

LUIZ CARLOS MARTINELLI JÚNIOR

**SISTEMA DE AR CONDICIONADO
POR ABSORÇÃO PARA ÔNIBUS**

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Guaratinguetá

2008

Martinelli Júnior, Luiz Carlos
M385s Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus /
Luiz Carlos Martinelli Júnior.- Guaratinguetá : [s.n.], 2008
192 f.: il.
Bibliografia: f. 165-173
Inclui apêndice

Tese (Doutorado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2008
Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

1. Ar condicionado I. Título

CDU 628.84

DADOS CURRICULARES

LUIZ CARLOS MARTINELLI JÚNIOR

NASCIMENTO 06/03/1968 – LORENA/SP
FILIAÇÃO Luiz Carlos Martinelli
Maria Onofra dos Santos Martinelli

FORMAÇÃO

1992/1994 Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, ênfase em Conversão de Energia, nível de mestrado, Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá.

1986/1992 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI, Itajubá, 1992.

Trabalhos Publicados:

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; SILVEIRA, J. L. Thermodynamic Analysis of a Vehicular Air Conditioning System Employing a LiBr – H₂O Absorption Machine. International Journal of Refrigeration (in press), 2008.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; SILVEIRA, J. L. **Análise Termodinâmica de Sistema de Ar Condicionado Veicular Utilizando Refrigeração por Absorção com LiBr-H₂O**. In: CIAR - Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Ventilación, 2005, Montevideo. Anais do Congresso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Ventilación, 2005.

SILVEIRA, J. L.; NAPOLEAO, D. A. S.; MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Análise Termodinâmica de um Sistema de Refrigeração por Absorção Comercialmente Disponível.** In: CIAR - Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Ventilación, 2005, Montevideo. Anais do Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Ventilación, 2005.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; SILVEIRA, J. L. **Análise Termodinâmica de um Sistema de Refrigeração por Absorção Utilizando Mistura LiBr - H₂O para um Silo para Armazenamento de Grãos.** In: First International Congress University-Industry Cooperation, 2005, Ubatuba. Anais do First International Congress University-Industry Cooperation. Ubatuba, 2005.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; KUHN, J. M. B. **Cálculo da Carga Térmica para um Silo de Armazenamento de Grãos.** In: Mercofrio 2004, 2004, Curitiba. Mercofrio IV - Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, 2004.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; KUHN, J. M. B. **Dimensionamento de um Sistema de Refrigeração para um Silo de Armazenamento de Grãos.** In: Mercofrio 2004, 2004, Curitiba. Mercofrio 2004 - Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, 2004.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; SILVEIRA, J. L. **Análise Preliminar de Sistema de Ar Condicionado Veicular Utilizando Máquina de Absorção LiBr-H₂O.** In: ENCIT 2004 - Encontro Nacional de Ciências Térmicas, 2004, Rio de Janeiro. Anais do ENCIT - 2004, 2004

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; SILVEIRA, J. L. **Preliminary Analysis of Automotive Air Conditioned Systems Using LiBr - H₂O.** In: International Scientific Conference of Mechanical Engineering, 2004, Santa Clara. Proceedings of COMEC 2004. Santa Clara : Universidad Central Marta Abreu de La Villhas, 2004.

BONI, A. L.; KRIOUKOV, V. G.; MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Trocador de Calor Ar-Solo: Modelagem das Características de Resfriamento**. In: Mercofrio 2002, 2002, Florianópolis. Anais do Mercofrio 2002, 2002.

BONI, A. L.; KRIOUKOV, V. G.; MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Modelagem Matemática de um Trocador de Calor Não-Estacionário Ar-Solo**. In: ERMAC - Encontro Regional da Matemática Aplicada e Computacional, 2002, Porto Alegre. Anais do ERMAC - Encontro Regional da Matemática Aplicada e Computacional, 2002.

BONI, A. L.; KRIOUKOV, V. G.; MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Modelagem Matemática da Transferência de Calor num Trocador Não Estacionário Ar+Solo**. In: IX ENCIT - Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, 2002, Florianópolis. CD-ROM - Paper CIT02-0154, 2002.

BONI, A. L.; KRIOUKOV, V. G.; MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Modelagem Matemática da Transferência de Calor num Trocador Não Estacionário Ar+Solo**. In: CNMAC - Congresso Nacional da Matemática Aplicada e Computacional, 2002, Nova Friburgo. Anais do CNMAC - Congresso Nacional da Matemática Aplicada e Computacional, 2002.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; BORTOLAIA, L. A.; PINTO, M. L. C.; KRIOUKOV, V. G. **Estudo da Relação entre Temperatura Ambiente e Temperaturas do Solo em Diferentes Profundidades (Sistema de Climatização de Baixo Custo - Trocador de Calor em Subsuperfície)**. In: Mercofrio 2000, 2000, Porto Alegre. ENCIT 2000 / MERCOFRIO 2000, 2000.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; ALMEIDA, M. S. V. **Desenvolvimento de um Software Numérico para Simulação de Escoamentos Tridimensionais usando o Método de Volumes Finitos**. In: XV Congresso Ibero Latino-Americano sobre

Métodos Computacionais para Engenharia, 1994, Belo Horizonte. Anais do XV CILANCE. BELO HORIZONTE : Centro Audiovisual UFMG, 1994. v. 01. p. 404-413.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C.; ALMEIDA, M. S. V. **Desenvolvimento de um Software Numérico para Simulação de Escoamentos Tridimensionais usando o Método de Volumes Finitos.** In: IX Congresso Nacional de Pós-Graduandos, 1994, São Carlos. Anais IX Congresso Nacional de Pós-Graduandos. São Carlos: Departamento de Produção Gráfica - UFSCar, 1994. v. 01. p. 78-80.

Atividades Profissionais

UNIJUÍ – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul

Função: Professor Assistente

Período: desde agosto/1994

DEDICATÓRIA

À minha família, minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus infinitamente bom, que o teu nome seja abençoado pelos benefícios que me concedestes. Eu seria indigno de vossa bondade, se os atribuísse ao acaso ou aos meus próprios méritos.

Ao Prof. Dr. José Luz Silveira pela sua orientação durante estes anos, incentivando meu aperfeiçoamento profissional.

APOIO FINANCEIRO

Este trabalho contou com apoio da **UNIJUI** – Universidade Regional do Noroeste do
Estado do Rio Grande do Sul.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. *Sistema de Ar Condicionado por Absorção para Ônibus*. Guaratinguetá, 2008. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia – Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

RESUMO

Máquinas de absorção são dispositivos que produzem frio ou calor útil utilizando como fonte principal o calor residual de processos ou da queima de combustíveis diversos. Estes sistemas de refrigeração 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 o calor dos 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. 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. Finalmente a Análise da Eficiência Ecológica é aplicada, considerando o sistema alternativo para um ônibus com motor Mercedes-Benz. A utilização do mesmo possibilita, além de uma visível economia de combustível, a melhoria da eficiência global e ecológica.

PALAVRAS CHAVE: condicionador de ar, sistemas de absorção, exergia, ônibus.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. *Absorption Air Conditioning System to Buses.* Guaratinguetá, 2008. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia – Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

ABSTRACT

Absorption machines are devices that produce useful cold or heat using the residual heat of systems or combustion of several fuels. These absorption refrigeration systems can be recommended for applications in air conditioning systems of buses and trucks, which have a restricted space available for their installation. This work presents the energetic and exergetic balances of an absorption machine that uses the exhaust gases of an internal combustion engine (diesel) as source of energy. Such system is applied as an alternative vehicular air conditioner. The calculation is based on a bus-installed system where a high flow of exhaust gases at high temperatures is produced. It is concluded that the residual heat released by the bus is sufficient to activate the alternative air conditioning system, and that the largest irreversibilities in exergetic terms are associated to the generator (desorber), indicating somewhat the need to accomplish several improvements in this component of the absorption system. Finally the Ecological Efficiency Analysis are applied considering the alternative system to a bus with a Mercedes-Benz Engine. Using that engine enable an economy of combustion and a global and ecological efficiency better.

KEYWORDS: air conditioner, absorption system, exergy, bus.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – O Dispositivo de Absorção e Refrigeração a Vácuo de John Leslie.	29
Figura 2 – A Máquina de Refrigeração de Ferdinand Carré.	29
Figura 3 – Dispositivo de Refrigeração Icy-ball.	30
Figura 4 – Dispositivo de Refrigeração Superflex.	31
Figura 5 – Esquema de Funcionamento do SRC Comercial Utilizado em Ônibus..	37
Figura 6 – Conjunto Evaporador (1) e Condensador (2).....	38
Figura 7 – Módulo Evaporador - Admissão de Ar Externo (1), Base de Fibra (2) e Tampas (3).	39
Figura 8 – Módulo Condensador.	40
Figura 9 – Diagrama dos Principais Componentes do SRC em um Veículo.....	40
Figura 10 – Esquema de Ciclo de Absorção de Simples Efeito.....	43
Figura 11 – Apresentação dos Pontos de Estudo no Ciclo de Absorção de Simples Efeito.....	44
Figura 12 – Esquema de Ciclo de Absorção de Duplo Efeito.....	46
Figura 13 – Gráfico de Duhring do Ciclo de Absorção de LiBr-H ₂ O.....	47
Figura 14 – Esquema de Absorção de LiBr.....	48
Figura 15 – Esquema de Instalação do Sistema de Absorção para Ônibus.....	49
Figura 16 – Diagrama de Fase da Água.	52
Figura 17 – Diagrama de Mollier para R-718.	53
Figura 18 – Estrutura molecular do LiBr.	54
Figura 19 – Diagrama de Fase do LiBr Aquoso.....	60
Figura 20 – Cargas Térmicas que agem no Ônibus.....	73
Figura 21 – Balanço Térmico para Cálculo da TSE.....	75
Figura 22 – Principais Medidas do Ônibus Modelo 0371-RSD.....	81
Figura 23 – Diagrama de Sankey para um Motor a Combustão Interna.....	85
Figura 24 – Esquema do Sistema de Refrigeração.....	86
Figura 25 – Consumo Medido de Combustível.....	87
Figura 26 – Temperatura dos Gases de Exaustão.....	87
Figura 27 – Potência de Eixo.....	88

Figura 28 – Energia Disponível no Gerador.	90
Figura 29 – Capacidade de Refrigeração.....	90
Figura 30 – Consumo Específico de Diesel x Rotação do Motor para Categoria Ônibus.....	92
Figura 31 – Consumo Específico de Diesel x Rotação.	93
Figura 32 – Potência de Eixo x Rotação.	93
Figura 33 – Vazão de Gás de Exaustão.	94
Figura 34 – Composição dos Gases de Exaustão de Motores Diesel em Frações Molares em Base Seca em Função da Relação Combustível-Ar Equivalente.	97
Figura 35 – Calor Específico a Pressão Constante Médio dos Gases de Exaustão em Função da Temperatura.	98
Figura 36 – Energia Disponível no Gerador x Rotação.	99
Figura 37 – Energia Disponível no Gerador x Rotação considerando COP = 0,7... 99	
Figura 38 – Pontos de Estudo no Ciclo de Absorção de Simples Efeito.	101
Figura 39 – Diagrama de Grassman.	122
Figura 40 – Gráfico de Duhring do Ciclo de Absorção de LiBr-H ₂ O.....	123
Figura 41 – Diagrama Pressão x Entalpia do Refrigerante R-718 (água/vapor)....	124
Figura 42 – Componentes dos Gases de Exaustão.	126
Figura 43 – Conteúdo de Carbono no Combustível <i>versus</i> Emissão de CO ₂	135
Figura 44 – Emissões de NO _x <i>versus</i> carga para um MCI diesel.....	136
Figura 45 – Influência do Conteúdo de Enxofre na Emissão de SO ₂	137
Figura 46 – Variação da Eficiência de Combustão em função da Relação Combustível- Ar Equivalente.	139
Figura 47 – Diagrama de Sankey de um MCI Interligado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor (SRC).....	140
Figura 48 – Potência Líquida x Rotação	141
Figura 49 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.....	142
Figura 50 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA....	143
Figura 51 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA....	143
Figura 52 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA....	144

Figura 53 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA....	144
Figura 54 – Consumo Adicional de Combustível.	145
Figura 55 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.	146
Figura 56 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA.	147
Figura 57 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA.	147
Figura 58 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA.	148
Figura 59 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA.	148
Figura 60 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.	150
Figura 61 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA.	151
Figura 62 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA.	151
Figura 63 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA.	152
Figura 64 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA.	152
Figura 65 – Diagrama de Sankey de um MCI Interligado a um Sistema de Refrigeração por Absorção (SRA).....	154
Figura 66 – Temperatura dos Gases de Exaustão, Faixa de Operação Ótima.	155
Figura 67 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.	156
Figura 68 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA.	156
Figura 69 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA.	157
Figura 70 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA.	157
Figura 71 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA.	158
Figura 72 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz M 366 LA para motor livre, com SRC e SRA.	159
Figura 73 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA para motor livre, com SRC e SRA.	159
Figura 74 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA para motor livre, com SRC e SRA.	160
Figura 75 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA para motor livre, com SRC e SRA.	160
Figura 76 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA para motor livre, com SRC e SRA.	161

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades de Fluidos Refrigerantes de SRC.....	42
Tabela 2 – Estado e Fluido de Trabalho em relação à Figura 11.	44
Tabela 3 – Pares Refrigerante-Absorvente.....	50
Tabela 4 – Comparação entre os Pares Amônia-Água e Água-Brometo de Lítio. ..	51
Tabela 5 – Propriedades Físicas do Brometo de Lítio.....	55
Tabela 6 – Coeficientes para Determinação da Temperatura de Orvalho.....	55
Tabela 7 – Coeficientes para Determinação da Entalpia.....	57
Tabela 8 – Coeficientes para Determinação da Entropia.	58
Tabela 9 – Temperatura do Absorvedor e Limites de Concentração para Evitar a Cristalização.....	62
Tabela 10 – Inibidores de Cristalização para LiBr.....	63
Tabela 11 – Resultados de Carga Térmica para Cabine de Caminhão, Cabine Simples.	72
Tabela 12 – Ganhos de Calor para Ensaio em Túnel de Vento para um Veículo Compacto.	74
Tabela 13 – Carga Térmica do Equipamento.	74
Tabela 14 – Comparação da Transmissão, Reflexão e Absorção da Radiação Solar Visível.....	77
Tabela 15 – Resultados de Simulação de Carga Térmica em Ônibus.....	81
Tabela 16 – Composição das Superfícies do Ônibus.	82
Tabela 17 – Capacidades Térmicas de Equipamentos de Ar-Condicionado para Ônibus.	82
Tabela 18 – Percentual do Poder Calorífico do Combustível para Motores Automotivos a Máxima Potência.....	84
Tabela 19 – Pressão e Temperatura do Sistema de Absorção.	89
Tabela 20 – Consumo Específico Mínimo por Categoria de Veículos de Transporte Rodoviário.	91
Tabela 21 – Emissões de Motores Diesel.....	95
Tabela 22 – Composição Média dos Gases de Exaustão.	96

Tabela 23 – Parâmetros de Projeto para o Sistema de Absorção de Simples Efeito de LiBr-H ₂ O.....	100
Tabela 24 – Parâmetros de Projeto para Componentes do Sistema.	101
Tabela 25 – Parâmetros Básicos do Evaporador.	113
Tabela 26 – Parâmetros Básicos do Absorvedor.....	114
Tabela 27 – Parâmetros Básicos do Trocador de Calor Água-Ar, Fluxo Cruzado.	116
Tabela 28 – Fluxo de Energia dos Principais Componentes do Sistema.	120
Tabela 29 – Valores do Balanço Energético e Exergético.	121
Tabela 30 – Balanço Exergético dos Componentes do Sistema	122
Tabela 31 – Capacidades Térmicas de Equipamentos de Ar-Condicionado para Ônibus.....	125
Tabela 32 – Concentração Máxima Admissível para Gases no Ambiente de Trabalho.	127
Tabela 33 – Efeito de Gases Nocivos.....	127
Tabela 34 – Padrões de Qualidade do Ar para 01 hora.....	128
Tabela 35 – Características Ambientais para Combustíveis Referenciais.	131
Tabela 36 – Concentração dos Componentes dos Gases de Exaustão.....	138
Tabela 37 – Valores dos Índices Ambientais para um MCI Diesel.	138
Tabela 38 – Média do Rendimento Global em Função das Potências de Eixo e de Eixo Líquida.	145
Tabela 39 – Consumo Adicional Médio de Combustível.	146
Tabela 40 – Consumo Médio de Combustível, Sem e Com SRC.....	149
Tabela 41 – Concentração dos Componentes dos Gases de Exaustão para MCI com SRC.....	149
Tabela 42 – Valores dos Indicadores de Poluição para um MCI Diesel com SRC.....	150
Tabela 43 – Eficiência Ecológica em Função das Potências Médias de Eixo e de Eixo Líquida.	153
Tabela 44 – Eficiência Ecológica Média.....	158

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	$[m^2]$
A/C	Relação Ar-Combustível	$[-]$
C/A	Relação Combustível-Ar	$[-]$
c_p	Calor específico a pressão constante	$[kW/kg.K]$
$(CO_2)_e$	Dióxido de Carbono Equivalente	$[kg/kg_{comb}]$
COP	Coefficiente de Desempenho	$[-]$
$\dot{E}_{ar/c}$	Fluxo de energia da mistura ar-combustível	$[kW]$
\dot{E}_e	Fluxo de energia pelos gases de exaustão	$[kW]$
$\dot{E}_{e,ic}$	Fluxo de energia por combustão incompleta	$[kW]$
$\dot{E}_{e,s,a}$	Fluxo de energia sensível para a atmosfera	$[kW]$
$\dot{E}_{e,c}$	Fluxo de energia cinética na exaustão	$[kW]$
Eff	Efetividade	$[-]$
ex	Exergia específica	$[kJ/kg]$
h	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
I	Irreversibilidade	$[kW]$
j_c	Fator j de Colburn	$[-]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
$(MP)_e$	Material Particulado Equivalente	$[kg/kg_{comb}]$
M_{CO_2}	Emissão de CO_2	$[kg_{CO_2}/kg_{comb}]$
M_{NO_x}	Emissão de NO_x	$[kg_{NO_x}/kg_{comb}]$
M_{SO_2}	Emissão de SO_2	$[kg_{SO_2}/kg_{comb}]$
M_{MP}	Emissão de MP	$[kg_{MP}/kg_{comb}]$
N	Massa molecular do Diesel	$[-]$
$(NO_x)_e$	Óxido de Nitrogênio Equivalente	$[kg/kg_{comb}]$
NUT	Número de unidades de transferência	$[-]$
P_e	Potência	$[kW]$
P_{elq}	Potência Líquida	$[kW]$

P_i	Potência Indicada	[kW]
$P_{a,p}$	Potência de atrito do pistão	[kW]
$P_{a,t}$	Potência de atrito total	[kW]
PCI	Poder Calorífico Inferior do Combustível	[MJ/kg]
Pr	Número de Prandtl	[-]
\dot{Q}_{atm}	Radiação atmosférica absorvida	[kW]
$\dot{Q}_{c,e}$	Fluxo de calor para o líquido de arrefecimento	[kW]
\dot{Q}_{comb}	Fluxo de energia do combustível	[kW]
\dot{Q}_{conv}	Fluxo de energia perdida por convecção	[kW]
\dot{Q}_{rad}	Fluxo de energia perdida por radiação	[kW]
$\dot{Q}_{rad\,sup}$	Radiação da superfície emitida	[kW]
\dot{Q}_{refr}	Taxa de rejeição de calor para o líquido arrefecimento	[kW]
$\dot{Q}_{e,r}$	Perda de calor por radiação do sistema de exaustão	[kW]
\dot{Q}_{misc}	Soma dos fluxos e transferências das energias remanescentes	[kW]
\dot{Q}_{par}	Transferência de calor pela câmara de combustão	[kW]
\dot{Q}_{solar}	Radiação solar total absorvida	[kW]
\dot{Q}_{terra}	Radiação absorvida provinda da terra	[kW]
\dot{Q}_{vid}	Condução através da parede ou vidro	[kW]
R	Constante do Gás	[kJ/kg.K]
s	Entropia específica	[kJ/kg.K]
(SO ₂) _e	Dióxido de Enxofre Equivalente	[kg/kg _{comb}]
St	Número de Stanton	[-]
T	Temperatura	[°C]
TD	Temperatura de orvalho	[°C]
U	Coefficiente Global de Transferência de Calor	[kW/m ² .K]
\dot{W}	Potência	[kW]
X	Concentração de LiBr	[%]

SÍMBOLOS GREGOS

α	Excesso de ar normalizado	[-]
Δ	Variação	[-]
ϵ_x	Eficiência Exergética	[-]
ϵ	Eficiência Ecológica	[-]
η_a	Eficiência da Aleta	[-]
η_c	Eficiência da combustão	[-]
η_g	Rendimento Global	[-]
$\eta_{o,q}$	Eficiência global da superfície aletada	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ψ	Eficiência de Bosnjakovic	[-]
ϕ	Relação combustível-ar equivalente	[-]
Π_g	Indicador de Poluição	[kg/MJ]

SOBRESCRITOS/SUBSCRITOS

0	Referência
1,2,3	Solução Fraca
4,5,6	Solução Forte
7,8,9,10	Refrigerante (Água)
11,12	Gases de Exaustão
13,14	Água de Resfriamento Absorvedor
15,16	Água de Resfriamento Condensador
17,18	Ar Evaporador
a	Absorvedor
al	Aleta
c	Condensador
e	Evaporador

ex	Exaustão
ext	Externa
f	Combustível (fuel)
g	Gerador
g1	Gerador 1º estágio
g2	Gerador 2º estágio
hx	Trocador de Calor da Solução
int	Interna
p	Parede

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
EERE	- Energy Efficiency and Renewable Energy
EPA	- Environmental Protection Agency
GWP	- Global Warming Potential
IAPWS	- International Association for the Properties of Water and Steam
MBB	- Mercedes-Benz do Brasil
MCI	- Motor de Combustão Interna
MCT	- Ministério da Ciência e Tecnologia
NIST	- National Institute of Standards and Technology
ODP	- Ozone Depletion Potential
SRC	- Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor
SRA	- Sistema de Refrigeração por Absorção
WHO	- World Health Organization

SUMÁRIO

FOLHA DE ROSTO.....	1
FOLHA DE APROVAÇÃO.....	2
DADOS CURRICULARES	3
DEDICATÓRIA	7
AGRADECIMENTOS	8
APOIO FINANCEIRO	9
RESUMO.....	10
ABSTRACT	11
LISTA DE FIGURAS.....	12
LISTA DE TABELAS	15
LISTA DE SÍMBOLOS	17
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	21
SUMÁRIO.....	22
CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO	25
1.1 GENERALIDADES.....	25
1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO	26
1.3 ESTADO DA ARTE/REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	28
1.4 ESTRUTURA DA TESE	31
CAPÍTULO 2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	36
2.1 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	36
2.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	42
2.2.1 <i>Propriedades do Fluido de Trabalho</i>	49
2.2.2 <i>Propriedades Termodinâmicas do par Água - Brometo de Lítio</i>	51
2.2.3 <i>Cristalização</i>	59
2.2.4 <i>Materiais Compatíveis e Corrosão</i>	65
2.2.5 <i>Vácuo Requerido</i>	66
2.2.6 <i>Controle Operacional do Sistema</i>	67
CAPÍTULO 3 CARGA TÉRMICA	68
3.1 ESTADO DA ARTE.....	68
3.2 DESCRIÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS	74

3.3 CONDIÇÕES ADOTADAS NO TRABALHO.....	80
3.4 BENCHMARK	82
CAPÍTULO 4 MODELAGEM TERMODINÂMICA	84
4.1 BALANÇO DE ENERGIA DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	84
4.1.1 <i>Motor Otto</i>	84
4.1.2 <i>Motor Diesel</i>	91
4.2 HIPÓTESES DE DIMENSIONAMENTO BÁSICO	100
4.3 ANÁLISE ENERGÉTICA	101
4.3.1 <i>Análise do Evaporador</i>	101
4.3.2 <i>Análise do Absorvedor</i>	102
4.3.3 <i>Análise do Trocador de Calor da Solução</i>	103
4.3.4 <i>Análise do Gerador</i>	104
4.3.5 <i>Análise do Condensador</i>	105
4.3.6 <i>Coefficiente de Desempenho (COP)</i>	105
4.4 ANÁLISE EXERGÉTICA	105
4.5 DIMENSIONAMENTO BÁSICO DOS COMPONENTES	110
4.5.1 <i>Parâmetros Básicos do Evaporador</i>	111
4.5.2 <i>Parâmetros Básicos do Absorvedor</i>	113
4.5.3 <i>Parâmetros Básicos do Trocador de Calor Água-Ar</i>	114
4.5.4 <i>Parâmetros Básicos do Gerador</i>	116
4.5.5 <i>Parâmetros Básicos do Condensador</i>	118
4.5.5 <i>Parâmetros Básicos do Trocador de Calor da Solução</i>	119
4.6 RESULTADOS.....	119
4.7 BENCHMARK	125
CAPÍTULO 5 EFICIÊNCIA ECOLÓGICA	126
5.1 – ANÁLISE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DIESEL	131
5.5.1 <i>Cálculo das Emissões no Processo de Combustão do Diesel</i>	134
5.2 – ANÁLISE DE MOTOR DIESEL E SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO	140
5.3 – ANÁLISE DE MOTOR DIESEL E SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	153
CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	162
REFERÊNCIAS	165

APENDICE A - PROGRAMA COMPUTACIONAL ASHRAE	174
APENDICE B - PROGRAMA COMPUTACIONAL SRA	177
ANEXO - DADOS E CURVAS DE DESEMPENHO DOS MOTORES	188

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

Atualmente, indicando uma tendência mundial, nota-se que os usuários de veículos automotivos estão cada vez mais preocupados com aspectos referentes ao conforto interno do que aos de desempenho veicular. Para atender estas exigências, a indústria automobilística 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. Mas, em ambos os nichos três fatores predominam: a limitação de espaço disponível para instalação, funcionamento dos equipamentos e a necessidade de redução do consumo energético.

Devido à evolução do mercado, veículos mais aerodinâmicos e de visual moderno, mais silenciosos e confortáveis tem sido projetados e desenvolvidos. 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 seus componentes 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.

Uma opção a esses equipamentos é o aproveitamento da energia não utilizada no processo de combustão, ou seja, a energia liberada junto com os gases da combustão. Todos os veículos movidos por um motor de combustão interna possuem necessariamente um duto de escapamento através do qual escoam estes gases quentes; os mesmos são jogados na atmosfera passando antes por um sistema catalisador, que diminui a poluição, mas não reaproveita a energia dos gases.

Esses sistemas operam segundo as Leis Termodinâmicas que demonstram a existência de perdas, ou seja, a energia então não é totalmente transportada e/ou utilizada, pois nem todo trabalho está disponível.

O trabalho ocorre através de saltos energéticos e é considerado máximo quando uma determinada forma de energia retorna de seu estado inicial até um estado referencial. Para se determinar esse salto energético, toma-se como referência parâmetros ambientais como a temperatura e a pressão. Sistemas em um mesmo estado energético trocam energia de forma igualitária, mantendo-se constantes. Ao máximo trabalho disponível, então, dá-se o nome de exergia.

Para um sistema que opera acima da temperatura de referência, pode-se ainda dizer que exergia é a parte útil da energia que pode ser transformada em outra forma de energia.

Motores de combustão interna, trabalhando em um ciclo termodinâmico, utilizam a energia química do combustível para gerar trabalho. Mas para isso, trabalham com temperaturas muito elevadas, acima da temperatura referencial normalmente adotada (ambiente). Os gases resultantes da combustão são exauridos ainda em altas temperaturas possibilitando a sua utilização em outros sistemas, como o de refrigeração por absorção, para retirar calor do interior de um veículo gerando conforto térmico sem uma perda considerável de energia/potência do motor, aumentando o desempenho do sistema e ainda possibilitando a redução de emissão de poluentes.

1.2 Objetivos do Trabalho

O setor de transporte é um dos maiores responsáveis pela emissão de poluentes na atmosfera, uma vez que depende da queima de um combustível derivado do petróleo. No Brasil, como na grande maioria de países, o petróleo se mantém na liderança entre as fontes de energia neste setor.

Devido ao aumento da população e a melhor distribuição da renda, o setor de transporte rodoviário tem chamado atenção. Há um grande movimento de cargas e de passageiros, exigindo mais das rodovias já desgastadas. As mesmas, sem uma

manutenção adequada, obrigam os condutores a consumir mais combustível devido às constantes acelerações e frenagens na esperança de se desviarem de obstáculos. Estima-se que nas próximas décadas o uso de energia em transporte nos países emergentes represente cerca de 40% do consumo de energia mundial (MCT, 2006).

Considerando este acréscimo no consumo de combustíveis fósseis, os impactos ambientais também serão maiores, entre eles, o mais complexo chamado aquecimento global. Como sabido este efeito estufa é um fenômeno provocado principalmente pela emissão de CO₂ na atmosfera.

Motores de combustão interna por definição emitem gases resultantes da combustão propriamente dita. A queima de derivados de petróleo, especificamente no setor de transporte pesado, óleo diesel, gera em seus produtos uma grande parcela de CO₂ além de outros gases nocivos à natureza. O aumento do transporte motorizado gera assim um grande acréscimo desses gases na atmosfera.

Emaranhando ainda mais esta situação tão contrária, o usuário deste setor está cada vez mais exigindo conforto térmico no ambiente interno dos veículos. Muitos não admitem uma viagem à longa distância sem um condicionamento de ar.

Atualmente, os equipamentos utilizados para esse condicionamento são baseados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor (SRC). Este sistema, por praticidade, retira potência de eixo do motor por meio de polias e correias.

Esta potência, que varia entre 6 e 10% da potência gerada, provoca um aumento de consumo de combustível pela necessidade básica do condutor manter a velocidade do veículo e/ou o torque nas rodas. Este consumo adicional, de início pequeno, multiplicado pelo número de veículos ativos chega a valores elevados.

Uma alternativa para reduzir ou extinguir esse consumo é a utilização de sistemas de refrigeração por absorção nos veículos.

Este trabalho faz o estudo energo-exergético de um SRA de simples efeito utilizando o par Brometo de Lítio (LiBr) - Água. Propõe-se obter parâmetros de um SRA para aproveitar a energia dos gases de exaustão de um motor de combustão interna, operando no ciclo diesel, para gerar conforto térmico no interior do veículo, baseando-se em dados de motores diesel de 04 e 06 cilindros, comumente utilizados no mercado nacional no setor de transportes, particularmente o de ônibus.

O sistema proposto pretende proporcionar uma economia de combustível e a redução da emissão de CO₂ para a atmosfera.

O veículo escolhido foi um ônibus para 40 pessoas, de fabricação nacional, estudado por Stancato (1992) que determinou a carga térmica interna para padrões brasileiros, utilizando-se de software dedicado e de metodologia experimental para verificação de dados.

Faz-se depois uma análise da eficiência ecológica dos motores nas três situações: livre ou sem sistema de refrigeração, com SRC e com SRA. Os dados são apresentados na forma de gráficos para cada motor em função de sua rotação.

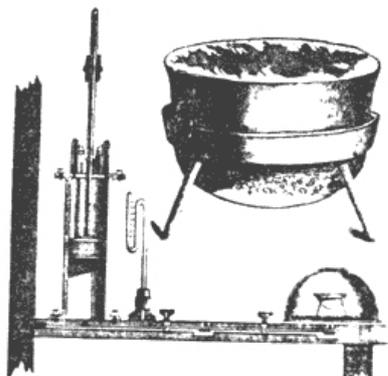
1.3 Estado da Arte/Revisão Bibliográfica

O princípio básico da absorção, a evaporação, foi utilizado pelos antigos egípcios para resfriamento de vinho e outros líquidos em pleno clima desértico. Os mesmos expunham as cerâmicas às brisas frescas da noite que aceleravam a evaporação e resfriavam seus conteúdos. No entanto, a evolução científica da refrigeração por absorção não começou antes de 1774 com o isolamento dos gases amônia, oxigênio e dióxido de carbono pelo cientista inglês Joseph Priestly (Encarta Encyclopedia, 2007).

Em 1777, Gerald Nairne, realizou vários estudos teóricos sobre a absorção, base para o desenvolvimento de equipamentos de refrigeração. Construiu um sistema de absorção usando o par água - ácido sulfúrico. O equipamento era constituído por dois reservatórios interligados e evacuados. A água contida em um reservatório absorvia o ácido sulfúrico contido no outro (Encarta Encyclopedia, 2007).

Sir John Leslie, em 1810 criou um dispositivo de absorção e refrigeração a vácuo, no qual era colocado um prato com água suspenso acima de uma bacia chata contendo ácido sulfúrico, conforme detalhe na Figura 1, ambos eram selados ao meio exterior por uma redoma de vidro, e que era posteriormente evacuada através de uma bomba. Com o vácuo a água começava a ferver rapidamente, uma temperatura abaixo de seu ponto de congelamento era conseguida não só pela ação do vácuo, mas também

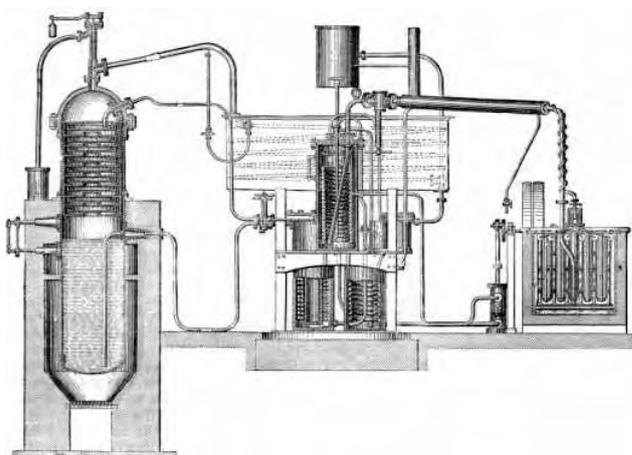
pelo efeito da absorção do vapor de água pelo ácido sulfúrico. Apesar de uso de ácido sulfúrico ter sido inicialmente pesquisado por Nairne, foi John Leslie quem primeiro utilizou o processo para a produção do frio (Encyclopedia Britannica, 2007).



Fonte: Gerner

Figura 1 – O Dispositivo de Absorção e Refrigeração a Vácuo de John Leslie.

Ferdinand Carré, em 1823, criou o sistema de absorção (Figura 2) seguindo os estudos de Nairne com uma mistura amônia-água nos Estados Unidos, onde registrou uma patente. Ele e seu irmão Edmond utilizaram seu sistema de forma a suprir gelo para os Estados Confederados durante a Guerra Civil Americana, já que o fornecimento de gelo natural havia sido cortado pelos estados do norte. Até 1862 Ferdinand registrou 14 patentes sobre o par água-amônia (ABREU, 1999).



Fonte: Fadedpages

Figura 2 – A Máquina de Refrigeração de Ferdinand Carré.

Um ano após Ferdinand Carré patentear sua máquina, Michael Faraday, utilizando um tubo em U selado, observou que o cloreto de prata possuía uma singular tendência de absorver a amônia. Faraday aqueceu o braço do tubo que continha amônia. O mesmo demonstrou que a amônia ao evaporar migrava para o cloreto de prata em pó, provocando um efeito de resfriamento dentro do tubo selado (ROBUR, 2005).

Foram construídos vários sistemas de refrigeração por absorção intermitentes para aplicações domésticas baseados na experiência de Faraday, tais como a “Icy-ball” da Crosley Corporation, o “Superflex” da Perfection Stove Co. e o “Trukold” da Montgomery Ward (ABREU, 1999).

O sistema Icy-ball (Figura 3), era construído a partir de dois recipientes esféricos de aço com um tubo soldado entre eles. Neste sistema, utilizava-se uma solução concentrada de amônia em 30 % de água que refrigerava um determinado volume por um período de 24 a 36 horas de forma intermitente (ABREU, 1999).

O sistema Superflex (Figura 4), de uso residencial, foi construído segundo os princípios de Faraday. Este sistema, que se baseava na queima de querosene, foi muito utilizado em locais sem fornecimento de energia elétrica. Foi comercializado nos anos 30 e foi um grande concorrente do sistema Icy-ball (ABREU, 1999).

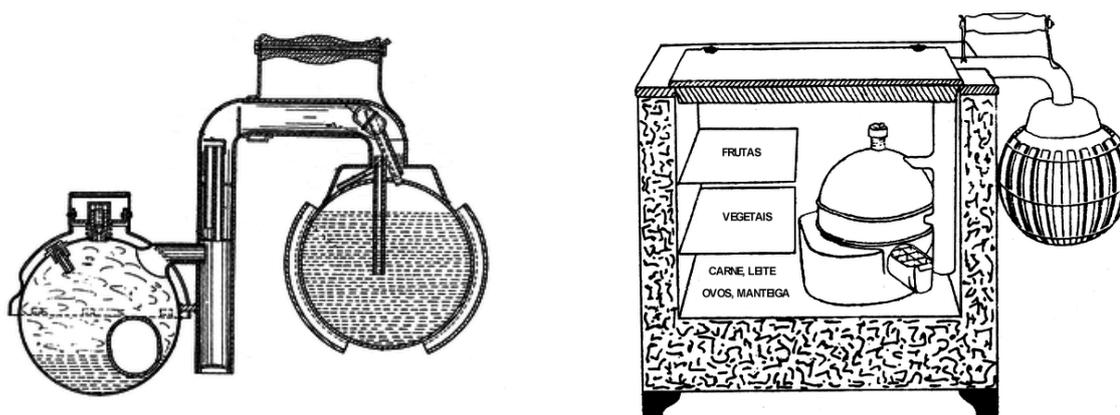
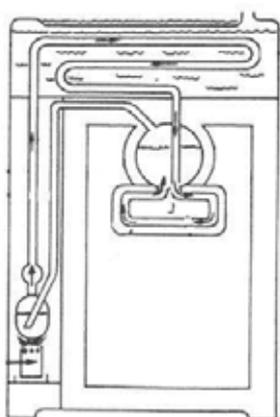


Figura 3 – Dispositivo de Refrigeração Icy-ball.



Fonte: Brasil Clima

Figura 4 – Dispositivo de Refrigeração Superflex.

O processo de absorção foi também utilizado no refrigerador de Platen-Munters. Criado por Baltazar von Platen e Carl Munters em 1922, o sistema produzia frio a partir de uma fonte de calor como propano, eletricidade ou querosene. Este sistema é encontrado em instalações móveis como pequenos barcos e caravanas.

Atualmente, uma das maneiras mais vantajosas de se aplicar os equipamentos de absorção é utilizando a cogeração, ou seja, reaproveitar uma fonte quente gerada por um processo industrial para refrigeração e aquecimento ao mesmo tempo.

Para que seja interessante sua utilização deve haver uma paridade técnico-econômica, ou ainda, onde o consumo de energia representa uma parcela alta no preço do produto final, normalmente o investimento em máquinas de absorção torna-se interessante (GUEDES, 1999).

No mercado brasileiro existem sistemas de absorção funcionando como chiller de simples efeito, de duplo efeito ou com queimador, a escolha do equipamento adequado deve ser feita de acordo com a fonte de calor a ser utilizada e com o desempenho que se deseja.

1.4 Estrutura da Tese

A Tese é constituída por seis capítulos, os quais são expostos a seguir:

Capítulo 1 INTRODUÇÃO

De início são apresentados os objetivos do trabalho e alguns dados históricos sobre o sistema de refrigeração.

Capítulo 2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Neste capítulo apresentam-se os sistemas de refrigeração por compressão de vapor e por absorção. Do primeiro, definem-se o ciclo, seus equipamentos principais e respectiva disposição no ônibus. Discutem-se ainda suas vantagens e limitações, como a necessidade de se retirar energia na forma de potência de eixo do motor.

Do sistema de refrigeração por absorção apresentam-se também suas vantagens e limitações. As propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho, par refrigerante-absorvente e os respectivos estados durante o ciclo são definidos. Apresentam-se as equações para cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura LiBr-H₂O, incluindo a entropia. A cristalização do absorvente é colocada como fator limitante no processo de absorção. Para evitar esta cristalização, apresentam-se alguns inibidores. Estes possuem suas aplicações e limitações nos diversos sistemas, pares refrigerante-absorvente de absorção.

Capítulo 3 CARGA TÉRMICA

No capítulo em questão apresenta-se, de início, a definição de carta térmica e ganho de calor segundo a ASHRAE. Um breve histórico da evolução e dos processos de cálculo da carga térmica para condicionamento de ar para automóveis é feito, apresentando resultados de alguns autores para o cálculo de carga térmica de cabines de caminhões, para veículos de passeio e ônibus. Stancato define a carga térmica total em um veículo como o somatório das cargas térmicas geradas por condução de calor através de paredes, vidros e compartimento do motor, por irradiação solar pelos vidros, pelas pessoas, pela admissão de ar externo (higienização e infiltração) e ainda pela presença de motores, ventiladores e luzes internas.

Apresenta-se assim uma descrição das cargas térmicas envolvidas no cálculo, especificando a respectiva importância, peso, no cálculo.

Por fim, faz-se um *benchmark*, comparando-se a carga térmica calculada com os equipamentos hoje disponíveis no mercado para veículos semelhantes.

Capítulo 4 MODELAGEM TERMODINÂMICA

Neste capítulo apresentam-se os balanços de energia e exergia de um Motor de Combustão Interna - MCI genérico trabalhando tanto no ciclo Otto como no ciclo Diesel. Um diagrama de fluxo de energia (Sankey) deste MCI é apresentado e discutido. A este diagrama agrega-se um outro diagrama correspondente ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor e, posteriormente, um ciclo de refrigeração por absorção. À luz destes diagramas discutem-se os benefícios do sistema proposto neste trabalho.

Com o intuito de expor a viabilidade da utilização da energia térmica dos gases de exaustão de um MCI, ciclo Otto, apresentam-se os resultados obtidos por Santos e Tribess (2006) em um sistema de refrigeração por absorção com 02 estágios.

Para a determinação da energia disponível nos gases de exaustão, faz-se um estudo do consumo específico de combustível de motores diesel comerciais. Como resultado apresenta-se gráficos da potência de eixo, da vazão de gás de exaustão e consumo de diesel *versus* a rotação por minuto do motor.

Para a especificação da energia disponível para o gerador, determina-se a composição média dos gases de exaustão de motores comerciais trabalhando em ciclo diesel e seu respectivo calor específico à pressão constante. A energia disponível para o gerador em função da rotação do motor é apresentada em forma de gráfico.

Faz-se ainda uma análise energética e exergética dos componentes do sistema de absorção e o dimensionamento do evaporador e trocador de calor de água, calculando-se a área de transferência de calor necessária nos equipamentos.

Por fim, constrói-se um Diagrama de Grassman do sistema de absorção.

Capítulo 5 EFICIÊNCIA ECOLÓGICA

O capítulo faz a apresentação do Dióxido de Carbono Equivalente, do Indicador de Poluição e a Eficiência Ecológica, indicadores propostos por Cardu e Baica (1999) para análise do impacto ambiental de processos industriais que envolvam a combustão. Estes indicadores possibilitam a classificação de combustíveis do ponto de vista ecológico, de proteção do meio ambiente.

Combustíveis com alto Dióxido de Carbono Equivalente lançam na atmosfera quantidades de gases nocivos à saúde, comprometendo a qualidade do ar principalmente pela presença do CO₂, SO₂ e NO_x. Este ainda é utilizado para calcular o Indicador de Poluição.

Para quantificar o impacto ambiental Cardu e Baica (1999) propõem um indicador denominado Indicador de Poluição, definido como a diferença entre o Dióxido de Carbono Equivalente do combustível e seu Poder Calorífico Inferior.

Ao relacionar o dióxido de carbono emitido pelo processo de combustão com seu poder calorífico, Cardu e Baica (1999a) possibilitam comparações entre combustíveis heterogêneos. Mas um combustível pode possuir um poder calorífico alto e emitir uma grande quantidade de poluentes na atmosfera ou ter a emissão de gases nocivos desprezível ou nula, mas não possuir a energia desejada para se obter uma boa eficiência em um processo industrial.

Partindo-se da hipótese que o melhor combustível é aquele que possuir o menor Indicador de Poluição, Cardu e Baica (1999a) propõem um indicador mais complexo e adimensional que expresse o impacto ecológico dos componentes dos gases nocivos emitidos na atmosfera resultantes da queima de um combustível em relação à energia útil produzida para usinas termelétricas. O indicador proposto é denominado Eficiência Ecológica (ϵ).

Faz-se assim o cálculo destes indicadores para 04 motores diesel normalmente utilizados em ônibus no mercado nacional. Uma comparação entre 03 situações distintas é feita. Na primeira situação proposta toma-se um motor trabalhando livre, sem sistemas dependentes. Na segunda, trabalha-se com um motor acoplado a um

sistema de refrigeração por compressão de vapor e por último, o motor é acoplado a um sistema de refrigeração por absorção.

Para o combustível utilizado (diesel) calculam-se o Dióxido de Carbono Equivalente e o Indicador de Poluição. A Eficiência Ecológica, então é calculada para as situações expostas acima, para os motores em diversas rotações, fazendo-se um comparativo final. Os resultados obtidos demonstram que a instalação de um sistema de refrigeração por compressão (SRC) produz uma redução não muito significativa na eficiência ecológica em relação à mesma eficiência para um motor livre devido a potência de eixo utilizada para o compressor ser percentualmente pequena.

Ao contrário do primeiro, a presença de um sistema de refrigeração por absorção (SRA) traz consigo um acréscimo apreciável na eficiência ecológica tanto pela redução do consumo de combustível como pelo aumento do rendimento global do sistema.

Capítulo 6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Através dos resultados conclui-se que, pela comparação de diversos parâmetros, veículos de transporte, especificamente ônibus rodoviários, utilizando Sistema de Refrigeração por Absorção para condicionamento do ambiente interno acoplado à saída dos gases de exaustão de são viáveis em relação aos pontos examinados no trabalho. Apresentam em média um ganho de 2,30 % na eficiência ecológica.

CAPÍTULO 2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

2.1 Refrigeração por Compressão de Vapor

Chama-se de ciclo de refrigeração por compressão de vapor o sistema termodinâmico onde um fluido refrigerante, transformando-se sucessivamente em líquido e vapor em um circuito fechado, absorve calor a baixa temperatura e pressão pela sua evaporação e rejeita calor condensando-se a alta temperatura e pressão.

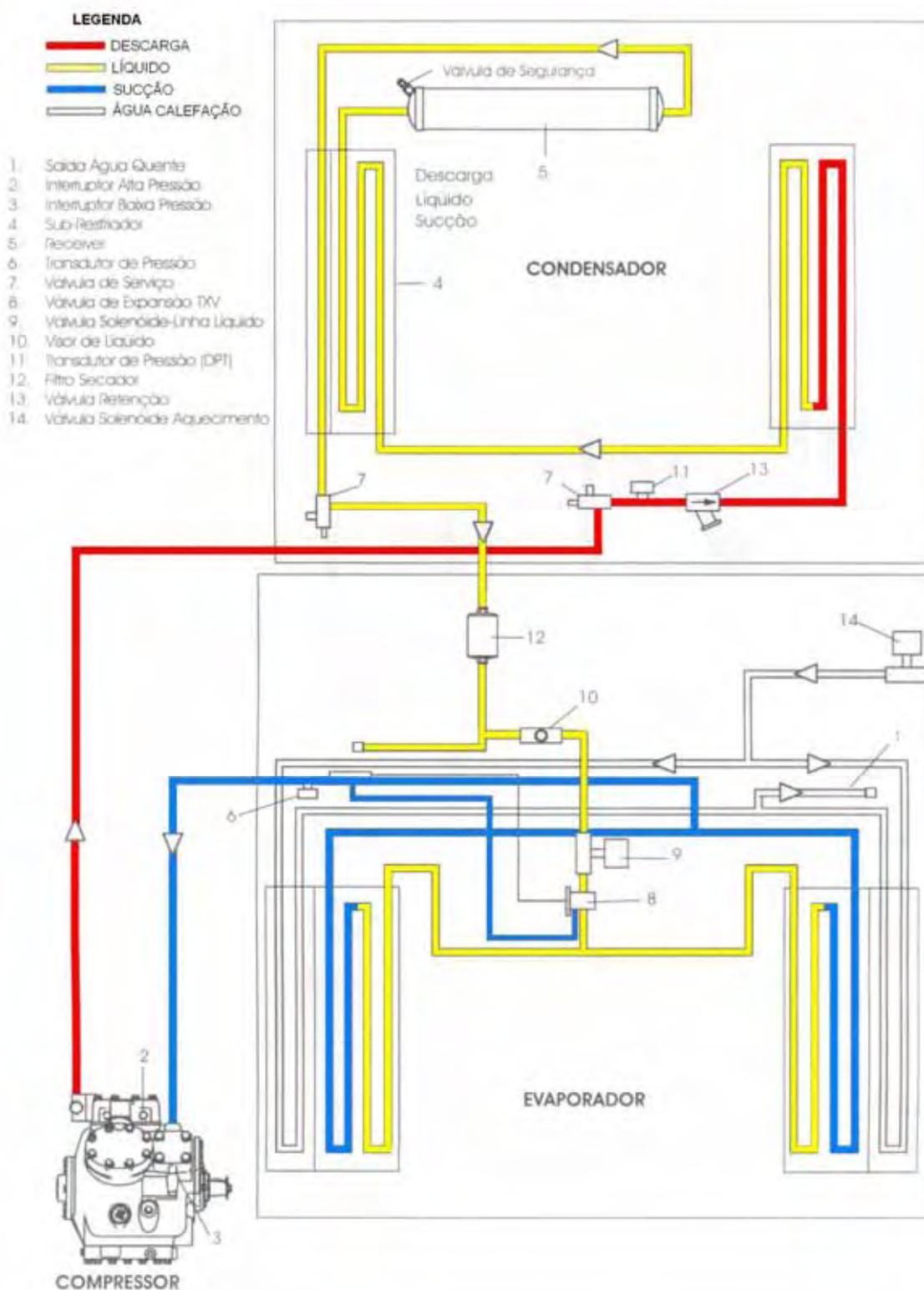
Na prática, este ciclo é viabilizado a partir de quatro elementos fundamentais:

- Compressor: que aspira e comprime o vapor refrigerante;
- Condensador: equipamento onde o vapor é condensado, retornando ao estado líquido;
- Válvula de Expansão Termostática: reduz a pressão e a temperatura do líquido refrigerante e controla seu fluxo de maneira a permitir a passagem apenas da vazão instantânea necessária e
- Evaporador: onde o calor de um ambiente em estudo é absorvido na forma de calor latente, evaporando o fluido.

A Figura 5 apresenta o esquema de funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor de um ar-condicionado veicular – ônibus (CARRIER-SÜTRAK, 2007).

Observe-se:

- A existência de elementos de controle de temperatura e pressão alta e baixa no esquema. Estes permitem que o sistema trabalhe de forma confiável, facilitam um diagnóstico em caso de falha;
- O compressor recebe trabalho por meio de polias e correias do motor de combustão interna;
- O ciclo apresentado não é reverso. O aquecimento é conseguido pelo fluxo de água de arrefecimento do motor de combustão interna.

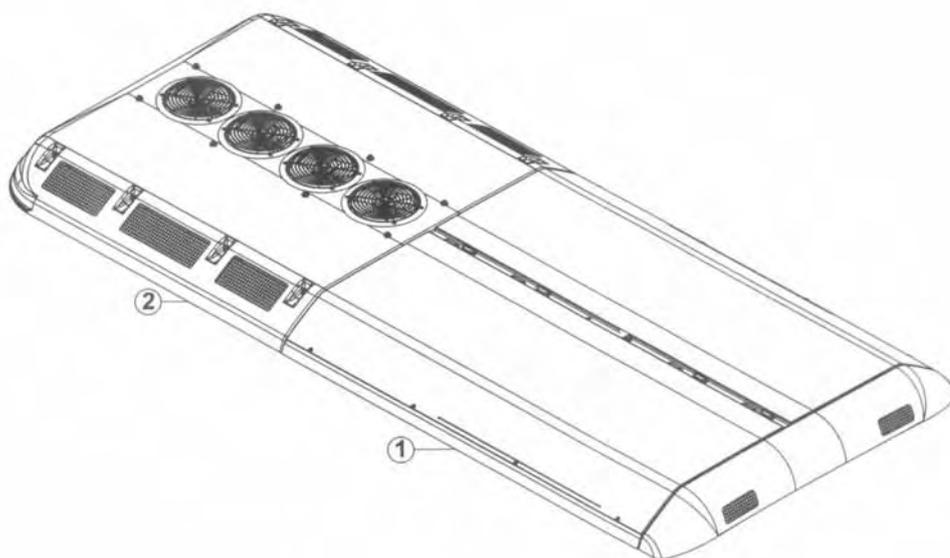


Cortesia: Carrier Sütrak

Figura 5 – Esquema de Funcionamento do SRC Comercial Utilizado em Ônibus.

Convém acrescentar que a disposição das serpentinas de aquecimento, posteriormente aos evaporadores, permite que o sistema controle também a umidade relativa máxima do ambiente interno.

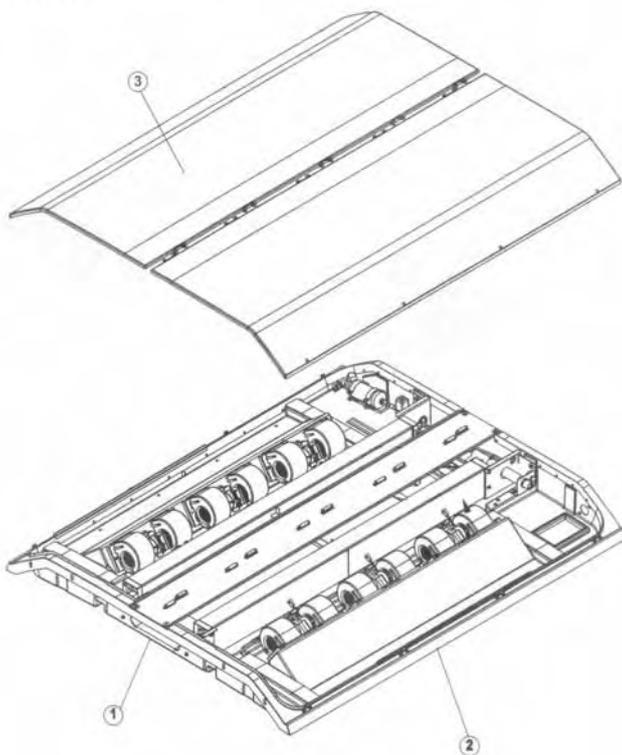
A Figura 6 apresenta o conjunto evaporador-condensador. Este é instalado sobre o teto do ônibus. O compressor visto na Figura 5 é instalado junto ao motor de combustão interna.



Cortesia: Carrier Süttrak

Figura 6 – Conjunto Evaporador (1) e Condensador (2).

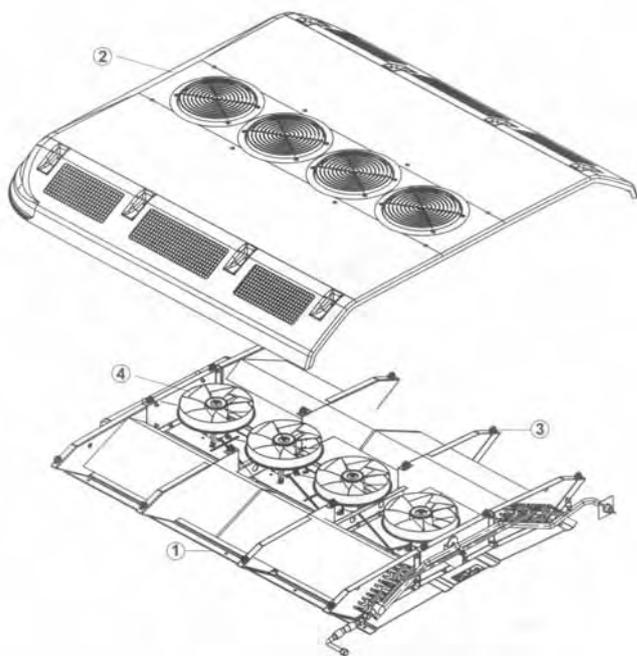
A Figura 7 apresenta o módulo evaporador, que é constituído de uma admissão de ar externo (1), base de fibra (2) e tampas (3) também em fibra. A renovação de ar é obtida por meio de uma abertura central, direcionada para o fluxo de ar gerado pelo movimento do veículo. A vazão de ar é controlada por meio de uma válvula, acionada por sensores de temperatura. Estes sensores verificam a condição do ar externo, se o mesmo estiver abaixo da temperatura interna, a válvula é aberta por aproximadamente um 01 minuto. Se a temperatura interna diminuir, a renovação de ar é novamente aberta, permanecendo neste estado por mais 01 minuto. Após isto uma nova amostragem será realizada. A refrigeração apenas será acionada quando passado o tempo e a temperatura interna deixar de diminuir.



Cortesia: Carrier Sütrak

Figura 7 – Módulo Evaporador - Admissão de Ar Externo (1), Base de Fibra (2) e Tampas (3).

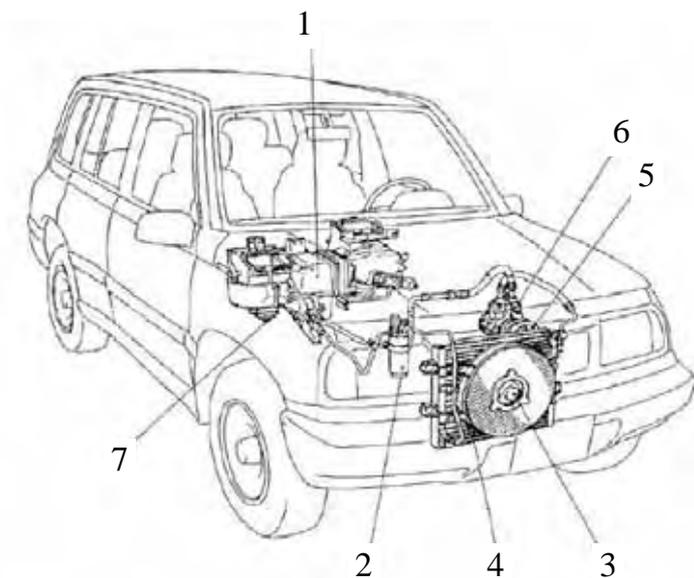
Na Figura 8 apresenta-se o módulo condensador. O mesmo é constituído de (1) base, (2) Tampa, (3) Conjunto de Refrigeração e (4) Conjunto Elétrico (ventiladores). A unidade é acionada quando o sistema de refrigeração é ligado. Tem como função rejeitar o calor retirado do interior do ônibus para o ambiente externo.



Cortesia: Carrier Süttrak

Figura 8 – Módulo Condensador.

A Figura 9 apresenta a disposição dos componentes principais que compõem um sistema de condicionamento de ar automotivo.



Fonte: Díaz (2002)

Figura 9 – Diagrama dos Principais Componentes do SRC em um Veículo.

onde os principais componentes mostrados na Figura 9 são:

- 1- Unidade de resfriamento (válvula de expansão, evaporador)
- 2- Filtro Secador
- 3- Motor do ventilador de refrigeração
- 4- Condensador
- 5- Embreagem magnética
- 6- Compressor
- 7- Motor do ventilador

Durante vários anos o refrigerante diclorofluormetano (CCl_2F_2), também chamado comumente Freon 12 ou R-12, foi utilizado por ser considerado o fluido ideal em termos de estabilidade e por ser miscível com determinados lubrificantes. Hoje em dia, sabe-se que o Freon 12 e os outros clorofluorcarbonetos (CFC) são prejudiciais à camada de ozônio.

Como alternativas para substituir os CFCs, as seguintes substâncias foram consideradas:

- HCFC (hidroclorofluorcarbono) contendo cloro que se quebra antes de atingir a estratosfera ao reagir com o ozônio.
- HFC (hifrofluorcarbono) sem cloro.

A Tabela 1 apresenta os principais fluidos refrigerantes utilizados, com as respectivas propriedades físicas e ambientais (ASHRAE, 1997).

Por Potencial de Esgotamento de Ozônio (ODP) entende-se o potencial de uma substância para a depleção da camada de ozônio. O R-11 é tomado como referência, tendo o maior potencial ($\text{ODP} = 1$).

A avaliação do impacto ambiental por sua vez baseia-se em índices como o GWP (Global Warming Potential), que mede o impacto de uma substância como gás de efeito estufa, relativo ao efeito de aquecimento global de uma massa similar de dióxido de carbono por um intervalo de tempo específico cujo valor deve ser especificado.

Tabela 1 – Propriedades de Fluidos Refrigerantes de SRC

	Sigla ASHRAE	Fórmula Química	Ponto de Ebulição (°C)	Potencial de Esgotamento de Ozônio (ODP)	Potencial de Aquecimento Global (GWP)
	R-22	CHClF ₂	-40,8	0,05	0,32 – 0,37
HCFC	R-123	CHCl ₂ CF ₃	27,5	0,02	0,017 – 0,020
	R-124	CHClFDF ₃	-12,0	0,02	0,092 – 0,12
	R-141b	CH ₃ CCl ₂ F	32,0	0,1	0,084 – 0,097
	R-142b	CH ₃ CClF ₂	-9,7	0,06	0,34 – 0,39
	R-125	CHF ₂ CH ₃	-48,5	0	0,51 – 0,65
HFC	R-134a	CH ₂ FCF ₃	-26,3	0	0,51 – 0,65
	R-152a	CH ₃ CHF ₂	-25,0	0	0,026 – 0,033
CFC	R-12	CCl ₂ F ₂	-29,8	1,0	2,8 – 3,4

O GWP é calculado pela razão entre o efeito radiante temporal integrado da liberação instantânea de 1 kg de uma dada substância, em relação a liberação de 1 kg de um gás de referência – CO₂.

2.2 Refrigeração por Absorção

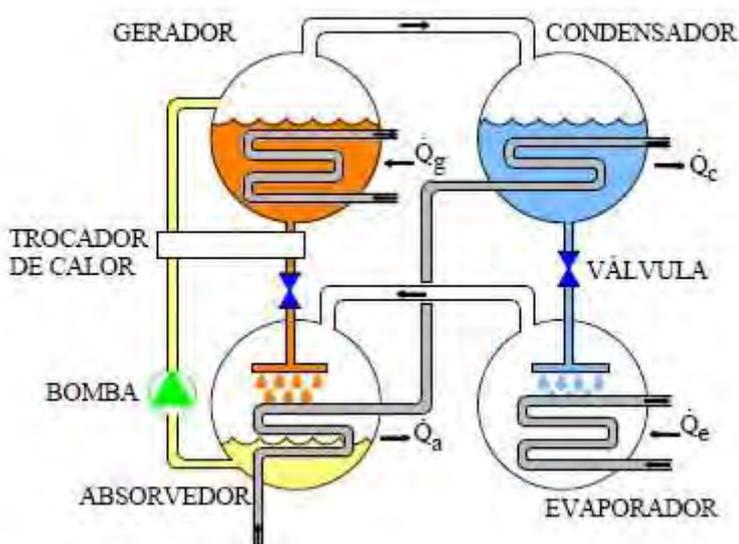
Um sistema de refrigeração por absorção é uma máquina térmica que produz frio utilizando energia térmica oriunda de algum processo (combustão, eletricidade, solar, entre muitos) para seu funcionamento.

O sistema 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 (Figura 10). 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 para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no condensador. Este mecanismo é chamado de Gerador (Figura 9). 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.



Fonte: Carvalho (2007)

Figura 10 – Esquema de Ciclo de Absorção de Simples Efeito.

A Tabela 2 apresenta o fluido de trabalho e seu respectivo estado no ciclo de absorção de simples efeito apresentado na Figura 11.

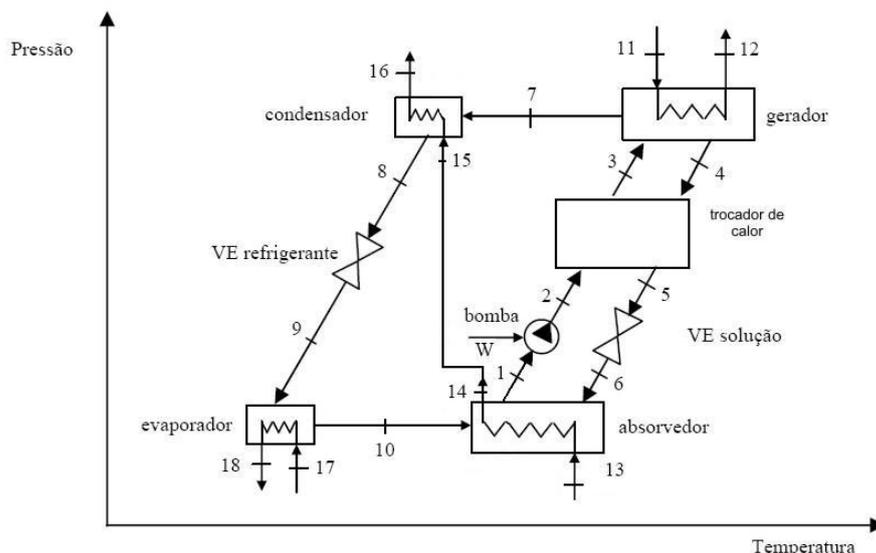


Figura 11 – Apresentação dos Pontos de Estudo no Ciclo de Absorção de Simples Efeito.

Tabela 2 – Estado e Fluido de Trabalho em relação à Figura 11.

Ponto	Estado	Fluido de trabalho
1	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
2	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
3	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
4	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
5	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
6	Líquido saturado	Solução de H ₂ O-LiBr à baixa concentração
7	Vapor saturado	Vapor de água
8	Líquido saturado	Água
9	Líquido saturado	Água
10	Vapor saturado	Vapor de água

Desde primeira máquina, a popularidade dos sistemas de absorção tem crescido e caído devido às condições econômicas e perda tecnológica para outras tecnologias mais competitivas.

O primeiro *chiller* comercial utilizando LiBr para grandes capacidades (100 a 700 TR) utilizando vapor de água a baixa pressão foi introduzido por Carrier em 1945 (EERE, 2006).

Os benefícios dos sistemas de absorção são:

- Sistemas de absorção têm menores exigências elétricas quando comparados aos sistemas de compressão de vapor;
- As unidades de absorção são silenciosas e livres de vibrações;
- O calor recuperado pode ser utilizado para acionar o ciclo de refrigeração por absorção
- Não apresentam perigo ao ambiente global de esgotamento de ozônio e podem ter um menor impacto no aquecimento global do que qualquer outra opção, e
- São economicamente atrativas quando o custo do combustível é substancialmente menor que os custos elétricos (tipicamente, se os custos de combustíveis são 12 a 20 % dos custos elétricos).

Os sistemas por absorção são fabricados para uso doméstico ou para potências relativamente elevadas, não estando o mercado provido de máquinas com potências intermediárias.

Os sistemas domésticos por absorção empregam, geralmente, o sistema Electrolux. Esses sistemas apresentam funcionamento instável em temperaturas inferiores a 0°C, por causa da elevada percentagem de gás inerte no evaporador e absorvedor. Além disso, o coeficiente de performance desse tipo de sistema é baixo, tornando-o inviável para equipamentos maiores.

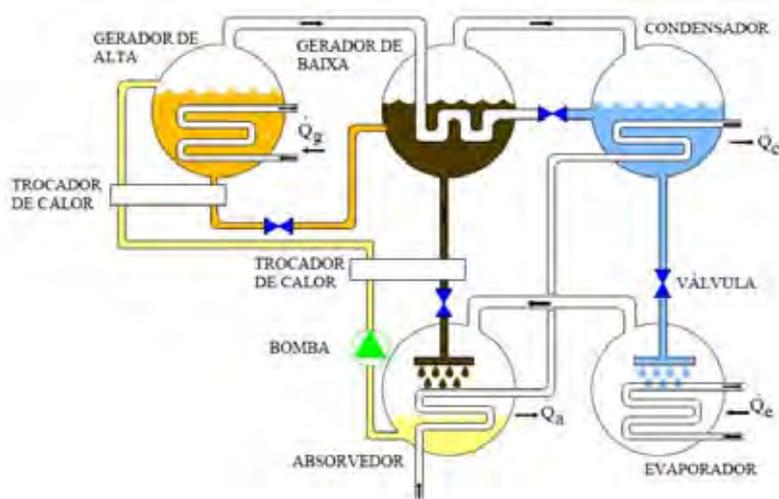
Os sistemas industriais têm custo inicial elevado. A bomba empregada para elevar a pressão em cerca de 2000 kPa deve ser fabricada em material resistente a corrosão tendo um preço que torna inviável a fabricação comercial de equipamentos de pequena potência. O menor sistema comercial destina-se à potência superior a 20 TR (70,3 kW).

Não são comuns sistemas por absorção com potência situada entre a dos equipamentos domésticos e dos industriais (entre 3,0 kW e 70,3 kW). Nessa faixa de potência o sistema Electrolux mostra-se ineficiente e instável. Em temperaturas inferiores a 0°C e o elevado custo do equipamento industrial por absorção anula a

economia feita com a substituição da energia mecânica pela térmica. Nessa faixa de potência a alternativa mais viável é o sistema por compressão, inclusive em localidades isoladas ou aplicações veiculares nas quais além do custo do combustível são necessários investimentos em motores e/ou geradores.

Os equipamentos de refrigeração por absorção são classificados pelo método de entrada de calor no gerador primário (método de aquecimento) e se o ciclo de absorção é de simples ou de múltiplo efeito. A tecnologia de absorção de simples efeito possibilita ao refrigerante um coeficiente de desempenho (COP) máximo de aproximadamente 0,7 e opera com entrada de calor em temperaturas da ordem de 75 a 120 °C (LiBr). A tecnologia de múltiplo efeito fornece altos COPs mas pode ser utilizada somente quando a mais alta temperatura da fonte de calor é utilizada.

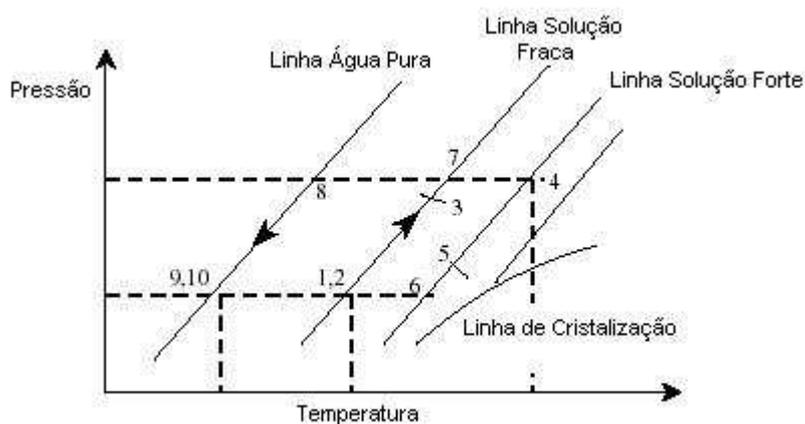
Sistemas de duplo efeito podem ser construídos pela adição de um estágio extra como um ciclo *topping* sobre o ciclo de simples efeito. Desta forma, a rejeição de calor originada do estágio de alta temperatura é utilizada como fonte de energia para o estágio de baixa temperatura (Figura 12). Deve-se notar que o refrigerante é a água em sistemas de LiBr-H₂O. O LiBr age como um absorvente, o qual absorve o vapor de água. Assim bombear do absorvedor para o gerador é mais fácil e econômico.



Fonte: Carvalho (2007)

Figura 12 – Esquema de Ciclo de Absorção de Duplo Efeito.

O processo de refrigeração por absorção também pode se apresentado em um gráfico Dühring, Figura 13 (HEROLD, 1996) e este diagrama é um gráfico pressão \times temperatura onde as linhas diagonais representam a concentração de LiBr constante, com a linha da água pura à esquerda e a linha de cristalização à direita.



Fonte: Herold (1996)

Figura 13 – Gráfico de Dühring do Ciclo de Absorção de LiBr-H₂O.

A Figura 14 apresenta o esquema de um ciclo de refrigeração por absorção para um ar-condicionado veicular – ônibus. A Figura 15 apresenta a localização física dos equipamentos em um ônibus de 02 assoalhos (SPHEROS, 2007).

Na Figura 14, têm-se os seguintes componentes:

- 1 – Evaporador;
- 2 – Trocador de Calor;
- 3 – Sistema de Absorção por LiBr.

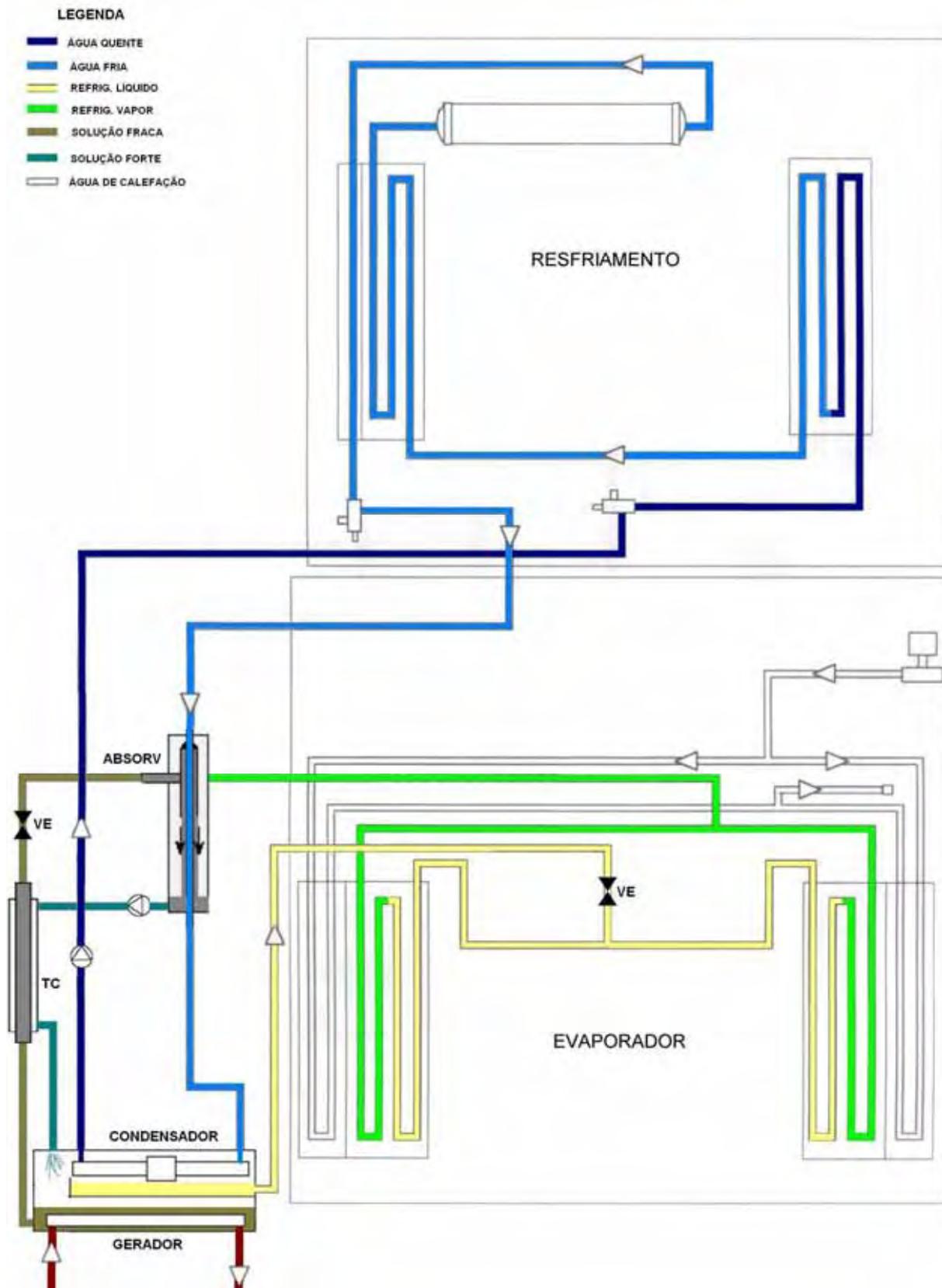
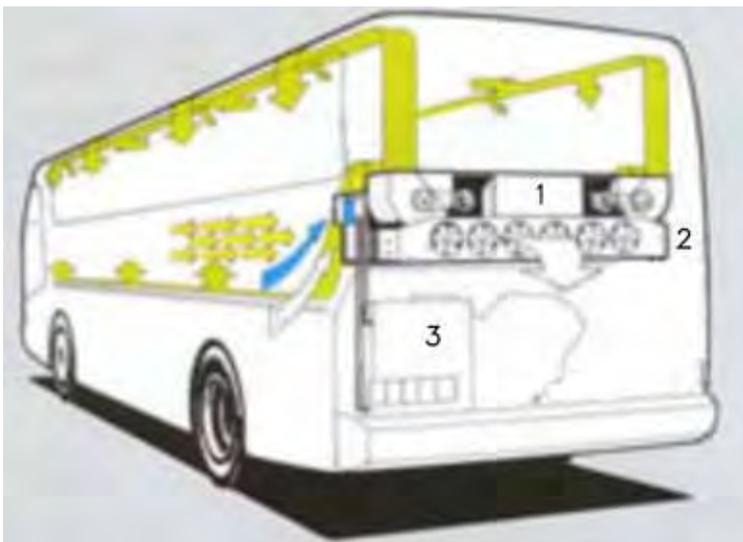


Figura 14 – Esquema de Absorção de LiBr.



Fonte: Sutrack (2007)

Figura 15 – Esquema de Instalação do Sistema de Absorção para Ônibus.

2.2.1 Propriedades do Fluido de Trabalho

O rendimento e a eficiência de ciclos de refrigeração reversíveis são independentes das propriedades dos fluidos de trabalho em uso, no entanto, em máquinas reais ambos são determinados em grande escala pelas propriedades destes fluidos. Também o custo inicial e o custo de operação de uma máquina de refrigeração são extremamente dependentes das propriedades do fluido.

Muitos fluidos de trabalho são utilizados em máquinas de absorção, a Tabela 3 apresenta alguns fluidos apresentados em literaturas (ABREU, 1999). Suas propriedades, vantagens e desvantagens são apresentadas por diversos autores, não especificadas neste trabalho.

Na Tabela 4 apresenta-se uma comparação de algumas propriedades desejáveis para um fluido de trabalho para os pares amônia-água e água-brometo de lítio (HEROLD, 1996). Observa-se que as propriedades, muitas vezes, são mutuamente excludentes. Um exemplo é a necessidade de uma grande afinidade entre absorvente e refrigerante e um baixo calor de mistura.

Tabela 3 – Pares Refrigerante-Absorvente.

Absorvente	Refrigerante
Água	Amônia, Metil amina ou outras aminas alifáticas
Solução de Água e Brometo de Lítio	Água
Solução de Cloreto de Lítio e Metanol	Metanol
Ácido Sulfúrico	Água
Hidróxido de Sódio ou Potássio ou misturas	Água
Nitrato de Lítio	Amônia
Sulfocianeto de Amônia	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de Etila
Dimetil Éter Tetraetileno Glicol	Cloreto de Metileno
Óleo de Parafina	Tolueno ou Pentano
Glicol Etilico	Metil Amina
Éter Dimetílico ou Glicol Tetraetilico	Monoflúor Dicloro Metano ou Diclorometano

Em ambos os pares o refrigerante possui alto calor latente, o que reduz a vazão necessária para um dado efeito frigorífico, no entanto nenhum dos dois possui pressão de vaporização ideal, na amônia é inconvenientemente alta enquanto na água é muito baixa. A água, para realizar evaporar em baixas temperaturas deve estar em vácuo se tomada a pressão atmosférica como referência.

A utilização do LiBr como absorvente é vantajosa por ser essencialmente não volátil, resultando em um ciclo onde não há necessidade de um retificador. Enquanto a água é um ótimo absorvente porque não cristaliza (dentro das faixas de funcionamento do equipamento).

Assim, a escolha do fluido de trabalho depende da aplicação e das propriedades necessárias para esta aplicação.

Para o atual trabalho, utiliza-se o par LiBr + H₂O por possuir melhor calor latente de vaporização, não ser tóxico, priorizando a segurança do usuário.

Tabela 4 – Comparação entre os Pares Amônia-Água e Água-Brometo de Lítio.

Propriedade	Amônia-Água	Água-Brometo de Lítio
Refrigerante		
Calor latente de vaporização	Bom	Excelente
Pressão de vapor	Muito alta	Muito baixa
Temperatura de resfriamento	Excelente	Aplicações limitadas
Viscosidade	Boa	Boa
Absorvente		
Pressão de vapor	Ruim	Excelente
Viscosidade	Boa	Boa
Mistura		
Inexistência de fase sólida	Excelente	Aplicações Limitadas
Toxidade	Ruim	Bom
Afinidade entre refrigerante e absorvente	Boa	Boa

2.2.2 Propriedades Termodinâmicas do par Água - Brometo de Lítio

As propriedades termodinâmicas da água, do brometo de lítio e da mistura, são apresentadas abaixo.

a - Água

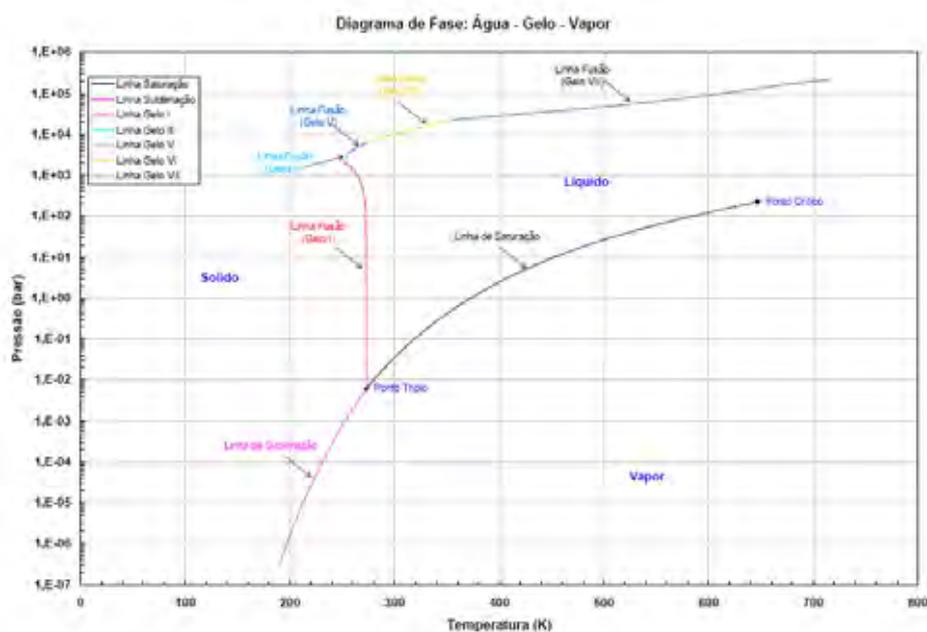
A água, conhecida como diluidor universal, é o fluido mais estudado pela termodinâmica pela sua importância. A *International Association for the Properties of Water and Steam* (IAPWS - 2007) definiu e padronizou a formulação a ser utilizada em experimentos científicos, possibilitando grande exatidão nos dados. Esta substituiu

a formulação de Haar, Gallagher e Kell, de 1984, servindo como padrão internacional para propriedades termodinâmicas da água.

A IAPWS disponibiliza em seu sítio as rotinas de cálculo das propriedades termofísicas da água e o sítio do *National Institute of Standards and Technology* (NIST -2005) apresenta de forma gráfica e tabulada as propriedades termofísicas de vários fluidos, incluindo a água.

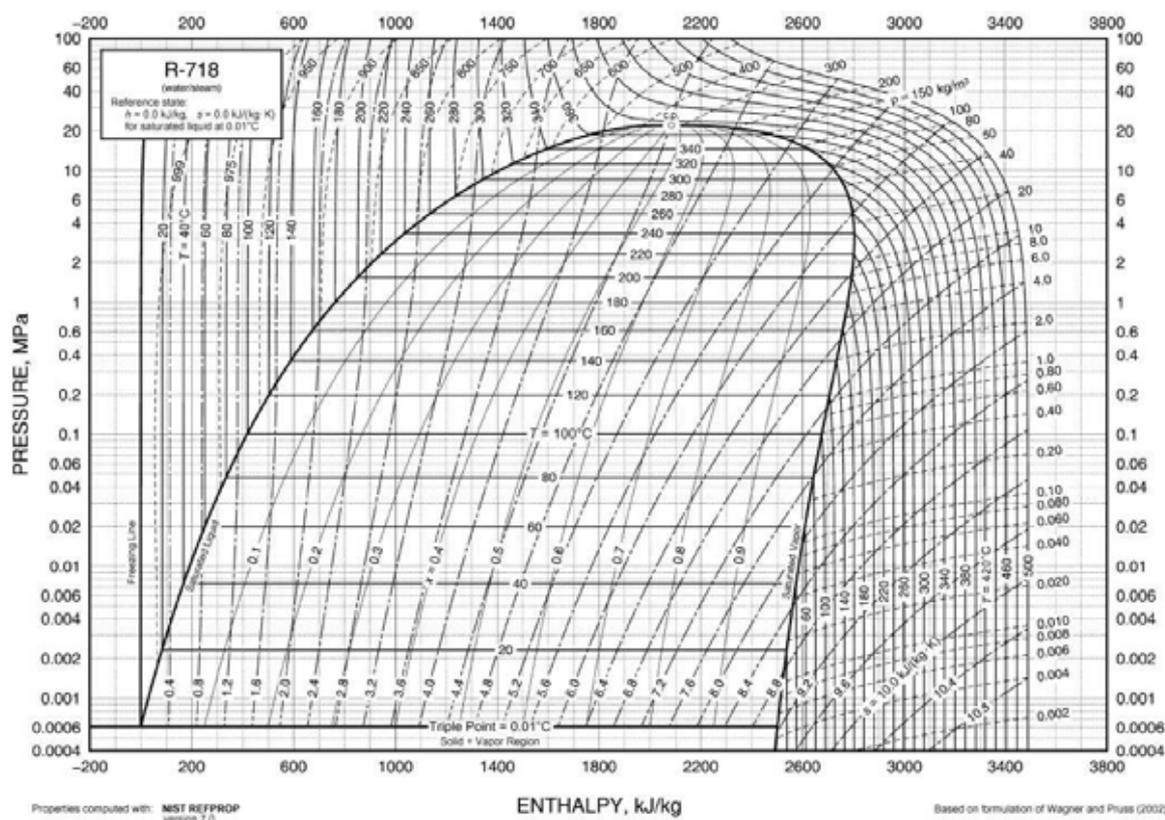
A água, para ser utilizada como refrigerante pelo ciclo, segue como refrigerante R718, devendo ter suas condições (pressão e temperatura) bem definidas, para evitar sua solidificação, Fonte: ChemicalLogic Corporation (1998)

Figura 16 (Chemicalogic Corp, 2006). Apresenta-se na Figura 17 o diagrama de Mollier para este refrigerante (Chemicalogic Corp, 2006).



Fonte: ChemicalLogic Corporation (1998)

Figura 16 – Diagrama de Fase da Água.

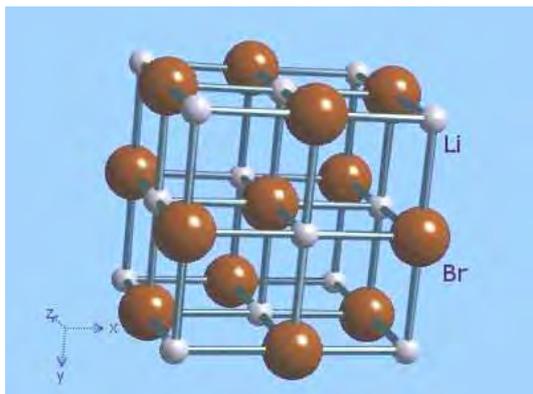


Fonte: ASHRAE

Figura 17 – Diagrama de Mollier para R-718.

b - Brometo de Lítio

Brometo de Lítio (LiBr), é um composto químico de lítio e bromo que é extremamente higroscópico e muitas vezes é usado como dessecante. Juntamente com cloreto de lítio é frequentemente usado no condicionamento de ar e sistemas de secagem industrial. Tem forma de cristais cúbicos similares ao sal, Figura 18 (CHEMFINDER, 2006).



Fonte: Chemfinder (2007)

Figura 18 – Estrutura molecular do LiBr.

O LiBr foi utilizado como um sedativo nos primeiros anos do século 20, mas deixou de ser utilizado na década de 40, quando alguns pacientes morreram após sua utilização. O mesmo pode ser prejudicial se exposto aos olhos, causando irritação ou, sobre a pele, causando queimaduras. Uma exposição contínua pode causar depressão do sistema nervoso central (HEROLD, 1996).

A Tabela 5 apresenta as propriedades físicas do Brometo de Lítio.

c – Solução Água – Brometo de Lítio

As propriedades termodinâmicas da mistura $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ são calculadas em função da concentração mássica de brometo de lítio (X , dada em %) e da temperatura da solução (T , em $^{\circ}\text{C}$). As propriedades físicas desta mistura são apresentadas na Tabela 5 (CHEMFINDER, 2007). Kaita (2001), baseado em relações de McNeely (1979), Rockenfeller (1987) e Feuerecker (1993), propõem as seguintes equações para a determinação de algumas propriedades em uma faixa de temperaturas mais alta (de 40 a 210 $^{\circ}\text{C}$).

Tabela 5 – Propriedades Físicas do Brometo de Lítio.

Propriedade	Valor
Massa molecular	86,845 g/mol
Aparência	Pó cristalino branco
Massa Específica	3464 kg/m ³ (sólido)
Ponto de Fusão	552 °C
Ponto de Ebulição	1265 °C
Solubilidade em água	177 g/100ml (20 °C)
CAS Number	7550-35-8

Temperatura de orvalho (TD)

A temperatura de orvalho é obtida pela equação (1).

$$TD = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^3 A_{ij} (X - 40)^j T^i \quad (1)$$

e:

$$20 \leq T \leq 210 \text{ °C}$$

$$40 \leq X \leq 65 \%$$

A_{ij} – coeficientes apresentados na Tabela 6 (ASHRAE, 1997).

Tabela 6 – Coeficientes para Determinação da Temperatura de Orvalho.

j	A_{0j}	A_{1j}	A_{2j}
0	-9,133128	$9,439697 \cdot 10^{-1}$	$-7,324352 \cdot 10^{-5}$
1	$-4,75924 \cdot 10^{-1}$	$-2,882015 \cdot 10^{-3}$	$-1,556533 \cdot 10^{-5}$
2	$-5,638171 \cdot 10^{-2}$	$-1,345453 \cdot 10^{-4}$	$1,992657 \cdot 10^{-6}$
3	$1,108418 \cdot 10^{-3}$	$5,852133 \cdot 10^{-7}$	$-3,924205 \cdot 10^{-8}$

Pressão do vapor

A pressão do vapor é obtida utilizando-se a equação (2):

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

onde:

$$k_0 = 7,05$$

$$k_1 = -1603,544$$

$$k_2 = -104095,5$$

Calor Específico

O calor específico à pressão constante é obtido utilizando-se a equação (3) (ROCKENFELLER, 1987).

$$C_p = (A_0 + A_1 X) + (B_0 + B_1 X)T \quad (3)$$

onde:

$$A_0 = 3,462023$$

$$A_1 = -2,679895 \cdot 10^{-2}$$

$$B_0 = 1,3499 \cdot 10^{-3}$$

$$B_1 = -6,55 \cdot 10^{-6}$$

Entalpia

A entalpia da solução pode ser representada pela equação (4).

$$h = (A_0 + A_1 X)T + \frac{(B_0 + B_1 X)}{2}T^2 + (D_0 + D_1 X + D_2 X^2 + D_3 X^3) \quad (4)$$

onde:

A_0, A_1, B_0 e B_1 são os mesmos da Eq. (3).

$$D_0 = 162,81$$

$$D_1 = -6,0418$$

$$D_2 = 4,5348.10^{-3}$$

$$D_3 = 1,2053.10^{-3}$$

A equação (4) é válida para $20 \leq T \leq 210$ °C e $40 \leq X \leq 65$ % e para um estado de referência (entalpia zero) (KAITA, 2001; ROCKENFELLER, 1987), como $T = 0$ °C e $X = 50$ % de brometo de lítio na solução.

ASHRAE (1997) propõe ainda uma equação que possibilita o cálculo para uma faixa levemente diferenciada, ou seja, $15 \leq T \leq 165$ °C e $40 \leq X \leq 70$ %, equação (5).

$$h = \sum_0^4 (A_n \cdot X^n) + t \cdot \sum_0^4 (B_n \cdot X^n) + t^2 \cdot \sum_0^4 (C_n \cdot X^n) \quad (5)$$

os coeficientes A_n, B_n e C_n são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Coeficientes para Determinação da Entalpia.

n	A_n	B_n	C_n
0	-2024,33	18,2829	-3,7008214.10 ⁻²
1	163,309	-1,1691757	2,8877666.10 ⁻³
2	-4,88161	3,248041.10 ⁻²	-8,1313015.10 ⁻⁵
3	6,302948.10 ⁻²	-4,034184.10 ⁻⁴	9,9116628.10 ⁻⁷
4	-2,913705.10 ⁻⁴	1,8520569.10 ⁻⁶	-4,4441207.10 ⁻⁹

Entropia

A entropia calculada pela equação (6) possui como estado de referência (entropia zero) as mesmas condições para a determinação da entalpia na equação (5), como também são válidos os mesmos intervalos para a temperatura e concentração de brometo de lítio.

$$s = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_{ij} X^j T^i \quad (6)$$

onde:

B_{ij} – coeficientes apresentados na Tabela 8 (KAITA, 2001).

Tabela 8 – Coeficientes para Determinação da Entropia.

j	B_{0j}	B_{1j}	B_{2j}	B_{3j}
0	$5,1275500 \cdot 10^{-1}$	$-1,3939540 \cdot 10^{-2}$	$2,9241450 \cdot 10^{-5}$	$9,0356970 \cdot 10^{-7}$
1	$1,2267800 \cdot 10^{-2}$	$-9,1568200 \cdot 10^{-5}$	$1,8204530 \cdot 10^{-8}$	$-7,9918060 \cdot 10^{-10}$
2	$-1,3648950 \cdot 10^{-5}$	$1,0689040 \cdot 10^{-7}$	$-1,3811090 \cdot 10^{-9}$	$1,5297840 \cdot 10^{-11}$
3	$1,0215010 \cdot 10^{-8}$	0	0	0

Massa Específica

Murakami (2002) afirma que a massa específica é aproximadamente proporcional à temperatura. O mesmo propõe para o cálculo da massa específica da mistura uma função linear em função da temperatura, equação (7).

$$\rho = A_1 \cdot T + A_2 \quad (7)$$

onde:

$$A_1 = - 0,014396.X + 0,19405$$

$$A_2 = 30,723.X + 51,718$$

para $333 < T \text{ (K)} < 430$ e $65 < X \text{ (\%)} < 70$

2.2.3 *Cristalização*

A natureza de soluções salinas, como o LiBr em solução aquosa, é tal que os sais se precipitam quando a fração mássica de sal excede o limite de solubilidade. Este limite está fortemente ligado à fração mássica e à temperatura e, de maneira mais fraca, à pressão. A nucleação cristalina é um processo suscetível pela presença de pontos já nucleados. Se pontos de nucleação são inexistentes, a supersaturação pode ocorrer onde o conteúdo de sal no líquido é maior que o limite de solubilidade (HEROLD, 1996).

O fenômeno de precipitação de sal na solução aquosa pode ser observada pela preparação de uma solução com 0,70 de fração mássica de LiBr, partindo a mesma de 100 °C e depois resfriando-a à temperatura da sala. A 100 °C, a solução consiste de um líquido homogêneo, mas conforme a solução é resfriada, finos flocos brancos começam a aparecer, tornando-se levemente mais denso que o líquido.

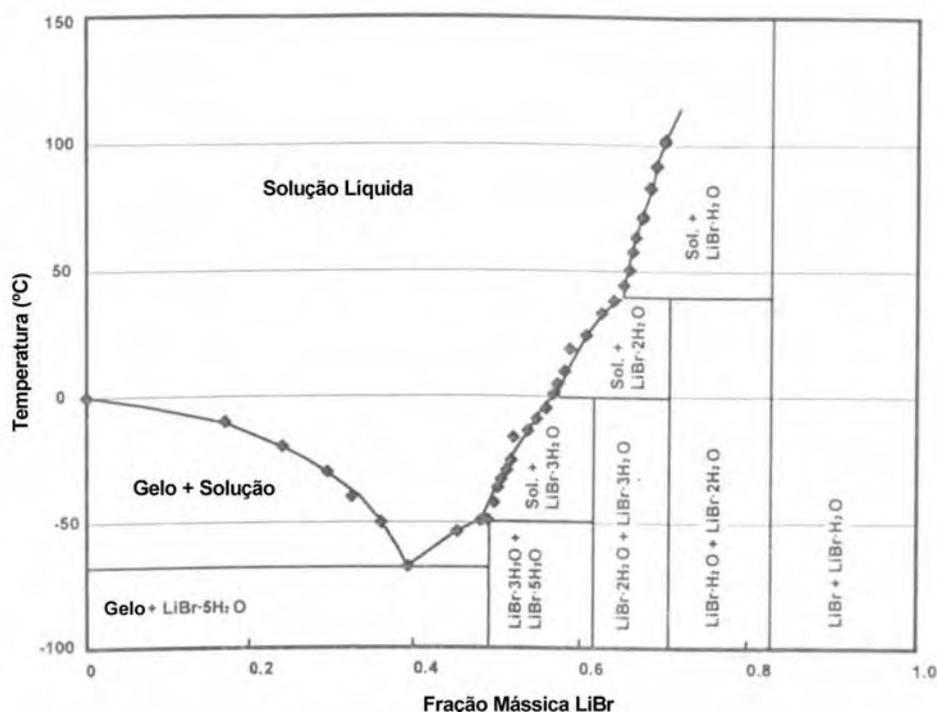
A cristalização pode ocorrer devido aos seguintes fatores (GUEDES, 1999):

- A presença de não condensáveis dentro da máquina;
- Baixa temperatura de condensação devido a problemas no sistema de transferência de calor (torre de resfriamento, trocadores de calor), enviando o refrigerante (água) a temperatura muito baixa para o equipamento;
- Falha no fornecimento de energia, causando a parada de funcionamento da bomba de solução.

A Figura 19 apresenta o diagrama de fase do LiBr aquoso (HEROLD, 1996). O mesmo apresenta a temperatura em função da fração mássica e as várias fronteiras de fase presentes no sistema para um sistema a pressão atmosférica.

Cabe acrescentar que a pressão utilizada na construção no diagrama tem somente um pequeno efeito sobre os resultados de interesse, sendo então estes dados aplicáveis.

Para se evitar a cristalização, ou seja, minimizar a possibilidade de se cruzar as fronteiras de fase, pode-se utilizar vários métodos. O método mais simples utilizado é assegurar uma queda de temperatura suficientemente baixa no resfriamento do absorvedor. Baseado nas propriedades do LiBr aquoso, baixas temperaturas no absorvedor requerem concentrações menores na solução do absorvedor evitando deste modo a fronteira de fase.



Fonte: Herold (1996)

Figura 19 – Diagrama de Fase do LiBr Aquoso.

A característica cristalização do fluido é o principal obstáculo para a produção de uma máquina de absorção refrigerados a ar baseado no LiBr. Eventos de cristalização requerem considerável tempo e empenho para a correção.

Absorvedores refrigerados a ar tendem a trabalhar mais quentes que os refrigerados a água devido às características de transferência de calor que variam com o ambiente externo, particularmente em climas quentes.

Para tentar solucionar este problema, segundo o *Energy Efficiency and Renewable Energy* (EERE, 2006), duas técnicas tem sido usadas para desenvolver uma máquina de absorção LiBr-H₂O refrigerada a ar:

- Mudanças no projeto mecânico como a utilização de trocadores de calor de altíssima eficiência para assegurar o funcionamento dentro de limites de cristalização e;
- Adicionar aditivos para mudar a linha de cristalização para temperaturas maiores para permitir a operação com refrigeração a ar com margens de segurança comercialmente praticáveis utilizando-se de trocadores de calor convencionais.

Seguindo a primeira aproximação, alguns fabricantes asiáticos desenvolveram e ofertam chillers de LiBr-H₂O refrigerados a ar utilizando aproximações mecânicas para um sistema convencional de absorção. Estes produtos, que utilizam trocadores de calor de altíssima eficiência e, em alguns casos, configurações com múltiplos trocadores de calor, são próprios para uso em temperaturas de verão subtropical. No entanto, estes sistemas ainda estão limitados pelos limites de cristalização, não tendo margem de operação segura ou sendo totalmente inadequados para operação comercial em climas mais quentes (EERE, 2006).

Adicionalmente, a utilização de trocadores de altíssima eficiência e os trocadores de calor adicionais acrescentaram um custo significativo por tonelada de capacidade que o sistema convencional, refrigerado a água (EERE, 2006).

Apesar das modificações propostas, é de extrema importância a verificação da concentração do brometo de lítio em cada ponto do sistema e, Em intervalos anuais, fazer uma análise química da solução (GEDES, 1999).

Levando em consideração a segunda aproximação, numerosas tentativas para se achar uma combinação viável de aditivos orgânicos e inorgânicos tem sido documentadas na literatura. Alguns desses aditivos têm provocado uma mudança adequada na cristalização para a operação refrigerada a ar em laboratório. Infelizmente a maioria possui características negativas que efetivamente limitam sua utilização

prática. Os aditivos têm como principal desvantagem a viscosidade elevada em baixas temperaturas, o que reduz a eficiência do absorvedor.

Ao contrário das anteriores, máquinas de absorção operando com LiBr-H₂O refrigeradas a água geralmente podem operar todo o ano sem problemas de climatização (HEROLD, 1996).

No fenômeno de cristalização, apesar de o sólido formado ser úmido, o mesmo é relativamente viscoso. Devido a isso, aumenta-se a temperatura da porção que foi cristalizada até um ponto onde a viscosidade é suficientemente pequena para que a bomba possa recircular a solução. Uma vez recirculada, a solução é facilmente diluída usando a água do evaporador. Por ser necessário evitar a cristalização, fabricantes geralmente incluem controles que tomam ações apropriadas para evitar a condição crítica, reduzindo o calor de entrada no gerador ou redirecionando água líquida do evaporador para o absorvedor e assim diluir a solução.

A Tabela 9 apresenta o limite de temperatura no absorvedor e a concentração da solução forte para se evitar a cristalização para um evaporador trabalhando a 4,5 °C e a 0,876 kPa (ZOGG, 2006).

Tabela 9 – Temperatura do Absorvedor e Limites de Concentração para Evitar a Cristalização.

Tipo de Chiller	Limite de Temperatura	
	Absorvedor (°C)	Concentração da Solução Forte (% peso)
Simples Efeito	Aprox. 54	61 a 64
Duplo Efeito	Aprox. 54	64

A Tabela 10 apresenta alguns tipos de inibidores de cristalização para sistemas de absorção com LiBr e seus desenvolvedores (ZOGG, 2006).

(a) Solução Carrol

O inibidor Carrol[®], da Carrier Corporation (2006) consiste da mistura LiBr-H₂O, etileno glicol (C₂H₆O₂ - CAS: 107-21-1) e *phenylmethylocarbinol* (C₈H₁₀O – CAS:98-85-1). O etileno glicol inibi a cristalização, o *phenylmethylocarbinol* melhora

a transferência de calor e massa. As temperaturas utilizadas em máquinas de duplo efeito são proibitivas ao Carrol, mas o mesmo é estável em temperaturas compatíveis com máquinas de simples efeito (ZOGG, 2006). O novo aditivo para transferência de calor e massa tem essencialmente a mesma eficiência do *2-ethyl-1-hexanol* ($C_8H_{18}O$ - CAS: 104-76-7), aditivo anteriormente utilizado em sistemas convencionais de LiBr (EERE, 2006).

(b) Solvente Hidróxido Metálico

A Energy Concepts desenvolveu um solvente semelhante a um *blend* hidróxido metálico de NaOH, KOH, e CsOH (HEROLD et al, 2006). Este produto não é um aditivo e foi completamente substituído pelo solvente de LiBr. O produto apresenta problemas de corrosão e sua utilização foi interrompida.

Tabela 10 – Inibidores de Cristalização para LiBr.

Desenvolvedores	Descrição	Temperatura de Cristalização para P= 0,8756 kPa (°C)	Dificuldades para Desenvolvimento
Referência	Carrol: LiBr - etileno glicol/água Aditivo: não há	54	-
Carrier Corporation	Carrol: LiBr-ethylene glycol/água. Aditivo: 1-nonaylmine, substituído por phenylmethylcarbinol	60	Não suporta geração em altas temperaturas em ciclos de duplo efeito
Energy Concepts	(NaOH, KOH, CsOH) Água	Abaixo de 63 °C para água resfriada a 7 °C	Corrosão

Tabela 10 – Inibidores de Cristalização para LiBr.

Yazaki	LiBr/LiCl/LiI/LiNO ₃	Aproximadamente 64 °C	Necessita de um novo inibidor de corrosão
Universidade de Utah e GRI	Vários organofosfóricos e ácidos fosfônicos, KIO ₃ , e ácido Uramil-N,N- diacético	Diminui a temperatura de Cristalização para soluções com concentração de 60,54 % e 60,82 % LiBr em peso para acima de 13 °C	Não testado em chillers

(c) Solução LiBr/LiCl/LiI

A Yazaki Corporation (2006) desenvolveu e patenteou uma solução de LiBr/LiCl/LiI para aplicações de condicionamento de ar que aumenta as temperaturas aceitáveis do absorvedor e condensador de cerca de 10 °C e 4 °C respectivamente. A utilização destes inibidores implica na necessidade de novo inibidor de corrosão, que permite que o gerador opere próximo de 175 °C.

(d) Inibidores de Cristalização Orgânicos

Ring et al. (1999 apud ZOGG, 2006), testaram vários inibidores de cristalização apoiados pelo *Gas Research Institute* (agora *Gas Technology Institute*).

Entre os inibidores para o par LiBr-água estão:

- Methylene DiPhosphoric Acid (MDPA);
- Pyrophosphoric Acid (PPA) – (H₄O₇P₂ - CAS: 2466-09-3),
- Amino TriMethylene Phosphonic Acid) (ATMP);
- DiethyleneTriamine PentaMethylene Phosphonic Acid (DTPMP);

– 1-HydroxyEthylidene-1,1-DiPhosphonic Acid (HEDP) – ($C_2H_8O_7P_2$ - CAS: 2809-21-4).

2.2.4 Materiais Compatíveis e Corrosão

Na presença de oxigênio dissolvido, LiBr aquoso é altamente agressivo para muitos metais, incluindo aço carbono e cobre. No entanto, no ambiente hermético dentro de uma máquina de absorção, a presença de oxigênio é mínima, sendo então a corrosão lenta. Na faixa de temperaturas de uma aplicação típica de simples efeito, aço carbono e cobre são os materiais aconselhados. O controle de pH e o uso de inibidores de corrosão são necessários, pois o potencial de oxidação da solução está fortemente ligado ao nível de pH.

A presença de radicais hidroxílicos facilita a formação de óxidos diretamente na superfície sólida (passivação). Ao longo do tempo, a alcalinidade tende a aumentar, formando o gás hidrogênio, sendo preferível então manter o pH próximo do neutro.

O pH pode ser controlado com pequenas adição de HBr (na forma aquosa é conhecido como ácido hidrobromico - CAS: 10035-10-6). Visto que estes componentes já estejam presentes na solução, a adição de HBr não altera as propriedades da solução significativamente.

Inibidores de corrosão fornecem uma redução complementar nas taxas de corrosão. A literatura propõe vários aditivos, dentre os quais o Cromato de Lítio ($CrLi_2O_4$ - CAS: 14307-35-8), o Lítio-Molibdênio (Li_2MoO_4 - CAS: 13568-40-6) e o Nitrato de Lítio ($LiNO_3$ - CAS: 7790-69-4). Estes sais são adicionados à solução de LiBr em aproximadamente 1 % do peso (HEROLD, 1996).

Krueger (1964) recomenda 0,3 % de Cromato de Lítio ($CrLi_2O_4$ - CAS: 14307-35-8) e 0,005 % de Hidróxido de Lítio (HLiO - CAS: 1310-65-2) como concentração ideal para estes inibidores. Para o molibdênio, recomendam 0,1 % de Li_2MoO_4 e 0,2 % de HLiO. Estes últimos reduzem a taxa de corrosão, aparentemente pela reação com a superfície de metal e pela formação relativamente estável de uma camada de

óxido (passivação). O cromato de lítio foi o inibidor de corrosão mais utilizado por anos, mas sua toxicidade para plantas e peixes em eventuais de derramamentos reduziu seu uso. O Lítio-Molibdênio, no entanto, um pouco menos efetivo, tem sido utilizado para incrementar a vida útil da máquina em muitas aplicações.

Há boa compatibilidade do LiBr com componentes de borracha e polímeros. Vedações em instalações de LiBr não são problemas pois produtos como borracha comum são compatíveis.

O couro é fortemente atacado pelo LiBr. Vestuários de couro, inclusive sapatos, não são recomendados nas proximidades de sistemas LiBr devido a velocidade que a solução os destrói.

2.2.5 Vácuo Requerido

A pressão de trabalho típica de uma máquina de absorção com LiBr é sub-atmosférica. As pressões são determinadas pela pressão característica do vapor dos líquidos de trabalho. Como o evaporador e o condensador trabalham essencialmente com água pura, a temperatura de operação destes componentes define a pressão do sistema. Para uma temperatura no evaporador de 5 °C, a pressão de saturação correspondente da água é 0,872 kPa ou aproximadamente 0,009 atm.

A baixa pressão introduz várias mudanças no projeto do equipamento, como componentes maiores devido ao volume específico do vapor, necessidade de vasos de pressão hermeticamente selados, monitoração da geração de gases internos e efeitos hidrostáticos no projeto do evaporador.

O nível de pressão associado à absorção por LiBr não é particularmente baixo, no entanto, a tecnologia de detecção de vazamentos é alta, pois os mesmos, se ocorrerem, tem como sentido o interior da unidade selada, ao contrário de sistemas de refrigeração por compressão de vapor (HEROLD, 1996).

2.2.6 Controle Operacional do Sistema

Estando a carga térmica estável e dentro de parâmetros aceitáveis, o sistema de refrigeração atua de forma as condições do ambiente controlado permaneçam constantes, próximo de um regime permanente.

Ocorrendo variação na carga térmica ocorre também uma variação na resposta do sistema de refrigeração. Se a variação é positiva, ou seja, se a carga é incrementada o sistema atua de forma que as condições ambientais retornem ao padrão especificado. Se ao contrário, a variação é negativa, o sistema deve entrar em stand by, para evitar que as condições de temperatura sejam modificadas.

O controle de capacidade reflete então diretamente no evaporador. Sem um controle adequado, a temperatura do refrigerante pós-evaporador decresce, forçando uma queda de pressão no lado de baixa pressão da unidade de absorção.

Para evitar o problema, utiliza-se basicamente de três métodos:

Redução da vazão na bomba de solução, obrigando também a redução da taxa de calor ao gerador. Caso não haja uma redução proporcional da energia fornecida do gerador, a solução poderá ultrapassar o limite de cristalização.

Redução da temperatura do gerador, reduzindo da taxa de transferência de calor ao gerador. No caso, reduz-se a vazão de gases quentes pelo gerador, provocando uma redução da produção de vapor de água, reduzindo a vazão de refrigerante no ciclo.

Aumento da temperatura de condensação. Esse método implica na necessidade de um sistema que controle a vazão de fluido externo (ar, água). Diminuindo a transferência de calor do condensador, ocorrerá uma diminuição na condensação de vapor reduzindo-se assim a vazão de refrigerante. Este método, apesar de ser uma opção, não deve ser utilizado, pois os componentes chamados motores (gerador e bomba) continuam trabalhando em regime nominal.

CAPÍTULO 3 CARGA TÉRMICA

3.1 Estado da Arte

A preocupação com o conforto térmico nos veículos automotores não é novidade. Países onde o inverno é rigoroso um sistema de aquecimento eficiente não é um opcional, mas sim um elemento de série na produção. Em localidades onde as temperaturas ambientes são normalmente elevadas, o sistema de condicionamento de ar deixou de ser um acessório.

Com o advento dos automóveis movidos a motor de combustão interna o ser humano ganhou um meio de transporte independente da tração animal e a sensação de poder atrás do volante. O conforto nos primeiros veículos não era a principal necessidade, mas sim o status de possuir um. Até o ano de 1908, os mesmos não eram utilizados durante os meses de frio e chuvas, por não possuírem proteção aos seus passageiros. Os poucos que necessitavam se deslocar se utilizavam de “aventais de tempestade”, capas protetoras semelhantes ao pala ou manto cumprido para proteção contra o frio e a chuva (HC, 2006).

Neste ano foi lançado nos Estados Unidos o primeiro veículo fechado, mas ainda sem qualquer sistema de condicionamento de ar. Seus felizes proprietários usavam da improvisação para poder conseguir algum conforto interno. A utilização de pedras pré-aquecidas no assoalho dos veículos era a solução adotada por muitos. Uma outra forma era a utilização da energia dos gases de exaustão para o aquecimento dos assentos internos, o que causou o falecimento de muitas pessoas por intoxicação (HC, 2006).

Em 1910 o primeiro aquecedor automotivo foi introduzido como um acessório, o mesmo consistia em um pequeno aquecedor que queimava carvão ou carvão-vegetal para aquecer os passageiros continuamente (SSAW, 2008).

Em 1926 foram lançados automóveis com trocadores de calor com água quente do sistema de arrefecimento do motor, solucionando o sério problema de aquecimento. Em 1931, a *Lincoln Automobiles* introduziu o primeiro aquecedor moderno, que

utilizava a água do arrefecimento, mas insuflava o ar com um ventilador elétrico onde volume e direção eram controlados por abas (SSAW, 2008).

Em 1934, a *Ford Motor Company* introduziu um aquecedor que utilizava os gases da combustão para aquecer um fluido secundário. Este fluido era então utilizado para aquecimento do ar a ser insuflado.

Em 1937 a *Nash Automobile* apresentou um modelo de condicionador de ar que filtrava o ar externo antes de aquecê-lo e insuflá-lo no interior do veículo. Mas até os anos 50/60 seu sistema permanecia item de luxo, muito oneroso para a maioria dos indivíduos, apenas na década de 70 o sistema tornou-se item de série nos veículos, solucionando o desconforto dos invernos rígidos (HC, 2006).

Até a década de 30, enquanto sistemas de aquecimento eram desenvolvidos, sistemas de refrigeração de ar para amenisar o calor dos verões ainda não tinham sido criados. Alguns fabricantes instalaram em seus veículos respiradouros, que desviavam o ar externo para dentro. Os mesmos não foram aprovados, por trazerem muita poeira para o interior do veículo. A melhor maneira de se suportar o calor no interior dos veículos ainda era andar com as janelas abertas, dificultando muito o trânsito em épocas chuvosas.

Em 1930 o milionário John Herald Jr. pagou à *Kelvinator* para instalar um sistema de refrigeração em seu Cadillac. O equipamento era tal volume que era instalado no porta-malas (HC, 2006).

Em 1935, Frederick McKinley Jones produz um sistema de refrigeração automático para caminhões rodoviários. O sistema foi depois adaptado para uma variedade de outros veículos comuns, incluindo barcos e vagões de trens (SSAW, 2008).

Em 14 de novembro de 1939, a *Packard Automobiles* introduziu no mercado o primeiro veículo de série com condicionamento de ar utilizando o gás *Freon 12*. O sistema era eficiente, mas havia o inconveniente de no inverno o usuário ter a obrigação de retirar as correias do compressor (SSAW, 2008).

Em 1941 a *Cadillac Automobiles* não querendo ser ultrapassada pela *Packard* lança um sistema semelhante em seus veículos como opcional (SSAW, 2008). Ambos os sistemas eram excessivamente caros, não incorporando um compressor e tomando

muito espaço. Durante aproximadamente quinze anos os veículos teriam seu porta-malas repartido com este sistema de refrigeração.

Apenas em 1954 a Pontiac lançou o primeiro sistema de refrigeração sob o capô do veículo no *Star Chief* como um opcional. Ainda em 1954, *Nash Automobile* junto com a *Kelvinator* produziram a “Nash-Kelvinator Weather Eye”, o primeiro ar condicionado para venda em massa, totalmente instalado sob o capô (SSAW, 2008). O sistema, após muitas melhorias, ainda é a base dos atuais condicionadores de ar veiculares (HC, 2006)

Após o desenvolvimento do sistema de condicionamento de ar, o conforto térmico tornou-se uma necessidade, conseqüentemente, o cálculo da carga térmica resultante de fontes internas e externas surgiu como uma ferramenta para a otimização do sistema de condicionamento de ar.

Para efeito de esclarecimento, a American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioning - ASHRAE (1997) faz uma distinção entre carga térmica e ganho de calor. A carga térmica é definida como sendo a taxa de calor que deve ser removida de um determinado local para se manter a temperatura do ar interior em um valor constante. O ganho de calor é definido como sendo a taxa instantânea em que o calor é transferido para um ambiente ou gerado internamente.

A distinção é feita porque nem todo calor transferido para um ambiente passa imediatamente para o ar, sendo uma parte absorvida pelas paredes, assoalho, móveis e, depois de um intervalo de tempo, é liberada como carga térmica para o ar interior.

Esse atraso na liberação da carga térmica depende basicamente da inércia térmica das paredes e do assoalho do ambiente. A ASHRAE (1997) apresenta diversos atrasos entre os picos de carga térmica e os picos de ganho de calor para diversas estruturas.

Este trabalho, baseado nas informações citadas acima, assumirá como hipótese que praticamente não há atraso entre os picos de ganho de calor e de carga térmica, não fazendo assim distinção entre os termos.

A primeira seleção dos elementos do sistema de refrigeração, seus testes e resultados foram apresentados e analisados por Coulson em 1966. O mesmo fez uma comparação entre a eficiência destes equipamentos quando instalados em bancadas e

depois em veículos, mas é pouco conciso no que tange a carga térmica utilizada para os cálculos.

André Gac (1968 apud STANCATO, 1992) apresenta a importância das trocas térmicas por radiação na determinação das temperaturas opacas externas dos veículos. Com essa informação determinou parte do ganho devido à condução através das paredes. Apresenta também os testes destes sistemas, bem como seus resultados quando instalados em bancadas e em veículos. O mesmo sugere como se promover uma boa circulação de ar interno na cabine e faz uma discussão sobre vantagens e desvantagens de sistemas de controles de aquecimento e refrigeração.

Hosler (1992 apud STANCATO, 1992) demonstrou em 1973 os conceitos básicos para se determinar os limites aceitáveis do ambiente de uma cabine com relação às temperaturas internas. Apresenta a carta de conforto da ASHRAE e sugestões de locais de medição da temperatura do ar e o cálculo de carga térmica segundo metodologia também da ASHRAE.

Lemke (1975 apud STANCATO, 1992) apresentou um teste com um ônibus para a avaliação do sistema de condicionamento de ar, juntamente com valores para diversas cargas térmicas e os critérios utilizados para calculá-las.

Ruth (1975 apud STANCATO, 1992) analisou e apresentou cálculos de ganho para automóveis. O mesmo apresenta um modelo matemático de simulação de ganhos de calor, a carga térmica é calculada de acordo com o método das fendas da ASHRAE, chegando a valores da ordem de 1,0 a 1,5 TR, dependendo da classe de veículo.

O cálculo da carga térmica de refrigeração e de aquecimento para uma cabine de um caminhão simples é apresentado por Johnson (1982), que comenta a evolução dos sistemas de climatização de cabines de caminhões. Utilizando condição de conforto de 24 °C e temperatura externa de 43 °C, apresenta resultados de cálculos de carga térmica para um caminhão de cabine simples. Johnson (1982) assumiu duas condições distintas, uma com a renovação do ar interno e outra com apenas a recirculação do ar interno pelo sistema, Tabela 11 (JOHNSON, 1982).

Tabela 11 – Resultados de Carga Térmica para Cabine de Caminhão, Cabine Simples.

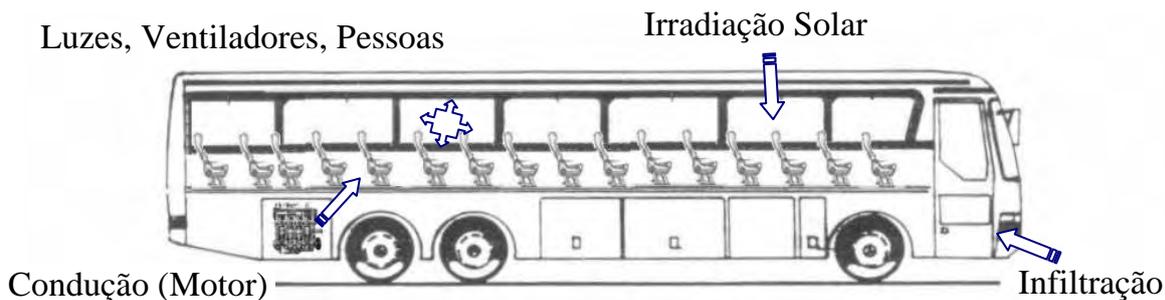
Fonte	Com Renovação (kW)	Com Recirculação (kW)
Condução	1,014	1,014
Radiação solar	1,810	1,810
Ar externo	2,160	-
Infiltração	-	0,288
Outros	0,412	0,412
Total	5,396	3,524

Em 1986, Chiou (1992) apresenta um método numérico para a determinação das temperaturas ambiente interiores de veículos com ventiladores movidos à energia solar, necessitando para isso a calcular o ganho de calor da cabine.

Stancato (1992), em sua dissertação de mestrado, apresenta dados sobre fontes térmicas em cabines de veículos automotivos. O mesmo especifica de maneira clara a carga térmica em veículos automotores.

Segundo o mesmo, a carga térmica total de um veículo pode ser especificada como a soma das cargas térmicas geradas por (Figura 20):

- Condução de calor através de paredes e vidros;
- De irradiação solar pelos vidros;
- Condução através do compartimento do motor;
- Pessoas;
- Admissão de ar externo (higienização);
- Infiltrações e
- Motores, ventiladores e luzes internas.



Fonte: Stancato (1992)

Figura 20 – Cargas Térmicas que agem no Ônibus.

O mesmo Stancato (1992) afirma que a carga térmica gerada pelas infiltrações pôde ser desprezada, pois, ao se colocar o sistema de ventilação em funcionamento com uma renovação de ar constante, cria-se uma pressão positiva no interior do veículo, impossibilitando que as mesmas ocorram. Assim, para o cálculo da carga interna do veículo as fontes internas e a renovação de ar podem alcançar os mais altos valores, devendo ser alvo de uma maior atenção.

Martinho, Silva e Ramos (2004), estudam o conforto térmico na cabine de um veículo de passeio com dimensões e geometria de um veículo multi-uso (MPV). Estes calcularam o índice de temperatura equivalente utilizando dois métodos, para todo o corpo e para segmentos do corpo.

Verificou que o conforto térmico não depende somente da velocidade e temperatura do ar na cabine, mas também da topologia ou da forma com que o ar é distribuído, influenciado principalmente pela geometria do corpo do passageiro. Seus resultados demonstram que a carga térmica utilizada em cálculos de sistemas de refrigeração deve levar em consideração o conforto do passageiro pela correta distribuição do ar na cabine.

Tribess (2004) cita que a carga térmica em cabines de caminhões é equivalente a 5,40kW e Itao (2005) apresenta uma simulação de carga térmica para veículos de passeio, chegando a 5,68 kW.

Santos e Tribes (2006), em ensaio em túnel de vento calcularam os ganhos de calor e a carga térmica do equipamento para um veículo automotivo de passeio.

Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 12 e Tabela 13, (SANTOS; TRIBESS, 2006).

Tabela 12 – Ganhos de Calor para Ensaio em Túnel de Vento para um Veículo Compacto.

Fonte de ganho de calor (kW)	50 (km/h)	100 (km/h)	M. Lenta
Condução paredes e vidros	0,7172	0,7342	0,7684
Condução motor	0,1077	0,1077	0,1077
Radiação solar	0,5246	0,5246	0,5246
Ventiladores	0,2560	0,2560	0,2560
Infiltração	0,7572	0,8643	0,0000
TOTAL	2,3627	2,4869	1,6568

Tabela 13 – Carga Térmica do Equipamento.

Condições ambientais	50 (km/h)	100 (km/h)	M. Lenta
Temperatura interna (°C)	28,7	23,9	34,3
Umidade relativa interna (%)	42	47	47
Temperatura de descarga (°C)	11,5	9,3	21,5
Ponto de orvalho (°C)	14,5	11,9	21,4
Vazão volumétrica de ar (m ³ /s)	0,12	0,12	0,12
Carga térmica (kW)	4,3	3,7	3,5

Os ensaios foram realizados nas seguintes condições:

- Temperatura ambiente: 43 °C
- Umidade relativa: 40 %
- Incidência solar: 1,0 kW/m²
- Velocidades: 50 km/h, 100 km/h e em marcha lenta
- Ar-condicionado em frio máximo e ventilação máxima
- Sem renovação de ar
- Ventilação frontal

3.2 Descrição das Cargas Térmicas

Como já mencionado, a carga térmica total é o resultado da soma de várias cargas menores. Para uma melhor compreensão do problema, um resumo de cada carga térmica e sua respectiva importância é apresentado abaixo.

Condução Através de Paredes e Vidros

A carga térmica por condução pode ser subdividida em duas partes: paredes externas/vidros e assoalho/compartimento do motor.

Definem-se como paredes externas e vidros as superfícies expostas ou sujeitas à radiação solar e que tenham contato com o ambiente interno, em estudo.

O assoalho e as paredes internas do compartimento do motor, apesar de não receberem radiação solar, transferem calor por condução entrando no cálculo da carga térmica.

O Brasil, devido suas características geográficas, possui elevado número de dias de Sol. Como uma das variáveis para o cálculo da energia transferida por condução é a temperatura externa, a área e o tempo de exposição das superfícies expostas ao Sol são de grande importância. Esta temperatura, chamada de Temperatura Superficial Externa, é calculada em função do balanço térmico na superfície conforme Figura 21 (Stancato, 1992).

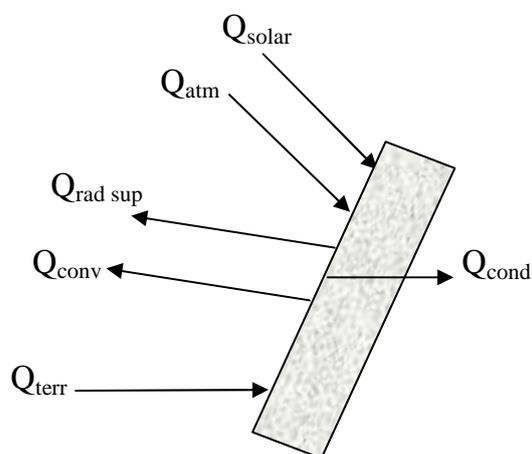


Figura 21 – Balanço Térmico para Cálculo da TSE.

onde:

Q_{solar} = radiação solar total absorvida;

Q_{atm} = radiação atmosférica absorvida;

Q_{terr} = radiação absorvida provinda da terra;

Q_{cond} = condução através da parede ou vidro;

Q_{conv} = convecção com ar externo;

$Q_{\text{rad sup}}$ = radiação da superfície emitida.

Sendo que, para este balanço, as seguintes hipóteses foram assumidas:

- Regime permanente, ou seja, temperaturas em equilíbrio;
- Condução unidimensional através de paredes e vidros, em sua direção normal;
- As superfícies internas comportam-se como corpos cinzentos difusos, sendo desconsideradas as trocas de calor por radiação entre as mesmas.
- Convecção externa modelada como superfícies planas isotérmicas inclinadas ou não ao escoamento.

Radiação Solar Através das Janelas

Todo veículo automotor possui, por motivos óbvios, uma área envidraçada. Esta área, que pode possuir dimensões e configurações diversas segundo necessidade ou design, possibilita um ganho de calor considerável. Vidros, mesmo com aplicação de película protetora, permitem que a radiação solar se adentre no ambiente interno com maior ou menor intensidade, aquecendo painéis plásticos, tecidos e assoalho, tornando-se então uma carga térmica.

As películas utilizadas para controle solar são constituídas de filmes poliméricos. São normalmente aplicadas sobre o vidro já instalado, a fim de se alterar o comportamento óptico do mesmo. Borges (2004) apresenta como benefícios gerais do uso destas películas:

- A redução/controle do ganho de calor solar e redução da perda de calor radiante nos períodos frios (alteração da transmissão na faixa do infravermelho próximo e médio);
- A redução do desbotamento (redução da transmissão na faixa ultravioleta);

- A privacidade e redução do ofuscamento (redução da transmissão na faixa visível) e
- A resistência à fragmentação.

As películas não-refletivas ao absorverem na faixa espectral visível, reduzem a admissão de luz natural para o ambiente interno. Ao absorver a radiação infravermelha, as películas terão sua temperatura superficial aumentada. Este aumento de temperatura causará um ganho de calor indireto (por condução e por reirradiação da energia absorvida) a ser considerado no projeto de conforto térmico do ambiente interno.

A Tabela 14 apresenta uma comparação da transmissão, reflexão e absorção da radiação solar visível para vidro comercial de 4 mm de espessura e para diversos arranjos vidro+películas de controle solar Insulfim com incidência pelo lado do vidro (BORGES, 2004).

Para as películas não-refletivas, os números presentes nos seus códigos correspondem aos seus percentuais de transmissão na faixa do visível. Assim, por exemplo, a película Gray20SRC deve transmitir 20 % da radiação visível.

Tabela 14 – Comparação da Transmissão, Reflexão e Absorção da Radiação Solar Visível.

	Transmissão (%)	Reflexão (%)	Absorção (%)
Vidro 4mm	83	7	10
Azul35SRC	36	6	58
Azul60SRC	53	6	41
Gray20SRC	22	5	73
PrataII	17	38	45

Ocupantes

Cada pessoa fornece ao ambiente em estudo cerca de 103 W, devido ao seu metabolismo.

O metabolismo refere-se ao processo dos organismos vivos por onde substâncias são transformadas nos tecidos com uma mudança no gasto energético USP

(2007). A quantia total de calor metabólico produzido depende do ambiente externo e também da dieta, tamanho corporal, idade e nível de atividade destes. A produção de calor metabólico pode ser dividida em duas componentes: (a) taxa de metabolismo basal, a qual depende do tamanho, cobertura superficial e idade e (b) calor produzido pela atividade muscular.

O valor exposto considera um metabolismo médio para um ocupante sentado e em descanso (CARRIER, 1992). O motorista, segundo Stancato (1992), tem um ganho de calor de 375 W, para atividade de condução de veículo pesado.

Luzes e Ventiladores

Inicialmente comenta-se sobre o sistema de iluminação, que pode ser dividido em iluminação geral e de leitura. Mas, uma característica singular neste sistema é o período no qual o mesmo está sendo utilizado, ou seja, situações onde a iluminação proveniente do Sol não é suficiente e/ou é inexistente.

Esta dinâmica implica que a carga térmica proveniente da radiação solar é mínima ou nula, desonerando o sistema de refrigeração de uma grande carga térmica.

Mas, para o cálculo da carga térmica do sistema de iluminação é normalmente calculada a soma das potências das lâmpadas internas, independentemente da probabilidade de sua utilização. Como atualmente a maioria dos veículos possui lâmpadas fluorescentes para iluminação geral e incandescentes para leitura, há a necessidade de se utilizar um fator corretivo devido aos reatores.

A energia elétrica numa lâmpada incandescente comum é convertida em 10 % em radiação visível, 80 % em radiação térmica e 10 % no ganho convectivo, mas em uma lâmpada fluorescente, a energia elétrica é convertida em 20 % em radiação visível, 20 % em radiação térmica e 60 % no ganho convectivo (BORGES, 2004).

Em um contexto geral, a carga térmica gerada pelo sistema de iluminação interna é pequena, pode ser menosprezada devido às características singulares de sua utilização.

Para o cálculo do ganho de calor provocado pelos ventiladores e seus respectivos motores elétricos, deve-se fazer uma seleção dos que estão posicionados no espaço interno ou do fluxo do ar condicionado.

Para o caso dos motores dentro do ambiente em estudo, utiliza-se para o cálculo da carga térmica a divisão da potência de placa do motor pela sua eficiência energética, ajustando-se unidades. Para os demais motores, utiliza-se tão somente a potência da placa do motor.

Admissão de Ar Externo (Higienização)

A ventilação é muitas vezes definida como o movimento do ar dentro do ambiente de estudo ou a introdução de ar externo para dentro do ambiente. Ventilação é, realmente, é uma combinação de processos que resultam não só no fornecimento de ar externo, mas também na retirada do ar viciado de dentro do ambiente interno. Estes processos envolvem normalmente a entrada de ar externo, condicionamento e mistura do ar e a exaustão de alguma parcela do ar interno.

A qualidade do ar interno pode deteriorar quando uma ou mais partes desse processo forem inadequadas. O acúmulo de dióxido de carbono, caso quantidades insuficientes de ar forem introduzidas e misturadas dentro do mesmo pode provocar efeitos adversos à saúde, como dor de cabeça, mal estar, tontura e até problemas de pele (EPA, 2003).

A taxa na qual o ar externo é introduzido no ambiente interno é especificada por normas ASHRAE. Ela é baseada na necessidade de controle dos odores e dos níveis de CO₂. O dióxido de carbono é um componente do ar externo, mas ele pode ser produzido internamente e seu excesso, sua acumulação interna, pode indicar uma ventilação inadequada (EPA, 2003).

Condução Através do Compartimento do Motor

O motor, por sua dinâmica de funcionamento trabalha em elevadas temperaturas, característica própria devido à combustão interna. Por necessidade e estética, o mesmo é instalado em um compartimento relativamente isolado.

O isolamento utilizado visa à diminuição de transmissão de ruído e calor para o ambiente interno. O ganho de calor ocorre por condução, apesar de ser pequeno em relação às demais cargas.

Em alguns modelos de ônibus pode-se sentir uma diferença na temperatura da parede quando esta faz fronteira com o compartimento do motor.

3.3 Condições Adotadas no Trabalho

Este trabalho considera a carga térmica calculada por Stancato (1992) para um ônibus rodoviário monobloco (Figura 22) como a carga térmica a ser retirada pelo sistema de refrigeração em estudo, adotando as condições externas explicitadas abaixo.

A Tabela 15 foi obtida por Stancato considerando-se uma admissão de ar externo de $2,5 \cdot 10^{-3}$ m³/s por pessoa, para 52 pessoas em repouso (ASHRAE, 1997), totalizando 477 m³/h, e com as seguintes condições externas:

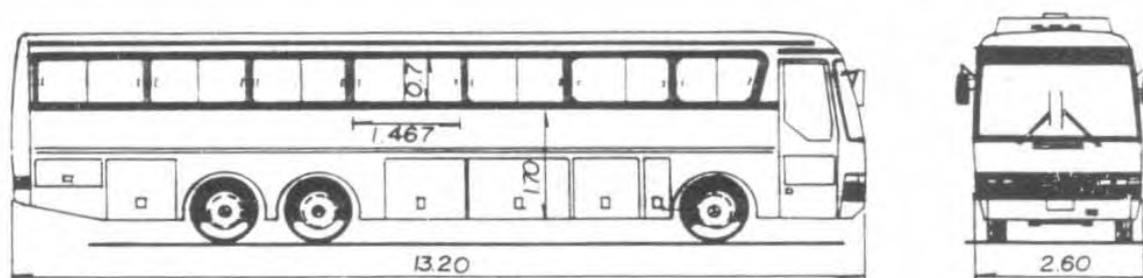
- Temperatura Externa de Bulbo Seco/Bulbo Úmido: 30 °C / 25 °C
- Temperatura Interna de Bulbo Seco/Umidade Relativa: 25 °C / 60 %
- Temperatura do asfalto: 39 °C
- Velocidade do veículo: 0 m/s
- Local: Recife (Latitude 8,04° S, Longitude 34,08° O)

Tabela 15 – Resultados de Simulação de Carga Térmica em Ônibus.

Fonte de carga térmica	Admissão		Percentual
	(kW)	(BTU/h)	(%)
Condução através de paredes	2,296	7.841	12
Condução através de vidros	0,755	2.579	4
Condução através do compartimento do motor	0,054	184	1
Radiação solar	5,244	17.909	28
Pessoas	5,575	19.040	29
Admissão de ar externo	4,147	14.163	22
Motores de ventilação	0,720	2.459	4
Total	18,791	64.175	100

Principais dados do ônibus (Figura 22):

- Fabricante: Mercedes-Benz do Brasil
- Modelo 0371-RSD
- Largura: 2,60 m
- Altura: 1,70 m (do assoalho do bagageiro até a base das janelas)
- Comprimento Total: 13,2 m
- Comprimento das Janelas Laterais: 1,467 m
- Altura das Janelas Laterais: 0,7 m



Fonte: Stancato (1992)

Figura 22 – Principais Medidas do Ônibus Modelo 0371-RSD.

Com exceção do assoalho da cabine e do veículo, todas as paredes são compostas por chapa de aço, isolante termo-acústico e revestimento interno. As chapas variam de 1 a 2 mm de espessura e o revestimento é construído de Duraplac (5mm) ou plástico (Stancato, 1992).

A Tabela 16 apresenta os principais materiais componentes das paredes e assoalho.

Tabela 16 – Composição das Superfícies do Ônibus.

Superfícies	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

3.4 Benchmark

A Tabela 17 apresenta a capacidade de equipamentos de refrigeração por compressão de vapor utilizados no condicionamento de ônibus de porte semelhante ao estudado.

Tabela 17 – Capacidades Térmicas de Equipamentos de Ar-Condicionado para Ônibus.

Fabricante	Modelo	Capacidade Térmica	
		(kW)	(BTU/h)
Carrier	AC 343 III	27,8	95.000
Climabuss	A30P	32,8	112.000
ThermoKing	LRT-SP	36,6	125.000
Spheros	Aerosphere 300 Tropical	35,0	120.000

A ThermoKing (2007) especifica seu equipamento para ônibus rodoviários para as seguintes condições:

- Temperatura de bulbo seco externa: 35 °C;
- Temperatura de bulbo seco interna: 27 °C;
- Temperatura de bulbo úmido externa: 19 °C;

- Vazão máxima no evaporador: 5.440 m³/h
- Vazão média no evaporador: 2.330 m³/h

A Carrier Transicold (2007) apresenta o sistema para as seguintes condições:

- Vazão no evaporador: 4.200 m³/h
- Taxa de renovação de ar: 0 - 20 % (0 – 840 m³/h)

A Climabuss (2007) apenas especifica seu equipamento apenas pelo número de pessoas. O modelo utilizado para comparação foi dimensionado para 60 pessoas.

A Spheros (2008) apresenta seu sistema para as seguintes condições:

- Vazão no evaporador: 6.300 m³/h
- Compressor/Capacidade: Bitzer 4PFCY/558 cm³

Tomando como referência produtos que cumprem semelhante função, benchmark, verifica-se que o cálculo feito por Stancato está abaixo do normalmente vendido no mercado brasileiro.

Questionando-se o setor de engenharia de um fabricante, o mesmo alega que, por ser seu produto exportado para diversos países, o cálculo não se ateu às condições ambientais brasileiras.

Realizando cálculo segundo ASHRAE, Apêndice A, obtêm-se carga térmica de 19,78 kW, aproximando-se da calculada por Stancato (1992).

CAPÍTULO 4 MODELAGEM TERMODINÂMICA

4.1 Balanço de Energia do Motor de Combustão Interna

Faz-se abaixo o balanço de energia de motores de combustão interna, ciclo Otto e ciclo Diesel.

4.1.1 Motor Otto

Heywood (1988), afirma que o balanço térmico de motores de combustão interna (MCI) apresenta como resultado uma perda de energia da ordem de 20 a 35 % pelos gases de combustão e 16 a 35 % pela água de arrefecimento conforme ciclo seguido (diesel ou otto). A Tabela 18 apresenta o balanço de energia proposto por Heywood (1988) para motores automotivos trabalhando a máxima potência. A Figura 23 apresenta o diagrama de Sankey para um MCI, ciclo Otto genérico.

Tabela 18 – Percentual do Poder Calorífico do Combustível para Motores Automotivos a Máxima Potência.

	P_e (%)	\dot{Q}_{ref} (%)	\dot{Q}_{misc} (%)	$\dot{H}_{e,ci}$ (%)	\dot{Q}_{comb} (%)
Motor Otto	25 - 28	17 - 26	3 - 10	2 - 5	34 - 45
Motor Diesel	34 - 38	16 - 35	2 - 6	1 - 2	22 - 35

Onde:

P_e - Potência de Eixo

\dot{Q}_{ref} - Energia Calorífica de Refrigeração

\dot{Q}_{misc} - Energia Calorífica Rejeitada pelo óleo

$\dot{H}_{e,ci}$ - Perda de Calor devido à combustão Incompleta

\dot{Q}_{comb} - Energia da Combustão ($\dot{m}_{comb} \cdot PCI$)

O diagrama proposto por Heywood (1988) indica que a energia provinda da combustão (\dot{Q}_{comb}) pode ser dividida de imediato em potência indicada (P_{ind}), fluxo de energia contida nos gases de exaustão (\dot{E}_e) e calor transferido pelas paredes (\dot{Q}_{par}).

A potência indicada (P_{ind}) é a soma da potência de eixo (P_e) e a potência de atrito total (P_{Atot}). O primeiro termo desta soma é sempre positivo e deseja-se majorá-lo sempre. Enquanto o segundo termo é sempre negativo, retirando energia/potência do sistema, este deve ser sempre o menor possível.

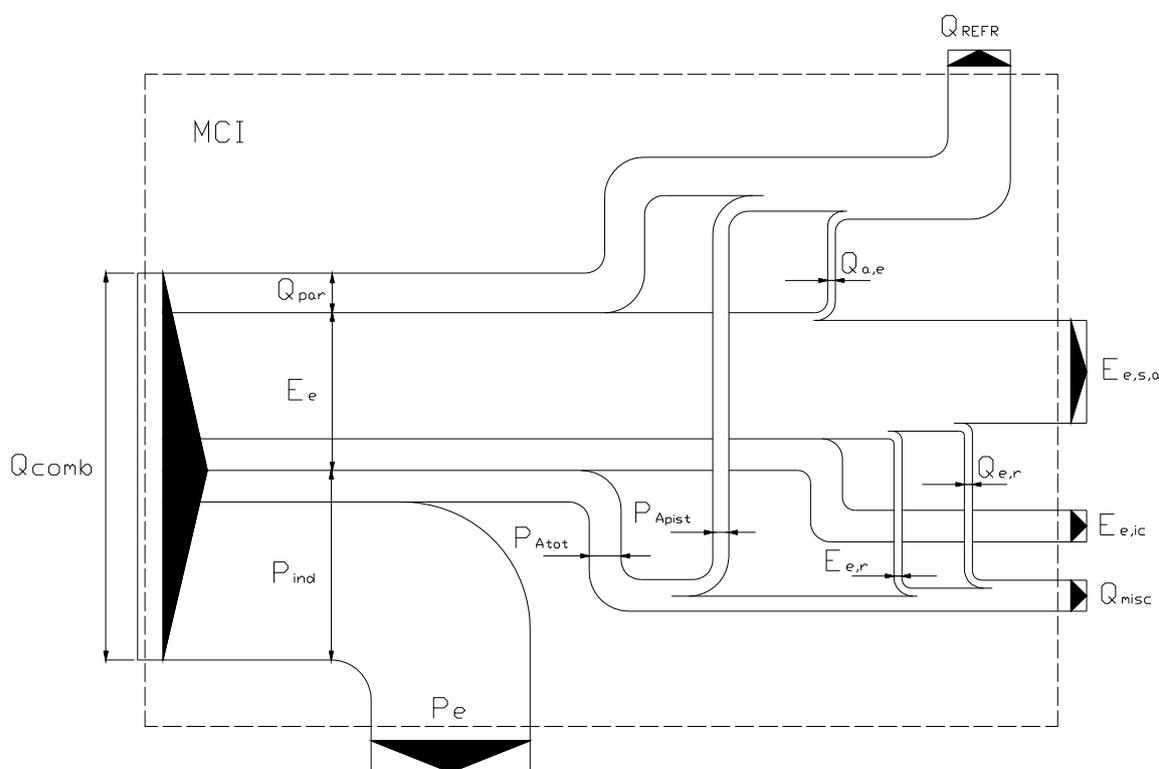


Figura 23 – Diagrama de Sankey para um Motor a Combustão Interna.

Da potência de atrito total (P_{Atot}) pode-se ainda separar a potência de atrito dos pistões (P_{Apist}). Esta é retirada pelo sistema de resfriamento do MCI.

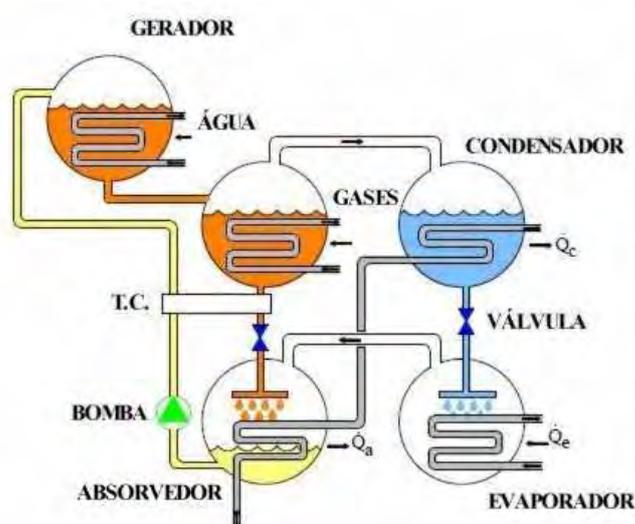
O fluxo de energia contida nos gases de exaustão (\dot{E}_e) por sua vez é subdividida em fluxo de energia sensível para a atmosfera ($\dot{E}_{e,s,a}$), fluxo de energia por combustão incompleta ($\dot{E}_{e,ic}$), fluxo de calor para o líquido de arrefecimento

($\dot{Q}_{a,e}$), perda de calor por radiação do sistema de exaustão ($\dot{Q}_{e,r}$) e perda de calor por radiação do sistema de exaustão ($\dot{E}_{e,r}$).

Santos e Arroyo (2000) realizou ensaios em um MCI, de 4 cilindros e 4 tempos, alimentado a álcool etílico utilizando um dinamômetro de corrente Foucault, marca Schenk, tipo W70 e um motor de 4 cilindros, 1,6 litros à álcool, OHC.

O freio a corrente de Foucault é constituído por dois discos de função girando na frente das extremidades de potentes eletroímãs. Estes últimos são solidários a uma estrutura móvel cujo deslocamento é controlado por um dispositivo de mola. O motor aciona os dois discos, excitando os eletroímãs e obtendo-se um fluxo magnético fixo, que cria nos discos de rotação correntes elétricas (correntes de Foucault). A reação destas correntes tem por efeito frear a rotação dos discos, provocando uma tração nos eletroímãs. Variando a importância da excitação, varia-se a eficácia da frenagem.

O modelo proposto por Santos e Arroyo (2000) utiliza um gerador dividido em 02 estágios separados, Figura 24. O primeiro estágio utiliza a água de arrefecimento do MCI para pré-aquecer a mistura de LiBr-H₂O. No segundo estágio os gases de exaustão cedem a energia necessária à solução para o funcionamento do sistema.



Fonte: SANTOS e ARROYO (2000)

Figura 24 – Esquema do Sistema de Refrigeração.

A Figura 25 apresenta o consumo medido de combustível (etanol) para 30 %, 50 % e 100 % de carga (SANTOS e ARROYO, 2000). Da mesma forma, a Figura 26 apresenta a temperatura dos gases de exaustão e a Figura 27 a potência de eixo do MCI testado.

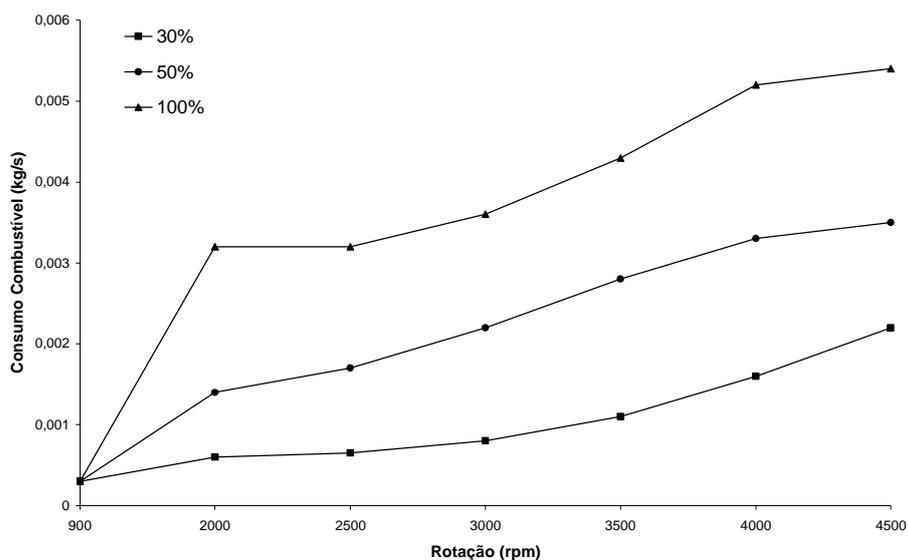


Figura 25 – Consumo Medido de Combustível.

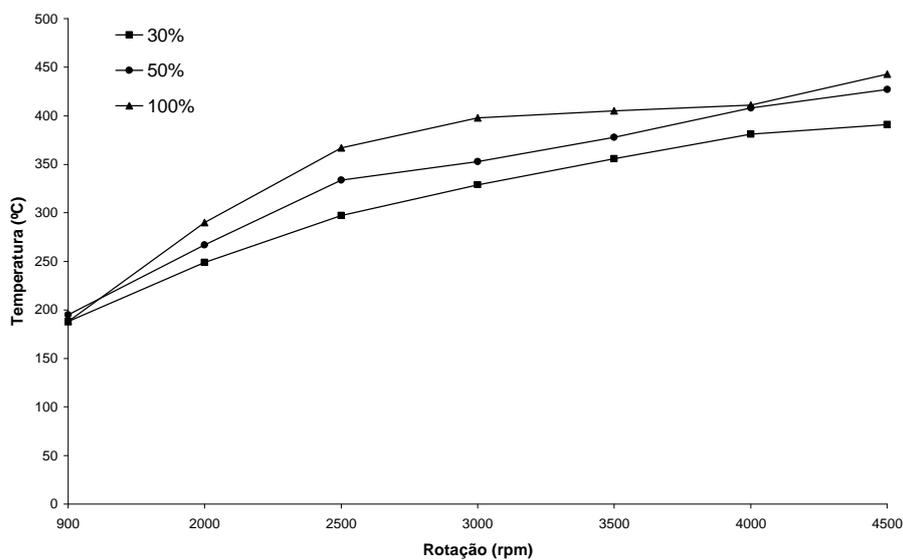


Figura 26 – Temperatura dos Gases de Exaustão.

Com base nos resultados obtidos, Santos e Arroyo (2000) obteve a potência de eixo para as cargas ensaiadas, Figura 27.

Conforme os mesmos, o balanço térmico é utilizado para se avaliar a distribuição de energia do MCI, equação (1)

$$\dot{E}_{ar/c} + \dot{m}_{\acute{a}gua} h_{a,e} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} + P_e + \dot{E}_{gases} + \dot{m}_{\acute{a}gua} h_{a,s} \quad (8)$$

A vazão mássica de ar, a energia transferida aos gases de exaustão e a energia transferida à água de arrefecimento podem ser determinadas pelas equações (9), (10) e (11).

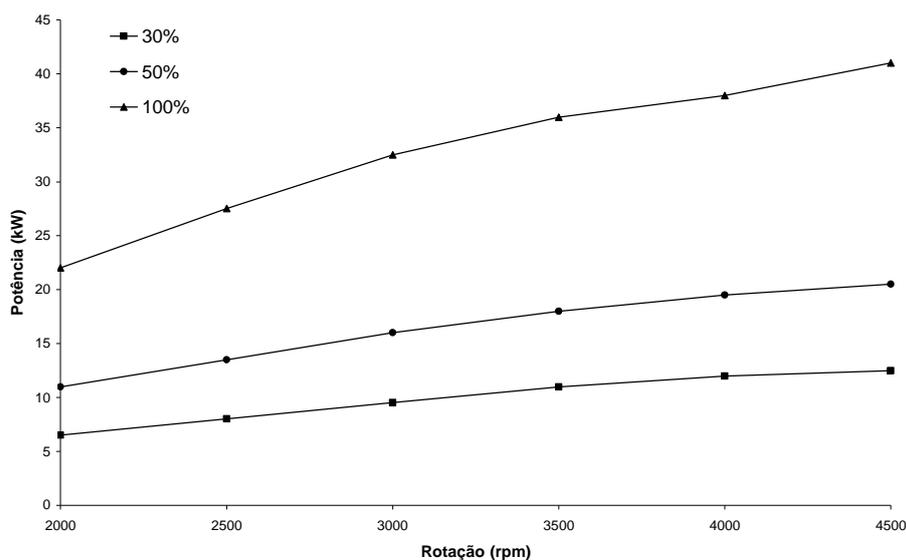


Figura 27 – Potência de Eixo.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{2.P.V}{\frac{R}{m}T} . N . \eta_v \quad (9)$$

onde $\frac{R}{m}$ é constante para o ar.

$$\dot{E}_{gases} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb})c_{p_{gases}}T_{gases} - \dot{m}_{ar}c_{p_{ar}}T_{ar} - \dot{m}_{comb}c_{p_{comb}}T_{comb} \quad (10)$$

$$\dot{E}_{agua} = \dot{m}_{agua}(h_{a,s} - h_{a,e}) \quad (11)$$

Para os ensaios realizados as seguintes temperaturas e pressões foram mantidas constantes, Tabela 19 (SANTOS e ARROYO; 2000).

Tabela 19 – Pressão e Temperatura do Sistema de Absorção.

Componente	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)
Gerador (2º estágio)	100	7,38
Condensador	40	7,38
Evaporador	10	1,23
Absorvedor	30	1,23

Nas condições especificadas dadas as soluções fraca e forte de LiBr possuem concentrações de 50,0 % e 66,4 % respectivamente.

O balanço de massa em torno dos geradores e trocador de calor é realizado pelas equações (12), (13) e (14).

$$\dot{m} = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (12)$$

$$\dot{m}_1 \cdot X_a = \dot{m}_2 \cdot X_g \quad (13)$$

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = Q_{g1} + Q_{g2} + \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (14)$$

O balanço de energia no evaporador é feito utilizando a equação (15).

$$\dot{q}_{evap} = \dot{m}_3 \cdot (h_s - h_e) \quad (15)$$

A energia disponível no gerador, Figura 28 e a capacidade de refrigeração do evaporador em função da rotação do motor e da carga, Figura 29, são apresentadas abaixo.

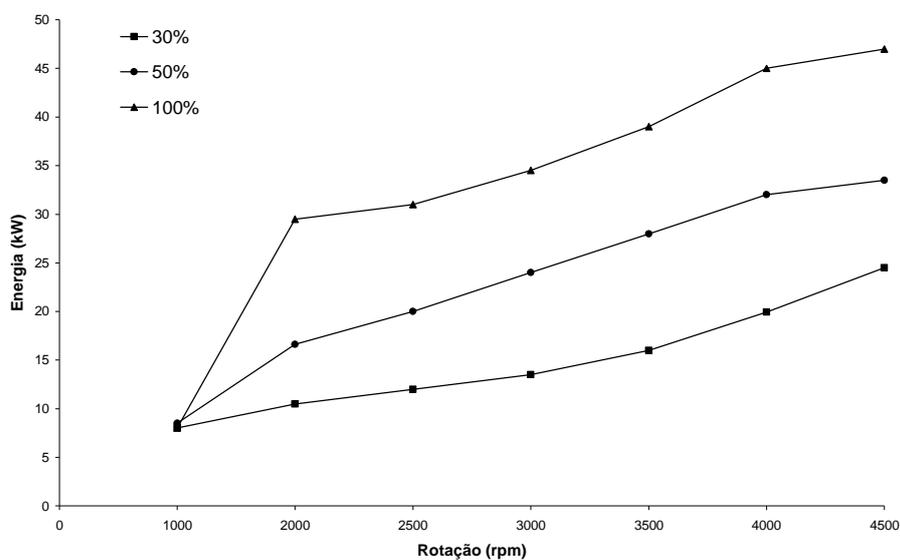


Figura 28 – Energia Disponível no Gerador.

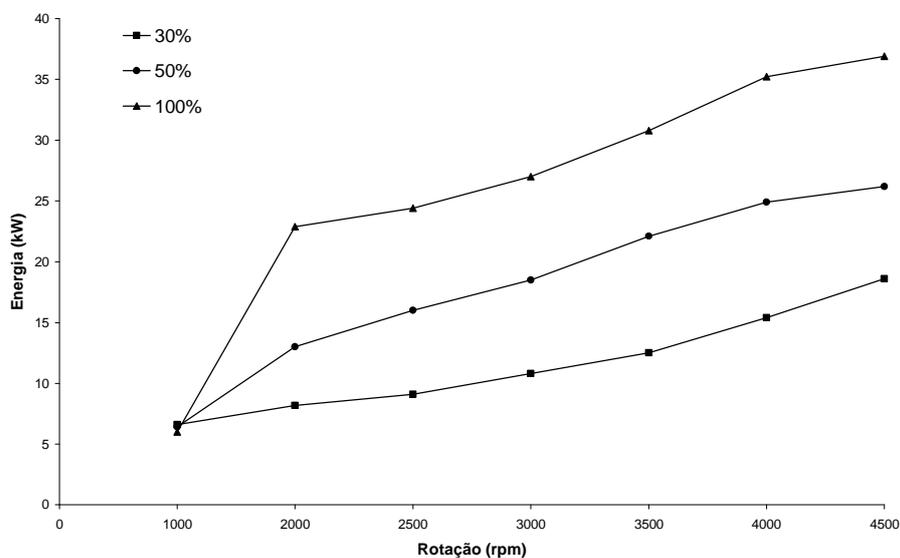


Figura 29 – Capacidade de Refrigeração.

4.1.2 Motor Diesel

Como em um motor operando no ciclo Otto, um motor Diesel tem seu consumo variando com a rotação do motor, com o número de cilindros, com a potência exigida (carga), entre muitas variáveis.

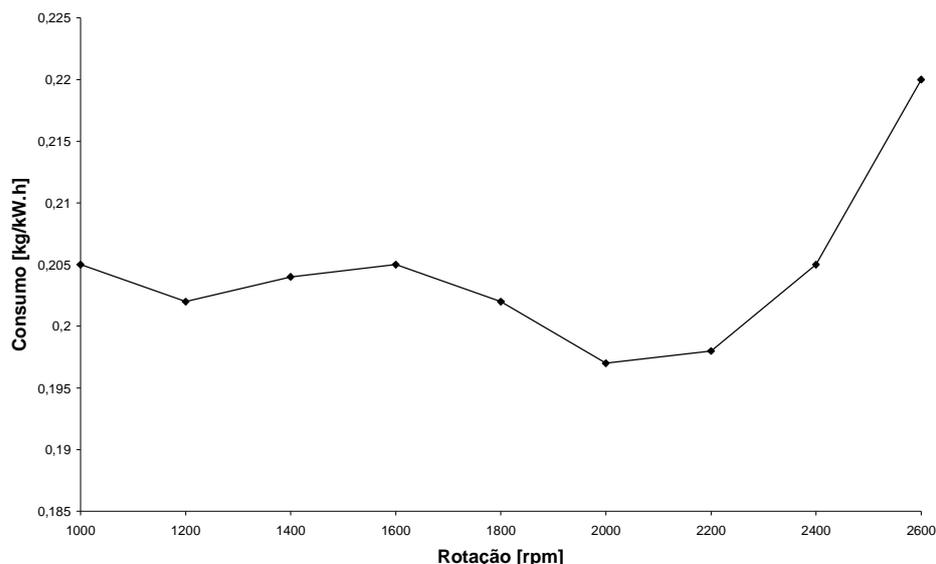
Dado a semelhança das curvas de desempenho informadas pela Mercedes Benz do Brasil (2004) para os motores estudados e a relativa constância do consumo específico em ampla faixa de rotação, em motores diesel supõe-se que os consumos específicos nas condições de uso sejam proporcionais aos consumos específicos mínimos.

Ministério da Ciência e Tecnologia - MCT (2006) apresenta o consumo específico médio para motores diesel como média ponderada dos consumos específicos das diversas categorias de veículos. As categorias e os respectivos valores são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 – 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

De forma mais detalhada para a categoria ônibus, MCT (2006) apresenta o consumo específico versus a rotação do motor é dado pela Figura 30.



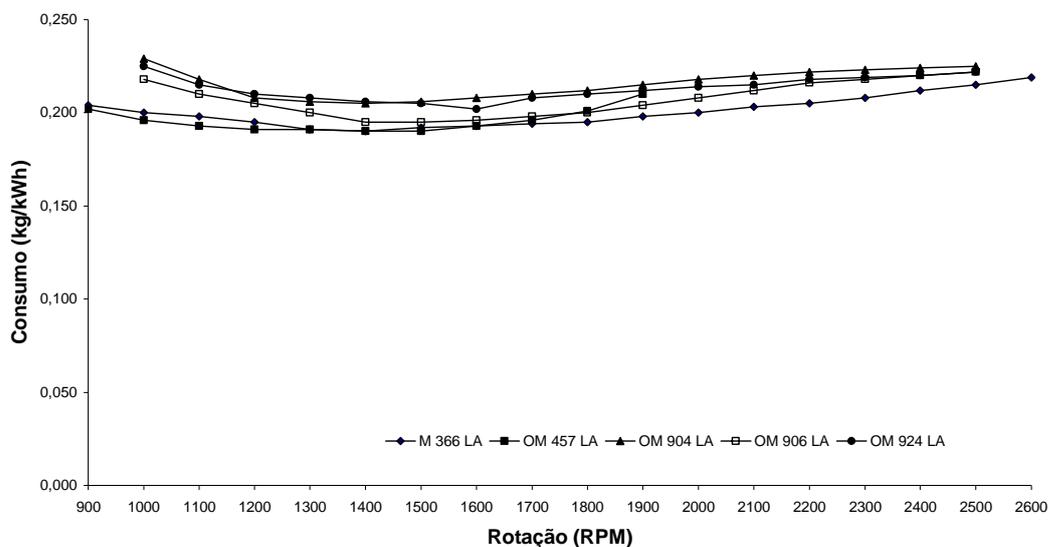
Fonte: MCT (2006)

Figura 30 – Consumo Específico de Diesel x Rotação do Motor para Categoria Ônibus.

Neste trabalho os motores do fabricante Mercedes-Benz, modelos M 366 LA, OM 457 LA, OM 904 LA, OM 906 LA e OM 924 LA foram estudados. No Anexo apresenta-se as curvas de potência, consumo específico e torque em função da rotação para os motores estudados. As Figuras 31 a 33 apresentam as curvas para o conjunto de motores.

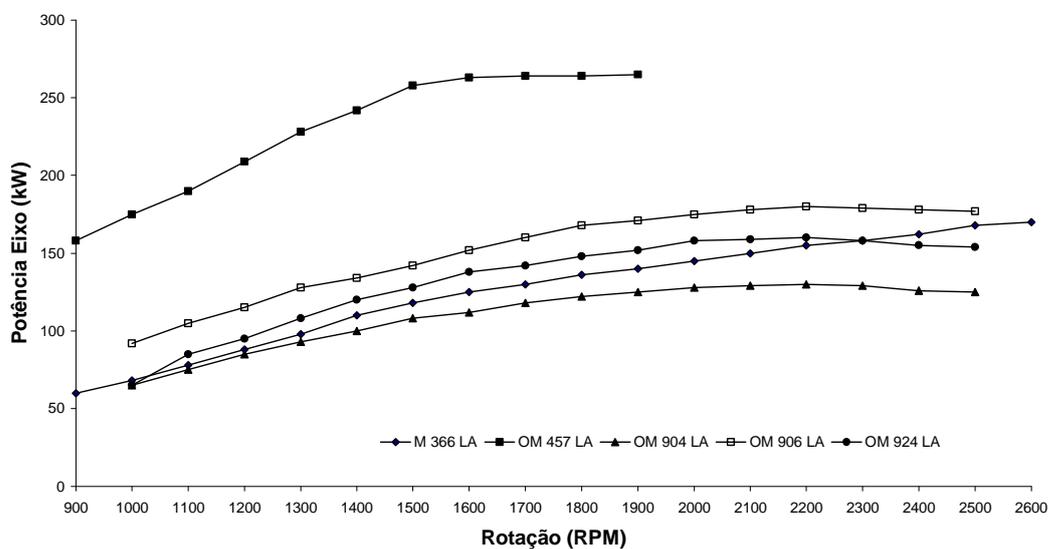
Para efeito de cálculo, um motor diesel de 06 cilindros em linha, com potência máxima de 265 kW possui consumo específico médio de 0,218 kg/kW.h de combustível para uma rotação de 1000 rpm.

A rotação especificada corresponde à mínima potência disponível para este tipo de motor (73 kW), pior situação para o sistema de absorção pela menor quantidade de gases de exaustão (Figura 31).



Fonte: MBB (2004)

Figura 31 – Consumo Específico de Diesel x Rotação.



Fonte: MBB (2004)

Figura 32 – Potência de Eixo x Rotação.

Nesta situação, o motor em questão consome $5,6 \cdot 10^{-3}$ kg/s de combustível, conforme indicação da Mercedes-Benz do Brasil (2004). Considerando uma mistura combustível-comburente estequiométrica de 1:14,45 e um excesso de ar de combustão

de 100 %, tem-se uma vazão mássica de gases de combustão de 0,110 kg/s saindo do motor a uma temperatura de aproximadamente 450 °C (LUKANIN, 1985).

A Figura 33 apresenta a vazão mássica de gás de exaustão, calculada a partir dos dados obtidos da MBB (2004).

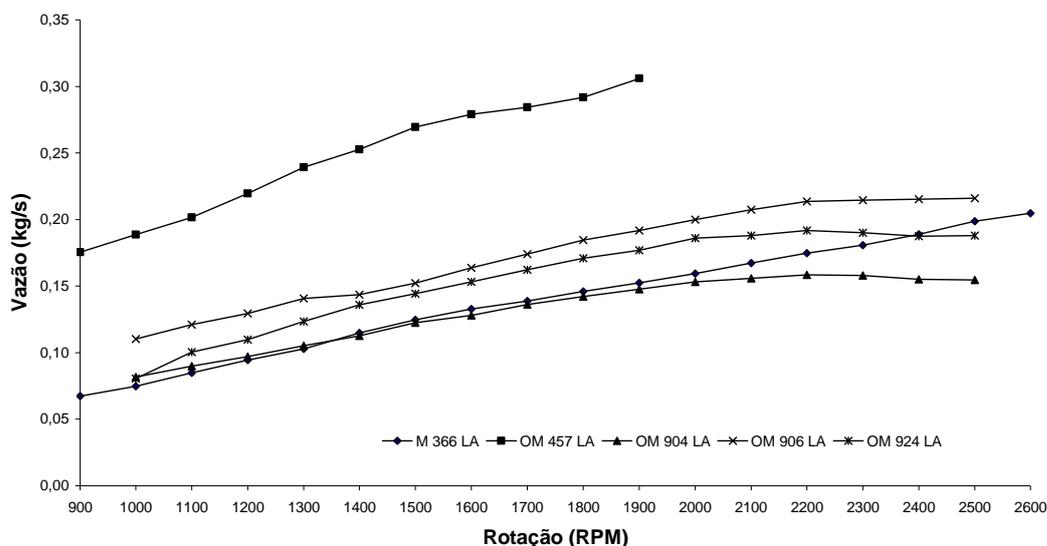


Figura 33 – Vazão de Gás de Exaustão.

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 Tabela 21 apresenta, de acordo com o respectivo estado, as principais emissões de um motor diesel (CORRO, 2002).

Tabela 21 – Emissões de Motores Diesel.

Gasoso	Líquido	Sólido
N ₂	H ₂ O	Fuligem
CO ₂	H ₂ SO ₄	Metais
CO	HC (C ₂ – C ₁₅)	Compostos Inorgânicos
H ₂	Oxigenados	Sulfatos
NO/NO ₂	Poliaromáticos	Hidrocarbonetos Sólidos
SO ₂ /SO ₃		
HC (C ₂ – C ₁₅)		
Oxigenados		
Nitrogênio orgânico		
Compostos sulfúricos		

Reis (2005) classifica ainda as emissões como Compostos Orgânicos Voláteis (VOC) e Compostos Orgânicos Voláteis Exceto o Metano (NMVOC).

Por NMVOC entende-se todos os compostos orgânicos exceto o metano que a 273,15 K apresentam uma pressão de vapor menor que 0,01 kPa ou apresentam uma volatilidade comparável sob as condições de aplicação.

O setor de transportes é responsável por 41% das emissões de NMVOC na atmosfera, enquanto que a utilização de solventes orgânicos por várias aplicações são responsáveis por mais 32%, seguidos de processos de produção industrial (REIS, 2005).

A Tabela 22 apresenta a composição média dos gases de exaustão (PEREIRA, 2005).

Para efeito de estudo da combustão no motor, a relação ar-combustível é definida como a relação entre a vazão mássica de ar pela vazão mássica de combustível, equação (16), e a relação combustível-ar é o inverso da primeira, equação (17).

Tabela 22 – Composição Média dos Gases de Exaustão.

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

$$A/C = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (16)$$

$$C/A = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} \quad (17)$$

Heywood (1988) limita a relação ar-combustível (e a relação combustível-ar) para motores diesel em $18 \leq A/C \leq 70$ e $0,014 \leq C/A \leq 0,056$.

Como os produtos da combustão são significativamente diferentes, variando conforme curva e misturas de combustível, e como a relação estequiométrica depende da composição deste combustível, Heywood (1988) propõe uma relação entre a relação combustível-ar real e a relação combustível-ar estequiométrica, chamada de relação combustível-ar equivalente (ϕ), equação (18).

$$\phi = \frac{(C/A)_{real}}{(C/A)_{estequ}} \quad (18)$$

A relação combustível-ar equivalente varia entre 0 e 1. A Figura 34 apresenta a composição dos gases de exaustão de diversos motores diesel em frações molares (base seca) em função da relação combustível-ar equivalente. Cada notação no gráfico representa um tipo de motor diesel estudado por Heywood.

Desde que motores diesel normalmente operam com ϕ próximo de 0,8 ($\phi \cong 0,8$) e processo de combustão é essencialmente completo (ineficiência da combustão menor que 2 %), a composição dos seus gases de exaustão segue a Figura 34 (HEYWOOD, 1988).

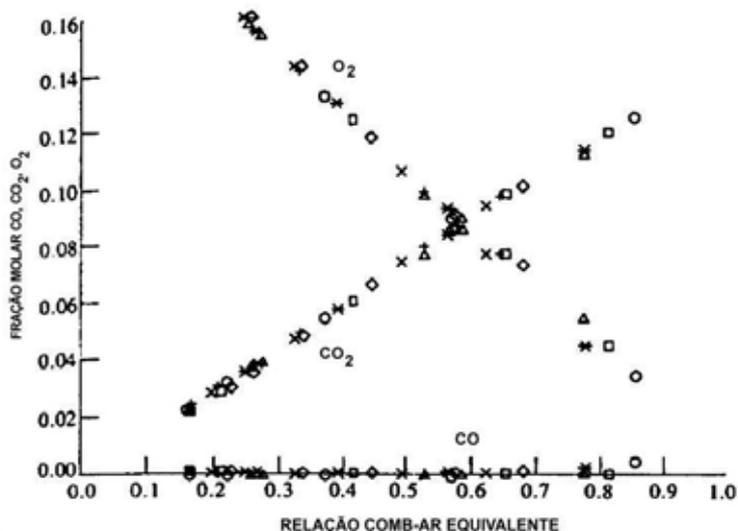


Figura 34 – Composição dos Gases de Exaustão de Motores Diesel em Frações Molares em Base Seca em Função da Relação Combustível-Ar Equivalente.

De acordo com Boehm (apud RODRIGEZ, 2007) é possível calcular um percentual em massa de cada componente para compor uma equação que represente o calor específico dos gases de exaustão. A equação (19) apresenta o resultado para a combustão do diesel.

$$C_p = 1,003952 + \frac{3,39987T}{10^5} + \frac{3,02996T^2}{10^7} - \frac{1,3168T^3}{10^{10}} \quad (19)$$

Considerando-se ainda a composição média dos gases de exaustão, pode-se calcular o calor específico a pressão constante dos gases de exaustão em função da temperatura segundo Wylen e Sonntag (1997).

A Figura 35 apresenta a curva referente ao calor específico dos gases para os dois métodos de cálculo.

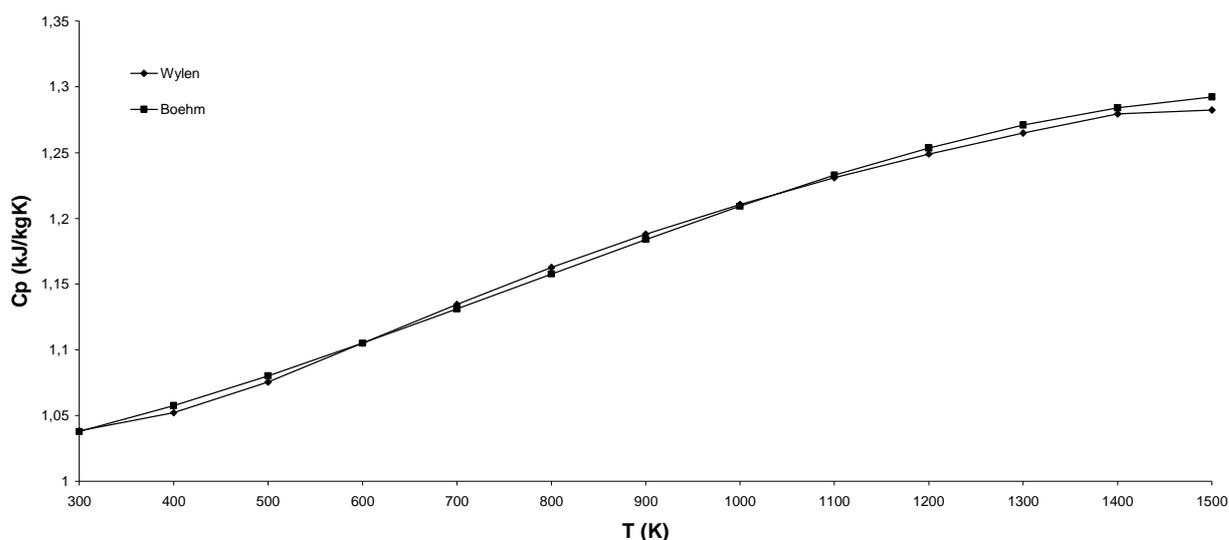


Figura 35 – Calor Específico a Pressão Constante Médio dos Gases de Exaustão em Função da Temperatura.

Conforme afirma a Figura 34, os gases de exaustão de MCI operando em ciclo diesel com ϕ próximo de 0,8 são compostos basicamente de CO_2 . Considerando que a diferença entre o calor específico dos gases de exaustão e do CO_2 para a temperatura de trabalho observa-se uma diferença de aproximadamente 0,56 %. Assim, para a realização do balanço de energia no gerador utilizam-se os valores obtidos para o cálculo de calor específico para CO_2 .

Desta forma, o motor especificado disponibiliza aproximadamente 29,0 kW para o sistema de refrigeração.

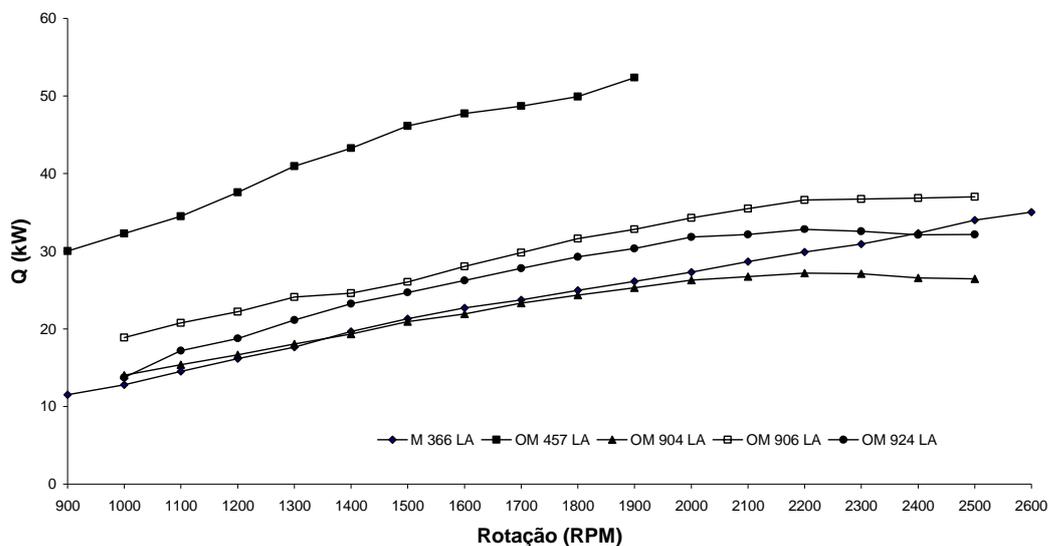


Figura 36 – Energia Disponível no Gerador x Rotação.

Considerando que em SRA de simples efeito têm-se COP menor que a unidade, a Figura 37 apresenta a energia disponível admitindo-se COP=0,7.

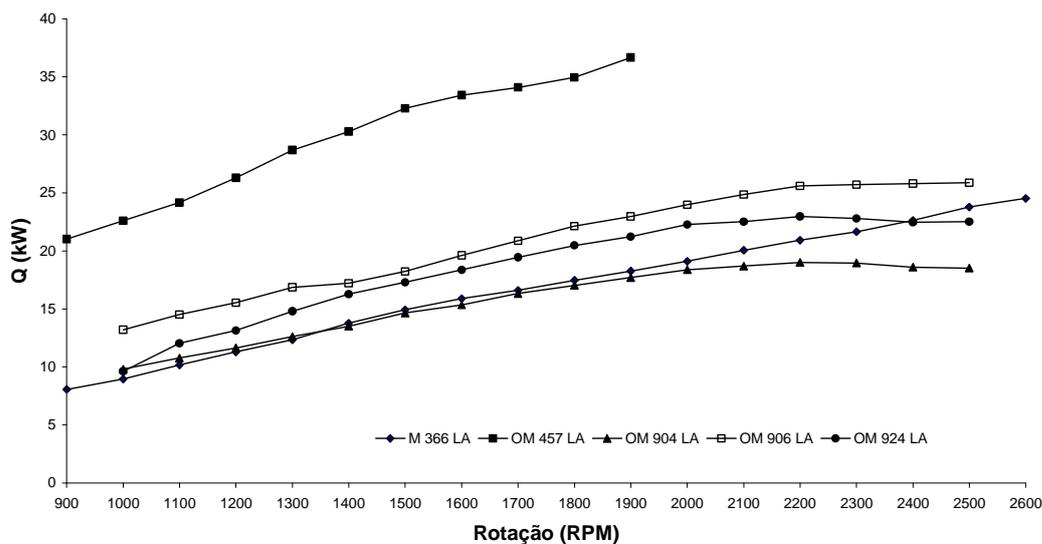


Figura 37 – Energia Disponível no Gerador x Rotação considerando COP = 0,7.

4.2 Hipóteses de Dimensionamento Básico

Para realizar uma estimativa do tamanho do equipamento de absorção de simples efeito de LiBr-H₂O e avaliar seu desempenho, devem-se ser consideradas suposições básicas e valores de entrada.

As suposições básicas são (HEROLD, 1996):

- No regime permanente o refrigerante é água pura;
- Não há mudanças de pressão exceto durante 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;
- A bomba é isentrópica;
- Não há perdas de calor pelo invólucro.

Os parâmetros de projeto considerados neste trabalho são listados na Tabela 23.

Tabela 23 – Parâmetros de Projeto para o Sistema de Absorção de Simples Efeito de LiBr-H₂O.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Capacidade Frigorífica do Evaporador (kW)	\dot{Q}_e	18,7
Temperatura padrão de referência (°C)	T ₀	20,0
Temperatura da solução na saída do trocador de calor (°C)	T ₃	65,0
Temperatura da solução na saída do gerador (°C)	T ₄	90,0
Temperatura do vapor na saída do gerador (°C)	T ₇	85,0
Temperatura do Evaporador (°C)	T ₉	6,0
Concentração padrão de referência (%)	X ₀	50,0
Concentração da solução fraca (% LiBr)	X ₁	55,0
Concentração da solução forte (% LiBr)	X ₄	60,0
Pressão Atmosférica (kPa)	P	100,0
Título da solução fraca (%)	Q ₁	0,0
Título da solução forte (%)	Q ₄	0,0
Título do refrigerante na saída do condensador (%)	Q ₈	0,0
Título do refrigerante na saída do evaporador (%)	Q ₁₀	1,0

Para melhor entendimento, reapresenta-se o esquema do SRA, Figura 38.

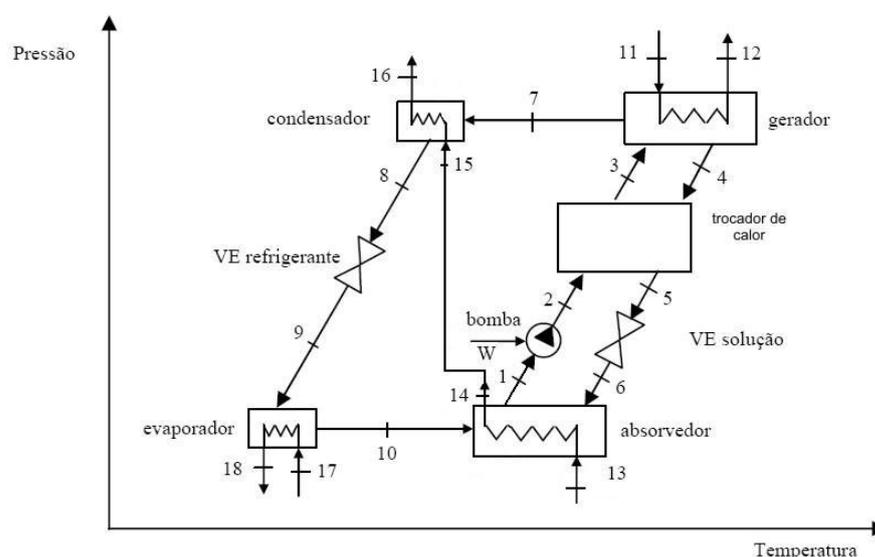


Figura 38 – Pontos de Estudo no Ciclo de Absorção de Simples Efeito.

Para o cálculo de trocadores de calor, adotam-se os parâmetros apresentados por HEROLD (1996), Tabela 24.

Tabela 24 – Parâmetros de Projeto para Componentes do Sistema.

Componente	Símbolo	Unidade	Valor
Absorvedor	UA_a	(kW/K)	1,8
Condensador	UA_c	(kW/K)	1,2
Evaporador	UA_e	(kW/K)	1,0
Gerador	UA_g	(kW/K)	2,25
Trocador de Calor	Eff	(%)	64

4.3 Análise Energética

4.3.1 Análise do Evaporador

Desde que o refrigerante no evaporador é vapor saturado de água e a temperatura (T_{10}) é um dado de entrada, a pressão de saturação e a entalpia no ponto 10 são 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 $h_9 = h_8$.

Para determinar h_8 , utiliza-se a pressão no ponto, pressão alta do sistema. Desde que no ponto 4 a concentração da solução e a temperatura no estado saturado foram adotadas, a pressão de saturação do LiBr pode ser calculada. Considerando que a pressão no ponto 4 é a mesma que a do ponto 8, então a entalpia neste ponto também pode ser calculada.

Uma vez que os valores da entalpia de todas as entradas do evaporador são conhecidos, balanços de massa e energia podem ser aplicados para achar o fluxo de massa de refrigerante e a taxa de transferência de calor no evaporador.

O balanço de massa no evaporador é dado pela equação (20).

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (20)$$

O balanço de energia no evaporador é representado pelas equações (21) e (22).

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (21)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18} \quad (22)$$

Já que a capacidade frigorífica exigida ao sistema de refrigeração é conhecida a vazão mássica de refrigerante pode ser calculada.

4.3.2 Análise do Absorvedor

Desde que o valor de \dot{m}_{10} é conhecido, o balanço de massa sobre o absorvedor é dado pelas equações (23) e (24).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad (23)$$

e

$$X_1 \dot{m}_1 = X_6 \dot{m}_6 \quad (24)$$

As concentrações X_1 e X_6 são dados de entrada, logo \dot{m}_1 e \dot{m}_6 podem ser calculadas.

A taxa de transferência de calor no absorvedor pode ser determinada pelos valores da 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 do modelo de estrangulamento, que fornece $h_6 = h_5$.

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 pela equação (25).

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (25)$$

4.3.3 Análise do Trocador de Calor da Solução

Assumindo ser o trocador de calor adiabático a equação (26) pode ser utilizada.

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (26)$$

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

Efetivamente, 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.

A entalpia do ponto 2 pode ser determinada de um modelo de bomba isentrópica. A potência mínima de entrada (\dot{W}) pode ser calculada pela equação (27).

$$\dot{W} = \dot{m}_1 v_1 (p_2 - p_1) \quad (27)$$

Na equação (27), assume-se que o volume específico (v) da solução líquida não sofre mudança apreciável do ponto 1 ao 2.

Logo, a entalpia no ponto 5 pode ser calculada utilizando-se a equação (26). A temperatura neste ponto pode ser também determinada pelo valor da entalpia calculado.

4.3.4 Análise do Gerador

O calor de entrada no gerador é determinado pelo balanço de energia, equação (28).

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (28)$$

A entalpia do ponto 7 pode ser determinada, desde o estado deste seja de vapor de água superaquecido. A entalpia pode ser determinada quando a pressão e temperatura forem conhecidas.

A efetividade do gerador (Eff_g) é calculada pela equação (29).

$$Eff_g = \frac{(T_{11} - T_{12})}{(T_{11} - T_7)} \quad (29)$$

4.3.5 Análise do Condensador

O calor do condensador pode ser determinado pelo balanço de energia nas equações (30) e (31).

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (30)$$

e

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_{15}h_{15} \quad (31)$$

A efetividade do condensador (Eff_c) é calculada pela equação (32).

$$Eff_c = \frac{(T_{15} - T_{16})}{(T_{15} - T_8)} \quad (32)$$

4.3.6 Coeficiente de Desempenho (COP)

O COP do sistema de absorção é definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (33)$$

4.4 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, isto é, à pressão P_0 e temperatura T_0 . Também deve estar em equilíbrio químico implicando 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 equação (34).

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{V_i^2}{2} + gz + \Delta G_f^0 + RT_0 \sum_{i=1}^n v_i \ln x_i^0 + \dots \quad (34)$$

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

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (35)$$

Para o cálculo da exergia do ar e os gases de combustão, utiliza-se a equação (36), considerando $c_{p_{ar}} = 1,0035 \text{ kJ/kg.K}$ e $c_{p_{gases}} = 1,1414 \text{ kJ/kg.K}$

$$ex = c_p [(T_{ar} - T_0) - T_0 \ln(T_{ar}/T_0) - R \ln(P/P_0)] \quad (36)$$

A Irreversibilidade no componente evaporador é dada pela equação (37).

$$I_e = \dot{m}_9(ex_9 - ex_{10}) + \dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (37)$$

Da mesma forma, a equação (38) apresenta a irreversibilidade para o absorvedor.

$$I_a = \dot{m}_{10}ex_{10} + \dot{m}_6ex_6 - \dot{m}_1ex_1 - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \quad (38)$$

A equação (39) apresenta a irreversibilidade para o trocador de calor da solução.

$$I_{hx} = \dot{m}_2(ex_2 - ex_3) + \dot{m}_4(ex_4 - ex_5) \quad (39)$$

O gerador normalmente possui a maior irreversibilidade em função de sua característica, esta é calculada segundo equação (40).

$$I_g = \dot{m}_3ex_3 - \dot{m}_4ex_4 - \dot{m}_7ex_7 + \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (40)$$

A equação (41) apresenta a irreversibilidade para o Condensador.

$$I_c = \dot{m}_7(ex_7 - ex_8) - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (41)$$

As menores irreversibilidades do sistema estão presentes na bomba, equação (42), nas válvulas de expansão da mistura e do refrigerante, equações (43) e (44), respectivamente.

$$I_b = \dot{m}_1(ex_1 - ex_2) \quad (42)$$

$$I_{vs} = \dot{m}_5(ex_5 - ex_6) \quad (43)$$

$$I_{vr} = \dot{m}_8(ex_8 - ex_9) \quad (44)$$

Calculam-se ainda as eficiências exergética (ϵ_x) e de Bosjnakovic (ψ). A primeira relaciona a variação da exergia do produto com a variação da exergia dos insumos utilizados no processo. A segunda relaciona a saída de exergia pela entrada da mesma no equipamento.

Para o evaporador, equações (45) e (46), respectivamente.

$$\epsilon_x = \frac{\dot{m}_{17}(ex_{18} - ex_{17})}{\dot{m}_9(ex_9 - ex_{10})} \quad (45)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_{10}ex_{10} + \dot{m}_{18}ex_{18}}{\dot{m}_9ex_9 + \dot{m}_{17}ex_{17}} \quad (46)$$

As eficiências para o absorvedor são calculadas pelas equações (47) e (48).

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{m}_{13}(ex_{13} - ex_{14})}{\dot{m}_1 ex_1 - (\dot{m}_{10} ex_{10} + \dot{m}_6 ex_6)} \quad (47)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_{14} ex_{14}}{\dot{m}_6 ex_6 + \dot{m}_{10} ex_{10} + \dot{m}_{13} ex_{13}} \quad (48)$$

Para o trocador de calor da solução, equações (49) e (50).

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{m}_2(ex_2 - ex_3)}{-\dot{m}_4(ex_4 - ex_5)} \quad (49)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_5 ex_5}{\dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_4 ex_4} \quad (50)$$

Para o gerador, equações (51) e (52).

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{m}_4 ex_4 + \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_3 ex_3}{\dot{m}_{11}(ex_{11} - ex_{12})} \quad (51)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_4 ex_4 + \dot{m}_7 ex_7 + \dot{m}_{12} ex_{12}}{\dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_{11} ex_{11}} \quad (52)$$

Para o condensador, equações (53) e (54).

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{m}_{15}(ex_{15} - ex_{16})}{-\dot{m}_7(ex_7 - ex_8)} \quad (53)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_8 ex_8 + \dot{m}_{16} ex_{16}}{\dot{m}_7 ex_7 + \dot{m}_{15} ex_{15}} \quad (54)$$

As eficiências para a bomba são calculadas pelas equações (55) e (56).

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{m}_2 ex_2}{\dot{m}_1 ex_1 + \dot{W}} \quad (55)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_2 ex_2}{\dot{m}_1 ex_1} \quad (56)$$

Para a válvula de expansão do refrigerante, equações (57) e (58).

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{m}_9 (ex_8 - ex_9)}{\dot{m}_8 ex_8} \quad (57)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_9 ex_9}{\dot{m}_8 ex_8} \quad (58)$$

E, finalmente, para a válvula de expansão da solução, utiliza-se as equações (59) e (60).

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{m}_6 (ex_5 - ex_6)}{\dot{m}_5 ex_5} \quad (59)$$

$$\psi = \frac{\dot{m}_6 ex_6}{\dot{m}_5 ex_5} \quad (60)$$

4.5 Dimensionamento Básico dos Componentes

Os componentes do sistema de refrigeração são dimensionados para determinação dos respectivos fluxos de energia.

4.5.1 Parâmetros Básicos do Evaporador

Máquinas de absorção geralmente são projetadas como chillers, i.e., produzem água gelada, que atua como um segundo ciclo, necessitando de um trocador de calor (fan-coil) para condicionar o ambiente desejado (ZOGG, FENG, WESTPHALEN; 2006). 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.

A capacidade frigorífica do evaporador pode ser calculada pelos métodos da diferença média logaritma de temperaturas (LMTD) e ε -NUT, conforme equação (61) e (62).

$$\dot{Q}_e = U_e A_e . F . \Delta T_e \quad (61)$$

onde, para a equação (61):

$$\Delta T_e = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_{10})}{\ln\left(\frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_{10}}\right)} \quad (62)$$

Define-se a efetividade do evaporador (Eff_e) como:

$$Eff_e = \frac{(T_{17} - T_{18})}{(T_{17} - T_{10})} \quad (63)$$

SHAH e SEKULIĆ (2003), definem a efetividade para evaporadores como - equação (64).

$$Eff_e = 1 - e^{-NUT} \quad (64)$$

onde o Número Unitário de Transferência (NUT) é dado pela equação (65).

$$NUT = \frac{(T_{17} - T_{10})}{(T_{18} - T_{10})} \quad (65)$$

Na equação (61), SHAH e SEKULIÉ (2003) apresentam o fator F como – equação (66).

$$F = \frac{\ln \left[\frac{1 - RP}{1 - P} \right]}{NUT(1 - R)} \quad (66)$$

onde:

$$P = \frac{T_{17} - T_{18}}{T_{17} - T_{10}} \quad (67)$$

e

$$R = \frac{T_{10} - T_9}{T_{17} - T_{18}} \quad (68)$$

A Tabela 25 apresenta os resultados para as condições impostas no SRA.

Tabela 25 – Parâmetros Básicos do Evaporador.

Área de Transferência de Calor	A	19,21 m ²
Efetividade	Eff_{hx}	0,7273
Número de Unidades de Transferência	NUT	1,299
Coefficiente Global de Transf. de Calor	U	56 W/m ² .K
Fator de Correção LMTD	F	1

4.5.2 Parâmetros Básicos do Absorvedor

O processo de absorção envolve a mistura de dois fluidos com transferência simultânea de calor e massa entre o vapor d'água proveniente do evaporador e a solução de H₂O-LiBr

A taxa de transferência de calor neste caso é dada pela equação (69).

$$\dot{Q}_a = UA_a \cdot \Delta T_a \quad (69)$$

onde, para a equação (69):

$$\Delta T_c = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}\right)} \quad (70)$$

Define-se a efetividade do absorvedor (Eff_a) como:

$$Eff_a = \frac{(T_{14} - T_{13})}{(T_6 - T_{13})} \quad (71)$$

A Tabela 26 apresenta os resultados para as condições impostas no SRA.

Tabela 26 – Parâmetros Básicos do Absorvedor.

Área de Transferência de Calor	A	m^2
Efetividade	Eff_{hx}	
Número de Unidades de Transferência	NUT	
Coefficiente Global de Transf. de Calor	U	$W/m^2.K$
Fator de Correção LMTD	F	1

4.5.3 Parâmetros Básicos do Trocador de Calor Água-Ar

Conforme esquema apresentado na Figura 14, água é utilizada para retirar calor dos componentes absorvedor e condensador. Após receber a energia destes componentes, um trocador de calor de fluxo cruzado de passagem simples é utilizado para rejeitar a energia calorífica para o ambiente externo, trocador água-ar.

Para o cálculo da área de transferência de calor necessária neste trocador de calor utiliza-se o método ε -NUT, em conjunto com o método LMTD.

De início, obtêm-se o Número de Unidades de Transferência (NUT), o qual, por sua vez pode ser obtido com o conhecimento da efetividade (Eff_{hx}) e da razão entre as taxas de capacidades caloríficas (C_r).

A taxa de capacidade calorífica para os fluidos frio (ar) e quente (água) é dada pelas equações (72) e (73).

$$C_f = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \quad (72)$$

$$C_q = \dot{m}_q \cdot c_{p,q} = C_f \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{q,s}} \quad (73)$$

A taxa de transferência de calor máxima é obtida pela equação (74).

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (74)$$

onde, C_{min} é a menor capacidade calorífica entre C_f e C_q .

Define-se então a razão entre as taxas de capacidades caloríficas, equação (75).

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (75)$$

onde, C_{max} é a maior capacidade calorífica entre C_f e C_q .

Define-se a efetividade do trocador de calor (Eff_{hx}) como:

$$Eff_{hx} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (76)$$

A efetividade é ainda definida pela equação (77).

$$Eff_{hx} = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NUT(1-C_r)}} \quad (77)$$

A taxa de transferência de calor total (\dot{Q}_{hx}) entre os fluidos água-ar é definida pela equação (78).

$$\dot{Q}_{hx} = UA_{hx} \cdot F \cdot \Delta T_{hx} \quad (78)$$

onde:

$$\Delta T_{hx} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \left(\frac{T_{q,e} - T_{f,s}}{T_{q,s} - T_{f,e}} \right)} \quad (79)$$

O fator de correção F é dado pela equação (80) (KUPPAN, 2000)

$$F = \frac{1}{(1 - C_r)NUT} \ln \left(\frac{1 - Eff_{hx} \cdot C_r}{1 - Eff_{hx}} \right) \quad (80)$$

A área requerida é calculada pela equação (82).

$$A_{hx} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{hx}} \quad (81)$$

Çengel e Turner (2007) propõem um coeficiente global de transferência de calor (U) para trocadores de calor de fluxo cruzado entre 400 e 850 W/m² K.

Para as condições impostas no SRA, os seguintes resultados são obtidos:

Tabela 27 – Parâmetros Básicos do Trocador de Calor Água-Ar, Fluxo Cruzado.

Área de Transferência de Calor	A	30,05 m ²
Efetividade	Eff_{hx}	0,9091
Número de Unidades de Transferência	NUT	7,05
Coeficiente Global de Transf. de Calor	U	560 W/m ² .K
Fator de Correção LMTD	F	0,6396

4.5.4 Parâmetros Básicos do Gerador

O gerador fornece calor sensível e calor latente para vaporização do refrigerante. O calor sensível aumenta a temperatura do fluxo que entra até a temperatura de saturação. Esta quantidade de calor é normalmente 13 % do total de calor necessário (FLORIDES, 2003).

O calor de vaporização consiste do calor de vaporização da água pura e o calor latente da mistura da solução líquida. Tipicamente, o calor da mistura é cerca de 11 % do calor de vaporização para água/LiBr (FLORIDES, 2003).

A análise acima indica que o calor a ser fornecido ao gerador pode ser baseado no calor de vaporização da água pura, aumentado de cerca de 23 % em típico projeto.

$$\dot{Q}_g = UA_g \cdot \Delta T_g \quad (82)$$

onde, para a equação (82):

$$\Delta T_c = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_4}{T_{12} - T_7}\right)} \quad (83)$$

Define-se a efetividade do gerador (Eff_g) como:

$$Eff_g = \frac{(T_{11} - T_{12})}{(T_{11} - T_7)} \quad (84)$$

Observe-se que a temperatura dos gases na entrada do gerador (T_{11}) deve possuir temperatura mínima entre 150 e 180°C para evitar:

- Refluxo de condensado para o motor de combustão;
- Corrosão prematura de componentes do sistema de escape e
- Uma necessária elevação da área de transferência de calor para aproveitamento da energia.

4.5.5 Parâmetros Básicos do Condensador

O refrigerante ao passar pelo equipamento condensador sofre 03 processos distintos:

- dessuperaquecimento: redução do superaquecimento;
- condensação: mudança de fase a temperatura constante e
- subresfriamento: refrigerante é resfriado até região de líquido comprimido.

No processo de dessuperaquecimento, o coeficiente global de troca de calor é menor que no de condensação, porém esta redução é compensada pelo fato das diferenças de temperaturas serem maiores (RUTH, 1992). No processo de subresfriamento, o refrigerante ocupa pequena parte do volume do condensador, assim admite-se que grande parte da troca de calor ocorre na região de mudança de fase.

$$\dot{Q}_c = UA_c \Delta T_c \quad (85)$$

onde, para a equação (85):

$$\Delta T_c = \frac{(T_8 - T_{15}) - (T_8 - T_{16})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{15}}{T_8 - T_{16}}\right)} \quad (86)$$

Define-se a efetividade do trocador de calor (Eff_c) como:

$$Eff_c = \frac{(T_{15} - T_{16})}{(T_{15} - T_8)} \quad (87)$$

4.5.5 Parâmetros Básicos do Trocador de Calor da Solução

Em um trocador de calor de passagem simples, a diferença de temperatura ΔT entre os fluidos quente e frio não é constante, mas varia ao longo do trocador de calor. Na análise de transferência de calor, é conveniente estabelecer uma diferença de temperatura média (ΔT_m) entre os fluidos quente e frio tal que a taxa de transferência de calor total \dot{Q}_{hx} entre os fluidos possa ser determinada, equação (88).

$$\dot{Q}_{hx} = UA_{hx} \cdot \Delta T_{hx} \quad (88)$$

onde, para a equação (88):

$$\Delta T_{hx} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2}\right)} \quad (89)$$

Define-se a efetividade do trocador de calor (Eff_{hx}) como:

$$Eff_{hx} = \frac{(T_4 - T_5)}{(T_4 - T_2)} \quad (90)$$

4.6 Resultados

Um resumo do fluxo de energia de vários componentes do sistema é dado na Tabela 28.

As condições físicas de cada ponto do ciclo de absorção proposto são apresentadas na Tabela 29.

Tabela 28 – Fluxo de Energia dos Principais Componentes do Sistema.

Descrição	Símbolo	(kW)
Capacidade (energia evaporador)	\dot{Q}_e	18,7
Potência mínima de entrada na bomba	\dot{W}	$4,7 \cdot 10^{-4}$
Calor no absorvedor	\dot{Q}_a	24,2
Calor de entrada no gerador	\dot{Q}_g	26,9
Calor do Condensador	\dot{Q}_c	20,0
Coefficiente de Eficácia	COP	0,69

Estas condições são utilizadas como base para a construção do diagrama de Grassman, Figura 39. A partir da energia dos gases de combustão do motor diesel as porcentagens de degradação exergética associadas às irreversibilidades e geração de entropia foram calculadas.

Tabela 29 – Valores do Balanço Energético e Exergético.

	P	T	X LiBr	s	h	m	ex
	(kPa)	(°C)	%	(kJ/kgK)	(kJ/kg)	(kg/s)	(kJ/kg)
1	0,935	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				1,500	0,165
14	100,0	38,9				1,500	0,416
15	100,0	38,9				1,500	0,416
16	100,0	42,1				1,500	0,416
17	100,0	22,0				1,873	0,015
18	100,0	12,0				1,873	0,293

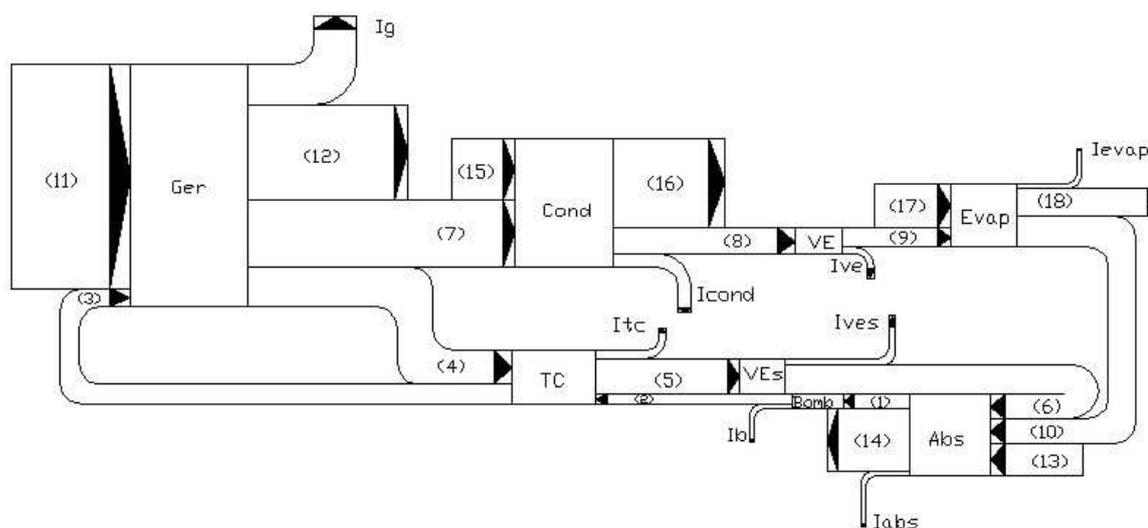


Figura 39 – Diagrama de Grassman.

Na Tabela 30 apresenta-se o balanço exergético dos componentes do sistema de refrigeração por absorção.

Tabela 30 – Balanço Exergético dos Componentes do Sistema

Componentes	I	ϵ_x	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

Na Figura 40 apresenta-se o diagrama de Duhring para LiBr e na Figura 41 o diagrama de Mollier para o refrigerante R 718 (água/vapor) com os pontos calculados e apresentados na

Tabela 29.

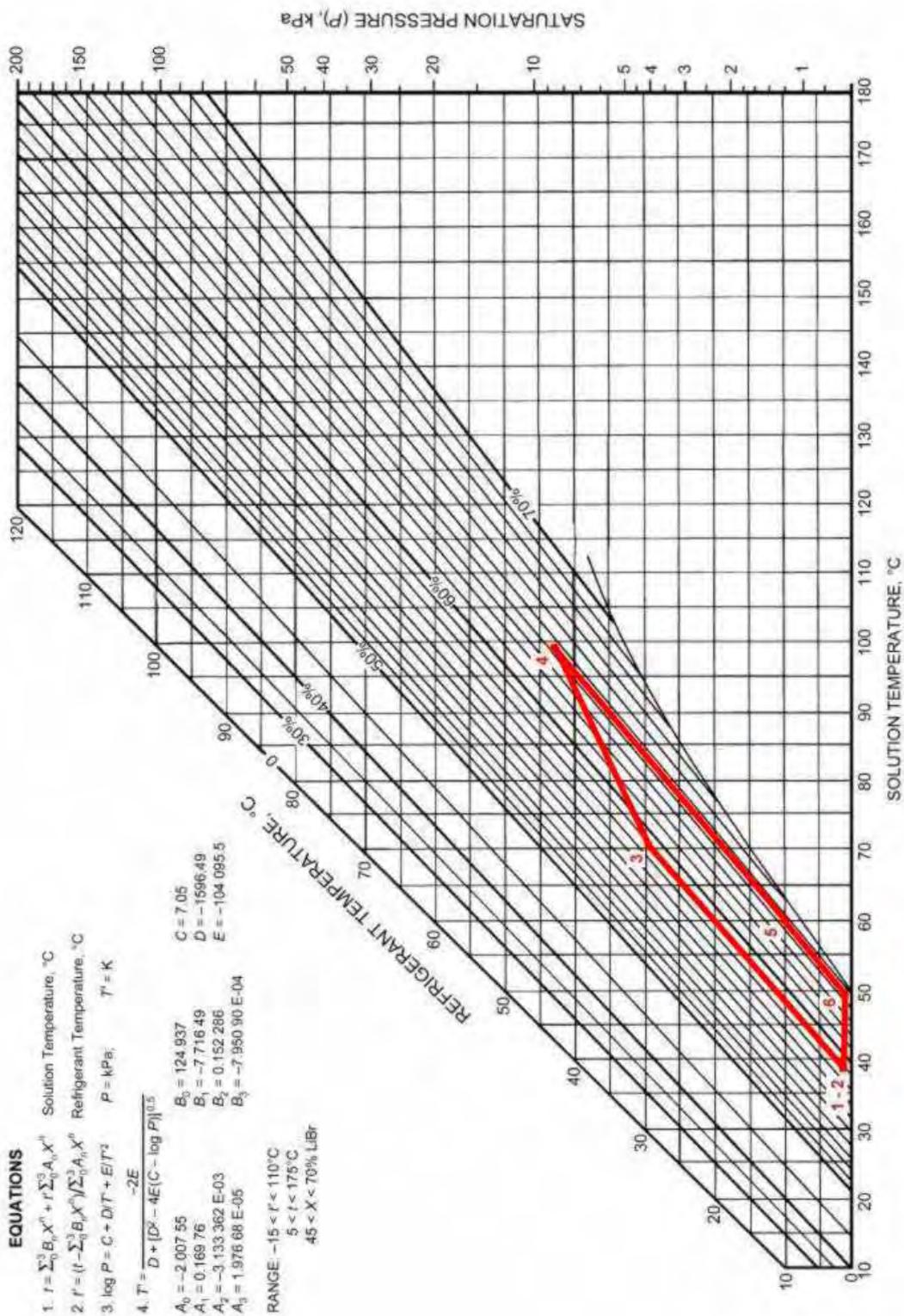


Figura 40 – Gráfico de Duhring do Ciclo de Absorção de LiBr-H₂O

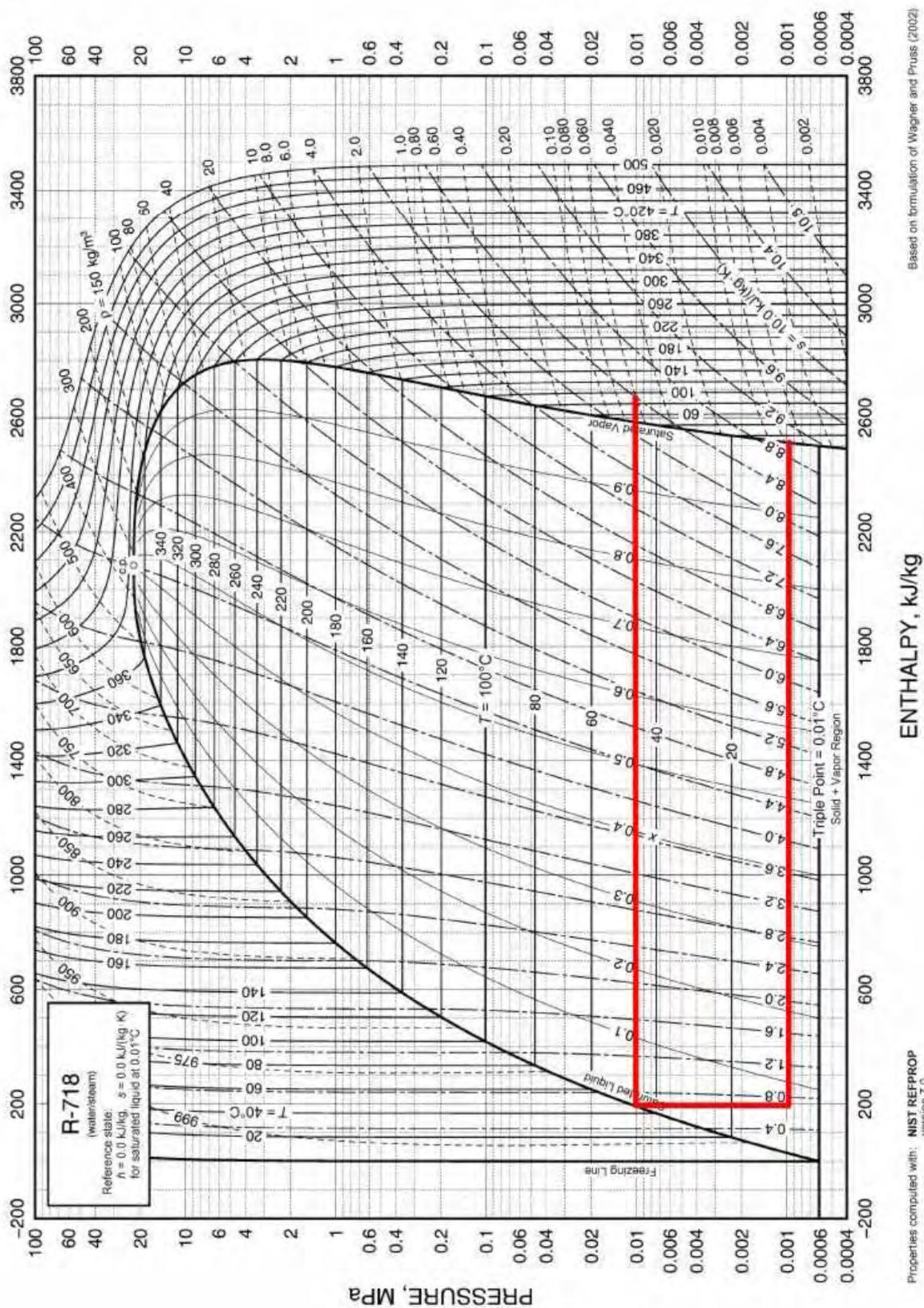


Figura 41 – Diagrama Pressão x Entalpia do Refrigerante R-718 (água/vapor)

4.7 Benchmark

A Tabela 31 apresenta um paralelo entre os equipamentos apresentados no item 3.3 e o sistema proposto.

Tabela 31 – Capacidades Térmicas de Equipamentos de Ar-Condicionado para Ônibus.

	Q_e (kW)	m_{ar} (kg/s)	m_{refrig} (kg/s)	Q_g (kW)
Stancato	18,7	1,00	0,008123	26,9
Carrier	27,8	1,40	0,012080	40,0
Climabuss	32,8	1,71	0,014250	47,2
Spheros	35,0	2,11	0,015200	50,3
ThermoKing	36,6	1,82	0,015900	52,5

Conforme a Figura 36, energia disponível ao gerador *versus* rotação, verifica-se que, para as cargas adotadas pelos equipamentos comerciais no mercado brasileiro, quatro dos cinco dos motores estudados MCI não possuem energia disponível para o gerador suficiente para acionar um SRA.

CAPÍTULO 5 EFICIÊNCIA ECOLÓGICA

Motores de combustão interna utilizados por veículos como ônibus rodoviários operam em geral com o óleo diesel. O segmento de transportes representa cerca de 80% do consumo de diesel no Brasil (RODRIGUEZ, 2007). A utilização deste combustível gera problemas de poluição ambiental, pois os gases da combustão contêm quase que exclusivamente componentes prejudiciais à saúde humana.

Entre estes componentes dos gases de exaustão os mais nocivos são os óxidos de carbono (CO e CO₂), o anidrido sulfuroso ou dióxido de enxofre (SO₂) e materiais particulados (MP), Figura 42 (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

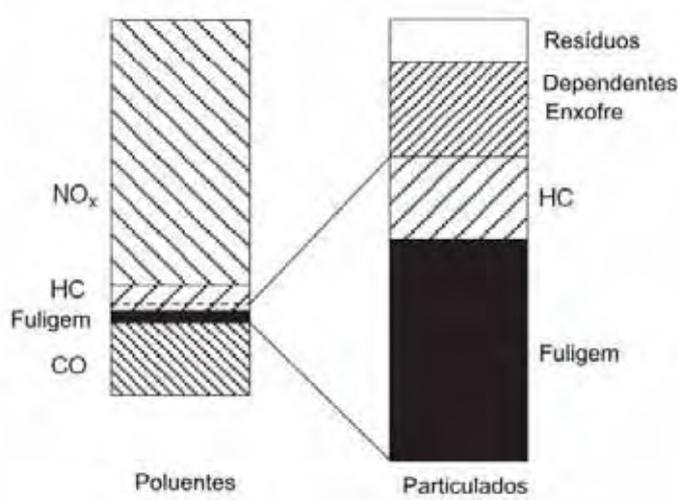


Figura 42 – Componentes dos Gases de Exaustão.

O monóxido de carbono (CO) é gerado pela combustão incompleta do diesel e aparece com um pequeno percentual no montante total dos gases. O dióxido de carbono (CO₂) provoca o efeito estufa, devido à sua capacidade de reter a radiação infravermelha do Sol na atmosfera e, conforme Tabela 19, depois do Nitrogênio, é o maior componente destes gases.

O dióxido de enxofre (SO₂) é nocivo a humanos e animais de forma indireta, pois provoca chuva ácida ao se combinar com o vapor de água na atmosfera. Os

materiais particulados, além de prejudiciais à vida humana é um dos componentes causadores do efeito conhecido como escurecimento global - diminuição da quantidade de radiação que chega à superfície terrestre (AMDA, 2008).

A geração dos óxidos de carbono a cada ano, adiciona ao carbono já presente na atmosfera mais 07 bilhões de toneladas de CO₂ que nela podem permanecer por um período superior a cem anos (FIEC, 2008).

Em 1999, Cardu e Baica introduziram o conceito de Dióxido de Carbono Equivalente [(CO₂)_e]. Baseando-se na concentração máxima permitida para o CO₂, que é 10.000 mg/m³, determinam-se os coeficientes equivalentes para alguns poluentes.

A Tabela 13 apresenta as concentrações máximas admissíveis para alguns gases nocivos na atmosfera de um ambiente de trabalho segundo Cardu e Baica (1999a).

Tabela 32 – Concentração Máxima Admissível para Gases no Ambiente de Trabalho.

Gás	Concentração Média (mg/m ³)	Máxima Concentração Admissível (mg/m ³)
Dióxido de Carbono (CO ₂)	7.000	10.000
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	10	15
Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	0	10

A Tabela 33 apresenta os efeitos de gases nocivos estudados em humanos para exposição de 8 horas (CARDU e BAICA, 1999a).

Tabela 33 – Efeito de Gases Nocivos.

Gás	Efeito	Concentração (ppm)
CO ₂	Danos após 8 h	5.000
SO ₂	Suportável – 1 h	200
	Concentração para 8 h	5 - 15

A *World Health Organization* (apud VILELA, 2007) apresenta valores específicos para concentração máxima admitida para exposição de 01 hora, Tabela 34.

Tabela 34 – Padrões de Qualidade do Ar para 01 hora.

Gás	Concentração Máxima 01 hora ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)
SO ₂	125
NO _x	200

O limite de materiais particulados emitidos por um processo de combustão é especificado pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), por meio de sua Resolução nº 03, de 28 de Junho de 1990. Esta resolução considera para Padrões Secundários de Qualidade do Ar uma concentração média de 24 horas de 150 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ de materiais particulados, que não deve ser excedida mais de uma vez no ano (MMA, 1990).

Padrões Secundários de Qualidade do Ar são as concentrações de poluentes abaixo das quais se prevê o mínimo efeito adverso sobre o bem-estar da população, assim como o mínimo dano à fauna, à flora, aos materiais e ao meio ambiente em geral.

A Lei 8723 de 28 de outubro de 1993, que dispõe sobre a redução de emissão de poluentes por veículos automotores, em seu artigo 2º, parágrafo 6º, estabelece que a partir de 1º de janeiro de 2002, a totalidade de veículos pesados do Ciclo Diesel comercializados no Brasil atenderá aos limites de emissão de gases de escapamento definidos como (IBAMA, 1993):

- a) 4,0 g/kW.h de monóxido de carbono (CO);
- b) 1,1 g/kW.h de hidrocarbonetos (HC);
- c) 7,0 g/kW.h de óxidos de nitrogênio (NO_x);
- d) 0,15 g/kW.h de material particulado (MP).

Baseando-se nas informações apresentadas, ao se dividir a concentração máxima de CO_2 , 10.000 mg/m^3 , pelas concentrações dos respectivos gases e material particulado obtém-se o Dióxido de Carbono Equivalente. Para este trabalho utiliza-se a concentração máxima em 01 hora, proposta por WHO (apud VILELA, 2007).

Define-se então o Dióxido de Enxofre Equivalente $(\text{SO}_2)_e$ como a concentração máxima de dióxido de carbono dividida pela de dióxido de enxofre, obtendo-se assim,

$$(\text{SO}_2)_e = 80 (\text{SO}_2) \quad (91)$$

O Óxido de Nitrogênio Equivalente $(\text{NO}_x)_e$, da mesma forma é definido pela equação (92).

$$(\text{NO}_x)_e = 50 (\text{NO}_x) \quad (92)$$

E, finalmente, o Material Particulado Equivalente $(\text{MP})_e$ é definido como:

$$(\text{MP})_e = 67 (\text{MP}) \quad (93)$$

Desta forma, o Dióxido de Carbono Equivalente $(\text{CO}_2)_e$, cuja unidade é kg por kg de combustível ($\text{kg/kg}_{\text{comb}}$), é calculado segundo a equação (1) (VILELA, 2007; RODRIGUEZ, 2007).

$$(\text{CO}_2)_e = (\text{CO}_2) + 80(\text{SO}_2) + 50(\text{NO}_x) + 67(\text{MP}) \quad (94)$$

O mesmo é um indicador de comparação entre combustíveis. Do ponto de vista ecológico, o melhor combustível é aquele que apresentar menor valor (CARDU e BAICA, 1999a).

Para quantificar o impacto ambiental Cardu e Baica (1999a) propõem um indicador, definido como a diferença entre o Dióxido de Carbono Equivalente do

combustível e seu Poder Calorífico Inferior (PCI). A este indicador deu-se o nome de “Indicador de Poluição”, representado por Π_g , equação (95).

$$\Pi_g = \frac{(CO_2)_e}{PCI} \quad (95)$$

onde:

$(CO_2)_e$ – Dióxido de Carbono Equivalente (kg/kg_{comb})

PCI – Poder Calorífico Inferior do Combustível (MJ/kg_{comb})

Π_g – Indicador de Poluição (kg/MJ)

Ao relacionar o dióxido de carbono emitido pelo processo de combustão com seu poder calorífico, Cardu e Baica (1999a) possibilitam comparações entre combustíveis heterogêneos. Mas um combustível pode possuir um poder calorífico alto e emitir uma grande quantidade de poluentes na atmosfera ou ter a emissão de gases nocivos desprezível ou nula, mas não possuir a energia desejada para se obter uma boa eficiência em um processo industrial.

Partindo-se da hipótese que o melhor combustível é aquele que possuir o menor Indicador de Poluição, Cardu e Baica (1999a) propõem um indicador mais complexo e adimensional que expresse o impacto ecológico dos componentes dos gases nocivos emitidos na atmosfera resultantes da queima de um combustível em relação à energia útil produzida para usinas termelétricas. O indicador proposto é denominado Eficiência Ecológica (ϵ).

A Eficiência Ecológica é definida pela equação (96).

$$\epsilon = \left[\frac{0,204\eta}{\eta + \Pi_g} \ln(135 - \Pi_g) \right]^{0,5} \quad (96)$$

Esta eficiência abrange em um coeficiente simples, aspectos que definem a intensidade do impacto ambiental de um processo industrial, composição do

combustível, tecnologia de combustão, indicador de poluição e eficiência de conversão de energia.

O valor da eficiência é diretamente proporcional à eficiência do processo (η) e inversamente proporcional ao indicador de poluição (Π_g), variando entre um valor nulo para o enxofre e a unidade para o hidrogênio. É ainda, de forma indireta, dependente do $(CO_2)_e$ pela definição de Π_g .

A Tabela 35 apresenta para estes combustíveis referenciais suas características ambientais (RODRIGUEZ, 2007).

Tabela 35 – Características Ambientais para Combustíveis Referenciais.

Combustível	S (%)	$(CO_2)_e$ (kg/kg _{comb})	PCI (MJ/kg)	Π_g (kg/MJ)	ϵ (-)
Hidrogênio	0	0	120,082	0	1
Enxofre	100	1.400	9,270	134	0

Cabe ressaltar que o Dióxido de Carbono Equivalente e o Indicador de Poluição dependem por definição do combustível utilizado no sistema, mas a Eficiência Ecológica depende também da eficiência global do sistema, representada por η .

5.1 – Análise de um Motor de Combustão Interna Diesel

Considerando os conceitos apresentados analisa-se a seguir um MCI operando em ciclo diesel.

O diesel de petróleo, principal combustível no setor de transportes brasileiro, contém no máximo 0,5% de enxofre. Sua fórmula química é dada por $C_{12}H_{26}$ e possui massa específica (ρ) aproximada de 864 kg/m^3 . A equação (97) apresenta a combustão de hidrocarbonetos (TURNS, 2000).



onde:

$$a = \frac{x + \frac{y}{4}}{\phi}$$

$$b = x$$

$$d = \frac{y}{2}$$

$$f = \left(\frac{1 - \phi}{\phi} \right) \left(x + \frac{y}{4} \right)$$

e ϕ é definido pela equação (18).

Para misturas pobres ($\phi < 1$) ou estequiométricas ($\phi = 1$), tem-se que:

$$c = 0$$

$$e = 0$$

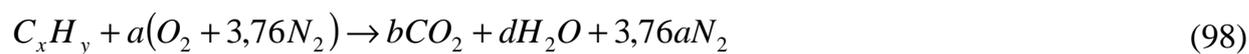
Para misturas ricas ($\phi > 1$), tem-se:

$$c = x - b$$

$$d = 2a - b - x$$

$$e = -2a + b + x + \frac{y}{2}$$

Para a combustão estequiométrica do diesel ($C_{12}H_{26}$), tem-se a equação (98)



onde:

$$a = 18,5$$

$$b = 12$$

$$d = 13$$

ou ainda:



Para a combustão do diesel, com $\phi=0,8$ (HEYWOOD, 1988), resulta a equação (100):



onde:

$$a = 23,13$$

$$b = 12$$

$$d = 13$$

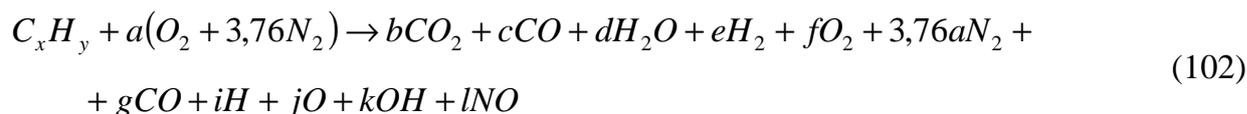
$$f = 4,63$$

ou ainda:



Em altas temperaturas, algumas moléculas de CO_2 se dissociam pra CO e O_2 e algumas de H_2O se dissociam em H_2 , OH , O e H . Alguns O_2 e N_2 podem ainda dissociar-se para átomos de O e N . Alguns desses estão presentes apenas nas altas temperaturas e são extremamente reativos. Estes são chamados radicais e são participantes importantes para a auto-ignição e subsequente combustão (CHALLEN e BARANESCU, 1999).

A equação (102) apresenta a combustão já com os radicais resultantes de dissociações.



Para uma combustão estequiométrica do diesel com uma relação ar-combustível (A/C) igual a 88,06 (KEATING, 2007) obtêm-se 0,528 kg CO₂ para cada 0,170 kg de óleo diesel (RODRIGUEZ, 2007). Tomando a massa específica do diesel, têm-se 2.944 kg de CO₂ por m³ de óleo.

5.5.1 Cálculo das Emissões no Processo de Combustão do Diesel

A equação química geral de combustão do diesel é descrita na equação (97). As emissões de CO₂, NO_x, Material Particulado (MP) e SO₂ de um MCI podem ser calculadas utilizando-se as equações apresentadas abaixo (VILELA, 2007).

Emissões de CO₂

$$M_{CO_2} = \frac{(x.44)CO_2}{N} \quad (103)$$

onde:

M_{CO_2} - Emissão de CO₂ [kg_{CO2}/kg_{comb}]

$N=170$ - Massa molecular do diesel.

GRUDEN (2003), propõe a relação entre motores e combustível diesel, equação (104).

$$CO_2(g/km) = 27.C \quad (104)$$

onde:

C - Consumo de diesel (L/100 km)

Afirma ainda que, com um crescente conteúdo de carbono no combustível, a emissão de CO₂ aumenta durante a combustão e apresenta uma relação entre o conteúdo de carbono no combustível e a formação de CO₂ (Figura 43).

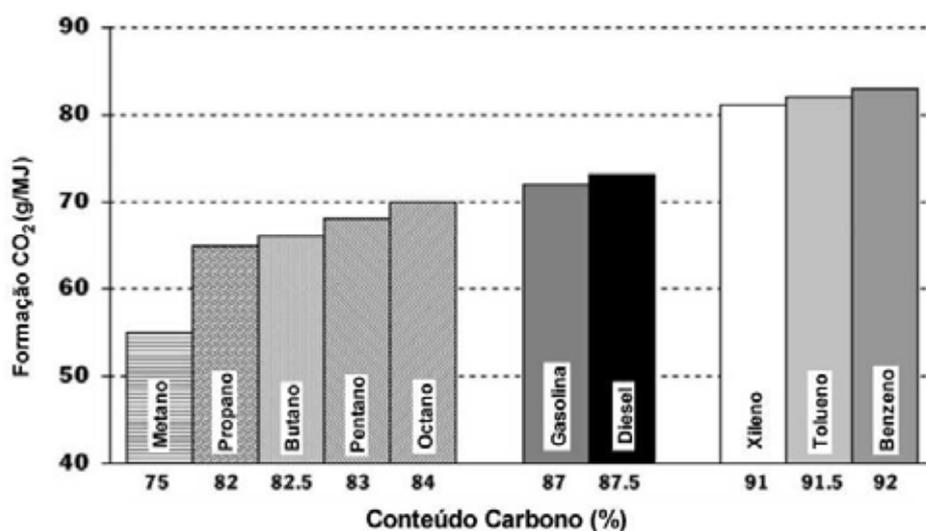


Figura 43 – Conteúdo de Carbono no Combustível *versus* Emissão de CO₂.

Emissões de NO_x

As emissões de NO_x são originadas quase que exclusivamente da combustão de combustíveis fósseis. Como o nitrogênio do ar é utilizado na combustão (térmica e NO pronto) o nitrogênio contido no combustível é oxidado. NO_x representa a soma do monóxido de nitrogênio (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO₂). O principal produto da combustão é o NO, que posteriormente é transformado (oxidado) para NO₂ na atmosfera (REIS, 2005).

A formação de NO_x no processo de combustão é determinado pela razão Ar-Combustível, a temperatura da combustão e o tempo gasto na câmara de combustão (REIS, 2005).

A Figura 44 apresenta a emissão de NO_x normalizado para uma relação ar-combustível 30, para motores trabalhando com HCCI (*Homogeneous Charge*

Compression Ignition) e motores com injeção direta (DI) com e sem recirculação de gás de exaustão (EGR) (BAUMGARTEN,2006) .

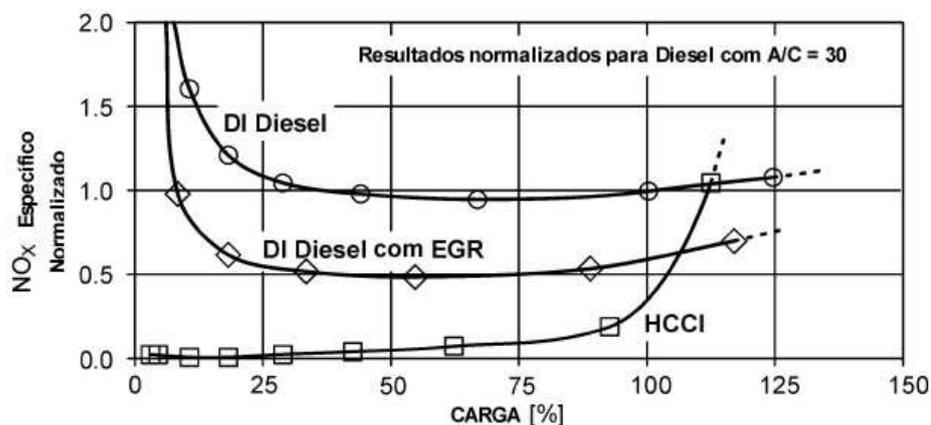


Figura 44 – Emissões de NO_x versus carga para um MCI diesel.

$$M_{NO_x} = \frac{5,04NO_x}{\rho} \quad (105)$$

onde

M_{NO_x} - Emissão de NO_x [kg_{NO_x}/kg_{comb}]

ρ - massa específica do diesel.

Emissões de SO_2

$$M_{SO_2} = \frac{17,04SO_2}{0,5\rho} \quad (106)$$

onde

M_{SO_2} - Emissão de SO_2 [kg_{SO_2}/kg_{comb}]

As emissões de SO_2 estão diretamente relacionadas com o conteúdo de enxofre no combustível. ZELENKA (1990) apresenta esta relação em função do excesso de ar por meio da Figura 45.

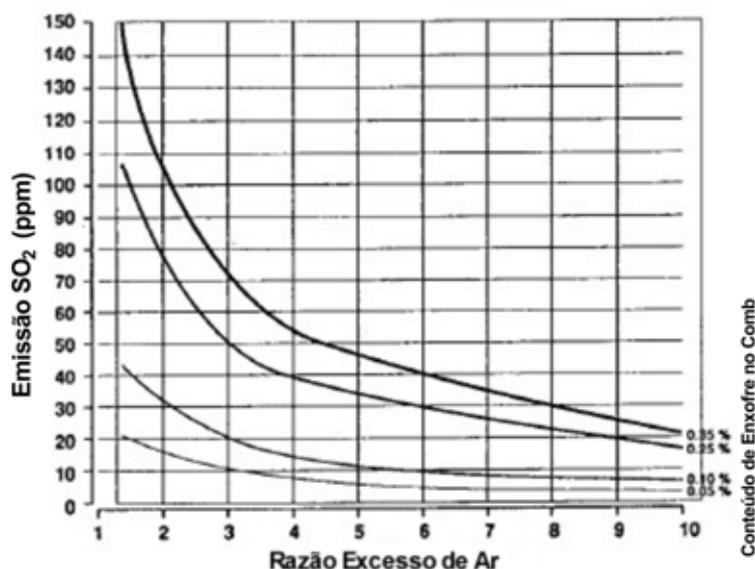


Figura 45 – Influência do Conteúdo de Enxofre na Emissão de SO_2 .

Emissões de MP

$$M_{MP} = \frac{1,85MP}{\rho} \quad (107)$$

onde

M_{MP} - Emissão de MP [$\text{kg}_{MP}/\text{kg}_{\text{comb}}$]

Materiais particulados são formados por uma mistura complexa de materiais sólidos e líquidos gerados no motor durante a combustão no cilindro, consistindo de partículas de carbono secas (e.g., fuligem), hidrocarbonetos pesados adsorvidos, condensados sobre as partículas (referindo-se à fração orgânica solúvel) e uma combinação de vários componentes incluindo aí o ácido sulfúrico (KEATING, 2007). O tamanho das emissões de MP é afetado pelas condições de operação e parâmetros de combustível. A maioria das emissões de partículas são menores que 2,5 microns (CHALLENGE e BARANESCU, 1999).

Calculam-se então os coeficientes de cada componente para a determinação do Dióxido de Carbono Equivalente para um MCI, trabalhando com diesel (Tabela 36).

Tabela 36 – Concentração dos Componentes dos Gases de Exaustão.

Gás	Concentração (kg/kg _{comb})
CO ₂	3,106
NO _x	0,040
SO ₂	0,030
MP	0,015

Seguindo as equações (1), (95) e (96) e o valor do PCI do diesel (43.800 kJ/kg ou 10.461 kcal/kg), calculam-se os valores de (CO₂)_e, Π_g e ε para um motor diesel com rendimento global de 30% (Tabela 37).

Tabela 37 – Valores dos Índices Ambientais para um MCI Diesel.

	(CO ₂) _e (kg/kg _{comb})	Π _g (MJ/kg)	ε (%)
MCI Diesel	8,510	0,194	77,9

A equação (108) define o rendimento global de um MCI.

$$\eta_g = \frac{P_e}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (108)$$

onde:

P_e - Potência de eixo ou Potência útil (kW)

PCI - Poder Calorífico Inferior do Combustível (kJ/kg_{comb})

\dot{m}_f - Vazão mássica de combustível

A equação (109) define a Eficiência da combustão (η_c) de um MCI.

$$\eta_c = \frac{h_R T_A - h_P T_A}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (109)$$

onde:

h_R – Entalpia específica dos reagentes (kJ/kg)

h_P – Entalpia específica dos produtos da combustão (kJ/kg)

T_A – Temperatura ambiente (K)

A Figura 46 apresenta a eficiência de combustão para MCI trabalhando nos ciclos Diesel e Otto em função da relação combustível-ar equivalente, definida anteriormente pela equação (18) (HEYWOOD, 1988).

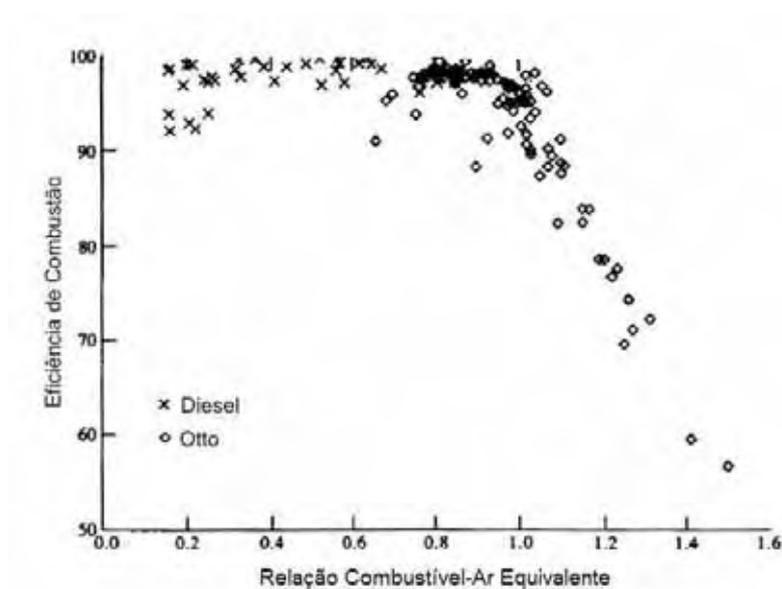


Figura 46 – Variação da Eficiência de Combustão em função da Relação Combustível-Ar Equivalente.

Para MCI trabalhando no ciclo Otto, a eficiência de combustão é normalmente entre 95 e 98 %. Para uma mistura mais rica que a estequiométrica, relação combustível-ar equivalente mais elevada, a falta de oxigênio impede a combustão completa do carbono e hidrogênio, diminuindo a eficiência de combustão.

Para motores diesel a relação de combustão-ar equivalente é normalmente baixa, pois estes tipos de motores operam sempre com misturas pobres, Figura 35 e

Figura 46. Devido a esta condição a eficiência de combustão é normalmente alta, mantendo-se sempre próxima de 98 % (HEYWOOD, 1988).

5.2 – Análise de Motor Diesel e Sistema de Refrigeração por Compressão

A Figura 22 apresenta o diagrama de Sankey de um MCI proposto por Heywood (1988). Um veículo com condicionamento de ar tradicional possui um sistema de refrigeração por compressão de vapor (SRC) acoplado por meio de polias e correias ao motor. A Figura 47 apresenta o diagrama de Sankey já com o sistema de refrigeração acoplado.

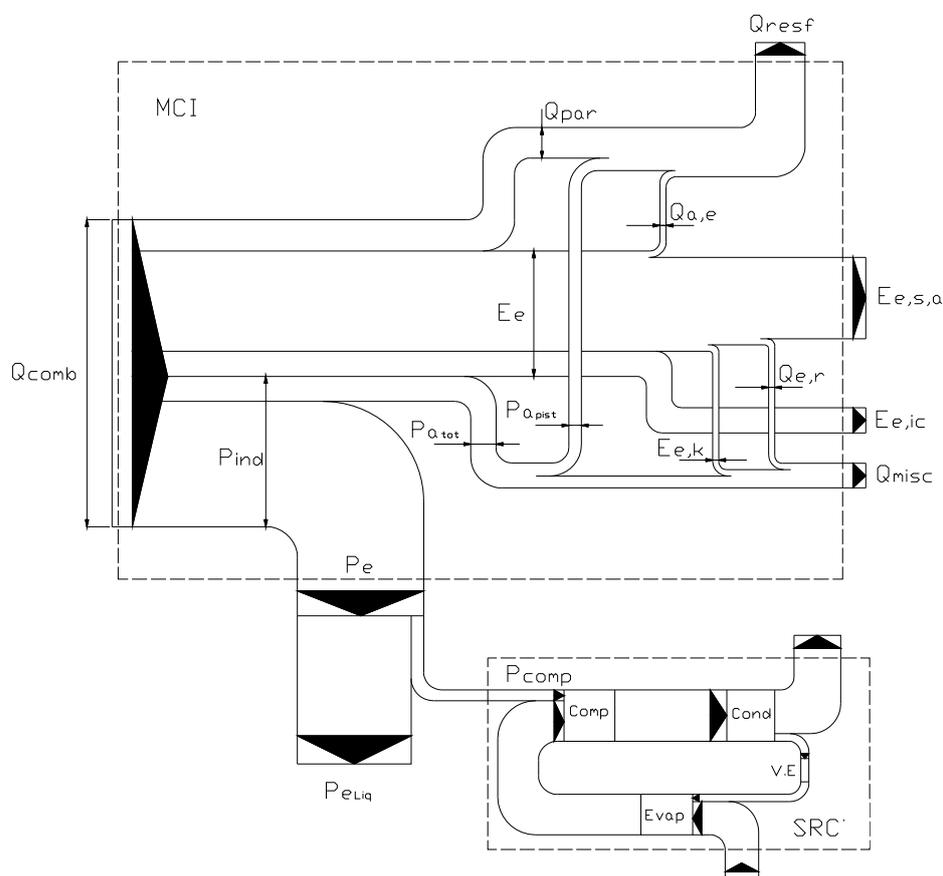


Figura 47 – Diagrama de Sankey de um MCI Interligado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor (SRC).

Na situação apresentada, o SRC utiliza parte da potência de eixo gerada pelo MCI para seu funcionamento, conseqüentemente a potência de eixo útil, denominada

como potência de eixo líquida (P_{elq}) é menor. Assim, pela definição da equação (110), o rendimento global (η_g) diminui conforme a potência exigida pelo compressor.

$$\eta_g = \frac{P_{elq}}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (110)$$

onde:

$$P_{elq} = P_e - P_c \quad (111)$$

SPHEROS (2008) propõem a utilização de um compressor aberto alternativo, bloco em alumínio, de alto desempenho. Adotou-se para o cálculo o compressor Bitzer, Modelo 4NFCY, para refrigerante R-134a, sendo o compressor utilizado pela SPHEROS em seus equipamentos. Por meio de software dedicado, *Bitzer Software V.5.0.1*, observa-se que o compressor necessita de uma potência (P_c) de aproximadamente 7,69 kW para as condições de estudo (BITZER, 2008).

A Figura 47 apresenta a potência líquida, resultante da diferença entre a potência de eixo e a potência exigida pelo compressor.

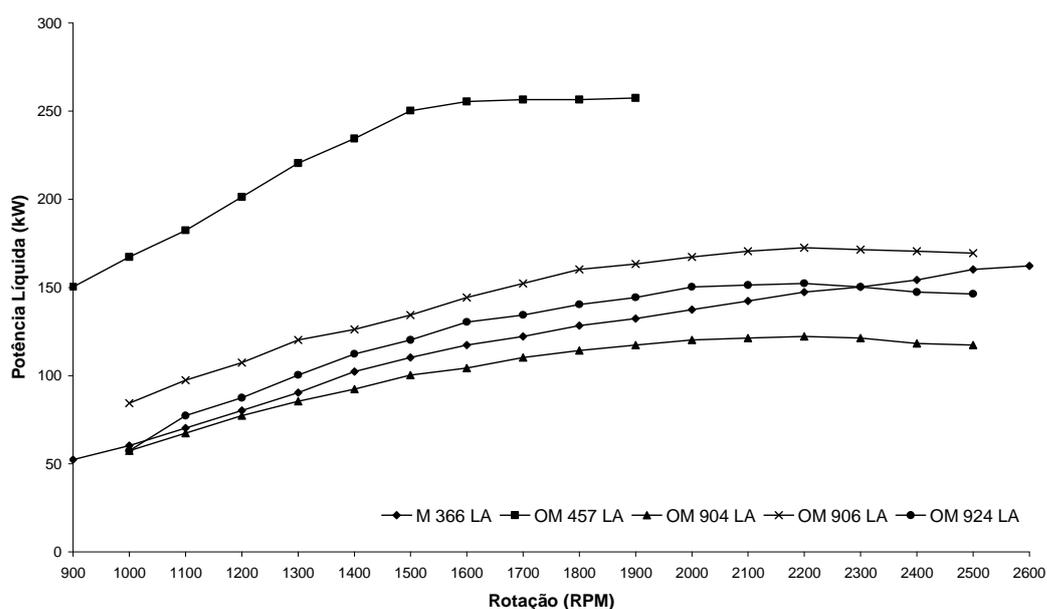


Figura 48 – Potência Líquida x Rotação

Para os MCI, o percentual de redução de potência de eixo para marcha lenta, está entre 8,36 % e 12,82 % (para OM 906 LA e M 366 LA, respectivamente). Com o aumento da rotação e a aproximação da sua potência máxima, o percentual de redução decai para 4,27 % e 5,92 % (para OM 906 LA e OM 904 LA, respectivamente).

Considerando um rendimento da combustão (η_c) de 98 % (HEYWOOD, 1988), calcula-se o rendimento global de cada motor para as Potências de Eixo e de Eixo Líquida conforme equação (108) em função da rotação, Figura 49 à Figura 53.

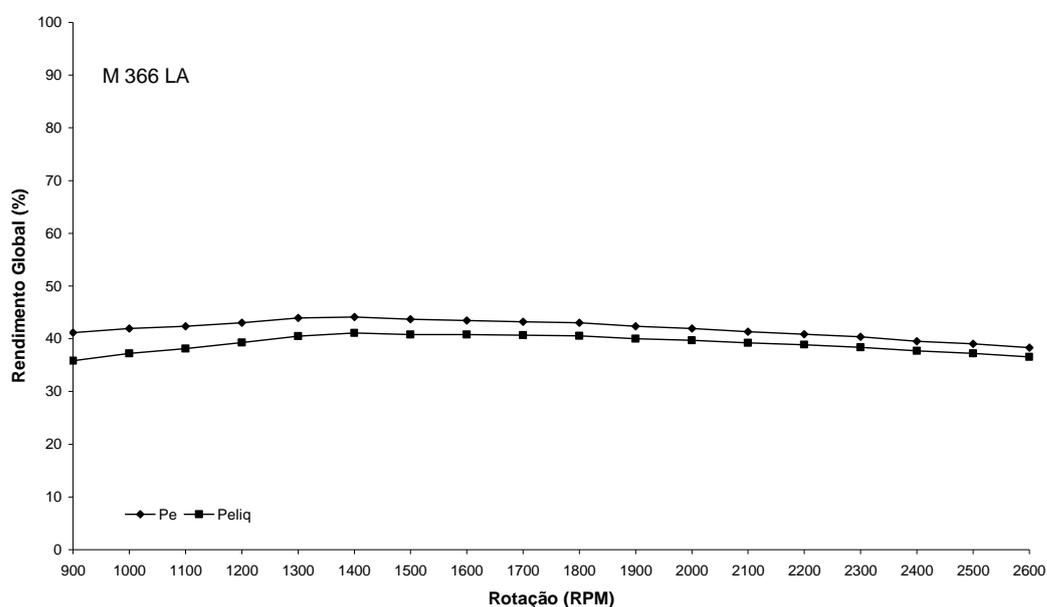


Figura 49 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.

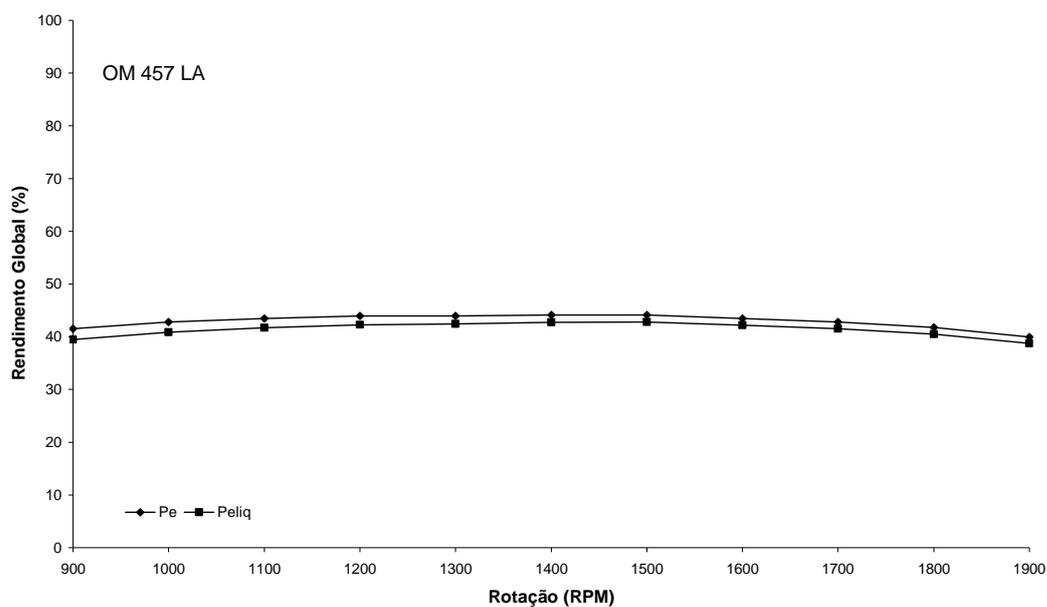


Figura 50 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA.

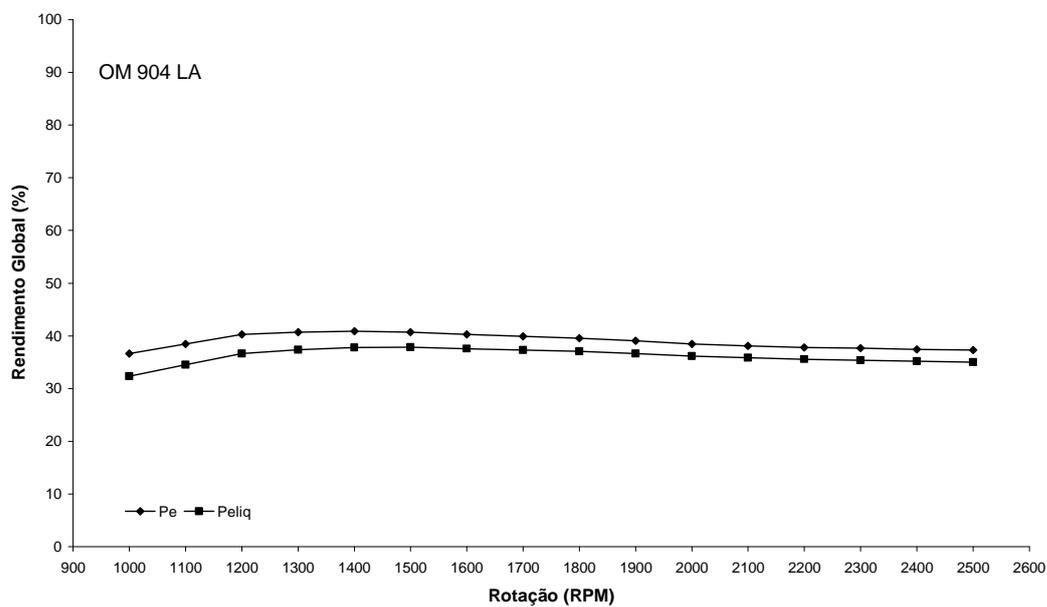


Figura 51 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA.

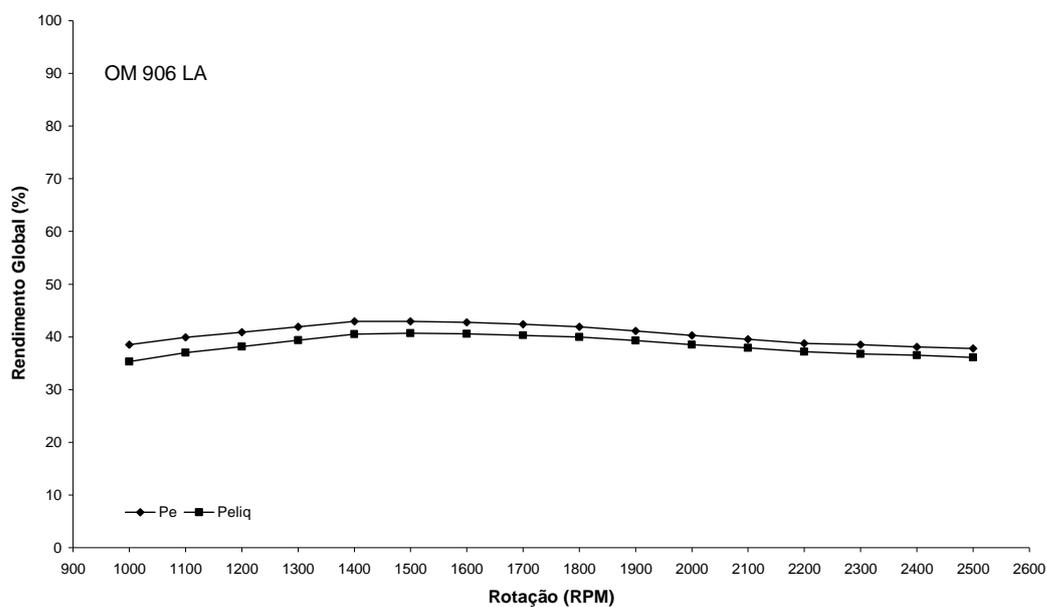


Figura 52 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA.

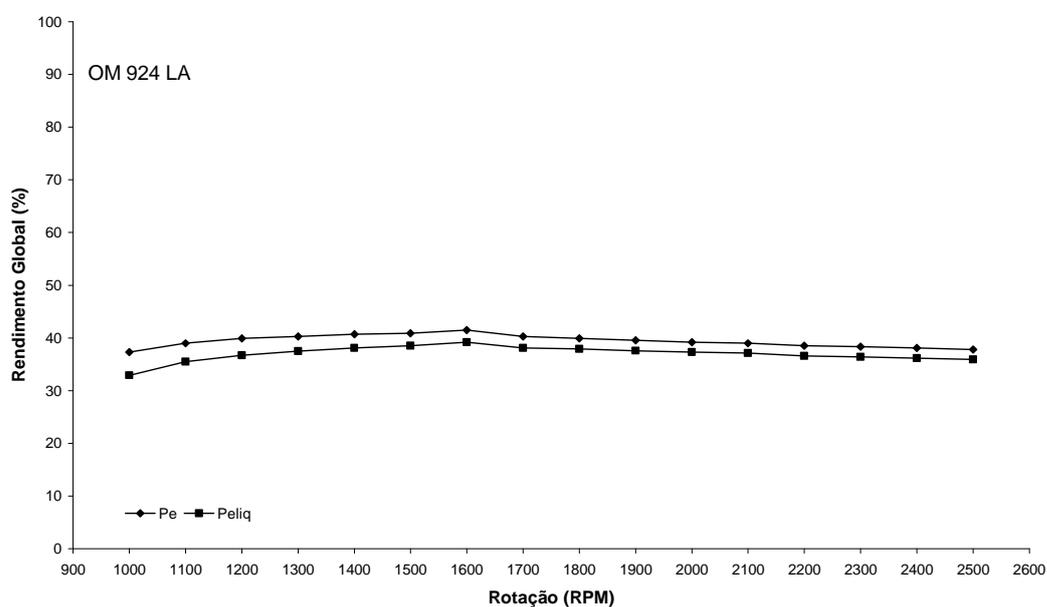


Figura 53 – Rendimento Global (η_g) para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA.

A Tabela 38 apresenta a média do rendimento global de cada motor em função das potências de eixo e de potência de eixo líquida.

Tabela 38 – Média do Rendimento Global em Função das Potências de Eixo e de Eixo Líquida.

n (rpm)	Rendimento Global - η_g (%)									
	M 366		OM 457		OM 904		OM 906		OM 924	
	LA		LA		LA		LA		LA	
	P_e	P_{elq}	P_e	P_{elq}	P_e	P_{elq}	P_e	P_{elq}	P_e	P_{elq}
Média	41,9	39,0	42,9	41,4	39,7	36,5	41,5	39,1	39,9	37,2

Para que o MCI mantenha sua potência de eixo inicial (P_e) é necessário um acréscimo na vazão de combustível, equação (112).

$$P_{elq} = P_e = \eta_g \cdot \eta_c \cdot PCI \cdot (\dot{m}_f + \dot{m}_{ad}) \quad (112)$$

Considerando a eficiência de combustão constante, a vazão de combustível adicional (\dot{m}_{ad}) em função da rotação é apresentada na Figura 54.

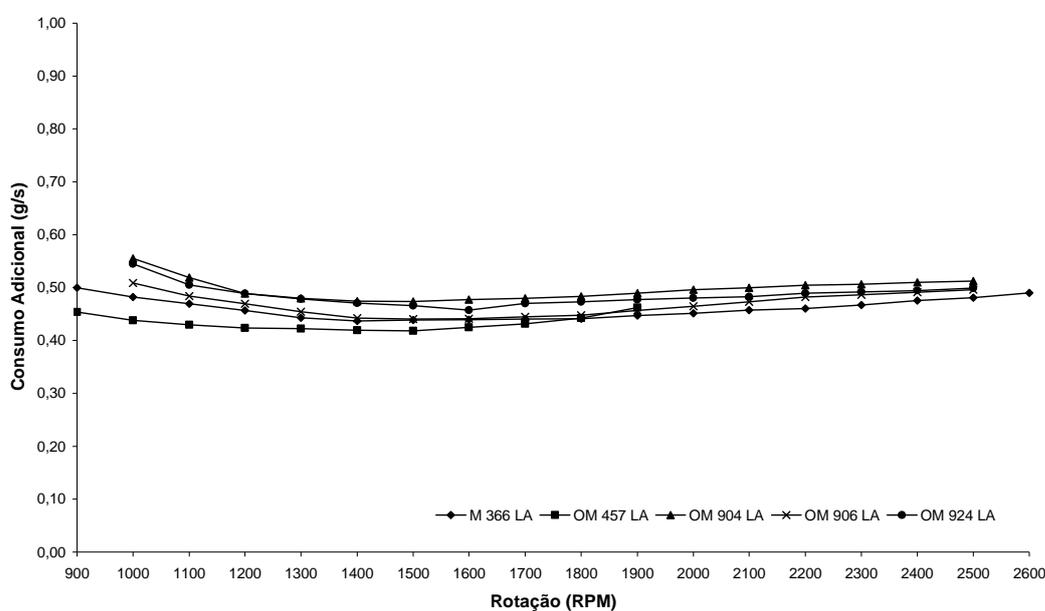


Figura 54 – Consumo Adicional de Combustível.

O consumo adicional médio para cada motor é apresentado na Tabela 39.

Tabela 39 – Consumo Adicional Médio de Combustível.

n (rpm)	Vazão de Combustível adicional - \dot{m}_{ad} (g/s)				
	M 366 LA	OM 457 LA	OM 904 LA	OM 906 LA	OM 924 LA
Média	0,460	0,433	0,497	0,468	0,485

Conhecida a massa específica do óleo diesel, $\rho = 864 \text{ kg/m}^3$, pode-se calcular a vazão volumétrica de combustível (\dot{V}) para as condições onde o motor trabalha livre e com o SRC, Figura 55 à Figura 59.

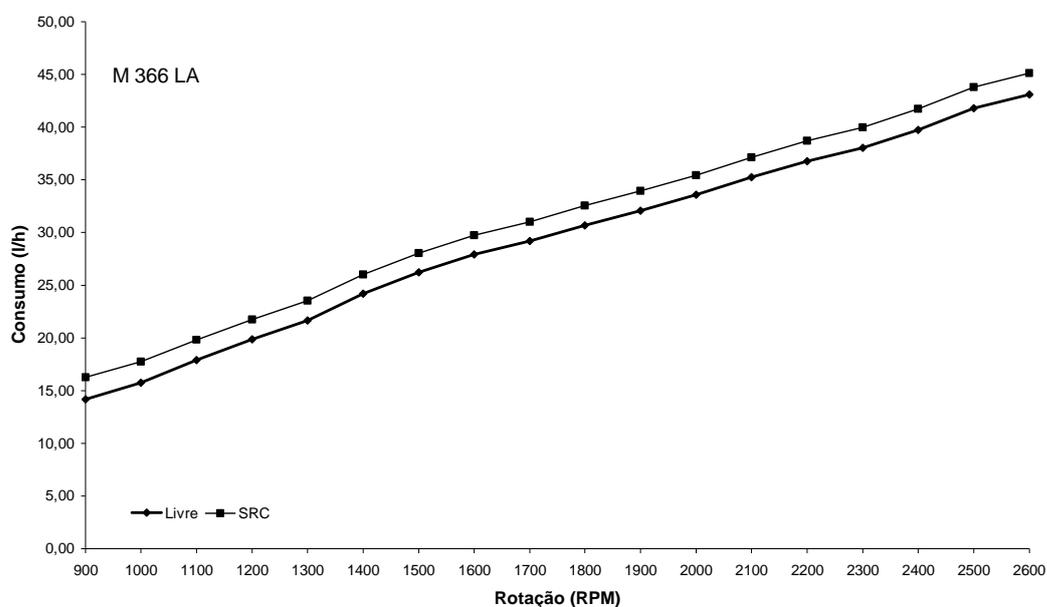


Figura 55 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.

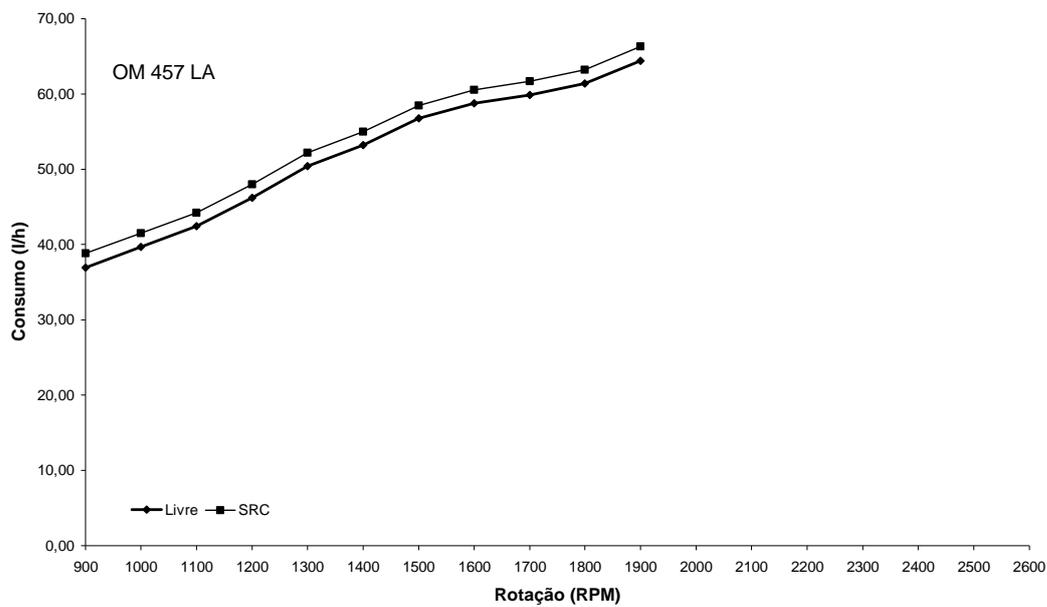


Figura 56 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA.

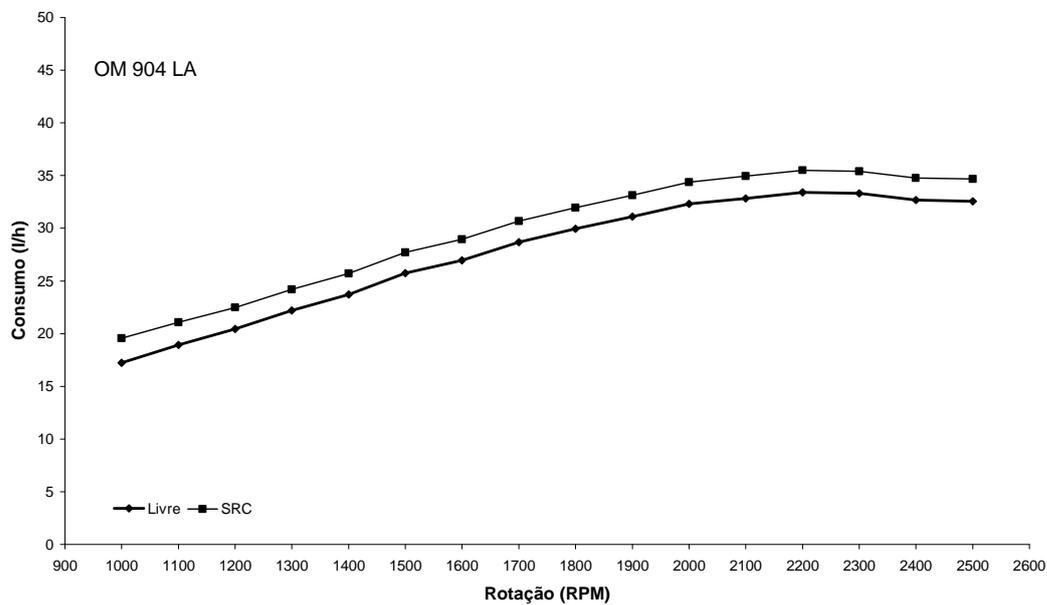


Figura 57 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA.

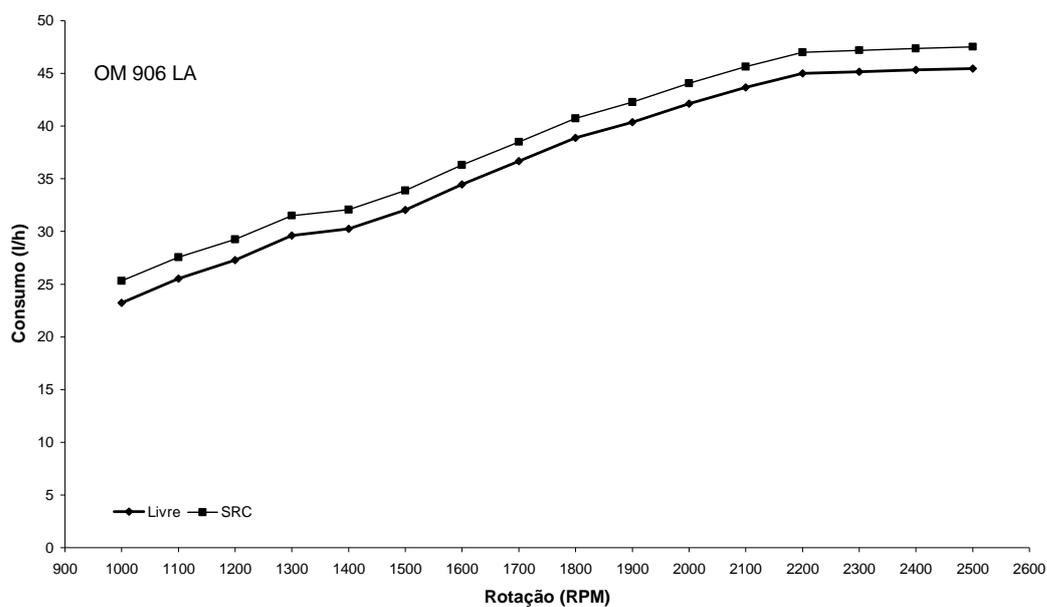


Figura 58 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA.

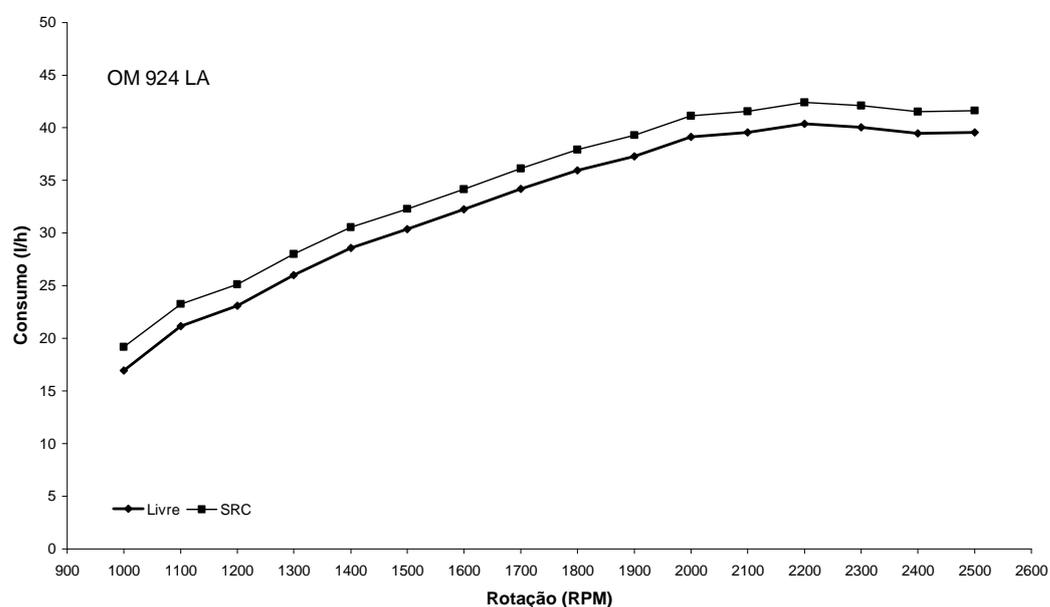


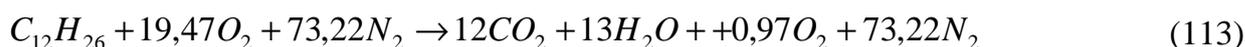
Figura 59 – Consumo de Combustível para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA.

O consumo médio (\dot{V}_m) para cada motor é apresentado na Tabela 40.

Tabela 40 – Consumo Médio de Combustível, Sem e Com SRC.

n (rpm)	Consumo - \dot{V}_m (l/h)									
	M 366 LA		OM 457 LA		OM 904 LA		OM 906 LA		OM 924 LA	
	Livre	SRC	Livre	SRC	Livre	SRC	Livre	SRC	Livre	SRC
Média	29,3	31,2	51,8	53,6	27,6	29,7	36,7	38,5	32,7	34,8

Com um consumo maior de combustível, a reação de combustão é enriquecida, ou seja, a relação combustível-ar equivalente, definida pela equação (18), é maior que a apresentada por HEYWOOD (1998), mas ainda menor que a unidade ($\phi \cong 0,95$). A equação (100) é então reescrita como a equação (113) (TURNS, 2000).



Após estudo das modificações causadas pelo SRC nos parâmetros do MCI, utilizando as Equações (94) e (95) calculam-se o $(CO_2)_e$ e o Π_g para os motores nas novas condições (Tabela 41).

Tabela 41 – Concentração dos Componentes dos Gases de Exaustão para MCI com SRC.

Gás	Concentração (kg/kg _{comb})
CO ₂	3,106
NO _x	0,0437
SO ₂	0,0328
MP	0,0164

A Tabela 42 apresenta os valores dos indicadores especificados acima.

Tabela 42 – Valores dos Indicadores de Poluição para um MCI Diesel com SRC.

	$(\text{CO}_2)_e$ (kg/kg _{comb})	Π_g (MJ/kg)
MCI Diesel	9,008	0,206

Através da equação (96), calcula-se a eficiência ecológica os motores estudados (Figura 60 a Figura 64).

Nos casos, o Dióxido de Carbono Equivalente $(\text{CO}_2)_e$ e o Indicador de Poluição Π_g apresentados na Tabela 37 são válidos.

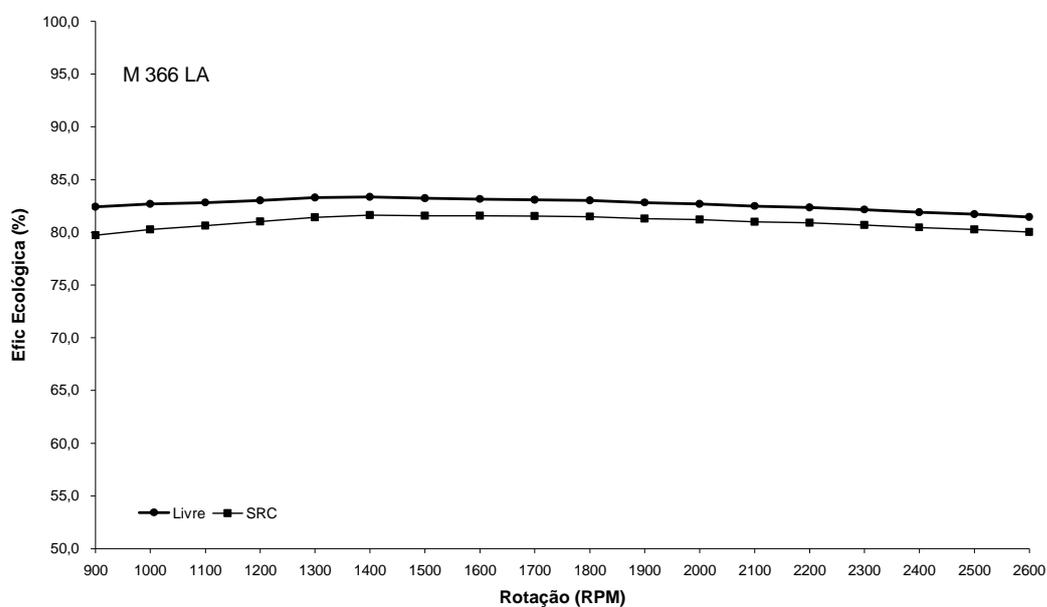


Figura 60 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.

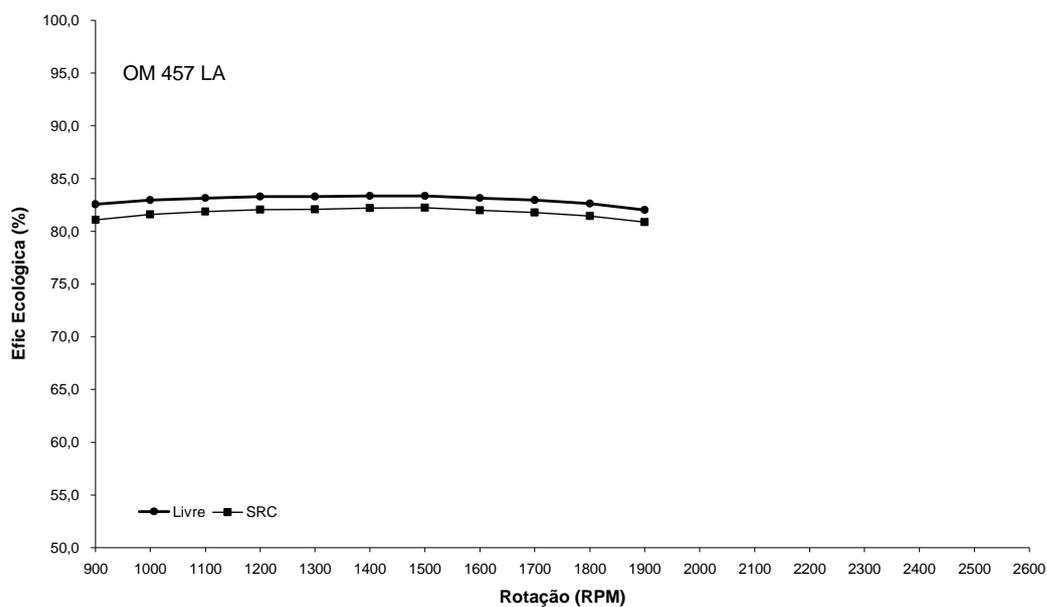


Figura 61 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA.

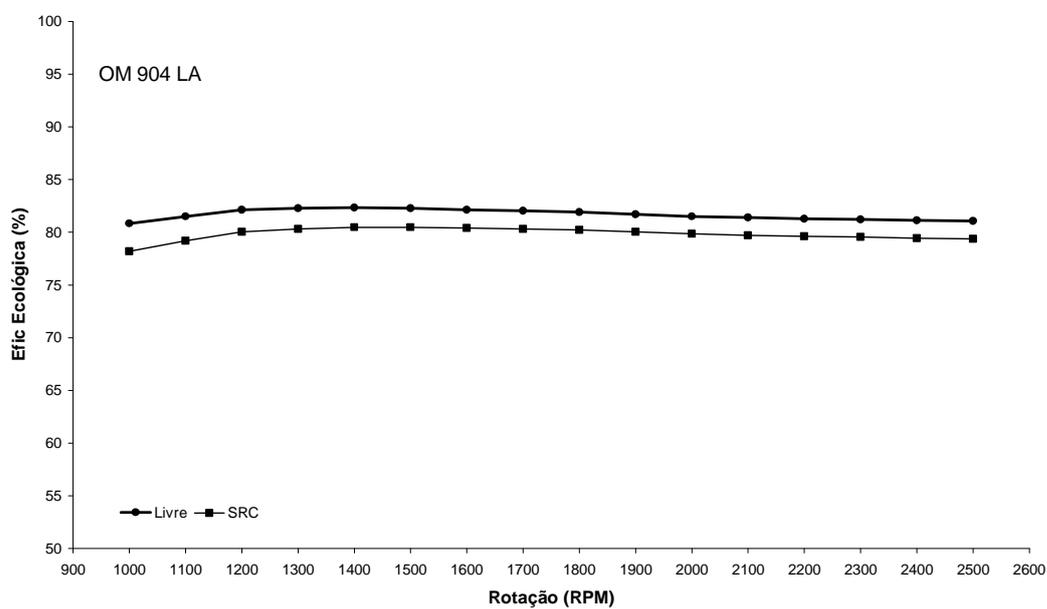


Figura 62 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA.

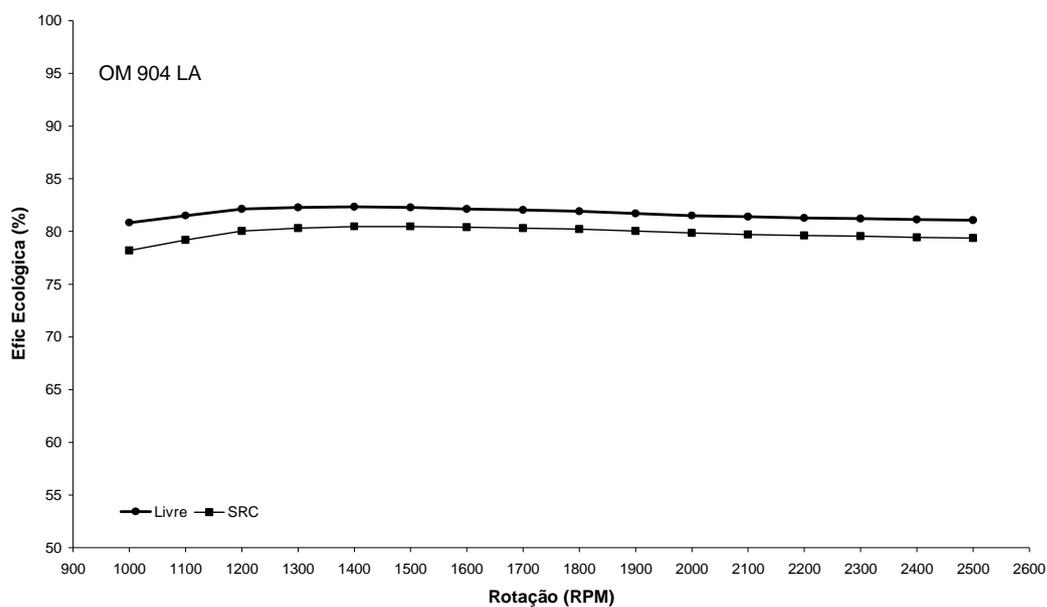


Figura 63 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA.

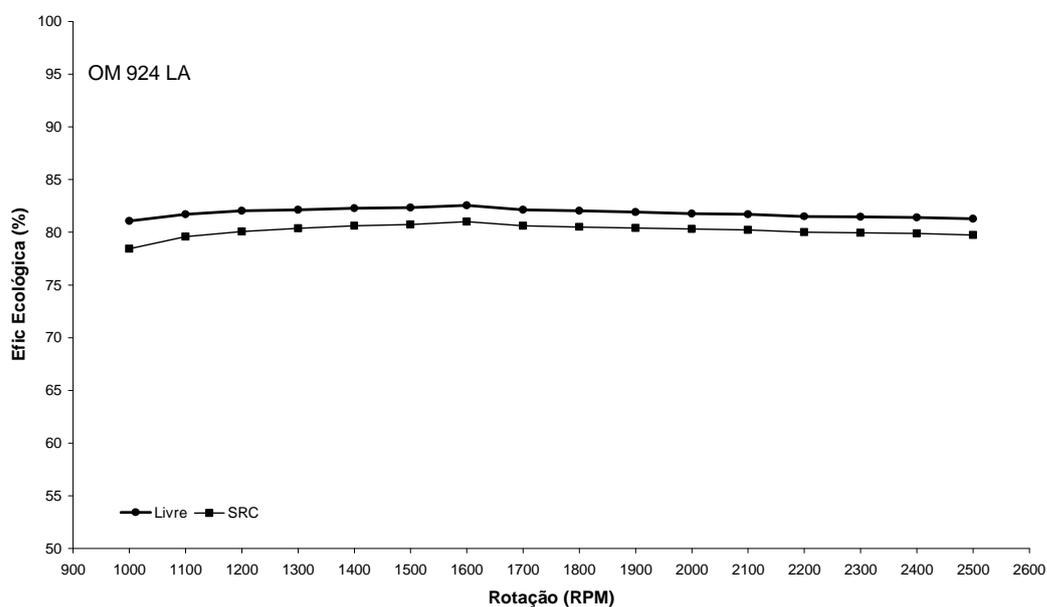


Figura 64 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA.

A Tabela 43 apresenta a eficiência ecológica para a média das potências de eixo e eixo líquida.

Tabela 43 – Eficiência Ecológica em Função das Potências Médias de Eixo e de Eixo Líquida.

Eficiência Ecológica - ϵ (%)									
M 366 LA		OM 457 LA		OM 904 LA		OM 906 LA		OM 924 LA	
Livre	SRC	Livre	SRC	Livre	SRC	Livre	SRC	Livre	SRC
82,6	80,9	83,0	81,7	81,7	79,8	82,2	80,7	81,8	80,2

Os valores apresentados indicam que, com a instalação do SRC, a eficiência ecológica dos motores é reduzida, em média, de 1,6 %.

5.3 – Análise de Motor Diesel e Sistema de Refrigeração por Absorção

Em um MCI, os gases resultantes da combustão do combustível são exauridos para a atmosfera. Devido às especificidades do processo de combustão, estes gases saem com temperaturas relativamente altas. O sistema de refrigeração por absorção proposto utiliza a energia térmica destes gases como fonte de energia, como indicado pelo diagrama de Sankey da Figura 65.

A recuperação de parte da energia dos gases da exaustão aumenta a eficiência do sistema como um todo. A equação (110), que define o rendimento global pode então ser reescrita, equação (114).

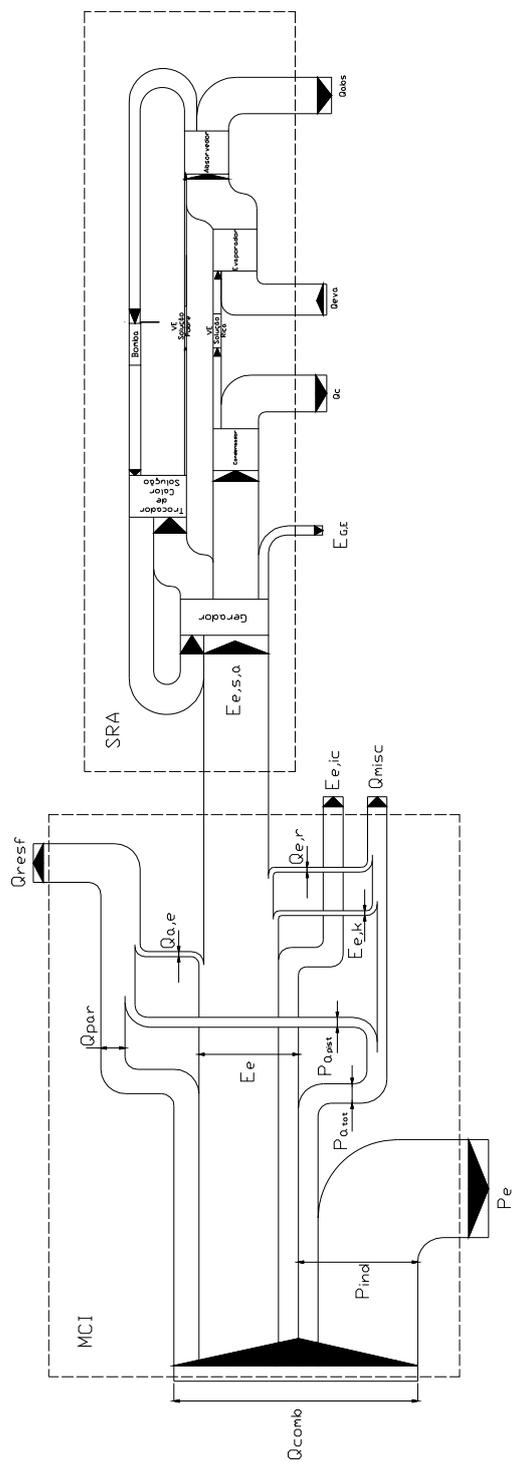


Figura 65 – Diagrama de Sankey de um MCI Interligado a um Sistema de Refrigeração por Absorção (SRA).

$$\eta_g = \frac{P_{eliq} + Q_e}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (114)$$

onde:

Q_e – Energia calorífica retirada pelo evaporador.

Um dos fatores limitantes na utilização dos gases de exaustão é a temperatura dos gases de exaustão. Os gases resultantes da combustão saem do motor a aproximadamente 450°C (Figura 25) e, ao cederem energia, não devem ter sua temperatura reduzida abaixo de 179°C. ZELENKA (1990) afirma que abaixo de 170°C solúveis orgânicos não são convertidos (Figura 66). A faixa de operação ótima está entre 170 e 350 °C, aproximadamente (ZELENKA, 1990).

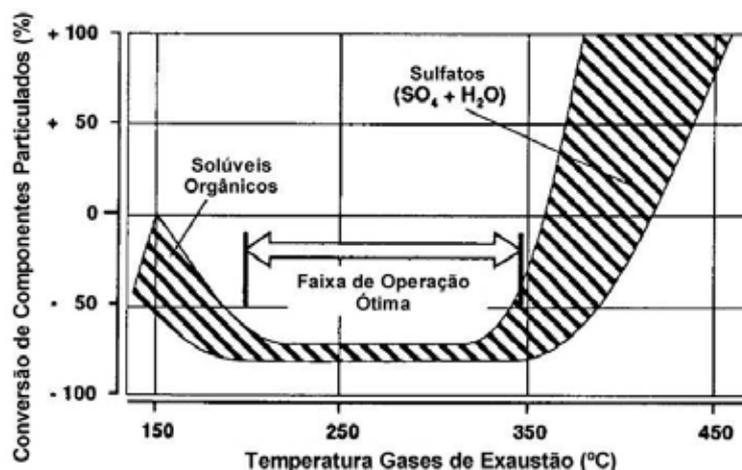


Figura 66 – Temperatura dos Gases de Exaustão, Faixa de Operação Ótima.

Com as modificações apresentadas, calculam-se a eficiência ecológica dos motores estudados (Figura 67 a Figura 71).

Em todos os casos, o Dióxido de Carbono Equivalente (CO₂)_e e o Indicador de Poluição Π_g apresentados na Tabela 37 são válidos.

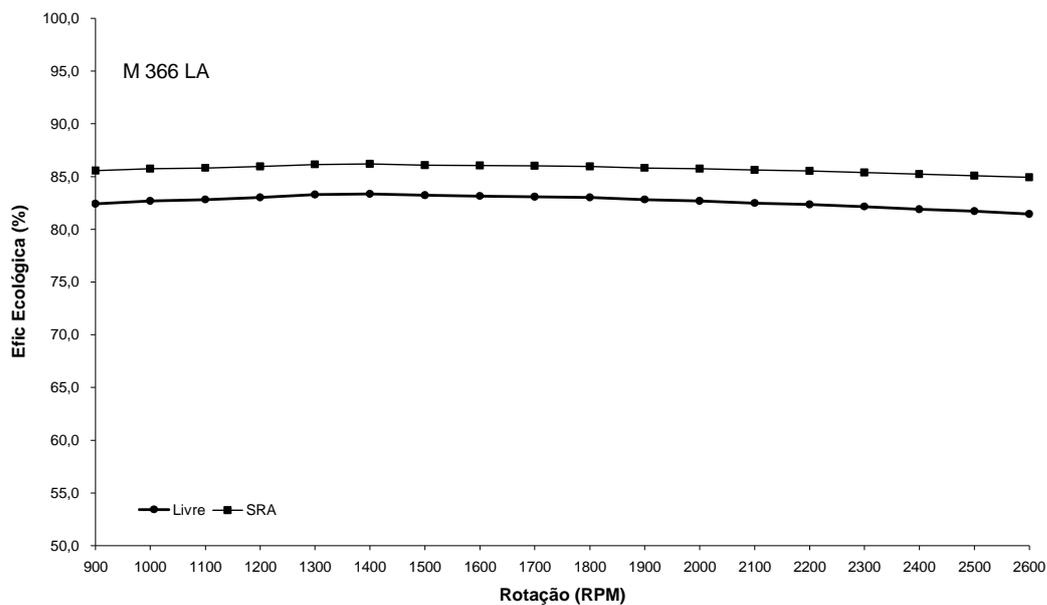


Figura 67 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz M 366 LA.

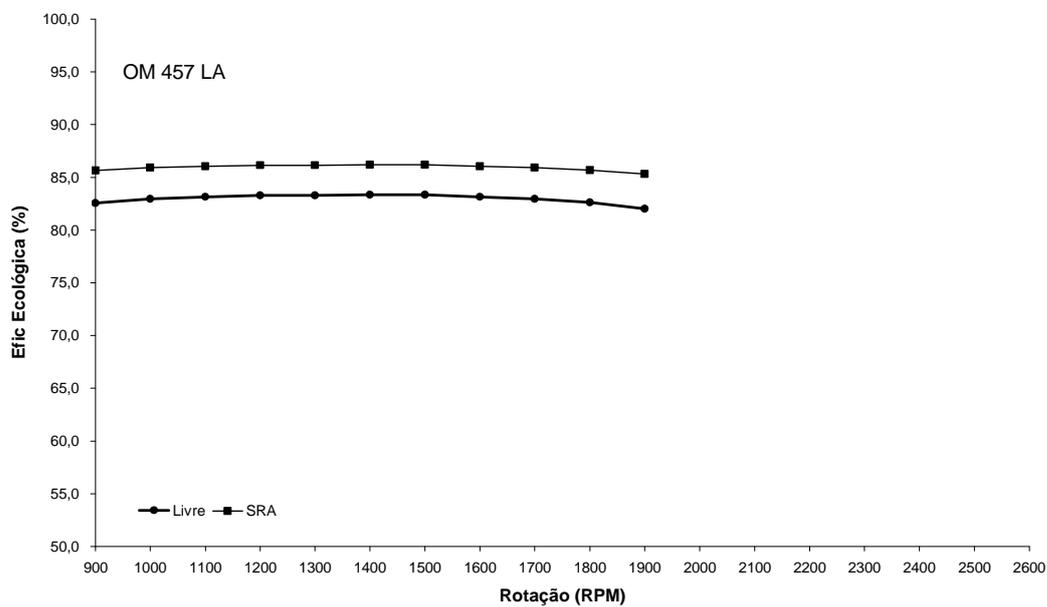


Figura 68 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA.

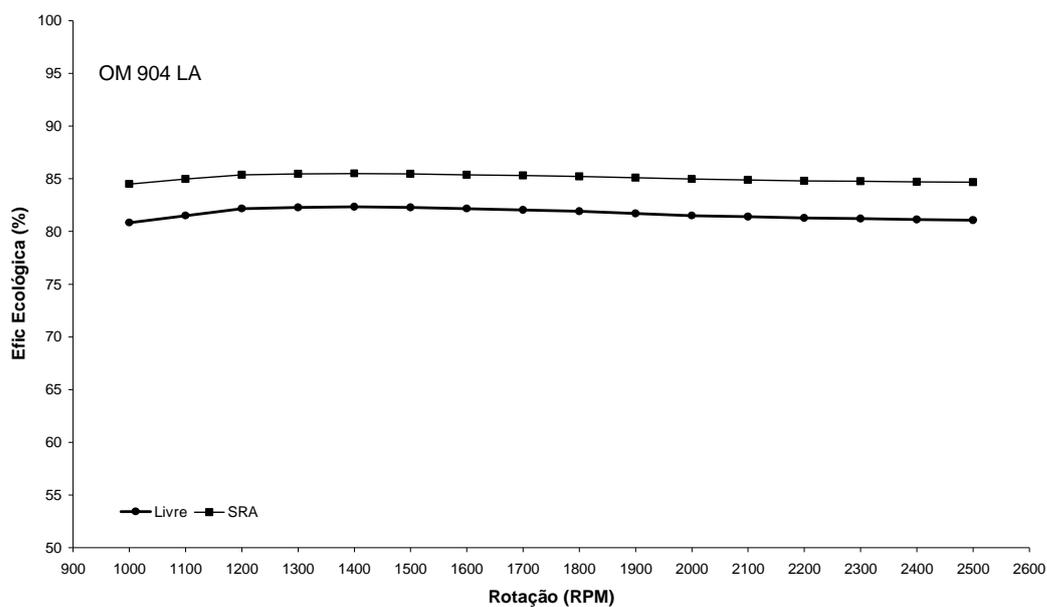


Figura 69 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA.

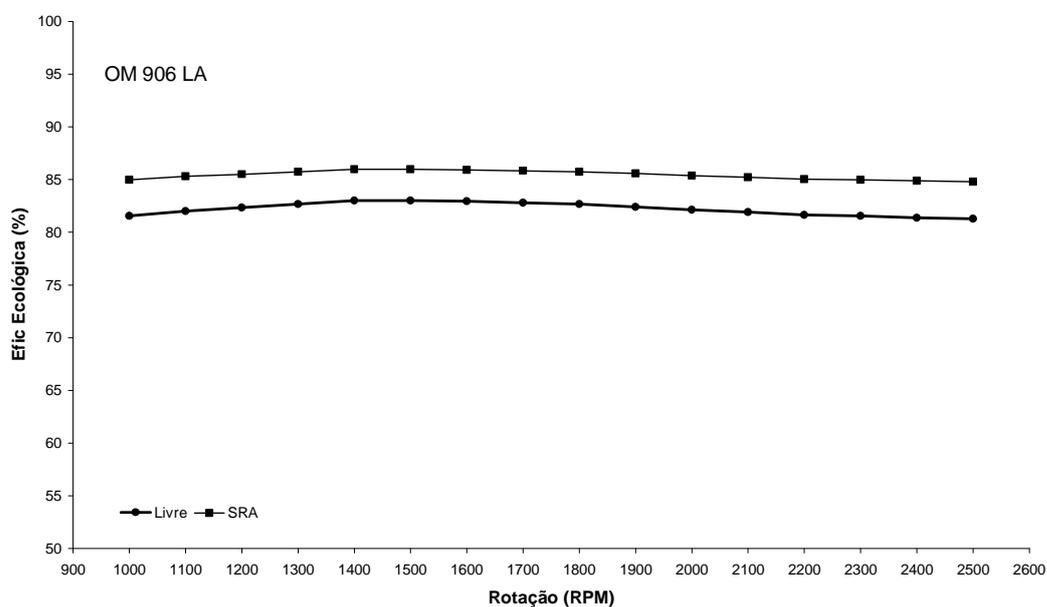


Figura 70 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA.

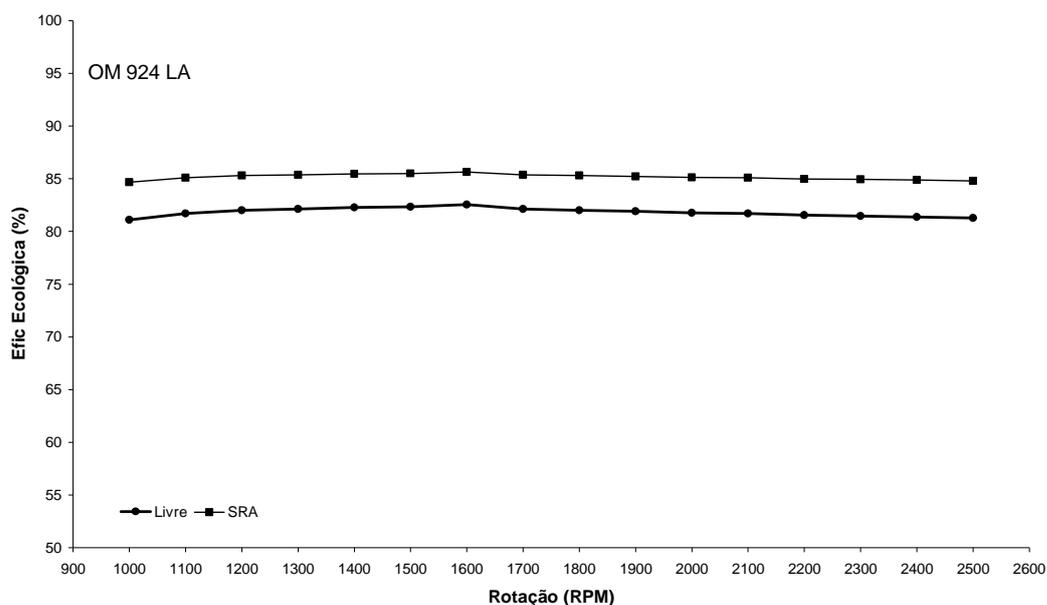


Figura 71 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA.

A Tabela 44 apresenta a eficiência ecológica para ambas as situações, motor livre e com SRA.

Tabela 44 – Eficiência Ecológica Média.

Eficiência Ecológica - ϵ (%)									
M 366 LA		OM 457 LA		OM 904 LA		OM 906 LA		OM 924 LA	
Livre	SRA	Livre	SRA	Livre	SRA	Livre	SRA	Livre	SRA
82,6	85,7	83,0	85,9	81,7	85,1	82,2	85,4	81,8	85,2

Os valores apresentados indicam que, com a instalação do SRC, a eficiência ecológica dos motores é incrementada, em média, de 2,3 %.

Um comparativo entre os sistemas de refrigeração estudados e o motor livre para cada MCI estudado em relação à Eficiência Ecológica é apresentado abaixo (Figura 72 a Figura 76).

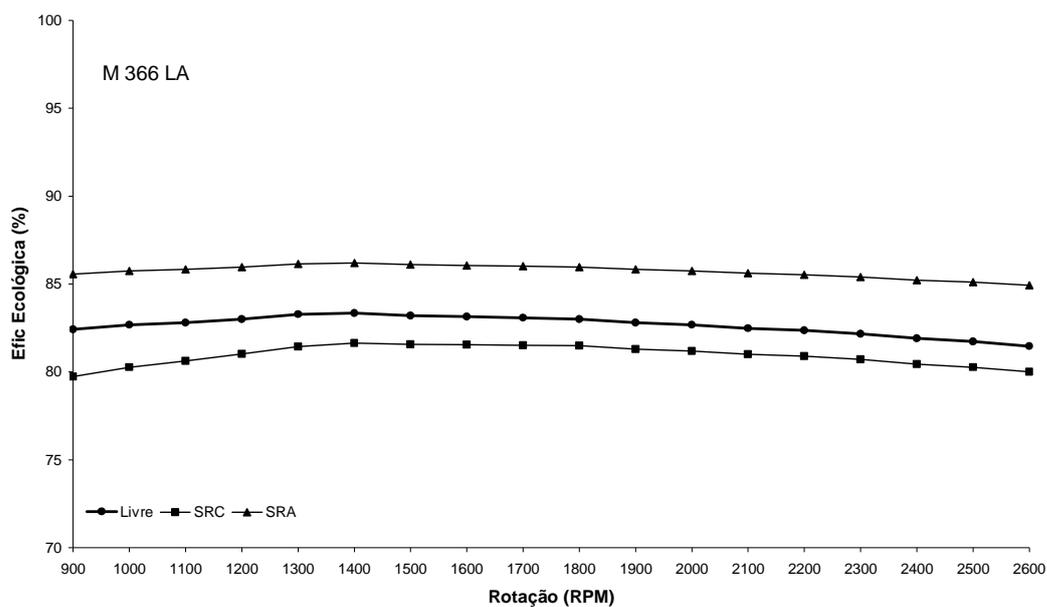


Figura 72 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz M 366 LA para motor livre, com SRC e SRA.

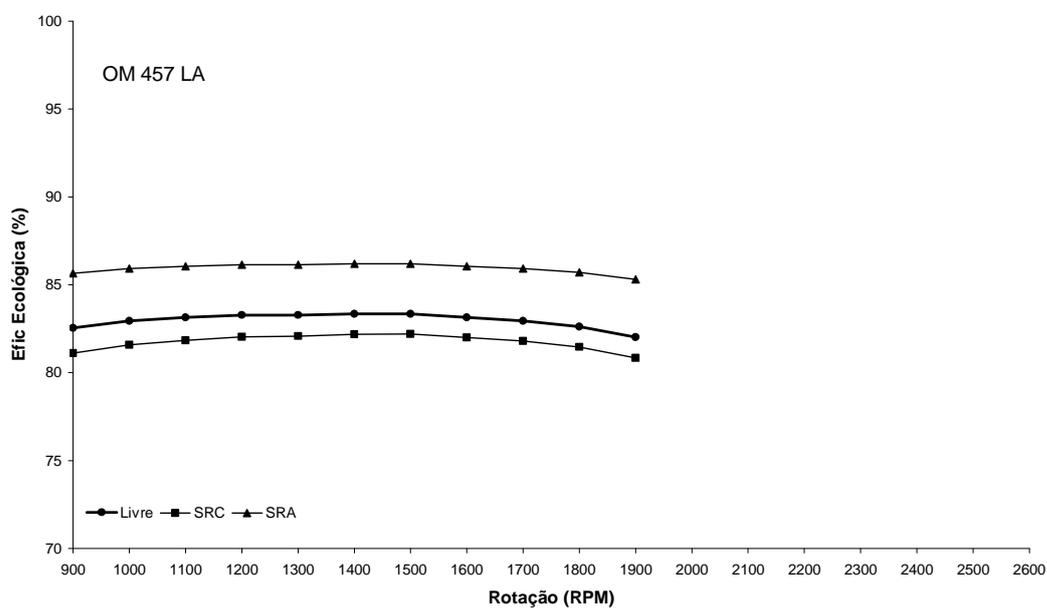


Figura 73 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 457 LA para motor livre, com SRC e SRA.

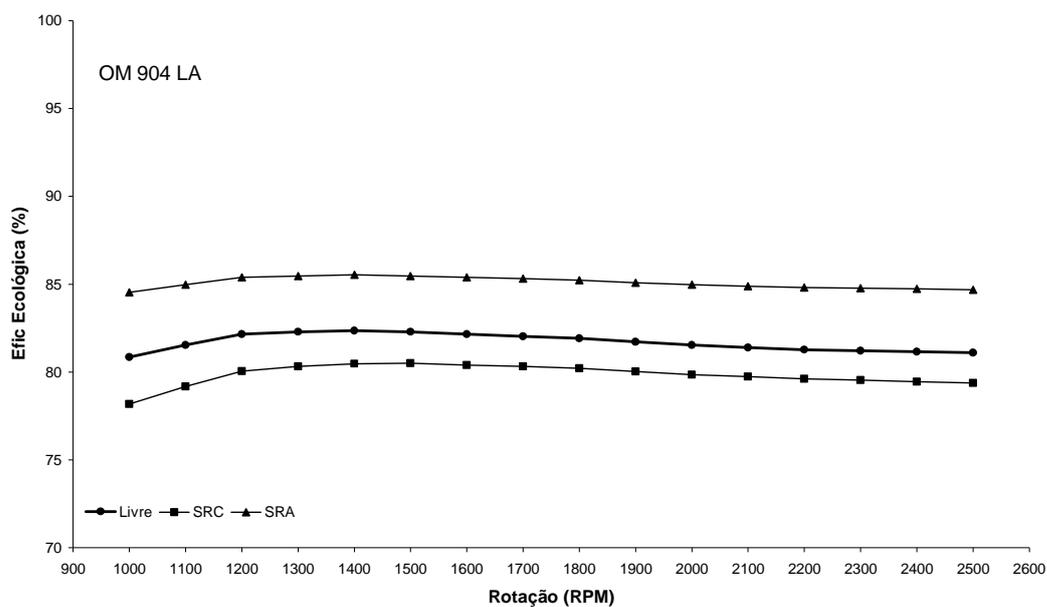


Figura 74 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 904 LA para motor livre, com SRC e SRA.

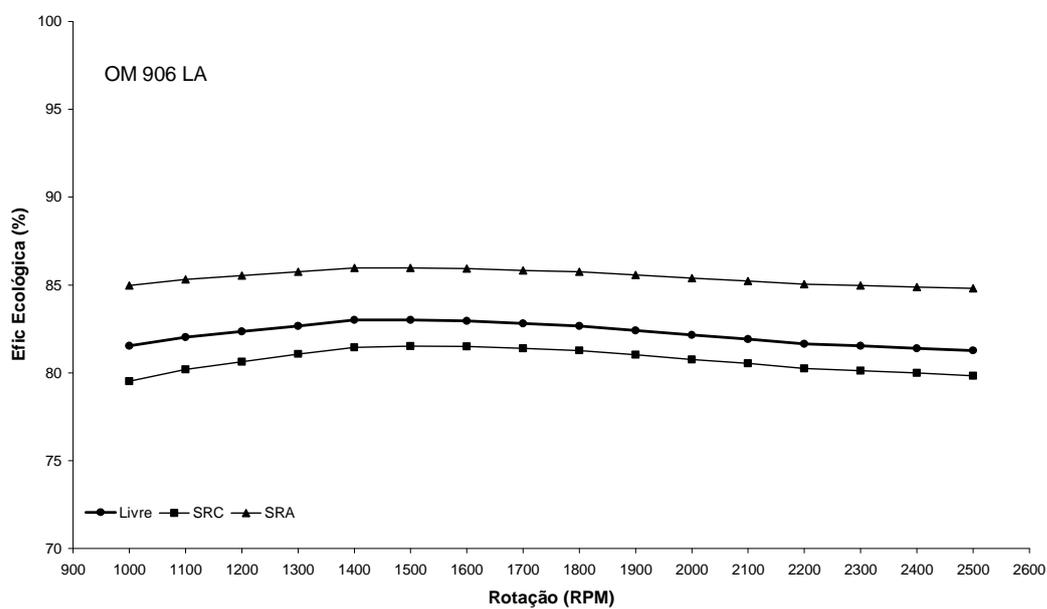


Figura 75 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 906 LA para motor livre, com SRC e SRA.

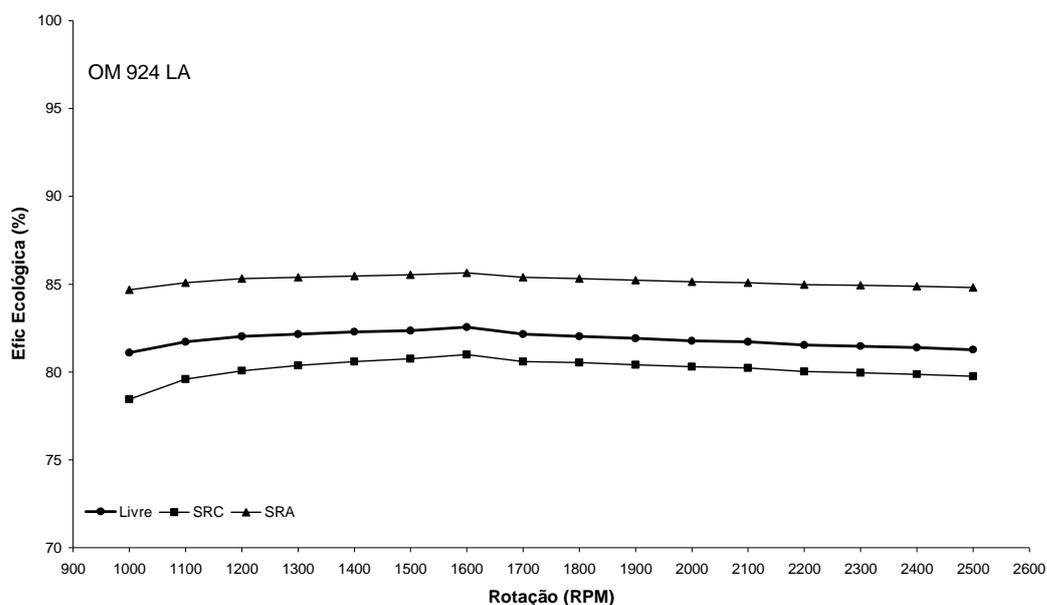


Figura 76 – Eficiência Ecológica para Motor Mercedes-Benz OM 924 LA para motor livre, com SRC e SRA.

Para os motores estudados, a instalação de um sistema de refrigeração por compressão (SRC) produz uma redução não muito significativa na eficiência ecológica em relação à mesma eficiência para um motor livre devido à potência de eixo utilizada para o compressor ser percentualmente pequena. Para motores de menor potência, a utilização de tal sistema implica em uma redução maior. Mas, a presença de um sistema de refrigeração por absorção (SRA) traz consigo um acréscimo apreciável na eficiência ecológica.

CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Desde a implementação do primeiro ar condicionado em um veículo automotor, a maioria absoluta dos sistemas instalados são baseados no princípio de compressão de vapor. O sistema, por utilizar como fonte de energia parte da potência mecânica gerada pela queima de um combustível em um motor de combustão interna, diminui a potência de eixo do mesmo. Como consequência provoca um aumento do consumo de combustível devido à necessidade básica de se manter a velocidade do veículo e/ou o torque nos pneus.

O trabalho descreve de forma sucinta o sistema de refrigeração por compressão de vapor e propõe a utilização de um outro sistema, baseado na recuperação da energia perdida junto com os gases de exaustão por meio de um trocador de calor (gerador).

Parte-se do pressuposto que, devido às características inerentes ao funcionamento do motor, existe uma vazão de gás relativamente quente capaz de fornecer ao gerador energia para um sistema de refrigeração por absorção. O ganho com a instalação de um sistema de absorção ocorre pela economia de combustível e também pela sensível melhoria da eficiência do motor.

Tomando como base o trabalho realizado por Stancato, discutiu-se a carga térmica presente no interior de um ônibus indicando as principais fontes de ganho de calor, fazendo-se em seguida uma comparação com a carga utilizada por fabricantes de equipamentos de condicionamento de ar nacionais.

Ao compará-las verificou-se que a carga térmica calculada por Stancato está abaixo das adotadas pelos fabricantes. Isto se dá devido ao fato que, no projeto dos equipamentos, existem coeficientes de segurança razoavelmente altos, para abranger um maior número de projetos de clientes (montadoras) e para prevenir situações além das normalmente encontradas no País em função das exportações.

A carga térmica adotada advém de cálculos para situações brasileiras e para um veículo com suas características especificadas, obtendo-se um menor valor que a normalmente adotada pelos fabricantes.

Baseando-se em Santos e Tribess (2006), apresentam-se as cargas térmicas de veículos automotores de passeio em situações diversas, simuladas em um túnel de vento. A pesquisa por eles realizada utilizou ainda um motor de combustão de 04 cilindros, ciclo Otto, concluindo que há energia suficiente nos gases de exaustão para utilizar um sistema de absorção. Mas a viabilidade prática do sistema de refrigeração proposto é questionada devido à grande variação de rotação e, em consequência, a grande variação da vazão dos gases no gerador, dificultando o seu gerenciamento.

Com o objetivo de estudar equipamentos específicos para a carga especificada, estudou-se o desempenho de motores de combustão interna trabalhando no ciclo Diesel. Isto porque quase que a totalidade dos veículos existentes neste segmento utiliza este tipo de motor. Para validação das informações, utilizaram-se dados de motores reais de um fabricante nacional.

Assim, para cada motor estudado, calculou-se a energia disponível para o gerador em função da rotação, fez-se um balanço energético e exergético de um sistema de refrigeração por absorção utilizando LiBr, obtendo-se as irreversibilidades de cada componente do sistema e as eficiências exergética e de Bosnjakovic.

De acordo com os estudos efetuados foi possível observar alguns aspectos relevantes, de acordo com as conclusões dadas abaixo.

1) Os gases provindos da combustão nos motores diesel apresentaram grande energia disponível, variando de 11,5 a 35,0 kW, dependendo do motor e da rotação.

Esta energia é rejeitada ao ambiente sem aproveitamento desde a partida do motor. Devido a isto, para um SRA o custo da energia é nulo. Para um SRC, ao contrário, a energia custa, em termos de consumo de combustível, o equivalente a uma média de 2 litros de diesel por hora de funcionamento do motor (OM 904 LA).

2) A variação da rotação, em consequência, a variação da vazão de gases no gerador, ou ainda a falha no fornecimento de energia, pode provocar a cristalização da mistura no absorvedor, causando a parada de funcionamento da bomba de solução.

Com a instalação do SRA, procedimentos devem ser especificados para que não ocorra a cristalização da mistura. Dentre os possíveis procedimenos pode-se citar a

exigência de uma rotação mínima para manutenção do sistema e de um tempo hábil para aquecimento da mistura antes de ocorrer o resfriamento propriamente dito.

3) O rendimento global do sistema aumenta com a instalação de um SRA.

Com a instalação do sistema de absorção, parte da energia que seria perdida é recuperada, melhorando sensivelmente o rendimento do conjunto.

4) O incremento do rendimento global do sistema gera valores de Eficiência Ecológica favoráveis.

Mantendo-se constante o combustível, com a instalação de um SRC, o Dióxido de Carbono Equivalente sofre um indesejado aumento, acarretando um acréscimo no Indicador de Poluição (Π_g) e um decréscimo no $(CO_2)_e$. A utilização de um SRA, reduz o $(CO_2)_e$ e, em consequência, o Π_g .

Com a melhoria destes indicadores, a Eficiência Ecológica é melhorada. Como esta eficiência abrange aspectos que definem a intensidade do impacto ambiental de um processo a melhoria da mesma é bem vinda.

Para trabalhos futuros, sugere-se o dimensionamento detalhado dos componentes do sistema de refrigeração. A forma geométrica interfere na eficiência do componente não apenas devido ao modo de transferência de calor, mas também devido à dinâmica do veículo.

REFERÊNCIAS

ABREU, A. F. **Sistema de Refrigeração por Absorção Intermitente: Concepção, Dimensionamento, Construção, Ensaio e Considerações Econômicas**, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, Programa Interunidades de Pós-graduação em Energia, São Paulo, 1999.

ASHRAE. **Handbook of Fundamentals**, ASHRAE, Atlanta, 1997.

BAUMGARTEN, C., **Mixture Formation in Internal Combustion Engines**, Springer, 2006.

BITZER GROUP OF COMPANIES, **Bitzer Software Version 5.0.1**, 2008.

BORGES, M. T. C. M., **Determinação de Propriedades Radiativas Espectrais de Vidros e Películas**, Dissertação de Mestrado, UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

BRASIL CLIMA. Disponível em: <http://www.c10.com.br/brasilclima/not_senai1.htm>. Acesso em: nov. 2005.

CARDU, M.; BAICA, M. **Regarding a Global Methodology to Estimate the Energy-Ecologic Efficiency of Thermopower Plants**, Energy Conversion and Management, v.40, p. 71-87, 1999a.

CARMO, A.T. e PRADO, R. T. A., **Qualidade do Ar Interno**, Texto Técnico, Escola Politécnica da USP, 1999.

CARRIER CORPORATION, U.S. Patent 5,724,823; **Absorption Over-Concentration Control**, March 10, 1998 apud ZOGG, R. A., FENG, M.Y.,

WESTPHALEN, D., Guide to Developing Air-Cooled LiBr Absorption for Combined Heat and Power Applications, U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, 2006.

CARRIER Inc., **Manual de Aire Acondicionado**, Editora Marcombo, Barcelona, 1992.

CARRIER SÜTRAK. AC 343, **Manual de Instruções e Peças**, 2007.

CARRIER TRANSICOLD, disponível em <www.transicold.com.br/front.interna.produtos.asp?id_secao=214&nome_secao=Produtos&id_subsecao=216&nome_subsecao=Ônibus%20Rodoviário>, acessado em novembro/2007.

CARVALHO, E. N. **Modelagem e Simulação de Unidades Resfriadoras de Líquidos por Absorção H₂O-LiBr de Simples e Duplo Efeito, Incluindo o Efeito de Aditivos e Clima Local**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2007.

ÇENGEL, Y e TURNER, R. H., **Fundamentals of Thermal Fluid Sciences**. McGraw-Hill, New York, 2007, 1078p.

CHALLEN, B., BARANESCU, R. **Diesel Engine Reference Book**. , Butterworth – Heiemann, Woburn, MA, E.U.A., 2nd Ed., 1999.

CHEMICALOGIC CORPORATION. Disponível em: <<http://www.chemicalogic.com>>. Acesso em: out. 2006.

CHEMFINDER. Disponível em: <<http://www.chemifinder.com>>. Acesso em: nov. 2007.

CHIOU, J. P., **Application of Solar-Powered Ventilator in Automobiles**, SAE Paper nº 860585, 1986 apud STANCATO, F., Fontes térmicas em cabines de veículos automotivos, sua avaliação e efeito no ambiente interior, Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1992.

CLIMABUSS, disponível em <www.climabuss.com.br/index.php?goto=produtos>, acessado em novembro/2007.

CORRO, G., **Sulfur Impacto on Diesel Emission Control – A Review**, React. Kinet. Lett., Vol. 75, No. 1, 89-106, 2002.

COULSON, D. **The air conditioning of Motor Vehicle**. L.H.V.E.J., nº33, pp 37-347, 1966 apud STANCATO, F., Fontes térmicas em cabines de veículos automotivos, sua avaliação e efeito no ambiente interior, Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1992.

DÍAZ, R. P. S. **Avaliação da influência da carga de gás em um sistema de condicionamento de ar automotivo**. Dissertação de Mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2002.

EBINUMA, C. D., SILVEIRA, J. L., BALESTIERI, J. A. P., **Análise Exergética para a Determinação do Desempenho Ótimo de uma Bomba de Calor**, XI Seminário da ADUNESP, pp. 355-361, 1990, Guaratinguetá.

EERE - U.S. DEPARTMENT OF ENERGY - **The Future of Absorption Technology in America - A Critical Look at the Impact of BCHP and Innovation**. Advanced Building Systems 2000 Conference. Disponível em: <http://www.eere.energy.gov/de/pdfs/absorption_future.pdf>. Acesso em nov. 2006.

ENCARTA ENCYCLOPEDIA. Disponível em: <http://encarta.msn.com/encyclopedia_761568448/Priestley_Joseph.html>. Acesso em fev. 2007.

ENCYCLOPEDIA BRITANNICA. Disponível em: <<http://www.britannica.com>>. Acesso em fev. 2007.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (EPA). **Indoor Air Facts nº 4 – Sick Building Syndrome**, disponível em <www.epa.gov/iaq/pubs>, acessado em 2003.

FADEDPAGES. Disponível em: <<http://selfinger.com/fp/art/ice1875.htm>>. Acesso em: nov. 2005.

FEUERRECKER G. et al. **Measurement of Thermophysical Properties of LiBr Solutions at High Temperatures and Concentrations**, AES – vo. 31, International Absorption Heat Pump Conference, ASME, p. 493-99, 1993.

FLORIDES, G. A. et al., **Design and construction of a LiBr–Water Absorption Machine**, Energy Conversion and Management 44 (2003), 2483–2508, 2003.

GUEDES, J. M., **Absorção: Alternativa para a Crise Energética**, Oficina do Frio, RPA Editora, SP, Nº. 51, pp. 14-19, 1999.

GRUDEN, D., **Fuels**, The Handbook of Environmental Chemistry, Vol. 3, Part T (2003): p 255–288.

HEROLD, K.E. e RADERMACHER, R., **Absorption chillers and heat pumps**, CRC Press, Florida. E.U.A., 1996.

HEYWOOD, J.B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**, McGraw-Hill, New-York, 1988.

HC. History Channel. **The Air-Conditioning History**. Modern Marvels. 2006.

IAPWS. Disponível em: < <http://www.iapws.org>>. Acesso em: nov. 2007.

ITAO, D. C., **Estudo de um Sistema Alternativo de Ar Condicionado Automotivo Baseado na Aplicação de Tubos de Vórtice Utilizando o Conceito de Regeneração Energética**, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

JOHNSON, T. J., **Truck climate controls: Past, present and future climate controls for the truck cab**, SAE Tech. Paper, Series 820971, 1982.

KAITA, Y. **Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-Water Solutions at High Temperatures**, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 374-390, 2001.

KEATING, E. L., **Applied Combustion**, CRC Press, New York, 2007, 649p.

KRUEGER, R.H., DOCKUS, K.F., RUSH, W.F., **Lithium Chromate: Corrosion Inhibitor for Lithium Bromide Absorption Refrigeration Systems**, ASHRAE Journal, Vol.6, pp. 40-44, 1964.

KUPPAN, T., **Heat Exchanger Design Handbook**, Marcel Dekker, New York, 2000.

LUKANIN, V. N. et al, **Motores de Combustión Interna**, Editorial Mir, Moscou, 1985.

MARTINHO, N.A.G., SILVA, M.C.G., RAMOS, J.A.E., **Evaluation of Thermal Comfort in a Vehicle Cabin**, Proc. Instn Mech. Engrs. Vol. 218 Part D: Journal of Automobile Engineering, pp 159-166, 2004.

MCNEELY, L.A. **Thermodynamic Properties Aqueous Solutions of Lithium Bromide**, ASHRAE Transactions, 85 (Part 1): p.413-34, 1979.

MERCEDES-BENZ DO BRASIL, disponível em <www.mercedes-benz.com.br>, acessado em 04/2004.

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**, no Setor Energético, pp. 62-69, 2006.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA), **Resolução CONAMA N° 3**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/res/res90/res0390.html>>. Acesso em: mar 2008.

INCROPERA, F. P. e DeWITT, D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 4ª Edição. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1998. 494p.

INSTITUTO BRASILEIRO DE MEIO AMBIENTE (IBAMA), **Lei 8723/93**. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/proconve/legislacao.php>>. Acesso em: mar 2008.

NIST; **Standard Reference Database Number 69**, Eds. P.J. Linstrom and W.G. Mallard, Junho 2005, Gaithersburg MD, 20899. Disponível em: <<http://webbook.nist.gov>>. Acesso em: nov 2006.

MURAKAMI, K. e KONDO. N., **Density and Crystallization Temperature of Lithium-Bromide Aqueous Solutions**, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, p. 175-180, 2002.

NOGUEIRA, L. A., SILVEIRA, J. L., BALESTIERI, J. A. P., MASSAFELLI, N., **Análise Exegética da Unidade 1 da Termoelétrica Piratininga**, X SNPTEE, Informe Técnico GPT II, pp. 1-6, 1989, Curitiba, Brasil.

ÖZISIK, M. N., **Heat Transfer: A Basic Approach**, McGraw Hill, 1985.

PEREIRA, J. C., **Motores e Geradores - Princípios de Funcionamento, Instalação, Operação e Manutenção de Grupos Diesel Geradores**, disponível em <www.joseclaudio.eng.br>, acessado em 11/2005.

PIMENTA, J.M.D, SANTOS, R.O., CARVALHO, E.N., TEIXEIRA, R.R., **Projeto e Simulação de uma Unidade de Absorção, para Aplicações de Refrigeração Automotiva**, 10º ENCIT, Rio de Janeiro, 2004.

REIS, S., **Costs of Air Pollution Control - Analyses of Emission Control Options for Ozone Abatement Strategies**. Springer, New York, 2005, 211p.

ROCKENFELLER U. **Laboratory results: solution LiBr – H₂O properties = P – T – X, heat capacity**. Boulder City (NV): Rocky Research Inc., 1987.

RODRIGUEZ, C. C. et al. **Ecological Efficiency In Internal Combustion Engines, A Biodiesel Case**. In Press. 2008.

ROBUR. Disponível em: <http://www.robur.it/us/pag_technology_history.jsp>. Acesso em: nov 2005.

SANTOS, A. L., ARROYO, N. A. R., **Estudo do Aproveitamento da Energia Obtida pelos Gases de Escapamento e pela Água de Resfriamento de um Motor de Combustão Interna**. ENCIT - 2000, 2000, Porto Alegre.

SANTOS, E. O., TRIBESS, A., **Dimensionamento e Avaliação do Ciclo de Refrigeração de Sistema de Climatização Automotivo**, Escola Politécnica da USP - Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2006 (Boletim Técnico).

SHAH, R. K. e SEKULIÉ, D. P., **Fundamentals of Heat Exchanger Design**, John Wiley & Sons, New Jersey, 2003, 941p.

STANCATO, F., **Fontes térmicas em cabines de veículos automotivos, sua avaliação e efeito no ambiente interior**, 250 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1992.

SILVEIRA, J. A., LACAVALA, P. T., **Análise Exergética de Sistema de Congeração Aplicado à Fabricação de Papel e Celulose**, III CEM-NNE, pp. 242-250, 1992, João Pessoa, PB.

SPHEROS, disponível em <www.spheros.com.br>. Acesso em: mar 2008.

SSAW Home Service Company, disponível em <<http://ssaw-services.com>>. Acesso em: mar, 2008.

SUTRACK, disponível em <<http://sutrack.com.tw>>. Acesso em: dez, 2007.

THERMODYNAMICS RESEARCH CENTER, NIST Boulder Laboratories, M. Frenkel director, **Thermodynamics Source Database**, in NIST Chemistry

THERMOKING, disponível em <www.thermoking.com.br>. Acesso em: nov 2007.

TRIBESS, A., **Conforto Térmico em Veículos Automotivos, Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva**, EPUSP, 2004.

URNS, S. R., **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**. McGraw-Hill, New York, 2000, 676p.

USP – Universidade de São Paulo – Departamento de Ciências Atmosféricas, disponível em <www.master.iag.usp.br/conforto/index.html>. Acesso em: nov 2007.

VILELA, I. A. C., **Desenvolvimento de um Modelo Termodinâmico que Considera os Impactos Ambientais**, 2007. 145f. Tese (Doutorado), Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.

WALL, G., **Optimization of Refrigeration Machinery**, International Journal of Refrigeration, Vol. 14, pp. 336-340, 1990.

WYLEN, G. J., SONNTAG, R., **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, 4ª Ed., Edgard Blucher, São Paulo, 1997.

ZELENKA, P., OSTGATHE, K. e LOX, E., **Reduction of Diesel Exhaust Emissions by Using Oxidation Catalysts**, SAE Technical Papers Series, 902111, 1990.

ZOGG, R. A., FENG, M.Y., WESTPHALEN, D. **Guide to Developing Air-Cooled LiBr Absorption for Combined Heat and Power Applications**, U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, 2006. Disponível em: <http://www.eere.energy.gov/de/pdfs/thermally_activated_lithiumbromide.pdf>. Acesso em: nov. 2007.

APENDICE A - Programa Computacional ASHRAE

Neste apêndice o programa computacional *Engineering Equation Solver* (EES) é utilizado para o cálculo da carga térmica de verão para o ônibus nas condições especificadas.

1 – Áreas utilizadas no cálculo

a) Vidros

Janelas Laterais	7,69 m ²
Porta	1,05 m ²
Parabrisa	3,73 m ²

b) Superfícies Externas exceto vidros

Lateral Direita	17,97 m ²
Lateral Esquerda	17,32 m ²
Frente	1,94 m ²
Traseira	2,61 m ²

c) Superfícies Internas

Assoalho	30,94 m ²
Compartimento do motor	4,95 m ²

2 – Programa Computacional

{Calculo da Carga Térmica de Verão}

{ASHRAE CLT/SCL/CLF Method}

CLTD - Cooling Load Temperature Difference
 SCL - Solar Cooling Load
 CLF - Cooling Load Factor}

{Variáveis}

$$N = 52$$

$$t_0 = 25$$

$$t_{inf} = 40$$

$$U_{glass} = 5,0 \text{ \{W/m}^2\cdot\text{K}\}$$

$$A_{glass} = 12,47 \text{ \{m}^2\}$$

$$CLTD = 15 \text{ \{K}\}$$

$$U_{part} = 0,036 \text{ \{W/m}^2\cdot\text{K}\}$$

$$A_{part} = 39,84 \text{ \{m}^2\}$$

$$SC = 1$$

$$SCL = 2,1$$

$$SHG =$$

$$LHG =$$

$$CLF = 0,99$$

$$W =$$

$$F_{ul} =$$

$$F_{sa} =$$

$$P = 0,05$$

$$E_f = 0,98$$

$$Q_{input} = 165$$

$$F_L = 0,95$$

$$Q_{vent} = 24$$

{External Cooling Load}

{CLTD}

$$Q_{cltd} = U_{glass} * A_{glass} * CLTD$$

{SCL}

$$Q_{scl} = A_{glass} * SC * SCL$$

{Partitions}

$$Q_{\text{part}} = U_{\text{part}} * A_{\text{part}} * (t_0 - t_{\text{inf}})$$

{Internal Cooling Load}

$$Q_{\text{sens}} = N * \text{SHG} * \text{CLF} \text{ {Sensible Heat Gain}}$$

$$Q_{\text{lat}} = N * \text{LHG} \text{ {Latent Heat Gain}}$$

$$Q_{\text{el}} = W * F_{\text{ul}} * F_{\text{sa}} * \text{CLF}$$

{Power}

$$Q_{\text{p}} = P * E_{\text{f}} * \text{CLF}$$

$$Q_{\text{sen_pow}} = Q_{\text{input}} * F_{\text{L}} * \text{CLF}$$

{Ventilation and Infiltration Air}

$$Q_{\text{sen_vent}} = 1,23 * Q_{\text{vent}} * (t_0 - t_{\text{inf}})$$

APENDICE B - Programa Computacional SRA

Neste apêndice o programa computacional *Engineering Equation Solver* (EES) é utilizado para o cálculo do sistema de absorção utilizando LiBr.

1 – Programa Principal, Sistema de Absorção.

{TESE}

{Função que calcula a Entropia do LiBr}

{Referência: Kaita, Y., 2001, "Thermodynamic Properties of Lithium Bromide-Water Solutions at High Temperatures", International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 374-390}

Function entropy_LiBr(x;T)

B00=5,1275500E-01
 B01=-1,3939540E-02
 B02=2,9241450E-05
 B03=9,0356970E-07

B10=1,2267800E-02
 B11=-9,1568200E-05
 B12=1,8204530E-08
 B13=-7,9918060E-10

B20=-1,3648950E-05
 B21=1,0689040E-07
 B22=-1,3811090E-09
 B23=1,5297840E-11

B30=1,0215010E-08
 B31=0,0000000E+00
 B32=0,0000000E+00
 B33=0,0000000E+00

entropy_LiBr=B00*x^0*T^0+B01*x^1*T^0+B02*x^2*T^0+B03*x^3*T^0+B10*x^0
 *T^1+B11*x^1*T^1+B12*x^2*T^1+B13*x^3*T^1+B20*x^0*T^2+B21*x^1*T^2+B

$$22*x^2*T^2+B23*x^3*T^2+B30*x^0*T^3+B31*x^1*T^3+B32*x^2*T^3+B33*x^3*T^3$$

end

{Função que calcula a Exergia do LiBr}

Function exergy_LiBr(s0;h0;s;h;T0)

SI=2 {Define Sistema Internacional}
 exergy_LiBr= (h-h0)-T0*(s-s0) {Calcula a exergia}

end

{Função que calcula a exergia da água}

Function exag(T;T0;T0K;P)

TK=T+273,15
 cpag=CP(Water;T=T;P=P) {kJ/kg.K}
 exag=cpag*(T-T0)-T0K*ln((TK)/T0K)

end

{Função que calcula a exergia do ar}

Function exar(T;T0;T0K;P)

TK=T+273,15
 cpar=CP(Air_ha;T=T;P=P) {kJ/kg.K}
 exar=cpar*(T-T0)-T0K*ln((TK)/T0K)

end

{Função que calcula o cp do LiBr}

Function CpLiBr(X)

{ X em %
 Cp em (kJ/kg.K) }

$$CpLiBr = (0,0976 * X^2 - 37,512 * X + 3825,4) / 1000$$

end

{ Função que calcula o cp do gás de exaustão }

Function CpGas (TE)

{ TE em (°C) }

CpNO2 = CP(NO2;T=TE)

CpCO = CP(CO;T=TE)

CpSO2 = CP(SO2;T=TE)

CpCO2 = CP(CO2;T=TE)

CpN2 = CP(N2;T=TE)

CpO2 = CP(O2;T=TE)

CpH2O = CP(H2O;T=TE)

CpGas = (0,25 *CpNO2 + 0,01*CpCO + 0,01*CpSO2 + 11,10*CpCO2 +
73,99*CpN2 + 10,66*CpO2 + 3,92*CpH2O) / 100

end

{ Sistema Internacional }

SI=2

{ -----
- }

{Dados de Entrada}

m[7]=0,008 {kg/sec}

T[17]=28 {°C}

m[17]=1 {kg/sec}

T[13]=25 {°C}

P[13]=110 {kPa}

m[13]=0,4 {kg/sec}

T[3]=60 {°C}

T[4]=90

T[7]=85

T[9]=6

x[1]=55 {%

$$x[4]=60$$

$$UAa=1,8 \quad \{\text{kW/K}\}$$

$$UAc=1,6$$

$$UAe=1,25$$

$$Eff_{hx}=0,64 \quad \{\text{Eficiência do Trocador de Calor}\}$$

{Temperatura e Concentração de Referência}

$$T0=20 \quad \{^{\circ}\text{C}\}$$

$$X0=50 \quad \{\%\}$$

{Pressões}

$$Phigh=9,625$$

$$Plow=0,935$$

$$P=100 \quad \{\text{kPa}\}$$

{-----
- }

$$Q[8]=0,0$$

$$Q[10]=1,0$$

$$T[15] = T[14]$$

{Trocador de Calor}

$$Eff_{hx}=(T[4]-T[5])/(T[4]-T[2])$$

$$Chot=m[4]*(h[4]-h[5])/(T[4]-T[5])$$

$$Ccold=m[2]*(h[3]-h[2])/(T[3]-T[2])$$

$$Qhx=m[1]*(h[3]-h[2])$$

{Balanço de Energia}

$$Qhx=m[4]*(h[4]-h[5])$$

$$N_{hx}=(T[4]-T[3])-(T[5]-T[2])$$

$$D_{hx}=\ln((T[4]-T[3])/(T[5]-T[2]))$$

$$Lmtdhx=N_{hx}/D_{hx}$$

$$UAhx=Qhx/Lmtdhx$$

{Gerador}

$$Qg= h[4]*m[4] +h[7]*m[7]-h[3]*m[3]$$

{Balanço de Energia}

$$Qg=m_{gas}*Dh_{gas}$$

$$Dh_{gas} = 400 * Cp_{Gas} (400) - 350 * Cp_{Gas} (350) \text{ {kJ/kg}}$$

{ Condensador }

$$Q_c = m[7] * (h[7] - h[8]) \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

$$Q_c = m[15] * (h[16] - h[15]) \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

$$Eff_c = (T[15] - T[16]) / (T[15] - T[8])$$

{ Válvula do Refrigerante }

$$h[9] = h[8] \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

{ Evaporador }

$$Q_e = m[9] * (h[10] - h[9]) \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

$$Q_e = m[17] * (h[17] - h[18]) \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

$$Eff_e = (T[17] - T[18]) / (T[17] - T[10])$$

{ Absorvedor }

$$Q_a = m[10] * h[10] + h[6] * m[6] - m[1] * h[1] \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

$$Q_a = m[13] * (h[14] - h[13]) \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

$$Eff_a = (T[14] - T[13]) / (T[6] - T[13])$$

{ Válvula de Expansão da Solução }

$$h[6] = h[5] \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

{ Bomba }

$$h[2] = h[1] + P_{work} / m[1] \quad \text{{ Balanço de Energia}}$$

$$P_{work} = m[1] * v_1 * (P_{high} - P_{low}) / 1000 \quad \text{{ Modelo de Trabalho da Bomba}}$$

- isentrópico }

{ Trocadores de Calor para loop água }

{ Calcula LMTD }

$$N_a = (T[6] - T[14] - T[1] + T[13])$$

$$D_a = \ln((T[6] - T[14]) / (T[1] - T[13]))$$

$$Lmtda = N_a / D_a$$

$$N_c = (T[8] - T[15] - T[8] + T[16])$$

$$D_c = \ln((T[8] - T[15]) / (T[8] - T[16]))$$

$$Lmtdc = N_c / D_c$$

$$N_e = (T[17] - T[10] - T[18] + T[10])$$

$$D_e = \ln((T[17] - T[10]) / (T[18] - T[10]))$$

$$Lmtde = N_e / D_e$$

{ equação para balanço de energia UA*LMTD }

$$Q_a = Lmtda * UA_a$$

$$Q_c = L_{mtdc} * U_{Ac}$$

$$Q_e = L_{mtde} * U_{Ae}$$

{Balanços de Massa}

$$m[2] = m[1]$$

$$m[3] = m[2]$$

$$m[5] = m[4]$$

$$m[6] = m[5]$$

$$m[8] = m[7]$$

$$m[9] = m[8]$$

$$m[10] = m[9]$$

$$m[14] = m[13]$$

$$m[15] = m[14]$$

$$m[16] = m[15]$$

$$m[18] = m[17]$$

$$x[2] = x[1]$$

$$x[3] = x[2]$$

$$x[5] = x[4]$$

$$x[6] = x[5]$$

$$x[7] = 0$$

$$x[8] = x[7]$$

$$x[9] = x[8]$$

$$x[10] = x[9]$$

{Cálculo de Propriedades Termodinâmicas}

{Cálculo do COP}

$$COP_r = Q_e / Q_g$$

{COP Sistema Refrigeração}

$$COP_h = (Q_a + Q_c) / Q_g$$

{COP Sistema Aquecimento}

$$COP_h = 1 + COP_r$$

{Taxa de Circulação da Solução}

$$f = m[3] / m[7]$$

{Entalpia}

$$h[1] = H_LIBR(T[1]; x[1]; SI)$$

$$h[2] = H_LIBR(T[2]; x[2]; SI)$$

$$h[3] = H_LIBR(T[3]; x[3]; SI)$$

$$h[4] = H_LIBR(T[4]; x[4]; SI)$$

$$h[5] = H_LIBR(T[5]; x[5]; SI)$$

$$CALL Q_LIBR(h[6]; P_{low}; x[6]; SI; q_{6b}; T_{6b}; X_{16b}; h_{16b}; h_{v6b})$$

$$T[6] = T_{6b}$$

h[7]=enthalpy(Water;T=T[7];P=Phigh)
 h7s=enthalpy(Water;T=T[8];x=1,0)

h[8]=enthalpy(Water;T=T[8];x=0)
 h[10]=enthalpy(Water;T=T[10];x=1)

h[13]=enthalpy(Water;T=T[13];P=P[13])
 h[14]=enthalpy(Water;T=T[14];P=P[14])
 h[15]=enthalpy(Water;T=T[15];P=P[15])
 h[16]=enthalpy(Water;T=T[16];P=P[16])

h[17]=enthalpy(Air_ha;T=T[17];P=P)
 h[18]=enthalpy(Air_ha;T=T[18];P=P)

{ entropia }

s[7]=entropy(Water;T=T[7];P=Phigh)
 s[8]=entropy(Water;T=T[8];P=Phigh)
 s[9]=entropy(Water;T=T[9];P=Plow)
 s[10]=entropy(Water;T=T[10];P=Plow)
 s[13]=entropy(Water;T=T[13];P=P[13])
 s[14]=entropy(Water;T=T[14];P=P[14])
 s[15]=entropy(Water;T=T[15];P=P[15])
 s[16]=entropy(Water;T=T[16];P=P[16])

s[17]=entropy(Air_ha;T=T[17];P=P)
 s[18]=entropy(Air_ha;T=T[18];P=P)

v1=V_LIBR(T[1];X[1];SI)

{ Calor Específico }

cp[1] =CpLiBr(X[1])
 cp[2] =CpLiBr(X[2])
 cp[3] =CpLiBr(X[3])
 cp[4] =CpLiBr(X[4])
 cp[5] =CpLiBr(X[5])
 cp[6] =CpLiBr(X[6])

cp[7]=CP(Water;T=T[7];P=Phigh)
 cp[8]=CP(Water;T=T[8];P=Phigh)
 cp[9]=CP(Water;T=T[9];P=Plow)
 cp[10]=CP(Water;T=T[10];P=Plow)

cp[13]=CP(Water;T=T[13];P=P[13])

cp[14]=CP(Water;T=T[14];P=P[14])

cp[15]=CP(Water;T=T[15];P=P[15])

cp[16]=CP(Water;T=T[16];P=P[16])

cp[17]=CP(Air_ha;T=T[17];P=P)

cp[18]=CP(Air_ha;T=T[18];P=P)

{Define as Pressões}

P[1]=Plow

P[2]=Phigh

P[3]=Phigh

P[4]=Phigh

P[5]=Phigh

P[6]=Plow

P[7]=Phigh

P[8]=Phigh

P[9]=Plow

P[10]=Plow

P[14]=P[13]

P[15]=P[14]

P[16]=P[15]

P[17]=P

P[18]=P[17]

{Define o Título}

Q[1]=0

Q[4]=0

Q[6]=q6b*0,01

Q[9]=quality(Water;h=h[9];P=Plow)

{Calcula a Entropia da Solução}

s[1] = entropy_LiBr(x[1]; T[1])

s[2] = entropy_LiBr(x[2]; T[2])

s[3] = entropy_LiBr(x[3]; T[3])

s[4] = entropy_LiBr(x[4]; T[4])

s[5] = entropy_LiBr(x[5]; T[5])

s[6] = entropy_LiBr(x[6]; T[6])

{Calcula a Exergia da Solução}

s0 = entropy_LiBr(X0; T0)

h0 = H_LIBR(T0;X0;SI)

```

ex[1]=exergy_LiBr(s0;h0;s[1];h[1];T0)
ex[2]=exergy_LiBr(s0;h0;s[2];h[2];T0)
ex[3]=exergy_LiBr(s0;h0;s[3];h[3];T0)
ex[4]=exergy_LiBr(s0;h0;s[4];h[4];T0)
ex[5]=exergy_LiBr(s0;h0;s[5];h[5];T0)
ex[6]=exergy_LiBr(s0;h0;s[6];h[6];T0)

```

```

{ Calcula a Exergia do Refrigerante }
s0b = entropy(Water;T=T0;P=Phigh)
h0b = enthalpy(Water;T=T0;P=Phigh)

```

```

ex[7]=exergy_LiBr(s0b;h0b;s[7];h[7];T0)
ex[8]=exergy_LiBr(s0b;h0b;s[8];h[8];T0)
ex[9]=exergy_LiBr(s0b;h0b;s[9];h[9];T0)
ex[10]=exergy_LiBr(s0b;h0b;s[10];h[10];T0)

```

```

{ Calcula a Exergia }
T0K=T0+273,15                                { K }
ex[13]=exag(T[13];T0;T0K;P[13])
ex[14]=exag(T[14];T0;T0K;P[14])
ex[15]=exag(T[15];T0;T0K;P[15])
ex[16]=exag(T[16];T0;T0K;P[16])

```

```

ex[17]=exar(T[17];T0;T0K;P[17])
ex[18]=exar(T[18];T0;T0K;P[18])

```

```

{ Irreversividades }
Ie = m[9]*(ex[9]-ex[10]) + (1-T0K/T[9])*Qe
Ic = m[10]*ex[10]+m[6]*ex[6]-m[1]*ex[1] + (1-T0/T[5])*Qa
Ee=(m[18]*ex[18]-m[17]*ex[17])/(m[9]*ex[9]-m[10]*ex[10])

```

2 – Programa para Dimensionamento do Trocador Água-Ar

```

{ Trocador Água - Ar }

```

```

Function Maximo(C_q;C_f)
  IF (C_f>C_q) THEN C = C_f ELSE C = C_q
Maximo=C

```

end

Function Minimo(C_q;C_f)

IF (C_f<C_q) THEN C = C_f ELSE C = C_q

Minimo=C

end

{-----}

Q_hx = 44,2 {kW}

U_q = 0,56 {kW/m2.K}

T_q_e = 46 {°C}

T_q_s = 40

T_f_e = 35 {°C}

T_f_s = 45

m_f = 1 {kg/s}

P_f = 100 {kPa}

T_f_m = (T_f_e +T_f_s)/2

c_p_f = CP(Water;T=T_f_m;P=P_f)

C_f = m_f * c_p_f

C_q = C_f * (T_f_s - T_f_e)/(T_q_e - T_q_s)

C_max=Maximo(C_q;C_f)

C_min = Minimo(C_q;C_f)

Q_max = C_min * (T_q_e - T_f_e)

Q = C_f * (T_f_s - T_f_e)

Eff = Q / Q_max

C_r = C_min/C_max

Eff = 1 - exp((1/C_r)* NUT^0,22*(exp(-C_r*NUT^0,78)-1))

F=(1/((1-C_r)*NUT))*ln((1-Eff*C_r)/(1-Eff))

$$Lmtd_{hx} = (T_{q_e} - T_{f_s}) - (T_{q_s} - T_{f_e}) / \ln((T_{q_e} - T_{f_s}) / (T_{q_s} - T_{f_e}))$$

$$A_q = Q_{hx} / (U_q * F * Lmtd_{hx})$$

3 – Programa para Dimensionamento do Evaporador

{Evaporador}

$$Q_e = 18,7 \quad \{\text{kW}\}$$

$$U_e = 0,056 \quad \{\text{kW/m}^2.\text{K}\}$$

$$T_{q_e} = 28 \quad \{\text{°C}\}$$

$$T_{q_s} = 12$$

$$T_f = 6 \quad \{\text{°C}\}$$

$$m_f = 0,093 \quad \{\text{kg/s}\}$$

{ ----- }

$$h_{f_e} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_f; x=0)$$

$$h_{f_s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_f; x=1)$$

$$\text{Eff} = 1 - \exp(-\text{NUT})$$

$$\text{NUT} = \ln((T_{q_e} - T_f) / (T_{q_s} - T_f))$$

$$Lmtd_e = (T_{q_e} - T_f) - (T_{q_s} - T_f) / \ln((T_{q_e} - T_f) / (T_{q_s} - T_f))$$

$$P = (T_{q_e} - T_{q_s}) / (T_{q_e} - T_f)$$

$$F = \ln(1 / (1 - P)) / \text{NUT}$$

$$A_q = Q_e / (U_e * F * Lmtd_e)$$

$$A_q = (\text{NUT} * C_{\min}) / U_e$$

ANEXO - Dados e Curvas de Desempenho dos Motores

Motor M 366 LA

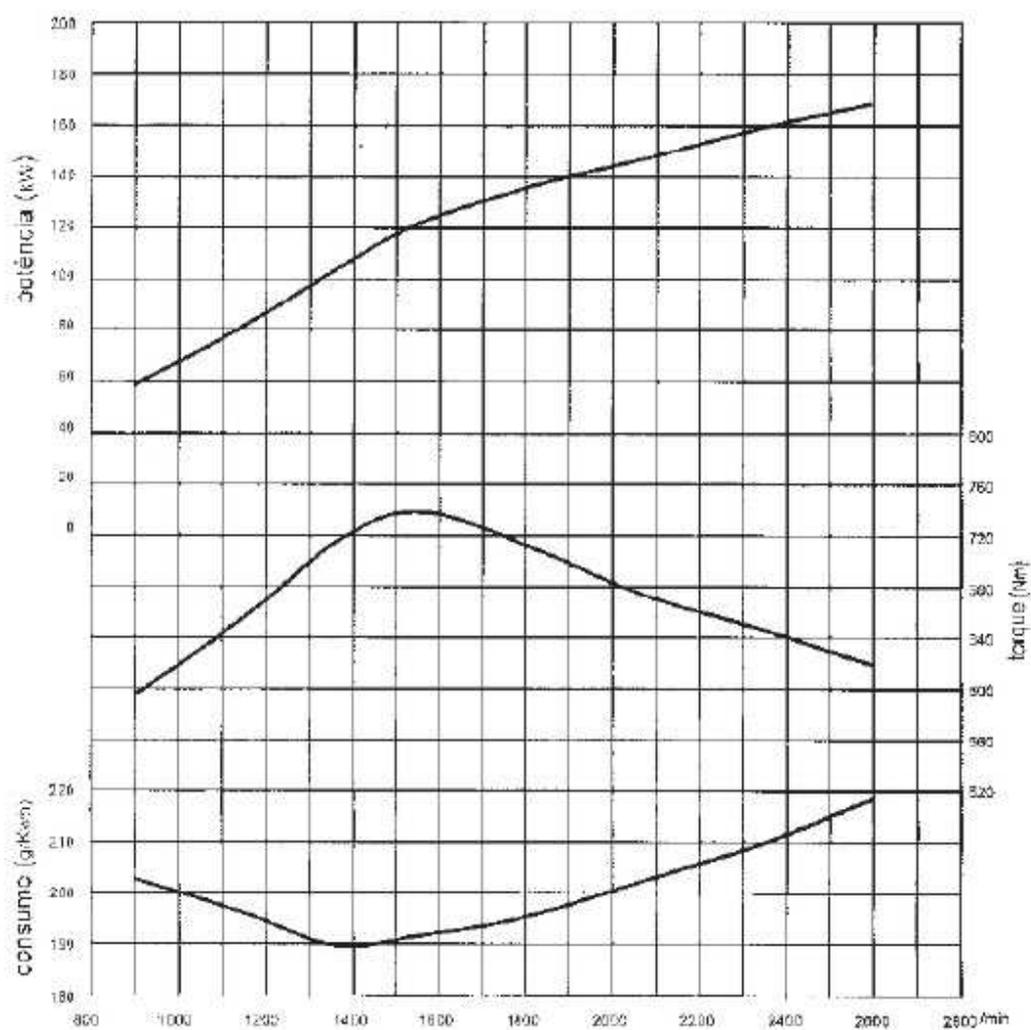
Valores conf. NBR ISO 1585

Índices de emissões conforme CONAMA Fase P-5 (Euro III)

Potência Máxima Líquida: 170 kW (231 cv) a 2600 rpm

Momento Máximo de Força: 720 N.m (73 m.kgf) de 1560 rpm

Consumo específico mínimo: 190 g/kW.h (140 g/cv.h) a 1370 rpm



Nº Cilindros	Pot Máx		Rot Máx (rpm)	Diâm Pistão (mm)	Curso Pistão (mm)	Cilindrada (litros)
	(kW)	(cv)				
6	170	231	2500	102	121	5,958

Motor OM 457 LA

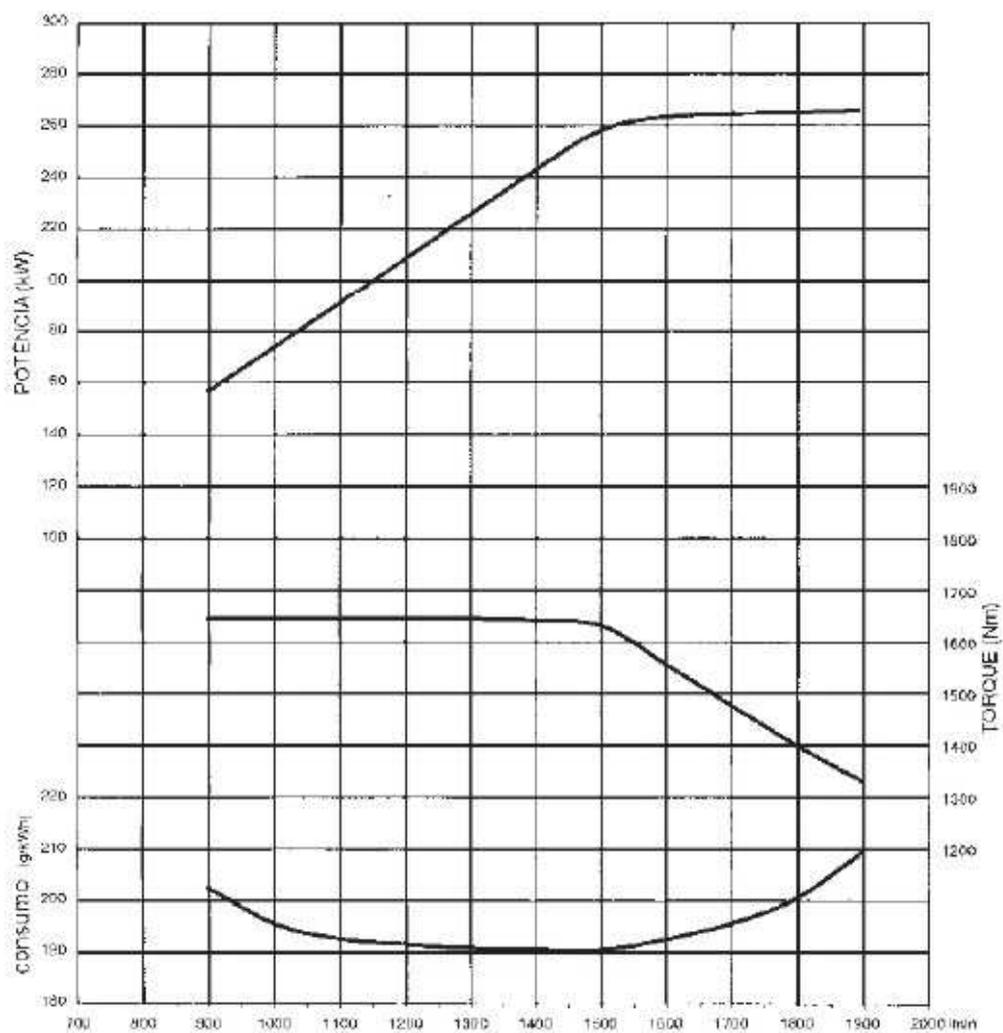
Valores conf. NBR ISO 1585

Índices de emissões conforme CONAMA Fase P-5 (Euro III)

Potência Máxima Líquida: 265 kW (360 cv) a 1900 rpm

Momento Máximo de Força: 1650 N.m (168 m.kgf) de 1100 rpm

Consumo específico mínimo: 190 g/kW.h (140 g/cv.h) a 1500 rpm



Nº Cilindros	Pot Máx		Rot Máx (rpm)	Diâm Pistão (mm)	Curso Pistão (mm)	Cilindrada (litros)
	(kW)	(cv)				
6	280	380	1900	128	155	11,967

Motor OM 904 LA

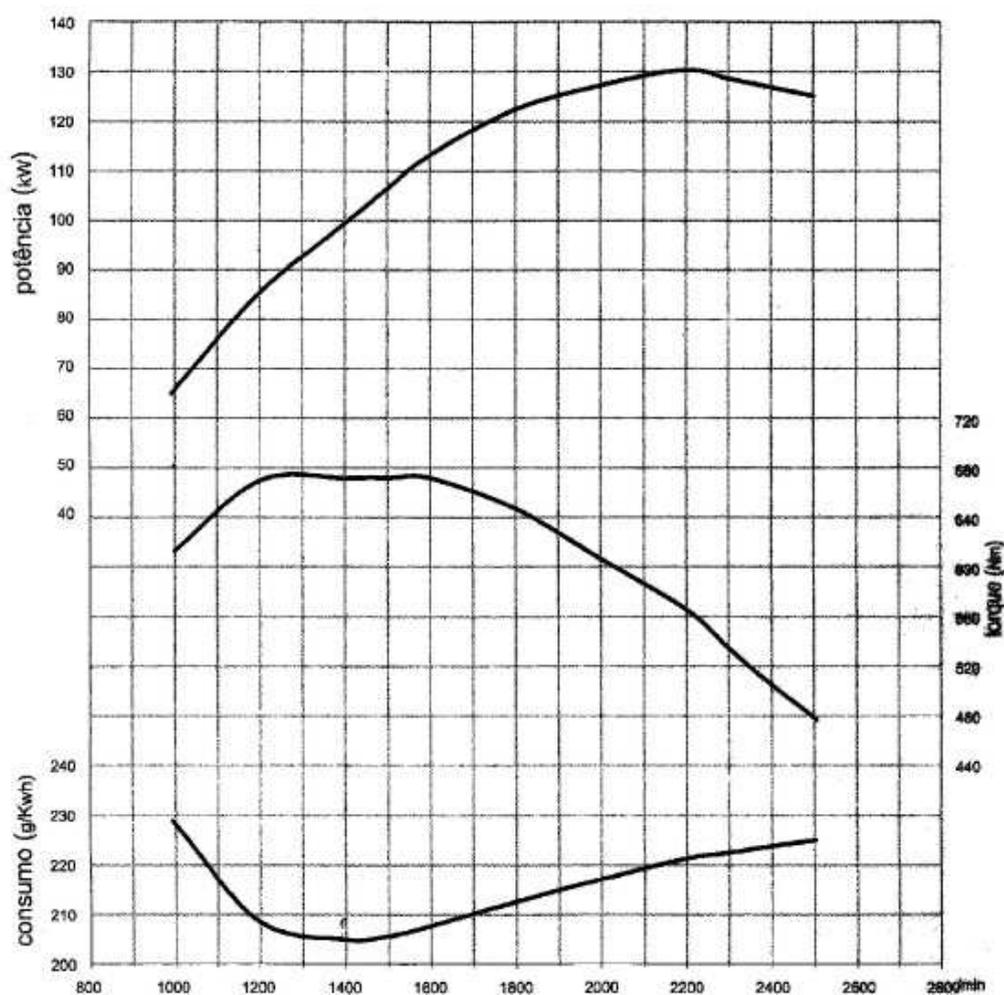
Valores conf. NBR ISO 1585

Índices de emissões conforme CONAMA Fase P-5 (Euro III)

Potência Máxima Líquida: 130 kW (177 cv) a 2200 rpm

Momento Máximo de Força: 675 N.m (69 m.kgf) de 1200 a 1600 rpm

Consumo específico mínimo: 205 g/kW.h (151 g/cv.h) a 1400 rpm



Nº Cilindros	Pot Máx		Rot Máx (rpm)	Diâm Pistão (mm)	Curso Pistão (mm)	Cilindrada (litros)
	(kW)	(cv)				
4	112	152	2500	102	130	4,249

Motor OM 906 LA

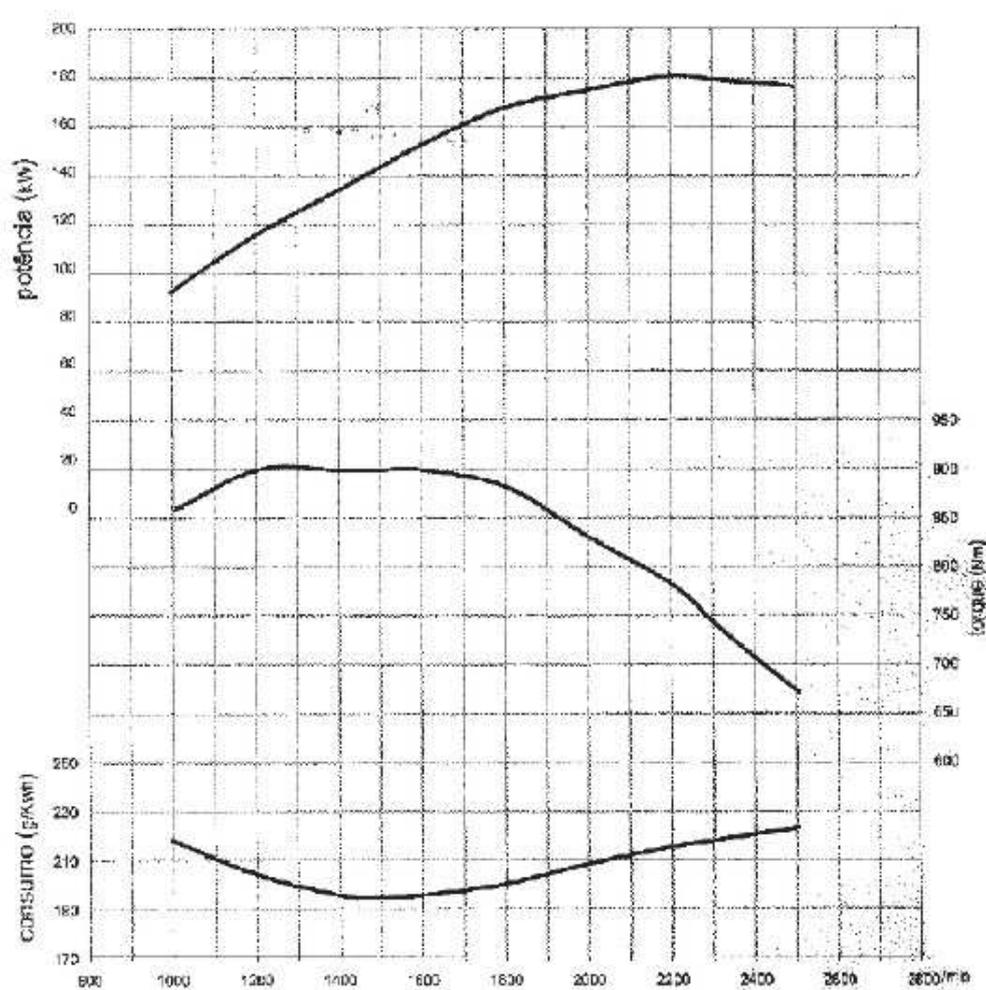
Valores conf. NBR ISO 1585

Índices de emissões conforme CONAMA Fase P-5 (Euro III)

Potência Máxima Líquida: 180 kW (245 cv) a 2200 rpm

Momento Máximo de Força: 900 N.m (92 m.kgf) de 1200 a 1600 rpm

Consumo específico mínimo: 195 g/kW.h (143 g/cv.h) a 1400 rpm



Nº Cilindros	Pot Máx		Rot Máx (rpm)	Diâm Pistão (mm)	Curso Pistão (mm)	Cilindrada (litros)
	(kW)	(cv)				
6	265	360	2500	102	130	6,374

Motor OM 924 LA

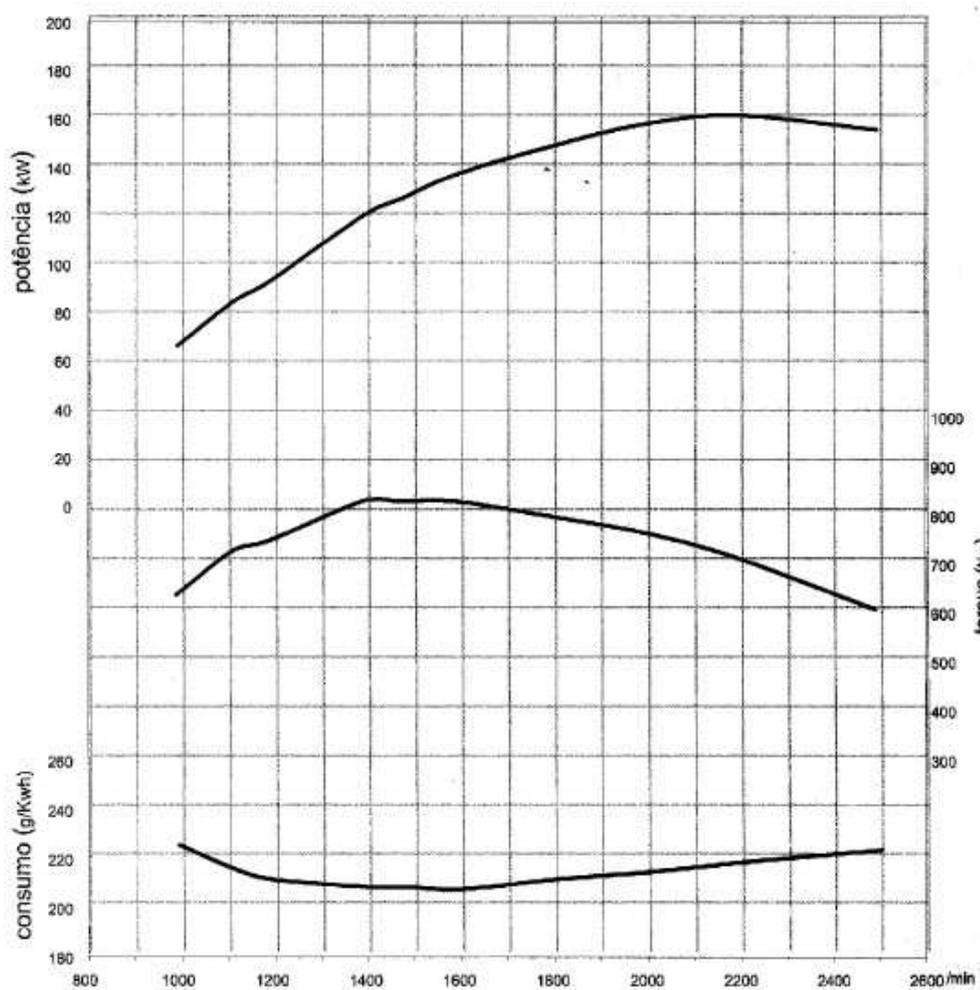
Valores conf. NBR ISO 1585

Índices de emissões conforme CONAMA Fase P-5 (Euro III)

Potência Máxima Líquida: 160 kW (218 cv) a 2200 rpm

Momento Máximo de Força: 810 N.m (83 m.kgf) de 1400 a 1600 rpm

Consumo específico mínimo: 202 g/kW.h (149 g/cv.h) a 1600 rpm



Nº Cilindros	Pot Máx		Rot Máx (rpm)	Diâm Pistão (mm)	Curso Pistão (mm)	Cilindrada (litros)
	(kW)	(cv)				
6	265	360	2500	102	130	6,374