de calor. Um esforço considerável de pesquisa tem sido investido em sistemas de refrigeração desse tipo nos últimos anos. Esses sistemas podem utilizar fontes de energias renováveis, tais como: energia solar, gás natural, gases quentes provenientes do escapamento de automóveis, etc. A utilização desse calor residual tem contribuído para a redução da poluição térmica pela minimização da energia jogada ao ambiente (princípio do aumento de entropia). Essa utilização tem contribuído ainda, para a redução do consumo global de combustíveis e redução do nível de emissões de dióxido de carbono, contribuindo desta forma, para aliviar as variações climáticas do mundo.

Neste cenário, há a necessidade do desenvolvimento de análises adequadas e eficientes para comparar entre si as mais diversas alternativas térmicas de geração de frio, inclusive a partir do aproveitamento da disponibilidade térmica proveniente dos gases de combustão de um motor de combustão interna. A utilização de uma metodologia que associe as análises energética, exergética e econômica se mostram um caminho viável e apropriado. Assim, a análise termoeconômica permite a caracterização efetiva das eficiências que ocorrem em qualquer unidade térmica, valorando os fluxos de energia do sistema.

O presente trabalho apresenta a análise termoeconômica do acoplamento de um motor de combustão interna, operado pelo ciclo Otto, a um sistema de refrigeração por absorção, de simples efeito, que utiliza o par água-amônia como fluido de trabalho. Esta unidade de cogeração faz o uso do aproveitamento da disponibilidade energética dos produtos de combustão da octana. Esta avaliação é desenvolvida computacionalmente em plataforma EES (Engineering Equation Solver), desde a admissão de ar e combustível, passando pelo processo de combustão, até os resíduos provenientes da própria combustão.

2. Modelagem Termodinâmica

Para a verificação de uma análise quantitativa do sistema, faz-se o uso da 1ª Lei da Termodinâmica e com o auxílio da 2ª Lei da Termodinâmica pode-se avaliar o sistema do ponto de vista qualitativo, complementando, desta forma, a análise global da unidade.

O sistema estudado consiste de uma unidade de refrigeração por absorção acionada pelos gases de exaustão de um motor de combustão interna automotivo, operando segundo um ciclo Otto.

Ar e combustível entram em correntes separadas no motor onde ocorre o processo de combustão propriamente dito. O calor dos gases de exaustão aciona o gerador de vapor do sistema de refrigeração por absorção, onde existe uma quantidade de solução água-amônia. A energia que acompanha os gases de exaustão é responsável pela separação do refrigerante da solução absorvente no gerador de vapor.

O vapor de refrigerante segue para o condensador onde ocorre o resfriamento pela corrente de ar que passa nas aletas do trocador de calor. Desta forma, o fluido refrigerante é condensado e então segue para o evaporador, passando pela válvula de expansão, diminuindo a pressão e equalizando o sistema.

No evaporador, o refrigerante ao evaporar-se retira calor da água destinada a refrigeração do ambiente a ser climatizado, ou seja, do habitáculo do veículo. Concluído este processo o vapor de refrigerante flui para o absorvedor.

No absorvedor, o refrigerante (amônia) é absorvido pelo absorvente (água) devido a afinidade química existente entre estas duas substâncias, constituindo desta forma o principal fundamento de um sistema de absorção. A solução diluída é, então, bombeada para o gerador, passando pelo trocador de calor intermediário, onde recebe calor proveniente da solução quente que desce pelo gerador. Por sua vez, esta solução passa por uma válvula redutora de pressão, pré resfriando-a, antes da chegada ao absorvedor.

A Fig 1 ilustra o sistema proposto, destacando cada volume de controle analisado segundo os princípios da Termodinâmica.

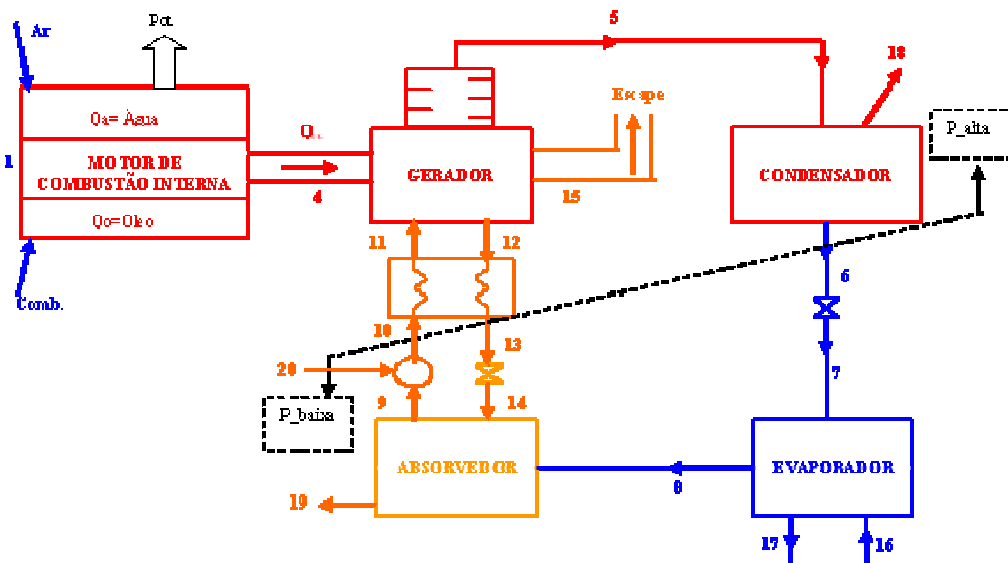
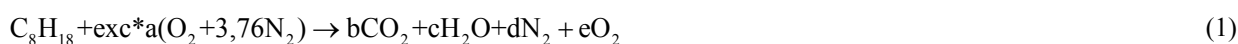


Figura 1. Unidade de refrigeração automotiva.

2.1. Modelagem termodinâmica do motor de combustão interna

Para a modelagem termodinâmica do motor de combustão interna, é utilizado um motor Ford I4, 2.0L e 16v como referência para o estudo em questão. Este possui diâmetro interno do cilindro de 87,5mm, curso do pistão de 83,1mm, 4 cilindros e taxa de compressão de 10:1. A combustão é simulada utilizando-se como parâmetro de entrada a composição do combustível.

A simulação do motor de combustão em questão, inicia-se com a determinação dos coeficientes para o balanceamento da equação química da combustão e a determinação da relação ar-combustível. A Eq. (1) mostra a modelagem da combustão baseada na queima estequiométrica da Octana.



O composto C₈H₁₈ representa de forma simplificada a octana, e os coeficientes a, b, c, d e e da Eq. (1) representam os coeficientes da equação da combustão a serem determinados.

A energia contida no combustível é calculada através do seu poder calorífico, dada pela Eq. (2).

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{comb.} \cdot PCI_{comb.} \quad (2)$$

A determinação da exergia química do combustível é obtida através da Eq. (3), proposta por Kotas (1995).

$$e^{qui} = \varphi \times PCI_{comb.} \quad (3)$$

O fator φ é o fator de correção para o cálculo da exergia química de combustíveis. A Eq. (4) refere-se ao fator de correção para combustíveis líquidos, onde h, c, o e s referem-se as frações mássicas de hidrogênio, carbono, oxigênio e enxofre presentes no combustível, respectivamente.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right) \quad (4)$$

A exergia introduzida ao motor de combustão interna, pelo combustível, é dada pela Eq. (5).

$$Ex_{comb.} = \dot{m}_{comb.} \times e^{qui} \quad (5)$$

Utilizando a metodologia para determinação da temperatura adiabática de chama e analisando o ciclo Otto como sendo um ciclo padrão a ar, encontra-se a temperatura dos gases de exaustão com os dados fornecidos inicialmente.

Para o cálculo da quantidade de calor dos gases de exaustão, inicialmente calcula-se a massa de mistura ar combustível introduzida no motor e supondo queima total dessa massa, tem-se, pela conservação da massa, que a quantidade de massa dos gases de exaustão é igual a quantidade de massa de mistura, dada pela Eq. (6).

$$\dot{m}_{mist.} = \dot{m}_{gases} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \times Cu \times N \times \eta_{vol} \times \frac{Rot}{2 \times 60} \times \rho_{mist.} \quad (6)$$

A energia dos gases de exaustão, do motor de combustão, que irá acionar termicamente o sistema de refrigeração por absorção é calculada a partir da Eq. (7).

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{gases} \cdot cp_{mist.} \cdot (T_{gases} - T_0) \quad (7)$$

O cp da mistura é obtido pela média ponderada do somatório dos calores específicos dos elementos que compõem os gases de exaustão, em função da temperatura, e a fração mássica de cada um dos elementos, conforme apresentado pela Eq. (8).

$$cp_{mist.} = \sum_i x_i \cdot cp_i \quad (8)$$

O rendimento do motor de combustão interna é calculado com o auxílio da 1ª Lei da Termodinâmica, conforme mostrado na Eq. (9).

$$\eta = \frac{Pot}{\dot{Q}_i} \times 100 \quad (9)$$

A exergia dos gases de exaustão é dada pela soma das parcelas termomecânica (física) e química, obtidas pelas Eq. (10) e (11), respectivamente.

$$\dot{Ex}_{gases}^f = \dot{m}_{gases} \times \sum \left[(\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s} - \bar{s}_0) \right] \quad (10)$$

$$\dot{E}x_{\text{gases}}^{\text{ch}} = \dot{m}_{\text{gases}} \left(\sum_{i=p} x_i ex_i^{\text{ch}} + RT_0 \sum_{i=p} x_i \ln x_i \right) \quad (11)$$

Logo, a exergia total dos gases de exaustão é dada pela Eq. (12).

$$\dot{E}x_{\text{gases}} = \dot{E}x_{\text{gases}}^{\text{f}} + \dot{E}x_{\text{gases}}^{\text{ch}} \quad (12)$$

A eficiência exergética do motor de combustão interna é calculada utilizando o auxílio da 2ª Lei da Termodinâmica, conforme Eq. (13).

$$\varepsilon_{\text{motor}} = \frac{\text{Pot}}{\dot{m}_{\text{comb.}} \times e^{\text{qui}}} \times 100 \quad (13)$$

2.2. Modelagem termodinâmica da unidade de refrigeração por absorção

Para a simulação do sistema de refrigeração por absorção, que utiliza como fluido de trabalho o par água-amônia, utiliza-se os seguintes dados de entrada, seguindo a metodologia proposta por Herold et al. (1996): a temperatura no condensador (temperatura ambiente acrescida de 10°C), temperatura no evaporador de 5°C, a concentração do refrigerante de 0,999634, a concentração da solução rica de 0,368 e a concentração da solução pobre de 0,268. Utilizando os recursos disponíveis na plataforma EES determina-se, então, as propriedades termodinâmicas de cada ponto do sistema, permitindo assim, a realização da avaliação energética e exergética da unidade proposta.

As análises energética e exergética do sistema de refrigeração por absorção são realizadas com base nas equações de balanço de massa, Eq. (14), balanço de energia, Eq. (15), e taxa de geração de entropia, Eq. (16).

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (14)$$

$$\frac{d\dot{E}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s \quad (15)$$

$$\frac{dS_{\text{v.c.}}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{v.c.}}}{T} + \dot{S}_{\text{ger}} \quad (16)$$

Algumas considerações são realizadas, no intuito de simular o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção e determinar as propriedades de estados dos pontos, representado na Fig. 1. Estas considerações estão fundamentadas nos trabalhos de Herold *et al* (1996) e Manrique (1991).

- Na saída do condensador, a temperatura do refrigerante líquido corresponde a temperatura de condensação da solução, expressa pela temperatura ambiente acrescida em 10 °C.
 - A temperatura no ponto 13 é definida pela variação de temperatura que o trocador de calor intermediário realiza com o ponto 12;
 - A temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador (ponto 8) é fixada como a temperatura de evaporação;
 - Os pontos 5, 6, 8, 9 e 12 são considerados como pontos de saturação;
 - A diferença entre a concentração de amônia na solução forte e na fraca, ou seja, a largura do processo é fixada;
- A eficiência do sistema de refrigeração por absorção, pela 1ª Lei da Termodinâmica, é dada pelo coeficiente de performance (COP), definido pela Eq. (17), como o coeficiente de energia útil pela energia requerida pelo sistema.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{ger}} + \dot{W}_b} \quad (17)$$

Analisando a unidade de cogeração de forma ampla, determina-se a eficiência de primeira Lei global, conforme a Eq. (18), indicando a razão entre os produtos da unidade e o insumo para produção, ambos em base energética.

$$\eta_{\text{global}} = \frac{\text{Pot} + \dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_i} \times 100 \quad (18)$$

Similar a análise de primeira lei, pode-se determinar os coeficientes para análise de segunda lei. Esta informação complementa a primeira, pois a análise exergética ou de segunda lei leva em consideração as perdas, parâmetro que não é considerado na análise energética.

A Eq. (19) mostra o cálculo da eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção, que leva em consideração a disponibilidade no evaporador e no gerador de vapor.

$$\varepsilon_{\text{refrig}} = \frac{ex_{\text{evap}}}{ex_{\text{ger}}} \times 100 \quad (19)$$

Onde:

$$ex_{\text{evap}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{evap}}} \right) \times \dot{Q}_{\text{evap}} \quad (20)$$

$$ex_{\text{ger}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ger}}} \right) \times \dot{Q}_{\text{ger}} \quad (21)$$

A análise exergética da unidade de forma global é apresentada através da Eq. (22).

$$\varepsilon_{\text{global}} = \frac{\text{Pot} + ex_{\text{evap}}}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot e^{\text{qui}}} \times 100 \quad (22)$$

3. Modelagem termoeconômica

A termoeconomia, ou ainda exergoeconomia, reúne em um só conceito as análises exergética e econômica de forma a juntar numa única visão as análises de custos exergéticos e econômicos.

Este tipo de análise pode ser feito em todos os casos em que se pode fazer uma análise de 2ª Lei, isto é, aplicável a sistemas termodinâmicos.

Os principais objetivos a serem alcançados são:

- Determinar os custos exergéticos e monetários de cada componente do sistema;
- Calcular separadamente os custos associados aos produtos;
- Calcular separadamente os custos internos dos fluxos da planta;
- Avaliar a variação dos custos dos fluxos com a eficiência dos diferentes equipamentos;
- Comparar de forma equivalente fluxos de diferentes correntes energéticas;
- Como objetivo final, deve-se aos modelos de otimização da planta, localizando variáveis específicas, vislumbrando oportunidades de redução dos custos de produção.

3.1. Custo exergético

O balanço de exergia fornece o valor da destruição de exergia em cada componente do sistema e esta destruição é a diferença entre a exergia que entra e a exergia que sai do volume de controle estudado. Isto porque, em um processo real sempre haverá destruições e perdas resultando em uma exergia maior no insumo do processo em relação à exergia do produto.

Sendo assim, o balanço exergético em cada componente pode ser expresso conforme a Eq. (23):

$$Ex_p = Ex_F - I - Ex_D \quad (23)$$

O custo exergético unitário é uma relação inversa a de eficiência exergética, mostrado na Eq. (24).

$$k = \frac{Ex_F}{Ex_p} = \frac{1}{\varepsilon} \quad (24)$$

ou

$$k = \frac{B_i^*}{Ex_i} \tag{25}$$

Onde k é o custo exergetico unitário, B_i^* é a exergetia necessária para a concepção do produto, e Ex_i é a quantidade mínima de exergetia correspondente ao processo ideal para concepção do produto.

Para a avaliação termoeconômica de um sistema térmico, é necessária a caracterização do mesmo em unidades produtivas. Para a análise da unidade automotiva proposta, as unidades produtivas correspondem aos volumes de controle abordados na análise exergetica, sendo as válvulas de expansão, incorporadas aos equipamentos aos quais elas servem: evaporador e absorvedor respectivamente, conforme apresentado na Fig. 2. As válvulas são incorporadas aos equipamentos citados devido ao significado econômico dos fluxos exergeticos na entrada e na saída serem considerados desprezíveis com relação aos fluxos restantes da unidade estudada.

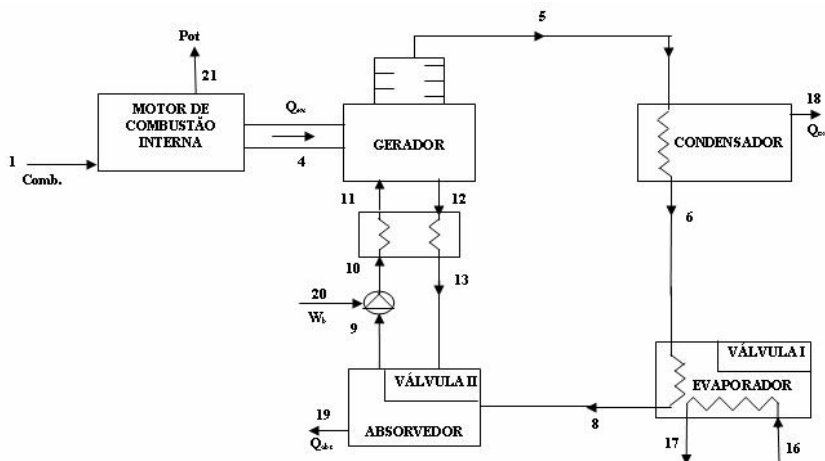


Figura 2. Fluxograma para análise termoeconômica.

3.1.1. Regra de dotação de custos exergeticos nos fluxos do sistema

O presente trabalho utiliza as proposições propostas por Valero *et al.* (1996), no formato de equações, a fim de igualar o número de equações ao número de variáveis, já que o número de volumes de controle é inferior a quantidade de fluxos do sistema. Este procedimento, que se baseia unicamente em preceitos termodinâmicos, está descrito abaixo:

- o O custo exergetico (B^*) de uma corrente ou o fluxo de exergetia do insumo (B_i^*) ou do produto (B_p^*) é a quantidade de exergetia necessária para produzi-lo;
- o Uma análise detalhada do processo e da função de cada subsistema na formação dos produtos finais é o único requisito para a atribuição dos custos exergeticos;
- o Os custos exergeticos dos fluxos que entram no equipamento ou subsistema devem ser rateados com os fluxos que deixam o mesmo.

A partir desses preceitos os autores propõem cinco proposições que aplicadas aos volumes de controle, ou seja, às unidades produtivas permitem a determinação dos custos exergeticos dos fluxos.

- Proposição 1 – O custo exergetico é uma propriedade conservativa, conforme apresentado na Eq. (26).

$$\sum_e B_i^* - \sum_s B_j^* = 0 \tag{26}$$

- Proposição 2 – Para um sistema ou volume de controle com mais de um insumo energético entrando ou saindo, os custos exergeticos unitários dos fluxos de exergetia (insumo, fuel) que entram num subsistema, será igual aos custos exergeticos unitários dos fluxos de exergetia que saem (regra dos insumos).

$$\frac{B_e^*}{Ex_e} = \frac{B_s^*}{Ex_s} \rightarrow k_e = k_s \tag{27}$$

- Proposição 3 – Se um sistema cujo produto é formado por vários fluxos, o custo exergetico será o mesmo para cada um deles (regra dos produtos).

$$\frac{B_s^*}{Ex_s} = \frac{B_p^*}{Ex_p} \rightarrow k_s = k_p \tag{28}$$

- Proposição 4 – Aos fluxos das perdas externas deve-se atribuir custo exergético nulo, pois não haverá utilização posterior.

$$\frac{B_i^*}{Ex_i} = 0 \quad (29)$$

- Proposição 5 – na ausência de valoração externa, o custo exergético dos fluxos que entram no sistema é igual a sua exergia.

$$B_i^* = Ex_i \quad (30)$$

3.2. Custo monetário

A metodologia utilizada para a valoração dos custos monetários é iniciada utilizando-se a Eq. (31), sendo c_F^* o custo em unidade monetária por unidade de exergia para o insumo, c_p^* o custo em unidade monetária por unidade de exergia para o produto, da mesma forma Ex_F e Ex_p são as quantidades de exergia para o insumo e produto, e finalmente o termo Z que leva em consideração os custos de investimento, manutenção e operação.

$$c_p^* \cdot Ex_p = c_F^* \cdot Ex_F + Z \quad (31)$$

Utilizando o conceito de *série uniforme de pagamento*, baseado em remunerar um determinado capital P , a uma taxa i , durante n períodos de tempo, destaca-se a Eq. (32).

$$\frac{A}{P} = \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (32)$$

Esta relação é chamada de *fator de recuperação de capital*, onde A representa um desembolso ou recebimento. O custo monetário pontual dos subsistemas da unidade proposta é determinado pela Eq. (33).

$$Z_i = \frac{(A/P)}{t_{op}} \cdot F_i \quad (33)$$

Onde (A/P) é o fator de recuperação de capital, F_i é o investimento inicial de cada equipamento do sistema e t_{op} é o tempo de vida útil dos respectivos equipamentos.

4. Análise de resultados

A Tab. 1 apresenta os dados de entrada utilizados no código computacional para a determinação de todos os outros parâmetros estudados na avaliação termodinâmica. Os resultados foram determinados variando-se a rotação do motor de combustão interna, simulando as situações de marcha lenta (1000 rpm) e altas rotações (6500 rpm).

Tabela 1. Dados de entrada para o caso exemplo da avaliação do sistema.

Temperatura ambiente	25 °C
Pressão atmosférica	101,325 kPa
Marca/ Modelo do motor	Ford I4 2.0L 16v
Diâmetro interno do cilindro do motor	87,5 mm
Curso do pistão do motor	83,1 mm
Número de cilindros do motor	4
Rendimento volumétrico do motor	0,9993
Taxa de compressão do motor de combustão	10:1
Temperatura de evaporação do sistema de refrigeração	5 °C
Concentração do vapor de amônia utilizado na refrigeração	0,999634
Diferença de concentração entre solução fraca e forte (largura do processo) do sistema de refrigeração	0,1
Diferença de temperatura no trocador de calor intermediário do sistema de refrigeração	60

4.1. Resultados para o motor de combustão interna

Variando-se a rotação do motor de combustão é possível avaliar as diversas situações de carga utilizada nos automóveis, como em marcha lenta e em altas rotações. Na Fig. 3 é possível observar os resultados da curva de potência que fora levantada em dinamômetro, para o motor utilizado na análise. A figura também mostra a variação da quantidade de calor, que acompanha os gases de exaustão em função da rotação. São apresentadas as curvas para a combustão ocorrendo sem excesso de ar, com 10% de excesso de ar, 20% de excesso de ar e para 30% de excesso de ar.

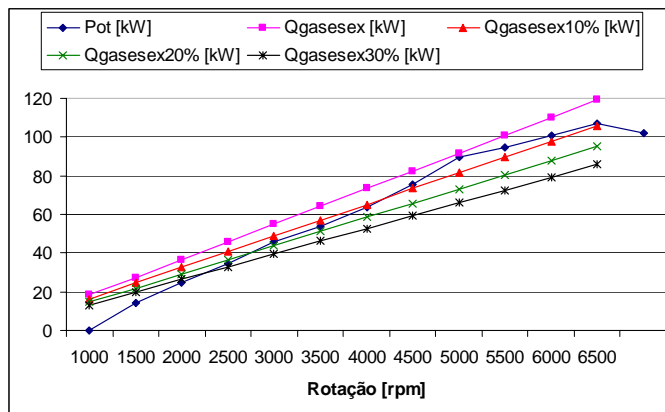


Figura 3. Variação da potência e dos gases de exaustão com a rotação do motor.

A metodologia utilizada para a determinação da temperatura dos gases de exaustão foi a metodologia de cálculo para ciclo padrão a ar Otto conforme Van Wylene, 1998. A temperatura dos gases de exaustão é de $T_4 = 680,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

São apresentadas na Tab. 2 as temperaturas dos gases de exaustão medidas na bancada de testes, em função da rotação do motor de combustão interna utilizado.

Tabela 2. Temperatura dos gases de exaustão do motor em função da rotação.

Rotação [rpm]	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Temperatura [$^\circ\text{C}$]	523	620	661	691	716	753	801	842	850	849	859

4.2. Resultados do sistema de refrigeração por absorção

Para o sistema de refrigeração por absorção foram determinados os estados termodinâmicos para cada ponto do ciclo através do programa computacional desenvolvido, conforme mostrado na Tab. 3. Para a análise específica foram fixados valores para rotação, $\text{Rot} = 2500 \text{ rpm}$ e potência $\text{Pot} = 45,55 \text{ kW}$, além dos outros dados de entrada citados anteriormente.

Os parâmetros determinados na análise são: vazão (\dot{m}), temperatura (T), pressão (P), concentração da solução (x), entalpia (h), entropia (s) e exergia específica (ex) para os fluxos do sistema de refrigeração automotivo proposto.

Tabela 3. Estados termodinâmicos da unidade de refrigeração.

Pontos	Fluxos termodinâmicos	\dot{m}	T	P	X	h	s	ex
		(kg/s)	($^\circ\text{C}$)	(bar)		(kJ/kg)	(kJ/kg.K)	(kJ/kg)
1	Entrada de combustível - líquido	0,003481	25	1,013				39790
4	Gases de exaustão	0,05253	680,5	3,241				7205
5	Refrigerante (amônia a 99,9%)- vapor	0,02191	39,94	13,51	0,9996	1297	4,238	354,2
6	Refrigerante- líquido saturado	0,02191	35	13,51	0,9996	166	0,5793	314
7	Refrigerante - mistura bifásica	0,02191	-12,48	2,625	0,9996	166	0,6521	292,3
8	Refrigerante - vapor saturado	0,02191	5	2,625	0,9996	1296	4,967	135,8
9	Solução Concentrada- líquido saturado	0,1599	42,58	2,625	0,3677	-30,81	0,5103	3,289
10	Solução Concentrada- líquido comprimido	0,1599	44,85	13,51	0,368	-20,27	0,5397	5,053

11	Solução Concentrada- líquido comprimido	0,1599	96,51	13,51	0,368	210,1	1,21	35,41
12	Solução Diluída – líquido saturado	0,138	124,3	13,51	0,2677	369,6	1,573	61,75
13	Solução Diluída – líquido saturado	0,138	64,29	13,51	0,268	102,7	0,8465	11,59
14	Solução Diluída – mistura bifásica	0,138	62,83	2,625	0,268	102,7	0,8501	10,51
16	Entrada de água gelada – líquido comprimido	1,18	12			50,51	0,1806	1,218
17	Saída de água gelada – líquido comprimido	1,18	7			29,53	0,1064	2,369

A Fig. 4 mostra a variação dos fluxos de calor, considerando combustão completa da octana (sem excesso de ar), de cada volume de controle em função da rotação do motor de combustão interna.

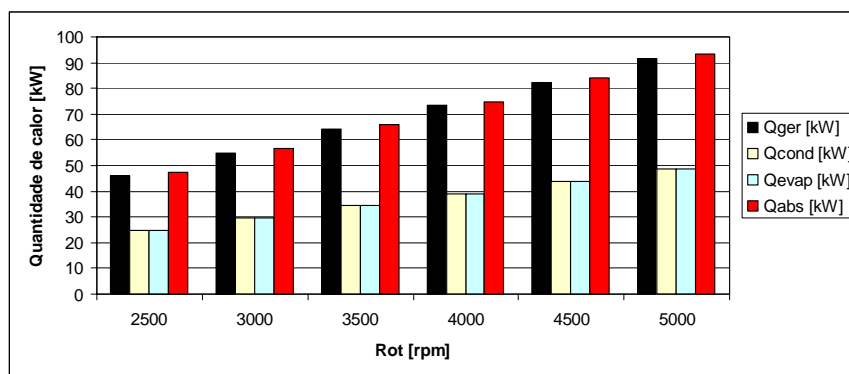


Figura 4. Variação dos fluxos energéticos do sistema de refrigeração por absorção.

Aplicando-se a Eq. (17), encontra-se o valor do coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção (COP) de 0,521. A Fig. 5 mostra a variação do coeficiente de performance em função da variação de temperatura no trocador de calor intermediário (regenerador).

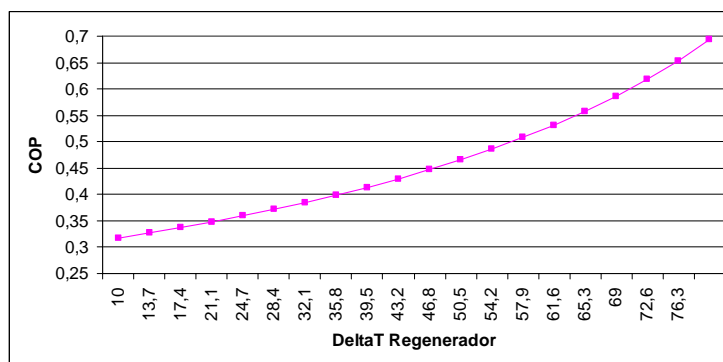


Figura 5. Variação do COP em função da variação de temperatura no regenerador.

A Fig. 6 apresenta a variação do percentual das irreversibilidades em função da rotação do motor de combustão interna para os seguintes componentes do sistema de refrigeração por absorção: gerador, condensador, evaporador, absorvedor, válvulas, bomba e regenerador.

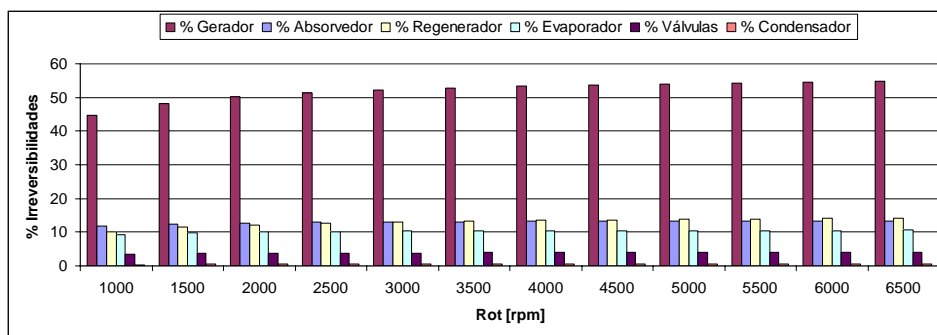


Figura 6. Variação do percentual das irreversibilidades em função da rotação do motor de combustão interna.

4.3. Resultados do acoplamento do motor de combustão interna ao sistema de refrigeração por absorção

A Fig. 7 mostra a variação das eficiências de primeira e segunda leis da termodinâmica para o motor de combustão, para o sistema de refrigeração por absorção e para a unidade acoplada, em função da rotação. Observa-se que a eficiência da unidade cogeneradora é maior do que a eficiência de ambos os equipamentos: motor de combustão interna e sistema de refrigeração por absorção trabalhando em separado, indicando o uso racional da cogeração para sistemas desse tipo.

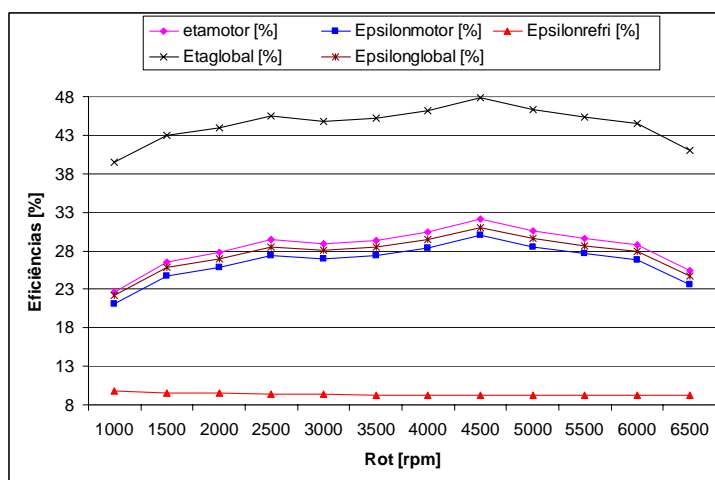


Figura 7. Comparação entre as eficiências da unidade global e as eficiências dos equipamentos em separado.

4.4. Resultados da análise termoeconômica

São listados na Tab. 4, com base na Fig. 2, os resultados dos parâmetros termoeconômicos de cada fluxo da unidade: os fluxos exergéticos (B), os fluxos dos custos exergéticos (B*), os custos exergéticos unitários (k), os custos monetários (Pc) expressos em R\$/s, os custos monetários (Pc*) expressos em R\$/ano, os custos monetários por unidade de exergia (c*) expressos em R\$/kJ e expressos em R\$/MWh ou R\$/ton (c##).

Foram destacados os fluxos de saída da unidade de cogeração, que representam os produtos: corrente 17, que representa a água gelada; as perdas, representadas pelas correntes 18 e 19 relativos aos fluxos de calor que deixam o condensador e o absorvedor respectivamente. Os insumos da planta estão representados pelos fluxos 1, 16 e 20 que representam o combustível, a água que entra no evaporador e o trabalho consumido pela bomba de solução.

Tabela 4. Resultados da análise termoeconômica da unidade de refrigeração automotiva.

Fluxos	Descrição	B (kW)	B* (kW)	k (kW/kW)	Pc x10 ⁻⁵ (R\$/s)	Pc* (kR\$/Ano)	c* x10 ⁻⁵ (R\$/kJ)	c## (R\$/MWh) ou (R\$/ton)##
1	Combustível	138,5	138,5	1	1197	377,4	8,638	3437 ##
4	Gases de exaustão	25,08	92,98	3,707	425	134	16,94	80,9 ##
5	Refrigerante	7,76	67,95	8,757	310,6	97,94	40,02	141,7 ##
6	Refrigerante	6,879	34,17	4,967	277,1	87,4	40,29	126,5 ##
8	Refrigerante	2,975	14,78	4,967	119,9	37,8	40,29	54,7 ##

9	Solução rica	0,5259	5,39	10,25	30,65	9,666	58,29	1,917 ##
10	Solução rica	0,8079	7,075	8,757	32,34	10,2	40,02	2,023 ##
11	Solução rica	5,661	49,58	8,757	226,6	71,46	40,02	14,17 ##
12	Solução pobre	8,52	74,61	8,757	341	107,5	40,02	24,71 ##
13	Solução pobre	1,599	32,11	20,08	146,8	46,28	91,78	10,64 ##
16	Entrada de água gelada	1,437	1,437	1	1,437	0,4531	1	0,01218 ##
17	Saída de água gelada	2,795	20,83	7,45	158,7	50,06	56,79	1,345 ##
18	Fluxo de calor do condensador	0,8043	33,78	42,01	33,45	10,55	41,59	1497
19	Fluxo de calor do absorvedor	1,809	41,49	22,94	236	74,42	130,5	4697
20	Energia elétrica para a bomba	1,685	1,685	1	1,685	0,5315	1	36
21	Potência mecânica do motor	45,55	45,55	1	771,7	243,4	16,94	609,9

São apresentados, pela Tab. 5, os custos monetários da potência de eixo em função da rotação do motor de combustão interna.

Tabela 5. Custos monetários da potência de eixo do motor de combustão interna.

Rot [rpm]	Custo da Potência Mecânica do Motor [kR\$/Ano]			
	sem excesso de ar	10% de excesso de ar	20% de excesso de ar	30% de excesso de ar
1000	123,7	110,7	103,5	97,05
1500	170,2	151,7	143,1	135,3
2000	209,6	186,3	177	168,4
2500	243,4	215,7	206,3	197,5
3000	272,7	241,1	232	223,2
3500	298,3	263,3	254,5	246
4000	321	282,7	274,6	266,5
4500	341,1	300	292,5	284,9
5000	359,2	315,4	308,6	301,6
5500	375,4	329,3	323,2	316,8
6000	390,1	341,7	336,4	330,6
6500	403,5	353,1	348,5	343,3

Outros resultados podem ser obtidos pela análise termoeconômica para este tipo de unidade. Pode-se obter, para o investimento realizado, uma análise de amortização de custos para uma taxa de juros de 3%, 5% e 8% ao ano e para um período de operação da unidade de 5 anos, 10 anos e 15 anos, conforme apresentado na Tab. 6.

Tabela 6. Amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo dos anos.

Tempo de Operação (anos)	5			10			15		
	3	5	8	3	5	8	3	5	8
Investimento Motor (R\$/ano)	87,34	92,39	100,20	23,45	25,90	29,81	11,17	12,85	15,58
Sistema de refrigeração (R\$/ano)	78,61	83,15	90,16	21,10	23,31	26,83	10,05	11,56	14,02

5. Referências

- Adewusi, S. A., Zubair, S. M, 2004, "Second Law Based Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Systems". *Energy Conversion and Management*, pp. 1-15.
- Cortez, L. A. B., Larson, D. L., Silva, A., 1997, "Energy and Exergy Evaluation of Ice Production by Absorption Refrigeration". *ASAE Transaction*, Vol. 40(2), pp 395-403.
- Gallo, W. L. R. and Milanez, L. F., 1992, "Exergetic Analysis of Ethanol and Gasoline Fueled Engines". *SAE International*, Feb 24-28.
- Herold, K. E., Radermacher, R., Klein, S. A., 1995, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, USA.

- Kotas, T. J., 1995, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.
- Lozano, M. A., Valero, A., 1993, "Theory of Exergetic Cost. Energy". *Pergamon Press*. Vol. 18, n° 9, pp 939-960.
- Marques, A. da S., 2000, *Análise Termoeconômica de um Sistema de Refrigeração Automotivo por Absorção*. Dissertação de M. Sc., CPGEM/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- Marques, A. da S., 2000, "Sistema Regenerativo de Calor de Combustão para Refrigeração", PIBIC, João Pessoa, PB, Brasil.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta, A., 2004, "Exergoeconomic optimisation of an aqua-ammonia absorption refrigeration system". *Int. J. Exergy*, Vol. 1, No. 1.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., 2002, *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 4ª Edição, Editora LTC, Rio de Janeiro, RJ.
- Pimenta, J. M. D., Santos, R. O., Carvalho, E. N., Teixeira, R. R., 2004, "Projeto e Simulação de uma Unidade de Absorção, para Aplicações de Refrigeração Automotivas". In: *ENCIT*, CIT04-0625, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Santos, C. M., 2005, *Análise Exergoeconômica de uma Unidade de Cogeração a Gás Natural com Refrigeração por Absorção*. Dissertação de M. Sc., CPGEM/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F. R., 1988, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Co., New York, USA.
- Taylor, C. F., 1971, *Análise dos Motores de Combustão Interna*. Volumes 1 e 2 2ª Edição, Editora Edgard Blücher, São Paulo, SP.
- Tsatsaronis, G., 1993, "Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 19, n° 3, pp. 227-257.

THERMOECONOMIC EVALUATION IN AUTOMOTIVE ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM

Adriano da Silva Marques
Federal University of Paraíba
Garden city university, LES (Solar Energy Laboratory)
adrianomarques25@hotmail.com

Carlos Antonio Cabral dos Santos
Federal University of Paraíba
Garden city university, LES (Solar Energy Laboratory)
cabral@les.ufpb.br

Carlos Marlon dos Santos
Federal University of Bahia
R. Aristides Novis, number 02, LEN (Energy Laboratory)
carlosmarlon@hotmail.com

Ednildo Andrade Torres
Federal University of Bahia
R. Aristides Novis, number 02, LEN (Energy Laboratory)
ednildo@ufba.br

Wilson Luciano
Federal University of Paraíba
Garden city university, LES (Solar Energy Laboratory)
wilsonluciano@hotmail.com

Abstract

This article shows a thermoeconomic evaluation in the exhaust gases from engines to switch on absorption refrigeration systems which use ammonia-water coolant, developing thus a model of the compact cogeneration system. The thermodynamic evaluation is done with the energetic and exergetic focus in order to get information to furnish necessary thermal charge, make the vehicle's cockpit cooler and to identify irreversible system points that will deserve special attention regarding component design and selection phase. This system is composed for: engine system: engine, exhaust gasses and cooling system; absorption refrigeration system of simple effect and cockpit. Each subunit will deserve special attention using EES (Engineering Equation Solver) platform and applying the 1st and 2nd Thermodynamic laws to achieve Exergoeconomic results, simulating different situations in the cogeneration system.

Keywords: Engine, Absorption Refrigeration, Exergy and Thermoeconomy.