

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2011

FERNANDO LIANG LI

ESTUDO E SELEÇÃO DE UM APARELHO DE AR-CONDICIONADO PARA
ÔNIBUS

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: José Nedilo Carrinho de Castro

Guaratinguetá
2011

L693e	<p>Li, Fernando Liang Estudo e seleção de um aparelho de ar condicionado para ônibus / Fernando Liang Li – Guaratinguetá : [s.n], 2011. 45 f : il. Bibliografia: f. 45</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011. Orientador: José Nedilo Carrinho de Castro</p> <p>1. Ar condicionado 2. Carga térmica 3. Ônibus I. Título</p> <p style="text-align: right;">CDU 628.84</p>
-------	---

ESTUDO E SELEÇÃO DE UM APARELHO DE AR-CONDICIONADO PARA
ÔNIBUS

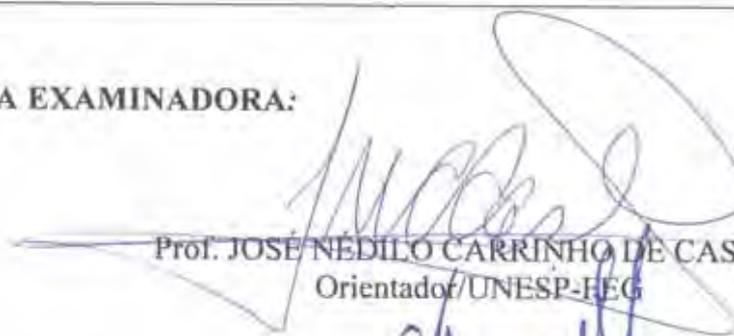
FERNANDO LIANG LI

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE **GRADUADO**
EM ENGENHARIA MECÂNICA

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. JOSÉ NÉDILLO CARRINHO DE CASTRO
Orientador/UNESP-FEG


Prof. PETRONIO MASANOBU TANISHO
UNESP-FEG


Prof. CELSO EDUARDO TUNA
UNESP-FEG

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a toda a minha família, que contribuiu com minha educação. Principalmente, aos meus pais *Li Jia Liang* e *Li Su Ping*, que batalharam bastante para que eu pudesse ter o melhor ensino possível.

Aos grandes amigos do curso: *Renato Imagawa*, *Daniel Solferini*, *Leandro Tranchezzi*, *Felipe Marin* e *Rogério Kadota*; que me ajudaram no momento mais difícil que tive, quando até cogitei em abandonar a faculdade, e sempre me ajudaram quando precisei.

Aos amigos do quadrado mágico: *Fabio Jennings*, *Felipe Pêcego* e *Herique Sampaio*, pelas risadas nas práticas esportivas.

Aos amigos *Eliabe Infante* e *Antonio Carlos*, pelo grupo de estudos para as provas.

Aos amigos *Thiago Minoru*, *Henrique Inoue*, *Vitor Yazaki*, *Daniel Nogi*, *Rafael Guedes*, *Felipe Carrara* e *Hugo Takahashi*, com quem passei a maior parte destes últimos anos.

Ao Instituto Confúcio da Unesp, que permitiu com que eu fizesse a viagem mais inesquecível da minha vida.

Agradeço à *Carolina Harumi Nagatomo*, que foi a grande motivação para que eu terminasse este trabalho de forma rápida e com eficiência.

Agradeço ao meu amigo *Fabio Akio* pela amizade e por me ajudar neste trabalho.

Agradeço a todos os professores do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, por terem contribuído com a solução de dúvidas. Principalmente, ao meu orientador, *Professor José Nedilo Carrinho de Castro*, pela disponibilidade e conhecimento empregado neste trabalho. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

À empresa Denso do Brasil que me forneceu catálogos para serem usados neste trabalho. E os colaboradores *Jaime Mattos* e *Ernesto Kato*, por sempre estarem dispostos a me ajudar.

Por fim, obrigado a Deus pela sorte que tive ao longo desses anos.

LI, F.L. **Estudo e seleção de um aparelho de ar-condicionado para ônibus**. 2011. 45f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

O estudo e a seleção de um aparelho de ar-condicionado, para qualquer tipo de ambiente, deve ser feita de modo a não subdimensionar ou superdimensionar o projeto. O subdimensionamento não proporciona uma temperatura de conforto adequada, uma vez que o ambiente ficará muito quente, pois o aparelho de ar-condicionado não retira todo o calor necessário. Porém se o projeto for superdimensionado, o consumo de energia para movimentar o sistema é maior, exigindo um gasto desnecessário. Para evitar que essas falhas ocorram é necessário, primeiramente, fazer um cálculo da carga térmica do ambiente e, assim, escolher o aparelho que tiver a capacidade de refrigeração superior e mais próxima da carga térmica calculada. Neste trabalho, será considerada a escolha de um aparelho de ar-condicionado para ônibus, mostrando o cálculo realizado para a carga térmica para diversos tipos de ganho de calor neste tipo de veículo. A carga térmica em veículos é mais complicada de se calcular do que em recintos, devido a diversos fatores que variam conforme a locomoção do veículo. Será também explicado o ciclo de refrigeração por compressão, que é o sistema de refrigeração normalmente empregado em veículos por ser leve, compacto e menor custo. A partir da carga térmica calculada, será escolhido um aparelho de ar-condicionado que melhor atende o projeto e, finalmente, uma breve apresentação sobre o aparelho escolhido será feita.

PALAVRAS-CHAVE: Ar-condicionado. Carga térmica. Sistema de refrigeração por compressão. Ônibus.

LI, F.L. **Study and selection of an equipment of air-conditioned for bus.** 2011. XXf. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

The study and selection of an equipment of air conditioner for any type of environment, should be made without overestimate or undersizing the project. The undersizing does not provide an adequate comfort temperature if the environment is too hot because the air conditioner does not remove all the heat necessary in the environment. But if the project is oversized, energy consumption is higher and there is an unnecessary cost. To prevent these failures is necessary to make a calculation of the thermal load on the environment and choose the equipment that has a higher cooling capacity than the calculated heat load and closer to the calculated heat load. In this graduate work will be chosen an air-conditioned equipment for bus, showing the calculations made for the thermal load for various types of heat gain in this type of vehicle. The thermal load on vehicles is more complicated to calculate than in areas because there are several factors that vary with the movement of the vehicle. It will also explain the compression refrigeration cycle, which is the cooling system used in vehicles because it is weightless, compact and lower cost. From the calculated heat load, it will be chosen an air conditioner that best suits the project and, finally, a brief presentation of the selected equipment will be made.

KEYWORDS: Air-conditioner. Thermal load. Compression refrigeration system. Bus.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Principais Medidas do Ônibus Modelo 0371-RSD	14
Figura 2 – Esboço da carroceria do ônibus	18
Figura 3 – Carta psicrométrica com o valor da umidade relativa	23
Figura 4 – Ciclo de refrigeração por compressão (T.A. Litzinger, 2001)	28
Figura 5 – Diagrama Pressão x Entalpia do Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	31
Figura 6 – Compressor acoplado com o motor	34
Figura 7 – Ciclo de refrigeração por compressão do equipamento LD8	35
Figura 8 – Especificações do aparelho LD8	36
Figura 9 – Desenho do aparelho LD8	37
Figura 10 – Aparelho LD8 instalado em um ônibus	37
Figura 11 – Compressor 6C500C usado no aparelho LD8	38
Figura 12 – Condensador do aparelho LD8	39
Figura 13 – Evaporador do Aparelho LD8	40
Figura 14 – Válvula de expansão do aparelho LD8: (a) real; (b) desenho e função	40
Figura 15 – Reservatório de líquido do aparelho LD8	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condições Internas para Verão	12
Tabela 2 - Composição das Superfícies do Ônibus	15
Tabela 3 – Condições internas para inverno	15
Tabela 4 – Valores de regime adotados no projeto	16
Tabela 5 – Cidade escolhida para realizar o projeto	16
Tabela 6 – Material e seu coeficiente de condutividade térmica	18
Tabela 7 – Valores de coeficiente global de transferência calculada	19
Tabela 8 – Valores de área calculada por Martinelli Junior (2008)	19
Tabela 9 – Ganho de calor por condução	20
Tabela 10 – Temperatura Equivalente (°C) (30° latitude sul)	21
Tabela 11 – Calor Liberado por pessoa (kcal/h)	22
Tabela 12 – Propriedades do ar úmido	23
Tabela 13 – Comparação da carga térmica deste trabalho e de Stancato (1992)	26
Tabela 14 – Descrição do aparelho LD8	33
Tabela 15 – Descrição do aparelho SD8	33

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	10
1.1 Objetivos do trabalho	10
1.2 Organização do trabalho	10
CAPÍTULO 2 - CONFORTO TÉRMICO	12
CAPÍTULO 3 - CARGA TÉRMICA	14
3.1 Condições adotadas no trabalho	14
3.2 Cálculo de carga térmica	15
3.2.1 Condução e convecção	16
3.2.2 Radiação	20
3.2.3 Pessoas	21
3.2.4 Renovação de ar	23
3.2.5 Infiltração de ar	26
3.2.6 Resultados	26
CAPÍTULO 4 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	28
4.1 Ciclo de refrigeração por compressão	28
4.2 Fluido refrigerante	32
CAPÍTULO 5 - SELEÇÃO DO APARELHO	33
5.1 Modelo LD8	34
5.2 Compressor	38
5.3 Condensador	38
5.4 Evaporador	39
5.5 Válvula de expansão	40
5.6 Reservatório de líquido	41
5.7 Controle do sistema	41
5.7.1 Acionamento do sistema através da embreagem magnética do compressor	41
5.7.2 Controle de temperatura do evaporador	42
5.7.3 Controle de ventilação do condensador	42
5.7.4 Controle de sobre-pressão	42
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO	43
REFERÊNCIAS	45

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

Em um país tropical onde a temperatura no verão é alta na maior parte do tempo, o ar condicionado é um equipamento indispensável na busca pelo conforto térmico. Isso é uma lógica incontestável, por isso, nos últimos anos, o consumidor brasileiro vem procurando cada vez mais este equipamento.

O conforto ambiental não está somente associado à manutenção da vida, mas também à sua qualidade. Qualquer atividade que se faça, será mais bem realizada estando num ambiente confortável, por exemplo, é melhor fazer compras em um Shopping com temperatura agradável do que numa rua como a 25 de Março a uma temperatura elevada.

Durante viagens extensas de ônibus, o conforto térmico também é necessário para agradar o passageiro. Assim, o uso de ar-condicionado é importante para atrair clientes. Uma viagem já é desgastante e sem o conforto térmico apropriado, muitas pessoas desistem da preferência de viajar por esse meio de transporte.

1.1 Objetivos do trabalho

Este trabalho tem como objetivo mostrar como é feita a seleção de um aparelho de ar-condicionado, desde o cálculo de carga térmica até a escolha do aparelho, considerando a escolha para um ônibus. Existe também a preocupação de mostrar como é o ciclo de refrigeração para este tipo de veículo e apresentar características do modelo escolhido.

1.2 Organização do trabalho

No capítulo 2 é explicado o conceito de conforto térmico.

O capítulo 3 apresenta o conceito de carga térmica e ganho de calor. É adotado neste trabalho o mesmo ônibus utilizado por Stancato (1992), sendo informado suas dimensões e dados que permitam o cálculo da carga térmica do veículo, utilizando a norma NBR 6401. Os principais ganhos de calor considerados foram à condução das paredes e vidros, a radiação solar, o número de pessoas no interior do ônibus, renovação e infiltração de ar. Os cálculos de ganho de calor serão mostrados neste capítulo.

O capítulo 4 explica o funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão, visto que ele é empregado em sistema de ar-condicionado de veículos. Na parte final deste capítulo é mencionado sobre os fluidos refrigerantes e seu cenário atual.

O capítulo 5 apresenta os aparelhos de ar-condicionado para ônibus, na qual um deles será escolhido para atender o projeto e, após a escolha, uma breve descrição sobre ele será feita.

O capítulo 6 se destina à conclusão deste trabalho, considerando as dificuldades e resultados apresentados ao longo deste caminho.

CAPÍTULO 2 - CONFORTO TÉRMICO

Conforto térmico é definido pela norma ASHRAE 55 (ASHRAE, 2004) como sendo “um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa”.

O metabolismo do corpo humano converte continuamente a energia dos alimentos em trabalho e calor, e o calor deve ser dissipado pelo corpo para que a sua temperatura interna permaneça dentro de limites estreitos para evitar o desconforto e o *stress* térmico.

Os seres vivos estão sempre em busca do conforto térmico: em dias frios, é comum procurar ambientes mais aquecidos e, em dias quentes, é comum procurar ambientes frios.

Um exemplo de condições recomendadas de conforto térmico está representado na tabela 1.

Tabela 1 - Condições Internas para Verão				
Finalidade (Local)	Recomendável		Máxima	
	TBS (°C)	UR (%)	TBS (°C)	UR (%)
Residências, hotéis, escritórios, escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação: bancos, barbearia, cabeleireiros, lojas, magazines, supermercados	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas térmicas de calor latente e/ou sensível: teatros, auditórios, templos, cinemas bares, lanchonetes, biblioteca, estúdio de TV	24 a 26	40 a 65	27	65
Locais de reunião com movimento: Boates, salões de baile	24 a 26	40 a 65	27	65
Ambientes de arte: depósitos de livro, manuscritos, obras raras, museus e galeria de arte	21 a 23	40 a 50	-	-
Ambientes de arte: museus e galeria de arte	21 a 23	50 a 55	-	-
Acesso: hall de elevadores	-	-	28	70
(A) TBS = temperatura de bulbo seco (°C).				
(B) UR = umidade relativa (%).				
(C) * = condições constantes para o ano inteiro.				

Fonte: Norma NBR 6401, 1980

A tabela 1, retirada da Norma NBR 6401, indica a temperatura e a umidade relativa, para o conforto térmico adequado para o ser humano em diversos ambientes, sendo que ao se fazer à seleção de um equipamento de ar-condicionado, este deve atender essas condições.

Para veículos automotivos, como um ônibus, é mais complexo encontrar o conforto térmico necessário do que em edifícios porque existem diversos fatores que variam nos cálculos de ganhos de calor como a velocidade do ônibus, a mudança freqüente do ambiente, a incidência de radiação solar com a mudança de posição. Apesar disso, o automóvel oferece aos ocupantes controles de velocidade, direcionamento e temperatura do ar, permitindo ajustes localizados, diferentemente de edifícios.

CAPÍTULO 3 - CARGA TÉRMICA

O primeiro passo para se dimensionar um ciclo de refrigeração para conforto térmico é a determinação da carga térmica.

Segundo ASHARE (2001), carga térmica é a taxa de calor que deve ser removida de um determinado local para se manter a temperatura do ar interior em um valor constante. E ganho de calor é como a taxa instantânea em que o calor é transferido para um ambiente ou convertido internamente.

Em veículos, como o ônibus, a carga térmica varia de acordo com vários fatores e é necessário dimensionar um sistema de refrigeração que retire cargas maiores do que o calculado. Porque existe a necessidade de se remover o calor equivalente aos ganhos através da envoltória mais o equivalente ao aumento da energia interna do veículo, em tempo curto de 20 a 30 minutos no máximo.

3.1 Condições adotadas no trabalho

O objetivo deste capítulo é calcular a carga térmica total em regime permanente, para o mesmo modelo de ônibus usado por Stancato (1992), através da Norma NBR 6401. O esquema do ônibus utilizado no trabalho de Stancato pode ser visto na figura 1.

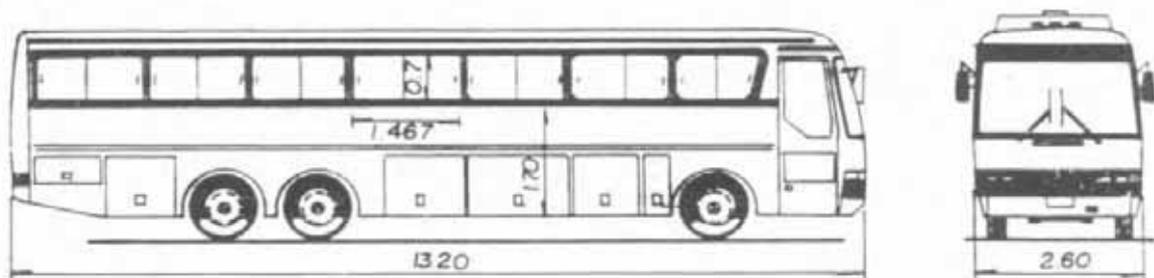


Figura 1 - Principais Medidas do Ônibus Modelo 0371-RSD. (Stancato, 1992)

- 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

- 44 lugares para passageiros

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). O revestimento do ônibus pode ser considerado conforme a tabela 2.

Tabela 2 - 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

Fonte: Martinelli Junior, 2008.

3.2 Cálculos da carga térmica

Para um ônibus, podemos considerar os seguintes ganhos de energia: por condução pelas paredes, por condução pelos vidros, por condução pelo motor, por radiação solar, pelas pessoas no interior no ônibus, por renovação de ar e por infiltração.

O cálculo da carga térmica será feito de acordo com a NBR 6401 e, assim, todos os cálculos propostos serão feitos em regime permanente nos processos de transferência de calor, segundo a ABNT.

Primeiramente, devem-se estabelecer as condições de temperatura e umidade do ar externo e interno. A tabela 1 nos dá as condições recomendadas de temperatura e umidade relativa internas ao ambiente para o regime de verão. Já a tabela 3, indica as condições recomendadas para o regime de inverno.

Tabela 3 – Condições internas para inverno	
TBS (°C)	U.R. (%)
20 – 22	35 - 65

Fonte: Norma NBR 6401, 1980.

A partir dos dados das tabelas, serão adotados para o projeto os seguintes valores para as condições internas, mostrados na tabela 4:

Tabela 4 – Valores de regime adotados no projeto

REGIME	TBS (°C)	U.R. (%)
Inverno	21	50
Verão	22	50

Para as condições externas de verão, serão utilizados os dados fornecidos pela ABNT, tabela 6 da NBR 6401, para o estado de São Paulo, local onde o ônibus irá circular. Assim, obtêm-se os seguintes valores apresentados na tabela 5:

Tabela 5 – Cidade escolhida para realizar o projeto

LOCAL	TBS (°C)	TBU (°C)	Temperatura máxima
São Paulo	31	24	34,9

Fonte: Norma NBR 6401, 1980

3.2.1 Condução e convecção

A condução acontece principalmente em meios sólidos e essa forma de transferência de calor ocorre em razão do contato das partículas (átomos, elétrons e moléculas) que formam o corpo. O calor flui do ponto mais quente para o mais frio, em razão da diferença de temperatura entre os dois pontos do mesmo material, até que se atinja o equilíbrio térmico.

A convecção é o fenômeno da transferência de calor que se observa nos fluidos, gases e líquidos, e acontece em razão da diferença de densidade do fluido.

No caso do ônibus, o ganho de calor no interior do veículo se dá pela diferença de temperatura no ambiente interno e no ambiente externo, onde ocorre condução e convecção pelas paredes e vidros.

Existe também o motor que transfere grande quantidade de calor para o ambiente, porém seu compartimento é revestido com isolante térmico. Assim, podem-se desprezar os valores do ganho de calor por condução do motor, devido ao seu baixo valor comparado com a carga térmica total do ônibus. Segundo os cálculos de Stancato (1992), a condução através do compartimento do motor é de apenas 0,054 kW.

O cálculo do ganho de calor por condução e convecção pode ser calculado pela equação 3.1:

$$Q = U \times A \times \Delta T \quad (3.1)$$

Onde: Q = Ganho de calor por condução e convecção (kW);

U = Coeficiente global de transferência de calor (W/m² °C);

A = Área de troca de calor (m²);

ΔT = Diferença de temperatura interna e externa (°C).

O Coeficiente Global de Transferência de Calor é o inverso da resistência térmica e seu valor depende dos coeficientes de película, englobando efeitos de convecção e de radiação, do lado interno e externo, da espessura do material e de sua condutibilidade térmica. Assim, a equação do Coeficiente Global de Transferência de Calor pode ser visto na equação 3.2:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e} \right)} \quad (3.2)$$

onde: h_i: coeficiente de película interno (W/m² °C);

e: espessura (m);

k : condutibilidade térmica (W/m °C);

h_e: coeficiente de película externo (W/m² °C).

Neste trabalho, o coeficiente de convecção interno (h_i) foi adotado o valor recomendado pela ASHRAE (2001) de 8 W/m²-K para convecção natural em ambientes ventilados (embora à altas velocidades de insuflação de um ônibus possa fornecer valores maiores de h_i).

Pode-se considerar que o ônibus apresenta a seguinte composição, conforme a figura 2, determinando-se as espessuras (e):

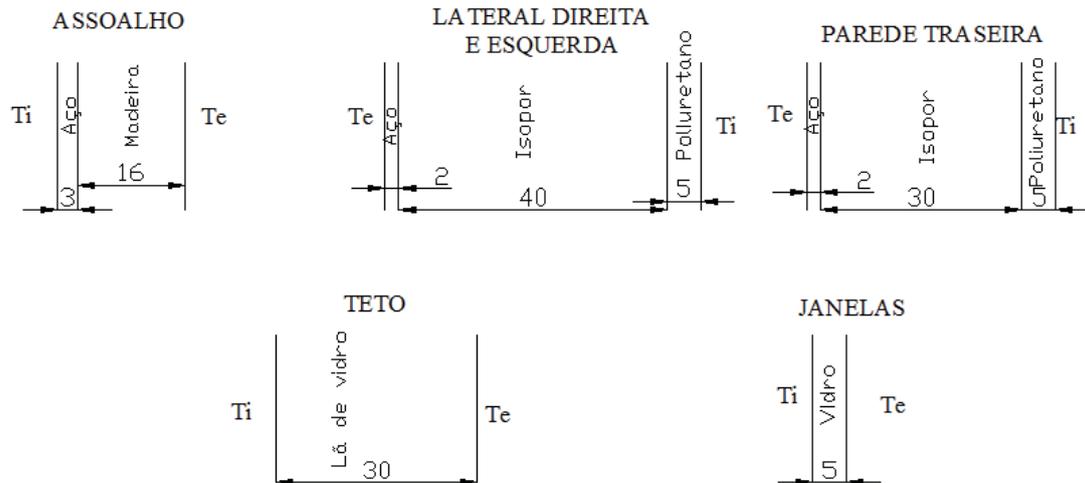


Figura 2 – Esboço da carroceria do ônibus.

Os valores da condutividade térmica foram retirados do catálogo da Construclima Engenharia e Instalações, obtendo-se a tabela 6:

Tabela 6 – Material e seu coeficiente de condutividade térmica

MATERIAL	k (W/mK)
Aço	39
Madeira	0,20
Isopor	0,025
Poliuretano	0,020
Lã de vidro	0,03
Vidro	0,65

Fonte: Site da Construclima (<http://www.construclima.com.br/pdf/02.pdf>)

O coeficiente de película externo é obtido pela seguinte equação 3.3:

$$h_e = 10 \times 4,1 v \quad (3.3)$$

Considerando que a velocidade máxima que o ônibus pode transitar é de 90 km/h, o coeficiente de película externo será igual a 112,5 W/m².

Substituindo-se os valores encontrados, na equação 3.2, tem-se os valores de Coeficiente Global de Transferência de Calor para cada parte do ônibus apresentados na tabela 7:

Tabela 7 – Valores de coeficiente global de transferência calculada

PARTE DO ÔNIBUS	U (coeficiente global de transferência de calor)
Assoalho	4,674
Lateral direita e esquerda	0,504
Parede traseira	0,631
Teto	0,881
Vidro	7,063

A área do ônibus foi considerada a partir de Martinelli Junior (2008), que utilizou o mesmo modelo de ônibus de Stancato, obtendo-se a seguinte tabela 8:

Tabela 8 – Valores de área calculada por Martinelli Junior (2008)

VIDRO	ÁREA (m²)	SUPERFÍCIE EXTERNA EXCETO VIDRO	ÁREA (m²)
Janela lateral	7,69	Lateral direita	17,97
Porta	1,05	Lateral esquerda	17,32
Pára-brisa	3,73	Frente	1,94
		Traseira	2,61

Fonte: Martinelli Junior, 2008

O valor da diferença da temperatura interna e externa do ônibus é obtido da norma NBR 15570 que diz:

“**41.2.1** Os veículos equipados com sistema de ar-condicionado devem garantir uma temperatura interna máxima de 22°C. Quando a temperatura externa for superior a 30°C, o sistema deve garantir que a diferença entre as temperaturas externa e interna seja de 8°C no mínimo”.

Assim, da equação 3.1, obtém-se os seguintes valores de ganho de calor por condução e convecção apresentadas na tabela 9. E o ganho de calor total por condução no ônibus será de 2.268,86 W.

Tabela 9 – Ganho de calor por condução

PARTE DO ÔNIBUS	U (W/m ² °C)	A (m ²)	ΔT (°C)	Q (W)
Assoalho	4,673	30,94	8	1156,82
Lateral E e D	0,504	35,29	8	142,30
Parede traseira	0,631	2,61	8	13,18
Teto	0,882	34,32	8	242,14
Vidro	7,063	12,47	8	704,61
Parede frente	0,631	1,94	8	9,79
TOTAL				2.268,86

3.2.2 Radiação

A radiação ou irradiação é a transferência de energia térmica através do espaço vazio. Nenhum meio é necessário para a irradiação ocorrer, pois é transferida através de ondas eletromagnéticas, ou seja, a radiação funciona mesmo através de uma vácuo perfeito.

Para o ônibus, é difícil calcular o ganho de energia gerado pela radiação solar porque ele está em constante movimento e, com isso, muda-se o ângulo em que o raio solar incide sobre a superfície. A tabela 10 identifica esse problema, onde é possível ver que conforme o horário, a temperatura equivalente varia.

Pode-se fazer o cálculo do ganho de calor por radiação pelos vidros, usando a equação 3.1.

Para o vidro, o coeficiente global de transferência de calor é o mesmo que o calculado no item 3.2.1, ou seja, $U = 7,063 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. A área envidraçada no ônibus é de $12,47 \text{ m}^2$.

Considerando-se que o ar-condicionado deve atender o momento de maior ganho de calor por radiação e, segundo a tabela 10, a temperatura equivalente é de 96°C para o vidro. Assim, da equação 3.1, tem –se:

$$Q_{\text{vidro}} = 7,063 \times 12,47 \times 96 = 8.455,26 \text{ W}$$

O ganho de calor pela carcaça do ônibus pode ser desprezado, visto que ele influencia pouco no valor total da radiação solar. Isto porque coeficiente de transferência de calor é, relativamente, baixo se comparado ao do vidro e a temperatura equivalente, para 8 ou 16 horas (condição de maior Q_{vidro}), é pequena também.

TABELA 10 – Temperatura Equivalente (°C) (30° latitude sul)

SUPERFÍCIE OPACA	COR		
	Escura	Média	Clara
SE (8h)	18	10	4,5
E (8h)	24	14,5	7
NE (8h)	15,5	9	4
N (12h)	3,5	0,5	-
NO (16h)	15,5	9	4
O (16h)	24	14,5	7
SO (16h)	18	10	4,5
Telhado (12h)	38	23	13
SUPERFÍCIE TRANSPARENTE	(1)	(2)	(3)
SE	70	35	21
E (8h)	96	48	28
NE (8h)	58,5	30	18
N (12h)	10,5	5	3,5
NO (16h)	58	30	18
O (16h)	96	48	28
Telhado (12h)	143	70	-
(1) Sem proteção contra a insolação ou cortinas escuras (2) Com cortinas claras ou persianas internas (3) Com persianas externas			

Fonte: Norma NBR 6401, 1980

3.2.3 Pessoas

O ser humano gera um ganho de calor para o ambiente e 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: taxa de metabolismo basal (depende do tamanho, cobertura superficial e idade) e calor produzido pela atividade muscular.

Segundo Stancato (1992), um motorista de ônibus possui um metabolismo médio de 375W. Da tabela 11, considerando que um passageiro sentado tem o mesmo metabolismo de uma pessoa no apartamento, hotel ou universidade, temos que uma pessoa possui o metabolismo médio de 113W.

TABELA 11 – Calor Liberado por pessoa (kcal/h)

LOCAL	Metabolismo homem adulto	Metabolismo médio
Teatro, escola primária	98	88
Escola secundária	113	100
Escritório, apartamento, universidade, hotel	120	113
Supermercado, varejista, lojas	139	113
Farmácia, drogaria	139	126
Banco	139	126
Restaurante	126	139
Fábrica, trabalho leve	202	189
Salão de baile	227	214
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	252	252
Boliches, fábricas, ginásios	378	365

Fonte: Norma NBR 6401, 1980

Por tanto, o ganho de calor gerado pelas pessoas no interior do ônibus lotado é calculado pela equação 3.4:

$$Q_{\text{pessoas}} = \text{Pessoas} \times \text{Metabolismo} + Q_{\text{motorista}} \quad (3.4)$$

$$Q_{\text{pessoas}} = 44 \times 113 + 375 = 5,347 \text{ kW}$$

O ganho de calor por pessoas no ônibus será de 5,347 kW.

3.2.4 Renovação de ar

A renovação de ar é importante no projeto de ar-condicionado, devido a existência de microorganismos e gases poluentes que em concentração alta prejudicam a saúde.

A norma NBR 15570 recomenda que a taxa de renovação do ar mínima seja de pelo menos 8 m³ por pessoa por hora, sendo recomendável 13 m³ por pessoa por hora, conforme a tabela 4 da ABNT NBR 6401:1980. Por tanto, o volume de ar necessário para renovação deve ser de 13 m³ por pessoa por hora.

Um ônibus lotado tem 45 pessoas (44 passageiros + 1 motorista), assim, é necessária uma taxa de renovação de ar de 585 m³/h.

O cálculo do ganho de calor por renovação de ar pode ser calculado através da equação 3.5:

$$Q_{ren} = m \cdot \Delta h \quad (3.5)$$

Onde: Q_{ren} = ganho de calor por renovação de ar (kW);

m = massa de ar por hora (kg/h);

Δh = diferença de entalpia externa e interna (kcal/kg).

Tabela 12 – Propriedades do ar úmido

T (°C)	Pressão de vapor da água absoluta π (mmHg)	Conteúdo de água por kg de ar seco $\times 10^3$ kg/kg	Entalpia de vapor de água hv kcal/kg de H ₂ O	Entalpia de ar úmido h kcal/kg de ar seco	T (°C)	Pressão de vapor da água absoluta π (mmHg)	Conteúdo de água por kg de ar seco $\times 10^3$ kg/kg	Entalpia de vapor de água hv kcal/kg de H ₂ O	Entalpia de ar úmido h kcal/kg de ar seco
20	17,53	14,684	606	13,7	60	149,39	152,2	623,2	109,24
21	18,64	15,638	606,5	14,52	61	156,45	161,2	623,6	115,2
22	19,82	16,652	606,9	15,39	62	163,81	170,9	624	121,5
23	21,06	17,726	607,3	16,28	63	171,39	181,1	624,4	128,2
24	22,37	18,862	607,8	17,22	64	179,33	192,1	624,8	135,4
25	23,75	20,066	608,2	18,2	65	187,57	203,8	625,2	143
26	25,2	21,332	608,6	19,22	66	196,1	216,3	625,6	151,2
27	26,73	22,674	609,1	20,29	67	205	229,7	626	159,9
28	28,34	24,094	609,5	21,41	68	214,2	244,1	626,4	169,2
29	30,03	25,591	610	22,57	69	223,76	259,9	626,9	179,2
30	31,81	27,174	610,4	23,79	70	233,69	276,2	627,3	190,1
31	33,69	28,85	610,8	25,06	71	243,99	294,1	627,7	201,7
32	35,65	30,62	611,3	26,4	72	254,73	313,6	628,1	214,3

Fonte: Norma NBR 6401, 1980

A tabela 12 mostra as propriedades do ar úmido. De acordo com a NBR 6401, a temperatura máxima em São Paulo é de 34,9°C e será a temperatura externa. Assim, da tabela acima, obtém-se $\pi_e = 39,5$ mmHg. A pressão parcial de vapor é o produto da umidade relativa (em porcentagem) e a pressão de vapor da água absoluta. Assim, tem-se a equação 3.6:

$$P_{ve} = y_e \times \pi_e \quad (3.6)$$

A umidade relativa é obtida de uma carta psicrométrica, para TBS = 31(°C) e TBU = 24 (°C). Da figura 3, obtém-se $y_e = 56\%$. Por tanto, a pressão parcial de vapor externa será de 22,12 mm Hg.

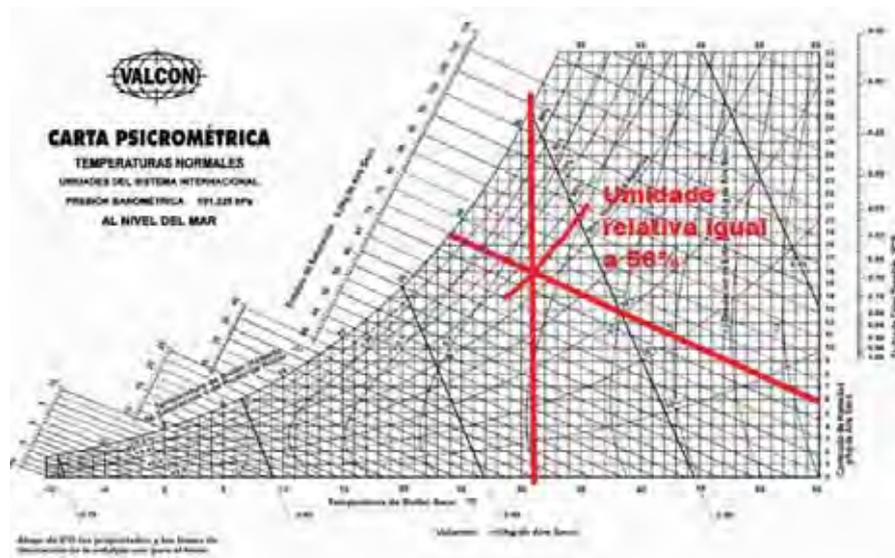


Figura 3 – Carta psicrométrica com o valor da umidade relativa.

A entalpia externa do ar pode ser calculada a partir da equação 3.7:

$$h_e = 0,24 \times t_e + \frac{0,622 \times P_{v_e}}{P - P_{v_e}} \times (597 + 0,46 \times t_e) \quad (3.7)$$

onde: h_e = entalpia externa (kcal/kg);

t_e = temperatura externa (°C);

P_{ve} = pressão parcial de vapor externo (mmHg);

P = pressão atmosférica em São Paulo (700 mmHg).

Assim: $h_e = 0,24 \times 34,9 + 0,622 \times 22,12 \times (597 + 0,46 \times 34,9) / (700 - 22,12)$

$$h_e = 20,82 \text{ kcal / kg}$$

Para o interior do ônibus, é recomendada uma temperatura máxima de 22°C e umidade relativa de 50%. Assim, $T_i = 22^\circ\text{C}$ e da tabela 12, $\pi_i = 19,82 \text{ mmHg}$. Usando-se a equação 3.6, tem-se:

$$P_{v_i} = y_i \times \pi_i = 0,5 \times 19,82 = 9,91 \text{ mmHg}$$

Usando-se as equações 3.8 e 3.9, respectivamente, obtêm-se os valores de entalpia interna (h_i) e vazão mássica (m):

$$h_i = 0,24 \times t_i + \frac{0,622 \times P_{v_i}}{P - P_{v_i}} \times (597 + 0,46 \times t_i) \quad (3.8)$$

onde: h_i = entalpia interna (kcal/kg);

t_i = temperatura interna ($^\circ\text{C}$);

P_{v_i} = pressão parcial de vapor interno (mmHg);

P = pressão atmosférica em São Paulo (700 mmHg).

$$m = \frac{P \times V_t}{R \times T} = \frac{700 \times V_t \times 13,6}{29,27 \times (273 + t_e)} \quad (3.9)$$

onde: m = vazão mássica (kg/h)

V_t = taxa de renovação de ar

T_e = temperatura externa

Assim: $h_i = 0,24 \times 22 + 0,622 \times 9,91 \times (597 + 0,46 \times 22) / (700 - 9,91)$

$$h_i = 10,52 \text{ kcal/kg}$$

$$m = 700 \times 585 \times 13,6 / (29,27 \times (273 + 34,9)) = 617,96 \text{ kg/h}$$

Assim, da equação 3.5, tem-se que o ganho de calor por renovação de ar é:

$$Q_{ren} = m \times \Delta h = 617,96 \times (20,82 - 10,52) = 6,36 \text{ kW}$$

3.2.5 Infiltração de ar

O ganho de calor por infiltração de ar ocorre quando existe um local por onde entra ou sai ar, podendo ser uma porta que se abre frequentemente, uma janela aberta, entre outros. O ar que entra por essa abertura possui temperatura igual à temperatura externa, gerando o ganho de calor.

Para o ônibus, 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. Por tanto, neste trabalho não será calculada o ganho de calor por infiltração.

3.2.6 Resultados

A carga térmica do ônibus, de acordo com os cálculos deste trabalho, pode ser vista na tabela 13, os valores calculados por Stancato (1992) foram colocadas para comparação:

Tabela 13 – Comparação da carga térmica deste trabalho e de Stancato (1992)

FONTE DE CARGA TÉRMICA	FERNANDO LIANG LI – Q (kW)	STANCATO (1992) – Q (kW)
Condução através das paredes	1,565	2,296
Condução através dos vidros	0,705	0,755
Condução através do motor	-	0,054
Radiação solar	8,455	5,244
Pessoas	5,347	5,575
Admissão de ar externo	6,360	4,147
Motores de ventilação	-	0,720
TOTAL	22,432	18,791

Fonte: Stancato, 1992

A diferença de valores de condução se deve aos valores da condutividade térmica utilizados, dependendo da referência pode gerar grandes desvios. Exemplo: a condutividade

térmica do vidro usada no catálogo da Construclima é de 0,65 W/mK, já no livro do autor Incropera esse valor é de 1,4 W/mK.

Os valores de ganho de calor por condução do vidro e por pessoas no interior do veículo foram próximos, apesar do método diferente empregado para os cálculos.

A diferença entre os valores de ganho de calor por radiação solar se deve a este trabalho considerar a máxima carga imposta pela radiação. Já pela renovação de ar, Stancato (1992), utilizou uma vazão de 477 m³/h, diferente dos 585 m³/h utilizados neste trabalho.

Vale lembrar que as condições de trabalho também são diferentes, uma vez que a carga térmica de Stancato foi calculada para Recife, enquanto que neste trabalho foi calculado para São Paulo.

CAPÍTULO 4 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O sistema de refrigeração tem como objetivo proporcionar uma temperatura de conforto adequada para o passageiro. Este tópico tem como o intuito de explicar como funciona esse sistema.

O processo de refrigeração consiste em remover o calor do interior do veículo e dissipar este calor no ambiente externo. O sistema mais eficiente para a refrigeração de um ônibus é o por compressão de vapor, por ser mais leve, compacto e com menor custo.

4.1 Ciclo de refrigeração por compressão

O ciclo ideal de refrigeração pode ser visto na Figura 4:

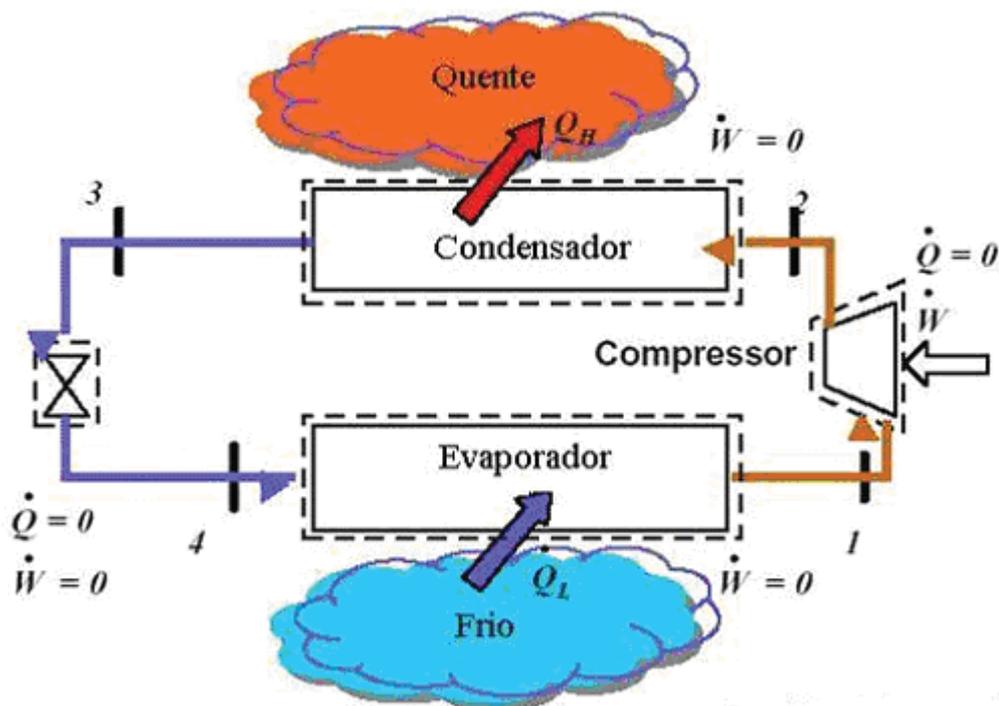


Figura 4 – Ciclo de refrigeração por compressão (T.A. Litzinger, 2001)

Este ciclo é viabilizado a partir de quatro elementos fundamentais: o compressor, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador.

A função do compressor é comprimir o fluido refrigerante, elevando a pressão do fluido. Em um ciclo ideal, a compressão é considerada adiabática reversível (isentropica), ou

seja, desprezam-se as perdas. Na prática perde-se calor ao ambiente nessa etapa, porém não é significativo em relação à potência de compressão necessária.

No condensador, ocorre a rejeição de calor do ciclo e o fluido na forma de gás saturado é condensado ao longo do trocador de calor, que em contato com o ar cede calor ao meio ambiente.

Na válvula de expansão onde ocorre uma perda de pressão brusca, porém controlada que vai reduzir a pressão do fluido da pressão de condensação para a pressão de evaporação. Em um ciclo ideal ela é considerada isoentálpica, despreza-se as variações de energia cinética e potencial.

No evaporador, o fluido refrigerante entra na serpentina como uma mistura predominantemente líquida, e absorverá calor do ar forçado pelo ventilador que passa entre os tubos. Ao receber calor, o fluido saturado vaporiza-se, utilizando-se do calor latente para poder maximizar a troca de calor.

Na figura 4, observa-se o processo de compressão do vapor superaquecido 1-2, que ocorre isoentropicamente atingindo a pressão de saturação correspondente à temperatura T_H no ponto 2. O fluido entra superaquecido no condensador e é resfriado até a temperatura de saturação T_H , e passa a perder calor devido à mudança de fase até o ponto 3. Durante o processo 2-3 o fluido rejeita o calor Q_H para o reservatório quente. A expansão ocorre em uma válvula de expansão ou tubo capilar durante o processo irreversível 3-4, onde se nota um aumento da entropia e uma redução da capacidade de refrigeração Q_L em relação à expansão em turbina representada pelo ponto 4'. A evaporação ocorre isotermicamente no processo 4-1 completando o ciclo.

Com exceção da expansão 3-4, os outros processos são internamente reversíveis. Fazendo uma análise em regime permanente, desprezando as mudanças de energia potencial e cinética, tem-se que para um volume de controle envolvendo o lado do refrigerante do evaporador o valor de Q_L é dado pela equação 4.1:

$$Q_L = m r (h_1 - h_4) \text{ [kW]} \quad (4.1)$$

onde: Q_L = capacidade de refrigeração [kW]

$m r$ = vazão mássica de refrigerante [kg/s]

h_1 e h_4 = entalpias de entrada e de saída no evaporador [kJ/kg]

O calor absorvido do reservatório térmico a baixa temperatura QL é chamado de capacidade de refrigeração. A diferença de entalpias h_1-h_4 é chamada de efeito de refrigeração.

Para um volume de controle envolvendo o compressor, assumindo que o processo é adiabático, a potência de eixo W_{comp} é dada pela equação 4.2:

$$W_{comp} = m r (h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (4.2)$$

onde: W_{comp} = potência do compressor [kW]

$m r$ = vazão mássica de refrigerante [kg/s]

h_2 e h_1 = entalpias de entrada e de saída no compressor [kJ/kg]

Para um volume de controle envolvendo o lado do refrigerante do condensador, o calor rejeitado para o reservatório quente QH é dado pela equação 4.3:

$$QH = m r (h_3 - h_2) \text{ [kW]} \quad (4.3)$$

onde: QH = calor rejeitado [kW]

$m r$ = vazão mássica de refrigerante [kg/s]

h_3 e h_2 = entalpias de entrada e de saída no condensador [kJ/kg]

A expansão adiabática que ocorre no dispositivo de expansão é modelada como sendo isentálpica como pode ser visto na equação 4.4:

$$h_4 = h_3 \text{ [kJ/kg]} \quad (4.4)$$

onde: h_3 e h_4 entalpias do refrigerante nos estados 3 e 4 respectivamente [kJ/kg]

O coeficiente de performance (β) do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor é dado pela razão entre a capacidade de refrigeração e a potência líquida consumida pelo sistema. Como não há potência entrando nem saindo no processo de expansão 3-4, a potência líquida consumida pelo sistema equivale à potência de eixo do compressor. Desta forma, β é dado por:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{m}_r (h_1 - h_4)}{\dot{m}_r (h_2 - h_1)} \quad (4.5)$$

onde: β = coeficiente de performance [%]

Q_L = capacidade de refrigeração [kW]

W_{comp} = potência do compressor [kW]

m_r = vazão mássica de refrigerante [kg/s]

h_1 , h_2 e h_4 = entalpias nos pontos 1, 2 e 3 respectivamente [kJ/kg]

Nas aplicações de refrigeração, é comum representar o ciclo usando um diagrama pressão-entalpia pela sua praticidade, pois a entalpia é uma propriedade importante para os cálculos e as pressões são obtidas facilmente (Stoecker, 1985). Um ciclo de refrigeração ideal representado em um diagrama pressão-entalpia é apresentado na Figura 5.



Figura 5 – Diagrama Pressão x Entalpia do Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor (Stoecker, 1985)

As pressões de evaporação e condensação são constantes e aparecem como retas horizontais. A expansão do fluido é isoentálpica, e aparece como uma reta vertical. A compressão do fluido aparece em uma linha isoentrópica.

4.2 Fluido refrigerante

O fluido refrigerante é importantíssimo num sistema de refrigeração, pois ele é o responsável pelas trocas de calor no sistema. Para que haja uma transferência de calor a uma

taxa razoável, a diferença de temperatura entre o refrigerante e o meio com o qual ocorre à troca térmica deve ser de 5° a 10°C (Çengel e Boles, 1998). A menor pressão do sistema deve ficar acima da pressão atmosférica para evitar infiltrações de ar. A temperatura de condensação não deve ficar abaixo da temperatura do meio externo, e a pressão de saturação deve preferencialmente ficar bem abaixo da pressão crítica para garantir uma condensação mais próxima possível de uma isotérmica (fato que não ocorre, por exemplo, com o CO₂). O refrigerante tem que ter custo baixo, ser estável e não ser reagente, não ser tóxico, não ser inflamável, ter detenção fácil de fugas, entre outros.

Inicialmente o fluido refrigerante utilizado em ciclos de compressão de vapor em sistemas automobilísticos foi o CFC-12. Devido à sua baixa toxicidade, estabilidade térmica, não inflamabilidade e miscibilidade com óleos lubrificantes. O R12 foi usado praticamente na totalidade das aplicações automotivas até o estabelecimento da sua relação com a destruição da camada de ozônio em 1974. A produção de clorofluorcarbonos, incluindo R12 foi banida pelo Protocolo de Montreal de 1981 e somente em 1992 os fabricantes iniciaram a substituição do clorofluorcarbono pelo tetrafluoretano, ou R134a (Bhatti, 1997). O refrigerante R134a atende às condições de operação previamente mencionadas, é considerado não tóxico em concentrações de até 400ppm e não inflamável quando testado com ar a 14,7psia e 18,3°C, sendo adequado para o uso automotivo (Dossat e Horan, 2001) e é o refrigerante utilizado atualmente.

O refrigerante R134a tem sido recentemente associado com o efeito estufa, necessitando-se de pesquisas para a substituição deste fluido refrigerante para não agravar ainda mais o meio ambiente. O CO₂ está sendo testado em veículos híbridos ou movidos a células de hidrogênio, adquirindo resultados satisfatórios por ser um sistema reversível, podendo ser usado como refrigerador e como bomba de calor.

CAPÍTULO 5 - SELEÇÃO DO APARELHO

O objetivo deste capítulo é apresentar os aparelhos disponíveis e selecionar um que atenda às condições requeridas para a carga térmica calculada.

Para sistema de ar-condicionado para ônibus, foram escolhidos os seguintes modelos: o LD8 e o SD8.

Tabela 14 – Descrição do aparelho LD8

APLICAÇÃO INDICADA	Ônibus Rodoviário e Urbano	
CAPACIDADE NOMINAL DE REFRIGERAÇÃO	130.000 BTU/h	
	Condições:	
	Entrada de Ar no evaporador: 27°C, 60% UR	
	Entrada de Ar no condensador: 35°C	
TENSÃO	24 VCC	
GÁS REFRIGERANTE	HFC - 134a (5,1 kg)	
PESO (unidade no teto)	170kg	
COMPRESSOR	Modelo	6C500C
	Deslocamento	495 cc
	Óleo	ND-Oil8
	Peso	50 kg

Fonte: Manual de serviço Denso do Brasil

Tabela 15 – Descrição do aparelho SD8

APLICAÇÃO INDICADA	Micro-Ônibus Rodoviário e Urbano até 9 metros	
CAPACIDADE NOMINAL DE REFRIGERAÇÃO	65.000 BTU/h	
	Condições:	
	Entrada de Ar no evaporador: 30°C, 60%UR	
	Entrada de Ar no condensador: 35°C	
TENSÃO	24 VCC	
GÁS REFRIGERANTE	HFC - 134a (1,4 Kg)	
PESO (unidade no teto)	85 kg	
COMPRESSOR	Modelo	10P30
	Deslocamento	300 cc
	Óleo	ND-Oil8
	Peso	14,1 kg

Fonte: Manual de serviço Denso do Brasil

O principal fator a ser considerado para a escolha de um aparelho de ar-condicionado é a capacidade de refrigeração que deve ser maior do que a carga térmica calculada. Como a carga térmica calculada para o ônibus foi de 22,432 kW (76482,14 BTU/h), o aparelho que melhor se adequa ao projeto é o LD8, uma vez que atende a capacidade nominal de refrigeração.

5.1 Modelo LD8

O aparelho é instalado na parte superior do ônibus, possuindo um compressor, dois condensadores com quatro ventiladores, um reservatório de líquido, um filtro secador, uma válvula de expansão, dois evaporadores com oito ventiladores, uma central elétrica e dois sensores de temperatura.



Figura 6 – Compressor acoplado com o motor

O aparelho de ar-condicionado LD8 é baseado no princípio de compressão a vapor. O compressor é acoplado junto com o eixo do motor, como pode ser visto na figura 6, o que diminui a potência de eixo do mesmo. Como consequência, provoca um aumento do consumo de combustível. O fluido refrigerante é o R143a com 5,1 kg de refrigerante. A figura 7 mostra o ciclo termodinâmico e os componentes do aparelho.

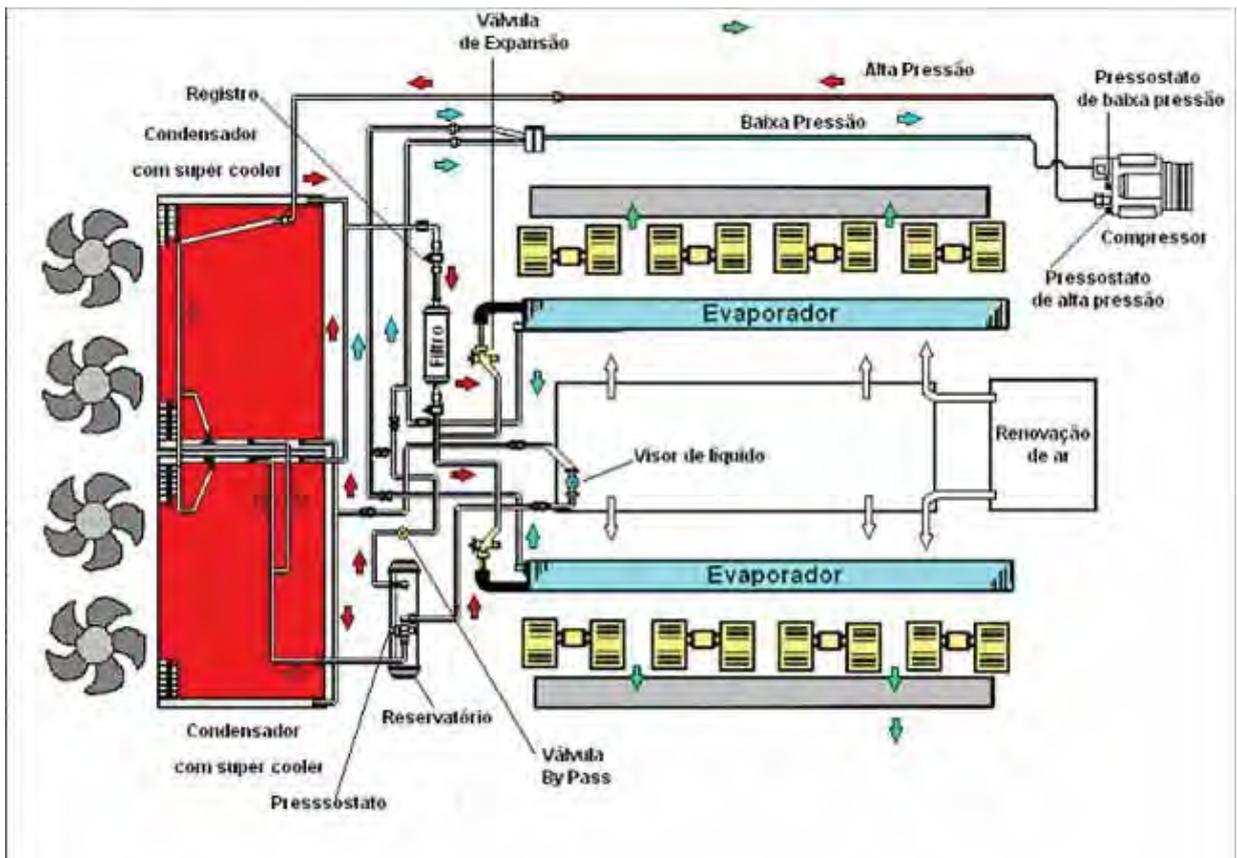


Figura 7 – Ciclo de refrigeração por compressão do equipamento LD8 (Manual de serviço Denso do Brasil)

O fluido refrigerante na forma de vapor superaquecido entra no compressor, onde sua pressão e temperatura aumentam e é enviado para o primeiro condensador. Neste local ocorre perda de temperatura do fluido refrigerante, devido à troca de calor com o ar ambiente que se encontra a uma temperatura menor que a do fluido. Os ventiladores servem para auxiliar o fluxo de troca de calor. Após passar pelo primeiro condensador, o fluido vai para o segundo condensador, a fim de diminuir ainda mais a sua temperatura. Depois disso, o fluido passa por um reservatório de líquido, que tem como objetivo evitar que vapor passe para o próximo componente do sistema, enviando apenas refrigerante líquido para o sistema. Na próxima etapa, ele passa por um filtro secador que retira as impurezas do sistema. Em seguida, vai para uma válvula de expansão, onde sua temperatura e pressão caem bruscamente. O fluido vai para o evaporador onde troca calor com o ar externo, evaporando-se e diminuindo a temperatura do ar. Após passar pelo evaporador, o fluido retorna para o compressor, iniciando um novo ciclo.

Entre os dois evaporadores existe uma pequena abertura que permite que o ar frio, gerado pela troca de calor com o evaporador, passe para o interior do ônibus. O volume de ar

controlado automaticamente através de comando de dois estágios (alto e baixo) ou manualmente (alto e baixo).

A figura 8 mostra as principais especificações do modelo LD8:

MODELO LD8		ESPECIFICAÇÕES
CAPACIDADE DE RESFRIAMENTO	Condições: Entr. de Ar para Evaporador Ar fresco p/Condensador	130.000 BTU 27° 60% UR 35°
VOLTAGEM		24 Volts corrente continua
REFRIGERANTE		HFC-134a, 5,1 kg
PESO		200 kg
COMPRESSOR	Modelo Cilindrada Cilindro x Diam. x Curso Óleo de refrigeração	6C500C 495 cm ³ 6 x ø50 mm x 42 mm ND OIL 8 (1700 cm ³)
CONDENSADOR		Multi flow type
MOTOR DO VENTILADOR DO CONDENSADOR	Tipo Tipo de motor Consumo de Energia	Hélice - Vazão 6.300 m ³ /h Ferrite 150 W x 4 pçs
EVAPORADOR		Tubo cobre aletas de alumínio
SOPRADOR	Tipo Volume de ar Tipo de Motor Consumo de Energia	Ventilador Sirocco HI: 4.400 m ³ /h Ferrite 150W x 8 pçs
VÁLVULA DE EXPANSÃO		Tipo Diafragma o/Equalização externa
TANQUE DE LÍQUIDO		2,4 L x 1
FILTRO-SECADOR		Dessecante incorporado (Zeolite)
TUBULAÇÃO		Mangueiras e tubo de cobre
DISPOSITIVOS DE SEGURANÇA	Pressostato (do sistema de refrigeração) Válvula de Alívio (do sistema de refrigeração)	Alta: 384-396 psi (libras) Baixa: 2,8-11,4 psi (libras) Pressão operação: 440-525 psi (libras)
SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA		Automático Velocidades soprador automática 2 estágios (alto/baixo)

Figura 8 – Especificações do aparelho LD8 (Manual de serviço Denso do Brasil)

A figura 9 apresenta o conjunto evaporador-condensador.

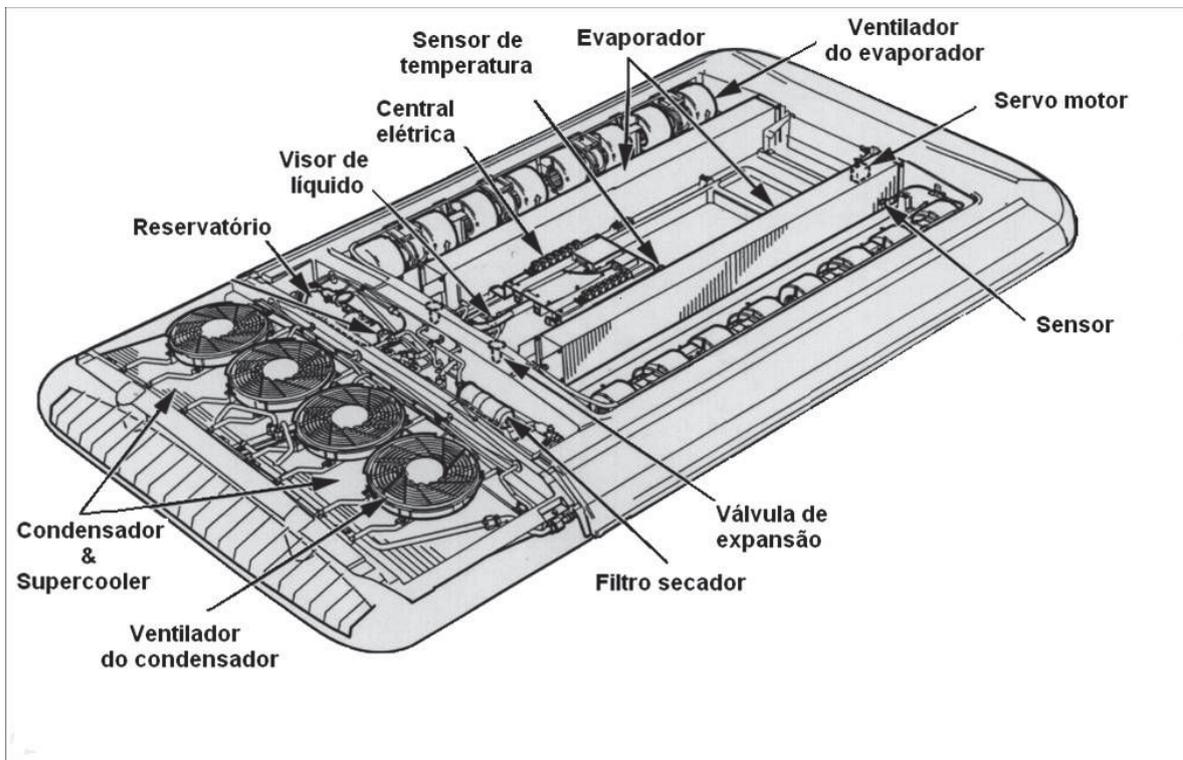


Figura 9 – Desenho do aparelho LD8 (Manual de serviço Denso do Brasil)

A figura 10 apresenta o aparelho LD8 instalado em um ônibus.

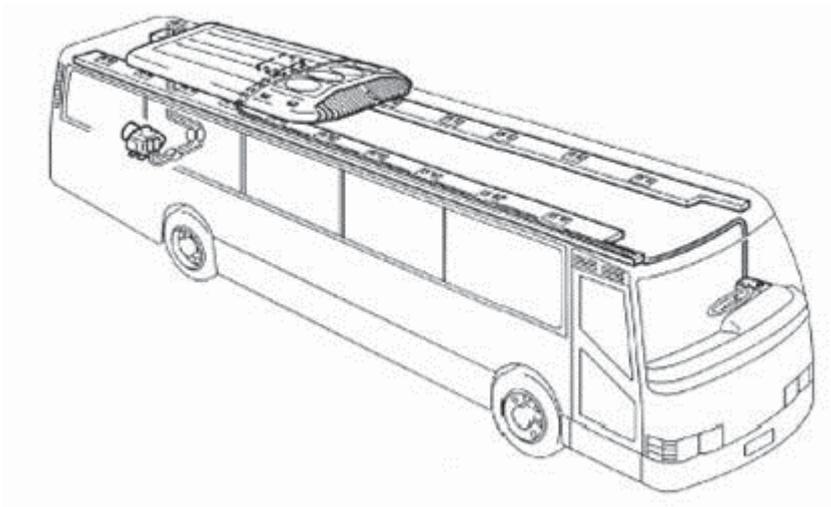


Figura 10 – Aparelho LD8 instalado em um ônibus (Manual de serviço Denso do Brasil)

Uma breve descrição dos equipamentos do aparelho LD8 serão realizadas a seguir.

5.2 Compressor

O compressor é o componente responsável por elevar a pressão do sistema para que o fluido seja capaz de escoar por todos os outros componentes e mudar de fase durante o ciclo. Como ele é um componente que exige energia na forma de trabalho, é ligado na correria do motor, causando um aumento de consumo de combustível. Por se tratar de um componente que está sempre ligado ao motor, mesmo quando o compressor está desligado (ar condicionado desligado), ele aumenta a carga sob o motor influenciando no consumo de combustível. Com isso, existe um aumento ainda maior de combustível quando o sistema de ar-condicionado é ligado.



Figura 11 – Compressor 6C500C usado no aparelho LD8 (Manual de serviço Denso do Brasil)

O compressor utilizado no modelo LD8 é 6C500C, que pode ser visualizado na figura 11, ele apresenta seis cilindros com um volume de 495 cm³.

5.3 Condensador

Um condensador é um trocador de calor que tem a função de remover o calor do fluido refrigerante e rejeitar este calor para o meio externo (ar ambiente).

Devido ao baixo calor específico, grandes quantidades de ar são necessárias para que se possa remover a quantidade de calor necessária do condensador. A limitação de área de troca de calor exige o uso de ventiladores para aumentar a velocidade do ar.

No condensador do aparelho LD8, o fluido refrigerante circula dentro de tubos metálicos e o ar circula através de aletas soldadas a estes. Ele é feito de alumínio, devido à menor massa e à facilidade de reciclagem. A figura 12 mostra o condensador do aparelho LD8.

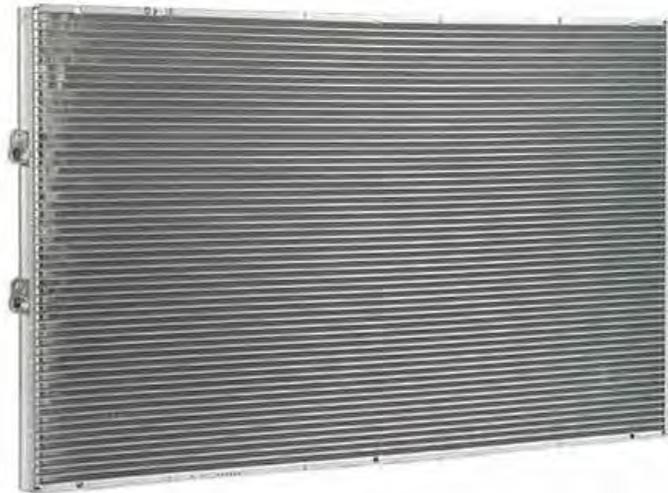


Figura 12 – Condensador do aparelho LD8 (Manual de serviço Denso do Brasil)

5.4 Evaporador

O evaporador é um trocador de calor que remove o calor do ambiente refrigerado. Em seu interior ocorre a evaporação do fluido refrigerante, processo que absorve calor do fluido quente e elimina ar com temperatura inferior a de entrada.

O refrigerante entra no evaporador como uma mistura bifásica e pode sair como um vapor superaquecido ou como uma mistura bifásica.

O evaporador do aparelho LD8 é de tubos e aletas, onde o refrigerante passa no interior dos tubos e o ar circula pelas aletas, ocorrendo à troca de calor entre os fluidos. Ele é feito de alumínio, devido à menor massa e à facilidade de reciclagem.

Existem oito ventiladores ao redor dos dois evaporadores, afim de aumentar a vazão de massa de ar e, assim, aumentar a transferência de calor entre os fluidos. A figura 13 mostra um evaporador do aparelho LD8.



Figura 13 – Evaporador do Aparelho LD8 (Manual de serviço Denso do Brasil)

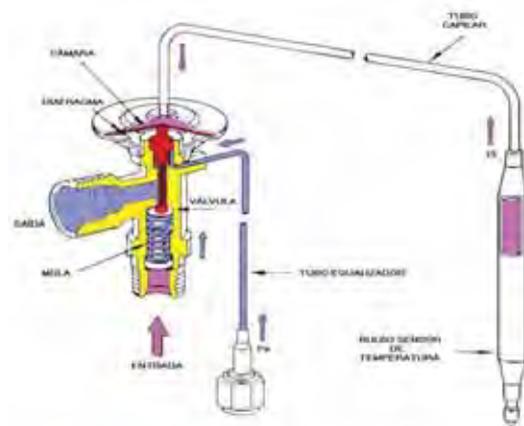
5.5 Válvula de Expansão

O dispositivo de expansão é instalado no interior da tubulação de alta pressão próxima à entrada do evaporador.

No aparelho LD8 é empregada a válvula de expansão termostática, ela regula a vazão de refrigerante líquido em função do superaquecimento do vapor de aspiração.



(a)



(b)

Figura 14 – Válvula de expansão do aparelho LD8: (a) real; (b) desenho e função (Manual de serviço Denso do Brasil)

O bulbo sensor de temperatura, contendo refrigerante R134a líquido, é preso ao tubo na saída do evaporador afim de que a temperatura do fluido no bulbo seja próxima à temperatura do fluido na saída do evaporador.

O diafragma é regulado conforme a pressão do fluido no bulbo, que age sobre a superfície superior, e a pressão do fluido no evaporador, que age sobre a superfície inferior. Caso a pressão superior no diafragma seja menor que a pressão inferior, a válvula estará fechada. Para que a pressão acima do diafragma seja maior do que a

pressão na região inferior é necessária que o fluido no bulbo esteja a uma temperatura maior que a temperatura de saturação no evaporador. Assim, o vapor de aspiração deve estar superaquecido para que o fluido no bulbo proporcione uma pressão suficiente para abrir a válvula.

A válvula de expansão termostática mantém aproximadamente a mesma quantidade de líquido no evaporador. Caso a quantidade de líquido diminua, uma superfície maior de evaporador será exposta ao vapor, superaquecendo-o e proporcionando uma maior abertura da válvula.

5.6 Reservatório de líquido

O reservatório de líquido é empregado no aparelho LD8 porque utiliza válvulas de expansão termostática. Este tipo de dispositivo de expansão requer a entrada de refrigerante líquido na entrada da válvula de expansão termostática. Assim, ocorre a necessidade do reservatório de líquido para separar o vapor e o líquido de fluido refrigerante e encaminhar apenas o líquido para a válvula de expansão.

No interior deste equipamento é colocado um material dessecante para remover umidade e um filtro na saída de líquido para reter impurezas que possam prejudicar o desempenho do sistema.



Figura 15 – Reservatório de líquido do aparelho LD8 (Manual de serviço Denso do Brasil)

5.7 Controle do sistema

5.7.1 Acionamento do sistema através da embreagem magnética do compressor

O controle do acionamento do sistema é realizado através da embreagem magnética por um comando no painel de controle. Quando o usuário aperta o botão liga

/desliga no painel de controle, a embreagem magnética é acoplada junto a polia do compressor que está em constante rotação por causa da correia do motor.

5.7.2 Controle de temperatura do evaporador

Seu objetivo é evitar o congelamento do evaporador e se emprega duas metodologias:

- Medição direta da temperatura do evaporador através de um termostato, que desliga a embreagem do compressor quando a temperatura chega próximo do ponto de congelamento da água condensada no evaporador.
- Medição da pressão de sucção através de um pressostato que desliga a embreagem do compressor. A pressão de sucção está associada à temperatura de evaporação, e quando esta atinge uma temperatura próxima do ponto de congelamento da água, o pressostato interrompe o circuito da embreagem magnética.

Em ambos os casos, após a temperatura do evaporador ser elevada, o sistema retorna ao funcionar automaticamente.

5.7.3 Controle de ventilação do condensador

Este controle é feito por meio da leitura da pressão alta do sistema em um pressostato. Assim, em pressões de condensação baixas o ventilador trabalha com uma velocidade menor, e em pressões altas o sistema aciona o ventilador na velocidade máxima.

5.7.4 Controle de sobre-pressão

Tem como objetivo ser um sistema de segurança para evitar que as pressões atinjam valores muito altos, o que poderia causar danos. Este controle é feito por meio da leitura da pressão de condensação por um pressostato que desliga a embreagem do compressor.

O aparelho LD8 ainda possui uma válvula mecânica de alívio que se abre a uma pressão acima da pressão de desligamento automático do compressor, para evitar uma falha catastrófica. A válvula de alívio libera refrigerante para a atmosfera, voltando a se fechar com a redução da pressão do sistema.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÃO

O aparelho de ar-condicionado empregado em ônibus é baseado no princípio de compressão a vapor. O compressor é acoplado junto com o eixo do motor, o que diminui a potência de eixo disponível para outras funções. Como consequência, provoca um aumento do consumo de combustível.

O fator complicador para projetar um aparelho de ar-condicionado para ônibus é devido a grande variação de carga térmica. A carga térmica varia bastante se o ônibus for utilizado, por exemplo, no sul ou no nordeste do Brasil por causa da diferença entre os ambientes. Além disso, existem outros fatores relevantes no valor da carga térmica como: número de pessoas, radiação do sol, temperatura ambiente, velocidade do veículo, aparelhos que geram calor no interior do ônibus, infiltração de ar, entre outros. Assim, projetar um aparelho específico para cada local do Brasil é inviável, sendo criado um modelo padrão que atenda a capacidade de refrigeração necessária. Assim, muitas vezes alguns aparelhos ficam superdimensionados.

Os projetos de ar-condicionado para ônibus possuem coeficientes de segurança elevados para abranger um maior número de projetos de clientes (encarroçadoras). No caso da empresa utilizada neste trabalho, ela apresentava no mercado três opções de modelo: o SD8, o MD8 e o LD8. Sendo que pela pouca demanda do aparelho MD8, este é pouco fabricado. Por isso, neste trabalho considerou-se apenas os modelos SD8 e LD8.

Pode-se notar que o aparelho LD8 está superdimensionado para o projeto, uma vez que a carga térmica calculada foi de 76.482 BTU/h e o aparelho apresenta capacidade de refrigeração de 130.000 BTU/h. Porém, entre os modelos SD8 e o LD8, este é o que melhor se adequa ao projeto. Além disso, em projetos de ar-condicionado é importante ter uma capacidade um pouco acima da carga térmica calculada porque o ambiente pode estar numa temperatura elevada antes de se ligar o aparelho de ar-condicionado e, assim, tendo uma capacidade maior, mais rápido é possível atingir o conforto térmico.

O veículo utilizado para o cálculo de carga térmica foi o mesmo que de Stancato (1992), pode-se notar que houve uma grande diferença nos valores calculados neste trabalho e no trabalho dele, isto ocorre devido à diferença da metodologia empregada por cada um.

Por causa do aquecimento global, pesquisas estão sendo feitas para a substituição do fluido refrigerante R134a, sendo o CO₂ o possível substituto. No entanto o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor ainda é o método mais utilizado em veículos por proporcionar a capacidade de refrigeração necessária com um custo acessível, atendendo da melhor maneira os limites de peso e espaço, itens críticos nos projetos atuais.

Para trabalhos futuros, sugere-se um estudo sobre o ganho de calor por radiação para ônibus e possibilidade de uso do fluido refrigerante CO₂ no lugar do fluido refrigerante R134a.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15570**. Transporte - Especificações técnicas para fabricação de veículos de características urbanas para transporte coletivo de passageiros. Rio de Janeiro. RJ. 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401**. Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto. Rio de Janeiro. RJ. 1980.

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

ÁVILA, J. A. **Ar condicionado automotivo: Caracterização e avanços tecnológicos**. Trabalho de conclusão de curso. Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. SP. 2002.

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**, 3rd Edition. McGraw Hill, 1998.

CONSTRUCLIMA. Disponível em: <http://www.construclima.com.br/pdf/02.pdf>. Acesso em: out. 2011.

DENSO DO BRASIL. **Manual de Serviço**. São Paulo. SP. 2011.

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.

MARQUES, A. da S. **Análise termoeconômica de um sistema de refrigeração automotivo por absorção**. João Pessoa. PB. Brasil. 2005.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C., **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus**. Guaratinguetá. SP. 2008.

MOURA, M.B.B., **Aprimoramentos em sistema de climatização veicular para melhoria de condições ambientais e redução no consumo de combustível**. São Paulo. SP. 2007.

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. SP. 2006.

STANCATO, F., **Fontes térmicas em cabinas de veículos, sua avaliação e efeitos no ambiente interior** - Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. SP. 1992.

WYLEN, G. J. V., SONNTAG, R. E. & BORGNAKKE, C., 1998, *Fundamentos da Termodinâmica*. 5ª Edição, Editora Edgard Blücher, São Paulo, SP.