

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Cláudia Cerutti Pereira Salazar

**INFLUÊNCIA DA CARGA DE REFRIGERANTE NO CICLO TERMODINÂMICO
DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO**

Belo Horizonte

2018

Cláudia Cerutti Pereira Salazar

**INFLUÊNCIA DA CARGA DE REFRIGERANTE NO CICLO TERMODINÂMICO
DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como parte dos requisitos para obtenção do título de mestre em engenharia mecânica.

Orientador: Sérgio de Moraes Hanriot

Belo Horizonte

2018

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

S161i Salazar, Cláudia Cerutti Pereira
Influência da carga de refrigerante no ciclo termodinâmico de um sistema de ar condicionado automotivo / Cláudia Cerutti Pereira Salazar. Belo Horizonte, 2018.
110 f.: il.

Orientador: Sérgio de Moraes Hanriot
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Automóveis - Ar condicionado. 2. Resfriamento. 3. Temperatura - Medição. 4. Termodinâmica. 5. Refrigerantes - Transporte. I. Hanriot, Sérgio de Moraes. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113.048

Ficha catalográfica elaborada por Fernanda Paim Brito– CRB 6/2999

Cláudia Cerutti Pereira Salazar

**INFLUÊNCIA DA CARGA DE REFRIGERANTE NO CICLO TERMODINÂMICO
DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais como parte dos requisitos para obtenção do título de mestre em engenharia mecânica.

Orientador: Sérgio de Morais Hanriot

Prof. Dr. Sérgio de Morais Hanriot – PUC Minas – Orientador

Prof. Dr. Gustavo Fonseca de Freitas Maia – PUC Minas – Coorientador

Prof. Dra. Cristiana Brasil Maia – PUC Minas – Examinadora interna

Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez – USP – Examinador externo

Belo Horizonte, 16 de março de 2018

Ao meu filho Bernardo.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pela força contínua para finalização do trabalho. Agradeço a Ele por ter me mostrado o caminho da oportunidade e ter me dado a coragem para iniciar essa etapa após a graduação.

À minha família agradeço pelo incentivo e torcida. Deles veio minha inquieta vontade de sempre estudar e procurar um caminho de compreensão da ciência. Nunca me fiz satisfeita com pouca informação e isso agradeço aos meus pais.

Agradeço especialmente ao meu esposo Rafael, sempre solícito, pelo incentivo nas horas mais difíceis e pela completa compreensão do que o mestrado significa para mim. Ao meu filho Bernardo, agradeço pelo amor e carinho, pois, talvez mesmo sem compreender, permitiu que me ausentasse das brincadeiras. Precisei estar bem focada para esse trabalho ser finalizado.

Elogio a Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, pela excelente graduação que me ofereceram. Foi a graduação em Engenharia Mecânica com ênfase em Mecatrônica que me despertou a intenção de continuar a estudar. E agradeço, por assim se fazer, e me proporcionar a extensão dos meus estudos.

Ao professor e orientador Sergio de Moraes Hanriot, agradeço por sempre me incentivar a terminar. Obrigada pela paciência, pelo apoio e dedicação com que me conduziu nesta jornada.

Agradeço ao Professor Gustavo Fonseca de Freitas Maia, pois sem sua ajuda seria impossível alinhar todas as minhas ideias e conclusões. Obrigada pela colaboração e paciência para responder todas as minhas dúvidas em qualquer momento.

Agradeço ao Professor e antes de tudo amigo Leonardo Vinícius Mendes Pereira, pois sem o incentivo e ajuda dele esse mestrado não teria começado. Por um acaso, ou não, estou tentando trilhar o mesmo caminho. Obrigada pelo exemplo!

Agradeço aos professores que tive na área de engenharia térmica, pois cada um em sua singularidade e disciplina, me despertaram o gosto por essa área tão maravilhosa e desafiadora.

Eu também agradeço à FCA Automóveis por todo o suporte disponibilizando os objetos e bancos de prova, essenciais para o enriquecimento do estudo. Pela bolsa de estudos em conjunto com a PUC-Minas, que foi, de fato, essencial para que eu conseguisse realizar o meu sonho de estender meus estudos!

A todos, os meus mais sinceros e calorosos agradecimentos.

“Os que se encantam com a prática sem a ciência são como os timoneiros que entram no navio sem timão nem bússola, nunca tendo certeza do seu destino”

(Leonardo da Vinci)

RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo experimental sobre a influência da variação da carga do refrigerante R-134a no comportamento do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão a vapor de um sistema de ar condicionado automotivo. A carga de refrigerante R134a foi variada desde 200g até 590g, em um teste realizado em câmara climática equipada com um rolo dinamométrico, sob condições climáticas e do veículo estabilizadas. Foi definido realizar o estudo sobre duas cargas localizadas na faixa de baixa carga, duas cargas localizadas na faixa de carga “ótima” e duas cargas localizadas na faixa de sobrecarga. Para cada condição foi avaliado o comportamento termodinâmico do ciclo, em relação aos parâmetros de sub-resfriamento e superaquecimento, pressões e temperaturas do sistema, o COP, vazão mássica e a temperatura do fluxo de ar nos difusores de ar do painel do veículo de teste. Resultados experimentais foram obtidos sobre o comportamento do ciclo, em termos de temperatura, pressão e entalpia, para diferentes cargas de fluido refrigerante. Os valores encontrados apontam para resultados qualitativos que indicam que o trabalho da válvula de expansão e do filtro secador incorporado ao condensador promovem um funcionamento do sistema com sub-resfriamento e superaquecimento equilibrados. Indicam ainda um comportamento de decréscimo da entalpia e título na entrada do evaporador em relação ao aumento da carga de refrigerante, assim como ocorre com a vazão mássica do sistema.

Palavras-chave: ar condicionado automotivo, carga de refrigerante, sub-resfriamento, superaquecimento, câmara climática, R134a.

ABSTRACT

This work presents an experimental study about the charge variation of the refrigerant R-134a in the thermodynamic cycle of refrigeration by steam compression in an automotive HVAC unit. The refrigerant R134a charge varied from 200g to 590g, in a test performed in a test cell equipped with dynamometer, with stable environment and vehicle conditions. It was defined to perform the study with two charges located at the low charge range, two charges located at the “optimal” range and 2 over charges. For each condition the thermodynamic cycle behavior was analyzed, related to the following parameters: sub-cooling and superheating, system pressure and temperatures, COP, mass flow rate and the air flow temperatures present in the panel air outlets. The experimental cycle behavior results were acquired regarding temperatures, pressure and enthalpy, for different refrigerant charges. The values found present qualitative results indicating that the TXV work and the dryer receiver incorporated to the condenser promote a balanced subcooling and superheating in the operating system. It also indicates an enthalpy and refrigerant quality decreasing behavior in the evaporator inlet in relation to the increase of the refrigerant charge, similarly to what happens with the system mass flow rate.

Key-words: Automotive air conditioning, refrigerant charge, subcooling, superheating, test cell, R134a.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Componentes de um sistema de refrigeração por compressão a vapor	41
FIGURA 2 - Gráfico Txs para um ciclo de refrigeração	44
FIGURA 3 - Caixa de distribuição de ar em corte	48
FIGURA 4 - Comando da caixa de ar	49
FIGURA 5 - Evaporador	50
FIGURA 6 - Válvula de expansão.....	51
FIGURA 7 - Compressor Pistão variável	52
FIGURA 8 - Separação de áreas do condensador	53
FIGURA 9 - Condensador automotivo com filtro integrado.....	54
FIGURA 10 - Eletroventilador equipado com convergedor	55
FIGURA 11 - Câmara climática.....	58
FIGURA 12 - Veículo preso no rolo dinamométrico	60
FIGURA 13 - Roda traseira fixada ao suporte	61
FIGURA 14 - Roda dianteira sobre o rolo dinamométrico	61
FIGURA 15 - Dispositivo para aceleração do veículo durante o teste.....	62
FIGURA 16 - Esquemático da instrumentação dos componentes do sistema de ar condicionado	64
FIGURA 17 - Gráfico Vazão mássica do refrigerante R134a x $\Delta P_{\text{evaporador}}$	68
FIGURA 18 - Gráfico $\Delta P_{\text{condensador}}$ x Vazão mássica do refrigerante R134a.....	68
FIGURA 19 - Gráfico comparativo entre a carga de refrigerante teórica conforme metodologia proposta e carga de refrigerante real introduzida pela máquina.....	70
FIGURA 20 - Gráfico referente ao comportamento do superaquecimento em relação ao aumento da carga do refrigerante	71
FIGURA 21 - Gráfico referente ao comportamento do superaquecimento após o acréscimo de carga refrigerante ao sistema	73
FIGURA 22 - Gráfico referente ao comportamento do sub-resfriamento em relação ao aumento da carga do refrigerante	74
FIGURA 23 - Gráfico Sub-resfriamento x Super aquecimento	75
FIGURA 24 - Gráfico COP x carga de refrigerante R134a	79
FIGURA 25 - Gráfico entalpia específica na entrada do evaporador x carga de refrigerante R134a.....	80

FIGURA 26 - Gráfico Título (x) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador x carga de refrigerante R134a	83
FIGURA 27 - Gráfico de vazão mássica x carga de refrigerante R134a	84
FIGURA 28 - Gráfico de rendimento volumétrico do compressor x carga de refrigerante R134a	85
FIGURA 29 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 230g	86
FIGURA 30 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 350g	87
FIGURA 31 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 440g	88
FIGURA 32 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 470g	89
FIGURA 33 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 530g	90
FIGURA 34 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 530g	91
FIGURA 35 - Gráfico da temperatura média dos difusores da cabine x carga de refrigerante R134a.....	92

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Resumo estado da arte	33
TABELA 2 - Condição de teste do ambiente	65
TABELA 3 - Condição de teste do veículo	65
TABELA 4 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 230g de refrigerante.....	76
TABELA 5 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 350g de refrigerante.....	76
TABELA 6 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 440g de refrigerante.....	77
TABELA 7 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 470g de refrigerante.....	77
TABELA 8 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 530g de refrigerante.....	77
TABELA 9 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 590g de refrigerante.....	78
TABELA 10 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 230g de refrigerante	80
TABELA 11- Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 350g de refrigerante	81
TABELA 12 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 440g de refrigerante	81
TABELA 13 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 470g de refrigerante	82
TABELA 14 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 530g de refrigerante	82
TABELA 15 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 590g de refrigerante	83
TABELA 16 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 230g de refrigerante.....	86
TABELA 17 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 350g de refrigerante.....	87

TABELA 18 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 440g de refrigerante.....	88
TABELA 19 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 470g de refrigerante.....	89
TABELA 20 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 530g de refrigerante.....	90
TABELA 21 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 590g de refrigerante.....	91
TABELA 22 - Balanço de incertezas para a medição de temperatura	102
TABELA 23 - Balanço de incertezas para a medição de pressão	103

NOMENCLATURAS E SIMBOLOGIAS

HVAC – Heating Ventilation and Air Conditioning

HFC – hidrofluorcarbonetos

HFC-134a / R-134a – Tetrafluoroetano utilizado em sistemas de ar condicionado automotivo

IHX – Internal heat exchange

COP – Coeficiente de performance

R290 – Hidrocarboneto comumente aplicado em refrigeração comercial

R22 – Clorodifluorometano, gás refrigerante para refrigeradores

R407C – Mistura de gases refrigerantes HFC

1234yf – Tetrafluoropropene, que vem substituindo o R134a em alguns países

R12 – Diclorodifluorometano utilizado em refrigeradores

PPD – Percentual de Insatisfação

PMV – *Predicted Mean Vote*

m – massa de ar dentro do habitáculo [kg/s]

AE: ar externo

AI: ar interno (ao veículo) – posição de recírculo

SPA: seletor de proveniência do ar (externo ou interno)

E: Evaporador

SM: seletor de mistura

DP: Difusor direcionador para os pés

SDI: Seletor de distribuição inferior da vazão

SDS: Seletor de distribuição superior da vazão

DS: Difusor superior (direcionamento ao para-brisa)

BF: Bocal para difusor frontal

HVAC – *Heating Ventilation e Air Conditioning*

T – Temperatura [°C]

T_H – Temperatura da região quente – temperatura da fonte quente [°C]

T_C – Temperatura da região fria – temperatura da fonte fria [°C]

s – Entropia específica [kJ/kg.K]

P – Pressão [bar]

H – Entalpia [kJ]

TXV – *Thermal Expansion Valve*

h₁ – Entalpia específica de saída do evaporador e entrada do compressor [kJ/kg]

h_2 – Entalpia específica de saída do compressor e entrada do condensador [kJ/kg]
 h_3 – Entalpia específica de saída do condensador e entrada da válvula de expansão [kJ/kg]
 h_4 – Entalpia específica de saída da válvula de expansão e entrada do evaporador [kJ/kg]
 \dot{m} – Vazão mássica do refrigerante [Kg/s]
 \dot{m}_1 – Vazão mássica entre a saída do evaporador e entrada do compressor [Kg/s]
 \dot{m}_2 – Vazão mássica entre a saída do compressor e entrada do condensador [Kg/s]
 \dot{m}_3 – Vazão mássica entre a saída do condensador e entrada da válvula de expansão [Kg/s]
 \dot{m}_4 – Vazão mássica entre a saída da válvula de expansão e entrada do evaporador [Kg/s]
 Q_{sai} – Taxa de calor transferida entre o condensador e o ambiente [W]
 Q_{entra} – Taxa de calor transferida entre o evaporador e o ambiente [W]
 \dot{W} – Taxa de potência de alimentação do compressor [W]
 ΔT – Diferença de temperatura [°C]
 F – módulo da força resistiva ao deslocamento [N]
 F_0 – coeficiente do termo de ordem zero da equação da força resistiva ao deslocamento [N]
 F_2 – coeficiente do termo de segunda ordem da equação da força resistiva ao deslocamento [N/(m/s)²]
 V – velocidade do veículo [m/s]
TR – Unidade de medida de refrigeração: Tonelada de refrigeração
 ΔP_{evap} – Perda de carga no evaporador
 ΔP_{cond} – Perda de carga no condensador
 χ – Título [%]
 C_c – Correção combinada
 U_c – Incerteza combinada
 U – Incerteza expandida

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	17
1.1	Justificativa.....	18
1.2	Objetivos	19
<i>1.2.1</i>	<i>Objetivos Específicos</i>	<i>20</i>
1.3	Escopo da dissertação	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	Sistema de ar condicionado automotivo	22
2.2	Carga de refrigerante em um sistema de refrigeração.....	23
2.3	Influência da carga de refrigerante no COP do sistema de refrigeração	25
2.4	Influência do sub-resfriamento no sistema de refrigeração.....	28
2.5	Influência do superaquecimento no sistema de refrigeração.....	31
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	40
3.1	Ciclo de refrigeração por compressão a vapor.....	41
3.2	Mistura bifásica líquido-vapor – título (χ).....	46
4	SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO AUTOMOTIVO.....	47
4.1	Refrigerante R-134a	55
5	APARATO EXPERIMENTAL	57
5.1	Características do veículo utilizado no teste.....	57
5.2	Equipamentos utilizados	57
5.3	Instrumentação utilizada	58
6	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	60
6.1	Preparação e parâmetro de teste	60
6.2	Condição de teste	64
6.3	Cálculo do COP.....	66
6.4	Cálculo do título χ do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador	69

7	RESULTADOS	70
7.1	Resultados referentes à variação da carga do refrigerante	70
7.2	Resultados referentes à variação da carga do refrigerante em relação ao superaquecimento	71
7.2.1	<i>Resultados referentes ao comportamento do superaquecimento após o acréscimo de carga refrigerante ao sistema.....</i>	<i>72</i>
7.3	Resultados referentes à variação a carga do refrigerante em relação ao sub- resfriamento	73
7.4	Resultados referentes à análise Sub-resfriamento x Super aquecimento	75
7.5	Resultados referentes à análise do COP	76
7.6	Resultados referentes à análise da entalpia específica do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador	79
7.7	Resultados referentes à análise do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador.....	80
7.8	Resultados referentes à análise da vazão mássica.....	84
7.9	Resultados referentes à análise do diagrama P-h	85
7.10	Resultados referentes à análise das temperaturas dos difusores da cabine	91
8	CONCLUSÕES.....	93
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96
	ANEXO I – ANÁLISE DE INCERTEZAS DE MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS.....	102
I.1	Introdução	102
I.2	Incerteza para a medição de temperatura.....	102
I.3	Incerteza para a medição de pressão	102
	ANEXO II – CERTIFICADOS DE CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO UTILIZADOS	104

1 INTRODUÇÃO

O sistema de climatização de um veículo, ou ar condicionado, como é mais conhecido, ou ainda sistema HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning), como é designado tecnicamente, consiste no dispositivo capaz de modificar as condições do ambiente interno, independentemente do ambiente externo (Bicalho, 2009)

Devido às temperaturas ambientais, o ar condicionado automotivo tem se tornado um opcional cada vez mais presente nos veículos, já que os consumidores buscam sempre mais conforto. Dessa forma, identifica-se a necessidade de as montadoras oferecerem um sistema de ar condicionado mais eficiente e que atenda aos consumidores mais rigorosos em termos de conforto térmico, eficiência e bem-estar acústico.

Conforme mencionam Kaynakli e Horuz (2003), o sistema em questão deixou de ser uma característica de luxo vislumbrada nos anos 70 e 80 e tornou-se um critério importante de conforto térmico na escolha, tanto para veículos leves de passeio quanto para veículos pesados de carga.

Com o crescimento da indústria automotiva, a produção em massa reduziu custos e aumentou o acesso a veículos equipados com sistema de ar condicionado. Esse crescimento da indústria também proporciona o aumento quantitativo de veículos em circulação, o que agrava o tráfego de veículos nas cidades. E cada vez mais as pessoas passam várias horas do seu dia se deslocando de um ponto a outro dentro de veículos automotivos, sendo a lazer ou a trabalho. O que não seria possível sem condições mínimas de conforto térmico no interior do veículo (entre outras condições de conforto ambiental necessárias, tais como conforto acústico, iluminação, etc.). Assim, o sistema de climatização passa a ser um forte argumento de vendas de automóveis.

Especificamente, o Brasil é um país de clima predominantemente quente, o que agrava o desconforto ao dirigir. Dessa forma, o ar condicionado pode solucionar esse incômodo, a partir da redução da temperatura interna do veículo e conseqüentemente proporcionando uma minimização do estresse térmico, o que ocasiona um aumento no nível de alerta e atenção no trânsito.

A climatização veicular deve permitir o controle da qualidade do ar e a capacidade de manutenção da visibilidade atuando através da função de desembaçamento e descongelamento do para brisa e vidros laterais do veículo, se tornando um item de segurança ativa.

O sistema de ar condicionado automotivo utiliza o conceito de operação do ciclo termodinâmico por compressão de vapor, sendo necessários para isso componentes básicos tais como fluídos refrigerantes, trocadores de calor, válvula de expansão e compressor.

Para o funcionamento do sistema é necessário o fornecimento de trabalho pelo compressor, que por sua vez utiliza a energia disponível no motor de combustão interna do automóvel através de polias e correias. Sendo assim, trabalha-se com diversos regimes de rotação no compressor, o que afeta a capacidade de refrigeração, uma vez que, a vazão de refrigerante que circula no sistema é diretamente proporcional à rotação, tornando mais um aspecto complexo para manter a temperatura interna da cabine.

Conforme Jabardo et al. (2002), o ar condicionado automotivo experimentou mudanças significativas no mundo, introduzidas pela indústria automobilística, juntamente com uma crescente popularidade entre os usuários. Duas dessas mudanças tecnológicas são dignas de nota. A primeira é o compressor de capacidade variável, enquanto que a segunda é o condensador com tubos de micro canais de fluxo paralelo feito de extrusões de alumínio. Este tipo de condensador é caracterizado por baixo peso e estoque reduzido de refrigerante, além de excelente desempenho térmico.

Apesar de diversas pesquisas e desenvolvimentos no setor de climatização, algumas dificuldades ainda persistem, como ruído incômodo, baixa eficiência do sistema em algumas condições operacionais, elevado consumo energético do veículo, peso e custo dos componentes. Dessa forma, o estudo de aplicações de dispositivos e projetos que solucionariam parte destes problemas, que possam ser aplicados em sistema automotivo de ar condicionado, é usualmente fonte de pesquisas.

Contudo, a popularização do sistema de ar condicionado automotivo ainda está condicionada à viabilização e aprimoramento dessas soluções.

O presente trabalho aprofunda o estudo do comportamento do ciclo termodinâmico com foco nos parâmetros de sub-resfriamento e superaquecimento e demais parâmetros a partir da variação da carga de refrigerante no sistema a fim de buscar um equilíbrio térmico para um eficiente funcionamento do sistema.

1.1 Justificativa

Um sistema de ar condicionado automotivo opera em uma condição otimizada se o sistema estiver completamente carregado com uma quantidade específica de refrigerante

correspondente aos componentes instalados sobre o veículo. Porém inúmeros motivos podem levar o sistema a funcionar com baixa carga ou excesso de carga, como por exemplo, vazamento de fluido refrigerante ou manutenção deficiente, o que resulta em um funcionamento desequilibrado do ciclo termodinâmico influenciando negativamente o desempenho térmico.

Em um sistema de ar condicionado automotivo com operação desequilibrada em termos termodinâmicos há desperdício de energia em algum ponto de sua operação e conseqüentemente, deficiência de energia em outro ponto do sistema. Isso pode ser claramente detectado a partir do comportamento dos parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento. A partir da análise desses parâmetros é possível compreender o comportamento do fluido refrigerante do sistema sob diversas condições de carregamento de refrigerante que influencia a performance que o sistema de ar condicionado proporciona aos ocupantes do veículo.

Quando o foco é o sistema de ar condicionado automotivo, o equilíbrio termodinâmico é muito importante, pois é um item relacionado diretamente com o custo final do veículo e o consumo de combustível. Assim, o desperdício de energia não pode ser aceito devido ao gasto desnecessário com componentes superdimensionados ou à ineficiência do sistema.

A partir da utilização de um sistema por compressão a vapor mais equilibrado do ponto de vista termodinâmico devido a carga de refrigerante do veículo adequada, busca-se o aprofundamento dos estudos de parâmetros importantes para a melhoria do conjunto, em especial as características de sub-resfriamento e superaquecimento em diferentes condições de operação.

O entendimento do que ocorre internamente ao ciclo de um sistema de ar condicionado automotivo durante uma variação da carga de refrigerante, como por exemplo, vazão mássica, COP, entalpia de entrada do evaporador, entre outras análises, é importante para a definição das melhores condições de operação do sistema.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo geral realizar estudos experimentais em um sistema de ar condicionado automotivo a partir da variação da carga de refrigerante para análise da influência nos parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento. Busca-se entender o desempenho termodinâmico do sistema funcionando com diferentes quantidades de carga de refrigerante.

1.2.1 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos que norteiam o presente trabalho são:

- Variar experimentalmente a carga de gás refrigerante de um sistema de ar condicionado automotivo;
- Avaliar os parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento e o comportamento termodinâmico do ciclo.
- Avaliar o comportamento das temperaturas e pressões, e consequentemente a entalpia, do sistema a partir da variação da carga de refrigerante.
- Calcular e avaliar o COP do sistema para as várias cargas de refrigerante do sistema.
- Avaliar a vazão mássica do sistema em relação à variação da carga de refrigerante no sistema.
- Avaliar o título do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador, a fim de verificar a condição de eficiência do evaporador.
- Para cada carga de refrigerante no sistema, ilustrar o comportamento do ciclo em um diagrama P_{xh}.
- Avaliar a temperatura do fluxo de ar nos difusores de ar do painel a fim de compreender a influência da carga do refrigerante na percepção dos ocupantes do veículo quanto ao desempenho do sistema de ar condicionado.

Para cada parâmetro avaliado, busca-se a correlação qualitativa em relação a variação da carga de refrigerante introduzida ao sistema.

1.3 Escopo da dissertação

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o sistema de ar condicionado automotivo e estudos realizados na área, assim como a aplicação da carga de refrigerante sobre o sistema e a influência que a variação da carga do refrigerante promove sobre o COP. Este Capítulo apresenta ainda estudos focados no comportamento dos parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento no ciclo termodinâmico e estudos e testes realizados

sobre bombas de calor e refrigerantes alternativos. O estado da arte também é exposto com os estudos relevantes publicados sobre o tema recentemente.

O Capítulo 3 apresenta a fundamentação teórica sobre conforto térmico, carga térmica e o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, assim como as fases desse processo, o equacionamento e diagramas para estudo do ciclo. Explicita ainda o conceito e aplicação dos parâmetros de sub-resfriamento e superaquecimento.

No Capítulo 4 é feita uma explanação sobre o ciclo de refrigeração por compressão a vapor aplicado a um sistema de ar condicionado automotivo. Cada componente em sua singularidade é exposto com suas características termodinâmicas, função no sistema e aplicação.

O Capítulo 5, por sua vez, descreve todo o aparato experimental utilizado, desde banco de teste à instrumentação aplicada ao sistema em estudo. As características do sistema de ar condicionado do veículo objeto de prova utilizado no estudo.

As alterações de carga de refrigerante realizadas durante o teste proposto e as metodologias experimentais que foram utilizadas em cada etapa da execução dos procedimentos de teste foram descritas no Capítulo 6. A preparação do objeto de prova e do banco de prova para a realização do teste foi descrita neste capítulo. Este ainda traz os métodos utilizados para cálculo do COP e do título na entrada do evaporador.

No Capítulo 7 são apresentados os resultados experimentais referentes à variação da carga do refrigerante em relação ao superaquecimento e sub-resfriamento, e a determinação dos valores que representam a carga “ótima” para o sistema. É mostrado ainda os resultados referentes à análise do COP em relação à variação da carga refrigerante e a análise do título (x) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador. Neste capítulo, os resultados de cada carga de refrigerante estudada ainda são ilustrados em um diagrama P_xh.

No Capítulo 8, por sua vez, são apresentadas as principais conclusões deste trabalho, bem como recomendações para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Na presente revisão bibliográfica são abordados os estudos sobre o sistema de ar condicionado automotivo, a influência da variação da carga de refrigerante e em particular as variáveis que caracterizam o sub-resfriamento e o superaquecimento.

2.1 Sistema de ar condicionado automotivo

O sistema de ar condicionado automotivo, conforme Ravikumar e Karwall (2005) é responsável por manter o conforto do ambiente interno do veículo efetivamente retirando calor e umidade do compartimento de passageiros para o ambiente através da circulação de refrigerante no sistema de ar condicionado.

De acordo com Yamanaka et al (1997), o sistema de ar condicionado automotivo se tornou indispensável para promover conforto e segurança. O sistema, porém, afeta o consumo de combustível devido ao funcionamento propriamente dito, uma vez que o compressor é diretamente movido pelo motor de combustão interna do automóvel.

Conforme exposto por Shen et al. (2014), a maioria dos sistemas de ar condicionado automotivo são do tipo de compressão de vapor com utilização do refrigerante HFC-134a. Tradicionalmente, o sistema de ar condicionado é movido pelo motor através de uma correia, e a relação de velocidades entre o compressor e o motor é um valor fixo. Dessa forma, a velocidade de giro do compressor, assim como o eletroventilador do condensador e do evaporador, juntamente com a abertura da válvula de expansão, são parâmetros que devem ser ajustados de acordo com a demanda de carga térmica do sistema com o objetivo de maximizar a eficiência operacional. Shen et al (2014) afirmaram ainda que se esses ajustes não forem realizados a capacidade de refrigeração e conseqüentemente a performance do sistema seriam limitadas.

As aplicações automotivas são caracterizadas pelas variações significativas de carga térmica, que dependem, entre outros fatores, do número de passageiros e das mudanças da temperatura do ambiente externo e da intensidade de radiação solar durante o dia, combinadas com o pequeno volume da cabine do automóvel. Por outro lado, o sistema de refrigeração deve proporcionar conforto em condições altamente transitórias e, ao mesmo tempo, ser compacto e eficiente. (Jabardo et al., 2002)

A eficiência do sistema de ar condicionado atualmente é um tema a ser estudado e melhorado. Especificamente, de 12 a 17% da energia total de um veículo é consumida pelo sistema de ar condicionado, e pensar em maneiras de reduzir o consumo torna-se uma questão importante para o desenvolvimento do sistema (Lambert e Jones, 2006; Khayyam et al., 2011).

Conforme Joudi et al. (2003), que estudaram a performance de um sistema de ar condicionado automotivo com refrigerantes alternativos, o COP reflete a performance do sistema. Kim et al. (2010) afirmam que os índices de desempenho importantes para um sistema de ar condicionado são a capacidade de resfriamento e o COP.

Jabardo et al. (2002) examinando o COP dos sistemas de ar condicionado em diferentes condições de funcionamento concluíram que os sistemas de compressão a vapor são amplamente utilizados devido à sua eficiência significativa aliada ao baixo volume e peso. Nesse caso, os sistemas possuem um compressor, dois trocadores de calor (condensador e evaporador) e um regulador de fluxo do refrigerante (válvula de expansão).

Ratts et al. (2000) estudaram e quantificaram as perdas ao longo do sistema de ar condicionado automotivo individualmente por componente. Essa análise termodinâmica foi apresentada por eles para determinação da performance termodinâmica do ciclo.

Em muitos casos ainda, para melhorar a eficiência do sistema de refrigeração, são acrescentados o superaquecimento e o sub-resfriamento. Comparando um sistema simples de refrigeração com um sistema que possui superaquecimento e sub-resfriamento, o efeito do refrigerante por unidade de massa é maior por um valor igual ao superaquecimento segundo Dossat (1997).

De acordo com Shen et al. (2014), recentemente, devido a melhorias em materiais e a tecnologias já existentes, o volume dos trocadores de calor tem diminuído. Nesse contexto, para aumentar o espaço no interior dos veículos, o volume do evaporador deve ser reduzido ainda mais. Em seu trabalho, os autores desenvolveram uma estratégia de controle de um sistema, simulando as condições e investigando o impacto de cada parâmetro no desempenho do evaporador.

Contudo, mesmo que a capacidade de refrigeração possa ser ajustada simultaneamente para cada alteração da carga térmica, o custo e a complexidade do sistema ainda são questões a serem consideradas, como, por exemplo, a utilização em condições severas e altas temperaturas (Shen et al. 2014).

2.2 Carga de refrigerante em um sistema de refrigeração

Durante muito tempo, o tema da carga de refrigerante no sistema de ar condicionado não era uma prioridade. Desde 1995, o padrão de refrigerante na indústria automobilística mudou de R12 para R134a devido a medidas de proteção da camada de ozônio dadas pelo protocolo de Montreal (1989) que destacou a capacidade destrutiva de alguns refrigerantes e, como o protocolo de Quioto (1997) indicou que a maioria deles contribui consideravelmente para o efeito estufa, estudos sobre a escolha do refrigerante, contenção do sistema e redução de carga tornaram-se mais numerosos.

De acordo com Vaghela (2017) o refrigerante R134a, que é amplamente utilizado nos atuais sistemas de ar condicionado do automóvel, é uma das substâncias controladas no protocolo Quioto (1997). Sendo assim, os fabricantes de automóveis responderam ao protocolo com o compromisso de melhorar os sistemas R134a, reduzindo os vazamentos.

O R-134a é um refrigerante utilizado em uma grande variedade de aplicações, inclusive como componente de muitas das misturas HFCs que existem no mercado. Permite trabalhar com pressões mais baixas do que com o resto de HFCs e é um produto eficiente do ponto de vista energético para temperaturas positivas e médias (Humia, 2017).

Conforme Vilela (2012), que estudou a simulação de refrigerantes alternativos em um sistema de ar condicionado, o fluido refrigerante sofre diversas transformações de estado durante o ciclo de compressão a vapor, permitindo a transferência de calor do recinto interno para o externo. De acordo com Bandarrra Filho (2011), o mais empregado hoje em dia para a aplicação automotiva é o hidrofluorcarbono R134a.

Para Goswami et al. (2001) em cada sistema de ar condicionado, é necessária uma quantidade específica de refrigerante para o sistema operar em condições ideais na descarga do projeto e nas pressões de sucção. E em campo, geralmente, os sistemas mostram algumas variações das condições de carga especificadas.

Humia (2017), que realizou um estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R-134a e HFO-1234yf, afirma que a utilização de uma carga de fluido maior ou menor em relação ao valor ideal, pode comprometer seriamente o funcionamento do compressor. É comum, recomendar um determinado grau de superaquecimento do fluido frigorífico na saída do evaporador, a fim de se garantir que não haverá aspiração de líquido pelo compressor, o que poderia acabar lhe danificando-o seriamente.

Conforme discutido por Porto (2010), que estudou uma metodologia para cálculo da massa de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, para se determinar a massa de fluido necessária em uma máquina de refrigeração, é comum utilizar de

métodos empíricos. Nesse método é feita uma estimativa com base nas geometrias do equipamento e, posteriormente, ajustes devem ser realizados até que se obtenham as temperaturas desejadas. Porém, a dificuldade desta prática, está no tempo gasto para obtenção do regime permanente do equipamento.

De acordo com Poggi et al. (2008) a quantidade de refrigerante de um sistema de refrigeração depende exclusivamente do volume interno dos seus componentes: tubos, trocadores de calor, compressores, receptores de líquidos e vários acessórios (bomba, válvula de expansão, filtros). Além disso, também depende das características do refrigerante, do seu estado físico e dos níveis de pressão operacional do sistema. Por isso, devem distinguir-se três casos:

- Componentes contendo refrigerante na forma monofásica (líquido ou vapor): a maioria dos tubos, compressores e filtros.
- Componentes contendo refrigerante sob duas fases completamente separadas: receptores líquidos.
- Componentes contendo refrigerante em duas fases (líquido e vapor): trocadores de calor.

Hermes et al. (2015) apresentaram um estudo teórico da possibilidade de redução da carga de refrigerante em um sistema de compressão a vapor com IHX (*Internal Heat Exchange* – um trocador de calor interno a tubulação). Dessa forma, explicaram que a variação da quantidade da carga de refrigerante em cada um dos componentes do sistema (condensador, evaporador e compressor) deve ser calculada considerando: (1) que a capacidade de refrigeração, características do compressor, e a pressão de condensação são limitadas e (2) que o ciclo possui uma carga “ótima” quando vapor saturado deixa o evaporador (para aproveitar o máximo do efeito do refrigerante), e líquido saturado sai do condensador (para garantir uma quantidade mínima de refrigerante necessária). A quantidade de refrigerante acrescentada no cálculo devido ao aumento da tubulação do sistema para empregar o IHX é pequena em relação ao ganho de redução da quantidade de refrigerante a partir da eliminação do segundo passo do condensador (substituído pelo IHX).

2.3 Influência da carga de refrigerante no COP do sistema de refrigeração

Vários estudos publicados fazem referência à influência da carga do refrigerante no COP do sistema.

Kim et al. (2010) estudaram os impactos da carga de refrigerante na performance do ar condicionado e em um sistema de bomba de calor. Os autores deixaram claro que o monitoramento contínuo do nível de carga deve levar à detecção precoce de vazamentos de refrigerante e evitar a baixa carga ou sobrecarga. Esses modos de falha citados levam a perda de eficiência e aumento de custos. Conforme os autores, em média, uma redução de carga de refrigerante em 30% reduz a capacidade de resfriamento em 7% e o COP em 9% do sistema de ar condicionado. Porém, como uma proteção ao sistema, a válvula de expansão ajusta a taxa de fluxo em massa do sistema em resposta a mudanças na carga de refrigerante.

Um trabalho de pesquisa sobre os efeitos da variação da rotação do compressor e da quantidade de carga de refrigerante na capacidade de resfriamento e COP em um sistema de ar condicionado automotivo revelou que, enquanto a capacidade de resfriamento aumenta com o aumento da rotação do compressor, o COP diminui (Lee e Yoo, 2000; Kaynakli e Horuz, 2003). Os autores também afirmaram que um aumento de 10% da quantidade de carga de refrigerante para uma rotação constante do compressor, resultou, em um aumento na capacidade de resfriamento, bem como no COP do sistema de ar condicionado.

Liu et al. (2005) investigaram os efeitos da quantidade de carga, do tipo de óleo, da pressão de saída do evaporador, da velocidade da rotação do compressor, da temperatura do ar e do fluxo tanto para o condensador quanto para o evaporador em um sistema de ar condicionado automotivo que utiliza CO₂ como refrigerante. Eles concluíram que o desempenho do sistema era bastante dependente da quantidade de carga de refrigerante.

Atik et al. (2011) realizaram um estudo para avaliar a influência da variação da carga de refrigerante do sistema a fim de analisarem os efeitos do vazamento de refrigerante do sistema de ar condicionado automotivo. Eles variaram a carga de refrigerante em relação ao valor ótimo fornecido pelo fabricante do sistema. No entanto, a capacidade de resfriamento do sistema foi reduzida em 12% e 19% respectivamente, de acordo com uma redução de 20% e 40% da carga de refrigerante em relação à quantidade de carga “ótima” do refrigerante. Assim, os resultados do teste mostraram que quantidades maiores de carga de refrigerante influenciaram mais rapidamente sobre a capacidade de refrigeração do que valores mais baixos.

Conforme Jabardo et al. (2002), que estudou o sistema de ar condicionado automotivo com compressor de cilindrada variável, o COP do sistema sofre um efeito negativo significativo no caso de sobrecargas.

Para Goswami et al. (2001) que estudaram os efeitos da carga de refrigerante nos sistemas de ar condicionado, os resultados indicaram que a capacidade máxima de resfriamento e a taxa de eficiência energética ocorreram perto da condição de carga total. E tanto na baixa

carga ou sobrecarga do sistema ocorreu diminuição na capacidade de refrigeração e na eficiência energética do sistema, sendo que a carga baixa causou mais influência. Os autores concluíram que para níveis de carga variando até 90% da carga “ótima” o efeito é praticamente insignificante. Porém quando se trata de 80% da carga “ótima”, sendo para mais ou para menos, a capacidade de resfriamento e o COP podem ser próximos de zero.

Ianella et al. (1999) analisaram os efeitos da carga de refrigerante na capacidade de refrigeração e no COP de um sistema de ar condicionado automotivo. Eles variaram a carga de 650 g até 1150 g. Para sobrecargas, com valores acima de 1050 g, houve elevação da capacidade de refrigeração e uma redução do COP. A partir desse ponto, todo acréscimo de refrigerante no sistema produziu um acúmulo de refrigerante líquido na parte inferior do condensador, provocando um aumento do sub-resfriamento, da pressão de condensação e, por conseguinte, da potência de compressão, o que explica a deterioração do COP. Além disso, maiores valores de sub-resfriamentos implicam em maiores efeitos do refrigerante, justificando o aumento da capacidade de refrigeração. Durante esse ensaio realizado adotaram a carga ótima de 1000 gramas, que apresentou um sub-resfriamento de 10°C, considerado adequado para a execução dos ensaios posteriores.

Corberan et al. (2008) maximizaram o COP a partir da variação da carga do refrigerante, no caso utilizando o R290 em um sistema de bomba de calor equipado com válvula de expansão. Eles explicaram que o sistema respondeu ao aumento da carga de refrigerante aumentando o sub-resfriamento. A carga ótima de refrigerante foi relacionada ao sub-resfriamento adequado e máximo COP do sistema, definido a partir do balanço entre a redução da temperatura de saída do condensador (efeito positivo) e o aumento da temperatura de condensação (efeito negativo). Porém, essa carga ótima do sistema ainda depende de parâmetros adicionais: dimensões e projeto do evaporador e do condensador e seus canais, volume da linha do líquido e, finalmente, quantidade e tipo do óleo lubrificante empregado.

Primal e Lundqvist (2005) também realizaram um estudo de otimização da carga de refrigerante. Conforme eles, independentemente da escolha do refrigerante, é sempre importante diminuir o vazamento e a carga utilizada no sistema, mas somente se isso puder ser feito sem influenciar negativamente o coeficiente de desempenho (COP) do sistema. Utilizando o R290 em um sistema doméstico de bomba de calor para diferentes temperaturas internas encontraram um valor de sub-resfriamento correspondente a valores entre 4°C e 5°C.

Choi e Kim (2002) estudaram os efeitos da carga de refrigerante imprópria, ou seja, baixa carga ou excesso de carga, na performance de uma bomba de calor com válvula de expansão eletrônica e tubo capilar. Para a condição de sobrecarga, a capacidade de refrigeração

é reduzida devida ao decréscimo da diferença de temperatura entre o refrigerante e a água. Para a condição de baixa carga, a capacidade também é reduzida devido à redução do fluxo de refrigerante e eficiência do compressor resultado do aumento da temperatura de sucção. Em adicional, mesmo que o superaquecimento seja maior na condição de baixa carga de refrigerante do que na condição de sobrecarga, é com baixa carga que a eficiência do evaporador é significativamente reduzida.

Choi e Kim (2004) estudaram experimentalmente os efeitos da carga do refrigerante na performance de uma bomba de calor operando com os refrigerantes R22 e R407C, respectivamente. A carga para otimização do COP foi determinada a partir de diferentes condições de operações do sistema e o “ótimo” sub-resfriamento correspondente foi em torno de 5°C para o refrigerante R22 e 2°C para o R407C.

Poggi et. al (2008) publicaram uma revisão detalhada sobre a redução das cargas de refrigerantes para sistemas de refrigeração. Eles estudaram a maximização do COP com a carga de refrigerante para um sub-resfriamento apropriado no condensador.

Ainda nessa linha, Palm (2007), em seu estudo sobre sistemas de refrigeração com a mínima carga de refrigerante, afirma que é possível um compromisso entre projetar um sistema para uma carga mínima, sem reduzir o desempenho.

2.4 Influência do sub-resfriamento no sistema de refrigeração

Conforme Pottker (2012) o estado do refrigerante que entra no dispositivo de expansão de um sistema convencional de compressão a vapor é comumente assumido como líquido saturado.

Pottker e Hrnjak (2015) que estudaram os efeitos do sub-resfriamento no condensador na performance de um sistema de compressão a vapor explicam que o sub-resfriamento do líquido antes do dispositivo de expansão isoentálpica reduz as perdas por estrangulamento e potencialmente aumenta o COP do sistema de compressão a vapor. Pottker e Hrnjak (2012) mostraram que, à medida que o sub-resfriamento do condensador aumenta, o COP reduz como resultado de um compromisso entre o aumento do efeito de refrigeração, devido à redução da temperatura de saída do condensador, e o aumento do trabalho de compressão específico, devido ao aumento na pressão de condensação. Neste estudo ainda concluíram que as propriedades termodinâmicas associadas ao aumento relativo do efeito de refrigeração, isto é, calor específico do estado líquido e calor latente do estado vapor, são dominantes para determinar a melhora máxima da COP com sub-resfriamento do condensador.

O grau do sub-resfriamento conforme Choi e Kim (2002) é definido como a diferença entre a temperatura do refrigerante na saída do condensador e a temperatura de saturação do refrigerante à pressão nesse mesmo ponto do sistema. O sub-resfriamento que afeta fortemente a capacidade de refrigeração e o fluxo de refrigerante podem ser aumentados a partir de 3 métodos: (1) melhoramento da capacidade do condensador, (2) adição da carga de gás, e (3) aumento da restrição do dispositivo de expansão.

Os principais meios para sub-resfriar o líquido consiste em utilizar um trocador de calor interno (conhecido como IHX) ou um refrigerador dissipador de calor (no caso automotivo o condensador), normalmente denominados sub-resfriadores. A partir da análise de um ciclo e um modelo de compressão a vapor de um sistema de ar condicionado, Pottker e Hrnjak (2015) mostram que o sub-resfriamento do condensador aumenta o COP a um máximo, devido à redução da temperatura do refrigerante na saída do condensador, além de aumentar o trabalho de compressão específica, devido ao aumento da pressão de condensação.

Conforme Corberan et al (2008), que estudaram a otimização da carga de refrigerante em sistema de bomba de calor, existe um valor de sub-resfriamento ótimo para cada sistema. E este valor está relacionado com a abordagem entre a temperatura de saída do refrigerante do condensador e a temperatura correspondente da água (nesse caso do sistema). Isto depende principalmente do tamanho do condensador e da sua disposição de fluxo.

Yamanaka et al. (1997) mostraram que o COP pode ser aumentado também a partir do sub-resfriamento devido ao incremento na diferença de entalpia através do evaporador.

Além de maximizar a performance, Yamanaka et al. (1997) também evidenciam que o sub-resfriamento proporciona uma redução na quantidade de refrigerante necessário ao sistema, uma vez que o processo de sub-resfriamento a partir da acumulação de fluido em estado líquido adicionado ao passo inferior do condensador garante um líquido em temperatura seguramente baixa para ser encaminhado à válvula de expansão. Caso contrário, seria necessário um condensador de dimensões relativamente mais elevadas, conseqüentemente com maior quantidade de refrigerante, a fim de garantir 100% de líquido sub-refrigerado na saída do condensador.

Pomme (1999) propôs a geração de sub-resfriamento do condensador a partir de uma válvula de “pré-expansão” localizada entre a parte final do condensador e o acumulador. Dessa forma, a área de sub-resfriamento não seria fixa e o sub-resfriamento poderia ser potencialmente controlado.

Selbas et al. (2006) realizaram um estudo de otimização termoeconômica sobre a condensação, sub-resfriamento, evaporação e superaquecimento utilizando os conceitos de

exergia. Nesse estudo concluíram que o valor de sub-resfriamento ótimo é em torno de 5°C, que, conforme eles, é um valor razoável acordado com os fabricantes de componentes envolvidos.

Linton et al. (1992) investigaram experimentalmente os efeitos do líquido sub-resfriado no condensador na performance do sistema de refrigeração utilizando os refrigerantes R12, R134a e 152a. Para todos os refrigerantes estudados, o sub-resfriamento foi variado entre 6°C e 18°C e a temperatura de condensação foi mantida constante, a partir do controle do fluxo de água e temperatura de entrada no condensador. Resultados mostraram que o COP e a capacidade de refrigeração tiveram ganhos para todos os casos testados: para o R12 o ganho foi de 10,5%; para o R134a o ganho foi de 12,5%; e para o R152a o ganho foi de 10%.

Conforme descrito por Shapiro (2002), o coeficiente de desempenho do sistema cai conforme a temperatura média do refrigerante no condensador aumenta. Indiretamente dessa forma, pode-se dizer que o coeficiente do sistema cai se o sub-resfriamento também é prejudicado, uma vez que sendo a temperatura do fluido do condensador aumentada, o sub-resfriamento tende a ser menor.

Porém, Datta et al (2014) discutem que um bloqueio parcial na área do condensador acarreta uma redução da vazão que influencia diretamente no estado do fluido na saída do condensador, o que conseqüentemente ocasiona uma redução do COP.

Ravikumar e Karwall (2005) discutiram desenvolvimentos recentes de condensadores automotivos e tecnologias dos filtros secadores, com atenção especial ao projeto interno dos acumuladores de líquido e posição do passo de sub-resfriamento. Apresentaram diferenças entre os condensadores devido ao fato de possuir o filtro secador integrado ou não e no primeiro caso por processo brasado ou não. No caso, eles concluíram que o condensador com o filtro secador integrado foi focado para otimizar a fabricação no intuito de redução de número de componentes separados e processos.

Won (2006) otimizou numericamente o conjunto de tubos (tubos por passo) de condensadores com acumulador integrado e área designada para sub-resfriamento. Ele conclui que 4 canais, destinada ao sub-resfriamento foi aquela que obteve a condição ótima de funcionamento do sistema

Abraham et al (2006) realizaram uma revisão sobre os projetos de condensador com acumulador integrado e área de sub-resfriamento para sistemas de ar condicionado automotivos, especificamente analisando as questões de volume do acumulador, passo de sub-resfriamento e separação líquido-vapor no acumulador.

Conforme discutido por Strupp et al. (2010) a razão da área de sub-resfriamento é fixada pela posição do acumulador. Porém, eles propuseram, mas não testaram, um controle do sub-resfriamento. Um acumulador instalado no lado de baixa pressão após o evaporador para absorver variações de carga e manter a saída do evaporador com vapor saturado. Enquanto isso, uma válvula de expansão eletrônica controlaria o sub-resfriamento.

Mas conforme Qi et al (2010), que investigaram melhorias de performances em sistemas móveis de ar condicionado, uma área no condensador destinada a sub-resfriamento, é de fato, uma melhoria eficiente no sistema.

2.5 Influência do superaquecimento no sistema de refrigeração

O fluxo de refrigerante no evaporador pode ser dividido em duas regiões. No primeiro estágio ocorre a evaporação e no segundo uma região de superaquecimento. O refrigerante na primeira região está em duas fases (líquido + vapor) enquanto na segunda região ele se torna vapor superaquecido. (Shen et al. 2014)

Conforme Choi e Kim (2002), o grau do superaquecimento é definido como a diferença entre a temperatura do refrigerante na saída do evaporador e a temperatura de evaporação, à pressão correspondente. O superaquecimento tem sido usado como um parâmetro de controle para ajustar o fluxo do refrigerante através da variação do dispositivo de expansão e garantir que na entrada do compressor tenha somente vapor superaquecido.

Selbas et al. (2006) afirmam que se o evaporador tem suas dimensões aumentadas, vapor saturado continua a absorver calor se tornando vapor superaquecido antes de chegar ao compressor.

Farzad et al. (1991), em seus estudos referentes às características do desempenho do sistema de um aparelho de ar condicionado sob condição de várias cargas de refrigerantes, mostraram que o superaquecimento na saída do evaporador diminui à medida que a temperatura externa aumenta. Para sobrecargas de 10, 15 e 20%, o refrigerante na saída do evaporador estava saturado, o que pode indicar a possível introdução de vapor úmido no compressor.

Björk et al (2006) realizaram uma variação da carga de refrigerante em um sistema de refrigeração doméstico e concluíram que um evaporador trabalhando com baixa carga de refrigerante fornece um superaquecimento alto, uma baixa temperatura de evaporação e, portanto, uma grande elevação de temperatura, o que reduz a eficiência do sistema.

Conforme Zhang et al. (2015) o superaquecimento deve ser mantido superior a um limite específico para evitar que o refrigerante em estado líquido flua para o interior do compressor, uma vez que os compressores utilizados em automóveis não são projetados para operar com fluido em estado líquido.

Ao mesmo tempo, a pressão do evaporador é controlada pela válvula de expansão a um valor desejado para equilibrar cuidadosamente a capacidade do trocador de calor para extrair o calor do ar da cabine sem atingir o ponto de congelamento. Isso porque se a troca de calor entre o evaporador e o ar direcionado para o interior da cabine ocorrer de forma não controlada a umidade do ar retirada pode congelar sobre a parede do evaporador obstruindo a passagem para a vazão de ar.

Em sua análise da performance do evaporador em um sistema de ar condicionado automotivo Shen et. al (2014) variaram diversos parâmetros e condições ambientais para estudar os efeitos na capacidade de resfriamento do evaporador, consequentemente encontrando valores diferentes de superaquecimento. Inicialmente já puderam perceber que a temperatura do refrigerante aumenta rapidamente quando entra na região de superaquecimento. Dessa forma, verificou-se que a capacidade de arrefecimento é extremamente sensível a alterações na taxa de fluxo de massa de refrigerante e também à entalpia de entrada.

Conforme Selbas et al. (2006) uma vez que o efeito de refrigeração por unidade de massa é maior para o ciclo com superaquecimento do que para o ciclo unicamente saturado, então a razão de fluxo de massa do refrigerante por unidade de capacidade é menor para o ciclo com superaquecimento. E mesmo que o volume específico da sucção de vapor e o calor de compressão por unidade de massa são melhores no ciclo com superaquecimento, o volume de vapor comprimido por unidade de capacidade e a potência requerida por unidade de capacidade são maiores para o ciclo saturado. Isso ocorre devido à redução da razão do fluxo de massa.

Dessa forma, para o ciclo com superaquecimento, o efeito de refrigeração por unidade de massa e o calor de compressão por unidade de massa do refrigerante são melhores do que para o ciclo unicamente saturado. Assim, desde que o aumento do efeito de refrigeração é proporcionalmente maior em relação ao calor de compressão, o COP para o ciclo com superaquecimento é maior que para o ciclo saturado. (Selbas et al. 2006)

2.6 Resumo do estado da arte

Com base nesta revisão bibliográfica, segue Tabela 1 com o resumo do que foi exposto nos tópicos 2.1 ao 2.5.

Tabela 1 - Resumo estado da arte

ENFOQUE DO ESTUDO	REFERÊNCIA	EFEITOS
Estudo experimental sobre os efeitos no parâmetro sub-resfriamento do R-134a em relação ao R1234yf com e sem o trocador de calor interno.	Pottker e Hrnjak (2015)	<ul style="list-style-type: none"> - Refrigerantes com elevado calor latente de vaporização tendem a ter menos benefícios no sub-resfriamento no condensador. - Utilizando o sub-resfriamento no condensador, o COP do sistema foi maior utilizando o gás 1234yf em detrimento ao R134a.
Estudo do efeito do sub-resfriamento na performance de sistemas de compressão a vapor.	Pottker e Hrnjak (2015) Pottker e Hrnjak (2012)	- A medida que o sub-resfriamento no condensador aumenta, o COP vai ao máximo por causa de um compromisso entre o aumento do efeito do gás devido à redução da temperatura de saída do condensador e o aumento de trabalho específico do compressor devido ao aumento da pressão no condensador.
Análise da performance do evaporador de um sistema de ar condicionado automotivo	Shen et al (2014)	- A capacidade de refrigeração do evaporador é extremamente sensível à mudança de fluxo de massa de refrigerante e entalpia de entrada.
Análise dos efeitos da obstrução de vazão de ar no condensador e na performance do sistema de ar condicionado	Datta et al (2014)	- Uma má-distribuição do fluxo de ar pelo condensador afeta o trabalho de outros componentes do sistema e tem impacto direto na performance do ciclo de refrigeração, reduzindo a capacidade de refrigeração e o COP do sistema.

<p>Estudo experimental e numérico da performance do sistema de ar condicionado automotivo utilizando refrigerantes alternativos.</p>	<p>Joudi et al (2003)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - O COP reflete a performance do sistema, sendo uma função da temperatura de condensação em várias temperaturas do evaporador. - O COP reduz com o aumento da temperatura de condensação.
<p>Otimização termoeconômica do sub-resfriamento e superaquecimento de um ciclo de refrigeração a vapor</p>	<p>Selbas et al (2006)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Em sistemas de refrigeração, a performance do sistema aumenta com a operação do sub-resfriamento e superaquecimento. - É importante para determinação do ponto ótimo de operação do sistema de refrigeração, as temperaturas e parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento.
<p>Avaliação experimental e numérica da influência da cilindrada do compressor no sistema de ar condicionado automotivo</p>	<p>Jabardo et al. (2002)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - O COP do sistema sofre um efeito negativo significativo no caso de sobrecargas. - Os parâmetros variáveis durante o funcionamento do veículo, tais como a temperatura do ar de condensação e a rotação do compressor, não afetam a capacidade de refrigeração devido ao controle de cilindrada do compressor variável, que faz uma compensação no sistema.
<p>Características do desempenho do sistema de um aparelho de ar condicionado sob condição de varias cargas de refrigerantes</p>	<p>Farzad et al. (1991)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - A degradação do desempenho é geralmente maior para baixa carga do que para sobrecarga. - O superaquecimento na saída do evaporador diminui à medida que a temperatura externa aumenta.

Estudo experimental de um sistema de ar condicionado automotivo provido de controle de capacidade	Ianella et al (1999)	- A carga de refrigerante para valores muito elevados, nota-se um decaimento do COP, e para valores muito baixos, quando ocorre a formação de bolhas na saída do condensador. Isto indica que o sistema pode operar adequadamente para uma faixa bastante ampla de carga de refrigerante.
Investigação experimental do efeito do nível de carga de refrigerante em um sistema de ar condicionado automotivo	Atik et al (2011)	- A variação da COP depende da velocidade da rotação do compressor, bem como da carga de refrigerante.
Redução de carga de refrigerante nos ciclos de refrigeração por compressão de vapor através de trocador de calor na linha líquida do sistema	Hermes et al (2015)	- O ciclo possui uma carga “ótima” quando vapor saturado deixa o evaporador (para aproveitar o máximo do efeito do refrigerante), e líquido saturado sai do condensador (para garantir uma quantidade mínima de refrigerante necessária)
Efeito da carga do refrigerante em um sistema de refrigeração	Goswami et al. (2001)	- Para níveis de carga variando até 90% da carga “ótima” o efeito no sistema é insignificante. - Para níveis de carga de 80% da carga “ótima”, sendo para mais ou para menos, a capacidade de resfriamento e o COP podem ser próximo de zero, ou até negativos.
Impactos da carga de refrigerante na performance do um	Kim et al. (2010)	- Sobrecarga ou baixa carga podem reduzir a vida, a capacidade e a eficiência do ar-condicionado.

<p>sistema de ar condicionado e em bomba de calor</p>		<p>- Para sistemas com equipados com válvula de expansão, tanto a capacidade de refrigeração e o COP não diminuem significativamente até que o nível de carga de refrigerante atinja cerca de 70% da carga “ótimal”.</p>
<p>Estudo de melhoria do desempenho do sistema de ar condicionado móvel utilizando trocadores de calor de micro canais.</p>	<p>Qi et al (2010)</p>	<p>- Condensador com acumulador integrado antes do último passe de sub-resfriamento tem maior valor de sub-resfriamento comparado com um condensador sem filtro integrado.</p> <p>- Maior sub-resfriamento significa maior diferença de entalpia entre a entrada do evaporador e saída, o que é melhorativo para a capacidade de refrigeração.</p>
<p>Estudo para otimização da carga de uma bomba de calor - pesquisa experimental para avaliar a influência da carga de refrigerante tanto no desempenho de uma unidade reversível água-água quanto no ciclo refrigerante</p>	<p>Corberan et al. (2008)</p>	<p>- O desempenho dos sistemas de refrigeração é altamente dependente da carga de refrigerante.</p> <p>- O aumento de carga requer um aumento do sub-resfriamento e tem um efeito positivo sobre o COP.</p> <p>- Um valor ótimo de sub-resfriamento depende do tamanho do condensador e da sua disposição de fluxo.</p> <p>- A carga ótima do sistema ainda depende de parâmetros adicionais: dimensões e projeto do evaporador e do condensador e seus canais, volume da linha do líquido e,</p>

		finalmente, quantidade e tipo do óleo lubrificante empregado.
Estudo de sistemas de refrigeração com reduções da carga de refrigerantes: projeto do sistema e performance	Primal e Lundqvist (2005)	<ul style="list-style-type: none"> - O uso de trocadores de calor de microcanais reduza carga de refrigerante em bombas de calor e refrigeração consideravelmente. - Os coeficientes de transferência de calor dos trocadores de calor de microcanais com dimensões corretas são elevados, indicando que a redução na carga pode ser alcançada sem perda de COP.
Os efeitos da carga de refrigerante imprópria na performance de uma bomba de calor com válvula de expansão eletrônica e tubo capilar.	Choi e kim (2002)	<ul style="list-style-type: none"> - Para um sistema com tubo capilar, a degradação da performance foi maior na condição de baixa carga do que na condição de sobre carga. - A carga do refrigerante teve baixa influência na capacidade de refrigeração e no COP do sistema com a válvula de expansão eletrônica.
Influência do dispositivo de expansão na performance de uma bomba de calor utilizando R407C com um range de cargas de refrigerante.	Choi e Kim (2004)	<ul style="list-style-type: none"> - A quantidade total de carga de R407C para um sistema com tubo capilar é menor 8% do que para o refrigerante R22. - A degradação da performance do sistema é maior na condição de baixa carga do que na condição de sobrecarga. Isso é devido ao superaquecimento relativamente maior na condição de baixa carga.
Análise das cargas de refrigerante em sistemas	Poggi et. al (2008)	<ul style="list-style-type: none"> - A quantidade de refrigerante de um sistema de refrigeração depende

de refrigeração e estratégias de redução de carga		<p>exclusivamente do volume interno dos seus componentes.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Trocadores compactos permitem reduzir a carga de refrigerante sem perda de performance. - Deve ser respeitada a quantidade de refrigerante mínimo para o correto funcionamento do sistema.
Análise da performance do condensador com o filtro secador integrado	Won (2006)	<ul style="list-style-type: none"> - O desempenho do condensador e valores de sub-resfriamento foram otimizados variando a disposição do tubo (tubos / passagem) e mantendo fixas todas as outras especificações e condições operacionais.
Considerações de projeto para recipientes de filtro secadores integrados ao condensador	Abraham et al (2006)	<ul style="list-style-type: none"> - A área de sub-resfriamento deve estar dentro de 10% a 30% da área total do condensador - O Recipiente do filtro secador deve ser projetado para que a separação líquido-vapor seja eficaz para evitar que o refrigerante gasoso flua através da área de sub-resfriamento.
Melhoria do sistema de ar condicionado automotivo usando uma nova técnica de sub-resfriamento .	Pomme (1999)	<ul style="list-style-type: none"> - A otimização do parâmetro sub-resfriamento permite aumentar a capacidade de refrigeração (COP) dos sistemas de ar condicionado automotivos. - Os métodos de pré-expansão do refrigerante são eficientes para induzir o sub-resfriamento nos sistemas de ar condicionado de automóveis que possuem limitações de espaços no vão motor.

<p>Tendências de eficiência energética aplicada a condensadores automotivos.</p>	<p>Strupp et al. (2010)</p>	<p>- Para obter diferentes valores de sub-resfriamento, a carga de refrigerante foi alterada e avaliado o comportamento do fluido no interior do recipiente do filtro secador integrado.</p> <p>- Um controle de sub-resfriamento é uma alternativa ao condensador com o recipiente do filtro secador integrado. O que estabelece um sub-resfriamento “ótimo”.</p>
<p>Estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos r-134a e Hfo-1234yf</p>	<p>Humia (2017)</p>	<p>- Os resultados obtidos no banco de testes, com os fluidos R-134a e R-1234yf, mostraram que, fixadas a velocidade mássica e o título na saída do pré-aquecedor, temperaturas de ebulição maiores implicaram maior quantidade de massa de fluido no sistema. Já quando a temperatura de ebulição e o título são mantidos fixos, velocidades mássicas menores implicaram presença de maior quantidade de massa.</p>

Fonte: Elaborado pela autora, 2017

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O processo de refrigeração da cabine de um automóvel consiste em remover o calor do seu interior e dissipar este calor para o ambiente externo, tendo como objetivo a redução da temperatura do local de interesse.

O que difere um sistema de ar condicionado automotivo de um sistema predial são alguns parâmetros como, por exemplo, a instalação. Em um veículo o espaço disponível para o trajeto das tubulações é limitado, gerando um percurso sinuoso com a finalidade de contornar os diversos componentes presentes no vão motor. Em algumas situações é necessário que as tubulações sejam fixadas no próprio bloco motor, estando sujeitas a esforços mecânicos e vibrações externas. Enquanto em uma instalação comercial (predial) tem-se uma liberdade maior de espaço disponível para o trajeto das tubulações, permitindo assim um percurso retilíneo.

Outra questão é a fonte de energia para o acionamento do compressor, que no automóvel é movido através de uma correia auxiliar sincronizando a rotação do motor de combustão interna com a do compressor. Dessa forma, a rotação não é fixa, variando em uma faixa em função da rotação do motor, que por sua vez depende da solicitação do condutor. Assim, tratando do sistema de ar condicionado predial, o compressor, acionado por energia elétrica na maioria dos casos, possui uma rotação fixa.

No projeto de uma instalação predial é possível, ainda de certa forma, estabelecer um local ideal para a disposição do condensador, de maneira a alcançar trocas de calor mais eficientes, ou seja, local externo arejado e distantes de fontes de calor. Em um veículo, essa unidade condensadora é comumente instalada imediatamente após as aberturas do para-choque frontal, com uma ventilação reduzida e exposta a fontes de calor provenientes do vão motor.

O sistema de ar condicionado automotivo diferentemente do predial, ainda tem sua performance influenciada pela variação da carga térmica imposta ao veículo em razão das diversas condições de operação, como por exemplo, o clima ambiente devido à região geográfica, a hora do dia, o número de ocupantes do veículo que emitem calor, estação do ano, entre outros fatores.

O dimensionamento de um sistema de ar condicionado automotivo se torna complexo, pois além da função de promover a condição climática adequada à solicitação dos ocupantes do veículo, é considerado também um item de segurança ativa, através de seus recursos de desembaçamento dos vidros e controle da qualidade do ar.

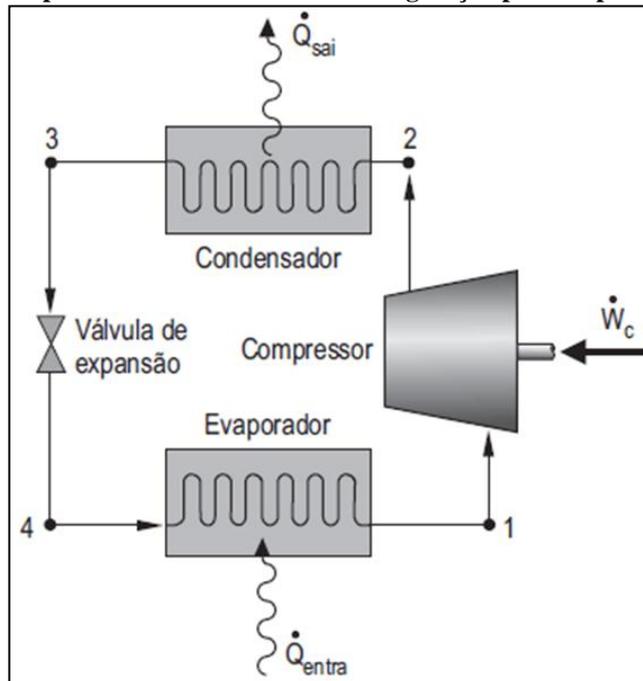
O sistema de ar condicionado automotivo deve ser capaz de realizar a refrigeração e ainda ser leve e compacto, e precisa ser o mais eficiente possível dentro das condições impostas, pois o consumo de energia envolvido no processo é significativo (Santos, 2005).

Dessa forma, adotou-se o ciclo de refrigeração por compressão a vapor em que o compressor recebe o fluido refrigerante no estado vapor à baixa pressão, promove neste um aumento de temperatura e pressão, e o direciona ao condensador. No condensador o fluido já em estado de vapor superaquecido, se condensa, atinge o sub-resfriamento e é encaminhado à válvula de expansão. Nesta, o fluido é expandido e sofre uma queda de pressão e temperatura. Após essa etapa já no evaporador, o fluido se evapora através da troca de calor com o ar que vai para a cabine, atinge o superaquecimento e é encaminhado novamente ao compressor.

3.1 Ciclo de refrigeração por compressão a vapor

O objetivo de um sistema de refrigeração é promover e manter o resfriamento de uma região com uma temperatura inferior àquela de suas vizinhanças, e em geral isso é realizado utilizando um sistema de refrigeração de compressão a vapor (Figura 1).

Figura 1 - Componentes de um sistema de refrigeração por compressão a vapor



Fonte: SHAPIRO, 2002

A medida que o refrigerante passa pelo evaporador, a transferência de calor proveniente do espaço a ser refrigerado ocasiona a evaporação do fluido refrigerante. Considerando um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no evaporador, desprezando as variações de energia cinética e potencial nos componentes, os balanços de massa e energia simplificam-se fornecendo a taxa de transferência de calor por unidade de massa refrigerante.

$$\frac{\dot{Q}_{ent}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (1)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 \quad (2)$$

Em que \dot{m} é a vazão mássica do refrigerante e \dot{Q}_{ent} a taxa de calor transferida, também conhecida como capacidade frigorífica do sistema.

O fluido refrigerante que sai do evaporador é comprimido pelo compressor até uma pressão e temperatura relativamente altas.

Considerando a não existência de transferência de calor no compressor, os balanços de massa e energia para um volume de controle no interior do compressor se tornam:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (3)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (4)$$

Em que $\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}$ representa a taxa de potência de alimentação do compressor por unidade de massa do refrigerante.

No condensador ocorre uma transferência de calor do refrigerante para as vizinhanças que estão mais frias. Considerando um volume de controle que engloba o lado do refrigerante no condensador, a taxa de transferência de calor por unidade de massa de refrigerante fica descrita da seguinte maneira:

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (6)$$

Na válvula de expansão o refrigerante no estado 3 expande-se até a pressão do evaporador. Esse processo é geralmente modelado como um processo de estrangulamento em que não há troca de calor para o meio. Nesse caso, as equações do balanço de massa e de energia se tornam:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (7)$$

$$h_4 = h_3 \quad (8)$$

A pressão do refrigerante reduz devido a expansão adiabática irreversível, e gera um correspondente aumento na entropia específica. O fluido refrigerante deixa a válvula de expansão no estado 4 como uma mistura líquido-vapor.

Considerando que a válvula de expansão não admite entrada ou saída de potência, tem-se que o fornecimento de potência líquida é igual a potência do compressor. Dessa forma o coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração por compressão a vapor é obtido pela seguinte equação:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (9)$$

Essas equações podem ser igualmente empregadas tanto para o desempenho real, em que as irreversibilidades estão presentes no evaporador, no condensador e no compressor, quanto no desempenho ideal na ausência destes efeitos.

Em um processo real, o fluido refrigerante no estado vapor, ao deixar o evaporador, sofre um superaquecimento proposital antes de entrar no compressor. Esse superaquecimento é controlado pela válvula de expansão e serve para proteger o compressor de um possível calço hidráulico.

Na prática, o processo de aumento da pressão do gás pelo compressor não pode ser considerado isoentrópico, pois existem muitas perdas por atrito no interior do compressor, que são irreversíveis. Em projetos de sistemas de ar condicionado este fato tem que ser levado em consideração e deve ser compensado no ciclo pelos outros componentes para obtenção da eficiência desejada. Essa eficiência é dada pela seguinte equação:

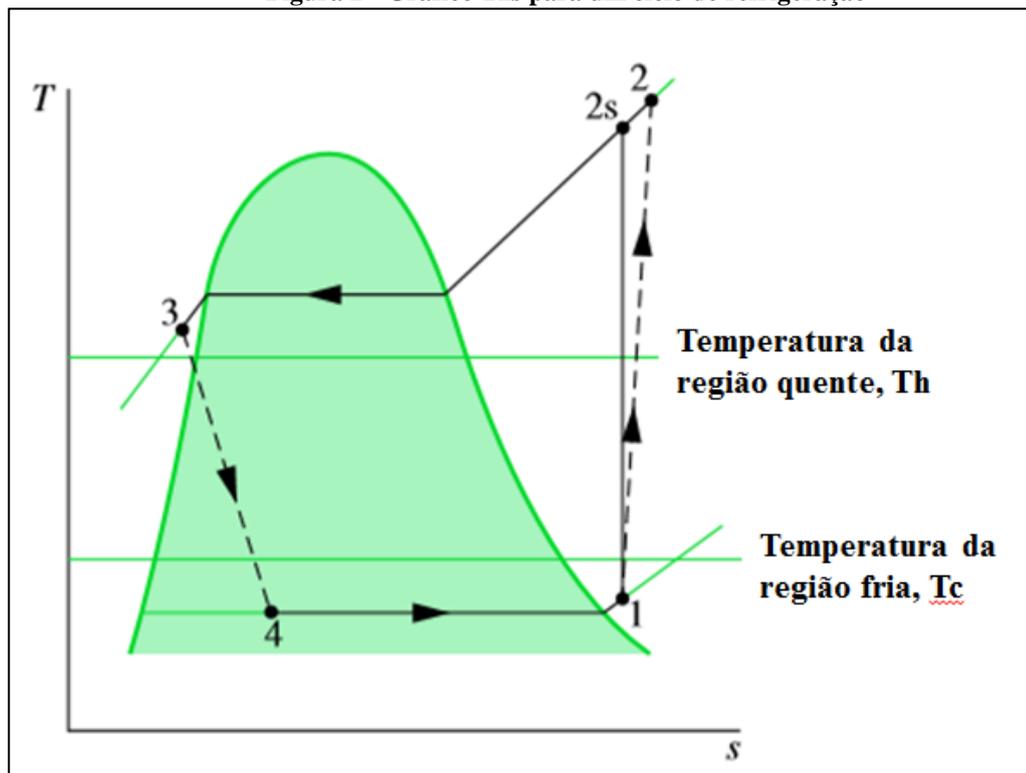
$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (10)$$

A fase de resfriamento do gás pela válvula de expansão pode ser considerada isoentálpica, como no ciclo ideal, porém é normal a ocorrência do sub-resfriamento do líquido antes da entrada na válvula. Este recurso é utilizado em ciclos reais para aumento do rendimento e para garantir abastecimento da válvula sempre com refrigerante líquido, evitando ruídos desagradáveis de estrangulamento de fluxo de gás. (Zanetti, 2011).

É possível avaliar o ciclo de refrigeração por compressão a vapor a partir de diversos gráficos diferentes como T x s, P x v, P x h. No presente trabalho, para o estudo da temperatura de sub-resfriamento e superaquecimento, serão utilizadas análises considerando o diagrama Txs.

No diagrama T x s da Figura 2, tem-se para um ciclo numerado por 1-2s-3-4-1, os seguintes processos:

Figura 2 - Gráfico Txs para um ciclo de refrigeração



Fonte: SHAPIRO, 2002

- Processo 1-2s: Compressão isentrópica: é a elevação da pressão do refrigerante sem alteração da entropia, temperatura.

- O processo 2 caracteriza o efeito da irreversibilidade durante a compressão de vapor. Essas perdas são caracterizadas principalmente devido às perdas por atrito no interior do compressor. A linha tracejada é desenhada para mostrar o aumento da entropia específica associada a uma compressão adiabática irreversível. Nos casos 2 e 2s a capacidade de refrigeração é a mesma, mas a potência de acionamento é maior para o caso da compressão irreversível 2 do que a 2s.
- Processo 2-3: Transferência de calor do fluido refrigerante para o ambiente (condensação): é a transformação do refrigerante do estado vapor saturado em líquido. O processo leva o refrigerante até o estado líquido comprimido.
- Processo 3-4: Processo de expansão isoentálpico: é a redução brusca da pressão do refrigerante, transformando-o de líquido a alta pressão para mistura de vapor e líquido à baixa pressão. Não há entrada ou saída de energia nesse processo.
- Processo 4-1: Transferência de calor do ambiente para o fluido refrigerante (evaporação): é a transformação da parte líquida da mistura formada na fase anterior em vapor superaquecido.

Analisando cada ponto específico, toma-se por estudo o ΔT do ponto 3 até a temperatura de saturação que caracteriza o sub-resfriamento (líquido comprimido) e o ΔT da temperatura de saturação até o ponto 1 que caracteriza o superaquecimento (vapor superaquecido).

No caso, o sub-resfriamento é a diferença de temperatura entre a temperatura de saturação da curva que indica a transferência de calor do fluido refrigerante para o ambiente (processo 2-3) e o estado 3, com título =0%.

$$\Delta T_{sub-resfriamento} = T_{saturação (processo\ 2 \rightarrow 3)} - T_3 \quad (11)$$

O superaquecimento, por sua vez, é a diferença de temperatura entre o estado 1 e a temperatura de saturação da curva que indica a transferência de calor do ambiente para o fluido refrigerante (processo 4-1), com título=100%.

$$\Delta T_{\text{superaquecimento}} = T_1 - T_{\text{saturação (processo 4} \rightarrow \text{1)}} \quad (12)$$

3.2 Mistura bifásica líquido-vapor – título (χ)

Quando uma mistura líquido e vapor existe em equilíbrio, a fase líquida é líquido saturado e a fase vapor é vapor saturado. As misturas bifásicas líquido-vapor intermediárias podem ser distinguidas entre si pelo seu título.

Para uma mistura bifásica líquido-vapor, a razão entre a massa de vapor presente e a massa total de mistura é seu título, χ .

$$\chi = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{líquido}} + m_{\text{vapor}}} \quad (13)$$

O valor de χ varia de zero até a unidade. Para líquidos saturados $\chi=0$, e para vapor saturado, $\chi=1$. Muito embora definido como uma razão, o título é geralmente expresso como porcentagem.

4 SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO AUTOMOTIVO

O sistema de ar condicionado automotivo tem a função de criar condições climáticas adequadas segundo a solicitação dos ocupantes do veículo, sendo facilmente identificado como um item de conforto térmico pela possibilidade de controlar a temperatura, reduzir a umidade, promover a qualidade e circulação do ar no interior do veículo. Tudo isso deve ser feito sem gerar ruído desagradável no habitáculo.

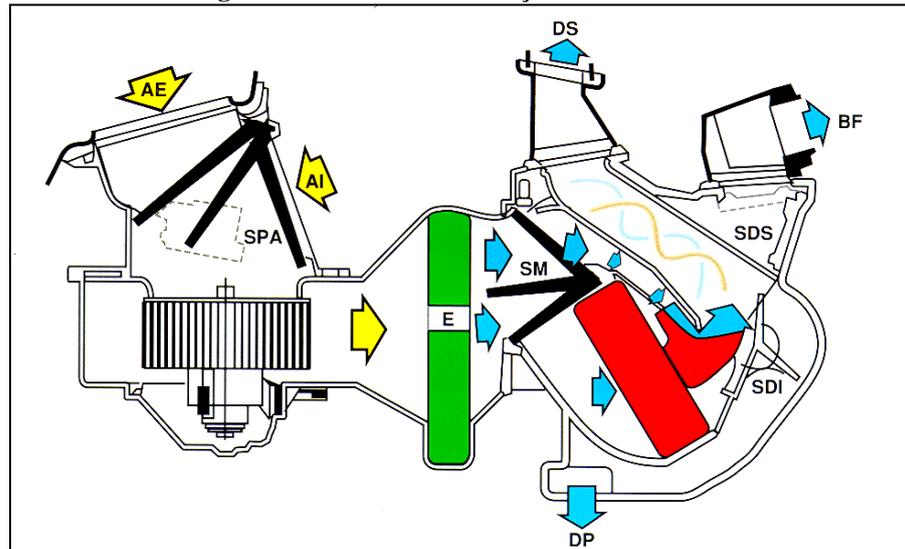
Entre outros, o sistema deve ainda permitir o controle da qualidade do ar e ter a capacidade de manter boa condição de visibilidade, dando uma contribuição fundamental à segurança ativa.

O sistema de ar condicionado automotivo é constituído por vários componentes que desempenham funções específicas no ciclo. São eles:

- Caixa de ar;
- Evaporador;
- Válvula de expansão;
- Filtro de ar;
- Compressor;
- Condensador;
- Filtro secador;
- Eletroventilador;

A caixa de distribuição de ar da Figura 3 consiste em um dispositivo dotado de dutos e compartimentos, onde um fluxo de ar antes de ser transferido para o habitáculo tem sua temperatura ajustada e umidade reduzida conforme solicitação dos passageiros. Dessa forma, a fim de possibilitar um conforto térmico, a caixa de ar possui inúmeras saídas que devem promover uma circulação geral sobre os passageiros do veículo (Pereira et al, 2010). Estas saídas contemplam normalmente os pés e o dorso dos passageiros, bem como os vidros dianteiros para principalmente reduzir os efeitos do embaçamento e congelamento.

Figura 3 - Caixa de distribuição de ar em corte



Fonte: Pereira, 2010

De acordo com a Figura 6:

AE: Ar externo

AI: Ar interno (ao veículo) – posição de captação de ar interno da cabine

SPA: Seletor de proveniência do ar (externo ou interno)

E: Evaporador

SM: Seletor de mistura

DP: Difusor direcionador para os pés

SDI: Seletor de distribuição inferior da vazão

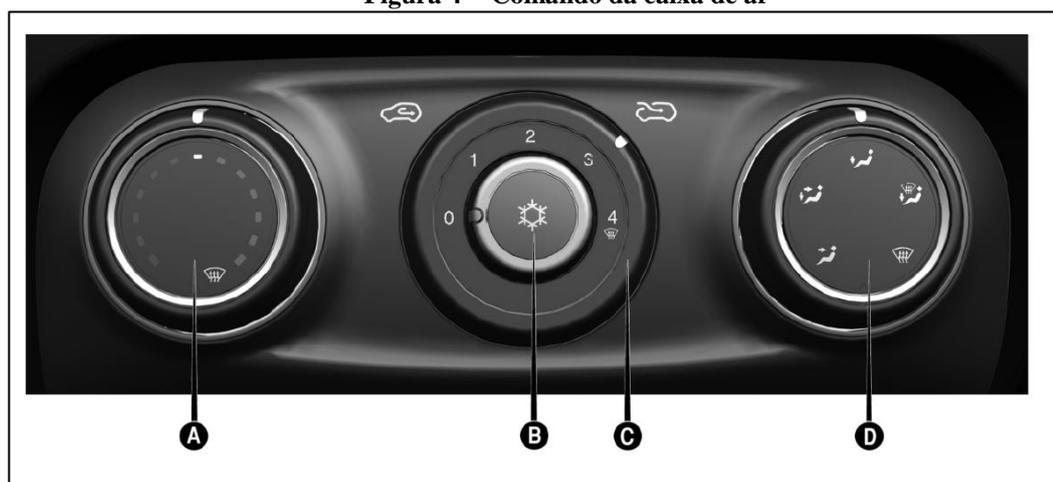
SDS: Seletor de distribuição superior da vazão

DS: Difusor superior (direcionamento ao parabrisa)

BF: Bocal para difusor frontal

A seleção das funções da caixa de distribuição de ar é realizada pelos ocupantes do veículo através do comando da caixa, conforme Figura 4.

Figura 4 - Comando da caixa de ar



Fonte: Manual do proprietário Fiat Argo, 2017

Cada botão possui a função conforme a seguir:

Botão A: Regula a temperatura do ar (mistura ar quente/frio). Ele move o seletor SM conforme Figura 3.

Botão B: Liga e desliga o compressor do sistema e estabelece a velocidade do ar insuflado para o interno da cabine.

Botão C: Altera a fonte de captação de ar (interna / externa). Ele move o seletor SPA conforme Figura 3.

Botão D: Altera o direcionamento do ar para os difusores do painel (por exemplo: posição para os pés, frontal ou para o parabrisa). Ele move os seletores SDI e SDS da Figura 3.

Para que o ar insuflado para o interior do veículo seja totalmente filtrado e parcialmente renovado, o filtro é instalado na entrada da caixa.

O filtro de ar absorve partículas de pó e contaminantes do ar, melhorando o ar no interior do veículo. Os filtros de cabine para habitáculo são formados de três camadas de fibra ligadas entre si, além de uma camada intermediária carregada eletrostaticamente. Devido a esta carga eletrostática, até mesmo partículas minúsculas são atraídas pelas fibras, que as retém mantendo o ar dentro da cabine limpo e sem impurezas (Pereira et al, 2010).

O evaporador, instalado no interior da caixa de ar, possui a função de retirar calor do meio a ser refrigerado (habitáculo do veículo) diretamente pelo fluido refrigerante. É a parte do sistema de refrigeração na qual o refrigerante muda de fase nos tubos e refrigera o fluido que passa externamente aos dos tubos. O estado do refrigerante imediatamente antes da válvula de expansão é líquido sub-resfriado (não saturado) com título de 0%.

Assim que o líquido passa através da válvula de expansão ele inicia o processo de vaporização, e durante esse processo, absorve calor do ar que passa pelas aletas resfriadas do evaporador, resfriando o ar.

O ar que toca as aletas do evaporador é arrefecido e desumidificado (se $T < T_{orvalho}$). A umidade presente no ar aspirado pela caixa de ar que atravessa o evaporador, se condensa, sendo recolhida e descartada através de um dreno para a parte externa do veículo.

A estrutura e a condição operacional do evaporador têm grande efeito na eficiência do condicionador de ar. Entre os fatores mais importantes no projeto de um evaporador estão o diâmetro e o comprimento dos tubos, o número e tamanho das aletas, o número de curvas de retorno e a vazão de ar que atravessa as aletas. Estes são definidos em função da carga térmica, que representa a quantidade de calor a ser removido.

Os tubos do evaporador (Figura 5) podem ser lisos ou montados com aletas internas e externas para aumentar as trocas de calor.

Figura 5 - Evaporador



Fonte: Soares, 2009

Um outro componente instalado na caixa de ar é o dispositivo de expansão. No mercado automobilístico, o dispositivo mais comum e amplamente utilizado é a válvula de expansão termostática (TXV) (Figura 6). Ela tem a função de regular a vazão e a expansão do fluido refrigerante provocando queda de pressão e de temperatura antes que o fluido entre no evaporador em estado de mistura. Essa regulação é realizada através de um bulbo sensível que atua a partir da temperatura e pressão do fluido refrigerante na saída do evaporador, movendo, dessa forma uma mola que desloca um obturador determinando o tamanho da expansão. Esse

bulbo contém uma quantidade específica de carga de refrigerante, no caso R-134a, que gera uma diferença entre condição de saturação e *setpoint* da válvula.

O aumento da temperatura na saída do evaporador detectada pelo bulbo faz com que seja aberta a válvula com consequente aumento do fluxo do fluido que atravessa o evaporador. Ao contrário, uma baixa temperatura detectada leva a uma diminuição do fluxo.

Figura 6 - Válvula de expansão



Fonte: Foto da autora, 2017

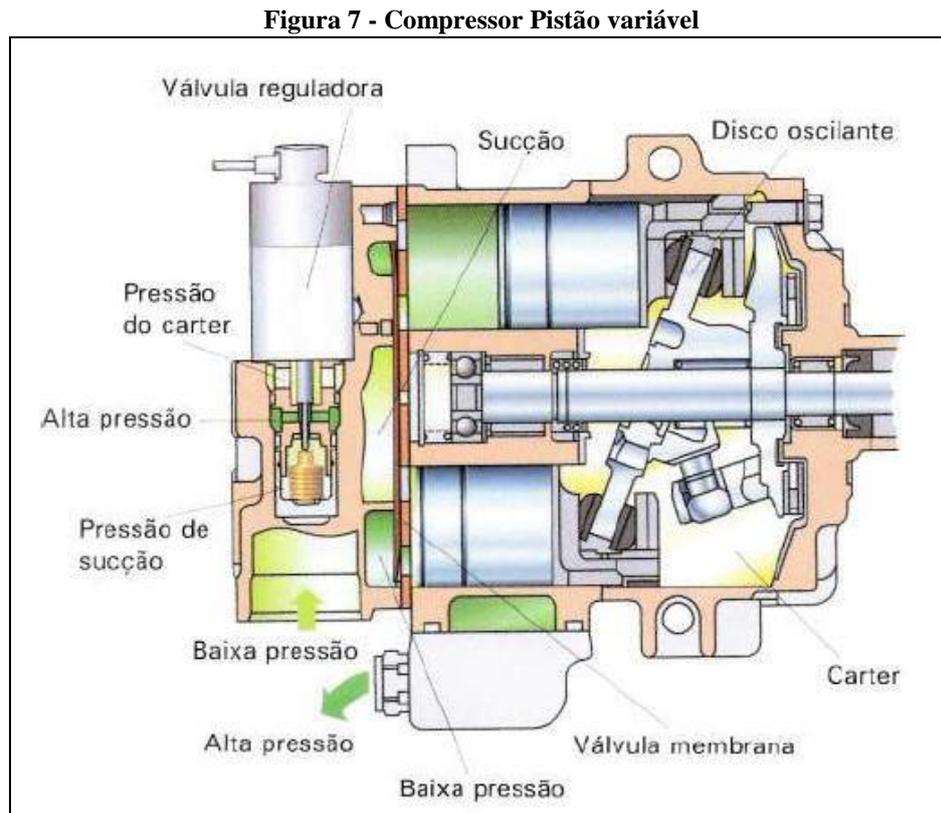
Após o evaporador o fluido é direcionado ao compressor que tem a função de elevar a pressão sendo a força motriz de circulação do vapor do fluido refrigerante superaquecido no sistema.

O compressor é o componente responsável por fornecer energia para que o fluido seja capaz de escoar por todos os outros componentes e mudar de fase durante o ciclo. Ao entrar no compressor o fluido se encontra no estado de vapor superaquecido. A compressão aumenta sua pressão e temperatura, continuando no estado de vapor superaquecido. (Pereira et al, 2010)

O volume de bombeamento do compressor está relacionado à cilindrada eficaz, que é determinada pelo produto da cilindrada indicada para o compressor pela eficiência volumétrica do mesmo. Essa eficiência volumétrica do compressor varia, por sua vez, com a rotação do compressor e com as pressões de sucção e descarga.

A eficiência mecânica do compressor é um parâmetro que indica a quantidade de energia mecânica absorvida pelo compressor, dissipada em calor, em vez de ser transferida ao gás durante a fase de compressão.

Em um compressor de pistão conforme a Figura 7, o aumento de pressão se dá pela compressão dos gases através do movimento dos pistões dentro da câmara de compressão, como em um motor de combustão interna. A cilindrada pode ser variável, dependendo do compressor, quando neste existir um prato móvel que limita ou aumenta o curso útil dos pistões. (Zanetti, 2011)



Fonte: Vilela, 2012

Na sequência, o fluido é direcionado ao condensador no qual o refrigerante gasoso com temperatura elevada primeiramente perde o calor sensível até atingir a temperatura de saturação. Após essa etapa o fluido passa pelo processo de condensação em que o calor latente é rejeitado para o ambiente. Essa etapa ocorre na região superior do condensador, chamada de área de condensação, conforme Figura 11.

Ao passar pelo condensador, o refrigerante gasoso, que se encontra a uma temperatura maior que a do ar atmosférico, perde energia para sofrer os processos de dessuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento. (Maia et al, 2008).

O calor absorvido pelo sistema de ar condicionado é rejeitado através do condensador. O condensador retira do fluido o calor proveniente do evaporador e do compressor somada a

energia absorvida pelo compressor devido à temperatura no vão do motor obtendo, assim, condições operacionais adequadas.

A performance térmica do condensador é definida em função da performance requerida no evaporador, que, por sua vez, está diretamente ligada à solicitação dos ocupantes do veículo e do balanço térmico da cabine.

De acordo com a performance requerida, define-se a quantidade e espessura dos tubos, espaçamento entre as aletas, área frontal e lay-out interno do condensador que determina o número de passes.

Após passar pelo condensador, o refrigerante se encontra em um estado de líquido comprimido, a uma temperatura menor devido ao sub-resfriamento garantido na parte inferior do condensador, conforme Figura 8.

Figura 8 - Separação de áreas do condensador



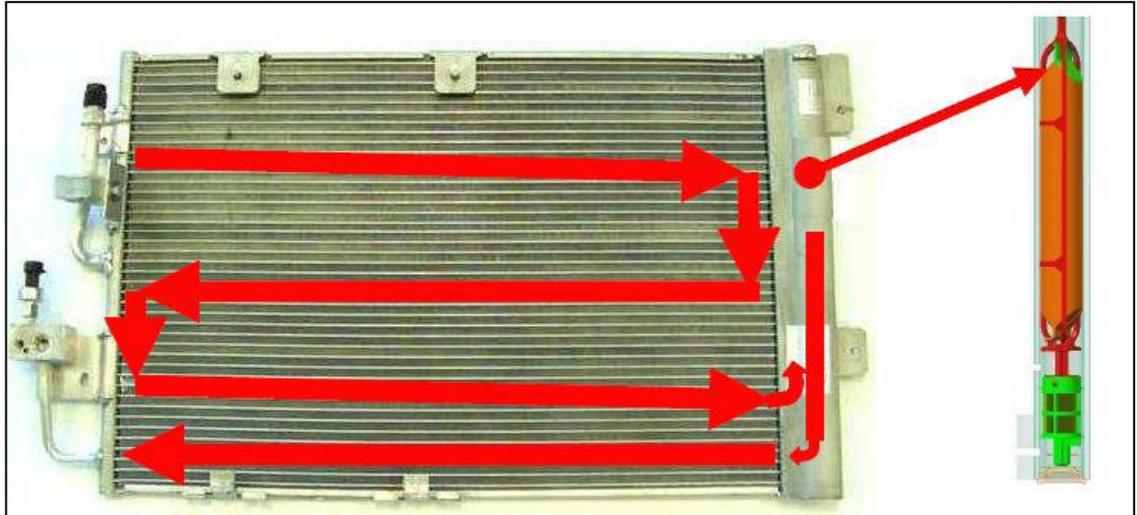
Fonte: Foto da autora, 2017

Atualmente o filtro secador acoplado ao condensador conforme Figura 9 tem se tornado padrão e tendência nos sistemas de ar condicionado automotivos, devido ao seu tamanho reduzido e sua geometria, e principalmente como uma alternativa em otimizar espaço no vão motor. Uma vez que o filtro secador separado além de possuir dimensões relativamente superiores, necessita de incremento de tubulações e aumento da carga de gás na linha de líquido.

O filtro secador é composto de um material higroscópico e uma malha filtrante, envolvidos em uma carcaça de alumínio, que funciona como reservatório. Tem a função de filtrar o fluido refrigerante e o óleo lubrificante do compressor retirando as eventuais impurezas que poderiam obstruir a válvula de expansão. Ainda retira toda a umidade e garante um acúmulo

de refrigerante condensado, que irá abastecer a válvula de expansão em qualquer condição de funcionamento do sistema.

Figura 9 - Condensador automotivo com filtro integrado



Fonte: Soares, 2009

O condensador é instalado na parte frontal do veículo para possibilitar maior incidência de vazão de ar na temperatura ambiente.

Com o veículo em movimento a vazão de ar que atravessa o condensador é proveniente do coeficiente de pressão gerado pela abertura do parachoque. O fluxo de ar criado pelo deslocamento do veículo sofre influência direta da superfície dianteira, direcionamento do fluxo, possíveis recirculações e características geométricas do frontal do veículo. Com o veículo em baixas velocidades ou parado essa vazão de ar é forçada através do acionamento do eletroventilador do radiador.

O eletroventilador (Figura 10) é constituído de um motor elétrico, das hélices do ventilador e normalmente de um convergedor de ar, dispositivo que melhora a distribuição de ar na massa radiante do condensador.

O eletroventilador tem como função aumentar a troca térmica no condensador garantindo a condensação do refrigerante (alcançando o valor de sub-resfriamento desejado) e ajuda a reduzir a pressão do refrigerante, quando este alcança níveis elevados e perigosos à integridade e bom funcionamento do sistema. (Vieira, 2010)

Geralmente, para veículos equipados com sistema de ar condicionado, o eletroventilador possui duas velocidades, que são acionadas de acordo com o nível de pressão do sistema. (Zanetti, 2011).

Figura 10 - Eletroventilador equipado com convergedor



Fonte: VIEIRA, 2010

Para interligar os diversos componentes do sistema de climatização veicular, tem-se as tubulações, que transportam o fluido refrigerante e o óleo do sistema, completando o circuito. São construídas de tubos de alumínio e mangueiras flexíveis em borracha, algumas possuem ressonadores para atenuação de ruído proveniente das pulsações do fluxo de refrigerante, sendo normalmente instaladas o mais próximo possível do compressor.

As partes solidárias que não requerem liberdade de movimento normalmente são totalmente em alumínio. Porém, quando necessitam de um grau de liberdade, devido às movimentações, são requeridas mangueiras. (Soares, 2009). Isso é devido ao espaço restrito no vão motor do veículo e o movimento relativo entre componentes fixos ao motor (compressor) e os componentes fixos na carroceria (trocadores de calor e válvula de expansão).

Sua configuração e forma dependem do trecho do circuito (baixa ou alta pressão) e dependem do *layout* do motor. Sua interface não deve tocar outros componentes, para que não haja desgaste na parede do material aumentando o risco de ruptura e parada no funcionamento do ciclo (Zanetti, 2011).

Na aplicação das tubulações do sistema de refrigeração sobre o veículo, ocorre a necessidade de se analisar as perdas de carga localizadas em conexões, junções e conformações e a perda de carga distribuída ao longo das seções dos tubos e mangueiras.

4.1 Refrigerante R-134a

As temperaturas do refrigerante no evaporador e no condensador são ditadas, respectivamente, pelas temperaturas das regiões frias e quente com as quais o sistema interage

termicamente. Isso, por sua vez, determina as pressões de operação do sistema. No caso, a seleção do refrigerante é baseada em parte na adequabilidade de sua relação entre pressão e temperatura no intervalo de uma certa aplicação (Shapiro, 2002)

Para o ar condicionado veicular, especificamente no Brasil, até a presente data, tem-se somente o uso do refrigerante R134a. Este é um gás refrigerante HFC Fluorcarbonos parcialmente halogenados puro que substituiu o R-12 em novas instalações. Não danifica a camada de ozônio, com um ODP igual a zero, e muito eficiente do ponto de vista energético, porém apresenta um médio valor de potencial de aquecimento global (GWP) de 1430 (Humia, 2017).

Além disso, é não inflamável, não tóxico, possui alta estabilidade térmica e química, tem compatibilidade com os materiais utilizados e tem propriedades físicas e termodinâmicas adequadas para o uso. (Soares, 2009).

5 APARATO EXPERIMENTAL

Neste capítulo apresenta-se a definição do sistema de ar condicionado utilizado, assim como os equipamentos e banco de prova utilizados.

5.1 Características do veículo utilizado no teste

Os testes foram realizados em um veículo de passeio protótipo equipado com um motor de combustão interna com as seguintes características: combustível gasolina, quatro tempos, quatro cilindros em linha com quatro válvulas por cilindro, deslocamento volumétrico total de 1,747 cc. O veículo é dotado do sistema de ar condicionado e direção elétrica.

O sistema de ar condicionado em estudo é composto dos seguintes componentes: caixa de ar condicionado com ventilador com 7 velocidades, evaporador brasado de dimensões 251mm x 212mm x 38mm (altura x comprimento x espessura), válvula de expansão 2,0 TR, compressor de 140 cilindradas do tipo pistão variável, condensador brasado de dimensões 658mm x 357mm x 12mm (altura x comprimento x espessura) com filtro secador integrado, tubulação de baixa pressão e tubulação de alta pressão, refrigerante R134a.

5.2 Equipamentos utilizados

Para a realização dos testes foi utilizado o seguinte aparato experimental:

- Câmara climática: possui de dimensões 10,8m x 6,5m x 3,50m (comprimento x largura x altura) possui controle de irradiação solar entre 0 e 1200 W/m², controle de temperatura entre -30°C e +50°C, controle de umidade relativa entre 20 e 90% e potência de refrigeração de 226 hp.

Para auxiliar nesses controles o ventilador instalado no interior da câmara promove o vento referente à velocidade do veículo e varia de 0 a 140 km/h. No interior da câmara ainda estão instalados o painel solar e o rolo dinamométrico, conforme Figura 11.

Figura 11 - Câmara climática



Fonte: Foto da autora, 2017

- Rolo dinamométrico: possui controle de força entre 0 e 10000 N, potência máxima de 204 hp e controle de velocidade entre 0 e 200 km/h.
- Balança: marca Sartorius modelo PMA 35001, escala de 5g a 35000g com resolução de 0,1g e incerteza máxima de $\pm 0,5g$.
- Máquina de vácuo
- Fonte de tensão
- Galão de refrigerante R134a
- Manômetros

5.3 Instrumentação utilizada

Para a medição dos testes realizados foi utilizada a seguinte instrumentação:

- Termopares: tipo “K, faixa de medição -50 a 1260 °C, com precisão de 2,2°C ou 0,75% do valor medido com incerteza máxima de $\pm 1^\circ\text{C}$.
- Transdutores de pressão: marca HBM, modelo P8AP, faixa de medição de 0 a 10bar, com precisão de 0,01 bar e incerteza máxima de $\pm 0,01$ bar, para medição das pressões baixas do sistema. E o transdutor de pressão alta, marca HBM, modelo P8AP, faixa de medição 0 a 50bar e erro de 0,06 bar, com incerteza máxima de $\pm 0,01$ bar, para medição da pressão alta do sistema.

- Tacômetro: marca Braun GMBH, modelo MOVIPORT C118, possui uma faixa de medição que vai de 30/min a 100/seg e incerteza máxima de $\pm 2,7$ rpm.
- Higrômetro: instalado no bocal do ventilador da câmara climática, possui as seguintes especificações: tipo AC-1, marca MOK, modelo MOK-05-XX-010-V, faixa de medição 0 a 100%, com precisão de 0,1%.
- Equipamento para aquisição de dados: marca Ipetronik, modelo M-Thermo 16

6 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentados os procedimentos experimentais adotados para obtenção dos resultados deste trabalho. Na metodologia dos testes experimentais são mostrados os parâmetros definidos dos testes realizados, as condições ambientais e o posicionamento dos sensores utilizados no experimento.

Os testes dinâmicos foram realizados em veículo sobre um dinamômetro de rolo instalado dentro de uma câmara climática.

Dessa forma, ainda são apresentados os mecanismos de preparação e montagem do veículo e a metodologia utilizada para obtenção dos resultados.

6.1 Preparação e parâmetro de teste

A metodologia dos testes físicos proposta para esse estudo consiste em alterar a carga de gás refrigerante do sistema de ar condicionado do veículo objeto de prova para verificar a influência da carga refrigerante nos parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento no ciclo.

O veículo foi colocado na câmara climática, de frente ao ventilador, com as rodas dianteiras sobre o rolo dinamométrico e as rodas traseiras fixadas ao suporte da câmara climática (Figuras 12 a 14).

Figura 12 - Veículo preso no rolo dinamométrico



Fonte: Foto da autora, 2017

Figura 13 - Roda traseira fixada ao suporte



Fonte: Foto da autora 2017

Figura 14 - Roda dianteira sobre o rolo dinâmométrico



Fonte: Foto da autora 2017

Como o teste simula uma estrada plana, para definir a força que o rolo dinâmométrico deve funcionar, é feito um cálculo baseado nas resistências do veículo ao rolamento, aerodinâmica e velocidade definida para o teste. Esses valores de resistência são previamente obtidos em um teste específico denominado o “coast down” do veículo.

O “Coast down”, conforme Norma ABNT NBR 10312:2009 é o teste realizado para determinação da resistência ao deslocamento de um veículo automotor leve a partir da desaceleração livre em pista de rolamento. A equação genérica da força resistiva ao deslocamento do veículo em função da velocidade considerada no rolo dinâmométrico durante o teste é dada pela Eq.10:

$$F = F_0 + F_2 \cdot V^2 \quad (14)$$

Onde,

F é o módulo da força resistiva ao deslocamento, em N;

F₀ é o coeficiente do termo de ordem zero da equação, em N;

F₂ é o coeficiente do termo de segunda ordem da equação, em N/(m/s)²;

V é a velocidade do veículo, expressa em m/s;

Para atingir e manter a velocidade e rotação do veículo constante, já que o teste é realizado sobre regime permanente, um dispositivo é instalado no pedal do acelerador (Figura 15).

Esse dispositivo mecânico foi desenvolvido a fim de evitar a necessidade de um motorista durante o teste e, dessa forma, eliminando sua exposição a condições ambientes extremas.

Figura 15 - Dispositivo para aceleração do veículo durante o teste



Fonte: Foto da autora, 2017

Na fase de preparação foi realizado um vácuo de 1 hora no sistema de ar condicionado, mantendo o sistema abaixo de 0 bar de pressão manométrica a partir de uma bomba de vácuo ligada ao sistema, para garantir o correto esvaziamento do sistema, retirar a umidade e verificar a estanqueidade do mesmo.

O eletroventilador foi ligado externamente em uma fonte de tensão que forneceu 14,0 V para alimentação em 100% da rotação. Esse processo visa manter durante todo o teste a máxima capacidade de refrigeração disponível no condensador. Esse procedimento foi necessário uma vez que os parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento foram avaliados em regime permanente em cada condição testada. Dessa forma, o veículo precisava estar estabilizado, uma vez que se o eletroventilador variasse a rotação, poderia alterar o resultado do teste.

No veículo foram instalados transdutores de pressão nos pontos de carga do refrigerante: um ponto na linha de alta pressão e um ponto na linha de baixa pressão conforme Figura 16. Para controle e verificação do teste, também foi realizada a leitura do sensor linear presente na linha de alta pressão do veículo que envia sinal para a central de injeção do veículo.

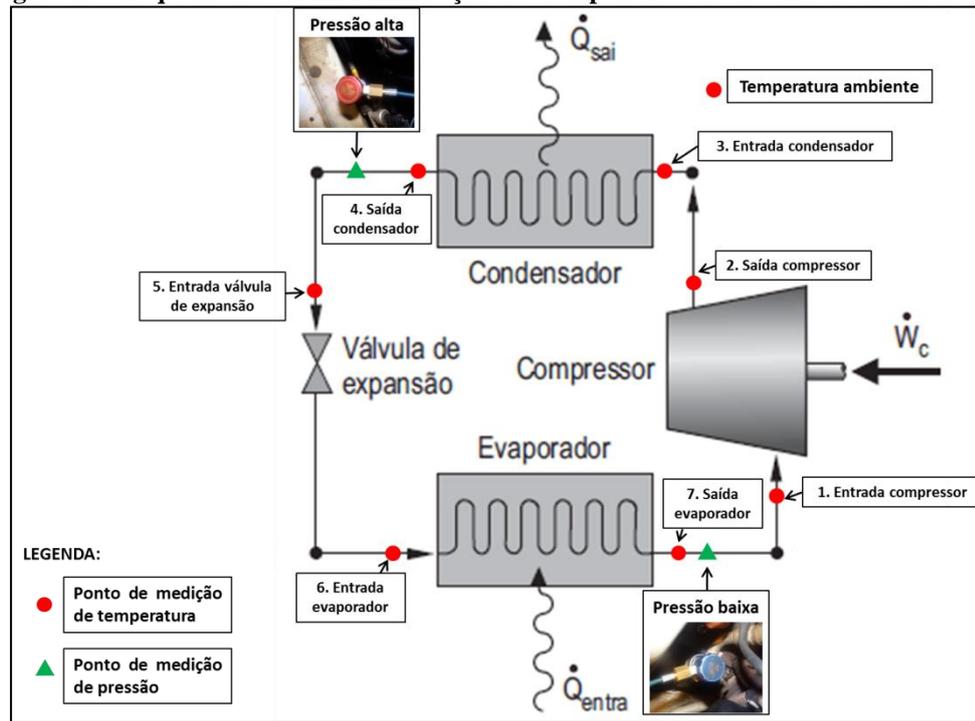
O tacômetro foi ligado à bobina do veículo para monitorar a rotação durante o teste, uma vez que este parâmetro deve permanecer constante, a fim de comparação entre as fases medidas.

Termopares foram instalados para leitura das temperaturas:

- Ambiente da galeria climática;
- Entrada do compressor;
- Saída do Compressor;
- Entrada condensador;
- Saída do condensador;
- Entrada válvula TXV;
- Entrada evaporador;
- Saída do evaporador;
- Difusor lateral lado motorista;
- Difusor central lado motorista;
- Difusor central lado passageiro;
- Difusor lateral lado passageiro;
- Cabeçote do veículo: instrumentação necessária para controle e verificação da

integridade do veículo durante o teste. Para averiguar possível sobre aquecimento do veículo que poderia causar dano ao objeto de prova.

Figura 16 - Esquemático da instrumentação dos componentes do sistema de ar condicionado



A instrumentação dos difusores foi realizada de forma a medir a temperatura do ar que flui através dos difusores. Assim, a terminação do termopar não tem contato com as paredes e superfície do difusor.

Nos pontos do sistema de ar condicionado, foram colocados termopares sobre a tubulação protegidos com borracha antitérmica e fita reflexiva, a fim de evitar que a temperatura externa à tubulação influencie na medição.

Esse tipo de instrumentação não invasiva foi realizado para evitar possíveis vazamentos e danos ao circuito que poderiam ocorrer e comprometer o teste. Dessa forma, admite-se a premissa que a temperatura da tubulação de alumínio é equivalente à temperatura do fluido, desconsiderando qualquer variação.

No caso do cabeçote, o termopar foi colocado em contato direto com o fluido.

6.2 Condição de teste

O teste realizado para este trabalho foi baseado na norma LP.7C019 da empresa FCA que estabelece o procedimento para determinação da carga de gás para veículos automotivos.

As condições do ambiente e do teste estão mostradas na Tabela 2 e 3:

Tabela 2 - Condição de teste do ambiente

Condição selecionada para o ambiente da câmara climática	
Temperatura	43°C±1°C
Umidade relativa	19% ±1%
Radiação solar	Zero
Velocidade do vento	40 km/h - mantendo constante durante todo o teste - equivalente à velocidade do veículo.

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Tabela 3 - Condição de teste do veículo

Condição selecionado no veículo	
Velocidade do veículo	40 km/h - equivalente à velocidade do vento
Compressor	Acionado
Seleção do ar condicionado	Distribuição frontal no painel, captação externa* e máximo frio, máxima velocidade da caixa de ar.

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Foi utilizada a captação externa do ar para manter a temperatura do evaporador mais alta, a fim de evitar um possível congelamento do evaporador durante o teste. Uma vez que os testes foram iniciados com baixa carga de refrigerante, o evaporador tende a refrigerar excessivamente.

Para início dos testes o sistema de ar condicionado do veículo foi abastecido com 200g de gás refrigerante. Essa carga inicial foi definida para garantir o mínimo de pressão no sistema para funcionamento do compressor, uma vez que sua calibração de pressão inicial é de 3 bar.

A cada 10 minutos foram acrescentados 30 g de refrigerante até o valor total de 590 g, totalizando 14 cargas. Esse valor final foi definido durante o próprio teste, uma vez que ao ser atingido esse valor de carga de refrigerante a pressão alta do sistema se elevou consideravelmente até atingir o ponto de pressão de corte do compressor do veículo, que conforme calibração motor é de 28 bar.

Durante o teste é esperado a definição de um platô em que os valores de sub-resfriamento apresentam valores estabilizados. Esse platô é constituído de 4 ou 5 valores de

carga de refrigerante comumente chamadas de região carga ótima. As cargas de refrigerante abaixo desse platô são chamadas de baixa carga. Acima desse platô têm-se as sobrecargas.

Entre as 14 cargas de refrigerante testadas, foram definidas seis cargas de refrigerante para análise e comparação:

- 230g e 350g: cargas de refrigerante caracterizadas como baixa carga;
- 440g e 470g: cargas de refrigerante caracterizadas como carga ótima;
- 530g e 590g: cargas de refrigerante caracterizadas como sobrecarga;

Durante os intervalos entre as recargas foram adquiridos os sinais de temperatura e pressão para a condição estabilizada para cálculo dos parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento. Como se tratou de 10 minutos de estabilização para cada fase, trabalhou-se com a média dos valores medidos em uma frequência de 1 Hz.

Para cada uma das 6 condições medidas os resultados são apresentados conforme os seguintes parâmetros:

- Superaquecimento;
- Sub-resfriamento;
- Região de carga ótima;
- COP;
- Entalpia na entrada do evaporador;
- Título (χ) do fluido refrigerante na entrada do evaporador;
- Vazão mássica;
- Diagrama P x h
- Temperatura média dos difusores, a fim de verificar a influência da carga de refrigerante na performance final do sistema de ar condicionado percebida pelos ocupantes do veículo;

6.3 Cálculo do COP

O cálculo do COP foi realizado utilizando os valores de entalpia da entrada da válvula de expansão TXV, saída do evaporador, entrada do compressor e saída do compressor, a partir da consideração que a válvula de expansão TXV é isoentélpica.

Os valores de entalpia para cada ponto e cada condição de teste foram retirados da tabela termodinâmica para o fluido R-134a, sendo a temperatura e pressão absoluta os dados de entrada para obtenção dos valores de entalpia.

Os valores de temperatura foram adquiridos a partir de medição de termopares conforme instrumentação nos pontos de entrada e saída do condensador, entrada da válvula TXV, entrada e saída do evaporador, entrada e saída do compressor.

A pressão alta foi medida pelo transdutor de pressão na tubulação entre a saída do condensador e entrada da válvula de expansão TXV. A pressão baixa foi medida pelo transdutor de pressão na tubulação entre a saída do evaporador e entrada do compressor. Foram desconsideradas as perdas de carga nas tubulações por limitação da instrumentação descrita anteriormente.

Os valores de pressão medidos durante o teste foram fornecidos em pressão manométrica. Para obter o valor de pressão absoluta, que é a entrada na tabela termodinâmica tem-se que:

$$\text{Pressão absoluta} = \text{Pressão manométrica} + \text{Pressão atmosférica local} \quad (15)$$

Seguem considerações realizadas para determinação da pressão absoluta dos pontos do circuito:

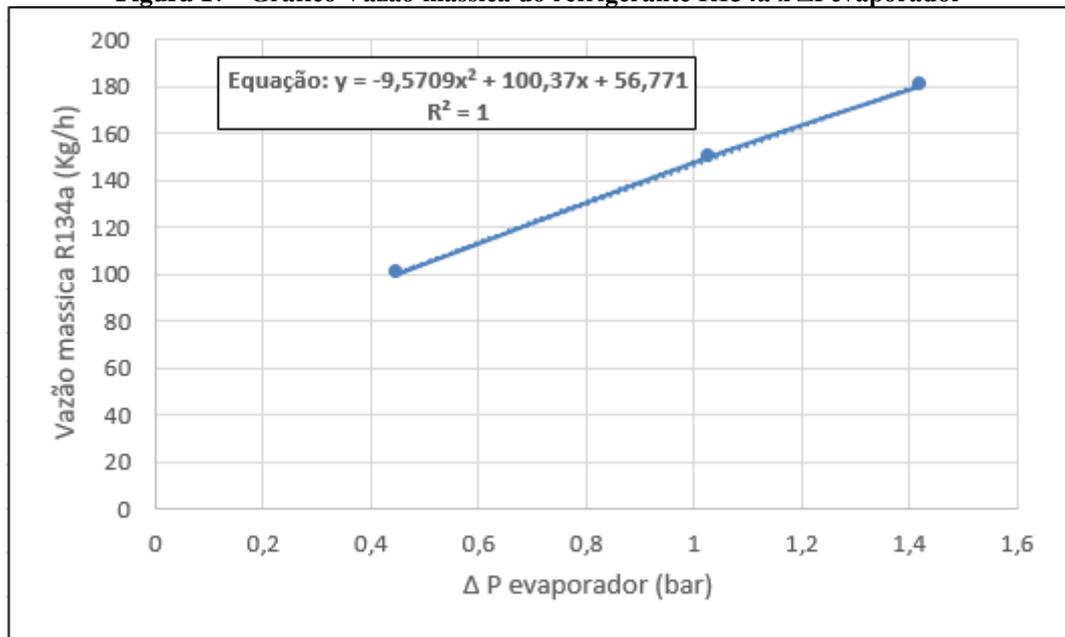
- Altitude do local do teste em relação ao nível do mar: 860m;
- Pressão atmosférica para altitude de 860m = 0,92 bar

O valor de pressão da entrada do evaporador foi retirado da tabela de propriedades termodinâmica do fluido refrigerante R134a, pois é a pressão de saturação à temperatura medida para cada condição de teste. Em um sistema de compressão à vapor após sofrer a expansão na válvula de expansão TXV, o fluido está em estado de mistura.

A partir da diferença de pressão na entrada e saída do evaporador, tem-se a perda de carga do evaporador (ΔP_{evap}).

O ΔP_{evap} foi utilizado para obter a vazão mássica do sistema através do gráfico vazão mássica do refrigerante R134a x ΔP_{evap} presente no data sheet do evaporador disponibilizado pelo fornecedor (Figura 17).

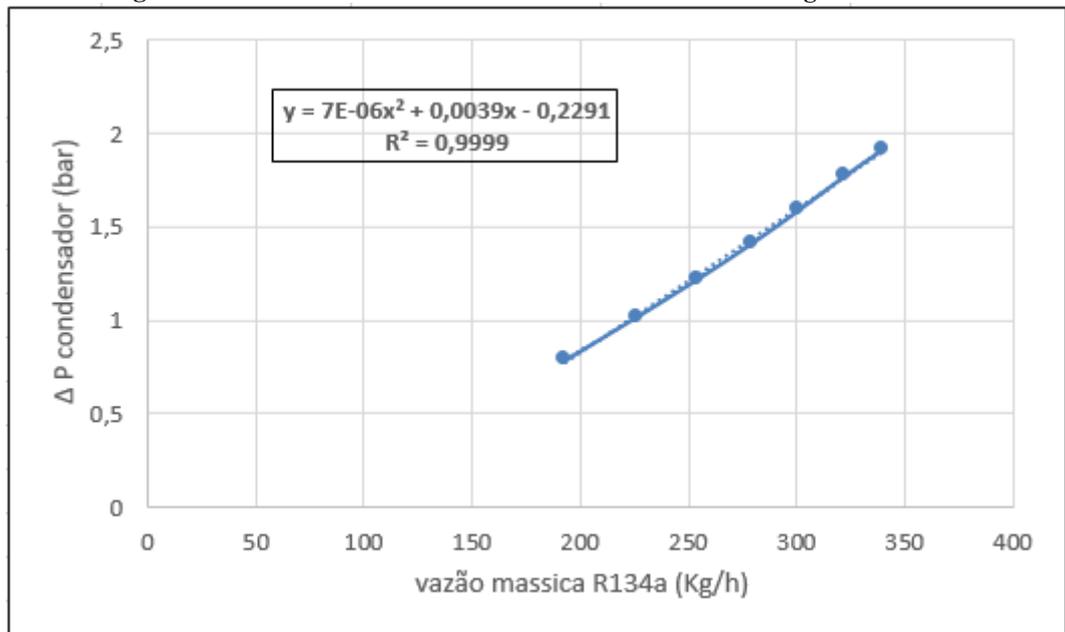
Figura 17 - Gráfico Vazão mássica do refrigerante R134a x $\Delta P_{\text{evaporador}}$



Fonte: Elaborada pela autora baseado nos dados fornecido no Data sheet do fornecedor, 2017

O valor de vazão mássica definido foi utilizado para obter o valor de perda de carga do condensador (ΔP_{cond}) através do gráfico ΔP_{cond} x vazão mássica do refrigerante R134a presente no data sheet do condensador disponibilizado pelo fornecedor (Figura 18).

Figura 18 - Gráfico $\Delta P_{\text{condensador}}$ x Vazão mássica do refrigerante R134a



Fonte: Elaborada pela autora baseado nos dados fornecido no Data sheet do fornecedor, 2017

A partir do valor de ΔP_{cond} , foi calculado o valor de pressão na entrada do condensador. Esse valor de pressão foi considerado também para a saída do compressor, desprezando perdas de carga na tubulação.

Contudo, com os valores de temperatura e pressão nos pontos de saída do evaporador (ponto 7), entrada da válvula de expansão TXV (ponto 5), saída do compressor (ponto 2) e entrada do compressor (ponto 1), foi obtido os valores referentes às entalpias (h) na tabela de propriedades termodinâmicas do fluido R134a, e calculado o COP:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{ent}}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_7 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (16)$$

6.4 Cálculo do título χ do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador

Para o cálculo do título do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador, considera-se os seguintes apontamentos:

- a) A válvula de expansão TXV é isoentálpica, ou seja, a entalpia do ponto de entrada da válvula de expansão TXV (h_5) possui o mesmo valor da entalpia de entrada do evaporador (h_6);

$$h_5 = h_6 \quad (17)$$

- b) O fluido refrigerante R134a após sofrer a expansão na válvula de expansão TXV em um ciclo de compressão a vapor está em estado de mistura, logo a partir da temperatura (T_6) medida durante a prova, obteve o valor de pressão (P_6), sendo essa de saturação, calculada através de interpolação da tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante R134a.

A partir dos apontamentos, retirou-se da tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante R134a, os valores de entalpia para título 0% e para título 100% ($h_{6,0\%}$ e $h_{6,100\%}$) referentes à temperatura e pressão, de saturação, no ponto de entrada do evaporador (T_6 e P_6). O cálculo foi realizado pela equação 18.

$$h_5 = h_6 = (1 - x)h_{6,0\%} + xh_{6,100\%} \quad (18)$$

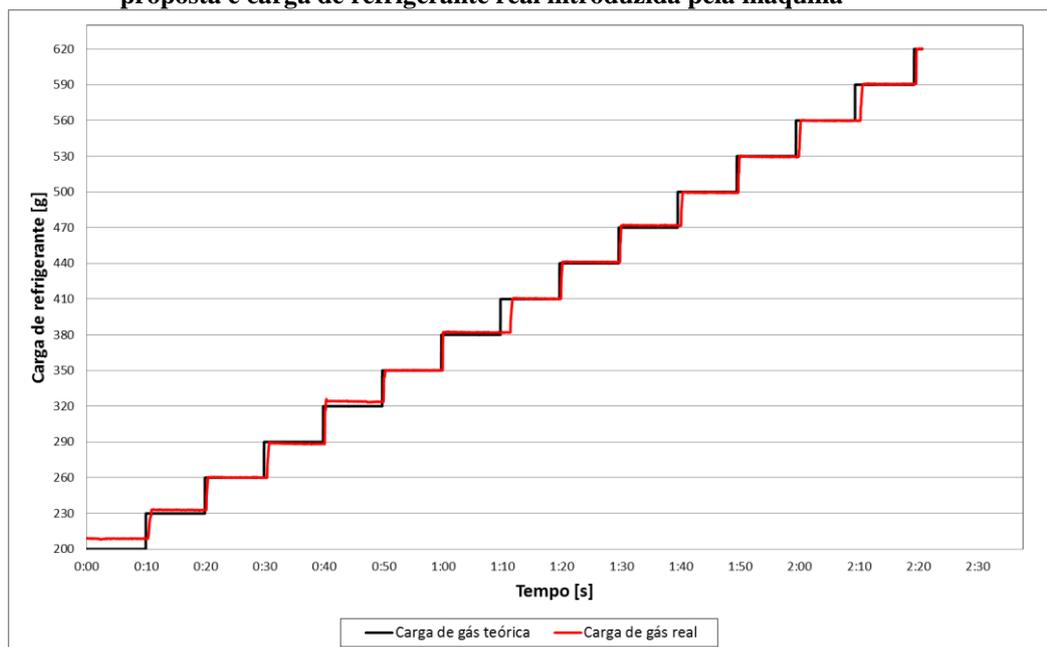
7 RESULTADOS

Nesse capítulo são apresentados os resultados dos testes realizados e análises respectivas.

7.1 Resultados referentes à variação da carga do refrigerante

Conforme metodologia apresentada, os testes iniciaram considerando 200 gramas de carga de refrigerante com aumento de 30 gramas a cada 10 minutos. Como o sistema é alimentado manualmente a partir da abertura da válvula de envio de carga do cilindro de refrigerante à tubulação do veículo, são apresentados na Figura 19 o gráfico das cargas de refrigerante teórica (conforme norma) e real.

Figura 19 - Gráfico comparativo entre a carga de refrigerante teórica conforme metodologia proposta e carga de refrigerante real introduzida pela máquina



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

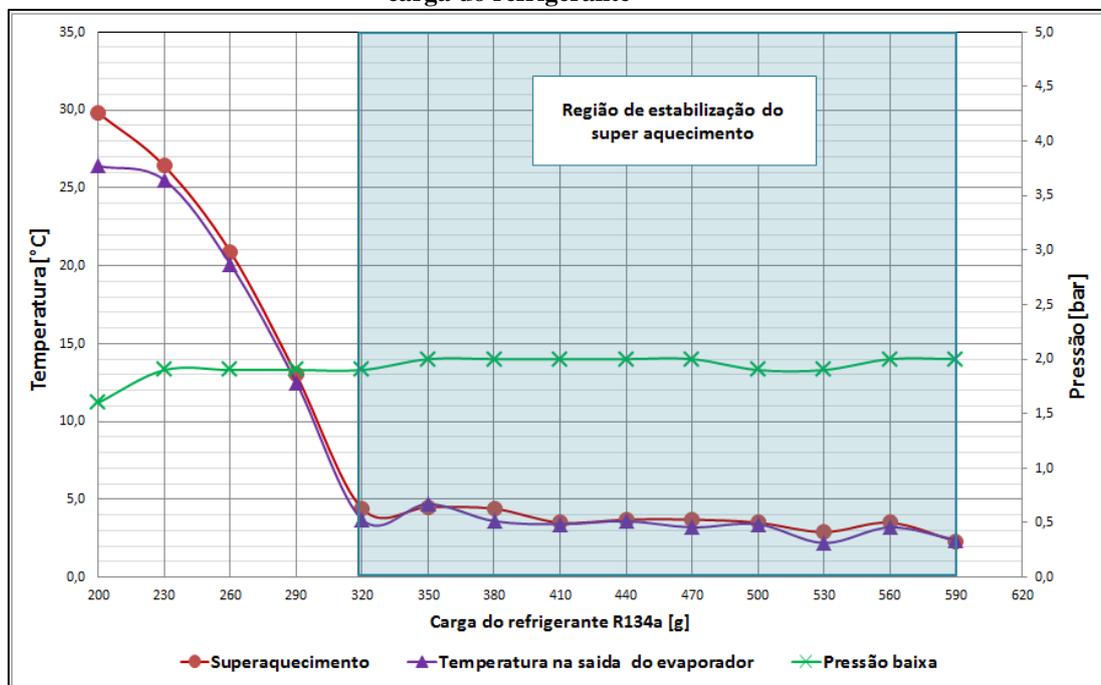
A partir do gráfico da Figura 22 pode-se perceber que a carga real de refrigerante injetado no sistema obteve baixas variações em relação ao esperado da carga teórica. Na faixa de 200g houve uma variação de 5,5% e na faixa de 320g houve uma variação de 1,9%. As demais cargas obtiveram variações inferiores a 1%. Outra variação identificada foi referente ao tempo para injetar a carga de refrigerante no sistema, sendo que para o montante de 410g e

590g houve um atraso. Porém nenhuma dessas variações promoveu algum desvio nos testes, sendo possível a validação do teste e análise dos resultados, conforme a seguir.

7.2 Resultados referentes à variação da carga do refrigerante em relação ao superaquecimento

A variação da carga do refrigerante em relação ao parâmetro superaquecimento é apresentada na Figura 20. Conforme o gráfico pode-se observar que a carga do refrigerante altera o comportamento da curva do superaquecimento.

Figura 20 - Gráfico referente ao comportamento do superaquecimento em relação ao aumento da carga do refrigerante



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

A partir do gráfico da Figura 20 tem-se um resultado referente ao valor de superaquecimento ao longo de todo o teste, observando-se uma redução dos valores em razão do aumento da carga de refrigerante. Percebe-se no gráfico que os valores de superaquecimento para as cargas de 320 até 590g são próximos, possuindo baixa variação e formando a região de estabilização do superaquecimento. O mesmo pode ser observado para os valores de temperatura de saída do evaporador. A pressão baixa permanece constante durante todo o teste.

O superaquecimento é dado pela diferença entre a temperatura de saída do evaporador à pressão baixa do sistema e a temperatura de saturação do refrigerante. Logo, justifica-se que

a região de estabilização do superaquecimento seja acompanhada da estabilização da temperatura de saída do evaporador.

Para baixas cargas de refrigerante percebe-se um valor superaquecimento alto, uma vez que a válvula de expansão não possui a capacidade de regulação da expansão do fluido devido ao baixo valor de quantidade de fluido. Dessa forma, entra no evaporador uma quantidade reduzida de refrigerante a ser evaporado. A evaporação ocorre no início do evaporador e o fluido percorre todo o restante do componente recebendo calor, o que resulta em fluido com alto valor de superaquecimento.

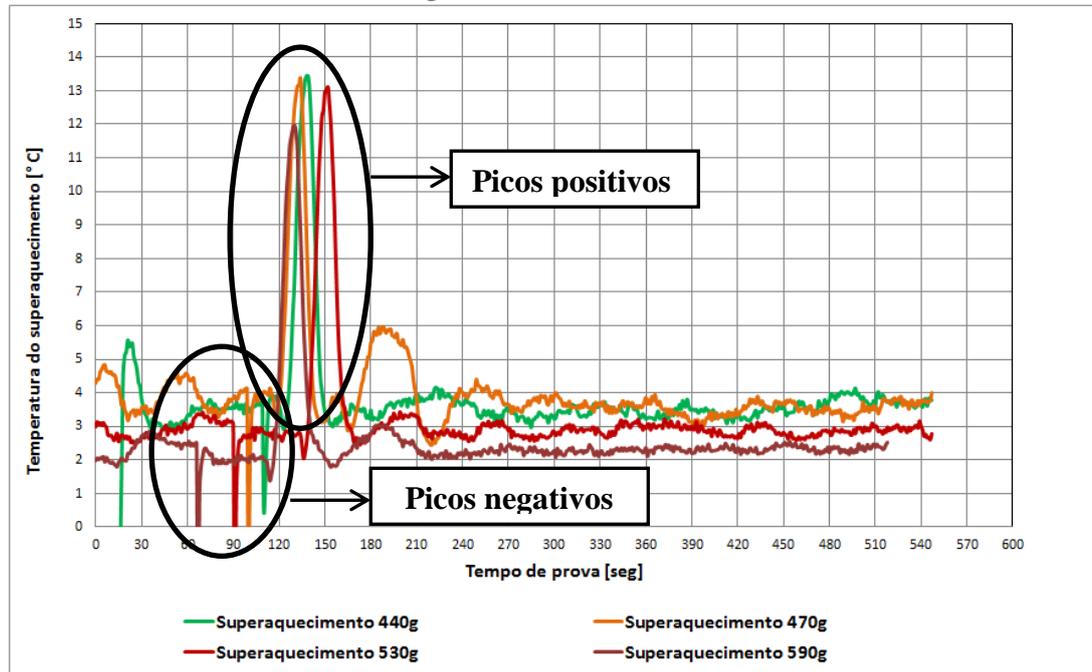
Para o caso de cargas excessivas o superaquecimento já não sofre influência, pois passa a utilizar todo o evaporador e a válvula de expansão regula o fluxo de refrigerante.

7.2.1 Resultados referentes ao comportamento do superaquecimento após o acréscimo de carga refrigerante ao sistema.

Durante o teste é observado um comportamento repetitivo no parâmetro de superaquecimento após o acréscimo de carga de refrigerante ao sistema. Esse comportamento é caracterizado por uma variação do superaquecimento percebida a partir do primeiro minuto de teste com duração de 2 minutos aproximadamente. Inicialmente é percebido um pico negativo e sequencialmente é percebido um pico positivo.

Esse comportamento ocorre durante todas as cargas de refrigerante no sistema. Porém com menor amplitude para cargas mais baixas, devido a menor quantidade de refrigerante no sistema. Para ser apresentado na Figura 21, foram selecionados 4 valores de cargas de refrigerante que estão localizadas na região de estabilização do superaquecimento e que possuem variação com amplitude maior que no caso de baixas cargas que estão fora da região de estabilização.

Figura 21 - Gráfico referente ao comportamento do superaquecimento após o acréscimo de carga refrigerante ao sistema



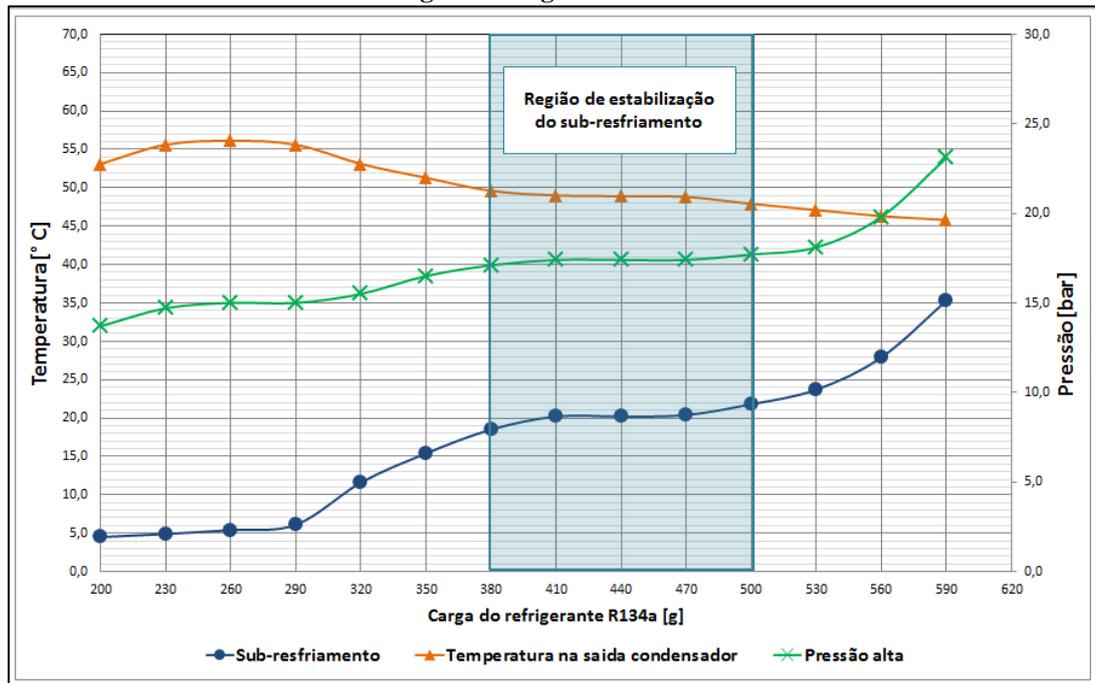
Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Essa variação refere-se à regulação da válvula de expansão para a nova carga de refrigerante. Quando a válvula de expansão abre, ela permite entrar maior fluxo de refrigerante no evaporador, fazendo com que o superaquecimento reduza, explicando os picos negativos observados no gráfico. Quando a válvula de expansão fecha, restringindo o fluxo, o superaquecimento aumenta, seguindo a lógica que se tem menor quantidade de fluido passando pelo evaporador, após ser evaporado, o fluido percorre o componente adquirindo calor, o que explica os picos positivos observados no gráfico da Figura 21.

7.3 Resultados referentes à variação a carga do refrigerante em relação ao sub-resfriamento

A variação da carga do refrigerante em relação ao parâmetro sub-resfriamento é apresentada na Figura 22. Inicialmente pode-se observar que a carga do refrigerante altera o comportamento da curva do sub-resfriamento.

Figura 22 - Gráfico referente ao comportamento do sub-resfriamento em relação ao aumento da carga do refrigerante



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

A partir do gráfico da Figura 22 tem-se um resultado referente ao valor de sub-resfriamento ao longo de todo o teste. Identifica-se um aumento do sub-resfriamento devido ao aumento da carga de refrigerante. Observa-se que o gráfico forma um platô, ou seja, os valores de sub-resfriamento permanecem próximos com variação máxima de 2°C para as cargas de 380, 410, 440, 470g e 500g. É possível verificar que a pressão alta do sistema e a temperatura de saída do condensador permanecem com valores próximos nessa mesma faixa.

O sub-resfriamento é dado pela diferença entre a temperatura de saturação do refrigerante à pressão alta do sistema e a temperatura de saída do condensador.

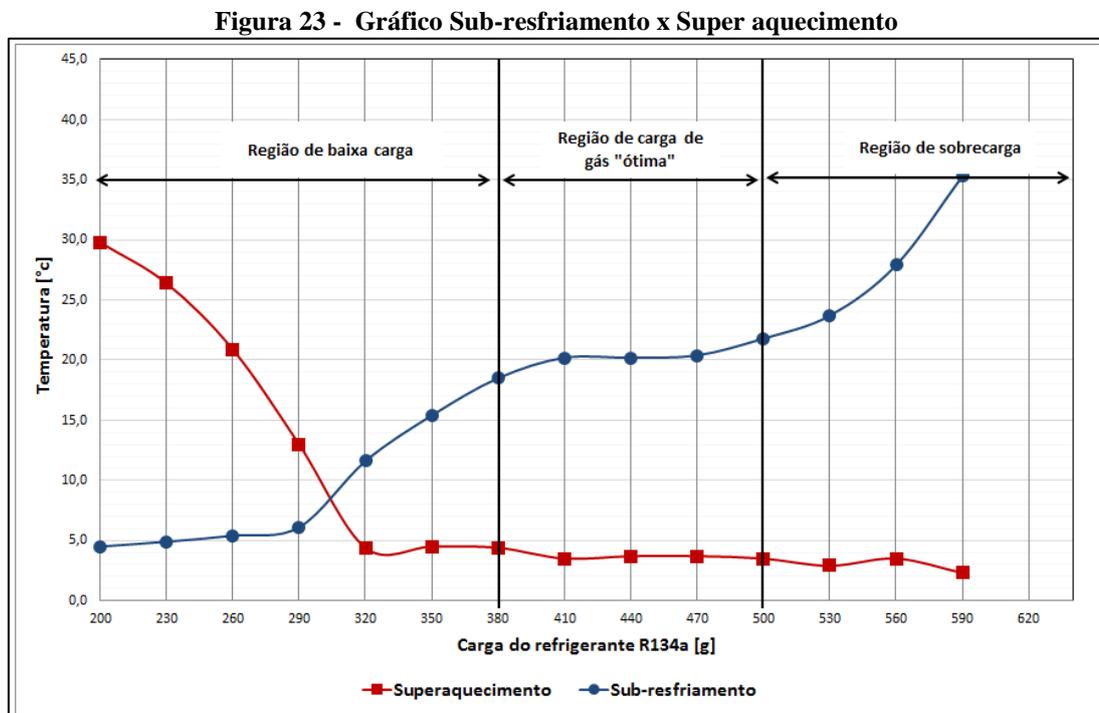
A região do platô formado, que caracteriza a estabilização do sub-resfriamento, ocorre devido ao enchimento do recipiente do filtro secador que está localizado no condensador e que divide a área de condensação e de sub-resfriamento.

Para baixas cargas, tem-se uma influência do superaquecimento explicado no item anterior. Nesse caso, o fluido refrigerante sai do evaporador com um superaquecimento alto e com densidade baixa. O compressor é forçado à cilindrada máxima, a eficiência de compressão é baixa resultando em um fluido com pressão alta e alto superaquecimento. Logo, o baixo valor de sub-resfriamento condiz com a utilização de grande parte do condensador para dessuperaquecer esse fluido. Posteriormente o fluido é condensado e sub-resfriado. Ou seja, o sub-resfriamento ocorre em uma pequena parte final do último passo do condensador.

No caso de cargas mais altas, o recipiente do filtro secador satura e o fluido refrigerante excessivo acumula-se no condensador antes do recipiente secador. Dessa forma, devido a contra-pressão formada no condensador, passa a ser necessário um maior esforço do compressor para bombear o refrigerante, o que aumenta a pressão do sistema.

7.4 Resultados referentes à análise Sub-resfriamento x Super aquecimento

A partir do gráfico da Figura 23 tem-se um resultado referente ao valor de superaquecimento x sub-resfriamento ao longo do teste.



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

A partir do gráfico da Figura 23, verifica-se que a faixa entre 380g e 500g caracteriza-se como a região de carga de gás refrigerante “ótima”, já que nessa faixa os parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento estão estabilizados, formando o chamado platô. Nessa condição é indicado que o sistema permanece estabilizado, não variando suas características. A válvula de expansão está regulando corretamente o fluxo e a quantidade de fluido que chega ao filtro secador está respeitando o limite dimensional desse último componente.

Com base nesse gráfico foi definido apresentar os resultados referentes às cargas:

- 230g e 350g: cargas de refrigerante caracterizadas como baixa carga;
- 440g e 470g: cargas de refrigerante caracterizadas como carga ótima;

- 530g e 590g: cargas de refrigerante caracterizadas como sobrecarga;

7.5 Resultados referentes à análise do COP

Para análise do COP, os valores das propriedades termodinâmicas para cada ponto do ciclo foram calculados com base na tabela termodinâmica para o fluido R-134a e data sheet dos componentes evaporador e condensador a partir de medições de temperatura e pressão ao longo do sistema em estudo.

Foram desconsideradas as perdas de carga por limitação da instrumentação descrita anteriormente.

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 230g, tem-se:

Tabela 4 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 230g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	35,94	2,81	430860,72
2	Saída do compressor	109,01	16,20	485813,72
5	Entrada da válvula de expansão TXV	51,77	15,49	274299,30
7	Saída do evaporador	21,42	2,81	417901,19

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

$$\text{COP } 230\text{g} = \frac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_7 - h_5}{h_2 - h_1} = 2,61 \quad (19)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 350g, tem-se:

Tabela 5 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 350g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,48	2,87	416054,31
2	Saída do compressor	96,72	17,87	469650,46
5	Entrada da válvula de expansão TXV	45,90	17,36	265150,55
7	Saída do evaporador	0,11	2,87	398872,22

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

$$\text{COP } 350\text{g} = \frac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_7 - h_5}{h_2 - h_1} = 2,49 \quad (20)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 440g, tem-se:

Tabela 6 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 440g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,63	2,98	415948,14
2	Saída do compressor	98,21	18,82	470022,94
5	Entrada da válvula de expansão TXV	43,57	18,38	261600,72
7	Saída do evaporador	0,12	2,98	398892,98

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

$$\text{COP } 440\text{g} = \frac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_7 - h_5}{h_2 - h_1} = 2,54 \quad (21)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 470g, tem-se:

Tabela 7 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 470g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,73	2,89	416237,26
2	Saída do compressor	98,24	18,87	469988,63
5	Entrada da válvula de expansão TXV	43,39	18,39	261329,90
7	Saída do evaporador	0,05	2,89	398756,25

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

$$\text{COP } 470\text{g} = \frac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_7 - h_5}{h_2 - h_1} = 2,56 \quad (22)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 530g, tem-se:

Tabela 8 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 530g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,51	2,88	416060,93
2	Saída do compressor	99,11	19,64	469914,90

5	Entrada da válvula de expansão TXV	41,80	19,18	258934,35
7	Saída do evaporador	-0,43	2,88	398356,40

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

$$\text{COP } 530\text{g} = \frac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_7 - h_5}{h_2 - h_1} = 2,59 \quad (23)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 590g, tem-se:

Tabela 9 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do COP para a condição de 590g de refrigerante

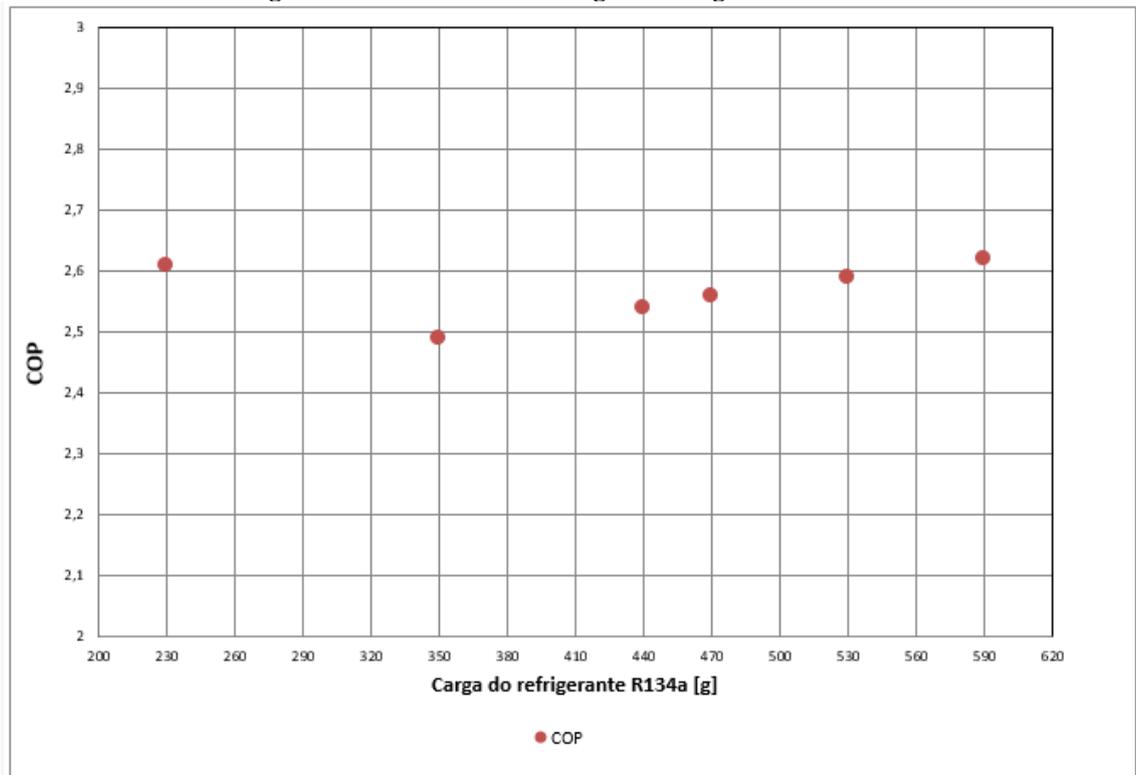
Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	21,52	2,92	417764,21
2	Saída do compressor	106,35	24,29	471944,42
5	Entrada da válvula de expansão TXV	40,21	23,92	256507,40
7	Saída do evaporador	-0,25	2,92	398568,55

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

$$\text{COP } 590\text{g} = \frac{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_7 - h_5}{h_2 - h_1} = 2,62 \quad (24)$$

A partir do gráfico da Figura 24, tem-se os valores do COP x a carga de refrigerante R134a introduzido no sistema.

Figura 24 - Gráfico COP x carga de refrigerante R134a



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Durante o teste, para todas as cargas analisadas, o COP apresentou baixa variação de valores, permanecendo com valores muito próximos. A sobrecarga do sistema (530g – 590g) não foi suficientemente alta para provocar a deterioração do COP, uma vez que a pressão do sistema ainda permaneceu com valores abaixo de 25 bar.

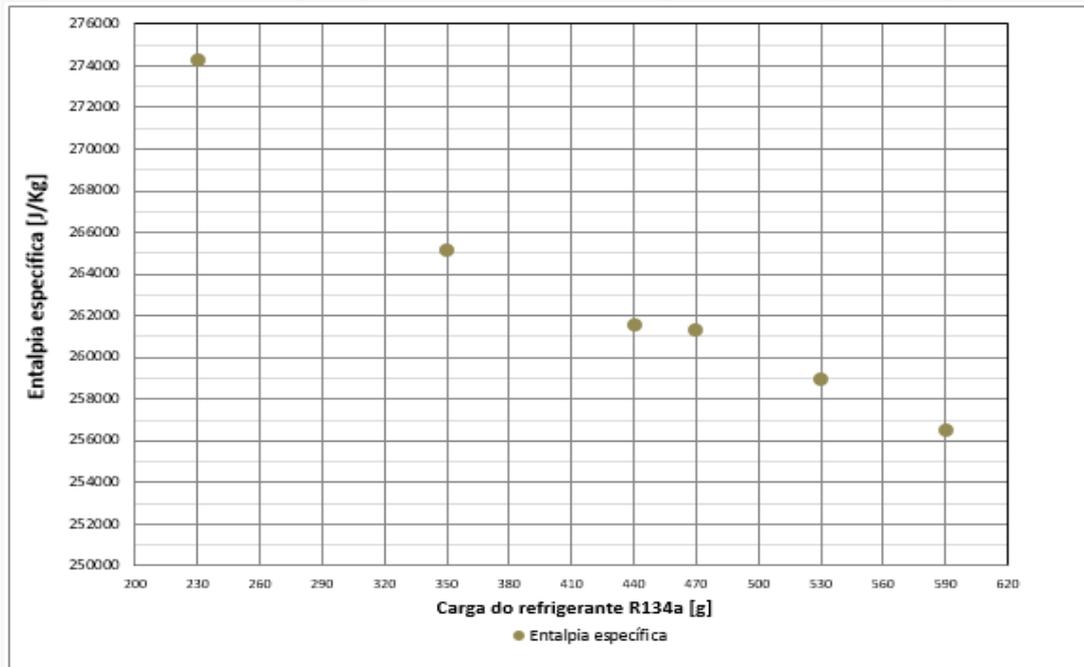
Como o estudo foi realizado sobre um veículo de passeio, este mesmo dispõe de mecanismos de segurança do sistema de ar condicionado que impede que a pressão alta do sistema ultrapasse um limite de 28 bar, com risco de desligamento do compressor. Logo, não foi possível uma análise sobre uma carga de refrigerante acima de 590g, pois esta já ocasionou um aumento brusco de pressão e provocou o desligamento do compressor.

7.6 Resultados referentes à análise da entalpia específica do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador

Para a análise da entalpia específica do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador foram medidos a temperatura e pressão no ponto de entrada da válvula de expansão TXV. Sendo a válvula de expansão TXV isoentalpica, o valor de entalpia para a entrada do evaporador é igual ao valor de entalpia específica da entrada da válvula de expansão TXV. O

gráfico da Figura 25 demonstra o comportamento da entalpia no ponto em estudo. A entalpia na entrada do evaporador decresce com o aumento da carga de refrigerante R134a no sistema.

Figura 25 - Gráfico entalpia específica na entrada do evaporador x carga de refrigerante R134a



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

7.7 Resultados referentes à análise do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador.

Para a análise do título [%] do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador foram medidos a temperatura e pressão no ponto de entrada da válvula de expansão TXV. Na entrada do evaporador foi medida a temperatura e a pressão de saturação foi retirada da tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante R134a.

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 230g, tem-se:

Tabela 10 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 230g de refrigerante

Num.	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]	
5	Entrada da válvula de expansão TXV	51,77	15,49	274299,30	
6	Entrada evaporador	9,49	4,08*	$h_{6_0\%}$	$h_{6_100\%}$
				212877,60	404033,00

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Cálculo do título x na entrada do evaporador:

$$h_5 = h_6 = (1 - x)h_{6,0\%} + xh_{6,100\%} \quad (25)$$

$$x_{230g} = 32\% \quad (26)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 350g, tem-se:

Tabela 11- Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 350g de refrigerante

Num.	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]	
5	Entrada da válvula de expansão TXV	45,90	17,36	265150,55	
6	Entrada evaporador	8,12	3,89*	h _{6,0%}	h _{6,100%}
				210988,47	403257,86

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Cálculo do título x na entrada do evaporador:

$$h_5 = h_6 = (1 - x)h_{6,0\%} + xh_{6,100\%} \quad (27)$$

$$x_{350g} = 28\% \quad (28)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 440g, tem-se:

Tabela 12 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 440g de refrigerante

Num.	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]	
5	Entrada da válvula de expansão TXV	43,57	18,38	261600,72	
6	Entrada evaporador	7,85	3,86*	h _{6,0%}	h _{6,100%}
				210633,20	403111,23

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Cálculo do título x na entrada do evaporador:

$$h_5 = h_6 = (1 - x)h_{6,0\%} + xh_{6,100\%} \quad (29)$$

$$x_{440g} = 26\% \quad (30)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 470g, tem-se:

Tabela 13 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 470g de refrigerante

Num.	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]	
5	Entrada da válvula de expansão TXV	43,39	18,39	261329,90	
6	Entrada evaporador	7,80	3,85*	$h_{6,0\%}$	$h_{6,100\%}$
				210564,90	403083,01

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Cálculo do título x na entrada do evaporador:

$$h_5 = h_6 = (1 - x)h_{6,0\%} + xh_{6,100\%} \quad (31)$$

$$x_{470g} = 26\% \quad (32)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 530g, tem-se:

Tabela 14 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (χ) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 530g de refrigerante

Num.	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]	
5	Entrada da válvula de expansão TXV	41,80	19,18	258934,35	
6	Entrada evaporador	7,34	3,79*	$h_{6,0\%}$	$h_{6,100\%}$
				209923,27	402817,44

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Cálculo do título x na entrada do evaporador:

$$h_5 = h_6 = (1 - x)h_{6,0\%} + xh_{6,100\%} \quad (33)$$

$$x_{530g} = 25\% \quad (34)$$

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 590g, tem-se:

Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas para o cálculo do título (x) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador para a condição de 590g de refrigerante

Num.	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]	
5	Entrada da válvula de expansão TXV	40,21	23,92	256507,40	
6	Entrada evaporador	6,22	3,65*	$h_{6,0\%}$	$h_{6,100\%}$
				208410,56	402187,90

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

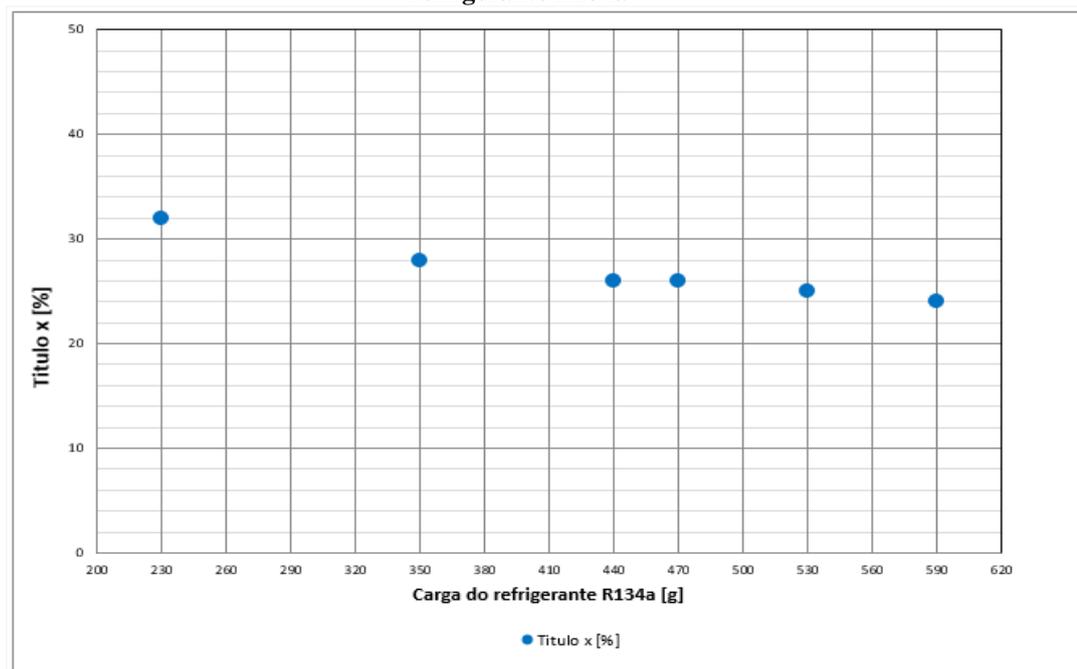
*Pressão de Saturação.

Cálculo do título x na entrada do evaporador:

$$h_5 = h_6 = (1 - x)h_{6,0\%} + xh_{6,100\%} \quad (35)$$

$$x_{590g} = 24\% \quad (36)$$

Figura 26 - Gráfico Título (x) do fluido refrigerante R134a na entrada do evaporador x carga de refrigerante R134a



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

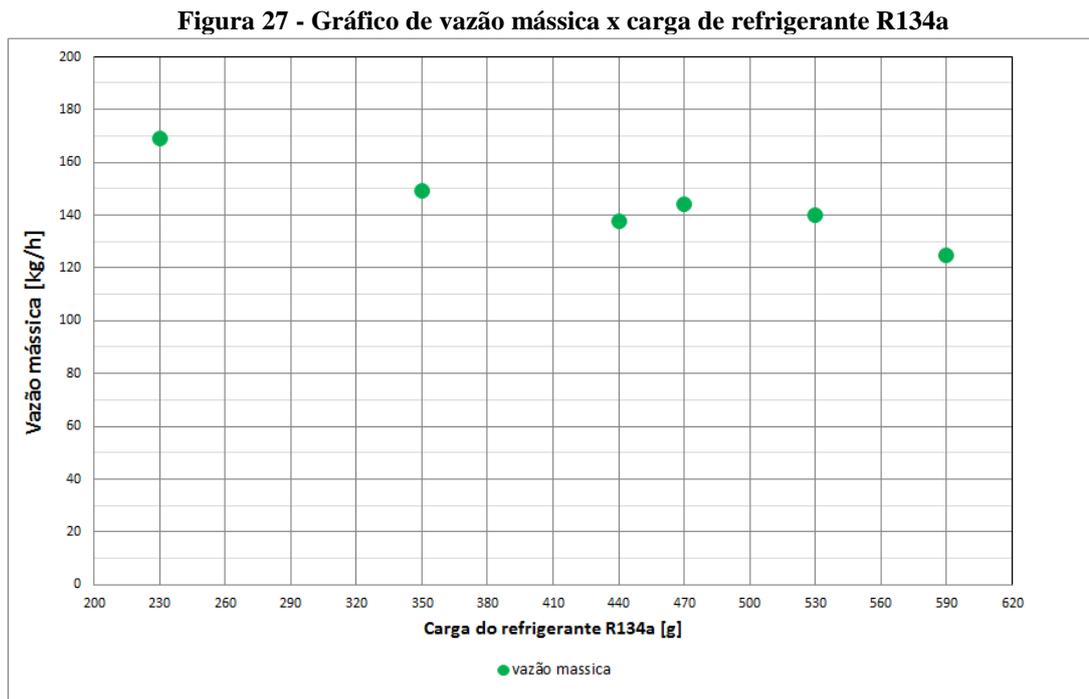
Durante o teste, para todas as cargas analisadas, o título do fluido refrigerante R134 na entrada do evaporador apresentou variação de valores (de 32% - 24%) conforme visto no gráfico da Figura 26. Porém indicou um decréscimo do valor do título em relação ao aumento da carga de refrigerante no sistema. Como a válvula de expansão é isoentálpica, para uma determinada pressão de condensação, quanto maior o sub-resfriamento, menor a entalpia de entrada do evaporador, ou seja, menor título.

Para as cargas de 440g e 470g que se encontram na “região de carga ótima” o valor do título permaneceu estável em 26%.

Um valor de título menor significa que a mistura que chega ao evaporador está com maior massa de líquido. Dessa forma o evaporador utiliza uma maior região para a mudança de fase, pois o coeficiente de convecção interno fica mais alto, o que melhora a eficiência do trocador de calor.

7.8 Resultados referentes à análise da vazão mássica

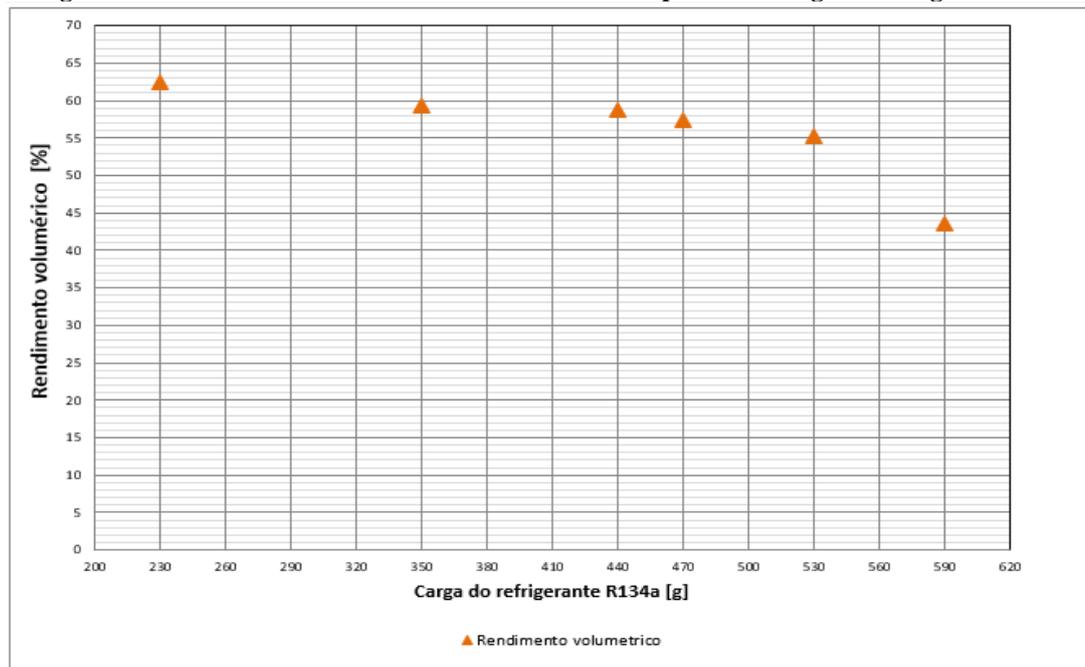
Para a análise da vazão mássica do sistema foi utilizado os valores de perda de carga do evaporador e do condensador conforme data sheet fornecido pelo fabricante. O gráfico da Figura 27 apresenta o comportamento dos valores de vazão mássica em relação a carga de refrigerante R134a no sistema em estudo.



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Durante o teste, para todas as cargas analisadas, a vazão mássica do refrigerante indicou um decréscimo do valor em relação ao aumento da carga de refrigerante no sistema. Analisando pelo lado do compressor, a partir das curvas de rendimento volumétrico fornecidas pelo fabricante que variam conforme a relação entre polias (compressor e motor), rotação motor e diferença de pressão de entrada e saída do compressor, pode-se verificar a variação da razão de compressão e conseqüentemente a diminuição do rendimento volumétrico do compressor conforme a carga de refrigerante é acrescentada, justificando a vazão mássica reduzir com o acréscimo da carga refrigerante. Conforme gráfico da Figura 28 abaixo.

Figura 28 - Gráfico de rendimento volumétrico do compressor x carga de refrigerante R134a



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

7.9 Resultados referentes à análise do diagrama P-h

Para análise do diagrama P-h, os valores de temperatura para cada ponto do ciclo foram medidos as pressões manométricas entre a saída do condensador e entrada da válvula de expansão TXV, e entre a saída do evaporador e entrada do compressor foram medidas e transformadas em pressão absoluta. As demais pressões foram calculadas a partir da tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante R134a e data sheet dos componentes

evaporador e condensador. As entalpias foram calculadas com base na tabela de propriedades termodinâmicas para o fluido refrigerante R134a.

Os principais estados do ciclo de compressão a vapor podem ser observados no diagrama P-h, sendo este um diagrama de propriedades termodinâmicas amplamente empregado no campo da refrigeração.

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 230g, tem-se:

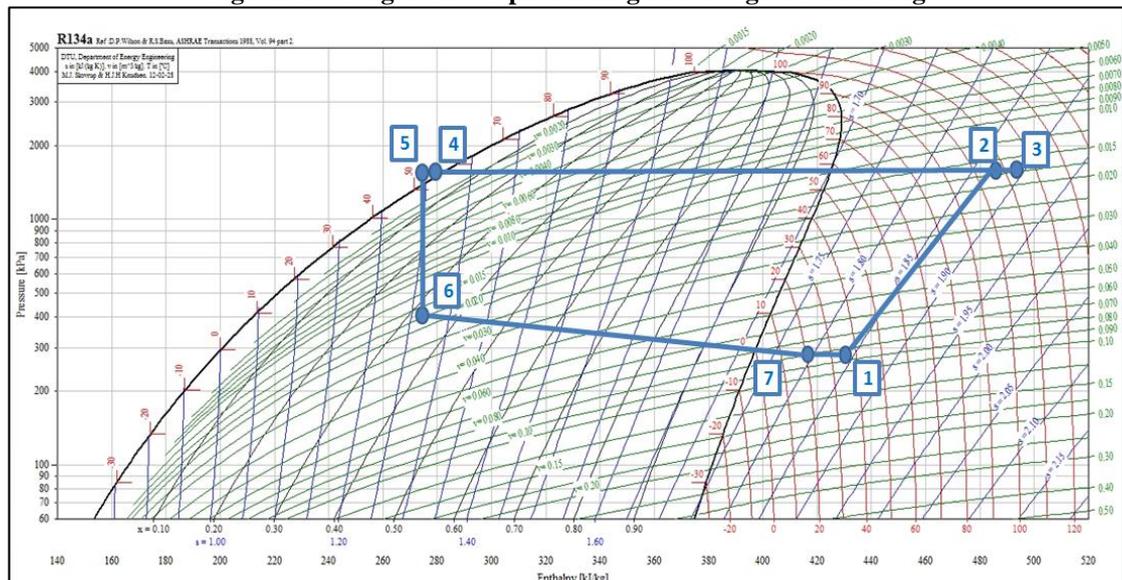
Tabela 16 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 230g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	35,94	2,81	430860,72
2	Saída do compressor	109,01	16,20	485813,72
3	Entrada condensador	112,87	16,12	490116,73
4	Saída condensador	55,27	15,49	279873,03
5	Entrada da válvula de expansão TXV	51,77	15,49	274299,30
6	Entrada evaporador	9,49	4,08*	274299,30
7	Saída do evaporador	21,42	2,81	417901,19

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Figura 29 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 230g



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 350g, tem-se:

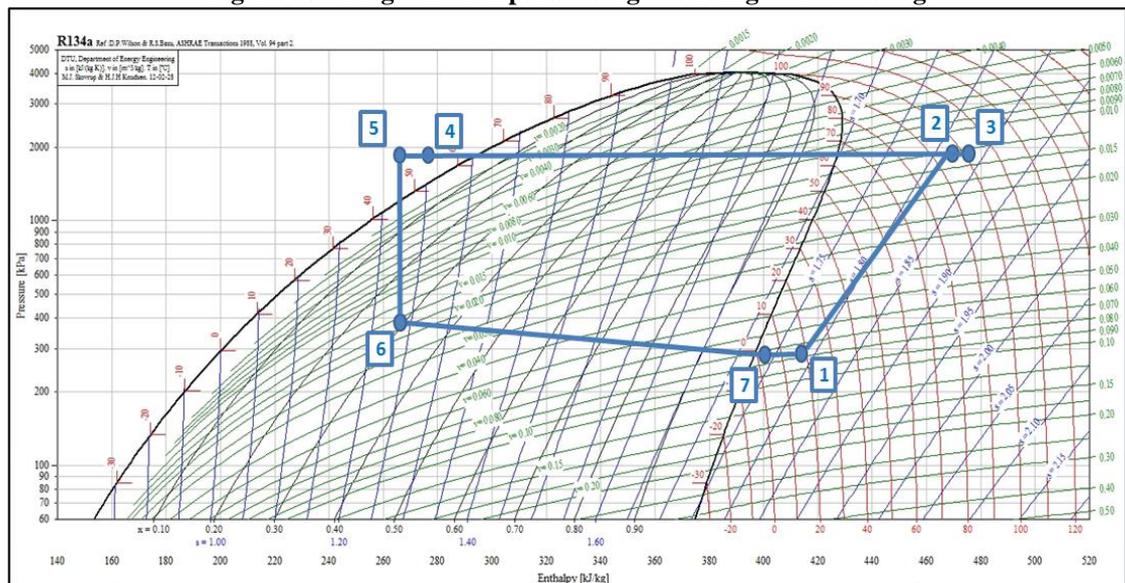
Tabela 17 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 350g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,48	2,87	416054,31
2	Saída do compressor	96,72	17,87	469650,46
3	Entrada condensador	100,72	17,87	474260,87
4	Saída condensador	51,15	17,36	273239,07
5	Entrada da válvula de expansão TXV	45,90	17,36	265150,55
6	Entrada evaporador	8,12	3,89*	265150,55
7	Saída do evaporador	0,11	2,87	398872,22

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Figura 30 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 350g



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 440g, tem-se:

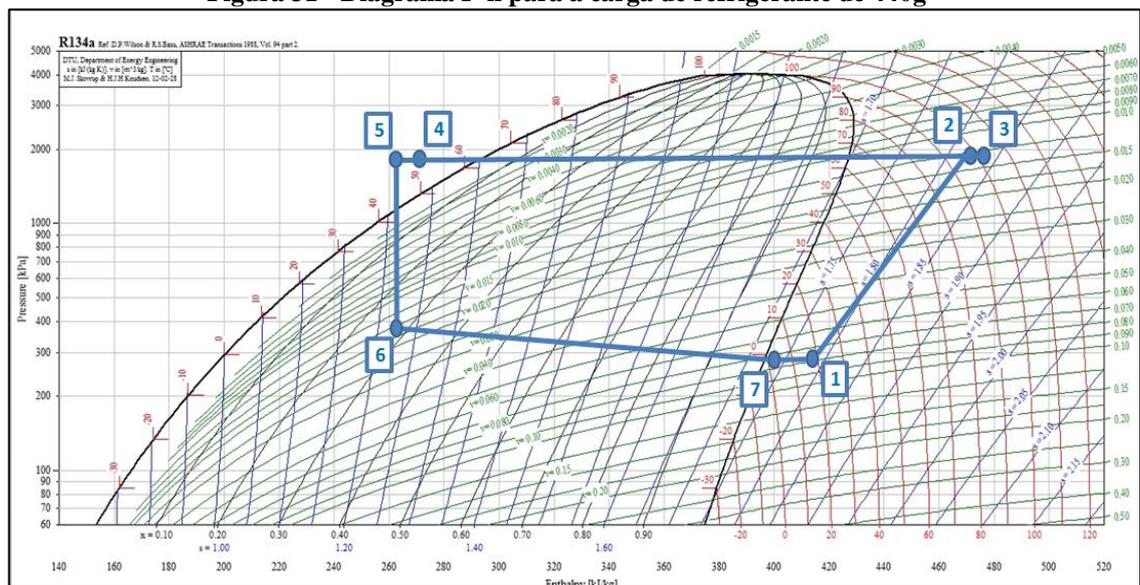
Tabela 18 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 440g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,63	2,98	415948,14
2	Saída do compressor	98,21	18,82	470022,94
3	Entrada condensador	102,29	18,82	474776,32
4	Saída condensador	48,94	18,38	269789,11
5	Entrada da válvula de expansão TXV	43,57	18,38	261600,72
6	Entrada evaporador	7,85	3,86*	261600,72
7	Saída do evaporador	0,12	2,98	398892,98

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Figura 31 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 440g



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 470g, tem-se:

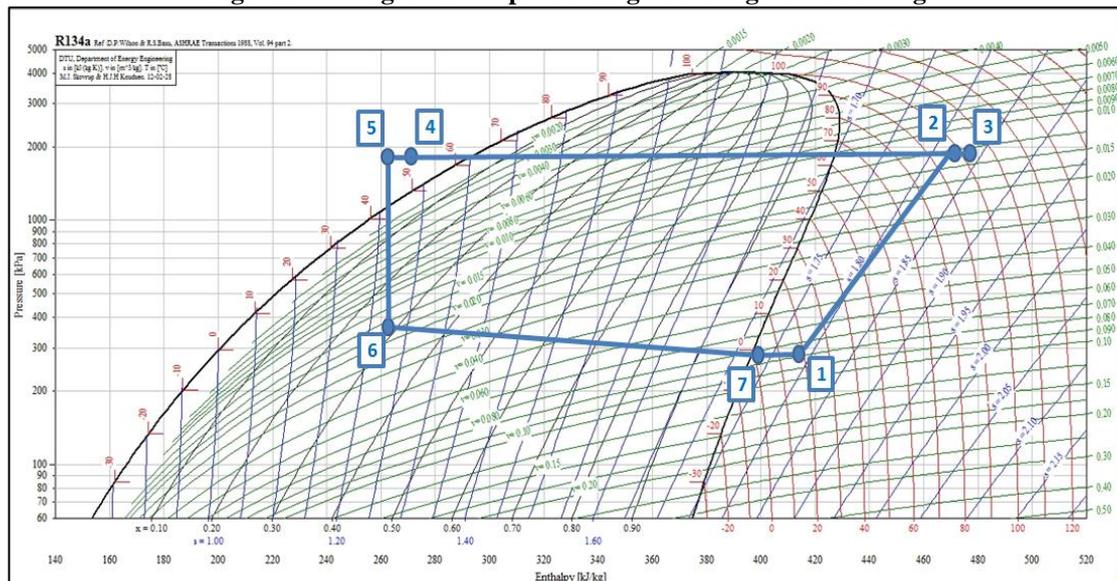
Tabela 19 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 470g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,73	2,89	416237,26
2	Saída do compressor	98,24	18,87	469988,63
3	Entrada condensador	102,32	18,87	474752,17
4	Saída condensador	48,86	18,39	269648,75
5	Entrada da válvula de expansão TXV	43,39	18,39	261329,90
6	Entrada evaporador	7,80	3,85*	261329,90
7	Saída do evaporador	0,05	2,89	398756,25

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Figura 32 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 470g



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 530, tem-se:

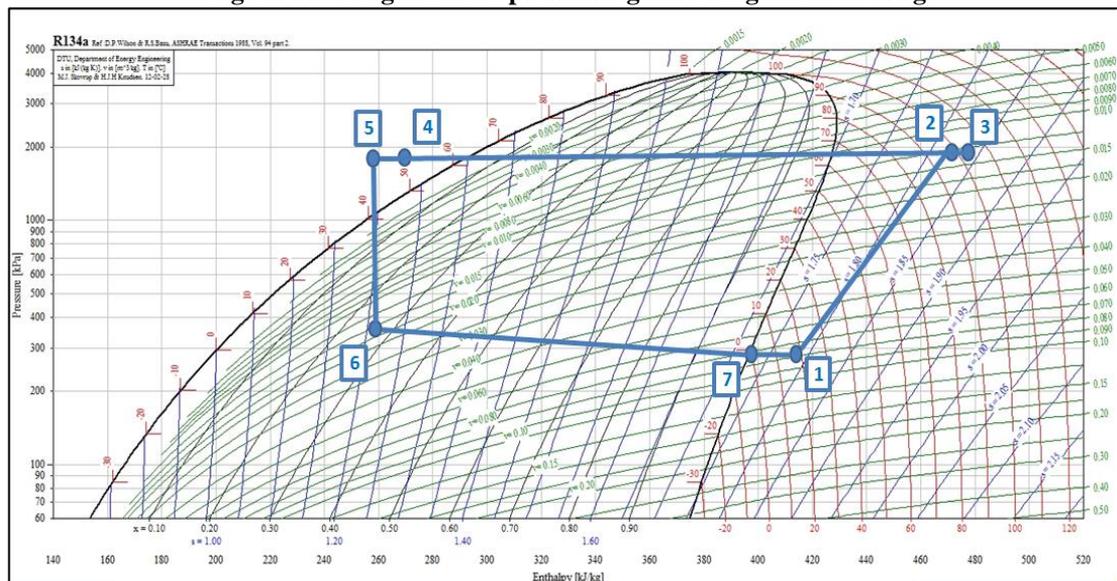
Tabela 20 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 530g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	19,51	2,88	416060,93
2	Saída do compressor	99,11	19,64	469914,90
3	Entrada condensador	103,26	19,64	474801,36
4	Saída condensador	47,17	19,18	267029,37
5	Entrada da válvula de expansão TXV	41,80	19,18	258934,35
6	Entrada evaporador	7,34	3,79*	258934,35
7	Saída do evaporador	-0,43	2,88	398356,40

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Figura 33 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 530g



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

Para o teste realizado com a carga de refrigerante de 590g, tem-se:

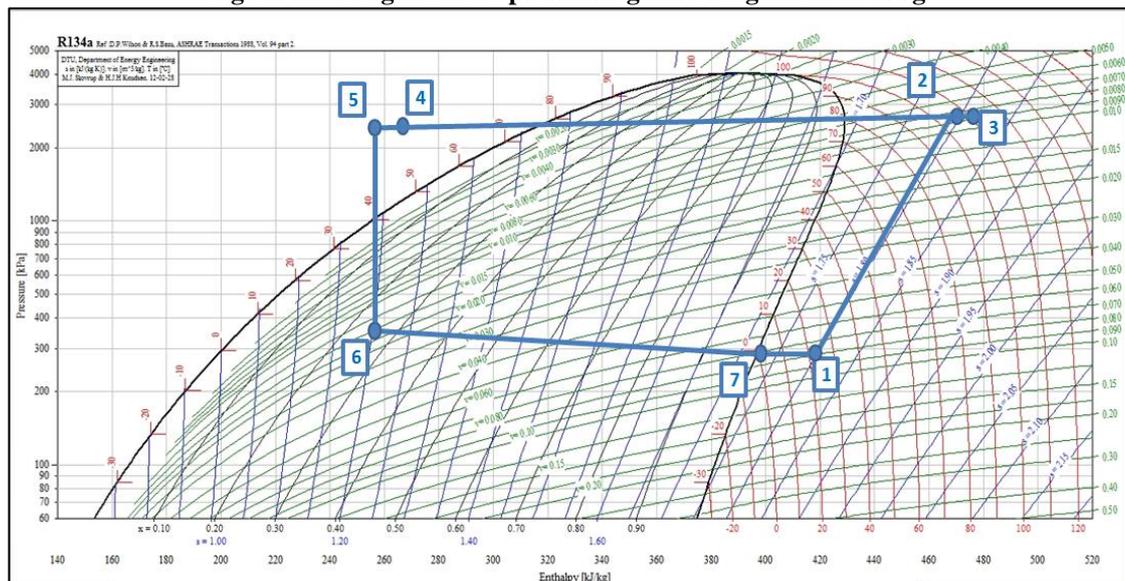
Tabela 21 - Propriedades termodinâmicas para a configuração do diagrama P-h para a condição de 590g de refrigerante

Numeração	Ponto	T [°C]	P [bar]	h [J/ kg]
1	Entrada do compressor	21,52	2,92	417764,21
2	Saída do compressor	106,35	24,29	471944,42
3	Entrada condensador	110,68	24,29	477351,76
4	Saída condensador	45,64	23,92	264592,97
5	Entrada da válvula de expansão TXV	40,21	23,92	256507,40
6	Entrada evaporador	6,22	3,65*	256507,40
7	Saída do evaporador	-0,25	2,92	398568,55

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

*Pressão de Saturação.

Figura 34 - Diagrama P-h para a carga de refrigerante de 530g



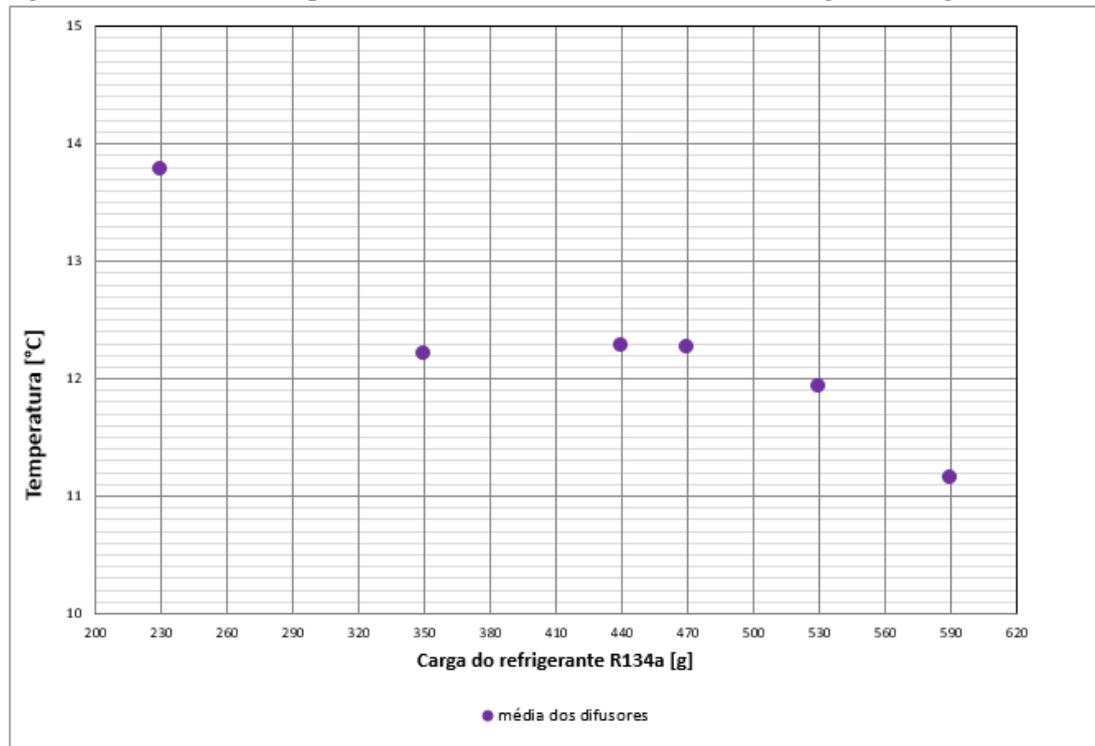
Fonte: Elaborada pela autora, 2017

7.10 Resultados referentes à análise das temperaturas dos difusores da cabine

Para análise das temperaturas dos difusores da cabine, foram instalados termopares para medir a temperatura do fluxo de ar que passa pelos difusores. O gráfico da Figura 35 apresenta a variação da temperatura média dos difusores da cabine no veículo de teste em relação à variação da carga de refrigerante no sistema.

A temperatura do fluxo de ar que sai nos difusores do painel está relacionada diretamente ao conforto térmico dos ocupantes.

Figura 35 - Gráfico da temperatura média dos difusores da cabine x carga de refrigerante R134a



Fonte: Elaborada pela autora, 2017

No gráfico da Figura 35 pode-se verificar que a temperatura nos difusores reduz com o aumento da carga de refrigerante. Com baixa carga, 230g, a temperatura do fluxo de ar que sai nos difusores é prejudicada, porém não de forma relevante em relação à temperatura do fluxo de ar no caso da sobrecarga 590g. Porém, esse fato, não deve ser avaliado isoladamente, pois a temperatura mais baixa para a carga de 590g, vem juntamente com uma pressão mais alta do sistema como pode ser observado no gráfico da Figura 35.

8 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou uma revisão bibliográfica sobre o sistema de ar condicionado automotivo e estudos realizados na área, assim como a aplicação da carga de refrigerante sobre o sistema e a influência que a variação da carga do refrigerante promove sobre o COP e sobre os parâmetros sub-resfriamento e superaquecimento. Foram realizados testes em câmara climática com condições estabilizadas, em que a carga de refrigerante R134a foi variada sobre o sistema de ar condicionado de um veículo de passeio. Os resultados referentes a cada carga de refrigerante foram analisados e apresentados.

A seguir, são apresentadas as principais conclusões deste estudo, bem como recomendações para trabalhos futuros.

- O superaquecimento decresce com o aumento da carga de refrigerante R134a no sistema. Para baixas cargas de refrigerante tem-se um valor superaquecimento elevado. Isso ocorre devido a válvula de expansão que não possui a capacidade de regulação da expansão do fluido devido ao baixo valor de quantidade de fluido. Para o caso de cargas excessivas o superaquecimento já não sofre influência do aumento da carga, pois passa a utilizar todo o evaporador e a válvula de expansão regula o fluxo de refrigerante.
- O superaquecimento sofre uma oscilação relevante após o acréscimo da carga de refrigerante no sistema, justificado pela regulação da válvula de expansão para a nova carga de refrigerante. A válvula de expansão abre, permitindo entrar maior fluxo de refrigerante no evaporador, fazendo com que o superaquecimento reduza. Quando a válvula de expansão fecha, o superaquecimento aumenta.
- O sub-resfriamento, ao contrário do superaquecimento, aumenta com o aumento da carga de refrigerante no sistema. No caso de baixas cargas, o sub-resfriamento ocorre em uma pequena parte final do último passe do condensador. No caso de cargas mais altas, o recipiente do filtro secador satura e o fluido refrigerante excessivo acumula-se no condensador antes do recipiente secador, o que aumenta a pressão do sistema.

- A carga “ótima” para o sistema pode ser definida empiricamente com os resultados de sub-resfriamento e superaquecimento. A faixa de refrigerante em que promove uma estabilização desses dois parâmetros é considerada região de carga “ótima”.
- O trabalho da válvula de expansão e do filtro secador incorporado ao condensador promovem um funcionamento do sistema com sub-resfriamento e superaquecimento equilibrados.
- A variação a carga de refrigerante proposta no trabalho não foi suficiente para provocar a deterioração do COP do sistema.
- A entalpia na entrada do evaporador decresce com o aumento da carga de refrigerante R134a no sistema.
- O título do fluido refrigerante R134 na entrada do evaporador apresentou variação de valores de 32 a 24%. Porém indicou um decréscimo do valor em relação ao aumento da carga de refrigerante no sistema. Para uma maior carga de refrigerante, tem-se um menor valor de título na entrada do evaporador e uma maior eficiência do trocador de calor evaporador.
- A vazão mássica do refrigerante indicou um decréscimo do valor em relação ao aumento da carga de refrigerante no sistema. Isso se explica pela consideração da temperatura de evaporação constante e pelo crescimento da pressão de condensação que gera redução no rendimento volumétrico do compressor.
- A carga de refrigerante afeta o conforto climático no interior da cabine de um veículo. Isso foi visto através da variação da temperatura média dos difusores da cabine. A temperatura nos difusores reduz com o aumento da carga de refrigerante. Porém não de forma relevante.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Aprofundamento do estudo a partir de uma instrumentação mais complexa para obtenção das perdas de carga das tubulações, que foram excluídas desse trabalho.
- Estudo da influência da variação a carga de refrigerante em um sistema de ar condicionado automotivo, utilizando fluidos refrigerantes alternativos.
- Estudo específico do comportamento transiente da válvula de expansão TXV após o acréscimo da carga de refrigerante o sistema.
- Estudo dos efeitos de alterações dimensionais no evaporador e condensador, mantendo a carga de refrigerante fixa.
- Modelamento matemático do sistema de ar condicionado automotivo baseado nos dados experimentais levantados nesse trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAHAM, G. Santhosh; RAVIKUMAR, A. S.; SHAH, R. K. Design considerations for an integral-receiver dryer condenser. SAE Technical Paper, 2006.

ATIK, Kemal; AKTAS, Abdurrazzak. An experimental investigation of the effect of refrigerant charge level on an automotive air conditioning system. *Journal of Thermal Science and Technology*, v. 31, p. 11-17, 2011.

BANDARRA FILHO, DR ENiO PEDONE. Tendências do Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Ar Condicionado Automotivo

BICALHO, Gustavo Inácio. Aumento da eficiência do ar condicionado veicular pela melhoria do sistema de ventilação. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Dissertação de Mestrado, Pontifca Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 2009.

BJÖRK, Erik; PALM, Björn. Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 5, p. 789-798, 2006.

CHOI, J. M.; KIM, Y. C. The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube. *Energy*, v. 27, n. 4, p. 391-404, 2002

CHOI, Jongmin; KIM, Yongchan. Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions. *International Journal of Refrigeration*, v. 27, n. 4, p. 378-384, 2004

CORBERAN, Jose M.; MARTINEZ, Israel O.; GONZALVEZ, Jose. Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 4, p. 716-726, 2008.

DATTA, S. P.; DAS, P. K.; MUKHOPADHYAY, S. Obstructed airflow through the condenser of an automotive air conditioner—Effects on the condenser and the overall performance of the system. *Applied Thermal Engineering*, v. 70, n. 1, p. 925-934, 2014.

DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. *Principles of Refrigeration*, 5th Edition. Prentice Hall, 2001.

FARZAD, Mohsen; O'NEAL, Dennis L. System performance characteristics of an air conditioner over a range of charging conditions. *International Journal of Refrigeration*, v. 14, n. 6, p. 321-328, 1991.

GOSWAMI, D. Y. et al. Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems. *International journal of energy research*, v. 25, n. 8, p. 741-750, 2001.

GUM, ISO. *Avaliação de dados de medição: guia para a expressão de incerteza de medição*. Tradução Inmetro. 1ª edição brasileira. Rio de Janeiro, 2008

HERMES, Christian JL. Refrigerant charge reduction in vapor compression refrigeration cycles via liquid-to-suction heat exchange. *International Journal of Refrigeration*, v. 52, p. 93-99, 2015.

HUMIA, G. M., Estudo experimental e modelo de simulação para a determinação do inventário em sistemas de refrigeração carregados com os fluidos R-134a e HFO-1234yf. Trabalho de conclusão e curso. Mestrado em Engenharia Mecânica na Universidade Federal de Minas Gerais.

IANELLA, Marcelo R.; JABARDO, José MS; MAMANI, Williams G. ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO AUTOMOTIVO PROVIDO DE CONTROLE DE CAPACIDADE.

INCROPERA, Frank P. et al. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley, 2007.

JOUDI, Khalid A.; MOHAMMED, Abdul Sattar K.; ALJANABI, Mohammed K. Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants. *Energy conversion and Management*, v. 44, n. 18, p. 2959-2976, 2003

KAYNAKLI, Ö.; HORUZ, I. An experimental analysis of automotive air conditioning system. *International communications in heat and mass transfer*, v. 30, n. 2, p. 273-284, 2003.

KREITH, Frank; WANG, Shan K.; NORTON, Paul (Ed.). *Air conditioning and refrigeration engineering*. CRC Press, 1999.

JABARDO, JM Saiz; MAMANI, W. Gonzales; IANELLA, M. R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. *International Journal of Refrigeration*, v. 25, n. 8, p. 1157-1172, 2002

KIM, Woohyun; BRAUN, James E. Impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance. 2010.

LAMBERT, M. A.; JONES, B. J. Automotive adsorption air conditioner powered by exhaust heat. Part 1: conceptual and embodiment design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, v. 220, n. 7, p. 959-972, 2006.

LINTON, J. W.; SNELSON, W. K.; HEARTY, P. F. Effect of condenser liquid subcooling on system performance for refrigerants CFC-12, HFC-134 a, and HFC-152 a. In: *ASHRAE Winter Meeting, Anaheim, CA, USA, 01/25-29/92*. 1992. p. 160-146.

MAIA, Gustavo FF et al. Simulação Virtual e Estudo Experimental do Funcionamento de um Sistema de Ar Condicionado Veicular. Artigo apresentado no CONEM, 2008.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics (Princípios de Termodinâmica para Engenharia—in Portuguese)*. LTC, Rio de Janeiro, 2002.

PALM, Björn. Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, n. 10, p. 1693-1701, 2007.

PEREIRA, Leonardo et al. Experimental Analysis of the Filter Element Influence in A/C System. SAE Technical Paper, 2010.

PEREIRA, Leonardo Vinícius Mendes; LOURENÇO, Rafael Sabioni; PEREIRA, Cláudia Cerutti. Estudo Experimental de um Sistema de Ventilação Veicular.

PEREIRA LVM, Maia GFFM, Bicalho GI, Silva FVL, Rocha MC. 2008, Virtual Simulation and Experimental study of an Air Conditioning System Operation, Proc. V National Congress Mech. Eng., ABCM.

POGGI, F. et al. Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 3, p. 353-370, 2008.

POMME, Vincent. Improved automotive A/C systems using a new forced subcooling technique. SAE Technical Paper, 1999.

PORTO, M. Pereira. Metodologia para cálculo da massa de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Minas Gerais, 2010.

POTTKER, Gustavo; HRNJAK, Predrag S. Designated vs Non-designated Areas for Condenser Subcooling. 2012.

POTTKER, Gustavo; HRNJAK, Pega. Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 50, p. 156-164, 2015.

POTTKER, Gustavo; HRNJAK, Predrag S. Effect of condenser subcooling of the performance of vapor compression systems: experimental and numerical investigation. 2012

POTTKER, Gustavo; HRNJAK, Pega. Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with and without internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, v. 50, p. 104-113, 2015.

POTTKER, Gustavo. Potentials for COP increase in vapor compression systems. University of Illinois at Urbana-Champaign, 2012.

PRIMAL, F.; LUNDQVIST, P. Refrigeration systems with minimized refrigerant charge: system design and performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, v. 219, n. 2, p. 127-137, 2005.

QI, Zhaogang; ZHAO, Yu; CHEN, Jiangping. Performance enhancement study of mobile air conditioning system using microchannel heat exchangers. *International Journal of refrigeration*, v. 33, n. 2, p. 301-312, 2010.

RATTS, Eric B.; BROWN, J. Steven. An experimental analysis of cycling in an automotive air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, v. 20, n. 11, p. 1039-1058, 2000.

RAVIKUMAR, A. S.; KARWALL, Nikhil; SHAH, R. K. Recent developments in automotive condensers and receiver-dryer technology. *SAE Technical Paper*, 2005.

SELBAŞ, Reşat; KIZILKAN, Önder; ŞENCAN, Arzu. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. *Energy*, v. 31, n. 12, p. 2108-2128, 2006

SHAPIRO, Howard N.; MORAN, Michael J. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. Editora LTC, Quarta Edição, 2002.

SHEN, C. C.; LU, J. H. Analysis of the performance of the evaporator of automotive air conditioning system. *International Journal of Automotive Technology*, v. 15, n. 1, p. 19-38, 2014.

SOARES, R., VITOR, Treinamento em manutenção de ar condicionado automotivo, Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial de Santa Catarina, SENAI SC Unidade São José, 2009, 116p.

STRUPP, N. C. et al. Energy efficient future automotive condenser systems. In: 2010 International Symposium on Next-Generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, New Energy and Industrial Technology Development. 2010

VAGHELA, Jignesh K. Comparative evaluation of an automobile air-conditioning system using R134a and its alternative refrigerants. **Energy Procedia**, v. 109, p. 153-160, 2017.

VILELA, Thiago Scudeler et al. Simulação de refrigerantes alternativos em um sistema de ar condicionado automotivo. 2012. Tese de Doutorado. UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO.

WARK, Kenneth. Advanced thermodynamics for engineers. New York: McGraw-Hill, 1995

WON, Sung-pil. Performance Analysis of Integral Receiver/Dryer Condenser for Automobile. In: Strategic Technology, The 1st International Forum on. IEEE, 2006. p. 84-88.

YAMANAKA, Yasushi et al. Development of sub-cool system. SAE Technical Paper, 1997.

ZANETTI, A. Condicionamento de ar de um veículo através de um ciclo de refrigeração por absorção - Trabalho de conclusão de curso. Mestrado em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

ZHANG et al. Numerical model of two-phase refrigerant flow distribution in a plate evaporator with distributors. *Applied Thermal Engineering*, v. 75, p. 167-176, 2015.

ANEXO I – ANÁLISE DE INCERTEZAS DE MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

I.1 Introdução

Quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física deve-se sempre dar alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado, de forma que aqueles que o utilizam possam avaliar sua confiabilidade. Sem essa indicação, resultados de medição não podem ser comparados, seja entre eles mesmos ou com valores de referência fornecidos numa especificação ou em uma norma. (GUM, 2008)

I.2 Incerteza para a medição de temperatura

Os termopares tipo “K utilizados durante o teste possui faixa de medição -50 a 1260 °C, com precisão de 2,2°C ou 0,75% do valor medido com incerteza máxima fornecido pelo fabricante de $\pm 1^\circ\text{C}$. Associada a essa incerteza do fabricante temos a incerteza referente à repetibilidade da obtenção dos resultados. Para a análise da incerteza utilizou os valores de temperatura obtidos no ponto da saída do compressor.

Tabela 22 - Balanço de incertezas para a medição de temperatura

FONTES DE INCERTEZAS		EFEITOS SISTEMÁTICOS		EFEITOS ALEATÓRIOS				
Descrição		Valor Bruto	Correção	Valor Bruto	Distribuição	Divisor	μ	ν
Resolução (fabricante)				1	normal	2	0,5	∞
Repetitividade				0,57	uniforme	$\sqrt{3}$	0,33	562
Cc	Correção combinada							
Uc	Incerteza combinada						0,6	∞
U	Incerteza expandida (95%)						1,2	

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

I.3 Incerteza para a medição de pressão

Os transdutores de pressão utilizado da marca HBM, modelo P8AP, faixa de medição de 0 a 10bar, com precisão de 0,01 bar e incerteza máxima de $\pm 0,01$ bar, foi utilizado para medição das pressões baixas do sistema. E o transdutor de pressão alta, marca HBM, modelo P8AP, faixa de medição 0 a 50bar e erro de 0,06 bar, com incerteza máxima de $\pm 0,01$ bar, para medição da pressão alta do sistema. Associada a essa incerteza do fabricante temos a incerteza referente à repetibilidade da obtenção dos resultados.

Tabela 23 - Balanço de incertezas para a medição de pressão

FONTES DE INCERTEZAS		EFEITOS SISTEMÁTICOS		EFEITOS ALEATÓRIOS				
Descrição		Valor Bruto	Correção	Valor Bruto	Distribuição	Divisor	μ	ν
Resolução (fabricante)		0,02		0,01	normal	2	0,005	∞
Repetitividade				0,08	uniforme	$\sqrt{3}$	0,05	562
Cc	Correção combinada							
Uc	Incerteza combinada						0,05	∞
U	Incerteza expandida (95%)						0,1	

Fonte: Elaborada pela autora, 2017

ANEXO II – CERTIFICADOS DE CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO UTILIZADOS

- Transdutor de pressão alta, marca HBM, modelo P8AP - faixa de medição de 0 a 50bar
- Transdutor de pressão baixa, marca HBM, modelo P8AP - faixa de medição de 0 a 10bar
- Balança marca Sartorius modelo PMA 35001, escala de 5g a 35000g

3267/2016-18



CALIBRATEC[®]
CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 20586/2016

Contratante: Fca Fiat Chrysler Automóveis Brasil Ltda
Avenida Contomo, 3455 - Paulo Camilo - Betim

Solicitante: Fca Fiat Chrysler Automóveis Brasil Ltda
Avenida Contomo, 3455 - Paulo Camilo - Betim

2. Descrição

Instrumento: Transdutor de Pressão

Marca: HBM

Modelo: S/M

Capacidade: 0 a 50 bar

Identificação: **013643059**

Série: 143110024

Valor de uma divisão: 0,01 bar

3. Método utilizado:**3.1 Procedimentos**

Conforme solicitação, nosso Laboratório realizou calibração no instrumento acima, com base em nosso procedimento de confirmação metrológica PGQ-005 e instrução de processo IPR-090 conforme última revisão.

4. Padrão(ões) utilizado(s)

Descrição Padrão	Identificação	Certificado	Validade	Calibrado por
Manômetro Digital	MO.007	LP- 122 551	21/04/2017	ESCALA

5. Incerteza das medições:

U = Incerteza das medições

A incerteza expandida de medição relatada é declarada como incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k, o qual para uma distribuição t com ν_{eff} graus de liberdade efetivos correspondente a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA 4/02.

6. Condições ambientais:

Temperatura: 23 °C

Umidade relativa: 54 % u.r

7. Notas

Os valores obtidos foram considerados após média de três medições

Nota: Instrumento calibrado sem ajuste.

Erro Total = (|Tendência| + |U|)

U = Incerteza expandida de medição.

K = Fator de abrangência

Este certificado é válido exclusivamente para o instrumento calibrado descrito, nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer outros, mesmo que similares.

Não é permitida a reprodução parcial deste certificado.

A validade de calibração do instrumento deve ser estabelecida pelo usuário em plano de calibração descrito no sistema qualidade de acordo com a Norma 17025:2005 - Item 5.10.4.4.

Este certificado esta em conformidade com a norma NBR - ISO - IEC-17025/2005.

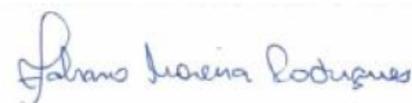
8. Considerações finais:

Data de Calibração: 10/06/2016

Data de emissão: 17/06/2016

Calibração efetuada nas dependências do cliente

Setor: Engenharia do Produto.
Usuário: Leoni Oliveira.
Sensibilidade: 2,031



FABIANO MOREIRA
Técnico Executante



GLEÍCIO DE ABREU
Gerente Técnico
CREA MG: 94929D

3267/2016-18

**CALIBRATEC**[®]

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 20586/2016

9. Resultados

SENTIDO CRESCENTE					
Indicação Instrumento	Indicação Padrão	Tendência	K	U (±)	Erro Total
(bar)	(bar)	(bar)		(bar)	(bar)
10,00	9,97	0,03	2,00	0,01	0,04
20,00	19,98	0,02	2,00	0,01	0,03
30,00	29,95	0,05	2,00	0,01	0,06
40,00	39,98	0,02	2,00	0,02	0,04
50,00	50,01	-0,01	2,00	0,02	0,03

SENTIDO DECRESCENTE					
Indicação Instrumento	Indicação Padrão	Tendência	K	U (±)	Erro Total
(bar)	(bar)	(bar)		(bar)	(bar)
10,00	9,95	0,05	2,00	0,01	0,06
20,00	19,95	0,05	2,00	0,01	0,06
30,00	29,94	0,06	2,00	0,01	0,07
40,00	39,96	0,04	2,00	0,02	0,06
50,00	50,01	-0,01	2,00	0,02	0,03

5583/2016-4



Contratante: Fca Fiat Chrysler Automóveis Brasil Ltda
Avenida Contorno, 3455 - Paulo Camilo - Betim

Solicitante: Fca Fiat Chrysler Automóveis Brasil Ltda
Avenida Contorno, 3455 - Paulo Camilo - Betim

2. Descrição

Instrumento: Transdutor de Pressão
 Marca: HBM Identificação: **013643062**
 Modelo: P8AP/10BAR Série: 144410036
 Capacidade: 0 a 10 bar Valor de uma divisão: 0,01 bar

3. Método utilizado:

3.1 Procedimentos

Conforme solicitação, nosso Laboratório realizou calibração no instrumento acima, com base em nosso procedimento de confirmação metrológica PGQ-005 e instrução de processo IPR-090 conforme última revisão.

4. Padrão(ões) utilizado(s)

Descrição Padrão	Identificação	Certificado	Validade	Calibrado por
Manômetro Digital	MO.008	LP- 122 550	21/04/2017	Escala

5. Incerteza das medições:

U = Incerteza das medição

A incerteza expandida de medição relatada é declarada como incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k, o qual para uma distribuição t com Veff graus de liberdade efetivos correspondente a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA 4/02.

6. Condições ambientais:

Temperatura: 24,6 °C Umidade relativa: 48 % u.r

7. Resultados

SENTIDO CRESCENTE					
Indicação Instrumento	Indicação Padrão	Tendência	K	U (±)	Erro Total
(bar)	(bar)	(bar)		(bar)	(bar)
2,00	2,001	-0,001	2,00	0,004	0,005
4,00	4,003	-0,003	2,00	0,004	0,007
6,00	6,006	-0,006	2,00	0,004	0,010
8,00	8,008	-0,008	2,00	0,004	0,012
10,00	10,009	-0,009	2,00	0,004	0,013

SENTIDO DECRESCENTE					
Indicação Instrumento	Indicação Padrão	Tendência	K	U (±)	Erro Total
(bar)	(bar)	(bar)		(bar)	(bar)
2,00	2,000	0,000	2,00	0,004	0,004
4,00	4,002	-0,002	2,00	0,004	0,006
6,00	6,004	-0,004	2,00	0,004	0,008
8,00	8,006	-0,006	2,00	0,004	0,010
10,00	10,009	-0,009	2,00	0,004	0,013

8. Notas

Os valores obtidos foram considerados após média de três medições

Nota: Instrumento calibrado sem ajuste.

Erro Total = (|Tendência| + |U|)

U = Incerteza expandida de medição.

K = Fator de abrangência

5583/2016-4



CALIBRATEC[®]
CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 35486/2016

Este certificado é válido exclusivamente para o instrumento calibrado descrito, nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer outros, mesmo que similares.

Não é permitida a reprodução parcial deste certificado.

A validade de calibração do instrumento deve ser estabelecida pelo usuário em plano de calibração descrito no sistema qualidade de acordo com a Norma 17025:2005 - Item 5.10.4.4.

Este certificado está em conformidade com a norma NBR - ISO - IEC-17025/2005.

Certificado digital, dispensa cópia física.

9. Observações

Sensibilidade: 1,9980

Setor: ENGENHARIA DO PRODUTO

Usuário: LEONI OLIVEIRA REIS

10. Considerações finais:

Data de Calibração: 06/10/2016

Data de emissão: 10/10/2016

Calibração efetuada nas dependências do cliente



FABIANO MOREIRA
Técnico Executante



ENG. GLEÍCIO ABREU
Gerente Técnico / Signatário Autorizado
CREA MG: 94929D



CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº BA 084_11_16



FOR 002 - REV. 6

Página: 1/2

Solicitante:

FCA Fiat Chrysler Automóveis Brasil
Av. do Contorno, 3455 - Betim / MG

Contratante:

Call Office Serviços Metroológicos e Equipamentos de Precisão Ltda.
 Rua: Abraão Evangelista Diniz, 79 - Contagem / MG

OBJETO CALIBRADO: BALANÇA

FABRICANTE:	<i>Sartorius</i>	CLASSE DE EXATIDÃO:	<i>II</i>
MODELO:	<i>PMA 35001</i>	CARGA MÍNIMA:	<i>5 g</i>
Nº DE SÉRIE:	<i>26804680</i>	CARGA MÁXIMA ₁ :	<i>35000 g</i>
IDENTIFICAÇÃO:	<i>013622011</i>	RESOLUÇÃO (d) ₁ :	<i>0,1 g</i>
LOCALIZAÇÃO:	<i>Engº Produto</i>	CARGA MÁXIMA ₂ :	
DATA DA EMISSÃO:	<i>30/11/2016</i>	RESOLUÇÃO (d) ₂ :	
DATA DA CALIBRAÇÃO:	<i>10/11/2016</i>	Nº DO PROCESSO:	<i>084_11_16</i>

Restreabilidade

Conjunto de Pesos Padrão classe E2, Caixa 14, certificado nº MA 094_04_16, emitido por Padrão Balanças, válido até 14/04/2017
 Peso Padrão: classe F1, Caixa 24, certificado nº MA 195_01_15, válido até 27/01/2017
 Peso Padrão: classe F1, Caixa 22, certificado nº MA 180_01_15, válido até 26/01/2017
 Peso Padrão: classe M1, PA 001 a 050 (1000 kg), certificado nº MA 173_03_15, válido até 11/03/2017

Condições Ambientais

Condições Ambientais Durante a Calibração:

Temperatura:	23,4 °C ± 5 °C
Umidade Relativa do Ar:	71,4 % ± 20 %
Pressão Atmosférica:	914 hPa ± 10 hPa

Termohigrômetro, TAG nº PA-TH 002, Certificado de Calibração nº TP-02-430/16 Emitido por Setting, válido até 24/02/2017

Barômetro, TAG nº PA-BAR 002, Certificado de Calibração nº PS-02-106/16 Emitido por Setting, válido até 28/02/2017

Calibração realizada pelo método de repetição, com pesos padrões rastreados pelo Laboratório da Padrão Balanças conforme a OIML R111 e seguindo a instrução técnica de trabalho IT 009

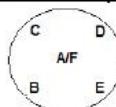
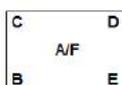


CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº BA 084_11_16

Página 2/2

FOR 020 - REV. 8

TESTE DE EXCENTRICIDADE						CARGA APLICADA 15000 g		
CANTO A	CANTO B	CANTO C	CANTO D	CANTO E	CANTO F	CANTO C	CANTO A / F	CANTO D
0,0 g	-0,4 g	-0,3 g	+0,5 g	+0,4 g	0,0 g	CANTO B	F	CANTO E



RESULTADOS OBTIDOS					
Nº PONTO / CARGA	Valor Antes do Ajuste	Valor Após o Ajuste	Erro	Incerteza Expandida (U)	(k)
P1 / 5g	5,1 g	5,0 g	0,00 g	0,1 g	2,13
P2 / 5000g	5000,2 g	5000,0 g	0,00 g	0,1 g	2,17
P3 / 10000g	10000,3 g	9999,8 g	-0,20 g	0,1 g	2,11
P4 / 20000g	20000,7 g	19999,9 g	-0,10 g	0,4 g	2,00
P5 / 35000g	25000,7 g	34999,8 g	-0,20 g	0,5 g	2,00

Observações:

- * Calibração realizada nas instalações do solicitante.
- * Este certificado atende aos requisitos da acreditação da C6CRE (ABNT ISO/IEC 17025), o qual avaliou a competência de medição do laboratório e comprovou a sua rastreabilidade a padrões nacionais e internacionais de medidas.
- * A incerteza expandida de medição (U) relatada é declarada como a incerteza padrão da medição multiplicada pelo fator de abrangência k, o qual para uma distribuição t com Veff graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.
- * Este certificado apresenta resultados que se referem, exclusivamente, ao objeto calibrado, não sendo extensivo a nenhum outro equipamento ou lote. A sua reprodução somente poderá ser feita se integral e com a autorização formal da Padrão Balanças.
- * Esta calibração não isenta o equipamento do controle metrológico estabelecido na regulamentação metrológica.
- * Uma cópia deste certificado é arquivada durante 4 anos.

Jose Augusto da S. Aguiar

Jose Augusto da Silva
Gerente da Qualidade

Técnico Executor: Jose Augusto da Silva