

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DO R-1234yf
EM SUBSTITUIÇÃO DIRETA DO R-134a EM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO
PARA MÁQUINAS AGRÍCOLAS

JULIANO NOETZOLD

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, Outubro de 2016

COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DO R-1234yf
EM SUBSTITUIÇÃO DIRETA DO R-134a EM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO
PARA MÁQUINAS AGRÍCOLAS

JULIANO NOETZOLD

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Coorientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee - UNISINOS

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander - UNISINOS

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider - UFRGS

N772c

Noetzold, Juliano.

Comparação do desempenho do R-1234yf em substituição direta do R-134a em ar condicionado automotivo para máquinas agrícolas / Juliano Noetzold. – 2016.

108 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.

“Orientador: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti ;
coorientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan.”

1. Ar condicionado automotivo. 2. Drop-in. 3. R-1234yf. I. Título.

CDU 621

AGRADECIMENTOS

Agradeço principalmente à minha esposa Rosângela Cristina Rossini, por ter me acompanhado, apoiado e incentivado durante toda a trajetória deste curso e de grande parte da minha vida e a minha querida mãe Pedrolina Ivone Noetzold Sbicigo, (*in memoriam*) que sempre me apoiou e incentivou a estudar e a crescer através do estudo e do esforço.

A Prof.^a Dr.^a. Jacqueline B. Copetti, pela oportunidade a mim cedida para a realização deste trabalho, pela sua orientação durante a execução deste trabalho e pela atenção dedicada.

Ao Prof. Dr. Mário H. Macagnan, pela coorientação e apoio dedicado à realização deste trabalho.

Ao colega Anselmo Goulart Gonçalves, bolsista de iniciação científica, por ter auxiliado na execução dos ensaios realizados.

Ao colega, doutorando Jeferson Diehl de Oliveira pelo auxílio prestado.

As Empresas Chemours do Brasil pelo fornecimento do fluido refrigerante e as empresas AGCO do Brasil e Refrijet Indústria e Comércio Ltda. pelo fornecimento de equipamentos e utilizados para execução dos testes.

A Unisinos e a CAPES pela bolsa de estudos propiciada para realização deste trabalho.

RESUMO

Ar condicionado automotivo para máquinas agrícolas e fora de estrada, como tratores e colheitadeiras, apresenta algumas características particulares quando comparado com outros sistemas de ar condicionado para veículos. Velocidade do ar e temperatura para uma ampla faixa de condições ambientais, operação sob condições climáticas altamente transitórias e extremas, alta capacidade de resfriamento para atender elevadas cargas térmicas e proporcionar uma rápida diminuição da temperatura do ambiente do operador são características deste tipo de aplicação. O ciclo de trabalho do compressor para este tipo de veículo está diretamente relacionado com a rotação do motor.

Neste trabalho foram realizados experimentos para comparar o desempenho de um ar condicionado automotivo típico para veículos *off-road* com capacidade nominal de 6,7 kW, desenvolvido para operar originalmente com R-134a, comparando sua performance na substituição direta pelo R-1234yf. O sistema consiste basicamente de um compressor de deslocamento fixo, uma válvula de expansão termostática, um condensador de micro-multi canais e um evaporador tubo aleta. O sistema foi instalado em uma bancada experimental e os principais parâmetros do sistema avaliados em diferentes cargas de refrigerante para uma velocidade fixa do compressor de 3500 rpm, com objetivo de verificar a carga ótima de cada refrigerante. Os parâmetros de ciclo, como capacidade do evaporador, COP, potência de compressão, taxa de compressão, sub-resfriamento no condensador, superaquecimento no evaporador, queda de pressão nos trocadores de calor e linha de sucção, as temperaturas de saída do evaporador no lado ar e taxa de fluxo de massa são comparados. A carga de refrigerante ideal para R-1234yf foi encontrada com 50 g a mais do que com R-134a. Os resultados experimentais com o sistema funcionando com a carga de refrigerante ideal, indicam que para várias condições de temperaturas de entrada do ar no evaporador, umidade relativa de 43% e temperatura de entrada do ar no condensador em 35 °C, o sistema funcionando com o R-1234yf tem valores de capacidade do evaporador e COP menores. O R-1234yf também apresenta um maior grau de sub-resfriamento, maior superaquecimento e maior queda de pressão no evaporador e na linha de sucção do que o R-134a. A relação de compressão e a potência consumida pelo compressor para R-1234yf é mais favorável.

Palavras-chave: Ar condicionado automotivo, *Drop-in*, R-1234yf.

ABSTRACT

Automotive air conditioning for off-road agricultural machinery, like tractors and combine harvesters, presents some particular characteristics when compared with others AC systems for vehicles. Higher air velocity and temperatures over a wide range of conditions, operation under transient climatic conditions, high cooling capacity to meet high thermal loads and rapid cool down capacity on the operator environment. In addition, the compressor duty cycle is related to the engine speed for this type of vehicle and the system work in an environment subject to severe vibration. In this work, experiments were carried out to compare the performance of a typical AC for off-road vehicles of 6.7 kW nominal capacity using R-134a and with its drop-in substitute, R-1234yf. The system consists of a fixed displacement compressor, a block type thermostatic expansion valve, a multiport micro channel condenser and a tube fin evaporator. This system was installed in an experimental setup and the main parameters of operation were measured at different refrigerants charges, for a fixed compressor velocity of 3500 rpm to find the optimal refrigerant charge of each one. The cycle parameters like evaporator capacity, COP, compressor power, compression ratio, evaporator superheating, condenser sub-cooling, refrigerant pressure drop in the heat exchangers, outlet airside temperatures from evaporator and mass flow rate are compared. The optimal refrigerant charge for R-1234yf was found to be 50 g larger than with R-134a. The experimental results with the system working with the optimal refrigerant charge indicate that for different evaporator inlet air conditions, relative humidity of 43% and condenser air inlet temperature of 35 °C, the system running with the R-1234yf presented lower evaporator capacity, COP. The same refrigerant also shows a higher degree of sub-cooling, superheat and pressure drop in evaporator and suction line. The compressor ratio and the compressor power consumption for R-1234yf were more favorable.

Key-words: Automotive air conditioning; Drop-in; R-1234yf.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 2.1: Gráfico comparativo da pressão de vapor do R-134a e R-1234yf..... | 26 |
| Figura 2.2: Teste de resfriamento rápido com R-1234yf e R-134a em um veículo Toyota..... | 27 |
| Figura 3.1: Sistemas de ACA com dispositivo de expansão tipo orifício calibrado. | 29 |
| Figura 3.2: Sistemas de ACA com dispositivo de expansão tipo TXV..... | 30 |
| Figura 3.3: Formas construtivas dos principais compressores automotivos. | 31 |
| Figura 3.4: Sequência de funcionamento de um compressor alternativo..... | 31 |
| Figura 3.5: Vista em corte de representação simplificada do compressor de prato oscilante. . | 32 |
| Figura 3.6: Detalhes dos condensadores automotivos..... | 33 |
| Figura 3.7: Vista em corte de condensador de fluxo paralelo com tubos de alumínio extrudado de multi-micro canais paralelos..... | 34 |
| Figura 3.8: Vista em corte de condensador de fluxo paralelo | 34 |
| Figura 3.9: Vista em corte do filtro secador/acumulador e imagem de típico filtro secador. . | 36 |
| Figura 3.10: Esquema de funcionamento de um acumulador de sucção..... | 37 |
| Figura 3.11: Válvulas de expansão (TXV) de equalização externa (a); interna (b) e tipo <i>Block</i> de equalização interna (c). | 38 |
| Figura 3.12: Detalhe de um dispositivo de expansão tipo tubo de orifício. | 39 |
| Figura 3.13: Vista em corte de uma válvula de expansão termostática (TXV) tipo <i>Block</i> | 40 |
| Figura 3.14: Evaporadores automotivos tipos (a) tubo e aleta, (b) serpentina, (c) tanque-único (d) multi-tanque. | 41 |
| Figura 3.15: Caixa evaporadora automotiva..... | 42 |
| Figura 4.1: Vista superior da bancada de testes..... | 44 |
| Figura 4.2: Vista lateral do túnel de vento do condensador. | 45 |
| Figura 4.3: Túnel A do túnel de vento do condensador..... | 46 |
| Figura 4.4: Localização do sensor PT 100 da temperatura de bulbo seco do ar na entrada do condensador..... | 46 |
| Figura 4.5: Túnel B do túnel de vento condensador..... | 47 |
| Figura 4.6: Vista dos coletores de ar dos Túneis A e B..... | 47 |
| Figura 4.7: Placa de bocais do túnel do condensador..... | 48 |
| Figura 4.8: Dispositivo de fixação do condensador. | 49 |
| Figura 4.9: Ventilador centrífugo do túnel do condensador..... | 49 |
| Figura 4.10: Vista esquemática do calorímetro do evaporador..... | 50 |
| Figura 4.11: Resistência elétrica do calorímetro do evaporador. | 51 |

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 4.12: Controlador de temperatura do ar. | 51 |
| Figura 4.13: Sistema umidificador do calorímetro do evaporador..... | 52 |
| Figura 4.14: Túnel C do calorímetro do evaporador. | 52 |
| Figura 4.15: Posição das flautas do calorímetro do evaporador..... | 53 |
| Figura 4.16: Vista em corte do Túnel D do calorímetro do evaporador..... | 53 |
| Figura 4.17: Pontos de medição de pressão diferencial..... | 54 |
| Figura 4.18: Cargas térmicas presentes em uma cabine de trator. | 55 |
| Figura 4.19: Sistema de ACA de trator agrícola | 56 |
| Figura 4.20: Vista de um compressor de ACA..... | 56 |
| Figura 4.21: Estrutura de fixação do compressor e motor elétrico..... | 57 |
| Figura 4.22: Detalhamento do condensador utilizado no experimento. | 58 |
| Figura 4.23: Filtro secador acumulador..... | 59 |
| Figura 4.24: Vista explodida da caixa evaporadora. | 60 |
| Figura 4.25: Pontos de medição na bancada de teste. | 61 |
| Figura 4.26: Pontos de medição de pressão e temperatura na bancada de teste..... | 62 |
| Figura 4.27: Instalação do condensador (a); Pontos de medição da velocidade de face do ar no condensador (b) | 68 |
| Figura 4.28: Variação dos principais parâmetros de desempenho do ACA com a carga de refrigerante R-134a..... | 70 |
| Figura 4.29: Pontos de medição de temperatura, pressão e vazão mássica de refrigerante no sistema de ACA. | 74 |
| Figura 5.1: Capacidade do evaporador, Q_E (a) e potência de compressão, W_c (b) para diferentes cargas de refrigerante..... | 78 |
| Figura 5.2: Coeficiente de performance - COP (a) e temperatura do ar na saída do evaporador - T_{ASE} (b) para diferentes cargas de refrigerantes. | 79 |
| Figura 5.3: Sub-resfriamento do líquido na saída do condensador, ΔT_{sub} (a) e superaquecimento do vapor na saída do evaporador, ΔT_{sup} (b) para diferentes cargas de refrigerante. | 80 |
| Figura 5.4: Resultados para determinação da carga ótima de R-134a..... | 81 |
| Figura 5.5: Resultados para determinação da carga ótima de R-1234yf..... | 82 |
| Figura 5.6: Representação do ciclo na carga ótima para o R-134a. | 83 |
| Figura 5.7: Representação do ciclo na carga ótima para o R-1234yf..... | 84 |
| Figura 5.8: Variação da capacidade do evaporador, Q_E , com a rotação do compressor e para diferentes temperaturas do ar no evaporador..... | 85 |

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Figura 5.9: Potência de compressão, W_c , e potência elétrica consumida, Pot_R , em função da rotação e temperatura do ar no evaporador. | 86 |
| Figura 5.10: (a) Capacidade de refrigeração, potência consumida, COP e (b) Eficiência volumétrica do compressor Sanden 7H15. | 87 |
| Figura 5.11: Coeficiente de performance COP em função da rotação e temperatura do ar no evaporador. | 88 |
| Figura 5.12: Superaquecimento na saída do evaporador em função da rotação e temperatura do ar no evaporador. | 89 |
| Figura 5.13: Sub-resfriamento na saída do condensador em função da rotação e temperatura do ar no evaporador. | 89 |
| Figura 5.14: Perda de pressão no condensador em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. | 90 |
| Figura 5.15: Variação do título de vapor, χ , em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. | 91 |
| Figura 5.16: Perda de pressão no evaporador em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. | 91 |
| Figura 5.17: Perda de pressão na linha de sucção em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. | 92 |
| Figura 5.18: Viscosidade do líquido (a) e massa específica do vapor para o R-134a e R-1234yf. | 94 |
| Figura 5.19: Entalpia de vaporização do R-134a e R-1234yf. | 94 |
| Figura 5.20: Taxa de massa, \dot{m} (a), e variação de entalpia no evaporador (b), em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. | 96 |
| Figura 5.21: Relação de compressão em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. | 97 |
| Figura 5.22: Pressão de descarga do compressor em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador. | 97 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 2-1: Propriedades termodinâmicas e de transporte do R-134a e R-1234yf. | 24 |
| Tabela 4-1: Componentes da bancada de testes. | 44 |
| Tabela 4.2: Correlação entre frequência do motor e rotação do compressor. | 58 |
| Tabela 4.3: Sensores utilizados na bancada de teste. | 62 |
| Tabela 4.4: Faixas de medição e precisão dos instrumentos. | 63 |
| Tabela 4.5: Instrumentação utilizada..... | 64 |
| Tabela 4.6: Carga de óleo em função da carga de refrigerante. | 66 |
| Tabela 4.7: Relação da rotação do compressor em função da rotação do motor. | 67 |
| Tabela 4-8: Matriz de testes para definição da carga ótima de refrigerante..... | 71 |
| Tabela 4-9: Matriz de testes com diferentes velocidades do compressor e temperaturas de entrada de ar no evaporador..... | 72 |
| Tabela 5-1: Comparação das perdas de carga ao longo do condensador, evaporador e da linha de sucção..... | 93 |
| Tabela 5.2 Resultados encontrados com trabalhos relacionados..... | 98 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|---------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|
| ACA | Ar condicionado automotivo |
| CARB | <i>California Air Resources Board</i> |
| CFC | Clorofluorcarbono |
| CRP | <i>Cooperative Research Project</i> |
| COP | Coeficiente de performance |
| EES | <i>Engineering Equation Solver</i> |
| EPA | <i>Environmental Protection Agency</i> |
| EUA | Estados Unidos da América |
| FR | França |
| GER | Alemanha |
| GWP | <i>Global Warming Potential</i> |
| HVAC | <i>Heating Ventilation & Air Conditioning</i> |
| IHX | <i>Internal Heat Exchanger</i> |
| HCFC | Hidroclorofluorcarbono |
| HC | Hidrocarbonetos |
| JP | Japão |
| LCCP | <i>Life Cycle Climate Performance</i> |
| NBR | Borracha Nitrílica |
| ODP | <i>Ozone depletion potential</i> |
| OH | Hidroxila |
| PAG | Polialquilenoglicol |
| POE | Poliol Éster |
| REFPROP | <i>Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database</i> |
| RTOC | <i>Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee</i> |
| SAE | <i>Society of Automotive Engineer</i> |
| SNAP | <i>Significant New Alternatives Policy</i> |
| TBS | Temperatura de bulbo seco |
| TBU | Temperatura de bulbo úmido |
| TR | Tonelada de refrigeração |
| TXV | Válvula de expansão termostática |

LISTA DE SIMBOLOS

| | |
|------------------------|----------------------------------------------------------|
| $Carga_{\acute{o}leo}$ | Carga total de óleo no sistema [ml] |
| $C_{Re f}$ | Carga de refrigerante [g]. |
| Dh | Diâmetro hidráulico |
| h | Entalpia específica [kJ/kg] |
| Δh_{evap} | Varição da entalpia no evaporador [kJ/kg] |
| I | Corrente elétrica [A] |
| \dot{m} | Vazão mássica ou taxa de massa de refrigerante [g/s] |
| μ_{liq} | Viscosidade [μ Pas] |
| $P1$ | Pressão na entrada do compressor [kPa] |
| $P2$ | Pressão na entrada do condensador [kPa] |
| $P3$ | Pressão na saída do condensador [kPa] |
| $P4$ | Pressão na entrada da válvula de expansão - TXV [kPa] |
| $P5$ | Pressão na entrada do evaporador [kPa] |
| $P6$ | Pressão na saída do evaporador [kPa] |
| ΔP_{cond} | Perda de pressão no condensador [kPa] |
| P_{desc} | Pressão absoluta de descarga do compressor [kPa] |
| ΔP_{evap} | Perda de pressão no evaporador [kPa] |
| P_{ot} | Potência elétrica consumida pelo motor [kW] |
| P_{suc} | Pressão absoluta de sucção do compressor [kPa] |
| ΔP_{suc} | Perda de pressão na linha de sucção [kPa] |
| Q_E | Capacidade do Evaporador [kJ/kg] |
| ρ | Massa específica [kg/m ³] |
| R_{Comp} | Relação de compressão [-] |
| ρ_{vap} | Massa específica do vapor [kg/m ³] |
| $T1$ | Temperatura na entrada do compressor [°C] |
| $T2$ | Temperatura na entrada do condensador [°C] |
| $T3$ | Temperatura na saída do condensador [°C] |
| $T4$ | Temperatura na entrada da válvula de expansão - TXV [°C] |

| | |
|------------------|--------------------------------------------------------------|
| $T5$ | Temperatura na entrada do evaporador [°C] |
| $T6$ | Temperatura na saída do evaporador [°C] |
| T_{ASE} | Temperatura do ar na saída do evaporador [°C] |
| T_{EAC} | Temperatura do ar na entrada do condensador [°C] |
| T_{EAE} | Temperatura do ar na entrada do evaporador [°C] |
| ΔT | Diferencial de temperatura [K] |
| T_{sat_P3} | Temperatura de saturação do refrigerante no condensador [°C] |
| T_{sat_P5} | Temperatura de saturação do refrigerante no evaporador [°C] |
| $DTsat$ | Varição da temperatura de saturação [K] |
| ΔT_{sub} | Sub-resfriamento do refrigerante [K] |
| ΔT_{sup} | Superaquecimento do refrigerante [K] |
| UR | Umidade relativa do ar [%] |
| UR_{EE} | Umidade relativa do ar na entrada do evaporador [%] |
| V | Tensão elétrica [V] |
| V_{CC} | Tensão elétrica em corrente contínua[V] |
| v_{liq} | Volume específico do líquido [m ³ /s] |
| Wc | Potência de compressão [kW] |
| χ | Título de vapor [-] |

SUMÁRIO

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO..... | 14 |
| 1.1 OBJETIVOS..... | 16 |
| 1.1.1 Objetivo Geral | 16 |
| 1.1.2 Objetivos Específicos..... | 16 |
| 1.2 JUSTIFICATIVA | 17 |
| 1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO | 17 |
| 2 FLUIDOS REFRIGERANTES PARA APLICAÇÃO EM SISTEMAS DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO..... | 19 |
| 2.1 FLUIDOS REFRIGERANTES | 19 |
| 2.2 ELIMINAÇÃO DOS REFRIGERANTES CFC E HCFC | 20 |
| 2.2.1 ODP e GWP | 21 |
| 2.3 REFRIGERANTES PARA APLICAÇÃO EM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO E TENDÊNCIAS PARA O SETOR..... | 22 |
| 2.3.1 Refrigerante R- 134a..... | 23 |
| 2.3.2 Refrigerante R- 1234yf..... | 24 |
| 3 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO | 28 |
| 3.1 COMPRESSOR..... | 30 |
| 3.2 CONDENSADOR..... | 32 |
| 3.3 FILTRO SECADOR/ACUMULADOR E ACUMULADOR DE SUCÇÃO..... | 34 |
| 3.3.1 Filtro secador/acumulador | 35 |
| 3.3.2 Acumulador de Sucção | 36 |
| 3.4 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO..... | 37 |
| 3.4.1 Tubo de orifício..... | 38 |
| 3.4.2 Válvula de expansão - TXV | 39 |
| 3.5 EVAPORADOR..... | 40 |
| 4 METODOLOGIA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL..... | 43 |
| 4.1 BANCADA DE TESTE..... | 43 |
| 4.1.1 Túnel de vento do condensador | 45 |
| 4.1.2 Calorímetro do evaporador..... | 49 |
| 4.2 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO ANALISADO..... | 54 |

| | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 4.3 INSTRUMENTAÇÃO, INCERTEZA DAS MEDIÇÕES E CALIBRAÇÃO DOS SENSORES E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS | 60 |
| 4.3.1 Instrumentação utilizada na bancada | 61 |
| 4.3.2 Sistemas de aquisição de dados | 63 |
| 4.3.3 Incertezas de medição | 63 |
| 4.3.4 Instrumentação utilizada e pontos de medição..... | 64 |
| 4.4 CONDIÇÕES DOS TESTES EXPERIMENTAIS | 64 |
| 4.4.1 Preparação do sistema: tensão elétrica, vácuo, carga de óleo, faixas de rotação do compressor e pré-carga de refrigerante | 66 |
| 4.4.2 Carga ótima de refrigerante..... | 69 |
| 4.4.3 Influência da rotação do compressor e das diferentes temperaturas de entrada de ar no evaporador | 71 |
| 4.4.4 Tratamento de dados | 73 |
| 5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO..... | 77 |
| 5.1 COMPARAÇÃO DA CARGA ÓTIMA DOS REFRIGERANTES R-134A E R-1234YF | 77 |
| 5.2 EFEITOS DA VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DO COMPRESSOR E DA TEMPERATURA DO AR NA ENTRADA DO EVAPORADOR | 84 |
| 5.2.1 Capacidade do evaporador, potência de compressão e COP..... | 84 |
| 5.2.2 Superaquecimento e sub-resfriamento..... | 88 |
| 5.2.3 Perda de pressão no condensador e no evaporador | 90 |
| 5.2.4 Efeito das propriedades dos refrigerantes | 93 |
| 5.2.5 Pressões e relação de compressão | 96 |
| 5.2.6 Resumo dos principais resultados encontrados..... | 98 |
| 6 CONCLUSÕES..... | 99 |
| 6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS..... | 100 |
| REFERÊNCIAS | 102 |

1 INTRODUÇÃO

Os refrigerantes são fluidos utilizados em equipamentos de ar condicionado, bombas de calor e equipamentos de refrigeração. A primeira geração de refrigerantes incluía substâncias como os hidrocarbonetos, amônia e dióxido de carbono (CO₂). A segunda geração de refrigerantes, os refrigerantes sintéticos tiveram seu início com o desenvolvimento dos clorofluorocarbonos (CFC) e hidroclorofluorcarbonos (HCFC) por Thomas Midgley (CALM 2012) liderando uma divisão de pesquisa e desenvolvimento da *General Motors*. O início da produção em escala dos CFC's permitiu a disseminação dos refrigeradores domésticos. Este refrigerante foi amplamente utilizado nos segmentos de refrigeração doméstica, comercial leve, ar condicionado residencial e, a partir de 1939, nas aplicações de ar condicionado automotivo. Durante aproximadamente 70 anos o CFC-12, ou R-12, foi o principal fluido refrigerante utilizado (GIUNTA, 2006).

O desenvolvimento de sistemas de ar condicionado para aplicações em automóveis iniciou nos anos de 1930 nos Estados Unidos. Um primeiro sistema foi adaptado em um *Cadillac* pela *C&C Kelvinator Co.* Este sistema era independente, tinha capacidade de refrigeração de 0,37 kW e era alimentado por um motor a gasolina de 1,1 kW. Em 1933, a *General Motors* iniciou os trabalhos com o sistema de refrigeração por compressão de vapor usando refrigerante R-12. Em 1939 a *Packard Motor Car* lançou o primeiro sistema de ar condicionado automotivo original de fábrica. A *General Motors* introduziu o sistema de ar condicionado na linha *Cadillac* em 1941. Os sistemas evoluíram nos anos seguintes com diversas melhorias como ventilação frontal, compressor com embreagem eletromagnética e controles automáticos (BHATTI, 1999).

O uso do ar condicionado automotivo estendeu-se para outros tipos de veículos, como caminhões, ônibus e máquinas agrícolas e também em fora de estradas. Constable e Somerville (2003), apresentam um dos primeiros relatos de aplicação de ar condicionado em tratores, que data do ano de 1938 na Austrália, desenvolvido pela Massey-Harris. A *Society of Automotive Engineers SAE* (1985) publicou no ano de 1970 a norma SAE-J169 *DESIGN GUIDELINES FOR AIR CONDITIONING SYSTEMS FOR OFF-ROAD OPERATOR ENCLOSURES*, onde estabelece critérios para projeto e condições de operação de sistemas de ar condicionado para este tipo de máquina.

Os anos de 1970 também foram marcados pela associação das emissões de compostos à base de cloro, os CFCs e HCFCs, com a degradação da camada de ozônio, iniciando assim o processo de transição para a próxima geração de fluidos refrigerantes (MOLINA E ROWLAND

1974). Em 1987, foi estabelecido o Protocolo de Montreal com o intuito de definir metas para a eliminação completa dos CFCs e iniciou-se um processo de eliminação gradual dos refrigerantes relacionados a esta categoria, o que ocorreu em 1996 nos países desenvolvidos e em 2010 nos países em desenvolvimento (UNEP, 2014).

Os equipamentos de ar condicionado automotivos fabricados antes de 1995 usavam CFC R-12 como refrigerante, e após implantação do Protocolo de Montreal, praticamente todos os novos sistemas passaram a usar o refrigerante hidrofluorcarbono R-134a. Em 1997, estabeleceu-se então outro protocolo internacional, denominado Protocolo de Kyoto (UNFCCC, 1998), com o objetivo de promover uma redução gradual da emissão de gases que contribuem para o efeito estufa, como os HFCs, e entre eles o R-134a. Desde então, fluidos refrigerantes naturais, tais como os hidrocarbonetos (HCs), a amônia (NH₃) e o dióxido de carbono (CO₂) têm sido considerados como alternativas para a substituição dos fluidos refrigerantes sintéticos. Esses refrigerantes possuem índices de ODP (Potencial de Degradação de Ozônio) e de GWP (Potencial de Aquecimento Global) muito inferiores aos fluidos sintéticos. Enquanto o R-12 tem GWP igual a 8100, o R-134a apresenta uma considerável redução no índice, pois o seu GWP é 1430, no entanto o CO₂ tem um índice GWP igual a 1, ou seja, a emissão de 1 g de R-12 equivale à emissão de 8100 g de CO₂ em 100 anos, (IPCC, 2007).

Segundo o *RTOC Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee* (2014), a União Europeia e os Estados Unidos já têm regulamentos que influenciam em projetos de ar condicionado automotivo - ACA, enquanto os outros países com uma elevada densidade de veículos rodoviários estão trabalhando na mesma direção. A Diretiva da Comunidade Europeia 2006/40/CE (EU DIRETIVA, 2006) também conhecida por *F-gas*, aplica-se aos veículos de passageiros e comerciais leves, especificando que a partir de 2013 todos os novos modelos de veículos equipados com ACA não podem ser fabricados com refrigerantes fluorados com GWP superior a 150, estendendo-se para todos os veículos produzidos a partir de 2017. Os Estados Unidos publicaram uma regulamentação *Significant New Alternatives Policy* (SNAP) proibindo o uso de R-134a em automóveis a partir de 2021 (US EPA, 2011).

Alguns refrigerantes que atendem o índice de GWP e estão sendo considerados como possíveis substitutos para sistemas ACA, são: R-152a, R-744 (CO₂) e R-1234yf. O desafio está em desenvolver sistemas que atendam às legislações, tenham eficiências energéticas similares aos sistemas com R-134a, e não necessitem de grandes alterações no projeto dos componentes do sistema em relação aos sistemas atualmente utilizados. O refrigerante R-1234yf tem um

GWP de 4 e uma temperatura de ebulição de aproximadamente 3,7 °C mais baixa do que a do R134a.

Diversos pesquisadores como Barve (2012), Brown *et al.* (2010), Koban (2009), Hill (2010), Ooi (2012), Papasavva e Moomaw (2014), Spatz e Minor (2008), Zilio *et al.* (2011), têm focado seus esforços de pesquisa relacionados ao R-1234yf principalmente na caracterização de sua inflamabilidade, toxicidade, impacto ambiental, compatibilidade com materiais e óleo, desempenho do sistema de ar condicionado, propriedades termo físicas e no desenvolvimento de equações de estado.

Tendo em vista o crescente direcionamento do R-1234yf como substituto ao R-134a em sistemas de ACA e a notável concentração dos trabalhos existentes na literatura em sistemas desenvolvidos para aplicação em veículos leves, nesse trabalho, será desenvolvido um estudo comparativo do desempenho de um sistema de ar condicionado automotivo aplicado em máquinas agrícolas (tratores), em uma substituição direta (*drop in*) do fluido refrigerante R-1234yf.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é comparar parâmetros de avaliação de desempenho de um sistema de ar condicionado automotivo aplicado em máquinas agrícolas, ou fora de estrada, desenvolvido originalmente para trabalhar com o refrigerante R-134a, em uma substituição direta para o refrigerante R-1234yf e emitir parecer da viabilidade da substituição.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Estabelecer a carga de refrigerante ótima para cada um dos dois refrigerantes;
- Comparar a capacidade máxima de refrigeração do sistema, a potência de compressão, o COP, a relação de compressão e a perda de pressão através dos trocadores de calor e da tubulação de sucção do compressor, o grau de sub-resfriamento e de superaquecimento, operando com a carga ótima de refrigerante para cada um dos dois refrigerantes e sob as mesmas condições de teste;

- Analisar a influência da rotação do compressor e da temperatura de entrada de ar no evaporador nos parâmetros comparativos avaliados;
- Comparar os resultados encontrados com outros trabalhos relacionados ao assunto.

1.2 JUSTIFICATIVA

Com a atual procura por produtividade e atendimento da legislação trabalhista, a aplicação de sistemas de ar condicionado em ambientes de trabalho é crescente. Neste contexto está inserida a aplicação de ar condicionado em cabines de máquinas agrícolas e fora de estrada, como, por exemplo tratores, colheitadeiras e demais máquinas auto propelidas. Este tipo de veículo utiliza sistemas de ar condicionado provenientes da aplicação automotiva, com um dimensionamento do sistema por vezes mais rigoroso, adequado à carga térmica e às características específicas do ambiente de sua utilização, como qualidade do ar interno e a pressurização da cabine, com o objetivo de proporcionar um ambiente confortável e salubre para o operador.

As grandes montadoras de máquinas agrícolas cada vez mais se assemelham às montadoras da linha automotiva, não apenas por terem suas marcas reconhecidas globalmente, mas também por aplicarem sistemas de gestão provenientes delas. O estado do Rio Grande do Sul apresenta o maior número em faturamento e unidades produzidas de máquinas agrícolas (tratores, colheitadeiras e demais equipamentos auto propelidos), bem como tem a maior quantidade de fábricas deste segmento (IGEA, 2003; ANFAVEA, 2015).

A necessidade de avaliar a capacidade e eficiência do sistema desenvolvido para este tipo de veículo utilizando o refrigerante R-1234yf é uma necessidade eminente e visto que cada vez mais se faz necessário o desenvolvimento de produtos que atendam a requisitos globais de eficiência e legislação. É importante confirmar a possibilidade de uma simples troca de refrigerante ou mesmo identificar condições para atender os requisitos de desempenho atualmente alcançados ou mesmo melhorá-los.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No Capítulo 2 é apresentado o estado da arte dos fluidos refrigerantes para aplicação em sistemas de ar condicionado automotivo que foram analisados experimentalmente neste estudo.

No Capítulo 3 são apresentados os principais sistemas de ar condicionado automotivos, atualmente utilizados, suas características e o funcionamento dos seus principais componentes no circuito de refrigeração.

No Capítulo 4 é detalhada a metodologia desenvolvida para realização dos testes comparativos, onde é apresentado o funcionamento da bancada experimental, detalhada as características do sistema de ar condicionado automotivo utilizado, apresentados os detalhes da instrumentação e suas incertezas de medições, o planejamento dos testes e suas condições e o modelo para o tratamento dos dados coletados.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados das análises dos dados coletados. Primeiramente são apresentados os resultados para a variação da carga de refrigerante até ser verificada a carga ideal para cada refrigerante. Posteriormente, são apresentados os resultados comparativos da segunda fase de testes onde são observados os efeitos da variação da velocidade do compressor e da temperatura de entrada do ar no evaporador.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões e sugestões para o aprofundamento do tema da pesquisa através de trabalhos futuros.

2 FLUIDOS REFRIGERANTES PARA APLICAÇÃO EM SISTEMAS DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica do histórico da evolução dos fluidos refrigerantes, os principais tipos, impactos da sua concentração no meio ambiente, regulamentações governamentais, os principais fluidos destinados para aplicação em sistemas de ar condicionado automotivo e as tendências em fluidos refrigerantes para aplicação automotiva nos próximos anos.

2.1 FLUIDOS REFRIGERANTES

Fluidos refrigerantes são fluidos de trabalho utilizados em sistemas de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor. Eles permitem absorver calor de um ambiente, como por exemplo, uma sala e rejeitar o calor para outro ambiente, o ar atmosférico. Geralmente este processo de troca de calor se dá por meio da vaporização e da condensação, respectivamente. Refrigerantes absorvem calor à baixa temperatura e pressão e liberam calor a uma temperatura e pressão mais elevada. Estas mudanças de fase ocorrem tanto em sistemas de refrigeração que trabalham em ciclo de absorção ou sistemas de compressão mecânica de vapor. O projeto e aplicação dos equipamentos estão fortemente relacionados às propriedades dos refrigerantes selecionados.

Conforme a ASHRAE (2009), a seleção de um refrigerante envolve critérios para atender a uma série de requisitos e deve satisfazer as exigências relacionadas com sua capacidade de transferência de calor, estabilidade química, requisitos de segurança e legislação. A seguir são apresentadas algumas características desejáveis dos refrigerantes:

- a) Em seu estado puro ou quando misturado com o ar não ser inflamável, explosivo e tóxico; também não deve contaminar alimentos ou outros produtos armazenados no espaço refrigerado se ocorrer um vazamento no sistema;
- b) As pressões correspondentes às temperaturas disponíveis para os meios de condensação não devem ser excessivas, para assim eliminar a necessidade de construção extremamente pesada;
- c) As pressões correspondentes às temperaturas necessárias para a maior parte dos processos de condicionamento de ar e refrigeração devem ser acima da pressão atmosférica para assim evitar penetração de ar e vapor d'água no sistema;

- d) Elevado calor de vaporização para que as capacidades de refrigeração necessárias possam ser obtidas com a menor taxa de massa de refrigerante;
- e) Baixo volume específico, pois é este parâmetro que estabelece as dimensões necessárias para o deslocamento do compressor;
- f) É desejável que o refrigerante tenha um baixo calor específico no estado líquido para que menos calor seja necessário para resfriar o líquido partindo da temperatura de condensação até a temperatura a qual o resfriamento deve ser realizado;
- g) Os coeficientes de transferência de calor e a viscosidade devem contribuir com a transferência de calor;
- h) O refrigerante deve ser facilmente detectado para localizar vazamentos no sistema;
- i) O refrigerante deve ser compatível com os óleos lubrificantes usuais e não sofrer alterações significativas em suas propriedades de transferência de calor quando a eles misturados;
- j) O refrigerante não deve ser corrosivo para os metais usualmente empregados nos componentes de um sistema de refrigeração e devem ser quimicamente estáveis;
- k) O refrigerante deve ser facilmente disponível, de custo baixo, ambientalmente seguro, não contribuir para a destruição da camada de ozônio ou para aumentar o efeito estufa e ser de fácil manuseio.

2.2 ELIMINAÇÃO DOS REFRIGERANTES CFC E HCFC

Um conjunto de nações reuniram-se na Áustria no ano de 1985 para discutir, do ponto de vista técnico e político, a respeito dos possíveis impactos que poderiam ser causados com o fenômeno da redução da camada de ozônio. Neste encontro foi formalizada a Convenção de Viena para a Proteção da Camada de Ozônio (BRASIL-MMA, 2015). O texto da convenção apresentava uma série de princípios relacionados à disposição da comunidade internacional em promover mecanismos de proteção ao ozônio estratosférico, propondo obrigações aos governos para adotarem medidas jurídico-administrativas para prevenir sua degradação. A Convenção de Viena contribuiu para o surgimento, em 1987, do Protocolo de Montreal sobre Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio, que é um tratado internacional que passou a vigorar em 1 de janeiro de 1989 (BRASIL- MMA, 2015).

Os países signatários do Protocolo concordaram em impor obrigações específicas para a progressiva redução da produção e consumo das substâncias que destroem a camada de ozônio

até sua total eliminação e estabelecerem uma eliminação progressiva dos CFCs, substâncias que têm um alto GWP (REASOR *et al.*, 2014).

O problema do aquecimento global vem aumentando ao longo das últimas décadas e há uma grande preocupação mundial tentando implementar medidas para reduzi-lo. O Protocolo de Kyoto, em 1997, apontou os HFCs como uma potencial ameaça para a camada de ozônio e propôs regulamentar a sua emissão. Outro marco importante para a redução das emissões de gases de efeito estufa foi estabelecido pela União Europeia (UE), proibindo o uso do R-134a na aplicação em sistemas ar condicionado automotivo. Há uma preocupação com os possíveis resultados do aquecimento global a curto e médio prazo e isto tem motivado pesquisas para encontrar refrigerantes alternativos que não apenas sejam eficientes do ponto de vista energético, mas também não afetem negativamente o ambiente como os refrigerantes CFCs e HCFS (BARVE, 2012, CALM, 2012, RTOC, 2014).

2.2.1 ODP e GWP

A redução da camada de ozônio é o resultado de um efeito em cadeia promovido pelos átomos de cloro ou bromo. No processo natural e cíclico, a molécula de oxigênio O_2 rompe-se, devido à energia recebida do Sol, e libera dois átomos de oxigênio, que por sua vez se combinam com outra molécula de O_2 , formando uma molécula de O_3 . A quebra de uma molécula de um composto a base de cloro (ou bromo) libera um átomo de cloro. Esse átomo livre de cloro é o responsável pela diminuição da camada de ozônio, pois irá combinar-se com uma molécula de ozônio, formando uma molécula de O_2 e um cloreto. Os átomos de cloro atingem a estratosfera, permanecendo lá por um tempo estimado em torno de 100 anos (MOLINA E ROWLAND 1974). O potencial de destruição da camada de ozônio, ODP, é a medida de capacidade de um determinado composto de destruir a camada de ozônio comparado ao CFC R-11 que tem um valor normalizado de um. Os valores de ODP foram definidos a partir do Protocolo de Montreal. Os refrigerantes halogenados, HFCs, não contêm átomos de cloro e seus valores de ODP são essencialmente zero. No entanto podem contribuir para o aquecimento global e são considerados “gases de efeito estufa”. O potencial de aquecimento global, ou GWP, é um índice que descreve o quanto estes gases contribuem para o aquecimento global, comparados ao CO_2 , que possui índice GWP igual a um. Para fins de regulamentação, a convenção é usar o índice GWP para o horizonte de tempo de 100 anos. Os valores de GWP foram estabelecidos como um ponto de referência usando o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC, 1995) e são os números oficiais utilizados para relatórios e fins de conformidade para atender

às exigências da *United Framework Convention on Climate Change* (UNFCCC) e do Protocolo de Quioto (ASHRAE 2009).

2.3 REFRIGERANTES PARA APLICAÇÃO EM AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO E TENDÊNCIAS PARA O SETOR

Os sistemas de ar condicionado automotivos (carros, caminhões, ônibus, etc.) construídos antes dos anos 1990 utilizavam principalmente o R-12 como refrigerante. Desde então, em resposta ao Protocolo de Montreal, os veículos novos com ar condicionado foram equipados com sistemas que utilizam R-134a. Até o ano 2000, a transição do R-12 para o R-134a como refrigerante originalmente instalado de fábrica foi finalizada em todos os países desenvolvidos. Nos países em desenvolvimento a transição somente foi concluída em 2007. Além disso, desde meados da década de 1990, o desenvolvimento de alternativas ao R-134a tem sido alvo de inúmeras pesquisas e desenvolvimentos por parte da indústria, devido ao seu elevado GWP.

Segundo a Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos, os vazamentos de fluidos refrigerantes provenientes de sistemas de ar condicionado da frota de veículos de passageiros dos EUA, responde por cerca de 5% das emissões de gases de efeito estufa. No montante das emissões globais proveniente de fluidos refrigerantes, a aplicação em automóveis responde por 20% do total. O R-134a que atualmente é o fluido predominantemente aplicado em sistemas de ar condicionado automotivo possui um GWP de 1430 e, portanto, é passível de substituição (US. EPA, 2010, UNEP, 2014).

Em resposta à crescente preocupação com as mudanças climáticas, existe uma tendência mundial de reduzir o uso de refrigerantes com elevado GWP em sistemas de ar condicionado automotivo. Em 2002, o Estado da Califórnia, EUA através do CARB (*California Air Resources Board*) desenvolveu novas regulamentações para reduzir emissões de gases de efeito estufa em novos veículos automotores, incluindo as provenientes dos sistemas de ar condicionado. Em 2009, nos EUA, foram anunciadas normas nacionais de eficiência de combustível, com o objetivo de reduzir emissões de gases de efeito estufa veicular. Esta política irá fornecer incentivos, tanto para reduzir emissões de refrigerante quanto as emissões pelos gases eliminados pela combustão dos motores (PAPASAVVA e MOOMAW, 2014).

Existem pelo menos três fluidos refrigerantes alternativos que permitem o cumprimento dos critérios de redução de emissão destes gases com base no GWP e nas certificações ambientais e de segurança: o R-1234yf, o R-744 (dióxido de carbono) e o R-152a. Alguns

fabricantes nos Estados Unidos e na Europa começaram a vender veículos com R-1234yf para cumprir com os requisitos. No entanto, as montadoras alemãs levantaram preocupações de segurança em 2012 e declararam um compromisso renovado para a adoção do R-744 (UNEP, 2014).

2.3.1 Refrigerante R- 134a

Nos anos 70 iniciaram as discussões a respeito da destruição do ozônio, problema que ameaçava o uso continuado R-12 como refrigerante dos sistemas de ar condicionado automotivo. O crescimento acelerado da indústria e as estimativas de chegar à década de 80 com uma penetração de mais de 70% da frota, fez desse tema uma grave preocupação da indústria automotiva dos EUA. Em 1976 a empresa americana *Harrison Radiator*, antecipou que o uso continuado de R-12 em ACA poderia estar em perigo e iniciou uma avaliação preliminar de refrigerantes alternativos. Após uma quantidade considerável de triagens identificou o HFC R-134a como o provável substituto, no caso de uma proibição total do R-12. No ano seguinte a *Harrison Radiator*, em conjunto com a empresa *Allied Chemicals* realizou uma avaliação do R-134a para ar condicionado automotivo e no ano de 1978 foram realizados os primeiros testes de um ACA em túnel de vento com um automóvel Chevrolet. Após o Protocolo de Montreal, iniciou-se a eliminação progressiva dos compostos CFCs totalmente halogenados, incluindo R-12, e o processo de migração do R-12 para o R-134a (BHATTI, 1999).

As propriedades termodinâmicas e físicas de R-134a, juntamente com a sua baixa toxicidade, tornou-o um refrigerante de substituição muito eficiente e seguro para R-12. O R-134a tem uma massa molar de 102,3 g/mol enquanto que a massa molecular do R-12 é de 120,93 g/mol. A uma temperatura de condensação de 37,8 °C, a pressão de condensação do R-134a é 1957 kPa, enquanto que a do R-12 é de 1908 kPa (DALY, 2006). O R-134a não apresenta uma boa solubilidade com óleos minerais devido a uma maior tensão interfacial entre eles. Óleos imiscíveis podem se depositar nos trocadores de calor prejudicando a transferência de calor. Novos lubrificantes foram desenvolvidos com a solubilidade apropriada. Eles são à base de poliéster (POE) e polialquilenoglicol (PAG) e as características lubrificantes são similares aos óleos tradicionais, porém são mais higroscópicos. Óleos baseados no PAG são especialmente críticos em relação à absorção de água. Além disso, eles possuem uma capacidade de isolar a passagem da corrente elétrica relativamente baixa. Por estas razões não são adequados para compressores semi-herméticos ou herméticos, mas são normalmente

utilizados em sistemas de ar condicionado automotivos que apresentam compressores abertos, onde estas características específicas ao lubrificante e uma solubilidade otimizada são necessárias, devido à alta taxa de circulação de óleo no sistema. Vapores de R-134a se decompõem quando expostos a temperaturas elevadas a partir de chamas ou resistência elétrica de aquecedores. A decomposição pode produzir compostos irritantes e tóxicos, tais como o fluoreto de hidrogênio (BITZER, 2014 e CHEMOURS, 2016).

2.3.2 Refrigerante R- 1234yf

A *Environmental Protection Agency*, EPA, tem estudado o potencial uso do fluido R-1234yf como refrigerante para aplicação em ACA, e o considerou como um refrigerante aceitável atendendo aos requisitos da norma SAE J639 (2011), *Safety Standards for Motor Vehicle Refrigerant Vapor Compression Systems*, a qual descreve os requisitos de segurança para o uso de R-1234yf em sistemas de ACA. O *SAE Cooperative Research Project* (CRP) desenvolveu padrões para cobrir as melhores práticas de serviços, segurança, treinamento técnico e pureza de refrigerante R-1234yf (SAE J2845, 2013).

Os fabricantes de fluidos refrigerantes Chemours (Dupont), Honeywell, e Arkema propuseram juntos o R-1234yf como uma alternativa que atenda aos requisitos ambientais. Este novo refrigerante não tem átomos de cloro que reagem com o ozônio e, ao contrário dos refrigerantes HFCs, possuem uma ligação química dupla ativa. Esta ligação dupla desempenha um papel fundamental no seu ciclo de vida na atmosfera. É ela que vai reagir com os radicais de hidroxila (OH) presentes na natureza, reduzido seu tempo de vida na atmosfera e reduzindo o seu índice GWP, conseguindo assim ser uma alternativa comercial para substituição do R-134a. Uma vantagem é que ele pode ser usado em sistemas existentes com modificações mínimas (SKARMOUTSOS E HUNT, 2010). Segundo Tanaka e Higashi (2009), o R-1234yf tem sido desenvolvido como um substituto para o R-134a na aplicação de ar condicionado automotivo, devido ao seu baixo GWP de 4, LCCP (*Life Cycle Climate Performance*) favorável e ODP zero. O desempenho do sistema também é semelhante ao do R-134a e possui um COP e capacidade de refrigeração semelhante.

A Tab. (2.1) apresenta uma comparação das principais propriedades do R-1234yf e do R-134a, onde se pode observar que o novo refrigerante apresenta propriedades termodinâmicas e de transporte muito semelhantes, apesar de sua maior inflamabilidade.

Tabela 2-1: Propriedades termodinâmicas e de transporte do R-134a e R-1234yf.

| | HFO-1234yf | HFC-134a |
|---------------------------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|
| Fórmula Química | CF ₃ F=CH ₂ | CH ₂ FCF ₃ |
| Classe de segurança | A2L | A1 |
| GWP | 1AR5 | 1300 AR5 |
| ODP | 0 | 0 |
| Massa molar [kg/kmol] | 114,04 | 102,3 |
| Pressão crítica [MPa] | 3,382 | 4,0593 |
| Temperatura crítica [°C] | 94,7 | 101 |
| Ponto de fusão a 101,3 kPa [°C] | -152,2 | -103,3 |
| Ponto de ebulição a 101,3 kPa [°C] | -29,45 | -26 |
| Tempo de vida na atmosfera [anos] | <0,05(11 dias) | 14 |
| Limite inferior de inflamabilidade [vol.-% no ar@23 °C] | 6,2 | - |
| Limite superior de inflamabilidade [vol.-% no ar@23 °C] | 12,3 | - |
| Temperatura de autoignição [°C] | 405 | >750 |
| Mínima energia de ignição [mJ] | 5000-10000 | - |
| Calor de combustão [kJ/g] | 10,7 | 4,2 |
| Peso molecular [g/mol] | 114 | 102 |
| Densidade do líquido a 25 °C [kg/m ³] | 1092 | 1207 |
| Calor específico do vapor a 25 °C [kJ/(kgK)] | 0,92811 | 0,85118 |
| Pressão de vapor a 25 °C [kPa] | 683 | 666,1 |
| Calor de vaporização no ponto de ebulição [kJ/kg] | 180,1 | 215,9 |

Fonte: Chemours (2016).

Opteon YF é o nome comercial utilizado pela Chemours (Dupont) para o R-1234yf, um fluido refrigerante que não degrada a camada de ozônio e apresenta baixo potencial de aquecimento global (GWP). Com um GWP de 1 conforme o *IPCC Fifth Assessment Report, 2014 (AR5)*, atende prontamente à diretiva Europeia que regula a eliminação gradual dos fluidos refrigerantes com alto GWP para ACA. Apresenta condições de funcionamento semelhantes ao

R-134a e pode substituí-lo em todas as aplicações nas quais um baixo nível de inflamabilidade é aceito, é classificado como levemente inflamável (A2L), toxicidade semelhante ao R-134a (classificação A); bom desempenho ambiental, com o menor LCCP2 de todas as alternativas da nova geração de fluidos, termicamente estável sob condições de utilização extremas encontradas em sistemas de ACA. O custo do refrigerante ainda é alto no mercado internacional, comparado ao R-134a é aproximadamente 10 vezes mais caro. A amostra de R-1234yf utilizadas neste trabalho tem um custo de aproximadamente 430,00 R\$/kg enquanto o R-134a apresenta um custo de aproximadamente 42,00 R\$/kg.

A Fig. (2.1) apresenta um gráfico comparando a pressão de vapor do R134-a e do R- 1234yf. Embora ambos apresentem uma curva de pressão de vapor muito similar, pode observar-se que a pressão de vapor do R-1234yf é ligeiramente inferior até a temperatura de saturação de aproximadamente 40 °C, tornando-se ligeiramente superior acima desta temperatura de saturação.

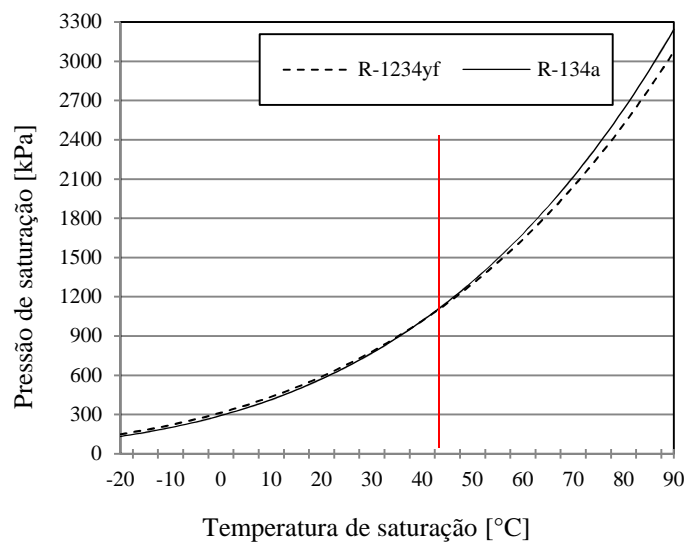


Figura 2.1: Gráfico comparativo da pressão de vapor do R-134a e R-1234yf.
Fonte:REFPROP Versão 9.1 (2013).

Spatz e Minor (2008) avaliaram o desempenho do R-1234yf como um substituto para R-134a em um sistema de ar condicionado automotivo. Eles concluíram que a capacidade de refrigeração e o COP do R-1234yf ficou em torno de 5% menor do que o desempenho com R-134a. Os resultados do Centro Técnico da SANDEN (SANDEN, 2008) mostraram que o R-1234yf apresenta uma menor taxa de compressão e temperatura de descarga em relação ao R-134a. Zilio *et al.* (2011), avaliaram experimentalmente em bancada um sistema ACA de um típico automóvel europeu, através da capacidade de refrigeração e COP do sistema em uma aplicação de substituição direta pelo R1234yf em um sistema originalmente desenvolvido para

R-134a Os resultados encontrados foram ligeiramente inferiores aos do sistema original. No entanto com pequenas modificações (ajustes na válvula de expansão termostática - TXV e desabilitando o sistema de deslocamento variável do compressor) conseguiram equiparar e, em algumas condições de temperatura de condensação mais elevadas, exceder o sistema original.

Talley (2010) apresenta o resultado de um teste comparativo de resfriamento rápido utilizando R-1234yf em um veículo Toyota, onde foram avaliadas a capacidade de refrigeração e as pressões do refrigerante. O teste foi realizado em uma câmara climática a temperatura ambiente de 35 °C. Com R-1234yf, a temperatura reduziu mais rapidamente no período de 30 min do que com o R134a. As pressões ficaram similares para ambos, e os valores da capacidade de refrigeração e do COP ficaram 5% menores que o valor com R-134a. A relação entre pressões e a pressão de descarga foram menores com o R-1234yf. A Fig. (2.2) mostra as curvas de resfriamento e de pressão de descarga do compressor para os dois refrigerantes.

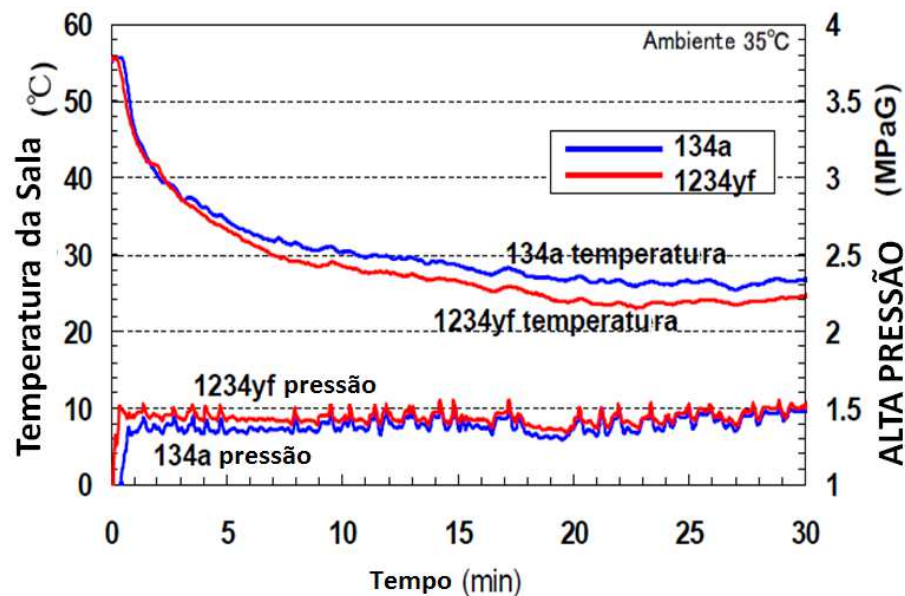


Figura 2.2: Teste de resfriamento rápido com R-1234yf e R-134a em um veículo Toyota.
Fonte: Talley (2010).

Em geral, o R-1234yf apresenta solubilidade com o óleo do sistema inferior à do R134a sob as mesmas condições termodinâmicas e apresenta regiões de imiscibilidade maiores, por vezes, com a formação de duas fases líquidas em equilíbrio com o vapor do refrigerante. Este fenômeno é reconhecido por afetar a circulação do óleo através do circuito de refrigeração e o retorno do óleo para o compressor e, conseqüentemente, a retenção de óleo no condensador e evaporador, o que causa perda da eficiência de transferência de calor (ZILIO *et al.*, 2011).

3 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO

Os sistemas de ar condicionado automotivo (ACA) são projetados para proporcionar conforto aos ocupantes do veículo durante condições climáticas quentes e úmidas, para garantir uma condição segura durante a condução do veículo. O primeiro ACA desenvolvido originalmente de fábrica foi no ano de 1939 pelo fabricante automotivo americano *Packard Motor Car Company*. A produção em massa começou no início de 1960 também nos EUA e na década de 1970 no Japão e outros países asiáticos. Na Europa, onde as condições climáticas no verão são menos severas, o número de carros com ar condicionado só começou a aumentar significativamente no início da década de 1990. Seguindo o rápido crescimento no final de 1990, as taxas de penetração de ar condicionado em automóveis novos na Europa atingiram cerca de 70% em 2004 e 82% em 2010. A taxa de penetração permanece estagnada na América do Norte em 97% e no Japão em 98%, mas tem também aumentado na China (2004: 84%; 2010: 94%) e no resto do mundo (2004: 46%; 2010: 57%) (BHATTI, 1999; DALY 2006).

O sistema de refrigeração automotivo é formado por sistemas de compressão de vapor. O sistema de ACA é diferente dos demais sistemas, pois a capacidade de refrigeração deve ser suficiente para trazer o interior do veículo a uma temperatura e umidade confortáveis de forma rápida e em seguida mantê-lo nesta condição durante todas as condições operacionais e ambientais. Os componentes do sistema de ACA devem atender critérios de resistência à corrosão interna e externa, além de ciclos de pressão, explosão e vibração. Este tipo de equipamento, de forma geral, deve atender os requisitos da norma SAE J639 (2011), que inclui vários requisitos para os sistemas de refrigeração automotivos (ASHRAE, 2011).

As empresas que produzem sistemas ou partes do sistema de ACA estão principalmente focadas em fabricantes de automóveis. Estas empresas têm substancial responsabilidade na concepção e desenvolvimento dos sistemas. Na indústria de ACA existem seis grandes empresas mundiais que atuam como integradores de sistemas de ACA: Behr (GER), Denso (JP), Valeo/Zexel (FR), Delphi (US), Calsonic Kansei (JP) e Visteon (US). Com exceção da Delphi que tem no segmento de ACA apenas 5% de sua receita, nas outras este segmento responde por 20% a 40% (de acordo com relatórios anuais de empresas). Além destas, existem várias empresas especialistas em componentes como, por exemplo a Sanden (JP) e a Toyota Industries (JP) para compressores de ACA (RAVE e GOETZKE, 2011).

Um típico sistema de ar condicionado automotivo compreende os componentes do ciclo de refrigeração: o compressor, o condensador e ventilador frontal, o evaporador, o sistema de captação do ar externo, o conjunto de controle da ventilação, distribuição e temperatura do ar

interno, os dutos e difusores, o painel de controles e os sensores do sistema. Os componentes do ACA variam de acordo com o dispositivo de expansão e controle de refrigerante para o evaporador adotado no sistema. Os dispositivos de expansão mais comuns são a válvula de expansão termostática e o tubo com orifício calibrado. As Figs. (3.1) e (3.2) apresentam sistemas de ACA com dispositivo de expansão do tipo tubo com orifício calibrado e válvula de expansão termostática, respectivamente (ASHRAE, 2011; SANTOS, 2005).

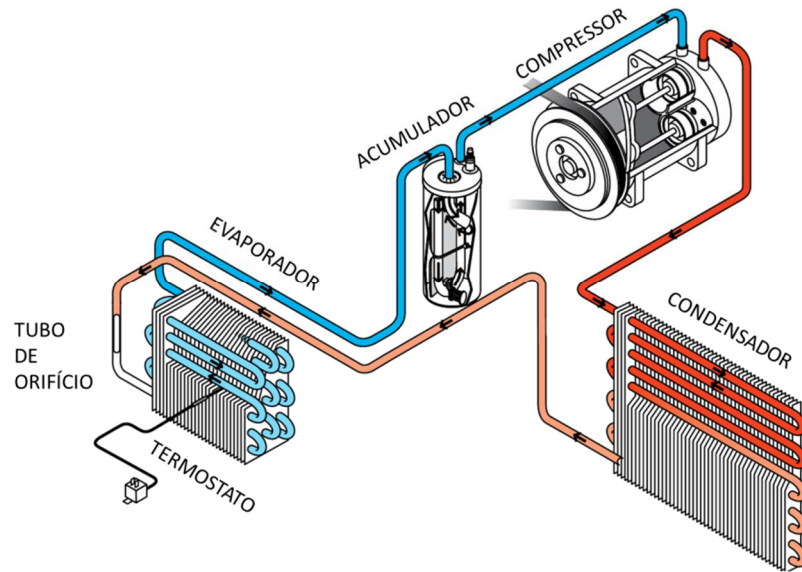


Figura 3.1: Sistemas de ACA com dispositivo de expansão tipo orifício calibrado.
Fonte: Adaptado de Red Dot Corporation (2016).

Na Fig. (3.1), o dispositivo de expansão é um tubo de orifício. Nesta configuração de sistema, o evaporador com o ventilador está instalado no interior do veículo. O dispositivo de expansão é normalmente instalado no interior da tubulação de alta pressão próxima à entrada do evaporador. A tubulação é provida de conexões que permitem a sua desmontagem para acesso ao dispositivo de expansão. Como o sistema de expansão em tubo de orifício não consegue garantir a condição de vapor superaquecido na saída do evaporador, há um acumulador de líquido na sucção do compressor para evitar a entrada de refrigerante líquido.

A Fig. (3.2) ilustra um sistema com válvula de expansão termostática (TXV), que é capaz de garantir a condição de vapor superaquecido na saída do evaporador, dispensando a necessidade do acumulador. Neste sistema existe um filtro secador com um tanque acoplado, anterior à entrada da válvula para garantir que somente refrigerante líquido chegue à mesma (ASHRAE, 2011). O sistema estudado neste trabalho utiliza uma válvula de expansão conforme ilustrado na Fig. (3.2). Suas características específicas serão detalhadas no capítulo 4. Na sequência deste capítulo serão abordados os principais componentes do ciclo de refrigeração:

compressor, condensador, filtro secador e acumulador de sucção, dispositivo de expansão e evaporador.

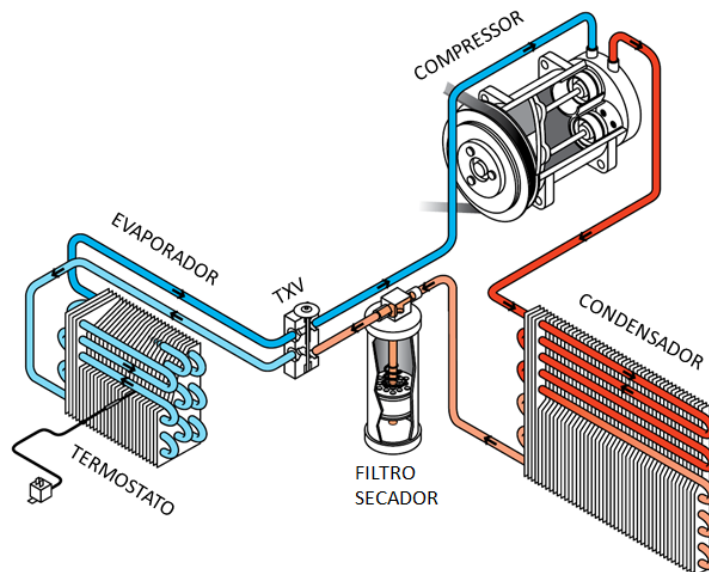


Figura 3.2: Sistemas de ACA com dispositivo de expansão tipo TXV.
Fonte: Adaptado de Red Dot Corporation (2016).

3.1 COMPRESSOR

Os compressores de pistão dominam o mercado automotivo, embora os compressores do tipo *scroll* e de palhetas rotativas também possuam uma participação representativa. Santos (2005) apresenta uma classificação dos compressores para ACA quanto a sua construção mecânica:

- a) Compressor alternativo radial de pistões;
- b) Compressor alternativo de pistões com prato oscilante (“*Swashplate*” ou *Wobbleplate*”);
- c) Compressor rotativo de palhetas;
- d) Compressor rotativo caracol (“*Scroll*”).

A Fig. (3.3) apresenta os compressores de pistões alternativos duplos, *Swashplat*, de 3 pistões de dupla ação, *Wobbleplate* de 5 pistões e um compressor rotativo de palhetas tipo Vane.

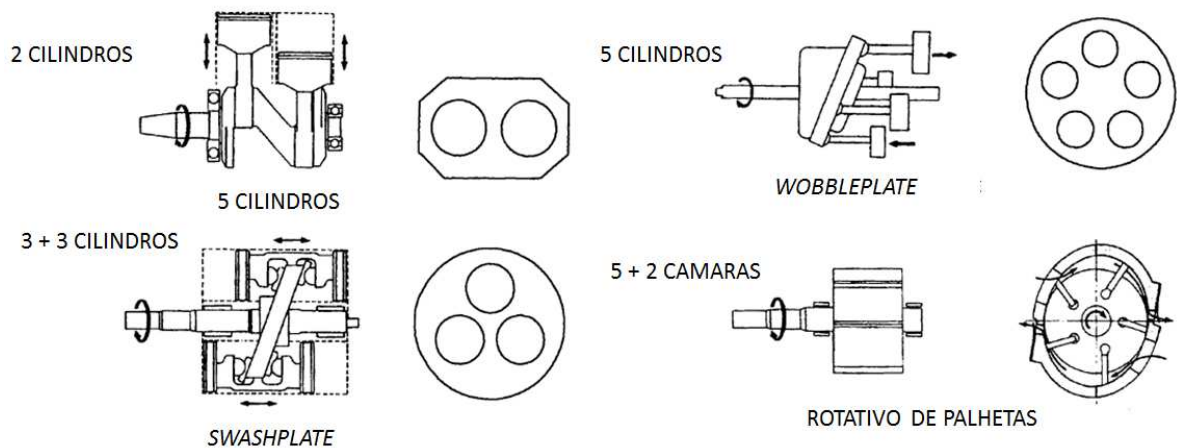


Figura 3.3: Formas construtivas dos principais compressores automotivos.
Fonte: ASHRAE (2011).

O funcionamento do compressor alternativo de pistão pode ser melhor compreendido tomando-se o exemplo apresentado na Fig. (3.4) onde é detalhado o funcionamento de um compressor alternativo radial. Em (a) o pistão do compressor encontra-se no ponto morto superior; em (b) o cilindro desce, e em consequência desse movimento é criada uma depressão, propiciando a abertura da válvula de sucção e a entrada de refrigerante na câmara de compressão; em (c) o pistão encontra-se no ponto morto inferior e a câmara está cheia de refrigerante no estado vapor; em (d) o cilindro está subindo e comprimindo o refrigerante até alcançar a pressão de abertura da válvula de descarga do compressor, liberando o refrigerante em alta pressão e temperatura em direção ao condensador (DOSSAT, 2004).

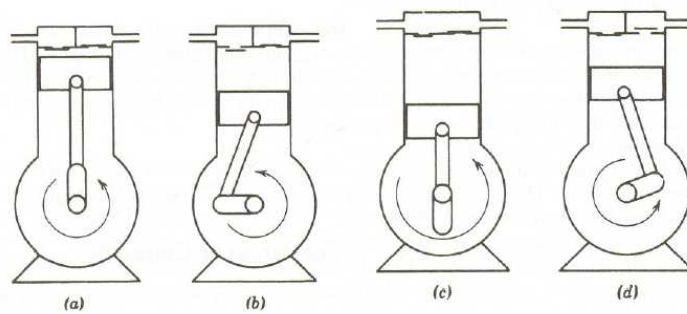


Figura 3.4: Sequência de funcionamento de um compressor alternativo.
Fonte: DOSSAT (2004).

O ciclo mostrado na Fig. (3.4) repete-se várias vezes por segundo dependendo da rotação do eixo do compressor. No ponto morto superior o pistão se encontra à mínima distância das válvulas. Para evitar que o pistão venha a colidir com as válvulas é preciso manter um pequeno espaço, conhecido como espaço morto ou volume morto.

O compressor alternativo de pistão atualmente utilizado em aplicações automotivas tem um arranjo construtivo diferente do que é apresentado na Fig. (3.4). Uma representação em corte pode ser vista na Fig. (3.5) de um compressor tipo *Wobbleplate* de deslocamento fixo. A lubrificação das superfícies em contato é feita pelo óleo lubrificante do sistema, que é solúvel no refrigerante e circula juntamente com ele. À exceção do mecanismo de acionamento dos pistões, o compressor *Wobbleplate* se comporta da mesma maneira que o compressor da Fig. (3.4) no que diz respeito ao comportamento pressão x volume, possuindo um volume de espaço morto, entre o ponto morto superior do pistão e a placa de válvulas.

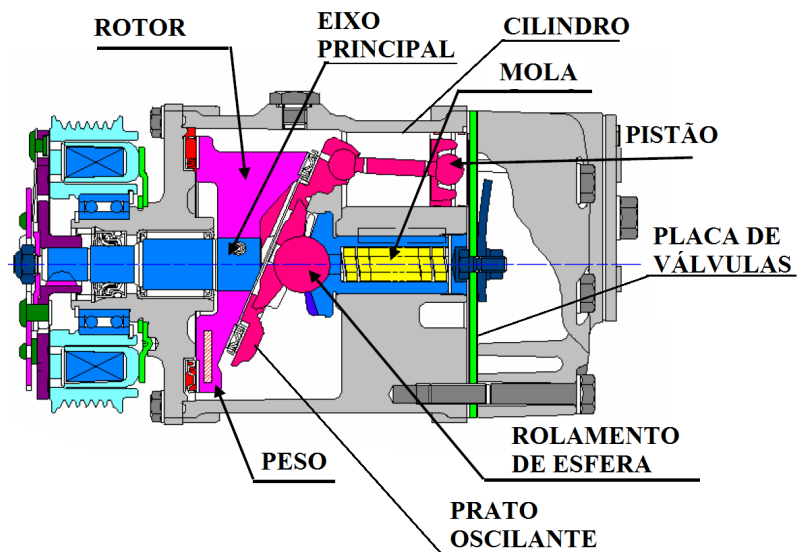


Figura 3.5: Vista em corte de representação simplificada do compressor de prato oscilante.
Fonte: Adaptado de SANDEN (2016).

3.2 CONDENSADOR

O condensador, no contexto de um sistema de refrigeração, é um trocador de calor que tem a função de remover o calor do fluido refrigerante e rejeitar este calor para o meio externo. No caso das aplicações automotivas, o meio externo é o ar ambiente. Dentro do condensador ocorre o processo de mudança de fase do refrigerante, de vapor para líquido. O condensador pode ser dividido em três regiões distintas sob o ponto de vista do estado do refrigerante. Uma região monofásica de redução do superaquecimento do vapor, uma região de mudança de fase, onde ocorre a condensação e uma região de sub-resfriamento do líquido condensado (DALY, 2006 e SCHNUBEL, 2012).

Existem diversos tipos de construções mecânicas para os condensadores para uso em automóveis. Nos condensadores do tipo tubo e aleta, Fig. (3.6a), o refrigerante circula dentro

de tubos metálicos de alumínio ou cobre. Externamente o ar circula através de aletas fixadas a estes tubos. Estas aletas são fixadas por meio da expansão mecânica dos tubos. A Fig. (3.6b) apresenta uma imagem de um condensador do tipo serpentina de tubos planos com aletas tipo “*louver*”. Atualmente o modelo de condensador mais utilizado para aplicações automotivas é o do tipo fluxo paralelo, Fig. (3.6c), com tubos planos de alumínio extrudado com multi-micro canais paralelos. Externamente utilizam aletas do tipo “*louver*”(SCHNUBEL, 2012).

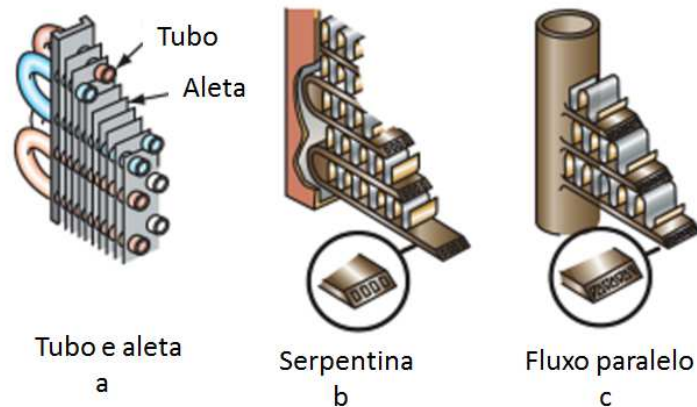


Figura 3.6: Detalhes dos condensadores automotivos.
Fonte: Schnubel (2012).

Um condensador do tipo fluxo paralelo consiste de tubos planos com múltiplos micro canais paralelos para o escoamento do refrigerante. Estes micro canais são alimentados através de tubos coletores nas suas extremidades. Os tubos planos têm uma menor área frontal projetada se comparados aos modelos tubo aleta ou serpentina, resultando em menor restrição ao fluxo de ar e, conseqüentemente, em uma menor queda de pressão do lado do ar. Do lado do refrigerante, como este escoar ao longo de múltiplos micro canais, a perda de pressão ao longo do condensador também é consideravelmente menor. A Fig. (3.7) mostra uma vista em corte transversal aos tubos planos do condensador de fluxo paralelo (DALY, 2006, SCHNUBEL, 2012).

Há uma tendência de usar condensadores com sub-resfriamento, para melhorar o desempenho geral do sistema de ar condicionado. O condensador de fluxo paralelo leva algumas vantagens como menor peso, alta eficiência e menor volume em comparação aos condensadores de tubos aletados (LIANG *et al.*, 2010). Termodinamicamente, através do aumento do sub-resfriamento na saída do condensador, o desempenho global do sistema é aumentado, porque a diferença de entalpias entre a entrada e a saída do evaporador aumenta.

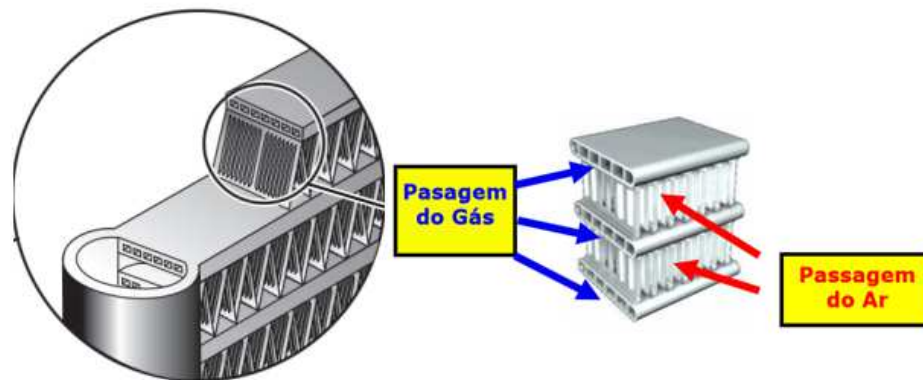


Figura 3.7: Vista em corte de condensador de fluxo paralelo com tubos de alumínio extrudado de multi-micro canais paralelos.

Fonte: Adaptado de Campos (2014).

A Fig. (3.8a) mostra um condensador de fluxo paralelo convencional em que o refrigerante flui do condensador para o filtro secador/acumulador. No condensador sub-resfriado, Fig. (3.8b), o refrigerante flui a partir do penúltimo passe em direção ao filtro secador/acumulador e depois volta para ser sub-resfriado no último passe. O tamanho do acumulador pode ser reduzido, porque o condensador vai estar inundado com refrigerante líquido no último passe (ASHRAE, 2011).

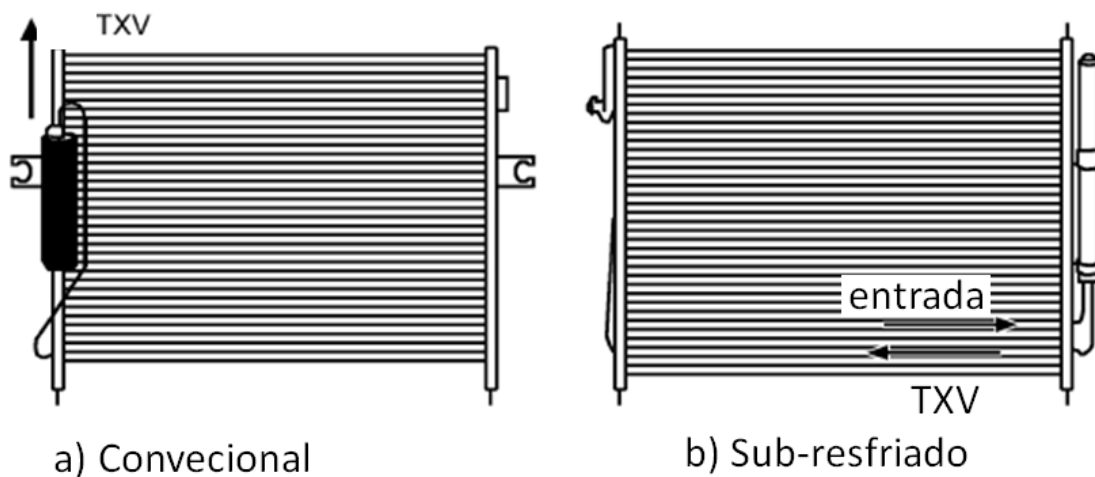


Figura 3.8: Vista em corte de condensador de fluxo paralelo

Fonte: ASHRAE (2011)

3.3 FILTRO SECADOR/ACUMULADOR E ACUMULADOR DE SUCÇÃO

Filtro secadores/acumuladores e acumuladores de sucção são dispositivos do tipo reservatório que tem quase a mesma aparência exterior. No entanto, as funções e localização no sistema dos dois dispositivos são um tanto diferentes. O filtro secador/acumulador é

responsável por armazenar uma quantidade de refrigerante no estado líquido para garantir o fornecimento de refrigerante líquido para a TXV. O acumulador de sucção tem como função acumular qualquer quantidade de refrigerante em estado líquido que não tenha vaporizado por completo no evaporador, protegendo assim o compressor contra retorno de líquido. Com características semelhantes, ambos componentes também tem a função de filtro e removedor de umidade do sistema. Na sequência deste subcapítulo serão detalhados individualmente as características e o funcionamento destes dois componentes (SCHNUBEL, 2012).

3.3.1 Filtro secador/acumulador

Um filtro secador/acumulador fica instalado no circuito de refrigeração do ACA no lado da alta pressão, logo após o condensador, conforme apresentado na Fig. (3.2). Ele garante que a válvula de expansão sempre seja alimentada com refrigerante totalmente na fase líquida, garantindo um excelente desempenho ao sistema. Ele armazena o excesso de refrigerante quando a válvula reduz o fluxo de refrigerante para o evaporador, ocasionado por redução de carga térmica, sem que esta carga seja acumulada no condensador, elevando assim a pressão do sistema. De forma contrária, quando a válvula aumenta o fluxo de refrigerante no evaporador devido ao aumento de carga térmica, ele reduz seu volume de líquido armazenado, suprindo o evaporador com este aumento de demanda de refrigerante e ainda garantindo líquido na entrada da válvula. Ele é projetado para ter um volume mínimo que, mesmo nas condições de alta carga térmica (alto fluxo de refrigerante no evaporador), garanta que a válvula seja alimentada somente com refrigerante líquido. Ele acomoda também uma sobrecarga de refrigerante para compensar vazamentos do sistema e permeabilidade pela parede das mangueiras. Conforme representado na vista em corte da Fig. (3.9), o conjunto abriga filtro de telas e almofada, para prevenir contra a circulação de detritos pelo sistema e elemento dessecante. Os receptores são geralmente (mas nem sempre) montados próximos ao condensador. Eles devem ser localizados de modo a serem ventilados pelo ar ambiente. A queda de pressão deve ser mínima. Tipicamente, um filtro secador/acumulador tem um interruptor de pressão ou um transdutor de pressão instalado, com objetivo de controlar a alta pressão do sistema (ASHRAE, 2011, DALY, 2006; SCHNUBEL, 2013).

O dessecante normalmente usado com o R-12 é identificado como XH-5, que não é compatível com o R-134a. Filtro secador/acumulador utilizado nos atuais sistemas de ACA utilizam o dessecante XH-7 ou XH-9, que é compatível com ambos (RED DOT CORPORATION, 1993).

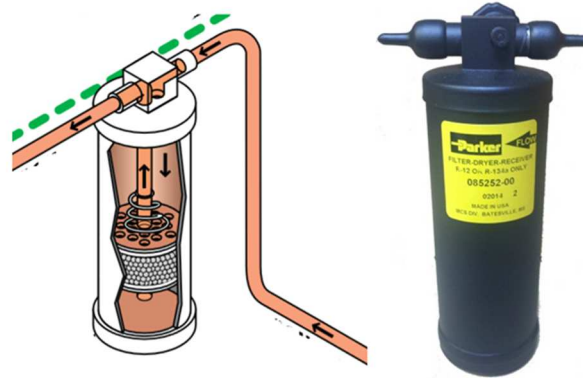


Figura 3.9: Vista em corte do filtro secador/acumulador e imagem de típico filtro secador.

Fonte: Adaptado de Red Dot Corporation (2016).

3.3.2 Acumulador de Sucção

Um acumulador de linha de sucção é utilizado em sistemas de ACA em que o dispositivo de expansão é um tubo com orifício calibrado, para garantir o retorno uniforme de refrigerante e óleo para o compressor (ASHRAE, 2011). O acumulador desempenha as funções no sistema de ar condicionado de dessecante, de acumular refrigerante líquido nas condições de baixa carga térmica quando o evaporador reduz sua capacidade de vaporização e de proteção do compressor contra retorno de refrigerante líquido. Quando a temperatura do ar que passa pelo evaporador diminui com a redução da carga térmica, a capacidade de vaporização também é reduzida. Assim, a quantidade de refrigerante em forma líquida que sai do evaporador aumenta. Nestas condições de baixa carga, o refrigerante líquido se acumula no acumulador. Quando o refrigerante entra no acumulador, perde velocidade devido à diferença de áreas, fazendo decantar o refrigerante líquido e parte do óleo e somente liberando refrigerante na fase de vapor para o compressor. O pequeno furo na parte inferior do acumulador, Fig. (3.10), dosa o retorno de óleo e refrigerante para o compressor, evitando assim falhas de lubrificação no mesmo. De forma contrária, quando a carga térmica está alta, ele acumula a mínima quantidade possível de líquido, balanceando assim a demanda de refrigerante nas variações de carga térmica.



Figura 3.10: Esquema de funcionamento de um acumulador de sucção.
 Fonte: Adaptado de Red Dot Corporation (1993).

Nos sistemas que utilizam o acumulador de sucção ao invés do filtro secador/acumulador, o acumulador de sucção tem a função também de conter o elemento dessecante XH-7 ou XH-9 para os que operam em sistemas com R-134a, e XH-5 nos antigos sistemas com R-12 (SCHNUBEL 2012).

3.4 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Praticamente todos os automóveis modernos usam uma válvula de expansão termostática (TXV) ou um tubo de orifício (ou ambos, para sistemas com dois evaporadores) como dispositivo de expansão. As TXVs para ACA operam da mesma maneira que aquelas para sistemas comerciais de climatização. As válvulas podem ser equalizadas interna ou externamente de acordo com concepção do sistema. Válvulas de equalização externa, Fig. (3.11a), são necessárias quando há quedas de pressão muito elevadas no evaporador. Válvulas de equalização interna, Fig. (3.11b), podem ser do tipo bloco, Fig. (3.11c). Este tipo de válvula detecta a pressão na saída do evaporador sem a necessidade de um equalizador externo e é amplamente aplicada em sistemas de ACA.

Por causa de seu baixo custo e alta confiabilidade, tubos de orifício têm se tornado cada vez mais populares entre os fabricantes de automóveis. O tubo de orifício é projetado para operar com títulos de vapor, χ , de 90 a 95% na saída do evaporador, o que requer um acumulador de sucção para proteger o compressor do retorno de líquido e manter a circulação do óleo. Como o tubo de orifício não utiliza plenamente o calor latente no evaporador, sistemas que utilizam tubo de orifício, geralmente requerem maior fluxo de refrigerante do que os sistemas com TXV, para atingir o mesmo desempenho. No entanto, um tubo de orifício

assegura um fluxo contínuo de fluido refrigerante com óleo na entrada do compressor, proveniente do acumulador, oferecendo benefícios de durabilidade ao compressor, comparado a sistemas com TXV (ASHRAE, 2011).

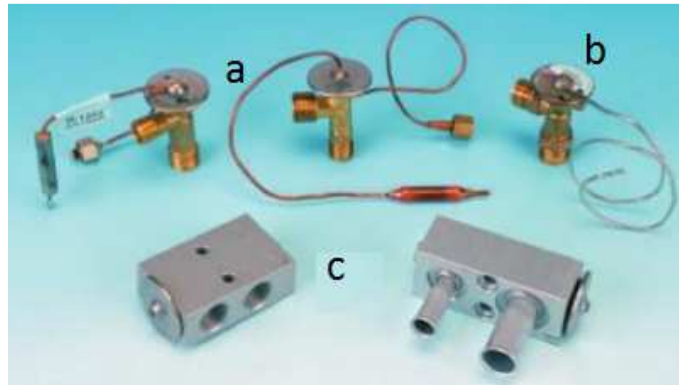


Figura 3.11: Válvulas de expansão (TXV) de equalização externa (a); interna (b) e tipo *Block* de equalização interna (c).

Fonte: Schnubel (2012).

3.4.1 Tubo de orifício

Ao passar pelo tubo de orifício, Fig. (3.12), o refrigerante líquido à alta pressão se transforma em mistura de líquido mais vapor à baixa pressão. Para a vaporização do líquido restante, o refrigerante absorve energia do ar que passa pelo evaporador resfriando o mesmo e, conseqüentemente, reduzindo a temperatura do compartimento de passageiro. Diferente da TXV, este dispositivo não garante o superaquecimento do refrigerante que retorna ao compressor. Existe um limitado controle de fluxo de refrigerante devido a ter o orifício fixo. Existem orifícios disponíveis com diâmetro de passagem variando de 1,19 mm a 1,89 mm, dependendo da aplicação e geralmente são codificadas pela cor do corpo. O controle de fluxo de refrigerante é feito através da perda de pressão ao longo de seu comprimento. Daí a necessidade de ser um tubo e não apenas um orifício. Quando a demanda de carga aumenta, o volume de refrigerante reservado no acumulador é deslocado para o compressor, o qual o desloca para o condensador aumentando a pressão e o sub-resfriamento. Desta forma, o refrigerante que entra no tubo de orifício só começa a vaporizar no final deste, ocasionando menor perda de pressão no tubo e permitindo maior fluxo de refrigerante para o evaporador. De forma contrária, quando a carga térmica diminui, aumenta novamente a reserva de refrigerante no acumulador e conseqüente redução do sub-resfriamento na entrada do tubo, fazendo com que o refrigerante comece a vaporizar no início do tubo de orifício e assim continuando ao

longo dele, fazendo com que a perda de pressão aumente no tubo, reduzindo o fluxo de refrigerante para o evaporador (DALY, 2006, SCHNUBEL, 2012).

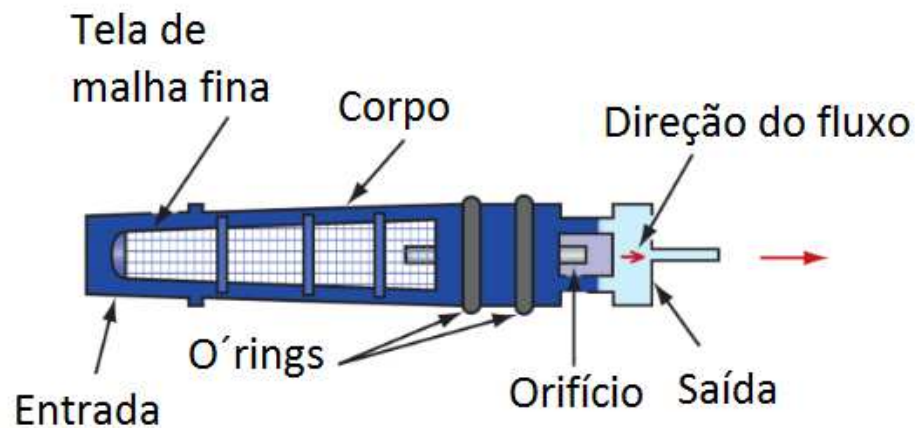


Figura 3.12: Detalhe de um dispositivo de expansão tipo tubo de orifício.
Fonte: Schnubel (2012).

3.4.2 Válvula de expansão - TXV

Além da expansão do refrigerante, a outra função importante da válvula é garantir o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, protegendo o compressor contra um possível retorno de líquido e também ajustando o fluxo de refrigerante para o evaporador conforme a demanda requerida. A válvula, mostrada na Fig. (3.13), identifica a temperatura do refrigerante que vem do evaporador e ao mesmo tempo a pressão com que este está passando pela válvula. Com isto, o eixo de atuação do diafragma se movimenta contra a mola de ajuste, para cima ou para baixo, fechando ou abrindo, respectivamente, a passagem do líquido para o evaporador. Esta variação de pressão e temperatura na saída da válvula é função da carga térmica requerida. Se a temperatura do ar que passa pelo evaporador aumenta, também aumenta a temperatura do refrigerante que passa pela válvula. Com isto há uma dilatação do diafragma da válvula empurrando o eixo de atuação para baixo e abrindo mais a válvula e permitindo a entrada de maior quantidade de refrigerante para o evaporador. De forma inversa ocorre o fechamento da válvula reduzindo o fluxo de refrigerante no evaporador (DALY, 2006; SCHNUBEL, 2013).

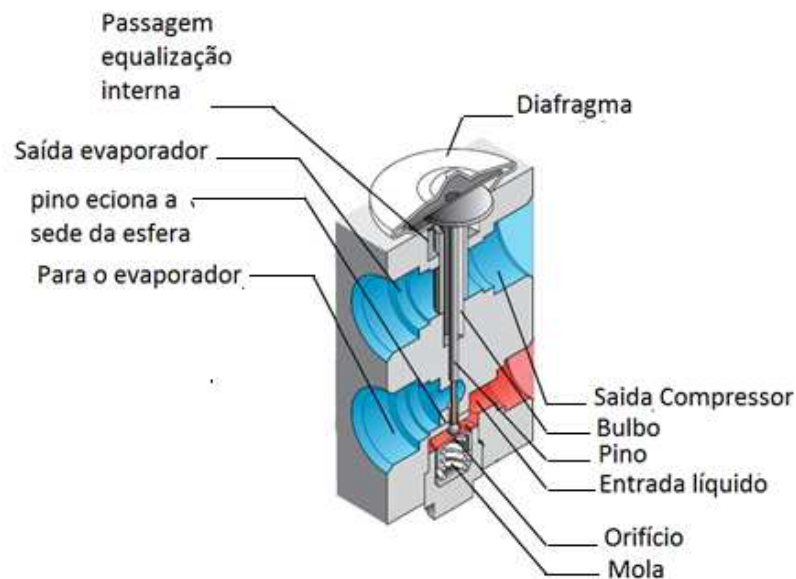


Figura 3.13: Vista em corte de uma válvula de expansão termostática (TXV) tipo *Block*.
 Fonte: Adaptado de Red Dot Corporation (2016).

3.5 EVAPORADOR

O evaporador é um trocador de calor que tem a função de remover o calor do ambiente refrigerado. No interior do evaporador ocorre a vaporização do fluido refrigerante, processo que absorve calor do ar quente que é insuflado no evaporador e distribuído no interior do compartimento condicionado. O refrigerante entra no evaporador como uma mistura líquido e vapor com baixo valor de título, χ , e pode sair ainda como uma mistura bifásica com elevado valor do título ou como um vapor superaquecido. Tipicamente, os sistemas com expansão em tubos de orifício permitem que haja algum líquido na saída do evaporador. Este refrigerante no estado líquido será vaporizado no acumulador de sucção, protegendo assim o compressor. Evaporadores de aplicação automotiva devem também equilibrar a variação da capacidade do compressor, que ocorre com a aceleração e desaceleração do motor. O evaporador deve fornecer o fluxo de refrigerante estável sob todas as condições operacionais e ter capacidade suficiente para garantir uma rápida queda de temperatura no interior do veículo. As condições que afetam a capacidade do evaporador automotivo são diferentes daquelas de instalações residenciais e comerciais em que a média de tempo de funcionamento, a partir de uma condição inicial a elevada temperatura, é inferior a 20 min. A temperatura do ar na entrada do evaporador, no início da operação, pode chegar a 70 °C (ASHRAE, 2011; SANTOS, 2005).

Ávila (2002), apresenta as principais formas construtivas de evaporadores para aplicação automotiva. Existem diversos tipos de construções mecânicas para este tipo de evaporadores. Em aplicações automotivas, considerações sobre espaço e custo têm um forte impacto sobre o projeto dos evaporadores. Os evaporadores utilizados atualmente possuem superfícies complexas que proporcionam alta efetividade, manufatura em larga escala e custos menores. A Fig. (3.14a) apresenta um evaporador de tubos e aletas, onde o refrigerante passa no interior dos tubos e o ar circula pelas aletas. A Fig. (3.14b) apresenta uma evolução do tipo tubo-aletas, que é o tipo serpentina com tubos planos. Tanto o evaporador de tubos e aletas como o de serpentina têm sido descontinuados e substituídos pelo evaporador de placas planas e aletas tipo *louver*. A Fig. (3.14c) apresenta um evaporador de placas planas tanque único e a Fig. (3.14d) um evaporador tipo multi-tanque com estrutura fina, estes modelos são constituídos de pares de placas de alumínio estampadas de maneira a formar os canais por onde circula o refrigerante, com fileiras de aletas finas de alumínio soldadas entre os pares de placas por um processo de brasagem.

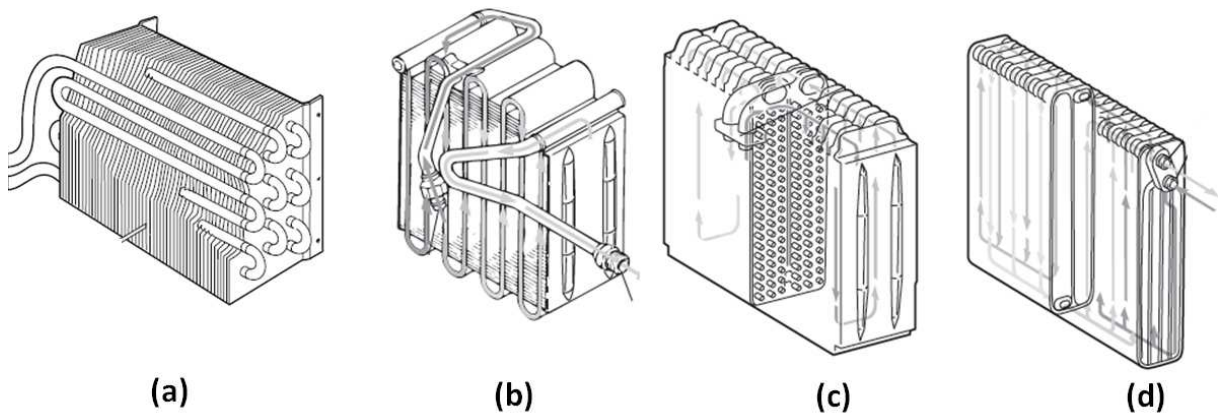


Figura 3.14: Evaporadores automotivos tipos (a) tubo e aleta, (b) serpentina, (c) tanque-único (d) multi-tanque.

Fonte: Adaptado de Red Dot Corporation (1993) e Denso (2016).

Evaporadores compactos com alta efetividade são recursos para melhorar a eficiência do ciclo de refrigeração, reduzindo assim o impacto ambiental gerado pelo sistema em função do consumo de energia para uma determinada capacidade de refrigeração. De acordo com KANDLIKAR e GRANDE (2002), os tubos utilizados em evaporadores compactos são classificados como tubos de mini canais. Estes tubos são classificados pelo seu diâmetro hidráulico, D_h , e são amplamente utilizados em sistemas de refrigeração e bombas de calor de aplicação residencial, industrial e automotiva. Os evaporadores de mini canais são mais

compactos e tem um melhor coeficiente de troca de calor em comparação aos evaporadores convencionais, com a mesma geometria externa. Como o seu volume interno também é menor, os sistemas que utilizam este tipo de evaporador requerem uma menor carga de refrigerante (SANAYE E DEGHANDOKHT, 2012).

Os evaporadores automotivos geralmente são montados dentro de caixas de plástico injetado, que agrupam outros componentes como o ventilador, a válvula de expansão, o termostato e o aquecedor. Este conjunto recebe o nome de caixa evaporadora. A Fig. (3.15) apresenta um típico modelo deste equipamento. O ventilador movimenta o ar através do evaporador onde a temperatura do ar é reduzida, conduzindo o ar frio para a parte interna do veículo através de dutos e difusores. A água condensada pelo processo de resfriamento com desumidificação do ar é drenada da bandeja da caixa escoando para fora do veículo (CAMPOS, 2014).

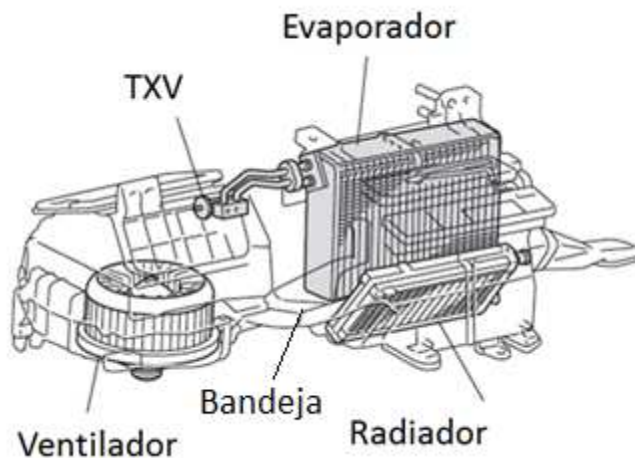


Figura 3.15: Caixa evaporadora automotiva
Fonte: Adaptado de Denso (2016).

4 METODOLOGIA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A análise experimental foi realizada em uma bancada experimental desenvolvida no Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido Dinâmicos da Unisinos. Nesse capítulo será apresentada uma descrição detalhada dos equipamentos utilizados, o processo de aquisição dos dados, os instrumentos de medição utilizado e a apresentação das incertezas associadas aos mesmos. Também serão apresentados os procedimentos experimentais, os testes realizados e o tratamento analítico dos dados. O túnel de vento e o calorímetro são pertencentes ao laboratório, bem como o seu sistema de controle e aquisição de dados. O circuito de ACA foi montado e adaptado a estes, bem como toda a instrumentação para aquisição de dados de temperatura, pressão e fluxo de massa do refrigerante.

4.1 BANCADA DE TESTE

A bancada de testes é constituída de um túnel de vento e um calorímetro, construídos com base na norma ANSI/ASHRAE 51 (1999), para avaliação de condensadores e evaporadores e um sistema de ACA de um trator. A Fig. (4.1) apresenta uma vista de planta da bancada, bem como de seus principais componentes e a Tab. 4.1 lista os componentes da bancada, conforme a numeração da Fig. (4.1).

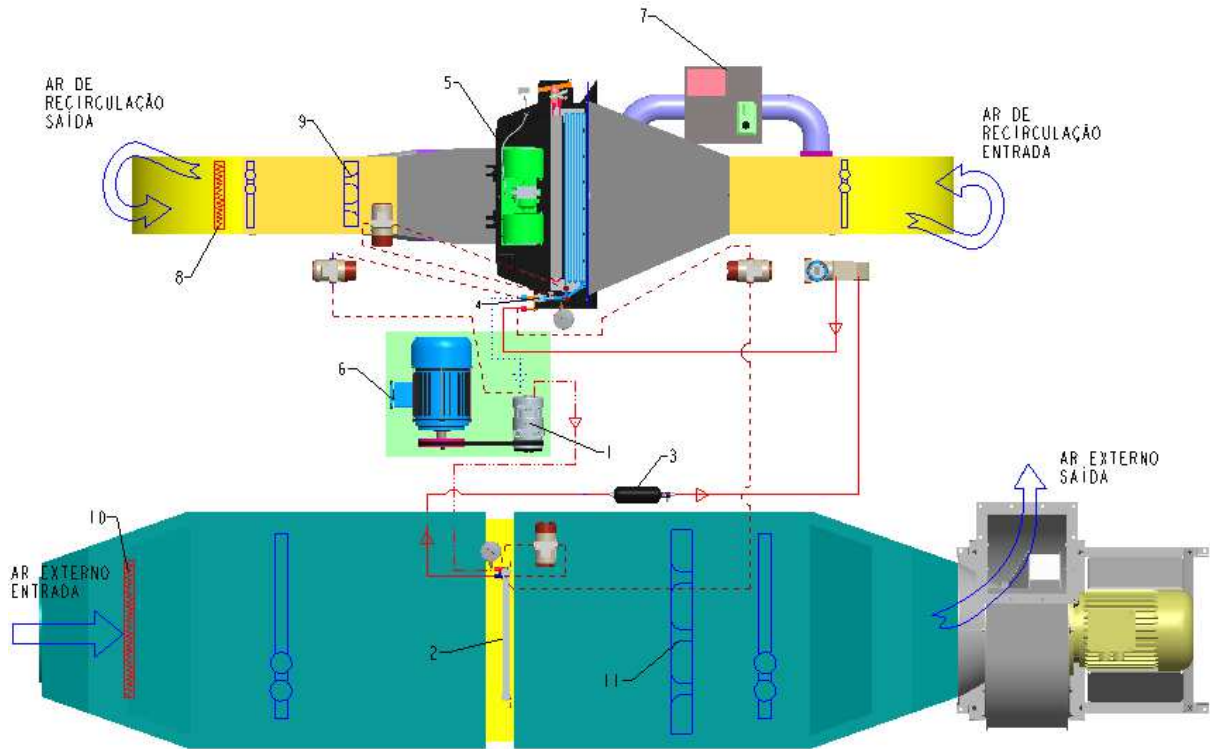


Figura 4.1: Vista superior da bancada de testes.

Tabela 4-1: Componentes da bancada de testes.

| ITEM | DESCRIÇÃO |
|------|----------------------------------|
| 1 | Compressor Sanden 7H15 |
| 2 | Condensador <i>multi flow</i> |
| 3 | Filtro secador/acumulador |
| 4 | Válvula de expansão termostática |
| 5 | Caixa evaporadora |
| 6 | Motor elétrico trifásico |
| 7 | Umidificador do calorímetro |
| 8 | Resistência elétrica |
| 9 | Placa de bocais do calorímetro |
| 10 | Resistência elétrica |
| 11 | Placa de bocais do túnel |

A representação da linha de refrigerante é feita por linhas e o sentido do refrigerante no sistema indicado por setas sobre as linhas. Quando em escoamento através do sistema, o refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido na linha de descarga. Essa linha é representada na figura por linhas tipo traço-ponto entre a saída do compressor (1) e a entrada do condensador (2). A linha de refrigerante líquido é representada por uma linha sólida entre a saída do condensador (2), passando pelo filtro secador (3) e o medidor de vazão mássica (item

18 da Fig.4.25), chegando até a entrada da válvula de expansão TXV (4). A linha de sucção entre a saída do evaporador (5) até o compressor (1) é representada por uma linha de pontos. As linhas representadas por traços são linhas de ligação dos medidores de pressão diferencial (itens: 21, 22, 23 e 24), ligadas na entrada e saída do evaporador e condensador, bem como nas linhas de líquido e sucção.

4.1.1 Túnel de vento do condensador

O túnel é um sistema, conforme apresentado na Fig. 4.2, onde se tem a passagem de um fluxo de ar forçado com velocidade e temperatura controladas. No seu interior é montado o condensador. As dimensões principais do túnel são baseadas na norma ANSI/ASHRAE 51-1999, para dutos de teste de ventiladores.

Para melhor compreensão, o túnel completo é dividido em quatro partes:

- a) Túnel A;
- b) Túnel B;
- c) Suporte do condensador;
- d) Estrutura do ventilador.

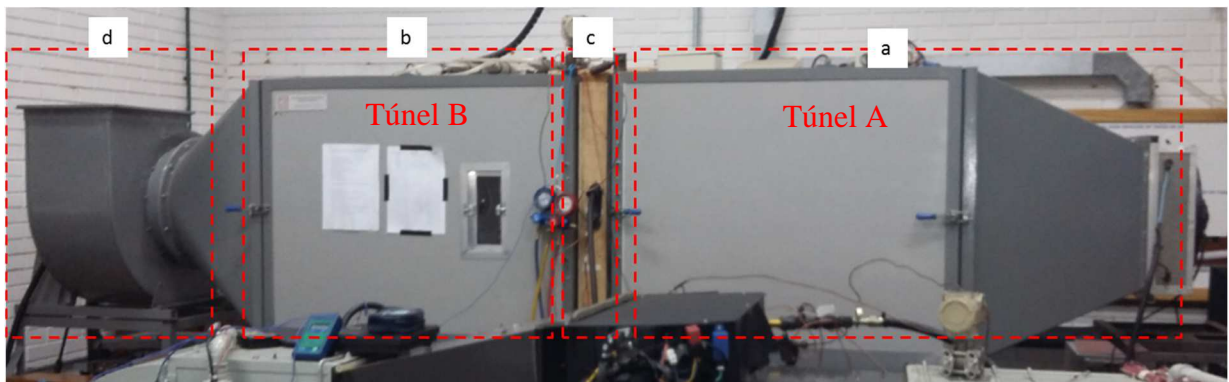


Figura 4.2: Vista lateral do túnel de vento do condensador.

Os dutos da seção transversal do túnel foram construídos em compensado naval, em duas partes, Túnel A e Túnel B, e montadas sobre trilhos, que permitem movê-las, facilitando a montagem e desmontagem e possibilitando testes com diferentes trocadores de calor.

O subconjunto Túnel A, conforme mostrado na Fig. 4.3, é composto de uma seção de 900 x 900 mm, montada sobre uma estrutura metálica feita de cantoneiras de aço soldadas. Para o ajuste da temperatura de entrada do ar, nesta parte está instalada uma resistência elétrica de 2500 W, além do retificador de fluxo para homogeneização do fluxo de ar antes da passagem

pelo condensador. Externamente ao túnel está localizado um ventilador *Falcon* com vazão de $151,2 \text{ m}^3/\text{h}$, a uma rotação de 3540 rpm, responsável por manter a velocidade recomendada do ar nos tubos coletores.

A norma ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986 recomenda que o ar esteja a uma velocidade de 3,5 a 10 m/s no ponto de medição da temperatura de bulbo úmido. Para garantir a velocidade do ar que passa pelos sensores dentro do coletor de ar, utiliza-se um ventilador acoplado a ele. O ar que entra no coletor após passar pelo ventilador será devolvido novamente para dentro do túnel

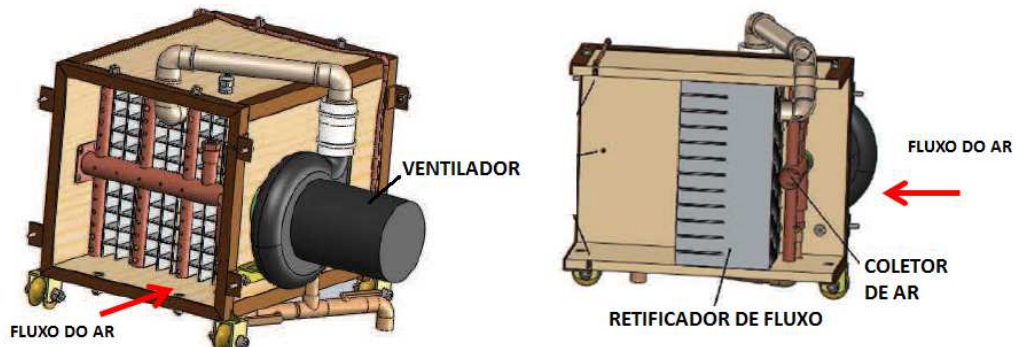


Figura 4.3: Túnel A do túnel de vento do condensador.

Fonte: Adaptado de Souza (2011).

O controle da temperatura é feito por um controlador de temperaturas da marca *Novus* N1040 e um sensor PT100. Na Fig. (4.4) pode ser visto a localização do sensor do controle de temperatura (TBS) no túnel.



Figura 4.4: Localização do sensor PT 100 da temperatura de bulbo seco do ar na entrada do condensador.

O subconjunto Túnel B é um túnel de estrutura, fabricação e dimensões similares ao Túnel A. No Túnel B está montada a placa de bocais, o coletor de ar, o retificador de fluxo de ar, além do ventilador do coletor de ar, de mesma especificação ao do túnel A e dos pontos de tomada de pressão, conforme pode ser visto na Fig. (4.5).

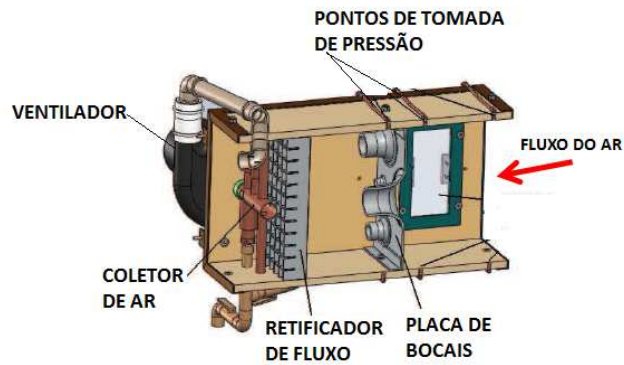


Figura 4.5: Túnel B do túnel de vento condensador.
Fonte: Adaptado de Souza (2011).

Para obter uma medição homogênea da temperatura, o túnel possui coletores de ar, denominado de flautas, como mostrado na Fig. (4.6). Estes coletores têm como função colher amostras do fluxo de ar em diversos pontos na secção do duto. Para medir as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do fluxo de ar são utilizados sensores de temperatura do tipo PT100 com resolução de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ e que foram previamente calibrados. A incerteza de medição é de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ (HERTER, 2013).

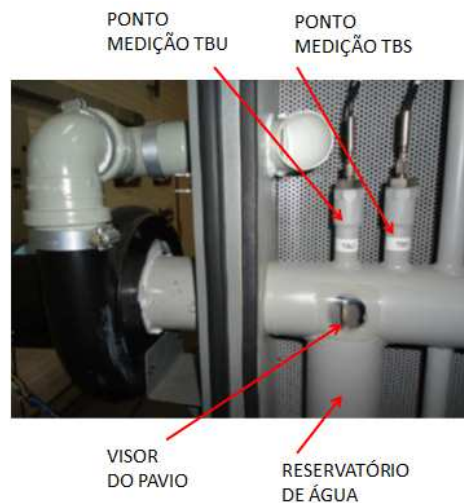


Figura 4.6: Vista dos coletores de ar dos Túneis A e B.
Fonte: Adaptado de Deitos (2012).

A temperatura de bulbo seco é medida pelo PT100 e a temperatura de bulbo úmido é medida com a ponta do sensor coberta com uma mecha de um tecido de malha de algodão bastante macio e fino. A mecha deve cobrir pelo menos 25 mm da ponta do sensor. A outra ponta da mecha deve ficar mergulhada dentro de um reservatório com água.

O túnel do condensador possui quatro pontos de tomada de pressão ao longo do comprimento do túnel, definidos de acordo com a norma ANSI/ASHRAE 51-1999. Para

garantir uma amostra homogênea da pressão dentro do túnel do calorímetro, a norma recomenda que a pressão deva ser medida em quatro pontos distintos, separados um do outro a 90° ao redor da seção do túnel, com o uso de um anel piezométrico.

A medição da vazão de ar é feita por meio de bocais de fluxo, de acordo com a norma ANSI/ASHRAE 51-1999, os quais são adequados para medição de amplas faixas de vazões em câmaras. Para o cálculo da vazão utilizam-se, além do diferencial de pressão medido através da placa de bocais, os valores das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do fluxo de ar que passa pelos bocais.

A placa de bocais do túnel do condensador possui sete diferentes diâmetros para a medição de diferentes vazões de ar, conforme se vê na Fig. (4.7). Os diâmetros disponíveis são 25,73 mm; 37,89 mm; 50,61mm; 73,22 mm; 73,35 mm 98,69 mm e 99,05 mm.



Figura 4.7: Placa de bocais do túnel do condensador.

Para fixação do condensador dentro do calorímetro de maneira centralizada em relação à seção de fluxo de ar, foi utilizado um dispositivo de fixação, conforme mostrado na Fig. (4.8). Consiste de uma chapa de madeira MDF de dimensões 900 x 900 mm e com uma espessura de 10 mm com uma abertura retangular com as mesmas dimensões da área de face do condensador e quatro furos de diâmetro de 10 mm para fixação do condensador. Esta chapa é fixada junto a uma moldura quadrada de madeira de dimensões 900 x 900 mm e com uma profundidade de 100 mm com as furações necessárias para passagem das tubulações do sistema de ar condicionado e a passagem dos sensores de pressão e temperatura do refrigerante.

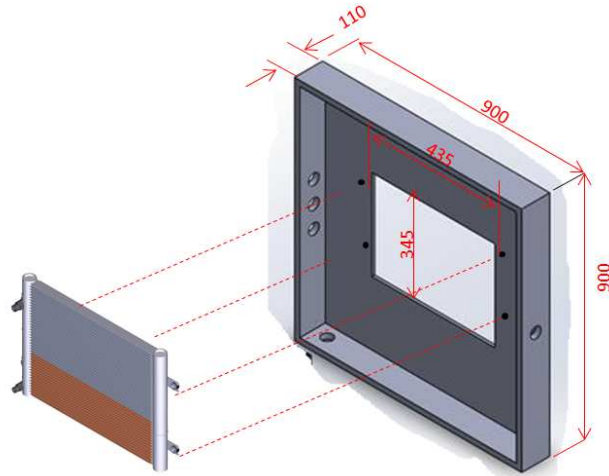


Figura 4.8: Dispositivo de fixação do condensador.

A movimentação do ar no túnel é feita através de um ventilador centrífugo, com rotor de diâmetro 630 mm, com vazão de até 5.949 m³/h e pressão total de 850 Pa. O acionamento é de forma direta por acoplamento do rotor ao eixo de um motor elétrico de tensão trifásica 220/380/440V, com potência de 2,2 kW, rotação de 1720 rpm a uma frequência de 60 Hz, controlada por um inversor de frequência, que possibilita a variação do fluxo de ar. Na Fig. (4.9) é mostrado o ventilador centrífugo.



Figura 4.9: Ventilador centrífugo do túnel do condensador.

4.1.2 Calorímetro do evaporador

O calorímetro do evaporador é constituído por um túnel onde se tem a recirculação de um fluxo de ar forçado à velocidade, temperatura e umidade controlada. Nele será montada uma caixa evaporadora desenvolvida para aplicação em máquinas agrícolas e fora de estrada. A

vazão de ar no calorímetro do evaporador será feita por um ventilador centrífugo que faz parte desta caixa.

As dimensões principais do túnel do calorímetro do evaporador também foram baseadas na norma ANSI/ASHRAE 51. O calorímetro do evaporador é subdividido em seis subconjuntos:

- a) Dutos;
- b) Resistência elétrica;
- c) Suportes do evaporador;
- d) Sistema de umidificação do ar;
- e) Túnel C;
- f) Túnel D.

A Fig. (4.10) apresenta uma vista esquemática do calorímetro utilizado para avaliação de desempenho da caixa evaporadora do sistema de ar condicionado avaliado neste trabalho.

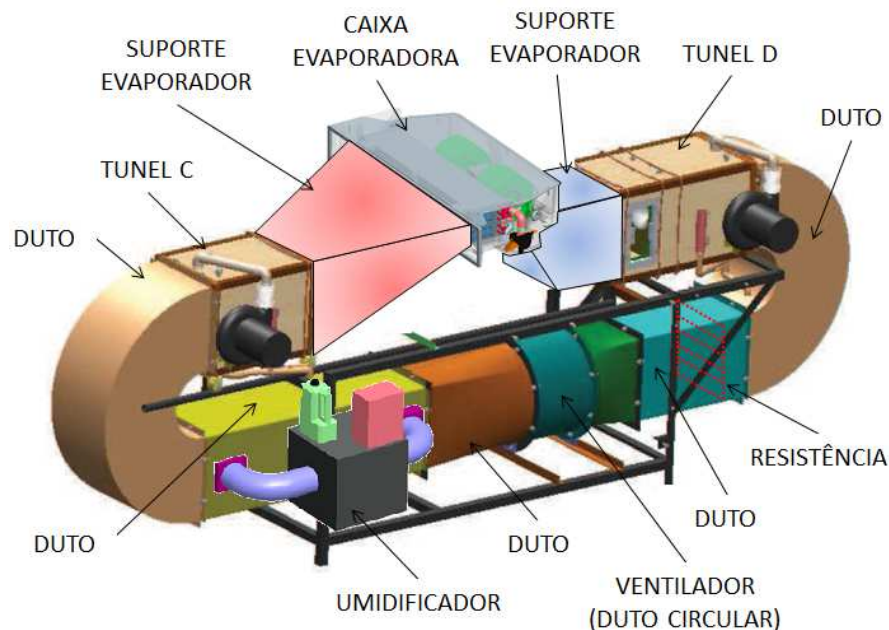


Figura 4.10: Vista esquemática do calorímetro do evaporador.

Fonte: Adaptado de Souza (2011).

Os dutos, conforme pode ser visto na Fig. (4.10), são interligados e conectam os túneis C e D. O duto de seção circular possui ainda um ventilador, para quando o túnel é utilizado apenas para o teste de trocadores sem o ventilador acoplado. A Fig. (4.11) mostra a resistência elétrica de 3500 W do tipo tubular aletada, utilizada para aquecimento do ar de recirculação.

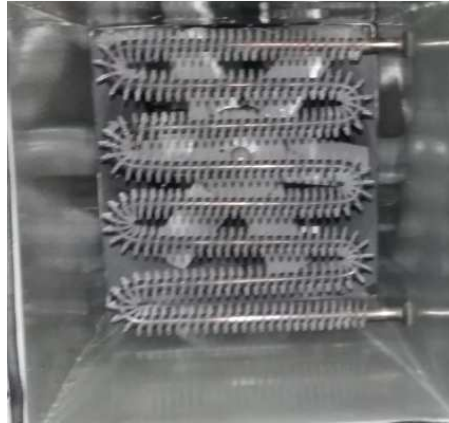


Figura 4.11: Resistência elétrica do calorímetro do evaporador.

O controle da temperatura do ar de recirculação é feito por um controlador de temperaturas da marca Novus N1040, conforme Fig. (4.12). O controlador processa o sinal de saída dos sensores PT 100 e após envia outros sinais aos relés de controle das resistências de aquecimento do ar dentro do calorímetro.



Figura 4.12: Controlador de temperatura do ar.

O calorímetro utiliza um sistema de umidificação por ultrassom que produz partículas de névoa de tamanho uniforme, entre 5 a 10 μm . A névoa se espalha com facilidade, sem molhar os produtos, equipamentos ou ambientes submetidos ao processo. Este tipo de sistema apresenta um baixo consumo de energia, não aquecendo a água e, conseqüentemente, não alterando a temperatura do ambiente (BECKER, 2015).

O controle da umidade é realizado por um controlador da marca *Full Gauge Controls*, modelo MT-530E Super. Este controlador opera a temperaturas do fluxo de ar de 0 a 50 $^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa do ar entre 10 e 85% e sua faixa de controle de umidade relativa do ar é entre 10 e 85% \pm 5%, com resolução de 0,1%. A Fig. (4.13) apresenta uma imagem do sistema de controle de umidade.



Figura 4.13: Sistema umidificador do calorímetro do evaporador.

O subconjunto Túnel C, Fig. (4.14), é composto por um túnel similar aos túneis do condensador, fabricados a partir de placas de compensado naval, coladas e parafusadas. As dimensões da seção do túnel são 300 x 300 mm. O Túnel C é montado sobre rodas que correm sobre um trilho para facilitar a manutenção e preparação do calorímetro do evaporador. O sistema de trilhos também dá opção de montagem de evaporadores de dimensões diferentes, pois para isto só é preciso projetar e fabricar o sub-conjunto suporte do evaporador adequado às dimensões do trocador ou caixa evaporadora que se deseja montar.

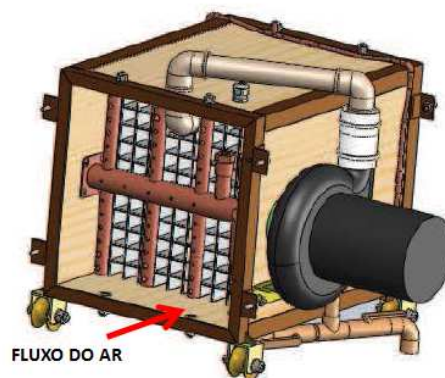


Figura 4.14: Túnel C do calorímetro do evaporador.

Fonte: Adaptado de Souza (2011).

Dentro do Túnel C estão alojados o coletor de ar, o retificador de fluxo de ar e na parte externa do túnel está localizado um ventilador *Falcon*, similar ao do túnel do condensador, responsável por manter a velocidade recomendada do ar das flautas. A Fig. (4.15) apresenta a localização dos componentes no túnel C.

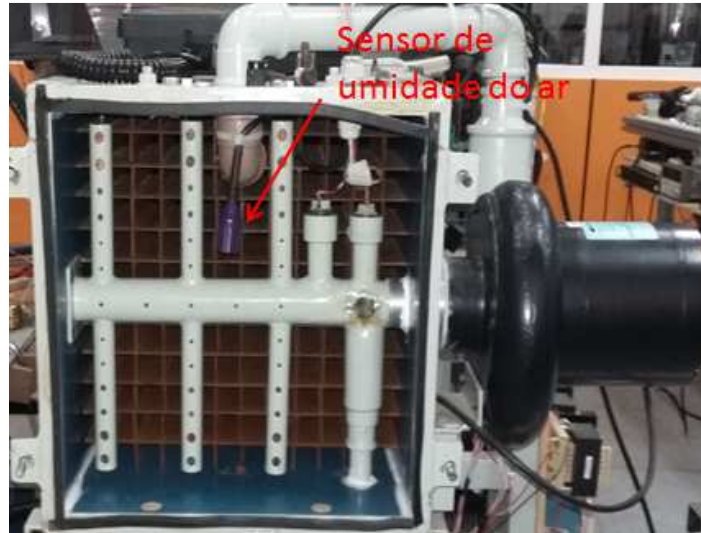


Figura 4.15: Posição das flautas do calorímetro do evaporador.

O subconjunto Túnel D é um túnel de estrutura e fabricação similar ao Túnel C, porém é fixo sobre a estrutura do calorímetro. Nele são montados todos os componentes que devem ficar após o trocador de calor. Suas dimensões também são de acordo com a norma ANSI/ASHRAE 51. No Túnel D estão montadas a placa de bocais, o coletor de ar, o retificador de fluxo de ar, além do ventilador do coletor similar ao do túnel C e dos pontos de tomada de pressão. Para facilitar o acesso aos bocais durante os testes, o túnel D tem uma janela de acesso de acrílico transparente, em uma de suas laterais, conforme pode ser visto na Fig. (4.16). A medição de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido do fluxo de ar dentro do túnel do evaporador atende os requisitos da norma ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986. As medidas são realizadas em dois pontos distintos, por sensores do tipo PT 100. Para obter uma medição homogênea da temperatura o túnel possui coletores de ar, que são semelhantes aos do túnel do condensador.

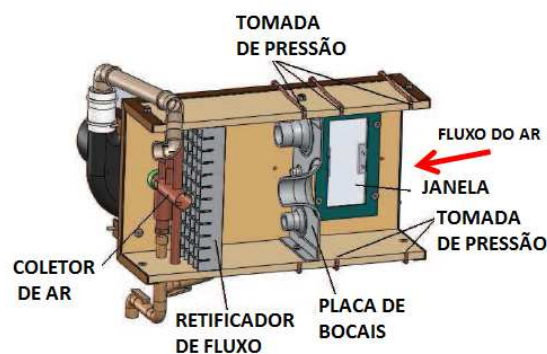


Figura 4.16: Vista em corte do Túnel D do calorímetro do evaporador.

Fonte: Adaptado de Souza (2011).

Semelhante ao calorímetro do condensador existem quatro pontos de tomada de pressão ao longo do comprimento do túnel, definidos de acordo com a norma ANSI/ASHRAE 51, como ilustrado na Fig. (4.17).

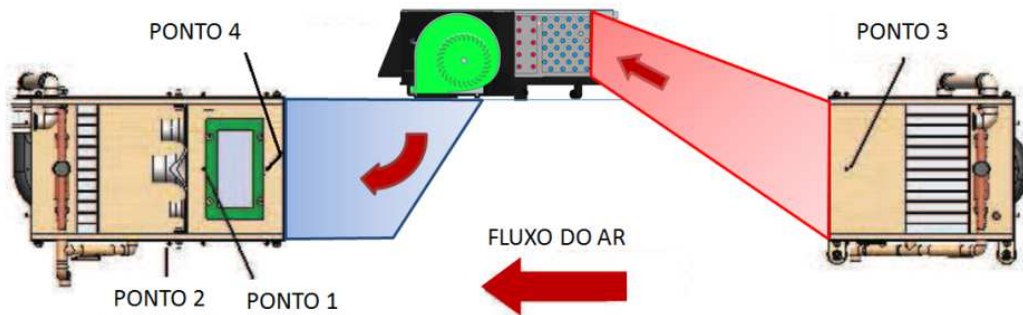


Figura 4.17: Pontos de medição de pressão diferencial.

Fonte: Adaptado de Souza (2011).

Os pontos de medição de pressão ficam a 38 mm da placa de bocais, estando o ponto 1 a montante e o ponto 2 a jusante. A diferença de pressão medida entre estes dois pontos é utilizada para determinar a vazão de ar. O túnel também tem medidores de pressão localizados a montante e a jusante da caixa evaporadora, pontos 3 e 4 da Fig. (4.17) A partir da pressão medida nestes dois pontos é verificada a queda de pressão no trocador de calor da caixa evaporadora. O sistema é similar ao do túnel do condensador, apenas alterando o comprimento dos tubos e das mangueiras que dependem do tamanho da seção do túnel.

O cálculo da vazão de ar ao longo de túnel é feito por meio da utilização de uma placa de bocais com sete bocais com os seguintes diâmetros: dois de 12,7 mm; dois de 25,4 mm; dois de 38,1 mm e um de 50,8 mm, e das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do fluxo de ar.

4.2 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO ANALISADO

Este trabalho foi desenvolvido em uma bancada experimental com o objetivo de comparar o rendimento do fluido refrigerante R-1234yf em uma aplicação de substituição direta em um sistema de ACA aplicado em máquinas agrícolas ou fora de estrada. Tratores agrícolas modernos são sistemas complexos e altamente eficientes e a utilização de cabines climatizadas é cada vez mais empregada neste tipo de máquinas. Por outro lado, mesmo trabalhando em condições ambientais externas moderadas, uma cabine do trator fechado age como uma estufa e seu interior pode se tornar desagradável, insuportável ou até mesmo perigoso. Por esta razão, as funções de uma cabine climatizada deste tipo de veículo são de proporcionar um ambiente confortável para seus ocupantes e protegê-los das vibrações, ruídos e outras influências

adversas, visto que as condições dentro de cabines de máquinas móveis (tratores agrícolas e demais máquinas fora de estrada) afetam a saúde, desempenho e conforto do operador. A Fig.(4.18) apresenta as principais cargas térmicas envolvidas na vizinhança de uma típica cabine de trator (RUZIC e CASNJI , 2011).

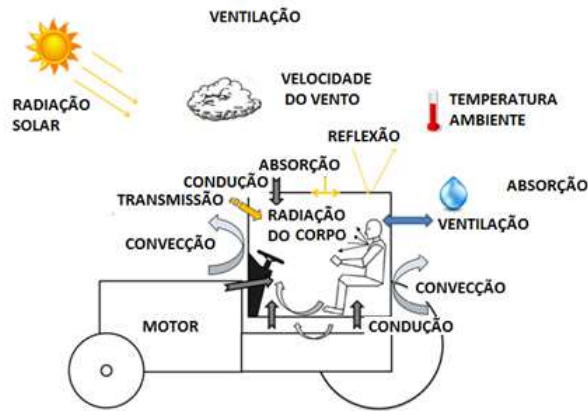


Figura 4.18: Cargas térmicas presentes em uma cabine de trator.

O sistema de ar condicionado neste estudo é um típico sistema semelhante ao apresentado no capítulo 3, composto de:

- a) Compressor;
- b) Condensador;
- c) Filtro secador acumulador;
- d) Válvula de expansão termostática, TXV;
- e) Caixa evaporadora.

A Fig. (4.19) apresenta o sistema de ar condicionado analisado neste trabalho em sua configuração de montagem típica em um trator agrícola, onde compressor, condensador e filtro secador acumulador estão localizados no compartimento do motor, sob o capô e o evaporador e a válvula de expansão termostática estão localizadas no teto da cabine do operador.

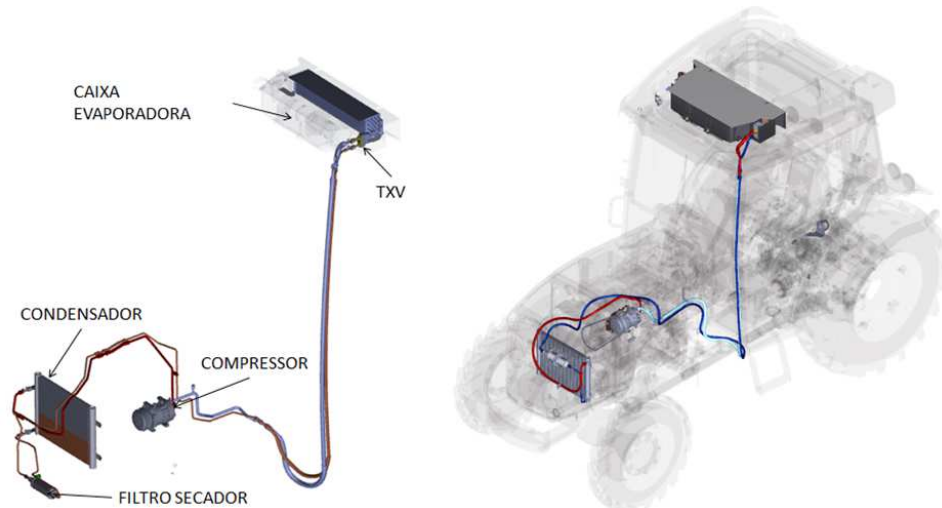


Figura 4.19: Sistema de ACA de trator agrícola

O trabalho mecânico de compressão é realizado por um típico compressor de aplicação automotiva desenvolvido para trabalhar com refrigerante R-134a, da marca *Sanden*, modelo SD7H15, do tipo placa oscilante com 7 pistões e deslocamento volumétrico de $1,549 \times 10^{-4}$ m³/rot e máxima rotação contínua de 6000 rpm. Este tipo de compressor é acionado diretamente através de uma ou duas correias de perfil A, ligadas à outra polia montada no eixo do virabrequim do motor do veículo ou polia da bomba d'água do motor. O acionamento deste tipo de compressor se dá por uma embreagem de acionamento eletromagnético de torque mínimo de 34,32 Nm a 12 V_{CC}. A Fig. (4.20) apresenta uma vista em corte do compressor utilizado neste trabalho. A lubrificação do compressor ocorre através do óleo que circula dentro do refrigerante e passa através do cárter do compressor durante o funcionamento. A relação de circulação de óleo do compressor foi mantida dentro do valor especificado pelo fornecedor, que deve situar-se entre 3,3 e 8 % de proporção de óleo para refrigerante, por peso. O excesso de óleo pode atuar como um isolante e limitar a transferência de calor no evaporador e condensador, enquanto que pouco óleo afeta negativamente a durabilidade do componente (SANDEN, 2008).

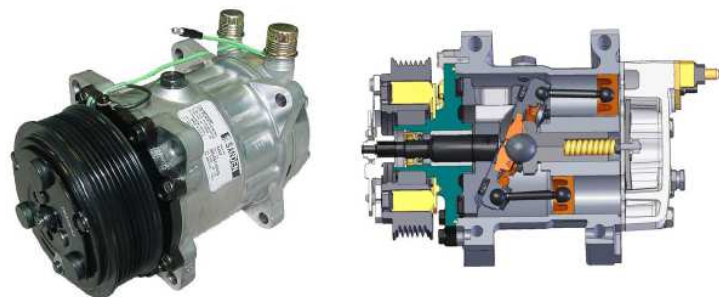


Figura 4.20: Vista de um compressor de ACA.

Fonte: Sanden (2016).

Como alternativa ao motor à combustão, foi utilizado um motor elétrico trifásico, com potência nominal de 11 kW. Tanto o motor quanto o compressor foram fixados em uma estrutura metálica, conforme indicado na Fig. (4.21). Este conjunto foi posicionado entre os túneis do evaporador e do condensador. O motor foi ligado a um inversor de frequência *Siemens Midimaster Vector* para variar as rotações dos ensaios, simulando assim a sua condição normal de trabalho em veículos.



Figura 4.21: Estrutura de fixação do compressor e motor elétrico.

Herter (2013) propôs uma relação entre a variação de frequência induzida ao motor de 22,5 a 51,7 Hz, para a faixa de 1500 a 3500 rpm do compressor, conforme se apresenta na Tab. 4.2. Para acionamento da embreagem magnética foi utilizada uma chave de contato para comandar o acoplamento do compressor, ligada em série a um pressostato para proteção do compressor. A tensão elétrica fornecida à bobina da embreagem é gerada por uma fonte de corrente contínua de 12V_{CC} com potência máxima de saída de 400 W. Não foi utilizado termostato anti-congelamento, controlando o acionamento do compressor, pois o objetivo dos testes era manter o sistema funcionando em capacidade máxima de refrigeração, durante todo o período dos ensaios.

Tabela 4-2: Correlação entre frequência do motor e rotação do compressor.

| FREQUÊNCIA DO MOTOR (Hz) | ROTAÇÃO DO COMPRESSOR (rpm) |
|--------------------------|-----------------------------|
| 22,5 | 1500 |
| 29,8 | 2000 |
| 37,1 | 2500 |
| 44,4 | 3000 |
| 51,7 | 3500 |

O condensador utilizado é do tipo mini canal de fluxo paralelo. Sua área de face é de 0,1501 m² e a capacidade máxima de rejeição de calor é de 10,4 kW a uma vazão mássica de 64 g/s do refrigerante R-134a, trabalhando a uma pressão de 16,4 bar e velocidade de face do ar de 6 m/s à temperatura de entrada do ar de 40 °C.

Conforme pode ser visto nas Figs. (4.22a) e (4.22b), este tipo de condensador consiste de 40 tubos planos, cada um deles com múltiplos canais de escoamento extrudados no perfil, conforme Fig. (4.22d). O refrigerante escoa pelos canais, alimentados através de dois distribuidores nas cabeceiras, como indicado na Fig. (4.22e). O primeiro passe possui o maior número de tubos, diminuindo nos passes subsequentes. Esta característica diminui a perda de pressão decorrente da condição de entrada do refrigerante no estado de vapor superaquecido com elevado volume específico. Na Fig. (4.22c) pode ser visto o detalhe das aletas do tipo *louver*, que são utilizadas para troca de calor do lado do ar. Como possui uma menor área frontal em relação ao fluxo de ar, comparado a os condensadores do tipo tubo e aleta, este trocador de calor apresenta baixa perda de pressão no lado do ar (COPETTI, *et al.*, 2008).

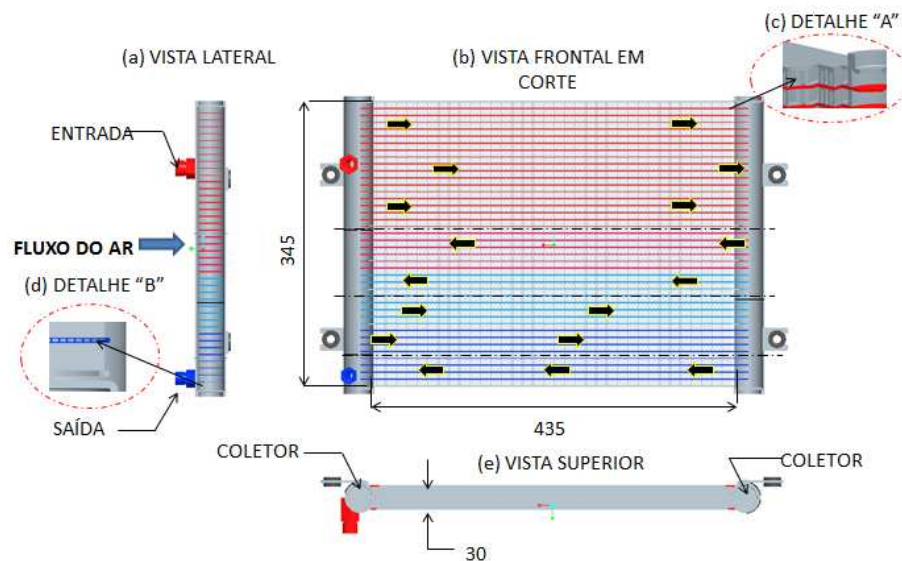


Figura 4.22: Detalhamento do condensador utilizado no experimento.

O filtro secador acumulador utilizado no sistema é um vaso de pressão construído em aço carbono e projetado para suportar as pressões de trabalho do sistema de ar condicionado com segurança. As principais dimensões podem ser vistas na Fig. (4.23). O filtro secador acumulador possui um volume de 0,5 L e um tubo pescador para captação apenas do refrigerante condensado, com um visor de líquido na saída deste tubo. O adaptador do pressostato de segurança de alta e baixa pressão do sistema também está localizado no corpo do filtro.

O dessecante, que é uma substância higroscópica usada como um agente de secagem do fluido refrigerante é do tipo XH9 a uma quantidade de 100 g. Segundo Schnubel (2012), os dessecantes do tipo XH7 e XH9, atualmente recomendados para sistemas de ar condicionado automotivo que usam o refrigerante R-134a, também são compatíveis com o refrigerante R-1234yf, podendo assim utilizar o mesmo modelo de filtro secador para ambos os refrigerantes.

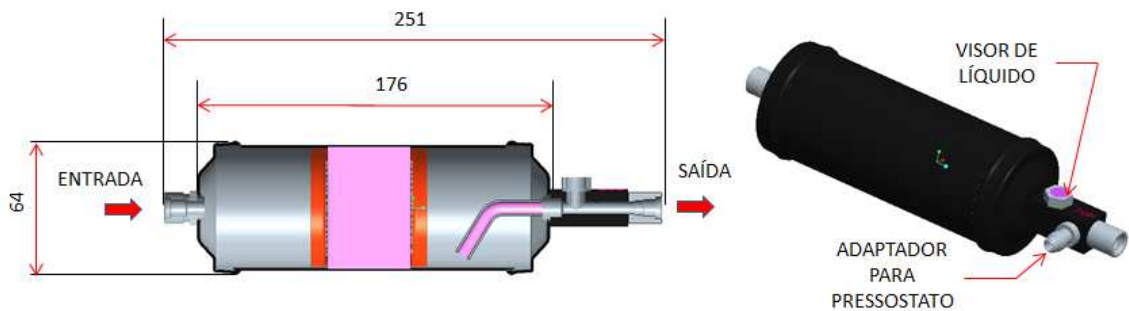


Figura 4.23: Filtro secador acumulador.

A válvula de expansão termostática (TXV) utilizada é da marca *Fujikoki*. Este tipo de válvula também é conhecido como válvula de bloco ou tipo *block* e é amplamente utilizada pela indústria automotiva. Este modelo de válvula foi desenvolvido especificamente para trabalhar com o refrigerante R-134a. Seu corpo é fabricado em alumínio anodizado, os *o' rings* e demais componentes de vedação internos são de borracha NBR e os componentes móveis internos, como mola, esfera de passagem, haste e diafragma, são todos de aço inoxidável. A capacidade nominal da válvula é de 1,5 TR e o ajuste do superaquecimento do refrigerante no evaporador de 4,5 °C. O diâmetro equivalente de passagem da válvula é 2,05 mm, quando totalmente aberta, e 0 mm quando totalmente fechada.

A caixa evaporadora utilizada neste trabalho é uma caixa plástica fabricada por processo de injeção. Dentro da caixa estão montados o evaporador, o ventilador centrífugo tipo *Siroco* de eixo duplo com um rotor em cada eixo e componentes auxiliares como resistência das velocidades do motor, termostato anti-congelamento, reles e chicotes de alimentação elétrica montado em cada eixo. A Fig. (4.24) apresenta uma vista explodida da caixa evaporadora e seus

componentes. Para gerar tensão elétrica ao ventilador centrífugo do evaporador utiliza-se uma fonte de corrente contínua *Kepeco BOP 20-20M* com regulagem analógica e potência máxima de saída de 400 W.

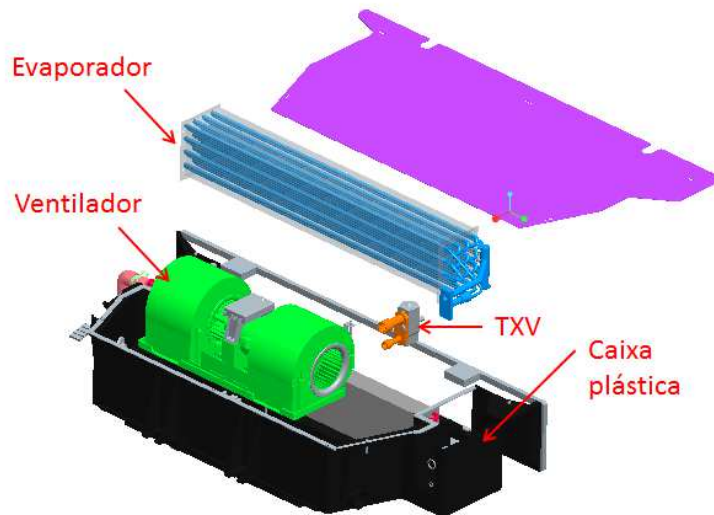


Figura 4.24: Vista explodida da caixa evaporadora.

A caixa evaporadora possui uma capacidade máxima de refrigeração de 6,77 kW a uma vazão de ar de 530 m³/h. Estes valores são obtidos através de testes em calorímetro, conforme método de teste utilizado pelo fabricante, à temperatura e umidade constantes de 35 °C ±1 °C e 65% ±1%, respectivamente, operando a pressões manométricas na saída do condensador e entrada do evaporador de 20,3 e 2,4 bar, respectivamente. O superaquecimento no evaporador é mantido entre 5 a 7 K. O evaporador é um modelo tubo-aleta, com tubo em cobre e aletas em alumínio. A área de face do evaporador é de 0,062 m².

4.3 INSTRUMENTAÇÃO, INCERTEZA DAS MEDIÇÕES E CALIBRAÇÃO DOS SENSORES E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Nesta seção será detalhada a instrumentação utilizada na bancada experimental, suas características e modelos bem como a faixa de medição de cada um dos sensores, apresentada a posição onde foram acoplados ao sistema para realizar a aquisição de dados, sua faixa de medição, incertezas associadas e curvas de calibração. Também são apresentados os equipamentos utilizados para realizar a aquisição de dados.

4.3.1 Instrumentação utilizada na bancada

A localização no sistema dos sensores PT 100, dos transdutores de pressão (absoluto, relativo e diferencial) e do medidor de vazão mássica, pode ser visualizada na representação esquemática apresentada na Fig. (4.25) e a descrição dos mesmos na Tab. (4.3). Para medir a vazão dos dois tipos de refrigerante utilizados nesta análise, utilizou-se um medidor de vazão mássica do tipo *Coriolis*, modelo *Micro Motion CNG050* do fabricante Emerson. Este medidor é colocado na tubulação entre a saída do filtro secador acumulador e a válvula de expansão e apresenta uma perda de pressão máxima de 600 Pa para os refrigerantes na fase líquida e operando com vazão mássica até 93,5 g/s.

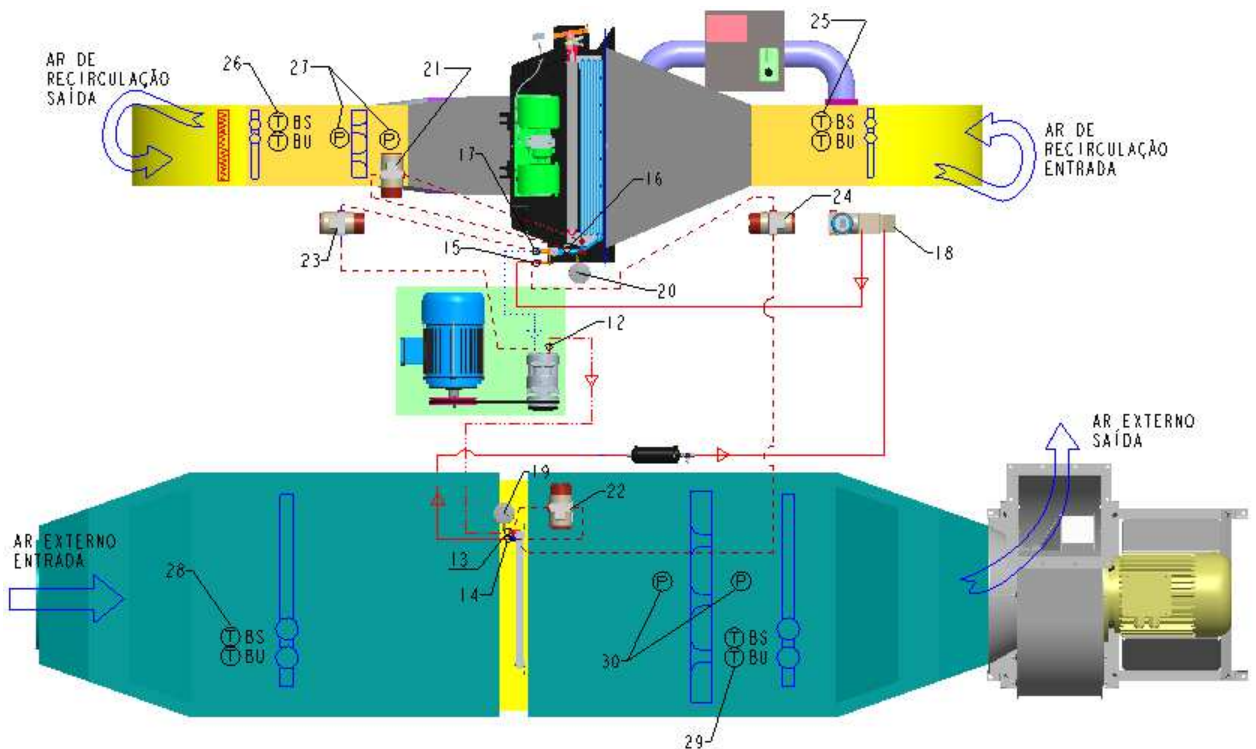


Figura 4.25: Pontos de medição na bancada de teste.

Tabela 4-3: Sensores utilizados na bancada de teste.

| PONTO DE MEDIÇÃO (Fig. 4.25) | DESCRIÇÃO |
|------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| 12 | PT100 temperatura do refrigerante na entrada do compressor |
| 13 | PT100 temperatura do refrigerante na entrada do condensador |
| 14 | PT100 temperatura do refrigerante na saída do condensador |
| 15 | PT100 temperatura do refrigerante na entrada da válvula TXV |
| 16 | PT100 temperatura do refrigerante na entrada do evaporador |
| 17 | PT100 temperatura do refrigerante na saída do condensador |
| 18 | Medidor de vazão mássica do refrigerante |
| 19 | Transdutor de pressão relativa <i>Keller</i> PR-33X (entrada do condensador) |
| 20 | Transdutor de pressão relativa <i>Keller</i> PR-33X (entrada do evaporador) |
| 21 | Medidor de pressão diferencial <i>ABB</i> 600T - ΔP evaporador |
| 22 | Medidor de pressão diferencial <i>ABB</i> 600T - ΔP condensador |
| 23 | Medidor de pressão diferencial <i>Yokogawa</i> - ΔP linha sucção |
| 24 | Medidor de pressão diferencial <i>Yokogawa</i> - ΔP linha líquido |
| 25 | PT100 TBS e TBU temperaturas do ar na entrada do calorímetro (evaporador) |
| 26 | PT100 TBS e TBU temperaturas do ar na saída do calorímetro (evaporador) |
| 27 | Medidor de pressão diferencial nos bocais do calorímetro |
| 28 | PT100 TBS e TBU temperaturas do ar na entrada do túnel (condensador) |
| 29 | PT100 TBS e TBU temperaturas do ar na saída do túnel (condensador) |
| 30 | Medidor de pressão diferencial nos bocais do túnel |

O circuito de refrigeração do sistema de ar condicionado automotivo analisado foi modificado para medição das temperaturas e pressões do sistema. As modificações consistem na colocação de conexões na entrada e saída do condensador e evaporador para possibilitarem as medições das temperaturas e pressões no mesmo ponto na seção da tubulação. Estas conexões podem ser vistas na Fig. (4.26a), condensador e evaporador, e Fig. (4.26b) compressor.

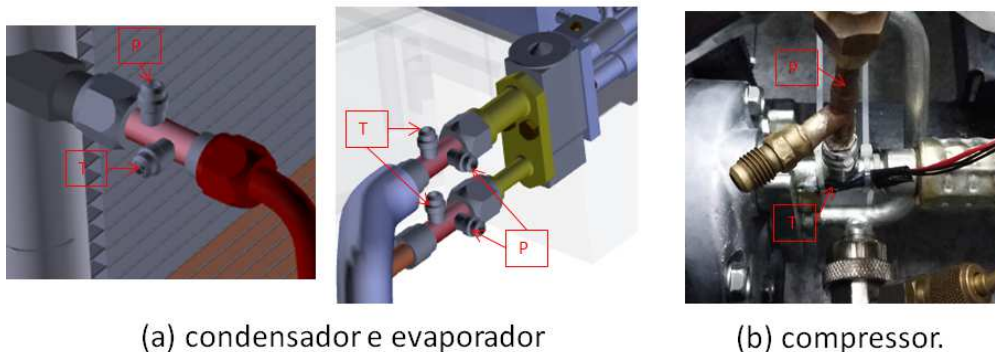


Figura 4.26: Pontos de medição de pressão e temperatura na bancada de teste.

4.3.2 Sistemas de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados utilizado é composto pelos seguintes componentes:

- a) Computador pessoal equipado com o programa de aquisição de dados Benchlink Data Logger;
- b) Módulo de aquisição de dados *Agilent 34980A Multifunction Switch/Measure Unit*, responsável por receber os sinais de pressão e temperatura dos diferentes pontos do sistema e vazão mássica de refrigerante;
- c) Medidor de potência consumida pelo motor elétrico, marca *Fluke 43B* modelo *Power Quality Analyzer*, que é conectado ao computador onde se realizaram as leituras através do programa Fluke View.

4.3.3 Incertezas de medição

As medidas realizadas podem apresentar possíveis erros de leitura, associados aos medidores. A margem de erro é fornecida pelo fabricante de cada medidor. A Tab. 4.4 apresenta as faixas de medição e incertezas de medição de cada um dos medidores.

Tabela 4-4: Faixas de medição e precisão dos instrumentos.

| MEDIDA | INSTRUMENTO | FAIXA DE MEDIÇÃO | INCERTEZA |
|--------------------------------------|---------------|---------------------------------|------------------|
| Temperatura | PT100 | -80 a 200 °C | ±0,2 °C |
| Diferencial de pressão | ABB 600T | 10 a 660 kPa | ±0,01% |
| Diferencial de pressão | Yokogawa | 10 a 660 kPa | ±0,01% |
| Pressão relativa | Keller PR 33X | 0 a 20 bar | ±0,1% |
| Vazão mássica tipo <i>Coriolis</i> | Emerson Micro | 20 a 93,5 g/s 93,5 a 755 g/s | ±0,70% ±0,50% |
| Potência | Fluke-345 | 0 a 1650 kW | ±0,25 kW |
| Δp nos bocais do condensador | Dwyer 603A | 0 a 34,5 kPa | ±0,25% |
| Δp nos bocais do evaporador | Omega PX653 | 0 a 498 kPa | ±0,25% |

4.3.4 Instrumentação utilizada e pontos de medição.

A Tab. 4.5 apresenta a lista de instrumentos utilizados para aquisição de dados. A calibração dos sensores de temperatura foi realizada no laboratório e dos transdutores de pressão e do medidor de vazão foram fornecidas pelos fabricantes.

Tabela 4-5: Instrumentação utilizada.

| PONTO DE MEDIÇÃO | INSTRUMENTO | UN. |
|-------------------|-----------------------|-----|
| 25 | PT100 | °C |
| 25 | PT100 | °C |
| 26 | PT100 | °C |
| 26 | PT100 | °C |
| 12/13/14/15/16/17 | PT100 | °C |
| 28 | PT100 | °C |
| 29 | PT100 | °C |
| 29 | PT100 | °C |
| 28 | PT100 | °C |
| 21 e 22 | ABB 600T | kPa |
| 23 e 24 | Yokogawa | kPa |
| 20 | Keller PR33X | kPa |
| 19 | Keller PR33X | kPa |
| 18 | Micro Motion Coriolis | g/s |
| 30 | Dwyer 603A | Pa |
| 27 | Omega PX653 | Pa |

4.4 CONDIÇÕES DOS TESTES EXPERIMENTAIS

Para encontrar a carga ideal de cada um dos refrigerantes estudados foi utilizado o modelo proposto pela norma SAE J2765 (2008). Esta norma aplica-se a sistemas de ar condicionado automotivo e também para sistemas que utilizem compressores acionados eletricamente, similares aos aplicados em veículos híbridos. As condições para determinação da carga ótima de refrigerante e o procedimento adotado é detalhada na seção seguinte.

Após definida a carga ótima para cada um dos dois refrigerantes analisados neste trabalho, foram realizados testes para faixas definidas com base em valores coletados na aplicação real do trator. Os testes com ambos os refrigerantes foram realizados com temperatura de ar na entrada do evaporador de 20, 30 e 35 °C e no condensador fixado em 35 °C. As faixas de rotações do compressor foram variadas em 1500, 2500, 3000 e 3500 rpm. O sistema

carregado com R-134a foi avaliado primeiramente e foi considerado como padrão de comparação. Também foram avaliados estes parâmetros variando a rotação do compressor e a temperatura do ar de entrada no evaporador.

Foram pesquisadas três normas utilizadas como critérios de aprovação de conforto térmico por fabricantes de máquinas agrícolas e caminhões e que também por vezes servem como padrões para órgãos reguladores definirem condições do ambiente de trabalho do operador. Estas normas foram utilizadas como referência na definição das condições de temperatura e umidade do ar adotadas no calorímetro do evaporador e temperatura no túnel do condensador.

A norma SAE J1503 (2004) *Performance Test for Air-Conditioned, Heated, and Ventilated Off-Road, Self-Propelled Work Machines*, apresenta critérios de aprovação para sistemas de AC de máquinas fora de estrada (tratores, colheitadeiras de grão e máquinas agrícolas auto propelidas em geral), utilizando uma temperatura ambiente de teste de no mínimo 38 °C a 40% de UR e especificando uma queda de temperatura até pelo menos 25 °C no interior da cabine, no intervalo máximo de uma hora, a partir do acionamento do sistema de ar condicionado. Esta norma especifica ainda uma condição mínima de pressurização da cabine em 50 Pa e uma renovação de ar mínima de 43 m³/h no interior da cabine. A norma recomenda ainda a simulação de carga térmica de radiação solar de 950 W/m² e ligação da tomada de força do trator em um dinamômetro para operação em máximo torque e potência durante o teste. As normas ISO 10263-4 (2009) - *Earth moving machinery - Operator enclosure environment - Part 4: Operator enclosure ventilating, heating and/or air-conditioning test method* e ISO 14269-2 (1997) - *Tractors and self propelled machines for agriculture and forestry - Operator enclosure environment*, também utilizam as mesmas faixas de temperatura e pressurização da norma anterior como critério de aprovação.

A norma SAE J2646 (2011) - *Cab Air-Conditioning Test Procedure - Heavy Trucks with and without Sleepers*, apresenta requisitos de aprovação para o sistema de AC um pouco mais exigentes no critério de conforto térmico desejado. Comparada às anteriores, ela utiliza um valor de 43,3 °C a 40% de UR como temperatura ambiente para a realização do teste e especificando uma queda de temperatura de no mínimo 23,9 °C ao final de uma hora de teste.

4.4.1 Preparação do sistema: tensão elétrica, vácuo, carga de óleo, faixas de rotação do compressor e pré-carga de refrigerante

A tensão mínima da fonte de alimentação do sistema (compressor e ventilador da caixa evaporadora) deve ser mantida acima 13,2 V_{CC} ao longo de toda a duração dos testes conforme estabelecido na norma SAE J2646 (2011). O ensaio será considerado inválido se o nível de tensão cair abaixo de 13,2 V_{CC}.

A quantidade de óleo no compressor foi avaliada para atender os critérios do fabricante, obtida do manual de serviço da *Sanden*. A carga de óleo desejado para os sistemas com mangueiras e tubulações de interligação longas, como o caso de caminhões e tratores, pode ser determinada com base na carga de refrigerante total, quando menor que 1600 g, e pode ser calculada pela Eq. 4.1:

$$Carga_Óleo = \left(\frac{C_{Ref} 0,06 + 66}{0,9} \right) \quad (4.1)$$

onde *Carga_Óleo* é a carga total de óleo no sistema, em ml de óleo PAG e *C_{Ref}* é a carga de refrigerante, em g.

As cargas de óleo calculadas para cargas de refrigerantes entre 800 e 1450 g são apresentadas na Tab. 4.6. O valor de carga de óleo original do compressor, de 180 ml, foi considerado suficiente para atender a relação de recirculação de óleo do sistema entre 3 a 8% para cargas de refrigerante até 1450 g.

Tabela 4-6: Carga de óleo em função da carga de refrigerante.

| REFRIGERANTE [g] | ÓLEO [ml] | REFRIGERANTE [g] | ÓLEO [ml] |
|------------------|-----------|------------------|-----------|
| 800 | 126,7 | 1150 | 150,0 |
| 850 | 130,0 | 1200 | 153,3 |
| 900 | 133,3 | 1250 | 156,7 |
| 950 | 136,7 | 1300 | 160,0 |
| 1000 | 140,0 | 1350 | 163,3 |
| 1050 | 143,3 | 1400 | 166,7 |
| 1100 | 146,7 | 1450 | 170,0 |

Para ter uma real condição do regime de trabalho do compressor em sua aplicação, foi avaliado o manual do trator que utiliza o sistema de AC estudado e também coletado dados no

próprio trator. Foram identificados no manual do trator as suas faixas de rotação de trabalho. Em marcha lenta o motor do trator gira a 850 rpm. O máximo torque do motor é alcançado a partir de 1400 rpm e sua faixa operacional média fica entre 1700 e 2000 rpm. Sua máxima rotação é de 2200 rpm. Com base nos dados da rotação do motor foi verificada *in loco* no trator a relação de transmissão entre motor. Esta relação é de aproximadamente 1:2, ou seja: para cada volta do motor o compressor gira duas voltas. A relação de rotação do compressor calculada em função da rotação do motor é apresentada na Tab. 4.7.

Tabela 4-7: Relação da rotação do compressor em função da rotação do motor.

| ROTAÇÃO DO MOTOR [rpm] | ROTAÇÃO DO COMPRESSOR [rpm] | ROTAÇÃO DO MOTOR [rpm] | ROTAÇÃO DO COMPRESSOR [rpm] |
|------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------------------------|
| 850 | 1689 | 1900 | 3774 |
| 1300 | 2582 | 2000 | 3973 |
| 1700 | 3377 | 2100 | 4172 |
| 1800 | 3576 | 2200 | 4370 |

Outro parâmetro que sofre influência da rotação do motor é o fluxo de ar através do condensador. Diferentemente dos automóveis que utilizam ventiladores acionados eletricamente, a hélice responsável pelo fluxo de ar através do condensador em tratores é acionada direta ou indiretamente pelo motor, variando assim a sua rotação e, conseqüentemente, o fluxo de ar. A Fig. (4.27a) mostra uma representação esquemática de uma típica instalação de condensador, onde o fluxo de ar atravessa o mesmo da frente para a traseira do trator. A Fig. (4.27b) mostra uma das posições de medida da velocidade do ar, onde foram medidas as velocidades em 10 diferentes pontos da área de face e calculadas a sua média aritmética simples. Foi considerada a média da velocidade para dois diferentes regimes de rotação do motor: marcha lenta a 850 rpm, que resultou em uma velocidade de face média de 4 m/s e 2200 rpm, resultando em uma velocidade média de 8,5 m/s.



Figura 4.27: Instalação do condensador (a); Pontos de medição da velocidade de face do ar no condensador (b)

Muitos problemas podem surgir devido à umidade em um sistema de ACA. Fluidos refrigerantes reagem quimicamente com a umidade, formando um ambiente ácido. O calor gerado no sistema promove ainda mais a formação deste ácido, que pode corroer todas as partes metálicas do sistema, principalmente as feitas de aço. Um vácuo adequado é a maneira mais eficiente de retirar a umidade do sistema. A ação da bomba de vácuo retira a umidade na forma de vapor a partir do sistema. O tempo necessário de vácuo depende de três fatores principais: a quantidade de umidade no sistema, a temperatura ambiente e a eficiência da bomba de vácuo. Assumindo a pressão atmosférica ao nível do mar, um sistema de AC deve ser evacuado quando a temperatura ambiente é de 15,6 °C ou superior. A umidade então irá evaporar a esta temperatura a uma pressão de 2,3 kPa absolutos (SCHNUBEL, 2012). Antes do carregamento com refrigerante o sistema foi evacuado por um período de 6 h até uma pressão de 0,81 kPa absoluto. Nesta pressão, a água evapora a uma temperatura de 4,44 °C, que é considerado suficiente.

A pré-carga de refrigerante foi feita pelo método de carregamento do refrigerante no estado líquido. Este processo é usado como uma economia de tempo, mas requer muito mais cuidado para evitar danos no compressor. Para realização deste processo foram utilizados uma balança digital Lax LX36575 de capacidade de 0 a 50 kg e precisão de ± 2 g; um conjunto de manômetros automotivo para R-134a com válvulas de registro e mangueiras de serviço de alta e baixa e outra para conexão na garrafa de refrigerante; uma garrafa de fluido refrigerante R-134a de 13,5 kg e uma garrafa de R-1234yf de 4,5 kg de capacidade. O sistema foi carregado até a pressão do sistema equalizar com a pressão da garrafa de refrigerante e registrado a massa de refrigerante que foi adicionada ao sistema. O valor da carga que foi adicionado, ou pré-carga, é o valor inicial para definição da carga ótima, que terá o processo detalhado na próxima secção.

4.4.2 Carga ótima de refrigerante

Após o sistema ser evacuado e carregado inicialmente com uma carga de 800 g de refrigerante, é utilizado o método proposto pela norma SAE J2765 (2008), para determinar a carga ideal de cada um dos dois refrigerantes estudados. As condições para determinação da carga ótima de refrigerante e o procedimento adotado é detalhado como segue:

- a) A temperatura do ar da sala deve estar estabilizada em 28 ± 2 °C;
- b) O compressor deve operar com seu deslocamento volumétrico máximo. Este valor é alcançado a partir de faixa de 3500 rpm do compressor;
- c) O compressor deverá, preferencialmente, operar em uma câmara com temperatura estabilizada em 70 °C, temperatura esta que simula o compartimento do motor à combustão onde este tipo de compressor geralmente é fixado em sua aplicação. No entanto, foi optado apenas pelo isolamento do corpo do compressor, para evitar troca de calor com o ambiente da sala de testes. Esta condição não interferirá nos resultados, visto que os testes com os dois refrigerantes serão comparativos;
- d) Temperatura de entrada de ar para o condensador T_{EAC} , de 40 ± 1 °C;
- e) Velocidade do ar na entrada do condensador de $6,4 \pm 0,18$ m/s, resultando em uma vazão de ar média de 3465 m³/h;
- f) Temperatura de entrada de ar no evaporador, T_{EAE} , de $40 \pm 0,5$ ° C, simulando a condição de operação do sistema de ACA com 100% de renovação de ar e máxima pressurização;
- g) A velocidade do ar da através do evaporador de $1,95 \pm 0,18$ m/s, resultando em uma vazão de ar média de 635 m³/h;
- h) Umidade relativa à entrada do evaporador UR_{EE} de 43 ± 3 %;
- i) As condições de funcionamento do ar condicionado são consideradas em regime permanente, sendo consideradas assim quando, durante 10 minutos, a T_{EAC} e T_{EAE} estabilizem nos valores citados em *b* e *d*, com tolerância entre ± 1 °C e $\pm 0,5$ °C, respectivamente. O sistema deve funcionar durante um mínimo de dez minutos nas condições acima antes de iniciar a coleta de dados para garantir a operação estável durante a determinação de carga;
- j) Depois de permitir a estabilização do sistema, coletar dados de registro por dez minutos. Calcular a média dos dados das leituras;

- k) Inverter a posição da garrafa de refrigerante sobre a balança e injetar refrigerante no sistema em estado vapor pelo lado de baixa pressão, em incrementos de 50 ± 5 g, para cada sequência de coleta de dados;
- l) O sistema deve ser deixado estabilizar durante um mínimo de dez minutos após a adição de carga para nova coleta de dados;
- m) O sub-resfriamento mínimo de 5 K na saída do condensador deve ser alcançado;
- n) A pressão de descarga máxima do compressor não deve exceder 1800 kPa absoluto.

A carga de refrigerante ótima é encontrada para uma carga de refrigerante mínima que fornece a maior capacidade de refrigeração e a menor temperatura de saída do ar do evaporador. Os parâmetros de pressão de descarga do compressor, P_{desc} e sub-resfriamento, ΔT_{sub} na saída do condensador devem atender os critérios estabelecidos nos itens (m) e (n), o superaquecimento do refrigerante, ΔT_{sup} na saída do evaporador operando com R-134a é sugerido manter-se entre 6 e 8 K. A Fig. (4.28) apresenta um resultado típico para a determinação de carga de refrigerante para um sistema que utiliza o R-134a, pois outros fluidos podem ter diferentes critérios.

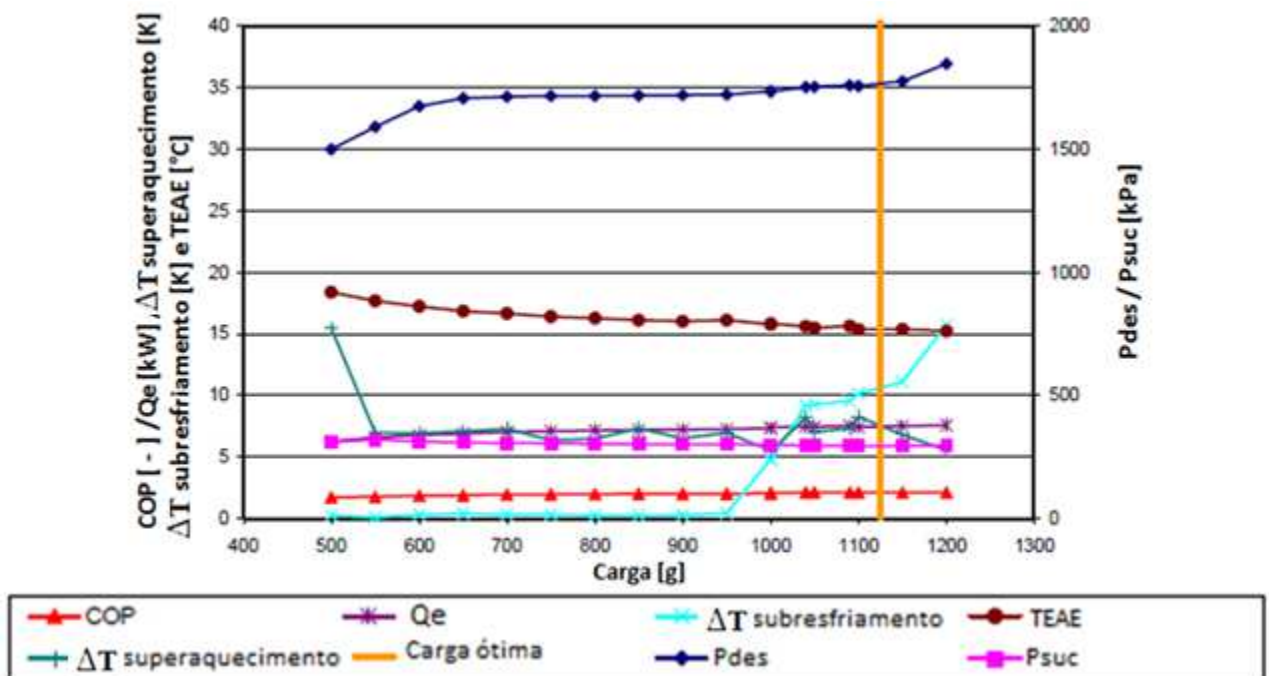


Figura 4.28: Variação dos principais parâmetros de desempenho do ACA com a carga de refrigerante R-134a.

Fonte: Adaptado de SAE J 2765 (2008).

A Tab. (4.8) apresenta a matriz de testes realizados para definição da carga ótima, os testes com cada um dos refrigerantes foram divididos em dois grupos. O grupo A1 para os testes

realizados com o R-134a e o grupo de testes B1 com R-1234yf. No total foram realizados dezesseis testes com cada um dos refrigerantes.

Tabela 4-8: Matriz de testes para definição da carga ótima de refrigerante.

| Grupo / Teste nº / Refrigerante | Grupo / Teste nº / Refrigerante | Carga de refrigerante [g] |
|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------|
| A1 / 1 / R-134a | B1 / 1 / R-1234yf | 700 ± 5 |
| A1 / 2 / R-134a | B1 / 2 / R-1234yf | 750 ± 5 |
| A1 / 3 / R-134a | B1 / 3 / R-1234yf | 800 ± 5 |
| A1 / 4 / R-134a | B1 / 4 / R-1234yf | 850 ± 5 |
| A1 / 5 / R-134a | B1 / 5 / R-1234yf | 900 ± 5 |
| A1 / 6 / R-134a | B1 / 6 / R-1234yf | 950 ± 5 |
| A1 / 7 / R-134a | B1 / 7 / R-1234yf | 1000 ± 5 |
| A1 / 8 / R-134a | B1 / 8 / R-1234yf | 1050 ± 5 |
| A1 / 9 / R-134a | B1 / 9 / R-1234yf | 1100 ± 5 |
| A1 / 10 / R-134a | B1 / 10 / R-1234yf | 1150 ± 5 |
| A1 / 11 / R-134a | B1 / 11 / R-1234yf | 1200 ± 5 |
| A1 / 12 / R-134a | B1 / 12 / R-1234yf | 1250 ± 5 |
| A1 / 13 / R-134a | B1 / 13 / R-1234yf | 1300 ± 5 |
| A1 / 14 / R-134a | B1 / 14 / R-1234yf | 1350 ± 5 |
| A1 / 15 / R-134a | B1 / 15 / R-1234yf | 1400 ± 5 |
| A1 / 16 / R-134a | B1 / 16 / R-1234yf | 1450 ± 5 |

4.4.3 Influência da rotação do compressor e das diferentes temperaturas de entrada de ar no evaporador

O procedimento dos testes experimentais comparativos do sistema de AC foi desenvolvido procurando simular de maneira mais representativa as condições reais de aplicação do sistema e já explicados seção 4.4. As condições controladas durante os testes são:

- A temperatura do ar da sala deve estar estabilizada em 28 ± 2 °C;
- Temperatura de entrada de ar para o condensador, T_{EAC} , deve ser de 35 ± 1 °C;
- Velocidade do ar na entrada do condensador de $5,8 \pm 0,18$ m/s, resultando em uma vazão de ar média de 3.100 m³/h;
- Temperatura de entrada de ar no evaporador, T_{EAE} , de 20 e $30 \pm 0,5$ °C, simulando condições em que o ar condicionado trabalha em modo de recirculação de ar e $35 \pm 0,5$ °C, simulando condição de renovação de ar e pressurização máximos;

- e) A velocidade do ar da através do evaporador de $1,8 \pm 0,18$ m/s, resultando em uma vazão de ar média de 600 m³/h;
- f) Umidade relativa à entrada do evaporador, UR_{EE} , de 43 ± 3 %.
- g) As condições de funcionamento do ar condicionado são consideradas em regime permanente, sendo consideradas assim quando, durante 10 minutos, a T_{EAC} e T_{EAE} estabilizem nos valores citados em *b* e *d*, com tolerância entre ± 1 °C; e $\pm 0,5$ °C, respectivamente;
- h) Depois da estabilização do sistema, coletar dados de registro por 10 minutos e calcular a média dos dados das leituras;
- i) Coletar dados de temperatura, pressão e vazão mássica com frequência de uma medição a cada 5 segundos.

A Tab. (4.9) apresenta a matriz de testes realizados para avaliar a influência da variação da velocidade do compressor e das diferentes temperaturas de T_{EAE} .

Tabela 4-9: Matriz de testes com diferentes velocidades do compressor e temperaturas de entrada de ar no evaporador.

| Grupo / Teste nº / Refrigerante | Grupo / Teste nº / Refrigerante | Rotação [rpm] / T_{EAE} [°C] | Condição simulada de operação |
|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|
| A2 / 1 / R-134a | B2 / 1 / R-1234yf | 1500 / 35 | 100% de Renovação de ar |
| A2 / 2 / R-134a | B2 / 2 / R-1234yf | 2500 / 35 | 100% de Renovação de ar |
| A2 / 3 / R-134a | B2 / 3 / R-1234yf | 3000 / 35 | 100% de Renovação de ar |
| A2 / 4 / R-134a | B2 / 4 / R-1234yf | 3500 / 35 | 100% de Renovação de ar |
| A2 / 5 / R-134a | B2 / 5 / R-1234yf | 1500 / 30 | Mínima recirculação de ar |
| A2 / 6 / R-134a | B2 / 6 / R-1234yf | 2500 / 30 | Mínima recirculação de ar |
| A2 / 7 / R-134a | B2 / 7 / R-1234yf | 3000 / 30 | Mínima recirculação de ar |
| A2 / 8 / R-134a | B2 / 8 / R-1234yf | 3500 / 30 | Mínima recirculação de ar |
| A2 / 9 / R-134a | B2 / 9 / R-1234yf | 1500 / 20 | Máxima recirculação de ar |
| A2 / 10 / R-134a | B2 / 10 / R-1234yf | 2500 / 20 | Máxima recirculação de ar |
| A2 / 11 / R-134a | B2 / 11 / R-1234yf | 3000 / 20 | Máxima recirculação de ar |
| A2 / 12 / R-134a | B2 / 12 / R-1234yf | 3500 / 20 | Máxima recirculação de ar |

4.4.4 Tratamento de dados

A seguir, serão apresentados os modelos utilizados para os cálculos, suas normas de referência, simplificações e condições de contorno utilizadas para o tratamento dos dados medidos. Para os cálculos utilizados, foram adotadas as seguintes condições:

- a) A umidade relativa do ar na entrada do evaporador é mantida constante;
- b) Foram desprezadas as perdas térmicas pelas paredes do calorímetro e do túnel de vento;
- c) Calor específico constante, no lado do ar;
- d) O processo de expansão é considerado adiabático e isoentálpico;
- e) Foram desprezadas as variações de energia cinética e potencial;
- f) As vazões de ar do túnel de vento e do calorímetro foram calculadas a partir dos dados medidos da variação de pressão na placa de bocais, TBS e TBU do ar, da pressão atmosférica e dos diâmetros dos bocais. O procedimento de cálculo segue o proposto na norma ANSI/ASHRAE 51-1999;
- g) As entalpias dos refrigerantes R-134a e R-1234yf foram obtidos a partir de software REFPROP v.9 (LEMMON ; MCLINDEN, 2013) pela pressão e temperatura do refrigerante no estado correspondente. A fase do refrigerante para cada um dos seis pontos de medição de temperatura e pressão, conforme a Fig. (4.29), é definida comparando os valores calculados de entalpia com a entalpia do líquido e do vapor para a pressão de saturação no ponto;
- h) Foi desprezado o efeito do óleo na determinação das propriedades do refrigerante;
- i) Os dados coletados serão analisados e tratados com auxílio do software Excel e EES - *Engineering Equation Solver* e os resultados apresentados em gráficos gerados a partir destes programas.

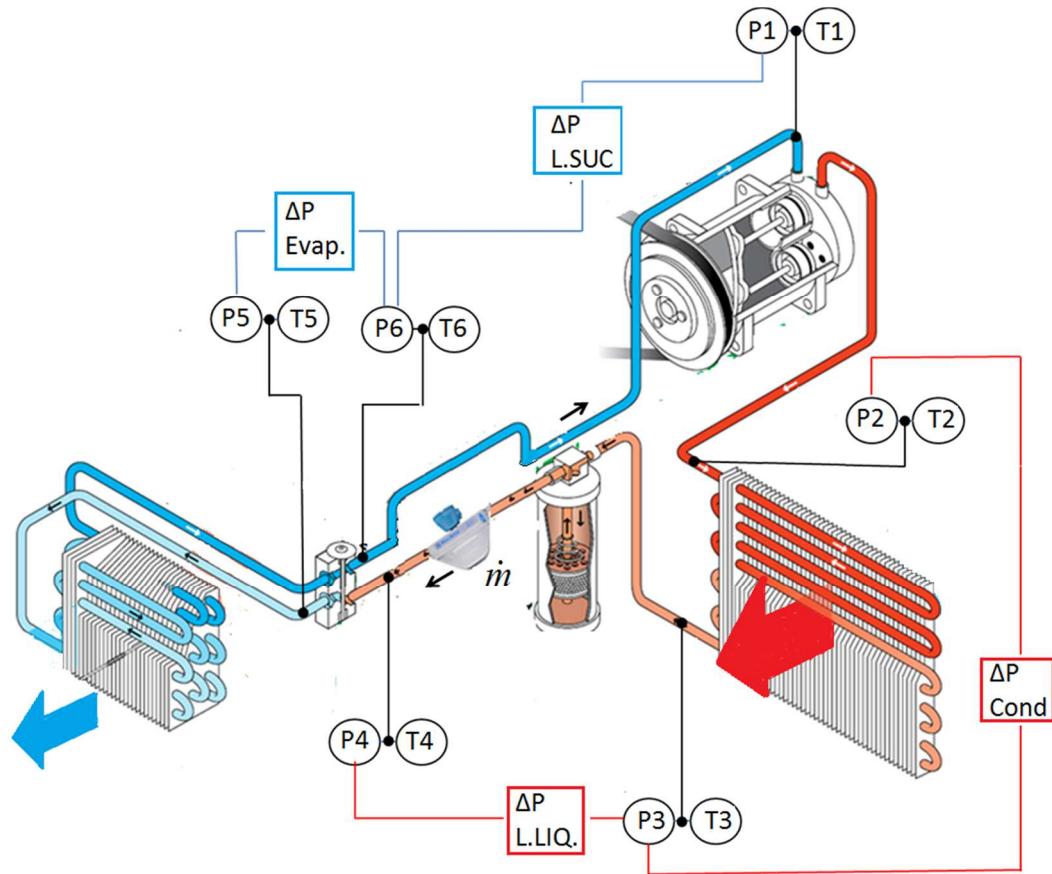


Figura 4.29: Pontos de medição de temperatura, pressão e vazão mássica de refrigerante no sistema de ACA.

A capacidade do evaporador, Q_E , é calculada pelo balanço de energia no lado do refrigerante, conforme Eq. (4.2):

$$Q_E = \dot{m}(h_5 - h_6) \quad (4.2)$$

onde \dot{m} é a taxa de massa de refrigerante do sistema, h_5 é a entalpia na entrada do evaporador e h_6 é a entalpia do refrigerante na saída do evaporador.

Na válvula de expansão o processo é considerado adiabático e isoentálpico, resultando na Eq. (4.3):

$$h_4 = h_5 \quad (4.3)$$

onde h_4 é a entalpia do refrigerante antes da válvula de expansão e h_5 é a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador, logo após a válvula de expansão.

A potência de compressão é calculada diretamente pelo balanço de energia no compressor, conforme a Eq. (4.4):

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

onde h_1 é a entalpia do refrigerante na entrada do compressor e h_2 é a entalpia na saída do compressor. Embora este valor não represente a potência realmente consumida pelo compressor para o fim de comparação entre os dois refrigerantes este método apresenta um melhor resultado, pois não estará levando em conta as ineficiências provenientes da variação da rede elétrica e as perdas do acoplamento entre motor elétrico e compressor.

O coeficiente de performance do ciclo, COP , é calculado pela Eq. (4.5):

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} \quad (4.5)$$

O sub-resfriamento do refrigerante, ΔT_{sub} , é a diferença entre a temperatura de saída do refrigerante do condensador e a temperatura de saturação do refrigerante na pressão do condensador, dado por:

$$\Delta T_{sub} = T_{sat_P3} - T_3 \quad (4.6)$$

onde T_{sat_P3} é a temperatura de saturação do refrigerante e T_3 é a temperatura do refrigerante na saída do condensador.

O superaquecimento, ΔT_{sup} , é a diferença entre a temperatura de saída do refrigerante do evaporador e a temperatura de saturação do refrigerante na pressão do evaporador e é calculado pela Eq. (4.7):

$$\Delta T_{sup} = T_6 - T_{sat_P5} \quad (4.7)$$

onde T_6 é a temperatura do refrigerante na saída do evaporador e T_{sat_P5} é a temperatura de saturação do refrigerante com base na pressão de saturação no evaporador.

A perda de pressão no condensador, ΔP_{cond} , no evaporador, ΔP_{evap} , e na linha de sucção, ΔP_{suc} , são medidas diretamente por medidores de pressão diferencial.

A diferença de entalpia no evaporador é calculada pela entalpia de entrada e saída do evaporador, conforme Eq. (4.8):

$$\Delta h_{evap} = h_6 - h_5 \quad (4.8)$$

A relação de compressão, ou taxa de compressão, é a razão entre as pressões de descarga e de sucção do compressor, e é calculada pela Eq. (4.9):

$$R_{Comp} = \frac{P_{desc}}{P_{suc}} \quad (4.9)$$

onde R_{Comp} é a relação de compressão, P_{suc} é a pressão absoluta de sucção do compressor e P_{desc} é a pressão absoluta de descarga do compressor.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

Os testes experimentais executados foram divididos em dois grupos onde primeiramente verificou-se a carga ideal de cada um dos refrigerantes em condições extremas de aplicação do sistema de ACA. Após estabelecidas estas cargas, o comportamento do sistema foi avaliado para ambos os refrigerantes mediante a simulação de condições usuais de sua aplicação, variando a rotação do compressor e a temperatura de entrada do ar no evaporador. Os dados medidos de temperatura, pressão, potência elétrica e vazão de ar e de refrigerante foram utilizados para comparações diretas e indiretas através da metodologia apresentada no capítulo 4. Os resultados são apresentados e discutidos a seguir.

5.1 COMPARAÇÃO DA CARGA ÓTIMA DOS REFRIGERANTES R-134a E R-1234yf

De acordo com a Tab. 4.8, foram realizados 16 testes em regime permanente, para cada um dos refrigerantes, com diferentes cargas. A Fig. (5.1a), apresenta a variação da capacidade do evaporador, Q_E , em função da carga de refrigerante desde 700 g até 1450 g para ambos os refrigerantes. A capacidade do evaporador aumenta com o aumento da carga de refrigerante, mantendo-se relativamente constante nas cargas de refrigerante superior a 1100 g com R-134a e 1150 g para R-1234yf. Também pode ser verificado que a capacidade máxima de refrigeração se manteve relativamente constante, em torno 5,2 kW, para o R-134a e de 4,8 kW para o R-1234yf, aproximadamente 7,7% menor do que o sistema de referência com R-134a.

O resultado é semelhante ao encontrado por Zilio *et al.* (2011), que analisaram experimentalmente o *drop-in* do R-1234yf em um AC de um automóvel compacto europeu. O resultado mostrou uma menor capacidade de refrigeração para a temperatura ambiente de 35 °C. Também Navarro *et al.* (2013) analisaram experimentalmente os dois refrigerantes e encontraram um desempenho menor para o R-1234yf, em torno de 9%.

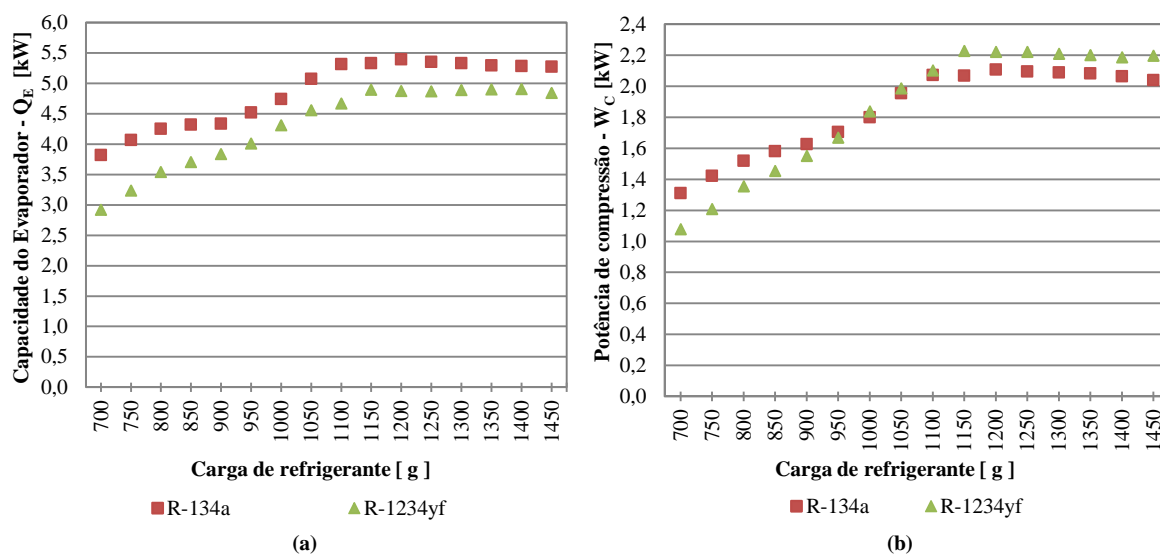


Figura 5.1: Capacidade do evaporador, Q_E (a) e potência de compressão, W_c (b) para diferentes cargas de refrigerante.

A potência de compressão, W_c , para cada carga de refrigerante é mostrada na Fig.(5.1b). A potência de compressão aumenta proporcionalmente para ambos os refrigerantes com o aumento da carga de refrigerante e é ligeiramente menor com o R-1234yf até que alcance 1100 g. Neste ponto, operando com R-134a, a potência de compressão estabiliza. Para o R-1234yf a potência continua aumentando até que se estabilize em 1150 g.

Observando novamente a Fig. (5.1a), percebe-se que a capacidade de refrigeração com R-134a também estabiliza com a carga de refrigerante de 1100 g. Isto é devido à configuração da válvula de expansão TXV, a qual é ajustada para a queda de pressão no sistema, que funciona inicialmente com este refrigerante. Zilio *et al.* (2011), propuseram um ajuste na TXV para melhorar o desempenho de refrigeração e o COP do sistema trabalhando com R-1234yf e, consequentemente, reduzindo o consumo de energia do compressor.

O COP para ambos refrigerantes e para diferentes cargas é mostrado na Fig. (5.2a). Os resultados mostram que há uma redução no COP do sistema com o aumento da carga de refrigerante. O sistema com R-1234yf mostrou um COP ligeiramente inferior, entre 7 e 14%. Este resultado é consistente com o valor encontrado por Cho *et al.* (2013), que analisaram um ACA operando em diferentes velocidades do compressor. Eles também encontraram um COP menor para o R-1234yf, em torno de 4,5%, e como uma alternativa para aumentar o desempenho do sistema, os autores testaram o sistema com a adição de um trocador de calor interno adicional, IXH. Essa mudança aumentou o valor do COP com este refrigerante e, comparado ao sistema original com R-134a, ficou somente 2,9% menor.

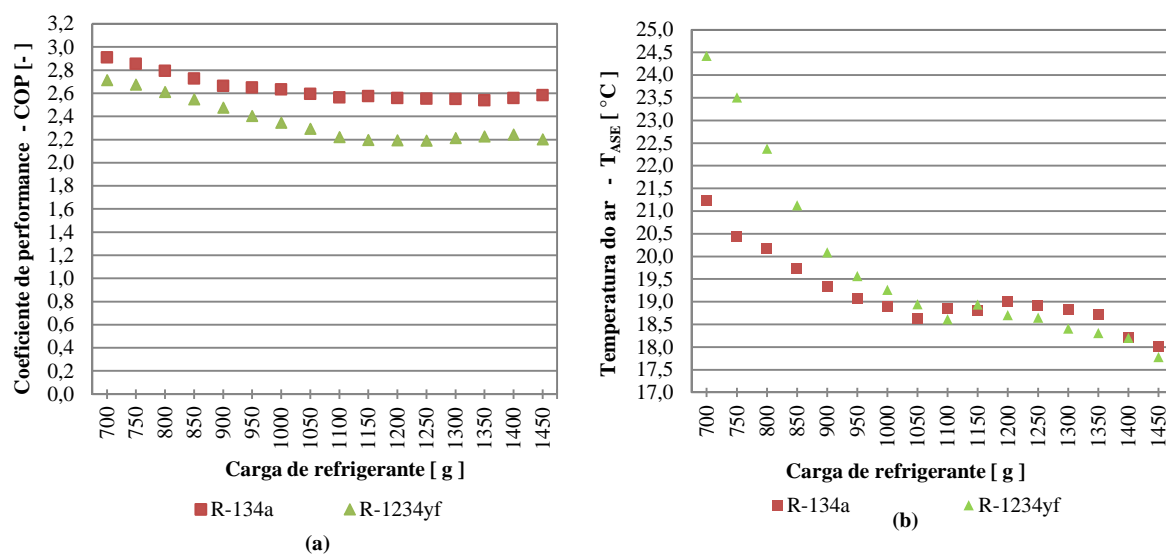


Figura 5.2: Coeficiente de performance - COP (a) e temperatura do ar na saída do evaporador- T_{ASE} (b) para diferentes cargas de refrigerantes.

O efeito da carga de refrigerante na temperatura do ar na saída do evaporador é mostrado na Fig. (5.2b). Com o aumento da carga de refrigerante a temperatura do ar na saída do evaporador diminui gradualmente, até quase estabilizar com uma variação muito baixa para cargas de refrigerante mais elevadas do que 1100 g.

A Figura (5.3a) apresenta o sub-resfriamento dos refrigerantes na saída do condensador como uma função da carga de refrigerante. O sub-resfriamento aumenta com o aumento da carga de refrigerante. Para cargas de refrigerante até 1100 g, o sub-resfriamento para o R-1234yf é um pouco maior do que para o R-134a invertendo o comportamento após este ponto. A Fig. (5.3b), apresenta o comportamento do superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, que diminui com o acréscimo da carga de refrigerante e a estabilização ocorre para o mesmo valor da carga de refrigerante, onde estabiliza o sub-resfriamento. Conforme apresentado na Figura (5.3b), o superaquecimento para o R-134a estabiliza a aproximadamente 4 K, enquanto que para o R-1234yf em cerca de 6 K. Esta diferença ocorre devido ao ajuste da válvula TXV projetada para trabalhar com R-134a.

A estabilização da Capacidade do evaporador, Q_E a partir da carga de refrigerante de 1100g ocorre em função de o sistema atingir a capacidade nominal da TXV de 1,5TR (aproximadamente 5,27kW) a partir destas cargas. Os parâmetros de potência de compressão, W_c e coeficiente de performance, COP são influenciados diretamente pela, Q_E e apresentam comportamento idêntico.

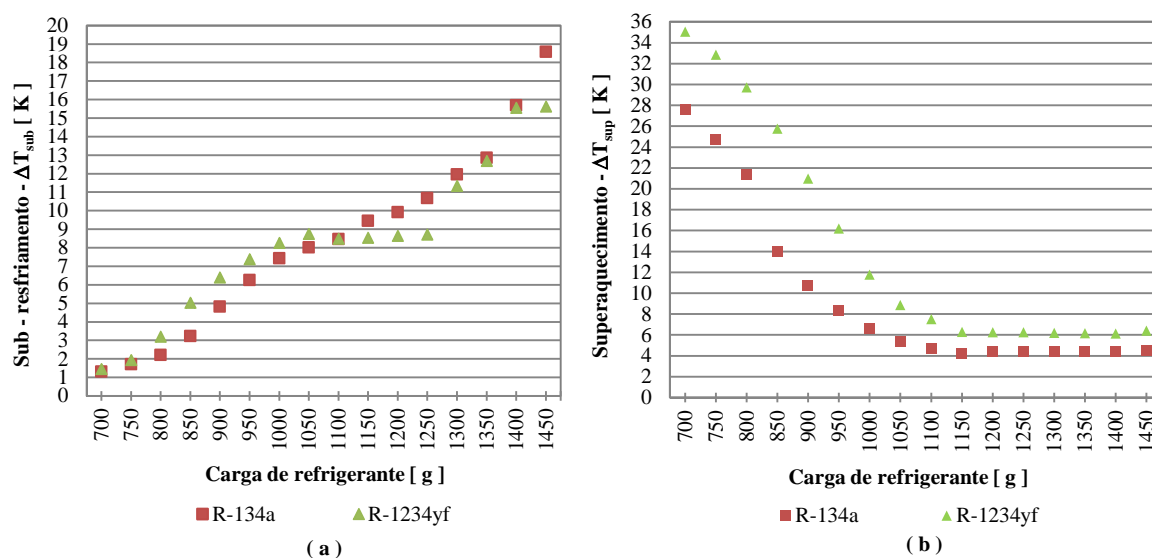


Figura 5.3: Sub-resfriamento do líquido na saída do condensador, ΔT_{sub} (a) e superaquecimento do vapor na saída do evaporador, ΔT_{sup} (b) para diferentes cargas de refrigerante.

Collins e Miller (1996), também utilizam em seu estudo um método para determinar a carga ideal de refrigerante do sistema de ACA, baseado no conceito da indústria automotiva. A otimização está focada em maximizar a capacidade do evaporador, onde a definição de carga ideal para os sistemas é aquela onde as temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do evaporador primeiro se cruzam, denominado de ponto de "cross over". Este ponto fornece ao fabricante do veículo uma indicação de que o refrigerante está em estado saturado ao longo do comprimento do evaporador. Isto implica que a vaporização está ocorrendo ao longo do evaporador e o calor está sendo transferido a partir do fluxo de ar de acordo com a entalpia de vaporização do refrigerante, ou seja, não há superaquecimento do refrigerante no evaporador, característica desejável, pois o sistema utilizado por Collins e Miller utiliza dispositivo de expansão tipo tubo de orifício. Este modelo é testado para condições de regime permanente e com condições fixas de entrada de ar no evaporador e condensador de 43,3 °C, umidade relativa de 40% e velocidade do veículo de 64,3 km/h, que propicia uma rotação constante no compressor. O ar condicionado é operado na velocidade máxima do ventilador, recirculação de ar no máximo, ajustado para a máxima capacidade de refrigeração e com as janelas do veículo mantidas abertas durante o teste. Embora o COP não seja otimizado por este processo, a capacidade de refrigeração, Q_E é maximizada.

Analisando os dados obtidos a partir do sistema experimental operando com o R-134a, que são apresentados na Fig. (5.4), a carga ótima de refrigerante é estabelecida como 1100 g,

pois com esta carga se obtém o valor máximo de Q_E , combinado com baixas temperatura de saída do ar do evaporador, T_{ASE} , e valores de COP adequados, alcançados com a mínima carga de refrigerante, valores estes adequados para otimização da capacidade de resfriamento rápido do ambiente do operador. Os valores de pressão de descarga máxima do compressor, P_{desc} , e mínimo sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador, ΔT_{sub} , estabelecidos na metodologia também são atendidos.

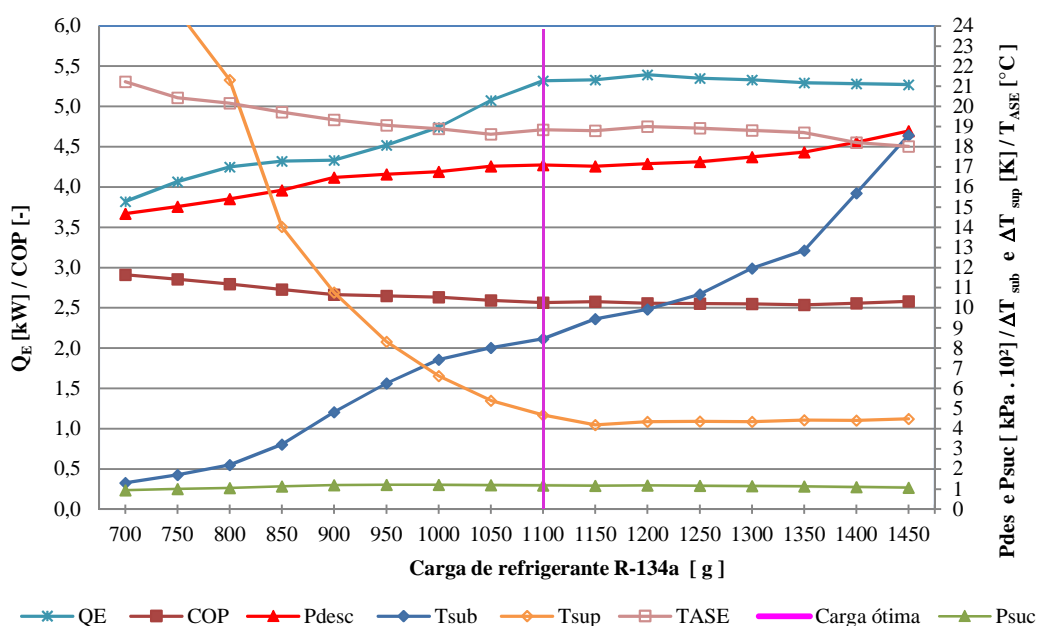


Figura 5.4: Resultados para determinação da carga ótima de R-134a

Na Fig. (5.5) se apresentam os resultados da variação dos principais parâmetros do sistema para diferentes cargas do refrigerante R-1234yf com a finalidade de verificar a condição de carga ótima. A carga de refrigerante de 1150 g se mostra a ideal neste caso, ligeiramente maior do que com R-134a. No entanto, a pressão de descarga do compressor é aproximadamente 62,3 kPa menor. A temperatura no lado do ar à saída do evaporador é 0,14 °C maior, podendo ser consideradas aproximadamente iguais.

Cho *et al.* (2013) no seu estudo do desempenho de um sistema ACA com base na sua carga ótima com o R-134a e R-1234yf encontraram um resultado diferente. A carga ótima para cada uma das duas condições de operação do sistema foi baseada na quantidade de carga em que o sistema alcançou o seu maior COP. A comparação do respectivo valor de carga ótima revelou que a quantidade de refrigerante necessária no sistema é de 750 e 675 g com R-134a e

R-1234yf, respectivamente, uma quantidade aproximadamente 10% menor. Se este trabalho utilizasse a mesma metodologia proposta por Cho *et al.* (2013), para determinação da carga ótima os resultados seriam a carga inicial de teste de ambos refrigerantes, 700 g. No entanto, a capacidade do evaporador seria a mínima verificada para ambos os refrigerantes, comprovando que o método mais indicado para satisfazer os critérios da indústria de ACA automotivo é o da otimização da capacidade do evaporador Q_E .

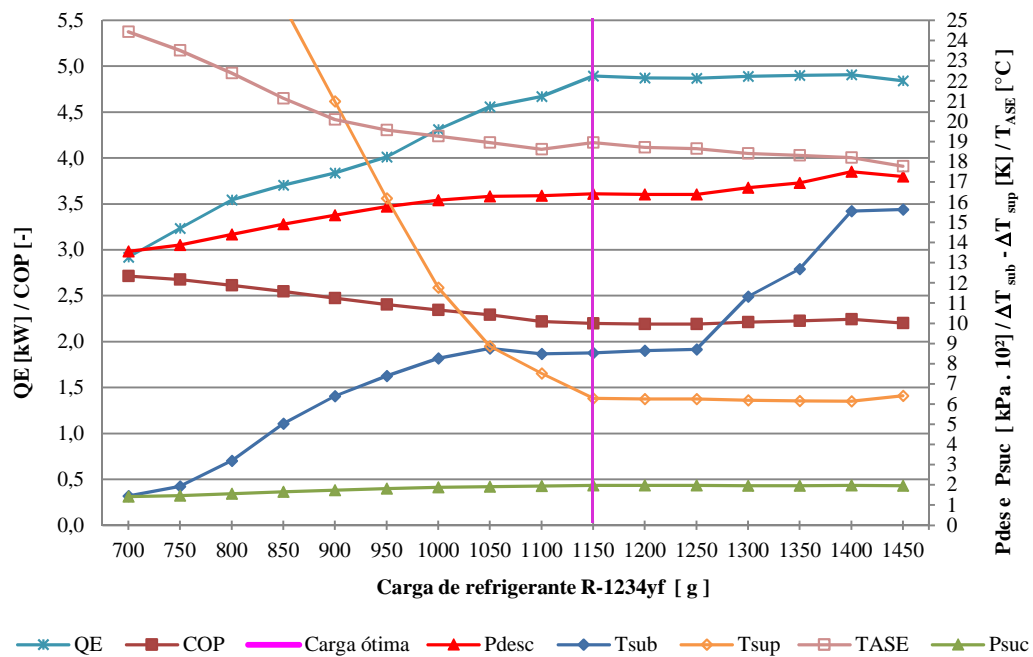


Figura 5.5: Resultados para determinação da carga ótima de R-1234yf

Os valores medidos e calculados para carga ótima de ambos os refrigerantes foram traçados em diagramas pressão vs entalpia, gerados a partir do REFPROP (LEMMON; McLINDEN, 2013).

O ciclo do sistema carregado com 1100 g de R-134a, Fig. (5.6), apresenta uma pressão de descarga do compressor, P_{desc} , de 1730 kPa, correspondendo a uma temperatura de saturação de 60,5 °C. O sub-resfriamento, ΔT_{sub} , na saída do condensador é de 8,5 K. O refrigerante entra no evaporador com um título, χ , de 26,3% e sai do evaporador com um superaquecimento, ΔT_{sup} , de 3,5 K.

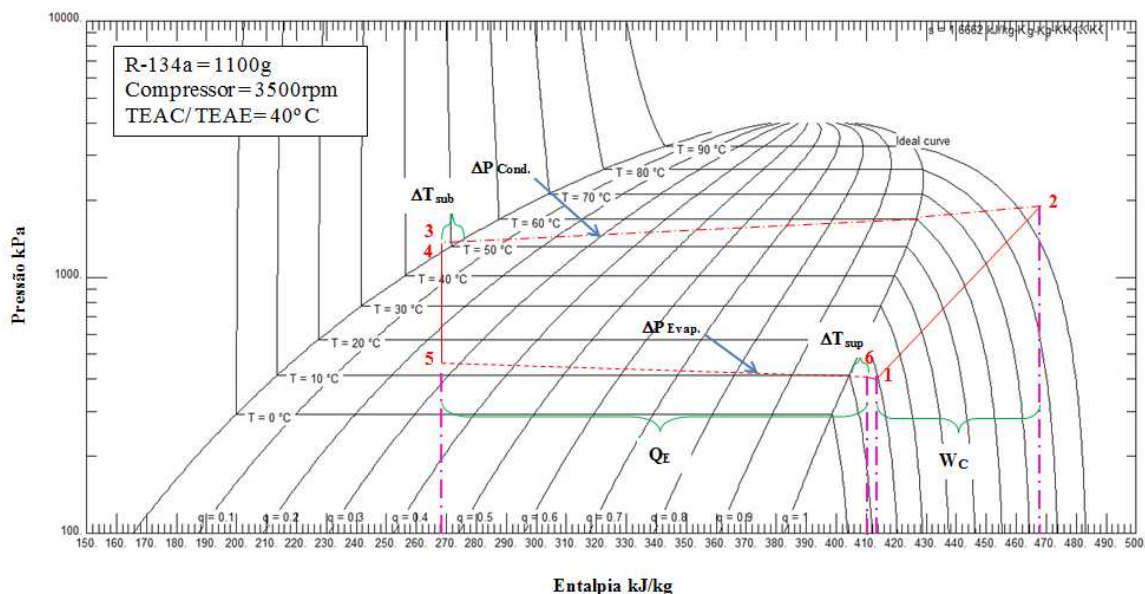


Figura 5.6: Representação do ciclo na carga ótima para o R-134a.

O ciclo do sistema carregado com 1150 g de R-1234yf, Fig. (5.7), apresenta uma pressão de descarga do compressor, P_{desc} , de 1576 kPa, uma redução de aproximadamente 9%, correspondendo a uma temperatura de saturação de 58,2 °C. O sub-resfriamento, ΔT_{sub} , na saída do condensador é de 8,5 K, o mesmo alcançado no ciclo com R-134a. O refrigerante entra no evaporador com um título, χ , de 28,1% e sai do evaporador com um superaquecimento, ΔT_{sup} , de 6 K. Combinado com o valor mais elevado do título encontrado no sistema com R-1234yf, verifica-se também uma menor variação da entalpia ao longo do evaporador, Δh_{evap} , sendo verificado aproximadamente 88 kJ/kg contra 137 kJ/kg para o R-134a.

Os dois ciclos apresentam a inclinação das linhas vermelhas pontilhadas, que representa a troca de fase do refrigerante no condensador e evaporador. Esta inclinação é causada pela perda de pressão nestes componentes. O superaquecimento entre a saída do evaporador, ponto 6 e a entrada do compressor, ponto 1, também é conhecido como superaquecimento inútil e acaba acentuando a perda de pressão ao longo desta linha. Posteriormente, este calor absorvido deverá ser rejeitado no condensador.

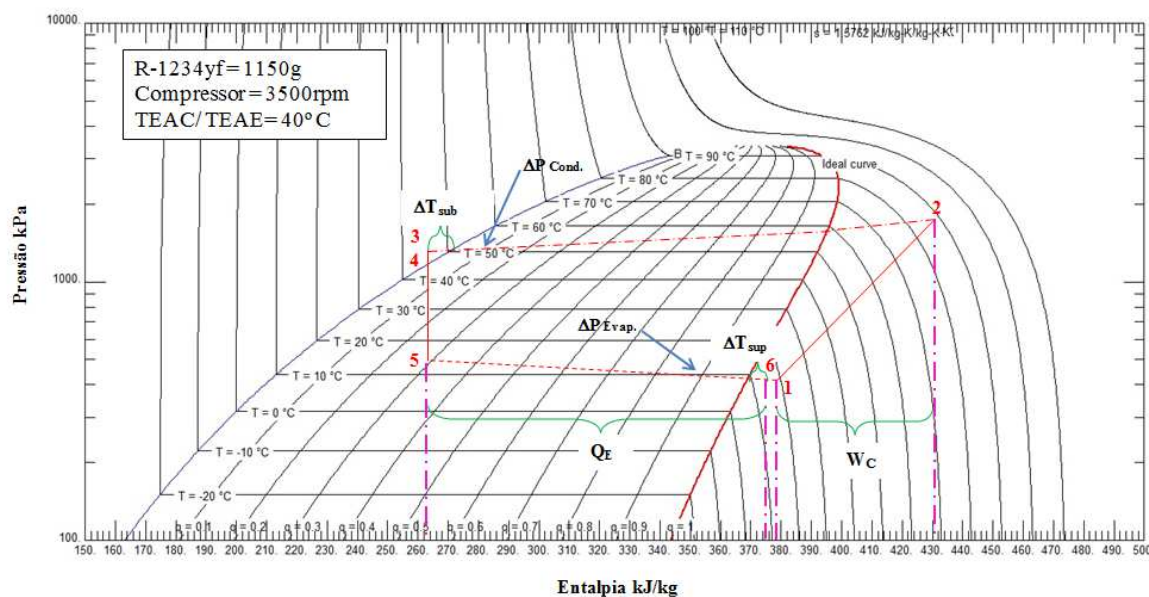


Figura 5.7: Representação do ciclo na carga ótima para o R-1234yf

5.2 EFEITOS DA VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DO COMPRESSOR E DA TEMPERATURA DO AR NA ENTRADA DO EVAPORADOR

Para a análise do efeito das diferentes faixas de velocidade do compressor e das temperaturas do ar na entrada do evaporador, o sistema foi descarregado e uma nova carga de refrigerante foi realizada, usando a carga ótima estabelecida previamente para cada um dos refrigerantes. Para este conjunto de testes, o sistema funcionou com rotações do compressor de 1500, 2500, 3000 e 3500 rpm. A temperatura do ar de entrada do condensador foi fixada em 35 °C e a vazão de ar no condensador em torno de 3050 m³/h. A vazão de ar média no evaporador com o ventilador operando na máxima velocidade é em torno de 600 m³/h e as temperaturas de entrada de ar no evaporador foram fixadas nas faixas de 20, 30 e 35 °C, simulando condições típicas da aplicação deste tipo de sistema.

5.2.1 Capacidade do evaporador, potência de compressão e COP

A Fig. (5.8) apresenta os resultados comparativos da capacidade do evaporador, Q_E , operando sob diferentes velocidades do compressor e diferentes temperaturas de entrada do ar no evaporador. Pode observar-se que em nenhum teste a capacidade do evaporador operando com R-1234yf conseguiu alcançar o mesmo desempenho que o sistema de referência. Para os

grupos de temperatura do ar de entrada do evaporador de 35 e 30 °C, a capacidade do evaporador ficou menor, entre 25 e 15 % e para a temperatura de 20°C a redução na capacidade foi mais acentuada, entre 41 e 30 %. Para todos os grupos, a rotação do compressor apresenta uma pequena influência na capacidade de refrigeração, que aumenta sutilmente em função do aumento da velocidade do compressor, este fato ocorre em função da capacidade de refrigeração do compressor ser influenciada pela sua rotação, conforme apresentado na Fig. (5.10a).

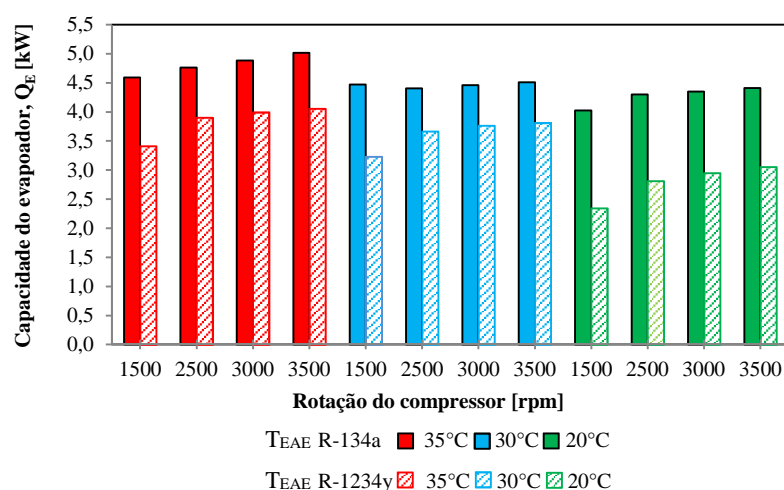


Figura 5.8: Variação da capacidade do evaporador, Q_E , com a rotação do compressor e para diferentes temperaturas do ar no evaporador.

Os resultados encontrados são similares aos encontrados por Zilio *et al.* (2011), em um estudo experimental de um sistema ACA com os mesmos refrigerantes, encontrando capacidades do evaporador com o R-1234yf inferiores ao sistema original, variando entre 12 e 20 % para temperaturas ambiente de 25 °C e 15 a 24 % para temperaturas de 35 °C. Jarall (2012), analisou experimentalmente a substituição direta do R-134a pelo R-1234yf em um sistema de AC estacionário operando com um compressor hermético de capacidade nominal de 550 W e operando a temperaturas de saturação do refrigerante no condensador de 40 e 45 °C e variando a temperatura de saturação do refrigerante no evaporador em intervalos de 5 °C, entre -5 e 15 °C. Os resultados encontrados mostraram menores capacidades no evaporador, entre 3,4 e 11,15 % e de 7,6 e 13,7% para temperaturas no condensador de 40 e 45 °C, respectivamente.

A potência de compressão, W_c , apresentada na Fig. (5.9), também é menor para os testes com o R-1234yf. Porém, neste caso, este resultado pode ser positivo ao sistema, visto que o consumo energético também reduz como pode ser visto na Fig. (5.9), observando o resultado da potência elétrica, Pot_R , consumida pelo motor trifásico que aciona o compressor, o valor

da potência elétrica consumida é maior pois não leva em conta a ineficiência da transmissão por correia entre o motor elétrico e o compressor.

Também se verifica que a potência de compressão apresenta uma forte relação com a rotação do compressor, na relação de aumento de Wc em função do aumento da rotação. Esta relação apresenta-se para ambos os refrigerantes e também para as três temperaturas de entrada de ar no evaporador.

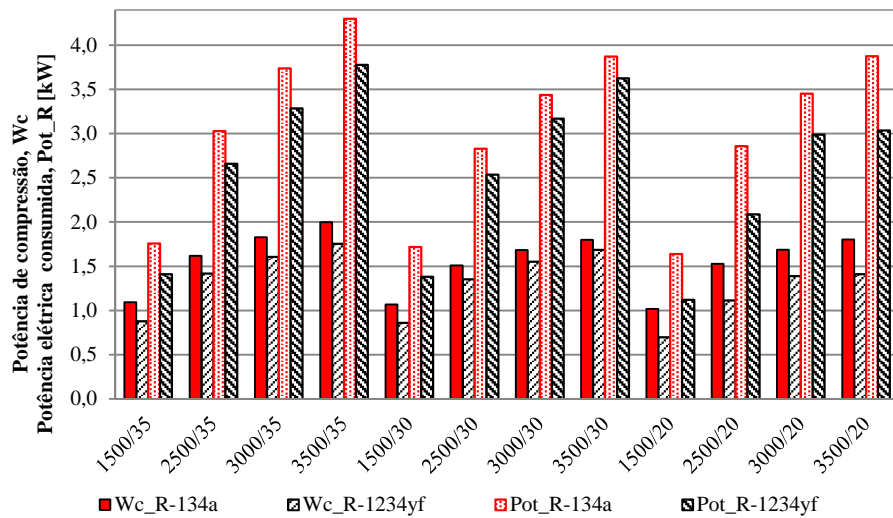


Figura 5.9: Potência de compressão, Wc , e potência elétrica consumida, Pot_R , em função da rotação e temperatura do ar no evaporador.

Esta condição pode ser explicada pela característica de funcionamento do compressor que apresenta um deslocamento fixo por rotação. Com o aumento da rotação, a taxa de refrigerante deslocado aumenta, elevando assim a sua potência de compressão. Essa característica pode ser compreendida através da análise da Fig. (5.10) das características do compressor Sanden utilizado neste estudo (SANDEN, 2016). São curvas de capacidade de refrigeração e eficiência volumétrica do compressor. Embora a eficiência volumétrica do compressor reduza com o aumento da rotação, sua taxa de deslocamento aumenta.

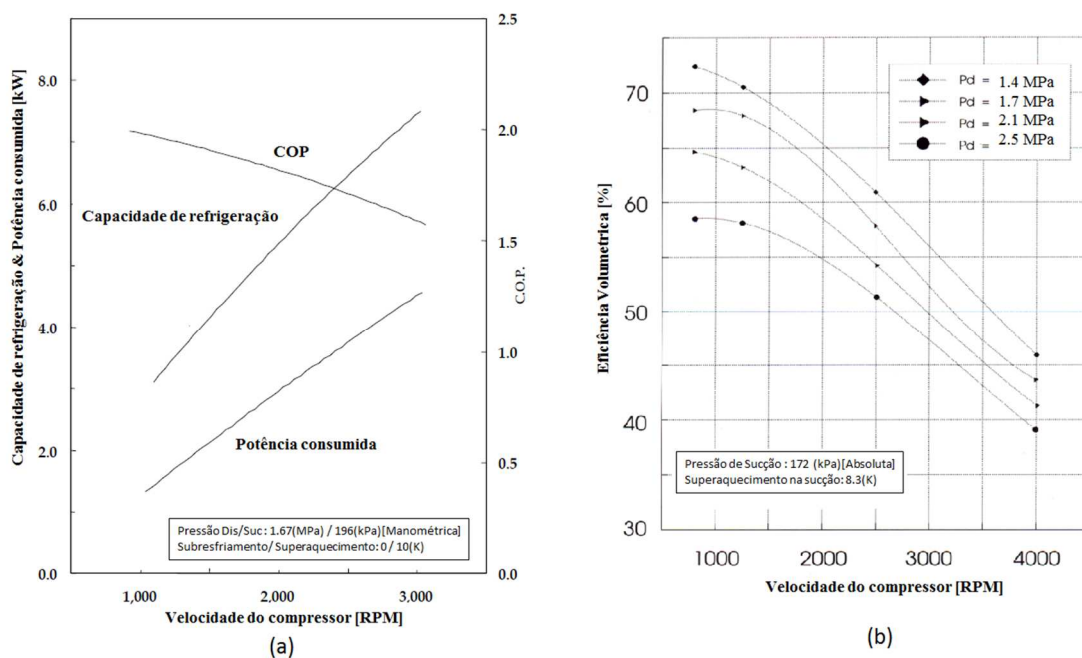


Figura 5.10: (a) Capacidade de refrigeração, potência consumida, COP e (b) Eficiência volumétrica do compressor Sanden 7H15.

Fonte: Sanden (2016).

A Fig. (5.11), apresenta a comparação do COP para ambos refrigerantes submetidos às condições de variação de rotação do compressor e temperatura do ar no evaporador. Embora as potências de compressão do sistema operando com R-1234yf sejam menores, a sua menor capacidade do evaporador acaba resultando em um menor COP para todas as condições de teste realizadas. Não é identificada uma influência considerável da temperatura do ar na entrada no COP, mantendo um gradiente similar entre os refrigerantes para as diferentes temperaturas. O sistema operando com R-1234yf apresentou um COP inferior, entre 15 e 7% menor que para o sistema com R134a. Pode também ser observada uma relação da redução do COP para ambos os refrigerantes em função do aumento da velocidade do compressor, resultado também encontrado por Datta *et al.* (2014). Observando-se novamente a Fig. (5.10), percebe-se que o COP do compressor e sua eficiência volumétrica são afetados pelo aumento da sua rotação, resultando assim na redução do COP do sistema.

Navarro *et al.* (2013) analisaram experimentalmente a substituição do R-134a pelo R-1234yf em um sistema de compressão de vapor com trocadores de calor casco e tubos com água e glicol no condensador e evaporador, respectivamente, e operando a temperaturas de condensação variando entre 60 e 40 °C e de evaporação entre -7,5 e 7,5 °C e encontraram valores de COP similares aos encontrados neste estudo. Os valores de COP com o R-1234yf foram 11 a 24% menores que para o sistema operando com R-134a. Neste mesmo trabalho foi avaliada

também a adição de um trocador de calor interno, *IHX*, ao sistema e avaliado novamente o COP, que apresentou melhora no desempenho do sistema operando com R-1234yf apresentado valores entre 6 e 17% menores que o sistema original.

Resultados menores de COP comparando sistemas em substituição direta pelo R-1234yf também foram encontrados nos trabalhos de Jarall (2012), Zilio *et al.* (2011) e Cho *et al.* (2013).

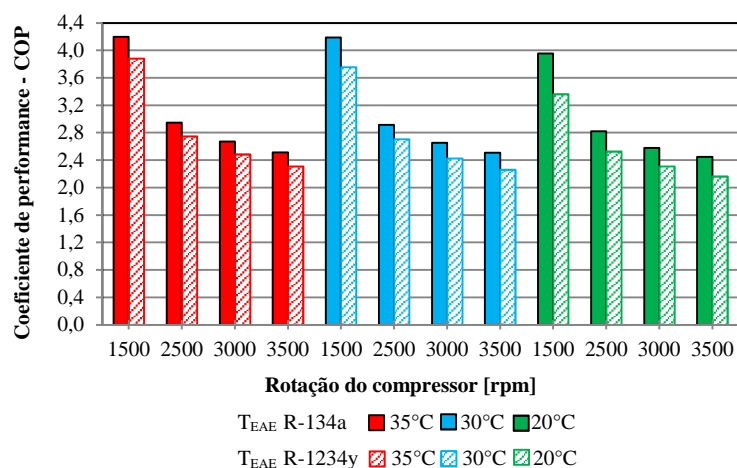


Figura 5.11: Coeficiente de performance COP em função da rotação e temperatura do ar no evaporador.

5.2.2 Superaquecimento e sub-resfriamento

Os valores do superaquecimento na saída do evaporador para ambos os refrigerantes são apresentados na Fig. (5.12). O superaquecimento para o R-134a variou apresenta um comportamento semelhante para as diferentes temperaturas de entrada do ar no evaporador. Este comportamento é esperado, visto que a válvula TXV controla o fluxo de refrigerante no evaporador através do superaquecimento na sua saída. Também pode ser observada uma elevação de aproximadamente 2 K no superaquecimento do R-134a em função do aumento da velocidade do compressor para as diferentes temperaturas de entrada do ar. Para a operação do sistema com R-1234yf observa-se uma elevação no valor do superaquecimento do refrigerante, que varia entre 8,8 e 12,1 K, e, similarmente à operação com R-134a, o grau de superaquecimento é semelhante para as diferentes temperaturas de entrada do ar. No entanto, não se observa uma variação em função da velocidade do compressor. Os resultados encontrados estão de acordo com os valores observados por Zilio *et al.* (2011), que encontraram valores maiores de superaquecimento para o R-1234yf comparado ao R-134a, entre 8 e 10 K

para faixas de temperatura do ar de entrada do evaporador de 25 e 35 °C e também verificaram pouca influência do efeito da velocidade do compressor.

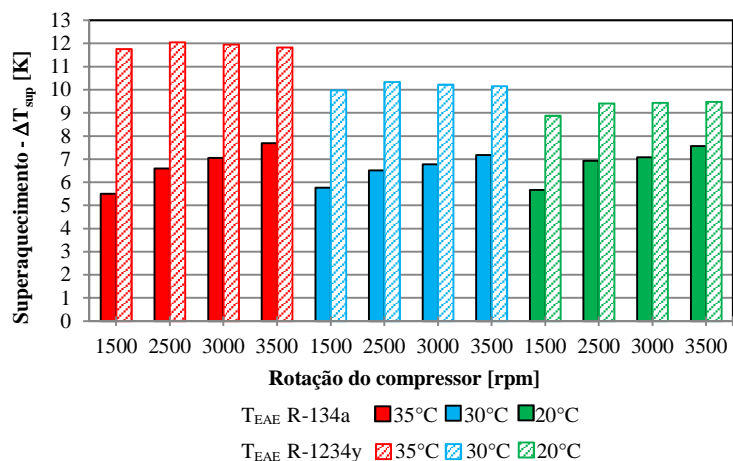


Figura 5.12: Superaquecimento na saída do evaporador em função da rotação e temperatura do ar no evaporador.

Quanto ao sub-resfriamento, para todas as condições de teste apresentadas na Fig. (5.13), o grau de sub-resfriamento alcançado pelo R-1234yf foi de 0,3 e 2 K maior que do R-134a. No teste comparativo realizado pela Sanden (SANDEN, 2008), os resultados com temperatura do ar no condensador fixada em 40 °C foram similares ao deste estudo. No entanto, para temperaturas de 25 °C, apresentou uma inversão no resultado, onde o R-134a apresentou maiores valores de sub-resfriamento do líquido na saída do condensador.

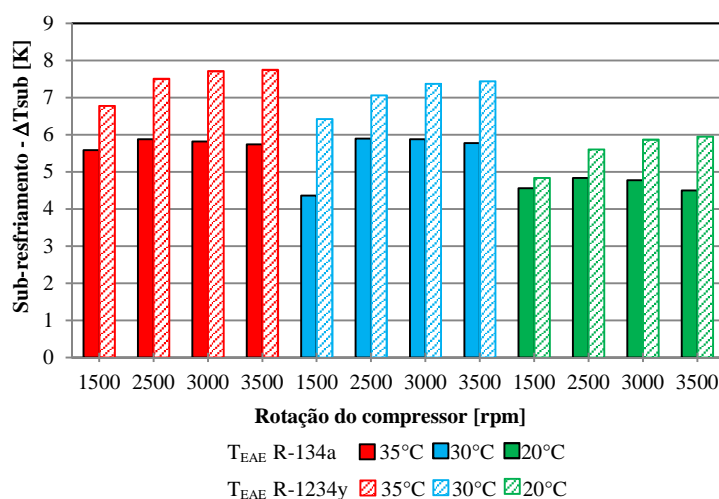


Figura 5.13: Sub-resfriamento na saída do condensador em função da rotação e temperatura do ar no evaporador.

5.2.3 Perda de pressão no condensador e no evaporador

A perda de pressão no condensador é mais acentuada no sistema operando com R-1234yf com temperatura de entrada do ar no evaporador de 35 °C, conforme os resultados apresentados na Fig. (5.14). Com o ar entrando a 30 °C, a perda de pressão mostrou-se praticamente idêntica para ambos refrigerantes. No entanto, para a temperatura de 20 °C, a tendência inverte e o R-134a apresentou uma maior perda de pressão. Resultado similar foi observado pela Sanden (2008), em análise experimental de um ACA operando a $T_{EAE}=25$ °C. Para as diferentes temperaturas de entrada do ar no evaporador, a tendência é de aumento da perda de pressão em função do aumento da velocidade do compressor. O maior valor de perda de pressão para o R-134a e R-1234yf foi de 70 e 76 kPa, respectivamente, operando a $T_{EAE} = 35$ °C e 3500 rpm e a menor de 38 e 37 kPa, respectivamente, operando a $T_{EAE} = 20$ °C e 1500 rpm.

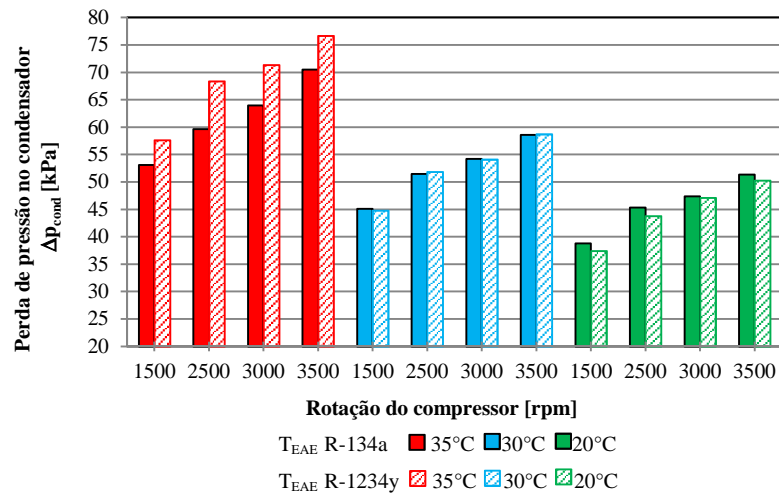


Figura 5.14: Perda de pressão no condensador em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador.

A perda de pressão para ambos os refrigerantes é mais acentuada quando se encontram no estado de vapor. No evaporador, o refrigerante entra como uma mistura com o valor do título de vapor variando entre 23 a 27% para o R-134a e entre 25 a 30% para o R-1234yf, conforme apresentado na Fig. (5.15). Na linha de sucção os refrigerantes já se encontram como vapor superaquecido para todas as condições de teste executadas.

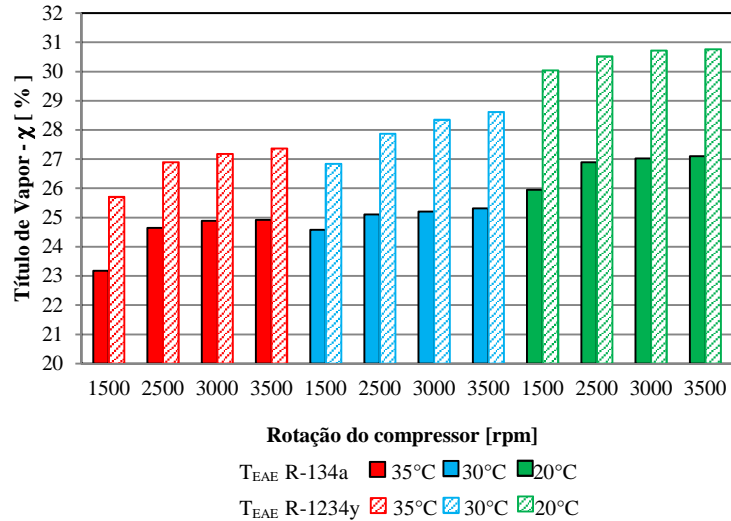


Figura 5.15: Variação do título de vapor, χ , em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador

A perda de pressão no evaporador apresentada na Fig. (5.16) é maior no sistema com R-1234yf, aumentando em função do aumento da temperatura do ar na entrada do evaporador e da velocidade do compressor. O maior valor de queda de pressão para os refrigerantes R-134a e R-1234yf foi de 145 e 160 kPa, que representa uma variação na temperatura de saturação de 12,1 e 13,5 K, respectivamente, operando a $T_{EAE} = 35$ °C e 3500 rpm e o menor de 87 e 92 kPa, que representa uma variação na temperatura de saturação de 7,7 e 8,7 K respectivamente, operando a $T_{EAE} = 20$ °C e 1500 rpm. A variação da perda de pressão entre os refrigerantes é menos acentuada para a $T_{EAE} = 20$ °C.

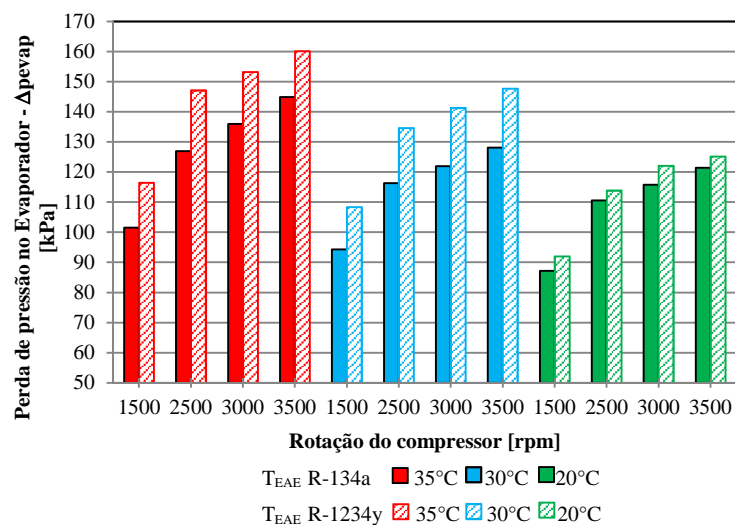


Figura 5.16: Perda de pressão no evaporador em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador.

Cho *et al.* (2013) realizaram um estudo experimental de um sistema de ACA em substituição direta do R-134a pelo R-1234yf, com foco nos trocadores de calor e na perda de pressão nestes componentes. Assim, foram analisadas as quedas de pressão e, similarmente ao resultado observado neste trabalho, eles encontraram valores maiores de queda de pressão no sistema com R1234yf.

A perda de pressão na linha de sucção, entre a saída do evaporador e a entrada do compressor, mostrado na Fig. (5.17), é maior para o R-1234yf para todas as faixas de velocidade do compressor e temperaturas, T_{EAE} . O valor máximo de perda de pressão para o R-134a e R-1234yf foi de 98 e 113 kPa, respectivamente, a $T_{EAE} = 35\text{ °C}$ e 3500 rpm e a mínima de 48 e 56 kPa, respectivamente, operando a $T_{EAE} = 20\text{ °C}$ e 1500 rpm. Spatz e Minor (2008) recomendam melhorias na linha de sucção dos sistemas de ACA operando com R-1234yf para reduzir a perda de pressão na linha de sucção e assim otimizar o superaquecimento na entrada do compressor. Estas melhorias consistem no aumento do diâmetro tubulação de sucção.

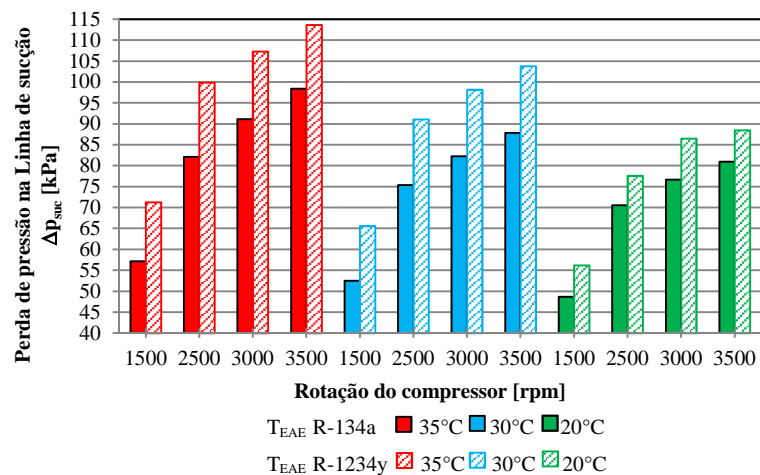


Figura 5.17: Perda de pressão na linha de sucção em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador.

A Tab. 5.1, apresenta um resumo dos resultados das perdas de pressão nos trocadores de calor e na linha de sucção em função das diferentes temperaturas do ar na entrada do evaporador, T_{EAE} . De maneira geral, a perda de pressão em todas as condições é maior na aplicação com R-1234yf, com exceções para a perda de pressão no condensador operando a $T_{EAE} = 30\text{ °C}$, que apresentou resultado igual para ambos os refrigerantes e a $T_{EAE} = 20\text{ °C}$, que apresentou maior perda de pressão operando com R-134a.

Tabela 5-1: Comparação das perdas de carga ao longo do condensador, evaporador e da linha de sucção.

| T_{EAE} | ΔP condensador | | ΔP evaporador | | ΔP linha sucção | |
|-----------|------------------------|-------------|-----------------------|---------------|-------------------------|---------------|
| | R-134a | R-1234yf | R-134a | R-1234yf | R-134a | R-1234yf |
| 35 °C | ↓ | ↑ 4 - 9 kPa | ↓ | ↑ 15 - 19 kPa | ↓ | ↑ 14 - 17 kPa |
| 30 °C | ○ 1 kPa | ○ 1 kPa | ↓ | ↑ 14 - 20 kPa | ↓ | ↑ 16 - 17 kPa |
| 20 °C | ↑ | ↓ 1 - 2 kPa | ↓ | ↑ 3 - 5 kPa | ↓ | ↑ 7 - 8 kPa |

5.2.4 Efeito das propriedades dos refrigerantes

Didion (1999), relacionou a perda de pressão nos trocadores de calor a valores elevados de viscosidade do líquido, resultando em uma menor pressão na entrada do compressor e uma pressão maior na descarga do compressor. Em função disto, a taxa de massa do refrigerante, \dot{m} é reduzida, afetando assim a capacidade do evaporador, Q_E . A massa específica do refrigerante também influencia a queda de pressão ao longo do circuito do refrigerante, bem como a capacidade do compressor. Quanto menor a massa específica do vapor, maior será a queda de pressão no condensador e no evaporador, para uma dada taxa de massa. Para um mesmo tamanho de compressor operando no mesmo regime, uma menor massa específica do vapor do refrigerante vai resultar em uma menor capacidade de refrigeração (Spatz e Motta, 2004).

A Fig. (5.18 a-b) apresenta os valores para a viscosidade do líquido, μ_{liq} e massa específica do vapor, ρ_{vapor} , para ambos refrigerantes, variando a temperatura de saturação de - 20 a 90 °C. O resultado da comparação das propriedades mostra que μ_{liq} do R-134a é maior comparada ao R-1234yf.

Os resultados experimentais da pressão de descarga do compressor no sistema operando com R-134a, Fig. (5.22), apresentam resultados similares aos propostos por Didion (1999), no entanto a taxa de massa de refrigerante, \dot{m} e a capacidade do evaporador, Q_E são maiores comparados ao R-1234yf.

Embora a massa específica do vapor, ρ_{vapor} do R-134a seja um pouco menor, os resultados experimentais das quedas de pressão ao longo do sistema, Tab. (5.1), mostram que o R-1234yf apresentou uma queda de pressão maior no evaporador e linha de sucção, o que sugere

que esta queda de pressão está também associada a outra propriedade que a influencia, a entalpia de vaporização do refrigerante.

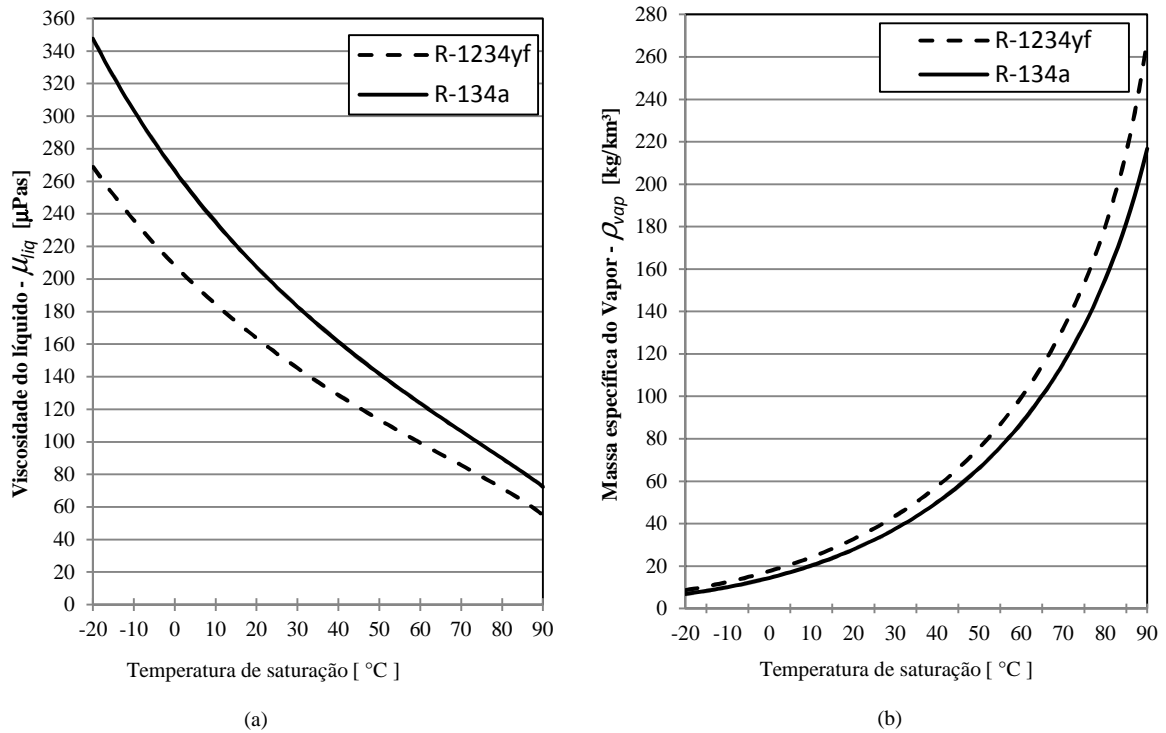


Figura 5.18: Viscosidade do líquido (a) e massa específica do vapor para o R-134a e R-1234yf.

Zilio *et al.* (2011) relacionaram a maior perda de pressão do R-1234yf verificada em seu estudo ao fato deste possuir uma menor entalpia de vaporização, comparada ao R-134a. A Fig. (5.19) apresenta a comparação da entalpia de vaporização dos dois refrigerantes para temperaturas de saturação de -20 a 90°C, mostrando que o R-1234yf realmente apresenta menores valores de entalpia de vaporização nesta faixa de temperaturas.

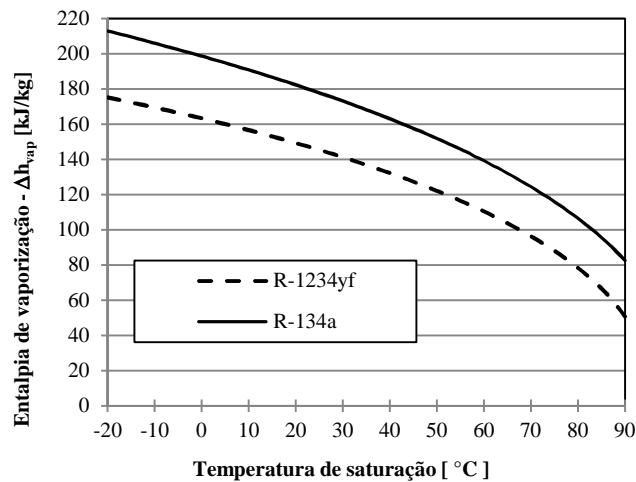


Figura 5.19: Entalpia de vaporização do R-134a e R-1234yf.

A taxa de massa do refrigerante, \dot{m} , aumenta em função do aumento da velocidade do compressor e da temperatura do ar na entrada do evaporador, T_{EAE} , conforme apresentado na Fig. (5.20a). O R-1234yf apresenta menores taxas de massa, comparado ao R-134a, com exceção da $T_{EAE} = 30^\circ\text{C}$ a 3000 e 3500 rpm, onde se verifica um valor muito próximo a do R-134a. Operando a $T_{EAE} = 20^\circ\text{C}$, acentua-se a diferença nos valores da taxa de massa do R-1234yf em relação ao R-134a.

Nos testes realizados por Zilio *et al.* (2011) e pela Sanden (2008) para T_{EAE} similares, também foram verificados valores menores de taxas de massa para o R-1234yf, comparado ao R-134a em torno de 5 a 16% e 20 a 30%, respectivamente. Este comportamento se explica em função do R-1234yf apresentar um maior superaquecimento e, conseqüentemente, uma maior perda de pressão no evaporador, pois escoar através deste como vapor por um maior comprimento da tubulação quando comparado ao R-134a.

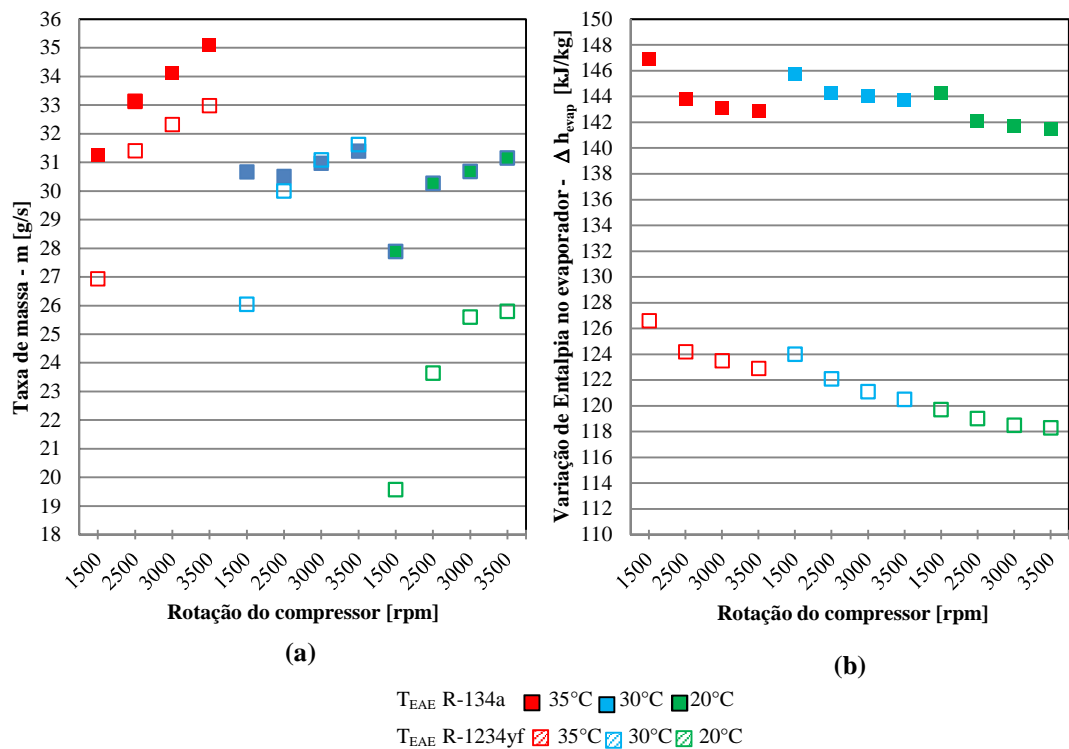


Figura 5.20: Taxa de massa, \dot{m} (a), e variação de entalpia no evaporador (b), em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador.

A diferença de entalpias entre a entrada e saída do evaporador, Fig. (5.20 b), apresenta o mesmo comportamento da curva de entalpia de vaporização dos refrigerantes, apresentados na Fig. (5.19). No entanto, esta diferença não é apenas a do valor da entalpia de vaporização dos refrigerantes na temperatura de vaporização, pois existe certo grau de superaquecimento no ponto de medição da saída do evaporador. Com o aumento da velocidade do compressor se observa uma leve redução no diferencial de entalpia, sendo reduzido também pela redução na temperatura do ar do evaporador, T_{EAE} . Entretanto, esta redução não afeta a capacidade do evaporador, Q_E , pois é compensada pelo aumento da taxa de massa, \dot{m} .

5.2.5 Pressões e relação de compressão

A Fig. (5.21) apresenta os resultados da relação de compressão para ambos refrigerantes. Verifica-se que existe uma relação entre o aumento da velocidade do compressor e o aumento da relação de compressão. A redução da temperatura T_{EAE} não influencia significativamente na elevação da relação de compressão. Praticamente não existe diferença para os valores entre ambos os refrigerantes, ficando as variações entre -1,8 e 2,7%. Contrariamente ao resultado

encontrado neste estudo, Meyer (2008) avaliando um ACA encontrou valores menores de relação de compressão para o R-1234yf.

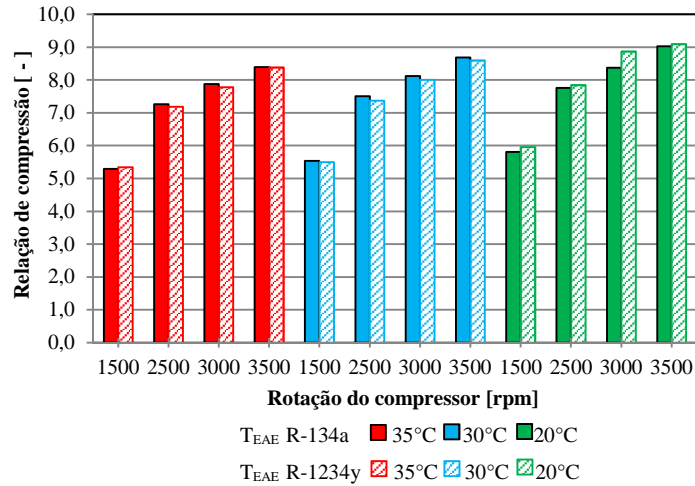


Figura 5.21: Relação de compressão em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador.

A pressão de descarga de ambos refrigerantes, apresentada na Fig. (5.22), aumenta com o aumento da velocidade do compressor e com a T_{EAE} . Na comparação dos dois refrigerantes para $T_{EAE} = 35$ °C, o R-1234yf apresenta valores de P_{desc} ligeiramente inferiores. Na $T_{EAE} = 30$ °C apresenta valores menores para as menores velocidades e maiores nas velocidades acima de 3000 rpm, enquanto que na $T_{EAE} = 20$ °C, a P_{desc} do R-1234yf apresenta valores consideravelmente menores do que o R-134a.

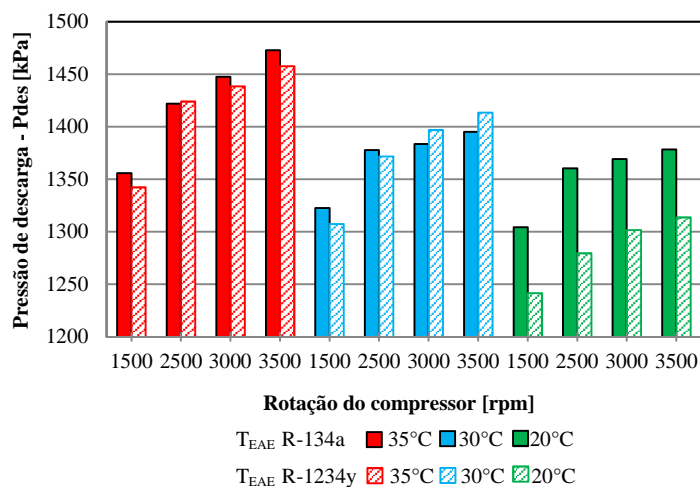


Figura 5.22: Pressão de descarga do compressor em função da rotação e da temperatura de entrada do ar no evaporador.

5.2.6 Resumo dos principais resultados encontrados

Abaixo são listados os principais resultados comparativos entre ambos os refrigerantes e relacionados com os resultados de trabalhos relacionados.

Tabela 5.2 Resultados encontrados com trabalhos relacionados

| Parâmetro | R-134a | R-1234yf | Principais observações |
|----------------------------------|-------------|-------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| Q_E [kW] (carga de refrig.) | 5,2 (1100g) | 4,8 (1150g) | Zilio et al. Q_E R-1234yf 12 a 20 % ↓ Jarall (2012)3,4 a 13,7% ↓ |
| W_c [kW] | ↑ | ↓ | W_c ↑ Em função do aumento da rpm |
| COP | ↑ | 15 -7% ↓ | Datta et al. (2014). , Navarro et al. (2013) 11 a 24% menores |
| ΔT_{sub} [K] | ↓ | 0,3 e 2 ↑ | (SANDEN, 2008), T_{EAC} 40°C resultados = T_{EAC} 25°C R-134a maior sub ΔT_{sub} |
| ΔT_{sup} [K] | 5,5 -7,7 | 8,8 - 12,1 | Não é afetado por ↑ rpm do compressor; Zilio <i>et al.</i> (2011) 8 - 10 K |
| P_{desc} [kPa] | ↑ | 9% ↓ | R-1234yf apresenta ↓ P_{desc} . |
| ΔP cond[kPa] | 38 -70 | 37 -76 | ΔP ↑ em função da rpm do compressor |
| ΔP evap [kPa] | 87 -145 | 92 -160 | Cho <i>et al.</i> (2013) sugere otimizar o evaporador para ↓ ΔP no evaporador |
| ΔP sucção[kPa] | 48 - 98 | 56 - 113 | Spatz e Minor (2008) sugerem > Ø linha sucção |
| \dot{m} | ↑ | ↓ | \dot{m} ↑ em função da rpm do compressor |
| Rel. comp. | 5,3 - 9 | 5,4 – 9,1 | ↑ em função da rpm do compressor |

6 CONCLUSÕES

Nesse trabalho foram apresentados os resultados de um estudo experimental em um sistema de ACA para aplicação em tratores agrícolas operando com o refrigerante R-134a, atualmente empregado pela indústria para aplicação neste tipo de sistema e os resultados comparativos com o refrigerante R-1234yf, escolhido como seu substituto para atender os requisitos ambientais de redução na emissão de gases causadores de efeito estufa.

Foram utilizadas as normas SAE para definição da carga de refrigerante ótima operando com ambos refrigerantes. A carga ótima tinha como objetivo a maximização da capacidade de refrigeração do sistema, atendendo os critérios de performance de resfriamento rápido do ambiente do operador.

O sistema foi submetido a condições extremas de aplicação, temperatura de entrada de ar no evaporador de 40 °C e de umidade relativa do ar de 43%, primeiramente utilizando o R-134a e depois em uma substituição direta pelo R-1234yf. Variando a cargas de refrigerante entre 700 e 1400 g, verificou-se a carga ótima com R-134a com uma quantidade de 1100 g e com o R-1234yf de 1150 g, valores muito próximos e que podem ser considerados satisfatórios no ponto de vista de similaridade de massa de refrigerante no sistema. No entanto, visto que atualmente o R-1234yf apresenta um custo mais elevado que o R-134a, a carga maior do novo fluido torna a substituição mais cara. A capacidade de refrigeração, o consumo de energia do compressor e o COP foram ligeiramente favoráveis para o sistema operando com o refrigerante original, o R-134a.

O sub-resfriamento é sutilmente superior no sistema com R-1234yf, o que é positivo, pois não requer a necessidade de alteração do condensador e garante que o refrigerante que chega à válvula de expansão esteja totalmente na fase líquida. O superaquecimento do sistema com R-1234yf também é superior para todas as quantidades de carga testadas, o que requer uma maior atenção no projeto do sistema, pois o superaquecimento em demasia pode causar carbonização do óleo, ocasionando desgaste prematuro do compressor e também perda de capacidade de refrigeração, além do aumento da potência consumida.

Na segunda etapa de testes, após a definição de uma carga ótima para o sistema operando com os dois refrigerantes, o ACA foi avaliado simulando condições de operação típicas de verão. A temperatura de entrada do ar no condensador foi fixada em 35 °C e as temperaturas de entrada de ar no evaporador foram fixadas em 20° e 30° C, simulando condições em que o ar condicionado trabalha em modo de recirculação de ar, e 35 °C, simulando as condições de máxima renovação de ar.

A capacidade de refrigeração do evaporador com o R-1234yf nos testes variando a rotação e a temperatura de entrada de ar do evaporador foi inferior ao resultado com o R-134a, entre 41 e 15% e afetada pela variação da temperatura do ar. Embora com o R-1234yf o sistema tenha apresentado uma menor potência de compressão, comparado ao R-134a, o COP do sistema operando com R-1234yf foi menor, em torno de 15 a 7%, devido à redução na capacidade do evaporador observada com R-1234yf.

Quanto ao sub-resfriamento e superaquecimento, o sistema operando com R-1234yf apresentou maiores valores em todas as condições de teste. Como o controle do superaquecimento deste ACA é realizado pela válvula TXV, o resultado remete para uma necessidade de um estudo mais aprofundado da influência deste componente sobre o sistema.

A queda de pressão ao longo do condensador apresentou valores muito próximos para ambos os refrigerantes. No entanto, a perda de pressão no evaporador e na linha de sucção apresentou valores mais elevados para o sistema operando com R-1234yf. Este fato sugere uma análise maior sobre otimização do projeto com este novo fluido.

O título do refrigerante na entrada do evaporador, observado na operação com o R-1234yf é até 3,5% maior, em todas as condições da segunda etapa de teste, o que resulta em uma menor variação da entalpia ao longo do evaporador e, conseqüentemente uma menor capacidade de refrigeração por massa de refrigerante. Somado a isso se tem ainda a menor entalpia de vaporização do R-1234yf comparada ao R-134a, que comprova os resultados encontrados.

Com base nos resultados observados neste estudo experimental pode-se concluir que o R-1234yf é uma solução apropriada para substituição ao R-134a atendendo os requisitos de limite de GWP. Embora do ponto de vista operacional o sistema de ACA operando com novo refrigerante proposto apresente uma fácil implementação, a substituição direta do R-134a pelo R-1234yf deve ser mais bem estudada para conseguir pelo menos chegar à capacidade de refrigeração alcançada com o refrigerante atualmente utilizado, redução da perda de carga no evaporador e linhas de sucção e um melhor ajuste na TXV são pontos que ficam caracterizados como pontos a serem trabalhados.

6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A necessidade de atendimento da legislação para controle dos gases de efeito estufa é uma necessidade eminente. O uso de refrigerantes em sistemas de ACA é um dos grandes

responsáveis pela emissão de gases causadores de efeito estufa na atmosfera. O desenvolvimento de novas tecnologias e soluções de engenharia para a viabilidade da migração do atual refrigerante utilizado em sistemas de ACA para novas soluções propostas pela indústria traz à tona a necessidade de contínuos estudos nesta área. Com isso são sugeridas algumas recomendações de trabalhos futuros:

- Avaliação da carga ótima de ambos refrigerantes, variando os parâmetros de operação do sistema de ACA não avaliados neste trabalho;
- Otimização da capacidade dos sistemas de ACA operando com R-1234yf, através do projeto da TXV;
- Projeto de evaporadores otimizados para operação com R-1234yf;
- Redução da perda de pressão nas linhas de sucção em sistemas operando com R-1234yf;
- Estudo da miscibilidade de óleos PAG em sistemas de ACA operando com R1234yf.

REFERÊNCIAS

- ANFAVEA. Guia Setorial da Indústria Automobilística Brasileira 2015. São Paulo: Disponível em: < <http://www.anfavea.com.br/automotiveguide.html>>. Acesso em: 08 de Dezembro de 2015.
- ANSI/ASHRAE Standard 51-1999, 2001. Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating. ASHRAE, Atlanta, USA.
- ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986, 2006. Standard method of temperature measurement. ASHRAE, Atlanta, USA
- ANSI/ASHRAE - Standard 34, 2013. Designation and Safety Classification of Refrigerants. ASHRAE, Atlanta, USA
- ASHRAE Handbook, 2009: **Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc. SI Edition Atlanta.
- ASHRAE Handbook, 2011: **HVAC: Applications**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. SI Edition Atlanta.
- ÁVILA, J. A. **Ar condicionado automotivo: Caracterização e avanços tecnológicos** – Dissertação de Mestrado profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 102f., 2002.
- BARVE, A. **Study of Low Global Warming Potential Refrigerants in Heat Pump Systems for Stationary Applications**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculty of the Graduate College of the Oklahoma State University, Stillwater, 117 f. 2012.
- BECKER, A. **Estudo de Sistemas de Controle de Umidade em Calorímetro de Avaliação de Desempenho de Evaporadores**. Projeto de Graduação. Curso de Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, RS, 2015.
- BHATTI, M. S. **Evolution of automotive Air Conditioning riding in comfort: Part II**. ASHRAE Journal. Vol. 41(8), p. 44-50, 1999.
- BITZER. **Refrigerant Report 18**, Bitzer Kuhlmaschinenbau GmbH, Sindelfingen, Germany, sep., 2014. Disponível em: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-501-18.pdf.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente (MMA). Brasília, DF, [2015]. Disponível em: < <http://www.mma.gov.br/>>. Acesso em: 08 dez. 2015.
- BROWN, J. S.; ZILIO, C.; CAVALLINI, A. **Critical Review of the Latest Thermodynamic and Transport Property Data and Models, and Equations of State for R-1234yf**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, July 12-15, 2010.
- CALM, J.M. **Refrigerant Transitions...Again**. ASHRAE-NIST Refrigerants Conference, Gaithersburg, MD, USA, 2012.

CAMPOS, S.L. **Desenvolvimento de um Sistema Climatizador Automotivo para Aquecimento e Resfriamento**. Tese de Doutorado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. PUC Rio, RJ, 119f., 2014.

CHEMOURS COMPANY. **Informações Técnicas: Propriedades termodinâmicas e de transporte, aplicações, armazenamento e manuseio HFC-134a e R-1234yf**, Disponível em: <https://www.chemours.com/businesses-and-products/fluoroproducts/>. Acesso em 20 Junho de 2016.

CHO, H.; LEE, H.; PARK, C. **Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R-1234yf**, Applied Thermal Engineering, Vol. 61, p. 563 – 569, 2013.

COLLINS, C.D.; MILLER, N.R. Experimental study of mobile air conditioning system transient behavior, Air Conditioning and Refrigeration Center (ACRC), Report ACRC TR-102, University of Illinois, 1996.

CONSTABLE, G.; SOMERVILLE, B. A. **Century of Innovation: Twenty Engineering Achievements that Transformed our Lives**, Washington DC, Joseph Henry Press / National Academies Press, 2003.

COPETTI, J. B.; MACAGNAN, M. H.; ZANATTA, M. Projeto e Otimização de um Condensador Compacto Ar – R-290. 1º Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico Líquido-Gás - EBECM. Florianópolis, SC, 2008.

DALY, S. **Automotive Air-conditioning and Climate Control Systems**, 1ª ed. Butterworth-Heinemann. EUA, 2006.

DATTA, S., P.; DAS, P. K.; SIDDHARTHA, M. **Effect of Refrigerant Charge, Compressor Speed and Air Flow Through the Evaporator on the Performance of an Automotive Air Conditioning System**, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 2014.

DEITOS, D. **Estudo Experimental do Desempenho de uma nova geometria de tubos para evaporadores de túneis de congelamento**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, RS, 88f., 2012.

DENSO. OEM Automotive Systems and Components, Climate Control Products Air Conditioner for Passenger Vehicles. Disponível em: <http://www.globaldenso.com/en/products/oem/air-conditioner-for-passenger-vehicles/>. Acesso em 20 Junho de 2016.

DIDION, A. D. **The influence of the thermophysical properties of the new ozone safe refrigerants on performance**, International Journal of Applied Thermodynamics. Vol. 2(1) p.19-35,1999.

DIRETIVA 2006/40/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 17 de Maio de 2006, relativa às emissões provenientes de sistemas de ar condicionado instalados em veículos a motor e que altera a Directiva 70/156/CEE do Conselho. Official Journal of the European Union. Disponível em: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/?uri=OJ:L:2006:161:TOC>> Acesso em: 08 de Dezembro de 2015.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. 1ª ed. São Paulo: Hemus, 2004.

GIUNTA, C.J. **Thomas Midgley, Jr., and the invention of chlorofluorocarbon refrigerants: it ain't necessarily so**. *Bulletin for the History of Chemistry*, Vol. 31, p.66-74, 2006.

HAMDAR, M.; ZOUGHAIB A.; CLODIC D. **Flow boiling heat transfer and pressure drop of pure HFC-152a in a horizontal mini-channel**. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 33(3), p.566–577, 2010.

HERTER, M. **Estudo Experimental do Desempenho de um Sistema de Ar Condicionado Automotivo**. Projeto de Graduação. Curso de Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, RS, 73f., 2013.

HILL, W. **Industry 3 Year Evaluation of low global warming potencial refrigerant HFO-1234yf**. *Mobile Air Conditioning Society - MACS*, Jan, 2010.

IGEA, **Instituto Gaúcho de Estudos Automotivos**. Disponível em: <<http://www.igea.org.br>>. Acesso em: 20 de Maio de 2010.

IPCC, 1995. **Climate Change Impacts: A Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge University, 1996.

IPCC, 2007, **Climate Change: The Physical Science Basis, Intergovernmental Panel on Climate Change**, Paris, France.

ISO 10263-4, 2009 **Earth moving machinery - Operator enclosure environment - Part 4: Operator enclosure ventilating, heating and/or air-conditioning test method**.

ISO 14269-2, 1997 **Tractors and self propelled machines for agriculture and forestry Operator enclosure environment**.

JARALL, S. **Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid**. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35(6), p. 1668–1677, 2012.

KANDLIKAR ,S.G.; GRANDE, J.W. **Evolution of Microchannel Flow Passages Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology**. ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. November, 2002, New Orleans, Louisiana.

KOBAN M. **HFO-1234yf low GWP refrigerant LCCP analysis**. SAE Technical Paper, Anais do SAE World Conference, Detroit, MI, USA, 2009.

LEMMON, M.L., McLINDEN, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP Versão 9.1, in, National Institute of Standards and Technology. Standard Reference Data Program, Gaithersburg. 2013.

LIANG, X.; XING, S.; LIN, H.; ZHUANG, R. **Experimental Investigation on Condensation Performance of Brazed Type Parallel Flow Condensers**. Conference International Refrigeration and Air Conditioning, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 2010.

MEYER, J. **R-1234yf System Enhancements and Comparison to R134a**. SAE 2008 Alternate Refrigerant Systems Symposium; Scottsdale, Arizona, USA, Junho, 2008.

MOLINA, M.J.; ROWLAND F.S. **Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone**. Nature, Vol. 249(5460), p 810-812, 1974.

NAVARRO-ESBRÍ, J.; MENDOZA-MIRANDA, J.,M. MOTA-BABILONI, A.; BARRAGÁ-CERVERA, A.; BELMAN-FLORES, J.M. **Experimental analysis of R-1234yf as a drop-in replacement for R-134a in a vapor compression system**, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, p. 870 – 880, 2013.

OOI, K.T. **Compressor Performance Comparison When Using R134 and R1234YF as Working Fluids**. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 2012.

PAPASAVVA, S.; MOOMAW, W. **Comparison between HFC-134a and Alternative Refrigerants in Mobile Air Conditioners using the GREEN-MAC-LCCP© Model**. 15^o International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, Julho, 2014.

RAVE, T.; GOETZKE, F. **Climate-friendly technologies in the mobile air-conditioning sector: A patent citation analysis**, Ifo Working Paper No. 99, Abril, 2011.

REASOR, P.; AUTE, V.; RADERMACHER, R. **Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, Julho, 2014.

RED DOT CORPORATION. **Heavy Duty Air Conditioning and Heating Service Training**, Seattle WA 98138-1270, Second Edition, 1993 disponível em: http://www.rdac.com/sites/default/files/Service%20Manual%202_0.pdf. Acesso em 20 Junho de 2016.

RED DOT CORPORATION. **How HVAC works**, Seattle WA 98138-1270, 2016, disponível em: <http://www.rdac.com/sites/default/files/How%20HVAC%20Works.pdf>. Acesso em 20 Junho de 2016.

RTOC - Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee, 2014.

RUZIC, D.; CASNJI, F. **Agricultural Tractor Cab Characteristics Relevant for Microclimatic Conditions**. Journal of Applied Engineering Science Vol.2, No.9, pg. 323-330, junho ,2011.

SAE J169, 1985. **Design guidelines for air conditioning systems for off-road operator enclosures**. SAE, Warrendale, USA.

SAE J639, 2011. **Safety Standards for Motor Vehicle Refrigerant Vapor Compression Systems**. SAE, Warrendale, USA.

SAE J1503, 2004. **Surface vehicle standard: performance test for air-conditioning, heated and ventilated off-road, self-propelled work machines**. SAE, Warrendale, USA.

SAE J2765, 2008. **Procedure for Measuring System COP [Coefficient of Performance] of a Mobile Air Conditioning System on a Test Bench**, SAE, Warrendale, USA.

SAE J2646, 2011. **Cab Air-Conditioning Test Procedure - Heavy Trucks with and without Sleepers**, SAE, Warrendale, USA.

SAE J2845, 2013 **R-1234yf [HFO-1234yf] and R-744 Technician Training for Service and Containment of Refrigerants Used in Mobile A/C Systems**, SAE, Warrendale, USA.

SANAYE, S.; E DEGHANDOKHT, M. **Thermal Modeling of Mini-Channel and Laminated Types Evaporator in Mobile Air Conditioning System**, University of Science and Technology (IUST), International Journal of Automotive Engineering Vol. 2 (2), p. 68 - 83, 2012.

SANDEN Technical Centre Europe. **GAR Test R1234yf vs. R134a on PQ35 AC loop. GmbH Am.Taubenbaum, 35 e 37**, Germany, 2008.

SANDEN. **SD Compressor service guide, setembro, 2008** disponível em: <http://www.sanden.com/objects/Sanden%20SD%20Service%20Manual.pdf>

SANDEN. **Catálogo de produtos**, disponível em: <http://www.sanden.com/catalog.html>. Acesso em 20 Junho de 2016.

SANTOS, E. O. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - USP, São Paulo, SP, 109f., 2005.

SCHNUBEL M. **Classroom Manual for Automotive Heating and Air Conditioning**, 4^a ed. Waterbury, Connecticut. EUA, 2012.

SHEN, C. C; LU, J. H. **Analysis of the Performance of the Evaporator of Automotive air Conditioning System**. International Journal of Automotive Technology. Vol.15(1), pp. 19-38, 2014.

SKARMOUTSOS I.; HUNT A.P. **Structural and Dynamic Properties of the New Alternative Refrigerant 2,3,3,3-Tetrafluoro-1-Propene (HFO-1234yf) in the Liquid State**. Journal of Physical Chemistry B. Vol. 114(51):p.17120-7, 2010.

SPATZ, M.W.; MOTTA, S.; YANA, F. **An evaluation of options for replacing HCFC22 in medium temperature refrigeration system**. International Journal of Refrigeration, Vol. 27 (5), p. 475-483, 2004.

SPATZ M.; MINOR B. **HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, Julho,. 2008.

SOUZA R. B. **Desenvolvimento de um Equipamento para Teste de Desempenho de Ar Condicionado Automotivo**. Projeto de Graduação. Curso de Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, RS, 2011.

TALLEY E. **R-1234yf Refrigerant. Presentations**. Paper 19, 2010 ICAIA Conference, OpenSIUC, Southern Illinois University, Carbondale, Illinois, EUA, 2010

TANAKA K.; HIGASHI Y. **Thermodynamic properties of HFO-1234yf (2,3,3,3-Tetrafluoropropene)**. Proceedings of the 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transport Processes of Refrigerants, Boulder, CO, USA, 2009

UNEP, 2014, Annual report 2014, United Nations Environment Programme.

US EPA. 2010. **Light-duty vehicle greenhouse gas emission standards and corporate average fuel economy standards**; Final rule. Federal Register, 75(88), 25324- 25728.

US EPA. 2011. **Protection of Stratospheric Ozone: New Substitute in the Motor Vehicle Air Conditioning Sector under the Significant New Alternatives Policy (SNAP) Program** - Final Rule Retrieved 18 March.

ZILIO C.; BROWN J.S.; SCHIOCHET G.; CAVALLINI A. **The Refrigerant R1234yf in Air Conditioning Systems**. Energy, Vol. 36, n° 10, p. 6110–6120, 2011.

.