

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ**

**TÁRIK LINHARES TEBCHIRANI**

**ANÁLISE TERMODINÂMICA EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE  
AR CONDICIONADO SPLIT UTILIZANDO UM TROCADOR DE  
CALOR LINHA DE SUÇÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO**

**CURITIBA  
2011**

**TÁRIK LINHARES TEBCHIRANI**

**ANÁLISE TERMODINÂMICA EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE  
AR CONDICIONADO SPLIT UTILIZANDO UM TROCADOR DE  
CALOR LINHA DE SUÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO**

Dissertação apresentada como requisito para obter o título de mestre em engenharia mecânica do Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Dr. Rudmar Serafim Matos

**CURITIBA  
2011**

## TERMO DE APROVAÇÃO

TÁRIK LINHARES TEBCHIRANI

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO SPLIT  
UTILIZANDO UM TROCADOR DE CALOR NA LINHA DE  
SUCÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO

Dissertação aprovada como requisito parcial à obtenção de grau de Mestre em Engenharia Mecânica, área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos, no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia da Universidade Federal do Paraná.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Roque Luiz Sutil Mainardes  
UFPR

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza  
FURG

Prof. Dr. Rudmar Serafim Matos  
UFPR  
Presidente

Curitiba, 01 de abril de 2011

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente gostaria de registrar a organização e eficiência do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Federal do Paraná. Desde o processo de seleção até a defesa da dissertação, o programa contribuiu significativamente para a minha formação acadêmica.

A minha querida esposa Graziela que me acompanhou desde o início desta importante etapa de nossas vidas.

A minha querida filha Luiza que mesmo recém-nascida revigorava-me com seu doce sorriso.

Ao meu querido pai pelo permanente apoio.

Ao primo Prof. Sergio Tebcherani pela valiosa colaboração na defesa do projeto de dissertação.

Ao Prof. Rudmar pela experiência e orientação desde trabalho acadêmico.

A toda equipe do Laboratório de Máquinas Hidráulicas, pelo atencioso assessoramento na execução dos ensaios.

Ao Prof. Vargas pelo aconselhamento providencial na defesa do projeto de dissertação.

Ao Prof. Roque pela nobre postura na defesa da dissertação.

Ao Prof. Jeferson pelas importantes sugestões a dissertação.

A coordenação de mecânica da UTFPR pela liberação integral das minhas atividades docentes.

Aos meus funcionários Adriano e Eraldo pelo dedicado auxílio durante os ensaios experimentais.

## RESUMO

Devido ao aquecimento global, a utilização de aparelhos de ar condicionado para controle de temperatura vem crescendo fortemente nos últimos anos. Os aparelhos compactos ou “janela” vêm perdendo mercado e estão sendo substituídos por aparelhos tipo *split*. A motivação é pelo fato de serem muito mais silenciosos e esteticamente mais agradáveis. A desvantagem dos aparelhos *split* em relação aos compactos é o custo da instalação e a necessidade de serviço especializado. Tal inconveniente, contudo, não se mostra um obstáculo ao crescimento das vendas, uma vez que o custo dos aparelhos vem caindo no decorrer dos anos. O desenvolvimento tecnológico e as pesquisas na área térmica apontam principalmente para redução de consumo de energia dos aparelhos e a sua consequente compactação. Novas alternativas de instalação que poderiam ser uma importante fonte de otimização de desempenho, são raramente abordadas. Baseado na utilização de um trocador de calor conhecido no ramo da refrigeração, porém ainda não empregada em instalações de aparelhos *split*, o presente trabalho de pesquisa tem por objetivo avaliar o desempenho termodinâmico e seu impacto sobre a carga de fluido refrigerante. Através de uma abordagem comparativa serão avaliadas duas modalidades de instalação: método tradicional e o método que utiliza um trocador de calor.

Palavras-chave: Ar condicionado *split*. Trocador de calor. Carga de fluido refrigerante. Linha de sucção/líquido.

## **ABSTRACT**

Due to global warming, the use of air conditioning for temperature control has been growing strongly in recent years. The compact devices or "window" have been losing market and are being replaced by aircraft type split. The motivation is because they are much quieter, more aesthetically pleasing. The disadvantage of split apparatus is compact in relation to the installation cost and the need for specialized services. This drawback, however, was not an obstacle to sales growth, since the cost of handsets has fallen over the years. The technological advances and research in thermal point mainly to reduce the energy consumption of appliances and their subsequent compaction. New alternative facility could be an important source of optimization, are rarely addressed. Based on the use of a heat exchanger known in the field of refrigeration, but not yet used in devices such as split, the present research is to evaluate the thermodynamic performance and its impact on refrigerant charge. Through a comparative approach will be evaluated two methods of installation: the traditional method and the method that uses a heat exchanger.

Keywords: Split air conditioner. Heat exchanger. Charge of refrigerant. Suction line/liquid.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Zonas de Conforto para Verão e Inverno ASHRAE (ocupantes com vestimenta leve e em repouso) .....	24
Figura 2.2 - Principais componentes de um aparelho de ar condicionado .....	26
Figura 2.3 - Sistema de ar condicionado <i>split</i> .....	27
Figura 2.4 - Ar Condicionado <i>split Hi Wall</i> .....	28
Figura 2.5 - Ar Condicionado <i>split</i> Piso/Teto .....	29
Figura 2.6 - Dispositivo de expansão tipo pistão .....	29
Figura 2.7 - Diagrama pressão x entalpia de um ciclo saturado.....	32
Figura 2.8 - Diagrama pressão x entalpia de um ciclo real.....	33
Figura 2.9 - Representação esquemática do ciclo com o SLHX. ....	39
Figura 2.10 - Trocador de calor tipo linhas soldadas.....	40
Figura 2.11 - Trocador de calor tipo Casco-Tubo.....	41
Figura 2.12 - Trocador de calor tipo tube in tube.....	41
Figura 2.13 – Variação do COP para diferentes efetividades. ....	43
Figura 2.14 – Variação do COP para o R22 para várias temperaturas de evaporação e $(T_c - T_e)$ .....	44
Figura 2.15 – Relação do COP' e o COP <sub>c</sub> para vários refrigerantes ( $T_{evp}=8^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond}=46^{\circ}\text{C}$ ).....	44
Figura 2.16 – Carta para a avaliação da vantagem termodinâmica da adoção do SLHX.....	45
Figura 2.17 – Variação do COP .....	46
Figura 2.18 – Variação da capacidade do evaporador.....	46
Figura 2.19 – Variação da capacidade de refrigeração com vazão volumétrica do compressor fixa. ....	47

Figura 2.20 – Variação da capacidade de refrigeração para vazão volumétrica do compressor corrigida.....	47
Figura 2.21 – Carta de predição do SLHX. ....	48
Figura 2.22 – Comportamento da variação do COP em função da efetividade.....	48
Figura 3.1 – Visão exterior da câmara térmica.....	49
Figura 3.2 – Banco de lâmpadas e evaporador da câmara principal. ....	50
Figura 3.3 – Sistema de climatização antecâmara.....	50
Figura 3.4 – O aparelho de ar condicionado ensaiado.....	51
Figura 3.5 – Retorno e descarga da evaporadora com os sensores posicionados. ...	52
Figura 3.6 – Estação de aquisição de dados da câmara térmica.....	53
Figura 3.7 – Tela principal do sistema de aquisição de dados LabView. ....	54
Figura 3.8 – Termistor .....	55
Figura 3.9 – Termistores fixados no duto de retorno da evaporadora.....	55
Figura 3.10 - Sensor de Umidade Relativa .....	56
Figura 3.11 - Anemômetro Digital.....	57
Figura 3.12 – Conjunto <i>manifold</i> com três vias. ....	57
Figura 3.13 – Balança digital para pesagem dos cilindros. ....	58
Figura 3.14 – Wattímetro.....	58
Figura 3.15 - Termômetro digital .....	59
Figura 3.16 – Trocador de calor tipo tubos soldados isolado .....	60
Figura 3.17 – O SLHX com os termistores posicionados. ....	60
Figura 3.18 - Representação dos pontos de medição no aparato experimental. ....	61
Figura 3.19 – Processo de recolhimento de gás. ....	63
Figura 3.20 – Medição do superaquecimento útil.....	64
Figura 3.21 - Processo de adição de refrigerante. ....	65
Figura 4.1 – Resultados das medições de velocidade no duto de insuflamento. ....	87

Figura 4.2 – Carta psicrométrica para Amostra I/Modalidade I. ....	88
Figura 4.12 – Propriedades psicrométricas e capacidade de refrigeração fornecida pelo software CYT <i>Psychrometric</i> . ....	88

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1.1 – Distribuição do consumo de energia de energia elétrica por setor. ....	20
Gráfico 4.1 – Resultados da relação .....	71
Gráfico 4.2 – Resultados da relação .....	73
Gráfico 4.3 – Variação da umidade relativa da Amostra I/Modalidade I.....	74
Gráfico 4.4 – Variação da umidade relativa da Amostra II/Modalidade I.....	74
Gráfico 4.5 – Variação da umidade relativa da Amostra III/Modalidade I.....	75
Gráfico 4.6 – Variação da umidade relativa da Amostra IV/Modalidade I. ....	75
Gráfico 4.7 – Variação da umidade relativa da Amostra V/Modalidade I. ....	76
Gráfico 4.8 – Variação da umidade relativa da Amostra I/Modalidade II.....	76
Gráfico 4.9 – Variação da umidade relativa da Amostra II/Modalidade II.....	77
Gráfico 4.10 – Variação da umidade relativa da Amostra III/Modalidade II.....	77
Gráfico 4.11 – Variação da umidade relativa da Amostra IV/Modalidade II. ....	78
Gráfico 4.12 – Variação da umidade relativa da Amostra V/Modalidade II. ....	78
Gráfico 4.13 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra I/Modalidade I.	79
Gráfico 4.14 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra II/Modalidade I	80
Gráfico 4.15 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra III/Modalidade I .....	80
Gráfico 4.16 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra IV/Modalidade I .....	81
Gráfico 4.17 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra V/Modalidade I .....	81
Gráfico 4.18 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra I/Modalidade II .....	82

Gráfico 4.19 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra II/Modalidade II .....	82
Gráfico 4.20 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra III/Modalidade II .....	83
Gráfico 4.21 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra IV/Modalidade II .....	83
Gráfico 4.22 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra IV/Modalidade II .....	84
Gráfico 4.23 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra V/Modalidade II .....	84
Gráfico 4.24 – Temperaturas internas da câmara da Amostra V/Modalidade I. ....	86
Gráfico 4.25 – Temperaturas internas da câmara da Amostra V/Modalidade I. ....	86
Gráfico 4.26 – Resultados da variação da capacidade de refrigeração. ....	90
Gráfico 4.27 – Comparação dos resultados do            entre as modalidades I e II. ....	91
Gráfico 4.28 – Comportamento das temperaturas do SLHX em função do tempo....	92
Gráfico 4.29 – Relação entre a variação do <i>COP</i> e efetividade do SLHX.....	93
Gráfico 4.30 – Relação entre a variação da carga de refrigerante e a efetividade do SLHX.....	93
Gráfico 4.31 – Relação entre a carga de refrigerante e a efetividade do SLHX.....	94

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Correções sugeridas do efeito do sub-resfriamento do líquido e do superaquecimento do vapor.....	42
Tabela 3.1 – Dados técnicos do aparelho de ar condicionado.....	52
Tabela 3.2 – Especificação técnica do conjunto manifold.....	57
Tabela 3.3 – Especificações técnicas do termômetro digital portátil.....	59
Tabela 3.4 – Posicionamento dos sensores e medidores.....	61
Tabela 3.5 – Parâmetros ambientais da câmara e antecâmara.....	63
Tabela 3.6 – Incertezas de medição.....	68
Tabela 4.1– Resultados da carga de refrigerante ( ) da Modalidade I.....	70
Tabela 4.2 – Resultados da carga de refrigerante ( ) da Modalidade II.....	70
Tabela 4.3 – Resultados para a potência de compressão da Modalidade I.....	72
Tabela 4.4 – Resultados para a potência de compressão da Modalidade II.....	72
Tabela 4.5 – Resultados da capacidade de refrigeração da Modalidade I.....	89
Tabela 4.6 – Resultados da capacidade de refrigeração da Modalidade II.....	89
Tabela 4.7 – Resultados do e .....	90
Tabela A 1– Resumo dos resultados experimentais da Modalidade I.....	106

## LISTA DE SIGLAS

ASHRAE	- American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
ASME	- American Society of Mechanical Engineering
ENCIT	- Encontro Nacional de Ciências Térmicas
UFPR	- Universidade Federal do Paraná.
LMH	- Laboratório de Máquinas Hidráulicas da UFPR
CFC's	- Clorofluorcarbonos.
HFC	- Hidrofluorcarbonos.
HCFC	- Hidroclorofluorcarbonos.
TC	- Trocador de Calor.
R22	- Hidrobicloromonoflúoretano.
SA	- Superaquecimento.
SLHX	- Suction/Liquid heat exchanger.
SR	- Sub-resfriamento.

## LISTA DE ABREVIATURAS

Calor Latente	[W]
Calor Sensível	[W]
Capacidade de mudança do ciclo	[%]
Capacidade de refrigeração	[kW]
Capacidade de refrigeração com o SLHX	[kW]
Carga de fluido refrigerante do ciclo padrão	[Kg]
Carga de fluido refrigerante do sistema com SLHX	[Kg]
Coeficiente de performance do ciclo com o SLHX	[ ]
Coeficiente de performance do ciclo padrão	[ ]
Entalpia do ar de insuflamento	[kJ/kg]
Entalpia do ar de retorno	[kJ/kg]
Entalpia do ar seco	[kJ/kg Ar seco]
Entalpia do fluido refrigerante	[kJ/kg]
Entalpia do vapor d'água	[kJ/kg Ar seco]
Entalpia na descarga do compressor do ciclo saturado	[kJ/kg]
Entalpia na descarga do compressor do ciclo saturado	[kJ/kg]
Entalpia na entrada do compressor ciclo superaquecido	[kJ/kg]
Entalpia na entrada do compressor do ciclo saturado	[kJ/kg]
Entalpia na entrada do disp. de expansão do ciclo saturado	[kJ/kg]
Potência de compressão real	[kW]
Potência de compressão real com SLHX	[kW]
Potência de compressão teórica	[kW]
Potência elétrica em vazio do compressor	[kW]
Potência elétrica total consumida pelo compressor	[kW]
Pressão de descarga do compressor	[Psig]
Pressão de evaporação	[Psig]
Pressão de sucção do compressor	[Psig]
Resistência elétrica do termistor	[ $\Omega$ ]
Resistência elétrica do termistor na temp. padrão	[ $\Omega$ ]
Taxa de calor perdido pela pele	[W/m <sup>2</sup> ]
Taxa de calor perdido pela respiração	[W/m <sup>2</sup> ]
Taxa de metabolismo	[W]
Taxa de transferência de calor do compressor ao ambiente	[kW]
Taxa de transferência de calor no condensador	[kW]
Temperatura de insuflamento do ar	[°C]
Temperatura do vapor na entrada do compressor	[°C]

Calor latente de vaporização da água	[KJ/Kg Vapor]
Grau de sub-resfriamento	[°C]
Grau de superaquecimento	[°C]
Incerteza de medição da capacidade de refrigeração	[kW]
Incerteza de medição de potência de compressão	[kW]
Incerteza de medição de Temperatura	[°C]
Incerteza de medição de umidade relativa	[%]
Incerteza de medição de velocidade do ar	[m/s]
Limite de precisão intrínseco ou erro sist. de pot. de comp.	[kW]
Limite de precisão intrínseco ou erro sist. de veloc. do ar.	[m/s]
Limite de precisão intrínseco ou erro sistemático de temp.	[°C]
Limite de precisão intrínseco ou erro sistemático de UR	[%]
Limite de precisão ou erro de precisão de potência de comp.	[kW]
Limite de precisão ou erro de precisão de temperatura	[°C]
Limite de precisão ou erro de precisão de umidade relativa	[%]
Limite de precisão ou erro de precisão de veloc. do ar	[m/s]
Pressão parcial do vapor d'água	[Pa]
Pressão parcial do vapor d'água para mistura saturada	[Pa]
Taxa de calor armazenado pelo corpo	[W/m <sup>2</sup> ]
Taxa de trabalho mecânico	[W/m <sup>2</sup> ]
Temperatura de evaporação saturada	[°C]
Temperatura de saturação	[°C]
Temperatura do líquido na saída do condensador	[°C]    [°C]
Temperatura do termistor	[K]
Temperatura do vapor na saída do evaporador	[°C]    [°C]
Temperatura padrão do termistor	[K]
Tensão de sensor de umidade relativa	[V]
Título do fluido refrigerante	[ ]
Umidade específica	[Kg/Kg Ar Seco]
Umidade relativa	[%]
Vazão mássica de fluido refrigerante	[Kg/s]
Vazão volumétrica de ar	[W/m <sup>3</sup> ]
Velocidade do ar	[m/s]

## SÍMBOLOS GREGOS

- Variação de umidade específica	[Kg/Kg Ar seco]
- Variação de entalpia	[KJ/Kg]
- Volume específico do ar	[m <sup>3</sup> /Kg]
- Constante do Termistor	[ ]
- Efetividade do trocador de calor	[ ]
- Umidade relativa do ar de insuflamento	[%]
- Umidade relativa do ar de retorno	[%]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>19</b>
1.1	MOTIVAÇÃO	19
1.2	OBJETIVOS	20
1.3	METODOLOGIA E PLANO DE TRABALHO	20
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b>	<b>22</b>
2.1	CLIMATIZAÇÃO	22
2.2	CONFORTO TÉRMICO	23
2.2.1	<i>MECANISMOS DE TROCA TÉRMICA ENTRE O CORPO E O AMBIENTE</i>	25
2.3	O APARELHO DE AR CONDICIONADO	25
2.4	O MERCADO BRASILEIRO	27
2.5	PSICROMETRIA	30
2.5.1	<i>TEMPERATURA DE BULBO SECO</i>	30
2.5.2	<i>UMIDADE RELATIVA</i>	31
2.5.3	<i>ENTALPIA ESPECÍFICA</i>	31
2.6	O CICLO TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR	31
2.7	O CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO A COMPRESSÃO A VAPOR	33
2.7.1	<i>O EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO DO VAPOR DE ADMISSÃO</i>	33
2.7.2	<i>O EFEITO DO SUB-RESFRIAMENTO DO LÍQUIDO</i>	34
2.8	BALANÇO DE ENERGIA PARA O CICLO DE REFRIGERAÇÃO	35
2.8.1	<i>CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO</i>	35
2.8.2	<i>POTÊNCIA TEÓRICA DE COMPRESSÃO</i>	36
2.8.3	<i>CALOR REJEITADO NO CONDENSADOR</i>	37
2.8.4	<i>DISPOSITIVO DE EXPANSÃO</i>	38
2.9	O DESEMPENHO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR	38
2.10	O TROCADOR DE CALOR LINHA DE SUÇÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO	39

2.10.1 O PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.....	39
2.10.2 TIPOS DE TROCADOR DE CALOR LINHA DE SUÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO.....	40
2.10.3 EFETIVIDADE DE UM TROCADOR DE CALOR.....	41
2.11 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	42
<b>3 APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>49</b>
3.1 A CÂMARA TÉRMICA .....	49
3.2 O APARELHO DE AR CONDICIONADO .....	51
3.3 AQUISIÇÃO DE DADOS .....	53
3.4 TERMISTORES.....	54
3.5 SENSOR DE UMIDADE .....	56
3.6 ANEMÔMETRO.....	56
3.7 MANÔMETROS.....	57
3.8 BALANÇA .....	58
3.9 MEDIDOR DE POTÊNCIA.....	58
3.10 TERMÔMETRO DIGITAL .....	59
3.11 O TROCADOR DE CALOR TIPO TUBO SOLDADO.....	60
3.12 POSICIONAMENTO DOS SENSORES E MEDIDORES NO APARATO EXPERIMENTAL.....	61
3.13 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	62
3.13.1 O PROCESSO DE ADIÇÃO DE REFRIGERANTE.....	64
3.14 CÁLCULO DAS INCERTEZAS .....	66
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>69</b>
4.1 A CARGA DE REFRIGERANTE.....	70
4.2 A POTÊNCIA DE COMPRESSÃO.....	71
4.3 A UMIDADE RELATIVA.....	73
4.4 A TEMPERATURA DE BULBO SECO DE INSUFLAMENTO E RETORNO ....	79
4.5 A TEMPERATURA INTERNA DA CÂMARA DE TESTE .....	85
4.6 A VAZÃO VOLUMÉTRICA DE AR.....	87
4.7 A CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO.....	87
4.8 O COEFICIENTE DE PERFORMANCE .....	90
4.9 A EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR SLHX.....	91
4.9.1 A EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR E SUA INFLUÊNCIA SOBRE O COP .....	92

4.9.2 A EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR E SUA INFLUÊNCIA SOBRE A CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE .....	93
<b>5 CONCLUSÃO .....</b>	<b>95</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>96</b>
<b>PUBLICAÇÃO .....</b>	<b>99</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>100</b>
<b>ANEXO 1– DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR – ASHRAE - RETIRADO DE ASHRAE. (2001, PP. 14.16,17) .....</b>	<b>100</b>
<b>ANEXO 2 - CARTA PSICROMÉTRICA PROPOSTA PELA ASHRAE .....</b>	<b>102</b>
<b>ANEXO 3 – DATA SHEET DO SENSOR DE UMIDADE.....</b>	<b>103</b>
<b>ANEXO 4 – CARTA PSICROMÉTRICA PARA ALTITUDE DE 945M – CIDADE DE CURITIBA .....</b>	<b>105</b>
<b>ANEXO 5 – RESUMO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>106</b>
<b>ANEXO 6 – ARTIGO ENCIT 2010 .....</b>	<b>107</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Principalmente nas duas últimas décadas as questões ambientais ganharam grande espaço nas discussões e prospecções da sociedade global. Inseridos neste contexto, processos de refrigeração industrial e domésticos que utilizam fluidos refrigerantes tipo CFC's, HFC's e HCFC's foram alvo de gradativas restrições e regulações, pelo fato de possuírem elevado potencial de ação sobre a camada de ozônio e/ou efeito estufa.

Devido a elevação da temperatura global, a utilização de aparelhos de ar condicionado tornou-se inevitável para o conforto humano, sendo indispensável em determinadas regiões. Estima-se que três quartos das emissões de HFC's e HCFC's são atribuídos a eventuais vazamentos de sistemas de ar condicionado, o que caracteriza um círculo vicioso de elevação do efeito estufa (HINRICHS & KLEINBACH, 2003). Portanto, toda evolução, no sentido de se reduzir a quantidade destes gases presentes nas diversas modalidades de sistemas de climatização, é benéfica tanto ao meio ambiente quanto aos custos operacionais.

Além do interesse natural que os fluidos refrigerantes despertam outra fonte de discussão e pesquisa, é a crescente parcela da energia elétrica produzida, destinada aos processos relativos à climatização. Segundo levantamento estatístico, o consumo de energia elétrica no Brasil por setor está distribuído conforme o gráfico 1.1.

No setor residencial, o maior consumo de energia elétrica é atribuído aos aparelhos de refrigeração e ar condicionado, que representam 33,0% do consumo desse setor. Uma redução de apenas 1% do consumo dos equipamentos de refrigeração residenciais, acarretaria uma economia de cerca de 30GWh/ano. Já no setor comercial, 20% do consumo de energia elétrica se devem aos aparelhos de ar condicionado (BEN, 2009).

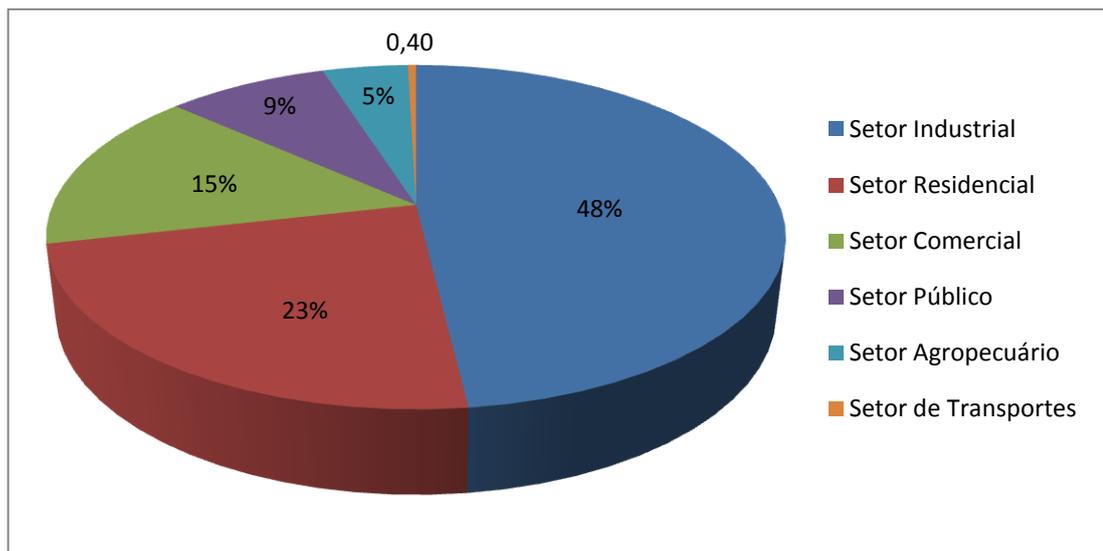


Gráfico 1.1 – Distribuição do consumo de energia de energia elétrica por setor.

## 1.2 OBJETIVOS

O presente trabalho possui os seguintes objetivos:

- ✓ Instalação e instrumentação de um aparelho de ar condicionado *split* e caracterização do seu desempenho termodinâmico;
- ✓ Demonstração comparativa dos resultados de desempenho termodinâmico;
- ✓ Demonstração dos métodos experimentais e determinação de uma condição ótima de funcionamento;
- ✓ Avaliação dos resultados experimentais e mensuração do impacto sobre a carga de fluido refrigerante.

## 1.3 METODOLOGIA E PLANO DE TRABALHO

A organização deste trabalho é baseada nas motivações presentes nesse primeiro título. No título 2, apresentam-se conceitos pertinentes ao tema, bem como, uma revisão bibliográfica da literatura e dos principais artigos sobre SLHX.

No título 3 descreveu-se a metodologia e o aparato experimental para a realização dos ensaios. O método para obtenção das incertezas e seus respectivos resultados também estão presentes neste capítulo.

No título 4 encontram-se os resultados experimentais e as respectivas discussões. Foram utilizados gráficos e tabelas para melhor representar a comparação entre as duas modalidades de ensaio.

O título 5 apresenta-se as conclusões e sugestões para futuros trabalhos que complementam o tema.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 CLIMATIZAÇÃO

As áreas de refrigeração e ar condicionado são correlatas, embora cada uma tenha seu campo de atuação. A aplicação mais conhecida da refrigeração é, sem dúvida, a climatização, contudo outras áreas podem ser citadas como: refrigeração industrial (conservação de alimentos), remoção de calor de substâncias em indústrias petroquímicas e muitas outras aplicações em indústrias de manufatura (STOECKER & JONES, 1985).

Segundo a ASHRAE o conceito de climatização é:

“o processo de tratamento do ar de modo a controlar simultaneamente a temperatura, umidade, movimentação e pureza do ar para atender as necessidades do recinto condicionado”.

Inseridos neste conceito o principal representante da climatização é o aparelho de ar condicionado. A maioria das unidades condicionadoras de ar é associada ao conforto de pessoas. Sistemas para resfriamento do ar se tornaram obrigatórios em edifícios de grande porte no mundo inteiro (STOECKER & JONES, 1985). Sabe-se que boas condições climáticas elevam o poder de concentração e reduzem a fadiga humana, portanto, o ar condicionado além de proporcionar conforto, serve como um agente de produtividade.

Nos recintos hospitalares o sistema de climatização também desempenha importante papel no controle da qualidade do ar. Estes ambientes requerem condições especiais de pureza do ar, não encontradas em edifícios comerciais. Assim, são comuns normas, como a ABNT NBR 7256, que estabelecem os níveis de filtragem do ar para este tipo de aplicação. Tais exigências aliada a necessidade de conservação de energia representam um verdadeiro desafio técnico.

Além do conforto térmico o sistema de ar condicionado permite o correto funcionamento de equipamentos eletrônicos. Principalmente a partir dos anos 80, quando os computadores ganharam papel fundamental no gerenciamento de

grandes companhias, os CPD (centros de processamento de dados) tornaram-se indispensáveis. Como estes ambientes possuem alta carga térmica pela elevada geração de calor, o controle de temperatura se faz necessário, uma vez que componentes eletrônicos operam erráticamente quando se aquecem. Outro importante fator de controle para este tipo de aplicação é a umidade relativa, a faixa de operação recomendável da ASHRAE é de 40% a 55%. Abaixo deste limite pode ocorrer eletricidade estática, e acima, risco de corrosão nos componentes. Assim, atualmente não se concebe os CPD sem poderosos sistemas de ar condicionado para garantir o perfeito funcionamento dos computadores.

## 2.2 CONFORTO TÉRMICO

O ser humano é um animal homeotérmico, ou seja, de temperatura constante. Esta temperatura é da ordem de 37°C, com faixa de variação muito reduzida – entre 36,1°C e 37,2°C, sendo 32°C o limite inferior e 42°C o limite superior para a sobrevivência em estado de enfermidade. A temperatura corpórea é mantida através do calor proveniente de reações químicas (metabolismo) que ocorrem pela ingestão de alimentos e consumo de ar. Para se conseguir o equilíbrio térmico grande parte da energia produzida pelo metabolismo deve ser dissipada pela pele (aproximadamente de 80%). Portanto, a “máquina humana” possui rendimento muito baixo. O calor dissipado pelo homem depende da atividade exercida, em repouso absoluto o calor cedido ao ambiente é de aproximadamente 75W (FROTA & SCHIFFER, 2003).

O equilíbrio térmico é essencial para a vida humana e é obtido quando a quantidade de calor produzida no corpo é igual à quantidade de calor cedida para o ambiente através da pele e da respiração. O calor produzido é a diferença entre a taxa de metabolismo e o trabalho mecânico realizado. A ASHRAE propõe a Eq. 1 para expressar matematicamente a produção de calor corpórea.

Onde,  $M$ , é a taxa de metabolismo,  $M_{ext}$  a taxa de trabalho mecânico realizado,  $R_{cl}$  a taxa total de calor perdido pela pele,  $R_{res}$  a taxa total de calor perdido pela respiração e,  $R_{st}$  a taxa de calor armazenado no corpo.

Sendo o conforto térmico afetado por muitas variáveis já que ele é função do metabolismo, não é possível estabelecer regras fixas. A seguir na Figura 2.1 a ASHRAE propõe condições de conforto onde pelo menos 80% dos ocupantes se encontram confortáveis. A região hachurada representa as zonas de conforto em função da umidade, temperatura de operação e época do ano.

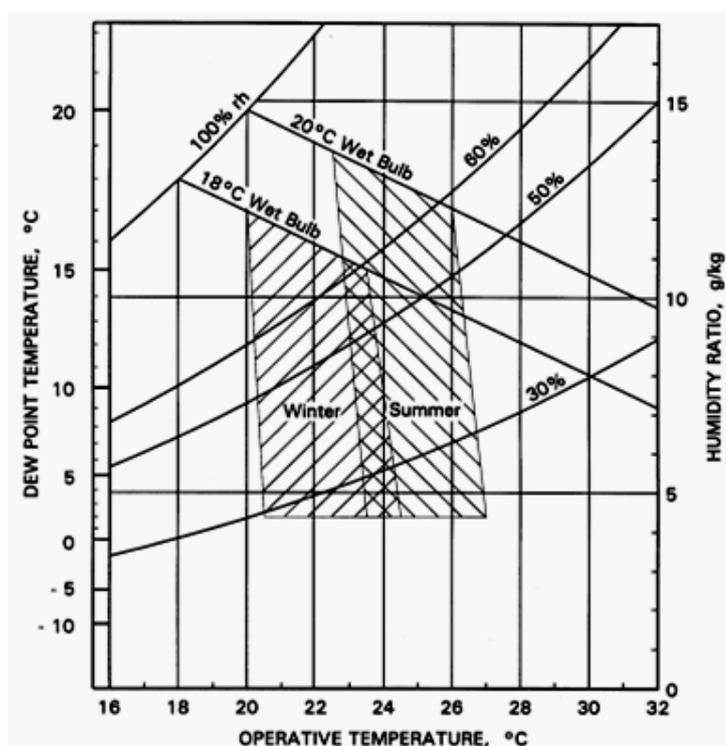


Figura 2.1 - Zonas de Conforto para Verão e Inverno ASHRAE (ocupantes com vestimenta leve e em repouso)

Fonte: (ASHRAE, Fundamentals Handbook, 2001).

Sabe-se que temperaturas elevadas causam danos ao ser humano como: exaustão, câimbras, perda de concentração, etc. A observação acerca do rendimento do trabalho em minas da Inglaterra mostrou que o mineiro rende 41% menos quando a temperatura efetiva é de 27°C em relação ao rendimento à temperatura efetiva de 19°C (FROTA & SCHIFFER, 2003). Assim, em vários casos na nossa vida cotidiana os sistemas de condicionamento de ar são indispensáveis uma vez que:

- ✓ Controlam a temperatura ambiente;
- ✓ Controlam a umidade ambiente;
- ✓ Regulam os níveis de oxigênio;
- ✓ Controlam os odores a níveis abaixo do limite perceptível;
- ✓ Mantém a velocidade de movimentação do ar.

### 2.2.1 MECANISMOS DE TROCA TÉRMICA ENTRE O CORPO E O AMBIENTE

Para as mais variadas atividades do cotidiano o ser humano necessita produzir trabalho mecânico pela contração da sua musculatura. A quantidade de calor, portanto, será função da atividade exercida e poderá exceder um limite máximo de 1.200W, desde que por pouco tempo. Os dados de dissipação corpórea são importantíssimos para os projetistas de instalações de ar condicionado e normas como a NBR 6401 disponibilizam tabelas de calor liberado por pessoa em função da atividade e temperatura de bulbo seco. Este calor é dissipado pela superfície da pele através das seguintes formas de transferência de calor (FROTA & SCHIFFER, 2003):

- ✓ Trocas secas: Condução, radiação e convecção;
- ✓ Trocas úmidas: Evaporação.

O calor perdido pelas trocas secas é denominado calor sensível e possui como potencial a diferença de temperatura entre a pele e o ambiente. O calor perdido pelas trocas úmidas é denominado calor latente e é função da diferença de umidade entre a pele molhada de suor e a umidade do ambiente. Assim, o organismo perde calor pela evaporação do suor, que representa um grande agente de termo regulação corpórea.

## 2.3 O APARELHO DE AR CONDICIONADO

Os sistemas de condicionamento de ar são divididos em (CREDER, 1997):

- ✓ Sistemas de expansão direta: Quando o condicionador recebe diretamente do recinto ou através de dutos a carga de ar frio ou quente.

- ✓ Sistemas de expansão indireta: Quando o condicionador utiliza um meio intermediário para retirar a carga térmica transmitida pelo ar frio ou quente.

Certamente os mais populares são os de expansão direta que possuem como principais representantes os aparelhos de janela, *split* e *self contained*. A Figura 2.2 demonstra esquematicamente os principais componentes de um aparelho de ar condicionado: compressor, unidade evaporadora, dispositivo de expansão e condensador. Vejamos:

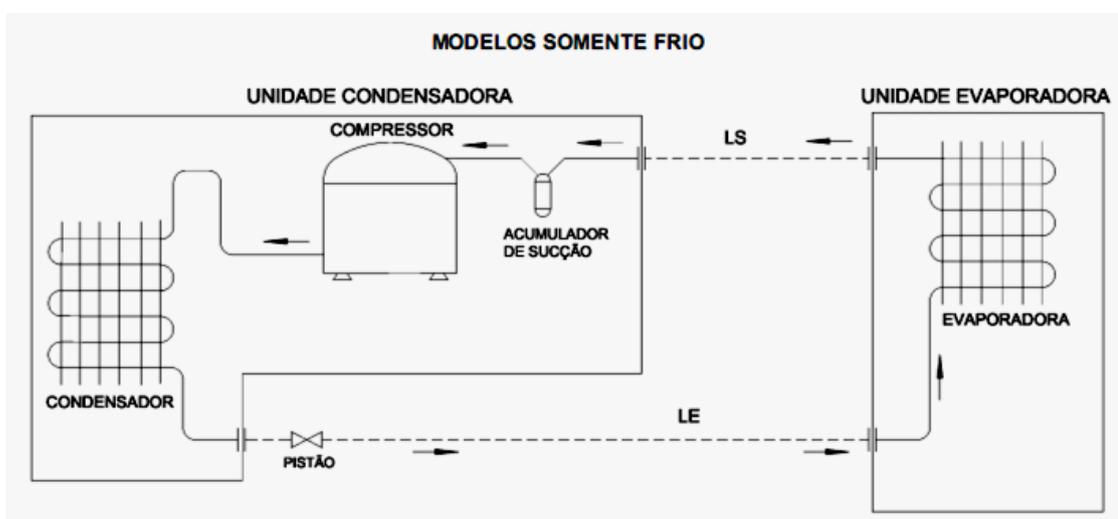


Figura 2.2 - Principais componentes de um aparelho de ar condicionado  
Fonte: (SPRINGER CARRIER, 2008).

Os aparelhos compactos possuem os componentes acima agrupados em uma só carcaça. Este tipo de aparelho, principalmente nas aplicações residenciais, ocasiona um reconhecido desconforto acústico. Mesmo através do desenvolvimento tecnológico dos componentes do ciclo de refrigeração e, principalmente dos compressores, o ruído permanece como a principal reclamação dos usuários. Além do inconveniente citado, é relevante mencionar outras desvantagens: entrada de insetos e poeira nos ambientes climatizados, risco de roubo de residências pelas aberturas da alvenaria e má distribuição do ar insuflado.

Atento as exigências dos consumidores os fabricantes investiram em aparelhos chamados *split* para pequenas capacidades. A tecnologia trouxe a separação da unidade evaporadora e da condensadora, com o objetivo de diminuir o ruído proveniente do processo de compressão dentro dos ambientes climatizados e

eliminar os inconvenientes dos aparelhos de janela. Para tal, é necessária a união das duas unidades através de tubulação de cobre que conduz o fluido refrigerante, vejamos a Figura 2.3.

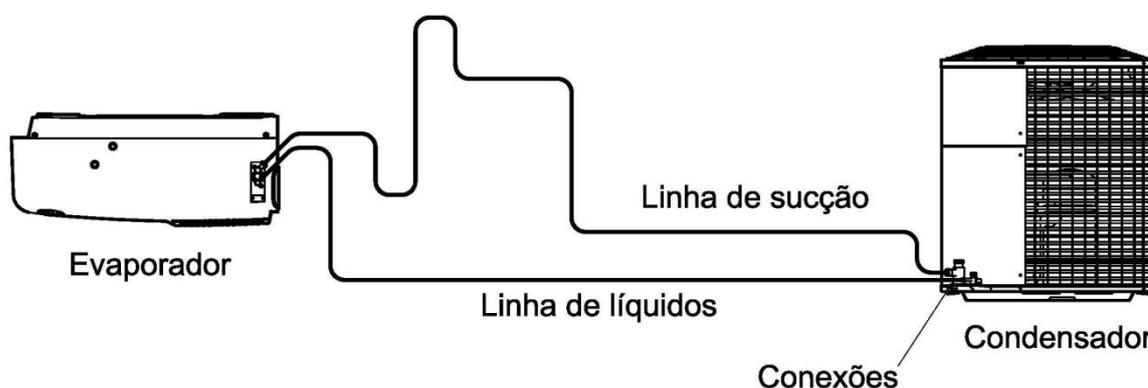


Figura 2.3 - Sistema de ar condicionado *split*

## 2.4 O MERCADO BRASILEIRO

Apesar de conhecida há anos, a tecnologia *split* só foi comercializada para aplicações residenciais de maneira efetiva no Brasil a partir do ano de 1998. Até então, os custos de instalação e aquisição eram elevados, apresentando um grande obstáculo à comercialização. Este empecilho, no entanto, tem sido reduzido pela gradativa facilidade de importação de peças e a queda dos custos de instalação.

Os aparelhos de pequeno porte, de até 24.000 Btu/h, são importados, na sua grande maioria da China, possuindo preços de venda equivalentes aos aparelhos de janela de mesma capacidade. Em agosto de 2007, as vendas de *split's* ultrapassaram as de condicionadores de janela. Enquanto o primeiro teve 630 mil unidades vendidas, 45% a mais em relação a 2006, as vendas do segundo estão em 530 mil, mesmo número do ano passado. Cerca de 60% dos aparelhos *split's* comercializados no Brasil são do modelo *high wall* (parede), muito usado em residências. No caso do modelo piso/teto, muito aplicado em estabelecimentos comerciais e responsável por cerca de 40% das vendas, é produzido por algumas empresas como a Springer Carrier, no Brasil (MERCANTIL, 2007).

Atualmente, com o crescimento constante nas vendas, os fabricantes enfrentam um grave problema comum a todos os produtos que necessitam de instalação e/ou manutenção periódica no Brasil: mão de obra especializada. Pela baixa qualidade técnica da maioria dos profissionais que atuam no ramo, os fabricantes enfrentam altos custos relativos à substituição de peças em garantia e a grande quantidade de reclamações decorrentes da má instalação. É frequente a oferta de vagas de emprego, sem êxito de contratação, para profissionais com qualificação comprovada. Os cursos profissionalizantes são escassos e se concentram principalmente nas grandes cidades do sul e sudeste, sendo uma barreira para o crescimento de indústrias que necessitam de sistemas de refrigeração. Isto ocorre principalmente no setor alimentício e em regiões distantes dos grandes centros.

São dois os principais tipos de aparelhos *split* para aplicações residenciais e comerciais comercializados no Brasil:

- ✓ Tipo *Hi Wall*: atende capacidades de 7.000 Btu/h até 30.000 Btu/h, mostrado na Figura 2.4, emprega como dispositivo de expansão um tubo capilar simples;
- ✓ Tipo Piso/Teto: atende capacidades de 18.000 Btu/h até 80.000 Btu/h, mostrado na Figura 2.5, emprega um dispositivo de expansão tipo pistão.



Figura 2.4 - Ar Condicionado *split Hi Wall*  
Fonte: (SPRINGER CARRIER).



Figura 2.5 - Ar Condicionado *split* Piso/Teto  
Fonte: (SPRINGER CARRIER).

O motivo de se utilizar dois tipos de dispositivos de expansão reside na ineficiência dos tubos capilares em altas vazões de refrigerantes, ou seja, para aparelhos de capacidade acima de 10kW (STOECKER & JONES, 1985). Nos aparelhos que utilizam pistão, dependendo do fabricante, o dispositivo de expansão pode ser instalado junto ao evaporador ou no condensador. A presente pesquisa estudou os casos em que pistão é instalado junto ao evaporador. A razão de tal escolha é que esta configuração proporciona um grande diferencial de temperatura entre as linhas de líquido e sucção, enquanto que se instalado no condensador a diferença é pequena. Na Figura 2.6, a vista explodida de um pistão.

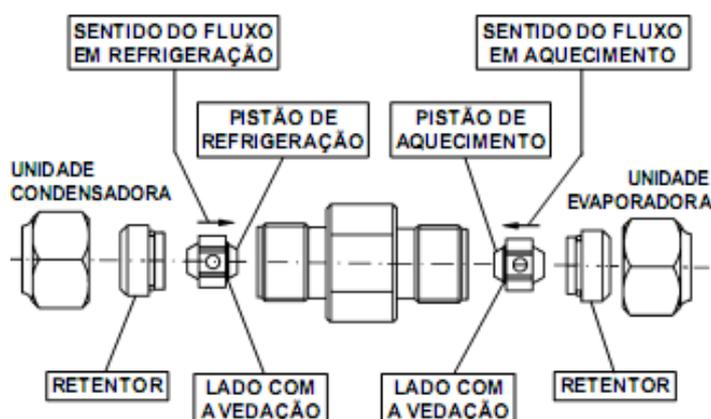


Figura 2.6 - Dispositivo de expansão tipo pistão  
Fonte: (SPRINGER CARRIER, 2008).

## 2.5 PSICROMETRIA

A Psicrometria é definida como a área da termodinâmica que estuda as propriedades das misturas de ar seco e vapor d'água (STOECKER & JONES, 1985). Como ar atmosférico é uma combinação de ar seco, vapor d'água e impurezas, o conhecimento do tema se faz necessário para o projeto e estudos de sistemas de ar condicionado. Processos psicrométricos são verificados em diversos componentes do ciclo de condicionamento de ar, tais como: serpentinas de desumidificação, umidificadores, serpentinas de resfriamento, torres de arrefecimento e condensadores evaporativos. Desta forma, é comum nos depararmos com dutos de drenagem de condensado nas instalações de ar condicionado, o que confirma a desidratação do ar úmido quando resfriado.

A forma mais empregada para representar os diversos processos de tratamento do ar úmido são as cartas ou diagramas psicrométricos. Estes diagramas permitem uma análise gráfica de dados e processos, facilitando assim, a solução de vários problemas práticos referentes ao ar úmido (DOSSAT, 2004). É muito comum a determinação das capacidades dos componentes do ciclo de refrigeração através de uma avaliação psicrométrica, uma vez que processos de resfriamento, aquecimento, umidificação e desumidificação do ar úmido estão presentes em qualquer instalação. No Anexo 2, a carta psicrométrica proposta pela ASHRAE.

Desta forma, a psicrometria constitui uma poderosa ferramenta de trabalho para projetistas e pesquisadores do setor de climatização. A seguir as propriedades da mistura de ar seco e vapor d'água que foram utilizadas nesta pesquisa.

### 2.5.1 TEMPERATURA DE BULBO SECO

É a temperatura medida por um termômetro sensível, limpo, seco, protegido conta radiações, não sendo afetado pelo vapor d'água do ar.

### 2.5.2 UMIDADE RELATIVA

É a relação entre a pressão parcial de vapor d'água na mistura,  $p_v$ , a uma determinada temperatura e a pressão parcial que o vapor d'água teria se a mistura estivesse saturada,  $p_{vs}$ , a mesma temperatura e pressão total da mistura.

—

### 2.5.3 ENTALPIA ESPECÍFICA

É dada pela contribuição isolada da entalpia do ar seco,  $h_a$ , e do vapor d'água,  $h_v$ , dada a hipótese de validade de gases perfeitos.

Onde,  $w$ , é a umidade específica da mistura.

## 2.6 O CICLO TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo frigorífico ou de compressão a vapor é o princípio termodinâmico utilizado na grande maioria dos sistemas de climatização. Trata-se de um ciclo termodinâmico que possui dois reservatórios, um de baixa temperatura e outro de alta, e necessita de trabalho para obter a transferência de calor entre os mesmos (WYLEN, SONNTAG, & BORGNAKKE, 2001).

Um bom conhecimento do ciclo de compressão a vapor requer um estudo intenso não somente dos processos individuais, mas também das implicações que existem entre os mesmos quando alterados. Isto é muito simplificado pelo uso de gráficos e diagramas. Usualmente, o ciclo frigorífico é representado por um diagrama “*pressão x entalpia*”, e a Figura 2.7 demonstra o caso teórico de um ciclo de compressão a vapor saturado, contudo, sabemos que o ciclo real possui algumas variantes importantes que serão tratadas adiante.

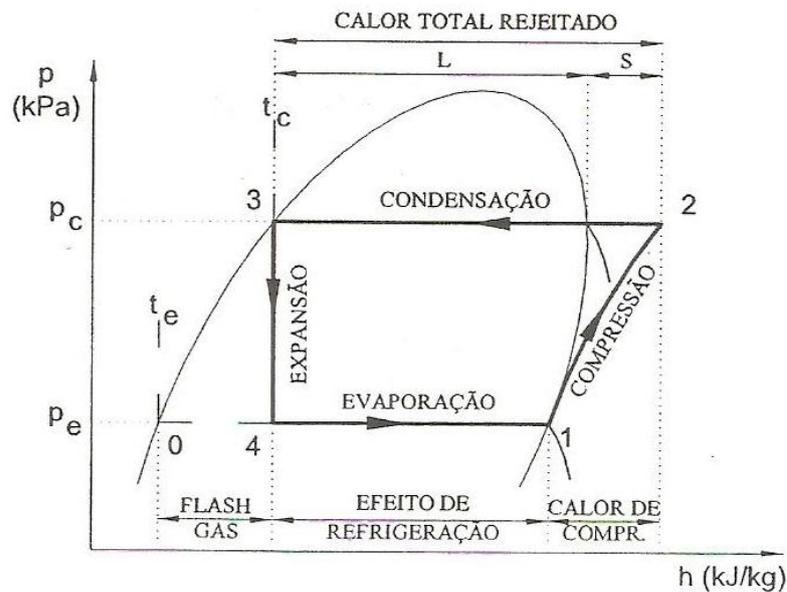


Figura 2.7 - Diagrama pressão x entalpia de um ciclo saturado  
 Fonte: (MATOS, Apostila de Refrigeração, [199?]).

Os processos termodinâmicos que representam o ciclo saturado e seus respectivos equipamentos são:

✓ Processo 1→2

Ocorre no compressor e representa o processo de compressão. Como mostra a Figura 2.7, trata-se de um processo adiabático reversível e, portanto, isoentrópico. O refrigerante entra no compressor com título igual a um ( ) na pressão de evaporação, , e após ser comprimido, a pressão de condensação, , é atingida no estado de superaquecimento.

✓ Processo 2→3

Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição do calor para o ambiente externo a pressão constante. Neste processo o fluido é resfriado da temperatura, , até a temperatura de condensação, , e a seguir condensado até se tornar líquido.

✓ Processo 3→4

Ocorre no dispositivo de expansão, sendo um processo reversível a entalpia constante, desde a pressão de condensação até a pressão de evaporação.

✓ Processo 4→1

Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão e temperatura constante. Representa de fato o processo de refrigeração, pois, é nesta fase que o calor é absorvido pelo ciclo.

## 2.7 O CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO A COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo real difere do ciclo saturado simples pelo fato que certas hipóteses não são verdadeiramente válidas. As perdas de carga na tubulação, o efeito do subresfriamento, a necessidade do superaquecimento do vapor e as irreversibilidades de compressão foram negligenciadas na Figura 2.7. O subresfriamento do líquido que deixa o condensador é necessário para que “bolhas” não dificultem o processo de expansão. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquido adentrem o compressor, impedindo a compressão úmida e a conseqüente redução da eficiência volumétrica. E, por fim, perdas como atrito, ruído e vibração fazem com que processo de compressão não seja isoentrópico. A Figura 2.8 representa o diagrama do ciclo do real.

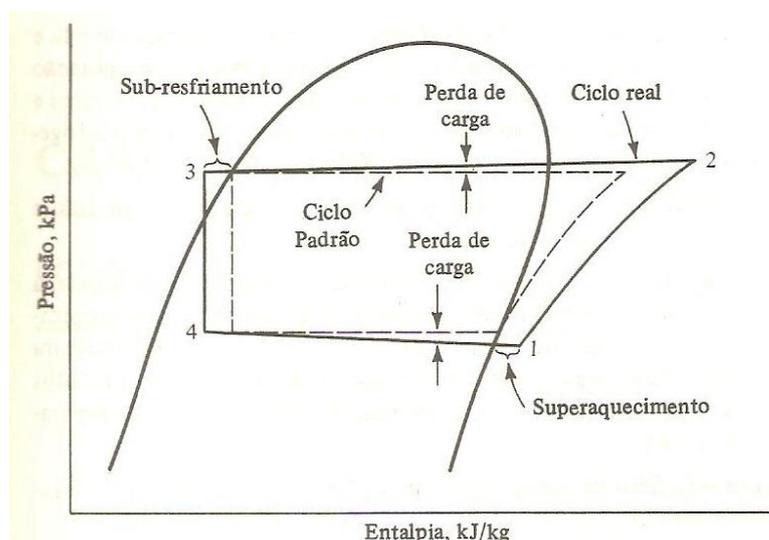


Figura 2.8 - Diagrama pressão x entalpia de um ciclo real  
Fonte: (STOECKER & JONES, 1985).

### 2.7.1 O EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO DO VAPOR DE ADMISSÃO

No ciclo saturado o vapor de admissão no compressor se encontra saturado na pressão e temperatura de evaporação. Na prática isto não é verdadeiro, o

superaquecimento é promovido intencionalmente pelos fabricantes e a consequência é o aumento do calor de compressão em relação ao ciclo saturado. Se a vazão mássica for constante para o ciclo saturado e o real, a potência de compressão é maior para o ciclo superaquecido.

Entretanto, o efeito do superaquecimento do vapor de admissão sobre o COP do sistema, depende inteiramente de onde e como o mesmo ocorre, e, se o absorvido pelo vapor que se torna superaquecido, produz resfriamento útil (DOSSAT, 2004). Chama-se de resfriamento útil a parcela de calor absorvida pelo vapor dentro do espaço refrigerado e de resfriamento inútil a parcela absorvida fora do mesmo. Nos ciclos verdadeiros parte do calor recebido pelo vapor que se torna superaquecido é absorvida dentro do espaço refrigerado e produz resfriamento útil, enquanto que outra parcela é absorvida fora do espaço refrigerado. A porção do superaquecimento que produz resfriamento útil dependerá de aplicação individual, e o seu efeito sobre o ciclo variará aproximadamente em forma proporcional ao resfriamento útil realizado (DOSSAT, 2004). A influência do superaquecimento sobre a capacidade de refrigeração dependerá do fluido refrigerante utilizado, STOECKER & JABARDO (2002) demonstraram os resultados para alguns fluidos.

Nas instalações de ar condicionado *split* o resfriamento inútil acontece principalmente nas tubulações, uma vez que as distâncias entre as unidades evaporadoras e condensadoras podem atingir 50m. Devido a este fato, e para se evitar a sudação, os fabricantes exigem o isolamento das tubulações com isolantes apropriados.

### 2.7.2 O EFEITO DO SUB-RESFRIAMENTO DO LÍQUIDO

Independente de onde o sub-resfriamento aconteça, há aumento do efeito de refrigeração. Para um evaporador de mesma capacidade, o ciclo sub-comprimido promove uma redução massa de refrigerante em relação ao ciclo saturado, portanto, se a massa adicionada de refrigerante ao sistema for a mesma, o compressor poderá admitir vapor saturado. Para ambos os ciclos o volume específico do vapor de admissão é o mesmo, e por conseqüentemente o calor de compressão é

constante. Desta forma, o desempenho do sistema é acrescido proporcionalmente ao aumento do efeito de refrigeração.

## 2.8 BALANÇO DE ENERGIA PARA O CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O balanço de energia para o ciclo frigorífico se baseia na aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica para cada processo. Assim, é possível uma análise quantitativa do sistema, muito útil para o dimensionamento dos componentes.

### 2.8.1 CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO

A capacidade de refrigeração é a quantidade de calor por unidade de tempo absorvida pelo evaporador, considerando o sistema operando em regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial. A capacidade de refrigeração pode ser calculada através da aplicação da primeira da lei da termodinâmica em um volume de controle que envolve o evaporador.

Onde,  $\dot{m}$ , é a vazão mássica de fluido refrigerante.

Nos sistemas de climatização é comum a avaliação do funcionamento do ciclo por grandezas como: vazão volumétrica, temperatura de insuflamento, temperatura de retorno, potência do compressor, etc. Isto se verifica devido a facilidade de medição em comparação as grandezas relativas ao fluido refrigerante. Deste modo, é muito útil a determinação da capacidade de refrigeração através da equação seguinte:

$$Q_c = \dot{m} (h_1 - h_2) - \dot{V} \rho (h_1 - h_2) - \rho v^2 A$$

Onde,  $\dot{V}$ , é a vazão volumétrica de ar do evaporador,  $\rho$ , o volume específico do ar para a altitude local,  $v$ , a velocidade do ar e,  $A$ , a área da seção do duto de insuflamento. Os índices subscritos as entalpias se referem ao insuflamento e ao retorno do ar do evaporador. Para a determinação das entalpias do ar é necessário o conhecimento do estado psicrométrico do ar de retorno e insuflamento do

evaporador, assim, ao menos a temperatura de bulbo seco e umidade relativa deverão ser conhecidos.

A capacidade de refrigeração pode ser representada também pela soma da parcela de calor sensível e latente. O calor sensível se refere a variação de temperatura de bulbo seco do ar úmido e pode ser calculada pela equação:

—

Onde,  $c_p$ , é o calor específico a pressão constante do ar seco e,  $\Delta t$ , a variação da temperatura de bulbo seco do ar.

O calor latente representa a variação de vapor d'água do ar úmido sem alterar a temperatura de bulbo seco e é calculada por:

—

Onde,  $h_{fg}$ , é o calor latente de vaporização da água e,  $\Delta W$ , a variação de umidade específica. Em projetos de climatização as vazões de ar são frequentemente expressas pela vazão volumétrica e as Eq. 6 e 7 podem ser expressas para o ar padrão por:

### 2.8.2 POTÊNCIA TEÓRICA DE COMPRESSÃO

A potência teórica de compressão é a energia, por unidade de tempo, necessária para se elevar a pressão do fluido até a pressão de condensação. Aplicando a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, a um volume de controle que envolve o compressor, e desprezando variações de energia cinética e potencial temos para compressão adiabática:

Onde,  $h_2$ , é a entalpia do fluido na saída do compressor e  $h_1$ , a entalpia do fluido na sucção do compressor. A diferença,  $h_2 - h_1$ , é conhecida como calor de compressão.

Sabe-se que no ciclo real a compressão não é adiabática, conforme já mencionado. O compressor se aquece e perde calor para o ambiente, tornando a equação anterior incompleta. A parcela de troca de calor entre compressor e o ambiente,  $q_{c,amb}$ , segue considerada na equação abaixo:

Como a parcela,  $q_{c,amb}$ , é de difícil medição, para uma pesquisa experimental a potência real,  $P_{real}$ , deve ser obtida pela medição da potencia elétrica do compressor.

Onde,  $P_{total}$  é a potência elétrica total empregada para o funcionamento do motor elétrico (e conseqüentemente para o compressor) e,  $P_{vazio}$ , a potência elétrica em vazio necessária para movimentar todos os equipamentos sem que este esteja realizando trabalho útil.

Ambas as potências elétricas consumidas podem ser obtidas medindo a corrente e tensão elétrica, utilizando um Wattímetro. A potência real de compressão é utilizada quando a análise do ciclo se faz através do fluido refrigerante, ou seja, pelo diagrama  $p-h$ . Contudo, para uma análise psicrométrica a potência de compressão,  $P_{real}$ , é a própria potência elétrica total.

### 2.8.3 CALOR REJEITADO NO CONDENSADOR

O condensador é o responsável pela rejeição do calor absorvido no evaporador e no processo de compressão para o ambiente (ar ou água). A taxa de transferência de calor pode ser determinada através de um volume de controle que envolva o condensador.

#### 2.8.4 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

No dispositivo de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo teórico é adiabático, e, neste caso aplicando a primeira lei da termodinâmica em regime permanente, desprezando as variações de energia cinética e potencial tem-se:

#### 2.9 O DESEMPENHO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR

A determinação do estado termodinâmico dos pontos representativos do ciclo de compressão a vapor permite o cálculo de valiosos parâmetros e grandezas importantes para a análise do sistema de refrigeração. O parâmetro mais conhecido para a avaliação de desempenho do ciclo é o  $COP$ <sup>1</sup>, que é definido pela razão entre a energia útil (efeito de refrigeração) e a energia que deve ser paga para a obtenção do efeito desejado (STOECKER & JABARDO, 2002). O COP pode ser calculado através das entalpias,  $h$ , onde os índices subscritos se referem a Figura 2.7, conforme a seguinte equação:

\_\_\_\_\_

Para sistemas de climatização a Eq. 15 pode assumir um formato mais particular para se determinar o desempenho do ciclo de refrigeração:

— ———

Onde a capacidade de refrigeração,  $Q_c$ , e a potência de compressão,  $P_c$ , são envolvidas no cálculo pela maior facilidade de medição em relação aos dados de entalpia do fluido.

<sup>1</sup> O termo em inglês é Coefficient of Performance. Daí a designação COP.

## 2.10 O TROCADOR DE CALOR LINHA DE SUÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO

### 2.10.1 O PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O ciclo de refrigeração possui dois níveis de pressão bem definidos: pressão de condensação (pressão de alta) e pressão de evaporação (pressão de baixa). Este diferencial propicia a mudança de estado físico do fluido refrigerante, permitindo que o mesmo rejeite ou absorva calor. Por este motivo, a tubulação de sucção e líquido apresentam temperaturas bem distintas, cuja diferença pode alcançar aproximadamente 20°C. O diferencial poderia ser aproveitado para resfriar o líquido que deixa o condensador através do vapor que deixa o evaporador. Porém nas instalações convencionais de ar condicionado isto não acontece, pois as tubulações possuem isolamento térmico independente. A Figura 2.9 representa esquematicamente um trocador de calor linha de sucção/linha de líquido (SLHX).

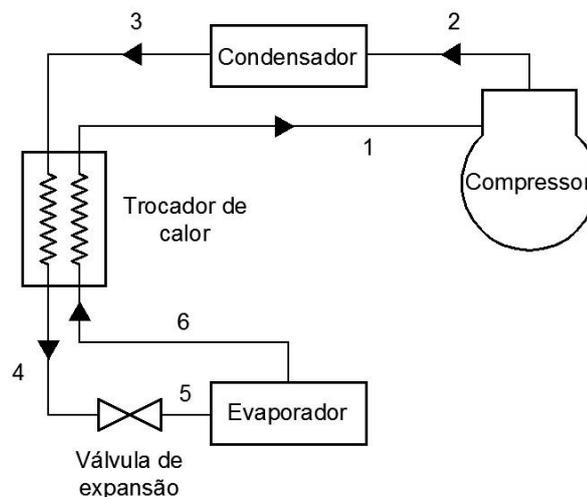


Figura 2.9 - Representação esquemática do ciclo com o SLHX.

Para aproveitar o calor das tubulações frigoríficas os SLHX podem ser instalados em sistemas de refrigeração com a intenção de garantir a operação correta do sistema e elevar seu desempenho. Especificamente a ASHRAE, Fundamentals Handbook ( 2001) afirma que os SLHX são eficazes para:

- ✓ Elevar o COP;
- ✓ Elevar o sub-resfriamento do refrigerante para evitar a formação do gás flash na entrada do dispositivo de expansão;

- ✓ Evaporar totalmente o líquido residual que pode permanecer na aspiração antes de chegar ao compressor.

### 2.10.2 TIPOS DE TROCADOR DE CALOR LINHA DE SUCÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO

Existem diversos trocadores de calor disponíveis no mercado para a aplicação em linhas de sucção e líquido, mas sua utilização se restringe principalmente a ciclos de refrigeração comercial. Segundo a ASHRAE os referidos trocadores podem ser:

- ✓ Tipo tubos soldados

Este trocador é formado somente pela soldagem das linhas formando uma unidade contra corrente. É importante que a linha de líquido esteja abaixo da linha de sucção, pelo motivo que o líquido a ser evaporado estará sempre na parte inferior da tubulação.

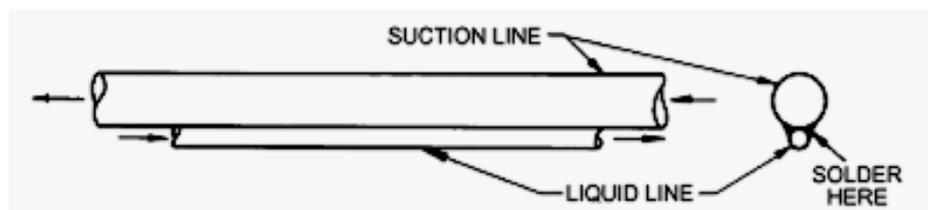


Figura 2.10 - Trocador de calor tipo linhas soldadas  
Fonte: (ASHRAE, Fundamentals Handbook, 2001).

- ✓ Tipo Casco e Tubo

Estes tipos de trocadores são facilmente encontrados na literatura e também comercialmente. Pelo seu custo financeiro e dimensões não são utilizados para a aplicação de ar condicionado.

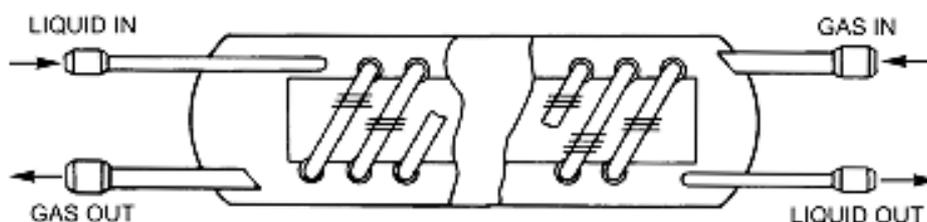


Figura 2.11 - Trocador de calor tipo Casco-Tubo  
 Fonte: (ASHRAE, Fundamentals Handbook, 2001).

✓ Tipo tube in tube concêntricos

Possuem menor eficiência que os anteriores, contudo, pelas suas dimensões reduzidas podem ser muito úteis na evaporação de eventuais partículas de fluido que permanecem no estado líquido na sucção do compressor. Pode ser obtido pela utilização da própria tubulação frigorífica, onde a linha de líquido passará por dentro da tubulação de sucção.

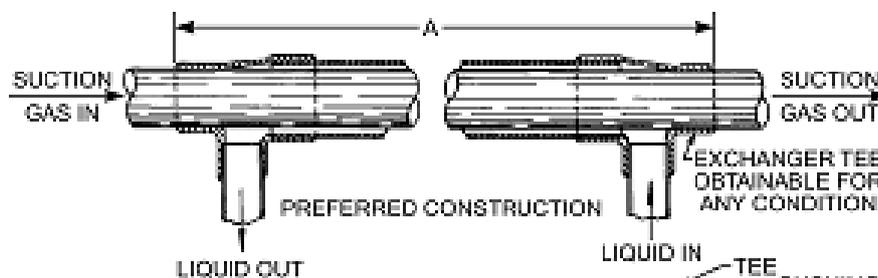


Figura 2.12 - Trocador de calor tipo tube in tube  
 Fonte: (ASHRAE, Fundamentals Handbook, 2001).

### 2.10.3 EFETIVIDADE DE UM TROCADOR DE CALOR

A capacidade do SLHX para transferir energia em regime estacionário é dependente das dimensões e da configuração do dispositivo de transferência de calor. O desempenho de um SLHX pode ser expresso pela sua efetividade, , definida pela equação proposta por KLEIN, REINDL, & BROWNELL (2000):

---

Onde os índices subscritos correspondem às temperaturas da Figura 2.9. A efetividade é adimensional e possui valores no intervalo . O conhecimento deste parâmetro é fundamental para se expressar influência do SLHX sobre o do sistema de refrigeração.

## 2.11 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A maioria das publicações sobre refrigeração tem se concentrado em temas que envolvam economia no consumo de energia. Devido à crescente preocupação ambiental, sistemas que consomem menos energia e poluem menos a atmosfera se revelam uma fonte de pesquisa importantíssima para o desenvolvimento tecnológico. Especificamente sobre o tema desta pesquisa, pouco foi encontrado nos livros mais tradicionais de refrigeração. A abordagem adotada pela literatura possui caráter qualitativo sem qualquer demonstração de resultados práticos sobre a utilização dos SLHX.

Já nos artigos científicos pesquisados e utilizados como referência do presente trabalho, foi encontrada razoável discussão teórica e uma abordagem quantitativa sobre o desempenho do ciclo. Contudo, não foi encontrada na pesquisa bibliográfica realizada, citação que abordasse o impacto do emprego do SLHX sobre a carga de refrigerante adicionado ao sistema para um superaquecimento fixo.

STOECKER & JONES (1985) abordam o tema de maneira teórica e de forma superficial. Citam as prováveis vantagens e desvantagens sobre o ciclo de compressão a vapor.

DOSSAT (2004) aborda o assunto teoricamente mas com maior profundidade em relação a referência anterior. Questões sobre o superaquecimento para produção de resfriamento útil e a influência do calor específico do fluido refrigerante sobre a taxa de transferência de calor são abordados.

STOECKER & JABARDO (2002) não discutem especificamente o tema, porém apresentam uma tabela que sugere correções sobre a capacidade de refrigeração procedente do sub-resfriamento do líquido e do superaquecimento do vapor em alguns fluidos refrigerantes.

*Tabela 2.1 - Correções sugeridas do efeito do sub-resfriamento do líquido e do superaquecimento do vapor.*

<i>Refrigerante</i>	<i>Aumento da capacidade para cada 5°C de SR</i>	<i>Aumento da capacidade para cada 10°C de SA</i>
<i>Amônia</i>	2,2%	-1,2%
<i>R-12</i>	4,5%	1,0%

R-22	0,0%	0,0%
R-502	6,0%	2,0%

Obs. A potência de compressão permanece inalterada.

Fonte: (STOECKER & JABARDO, 2002).

DOMANSKI, DOYLE, & DIDION (1994), avaliaram os efeitos do SLHX no ciclo de refrigeração, comparando o desempenho de vários fluidos refrigerantes. Propuseram também, um modelo matemático que relaciona o desempenho do ciclo com o SLHX e o desempenho do mesmo ciclo sem o trocador.

Onde o índice sobrescrito se refere ao ciclo com o SLHX,  $h_g$ , o calor específico molar do vapor,  $h_f$ , calor específico molar do líquido,  $T_c$ , temperatura de condensação,  $T_e$ , temperatura de evaporação e,  $v_g$ , o volume específico.

A representação gráfica da Eq. 18 para temperatura de evaporação de 23°C e temperatura de condensação 42,5°C segue abaixo:

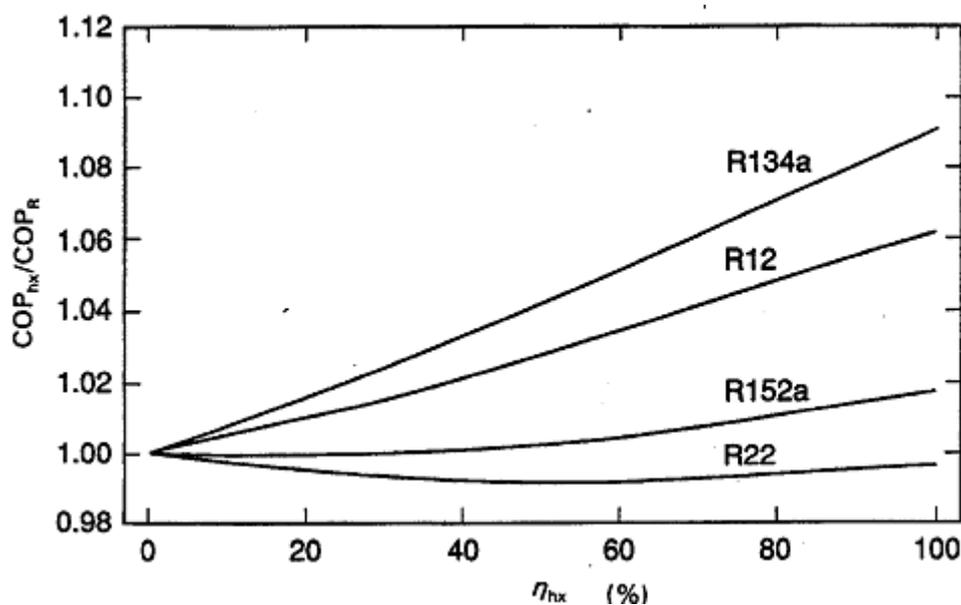


Figura 2.13 – Variação do COP para diferentes efetividades.

Fonte: (DOMANSKI, DOYLE, & DIDION, 1994)

Através da observação da Fig. 2.13, notamos que para o R-22 há uma leve redução do COP com a elevação da efetividade. Devido à importância das

temperaturas de condensação e evaporação no cálculo do COP, os autores também propõe um gráfico para se avaliar esta dependência.

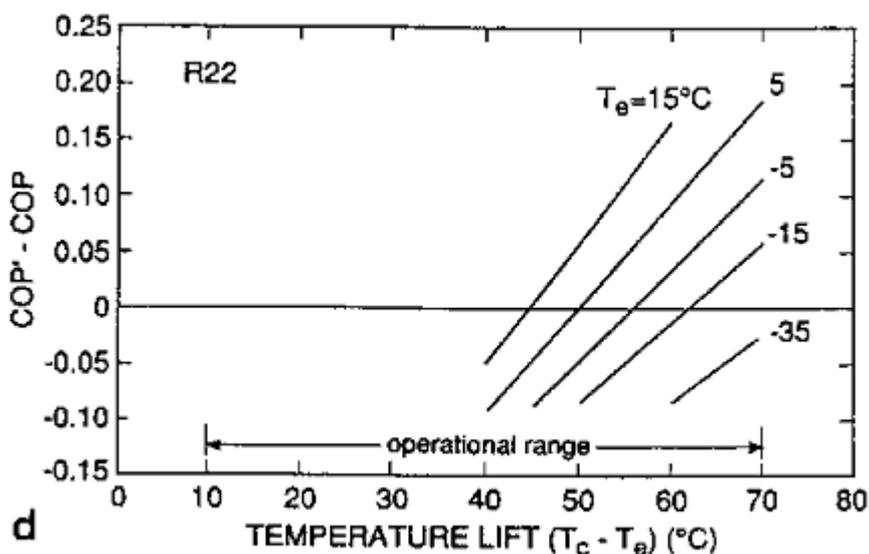


Figura 2.14 – Variação do COP para o R22 para várias temperaturas de evaporação e  $(T_c - T_e)$ .  
Fonte: (DOMANSKI, DOYLE, & DIDION, 1994).

Observa-se que para as aplicações de ar condicionado ( $T_e \approx 0^\circ\text{C}$ ) e temperatura de condensação ( $T_c \approx 40^\circ\text{C}$ ), a Fig. 2.14 indica a redução do COP.

(DOMANSKI P. A., 1995), o autor estende o estudo iniciado no artigo anterior para uma avaliação do COP em relação ao  $\text{COP}_c$  (COP do ciclo Carnot) para determinadas efetividades.

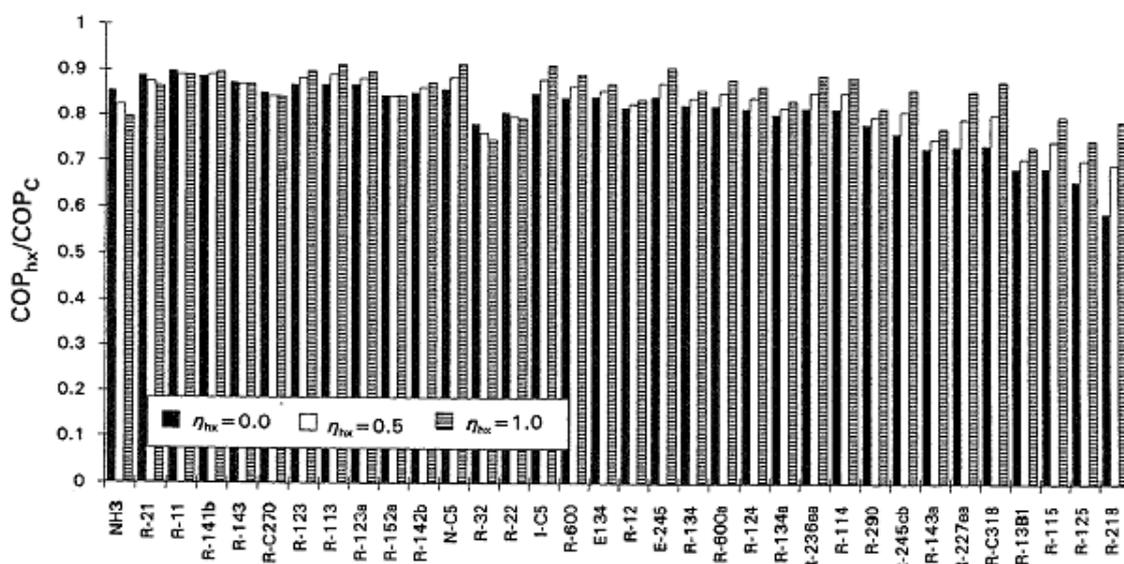


Figura 2.15 – Relação do COP' e o  $\text{COP}_c$  para vários refrigerantes ( $T_{\text{evp}}=8^\circ\text{C}$  e  $T_{\text{cond}}=46^\circ\text{C}$ ).  
Fonte: (DOMANSKI P. A., 1995)

APREA, ASCANI, & ROSSI (1999) propõe um critério para a possível adoção dos SLHX baseado na representação gráfica da relação do efeito de refrigeração e a entalpia latente específica a pressão constante. O critério baseia-se na seguinte inequação:

—

Onde a temperatura,  $T_1$ , é a temperatura de sucção do compressor. Graficamente, a adoção é vantajosa para os pontos situados a baixo das curvas para cada fluido refrigerante.

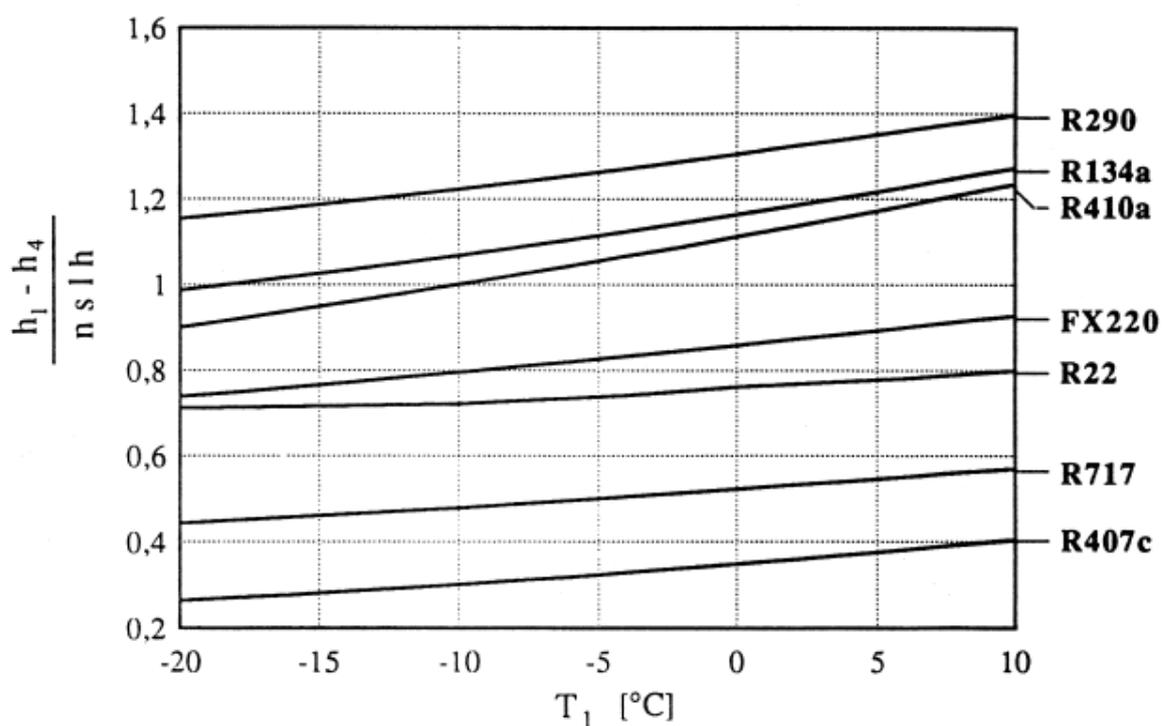


Figura 2.16 – Carta para a avaliação da vantagem termodinâmica da adoção do SLHX.  
Fonte: (APREA, ASCANI, & ROSSI, 1999)

JUNG, SONG, & PARK (2000) demonstraram os resultados experimentais do  $\dot{Q}_c$  e da capacidade de refrigeração de vários fluidos refrigerantes em substituição ao R22 de uma bomba de calor. As Fig. 2.16 e 2.17 representam a variação das grandezas acima citadas, para o R22 (fluido “1”) observamos uma elevação do COP de aproximadamente 2% e para,  $T_1$ , uma elevação de 1%.

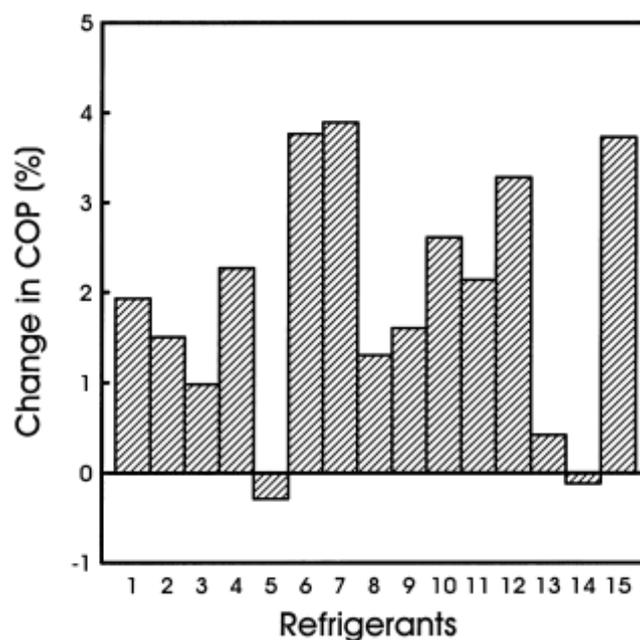


Figura 2.17 – Variação do COP  
 Fonte: (JUNG, SONG, & PARK, 2000).

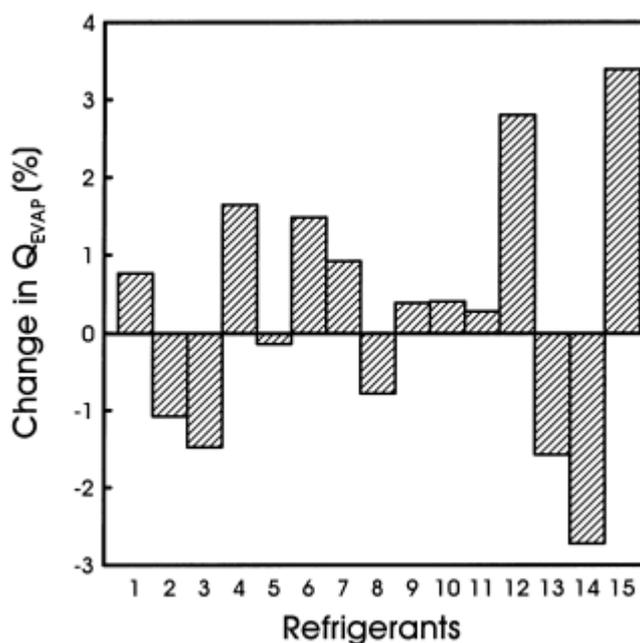


Figura 2.18 – Variação da capacidade do evaporador.  
 Fonte: (JUNG, SONG, & PARK, 2000)

KLEIN, REINDL, & BROWNELL (2000) definiram um modelo matemático para representar a efetividade de um SLHX. Representaram graficamente a relação teórica entre a efetividade e a variação da capacidade de efrigeração para diversos fluidos refrigerantes. Os autores propuseram dois gráficos com temperaturas de

evaporação e condensação prescritas ( $T_e = -20^\circ\text{C}$  e  $T_c = 40^\circ\text{C}$ ), a Fig. 2.19 representa o sistema com vazão volumétrica do compressor fixa e a Fig. 2.20 o mesmo sistema com vazão volumétrica corrigida devido a variação do volume específico na aspiração do compressor.

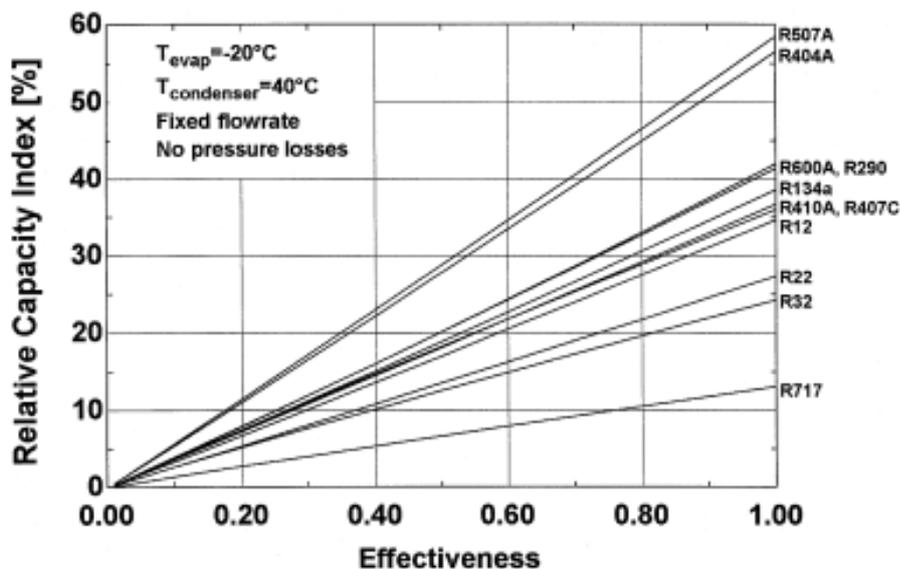


Figura 2.19 – Variação da capacidade de refrigeração com vazão volumétrica do compressor fixa.  
Fonte: (KLEIN, REINDL, & BROWNELL, 2000).

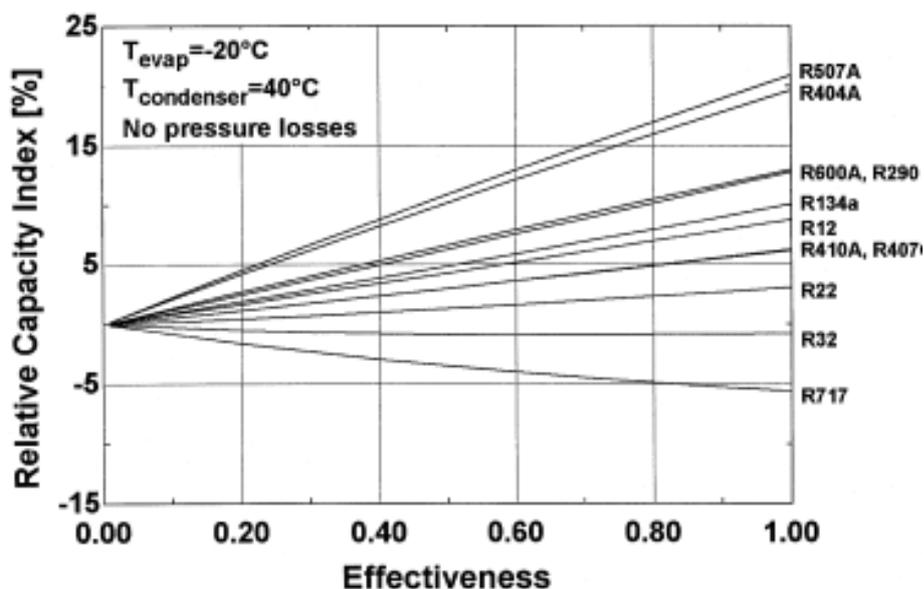


Figura 2.20 – Variação da capacidade de refrigeração para vazão volumétrica do compressor corrigida.  
Fonte: (KLEIN, REINDL, & BROWNELL, 2000)

MASTRULLO, MAURO, & VANOLI (2007) apresentaram um método gráfico para adoção dos SLHX baseados na temperatura de evaporação e condensação de

vários fluidos refrigerantes. Estudaram também o efeito do calor específico molar a pressão constante e a efetividade do SLHX sobre a variação

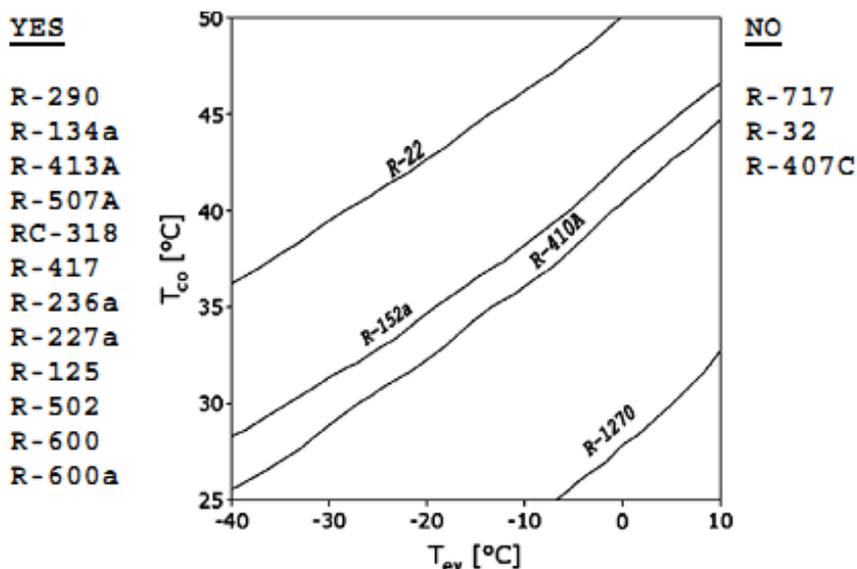


Figura 2.21 – Carta de predição do SLHX.  
Fonte: (MASTRULLO, MAURO, & VANOLI, 2007).

Observando a Fig. 2.21 percebemos que os fluidos listados a esquerda permitem a adoção vantajosa do SLHX para qualquer temperatura de evaporação e condensação e os fluidos listados a direita não são vantajosos sob o ponto de vista termodinâmico. Já os fluidos R22, R152a, R410a e R1270 permitem a adoção vantajosa dependendo das temperaturas de saturação do ciclo.

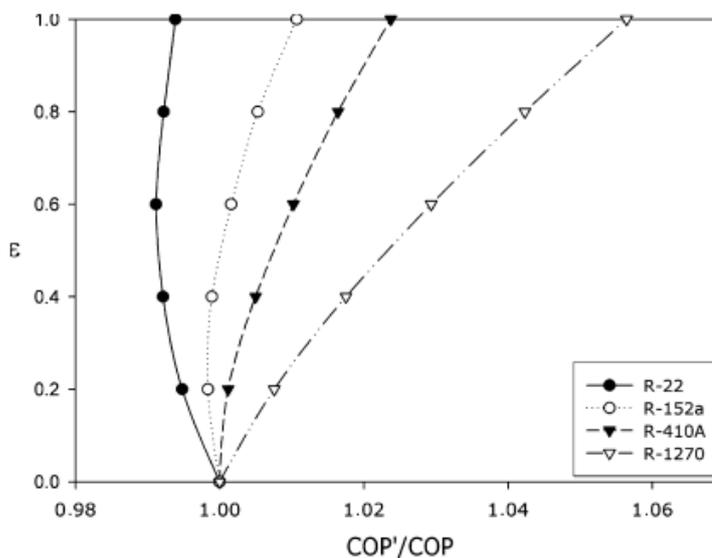


Figura 2.22 – Comportamento da variação do COP em função da efetividade.  
Fonte: (MASTRULLO, MAURO, & VANOLI, 2007).

### 3 APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

#### 3.1 A CÂMARA TÉRMICA

Para os testes foi utilizada a câmara térmica do laboratório de máquinas hidráulicas (LMH) da Universidade Federal do Paraná. A câmara é dotada de dois ambientes distintos com sistema de controle de temperatura individualizado.



Figura 3.1 – Visão exterior da câmara térmica.

A câmara principal possui um sistema de refrigeração que utiliza um evaporador tipo ar forçado para o abaixamento e homogeneização da temperatura no seu interior. O aquecimento é obtido por um banco de resistências elétricas e lâmpadas incandescentes.



Figura 3.2 – Banco de lâmpadas e evaporador da câmara principal.

A antecâmara possui um sistema de ar condicionado para a refrigeração e banco de resistências para o aquecimento. A umidificação fica a cargo de tanque de umidificação com resistência, instalado diretamente no duto de insuflamento.



Figura 3.3 – Sistema de climatização antecâmara.

### 3.2 O APARELHO DE AR CONDICIONADO

O aparelho de ar condicionado selecionado é de concepção “piso/teto”, Mod. Modernitá, de fabricação da Springer Carrier LTDA e de capacidade 30.000 Btu/h.

Os componentes do aparelho estão especificados abaixo:

- ✓ Compressor – tipo scroll, mod. ZR30KC-PFV-501C, fabricado pela Copeland®, para uso exclusivo em sistemas operando com gás R22, cujas pressões máximas de operação são de 27,5bar (alta) e 20,0bar (baixa).
  
- ✓ Evaporador – tipo piso/teto com aletas frontais móveis, os ventiladores são do tipo centrífugos, de dupla aspiração com rotores de pás curvadas para frente, auto balanceados e acoplados diretamente ao eixo do motor.
  
- ✓ Condensador – tipo descarga horizontal, versão frio, com motor de ventilador axial de acionamento direto.
  
- ✓ Dispositivo de expansão: tipo pistão com orifício de 0,065”.



Figura 3.4 – O aparelho de ar condicionado ensaiado.

*Tabela 3.1 – Dados técnicos do aparelho de ar condicionado*

	<i>Evaporadora</i>	<i>Condensadora</i>
<b>Modelo</b>	42LQB030515LC	38XCB030515MC
<b>Corrente ventilador (A)</b>	1,17	0,9
<b>Corrente compressor (A)</b>	-	12,74
<b>Potência ventilador (W)</b>	260	170
<b>Potência compressor (W)</b>	-	2.680
<b>Vazão ventilador (m<sup>3</sup>/h)</b>	1.225	2.820

*Fonte: Adaptado (SPRINGER CARRIER, 2008).*

A evaporadora teve sua descarga e retorno dutados para facilitar o posicionamento dos sensores e o direcionamento do fluxo de ar.

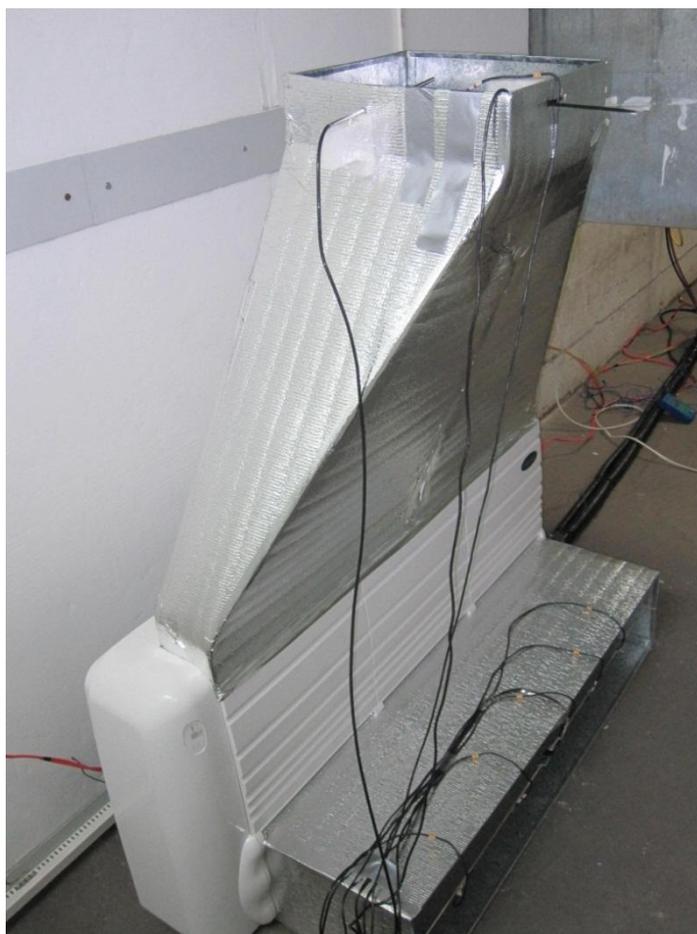


Figura 3.5 – Retorno e descarga da evaporadora com os sensores posicionados.

### 3.3 AQUISIÇÃO DE DADOS

Um sistema de aquisição de dados foi utilizado para armazenamento das medições de temperatura, umidade relativa e velocidade do ar em tempo real. Trata-se de uma estação de aquisição acoplada à câmara térmica, composta de um computador e duas placas PCI (*Peripheral Component Interconnec*), uma multímetro, Mod. Ni-4060 e outra de controle, Mod. Ni-6703, fabricadas pela *National Instruments*<sup>TM</sup>.

O sistema supervisor é o LabVIEW 8.0. O LabVIEW (acrónimo para *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) é uma linguagem de programação gráfica originária da *National Instruments*<sup>TM</sup>. Os principais campos de aplicação do LabView são as medições e a automação. A programação é feita de acordo com o modelo de fluxo de dados, o que oferece a esta linguagem vantagens para a aquisição de dados e para a sua manipulação.



Figura 3.6 – Estação de aquisição de dados da câmara térmica

Os programas em LabView são chamados de instrumentos virtuais ou, simplesmente, IVs. São compostos pelo painel frontal, que contém a interface, e pelo diagrama de blocos, que contém o código gráfico do programa. O programa não é processado por um interpretador, mas sim compilado. (<http://pt.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>, 2010).

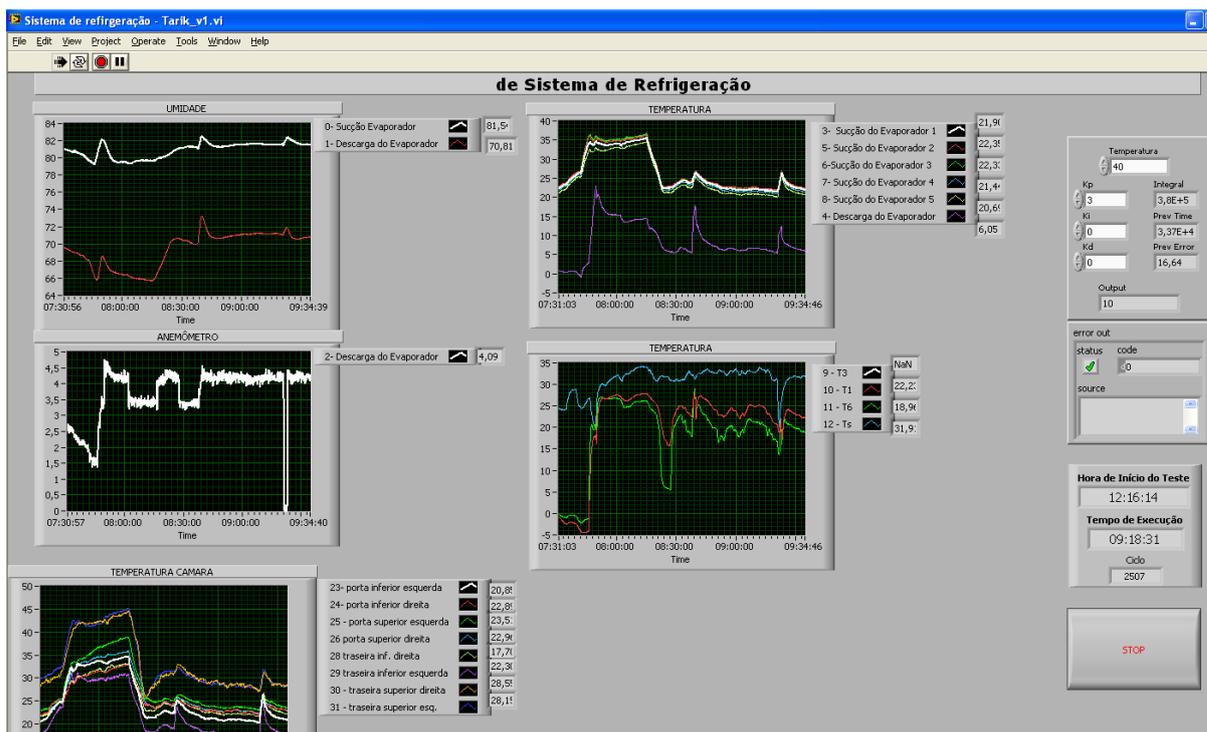


Figura 3.7 – Tela principal do sistema de aquisição de dados LabView.

### 3.4 TERMISTORES

Para a medição das temperaturas, foram utilizados termistores de alta precisão da marca *Measurement Specialties*, Mod. YSI 44004RC (resistência de  $2.252\Omega$  em  $25^{\circ}\text{C}$ ), com faixa de operação recomendada de  $80^{\circ}\text{C}$  a  $150^{\circ}\text{C}$ . Possuem incerteza de medição de  $\pm 0,2\%$  na faixa de  $0^{\circ}\text{C}$  a  $70^{\circ}\text{C}$ . São compostos de manganês, níquel e oxido de cobalto, os quais são misturados em proporções iguais, obtendo a forma de uma pequena esfera de 2,4 mm de diâmetro, Figura 3.8, cuja resistividade elétrica é alterada em função da temperatura a que é exposta. Os termistores são não lineares, quando os comparados com outros sensores de temperatura considerados lineares, como, por exemplo, os sensores condutores de platina e tungstênio. A relação entre a resistência e a temperatura de um termistor é bem correlacionada por:

Onde,  $R$ , é a resistência elétrica do termistor,  $R_0$ , resistência elétrica do termistor a temperatura padrão,  $\beta$ , constante do termistor,  $T_0$ , temperatura padrão do termistor e,  $T$ , temperatura do termistor.

Os termistores serão calibrados para determinar seus limites intrínsecos de precisão (*Bias limits*). Para tanto, os termistores serão mergulhados em um banho térmico de temperatura constante (25°C e resolução de 0,1°C) de marca Nova Ética, Mod. 521DC, cujo *range* varia de -30°C a 150°C. Contudo, o range de calibração será de 0°C a 120°C. O banho apresenta certificado de calibração da rede brasileira de calibração, com incerteza de medição de 0,3°C e confiabilidade de 95%. O maior desvio padrão dessas medidas foi de 0,001°C, portanto o limite “bias” foi imposto como  $\pm 0,001^\circ\text{C}$ , o que está de acordo com o limite intrínseco de precisão listado em manual de instrumentação (DALLY, RILEY, & McCONNELL, 1993).

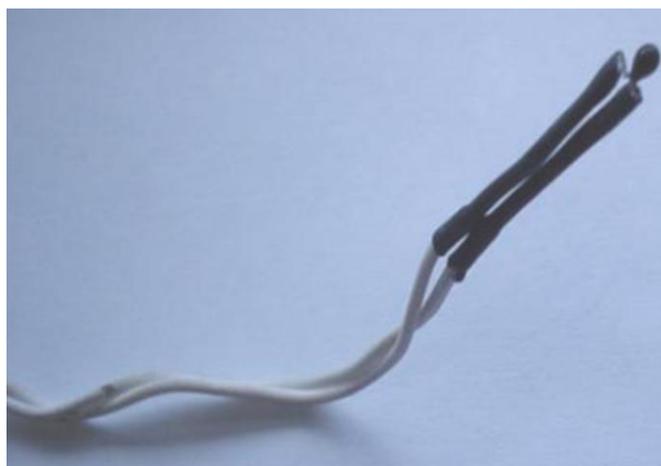


Figura 3.8 – Termistor



Figura 3.9 – Termistores fixados no duto de retorno da evaporadora.

### 3.5 SENSOR DE UMIDADE

Os sensores de umidade relativa são do tipo capacitivo, modelo HU1015NA, fabricados pela empresa Crown Industrial, EUA. Seu limite intrínseco de precisão é de  $\pm 2\%$ , apresentando alta confiabilidade e repetitividade. O sensor permite a leitura direta da umidade relativa, através de uma saída de voltagem, com comportamento aproximadamente quadrático, definido por.

Onde,  $V_s$ , é a tensão do sensor e,  $U$ , a umidade relativa.

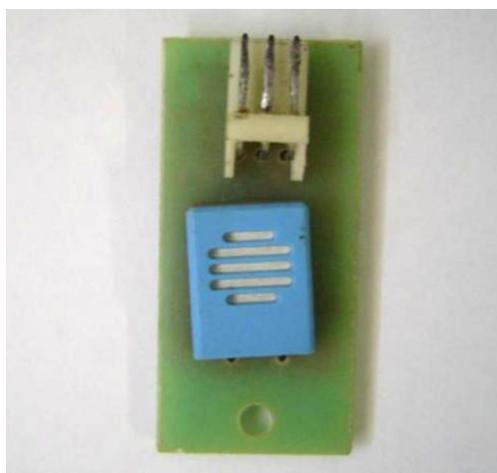


Figura 3.10 - Sensor de Umidade Relativa

Para o correto funcionamento do sensor foi necessário um circuito elétrico auxiliar composto de resistor e capacitor descrito no *data sheet* (Anexo 3).

### 3.6 ANEMÔMETRO

Para determinação da vazão de ar será realizada a medição da velocidade de escoamento em diversos pontos de uma mesma seção, empregando um anemômetro de palhetas, seguindo o procedimento sugerido pela ASHRAE para medição de vazão em dutos retangulares (ver Anexo 1). A medição das velocidades foi através do anemômetro (Fig. 3.11) mod. HHF 300A (OMEGA Engineering INC.), que foi colocado no duto de descarga, com faixa de operação de 0 a 35 m/s, o limite de precisão intrínseco da velocidade é de  $\pm 2,5\%$ . Desta maneira estes dados serão convertidos em valores de vazão volumétrica do escoamento.



Figura 3.11 - Anemômetro Digital

### 3.7 MANÔMETROS

Os dados de pressão foram adquiridos através de conjunto *manifold* de duas vias com três mangueiras, com manômetros analógicos para gás R22.



Figura 3.12 – Conjunto *manifold* com três vias.

*Tabela 3.2 – Especificação técnica do conjunto manifold.*

<i>Escala do manômetro de alta</i>	<i>0 a 500 psi<sub>g</sub></i>
<i>Deslocamento</i>	<i>-30 a 250 psi<sub>g</sub></i>
<i>Fabricante</i>	<i>Gitta</i>

### 3.8 BALANÇA

Para a determinação da carga de refrigerante adicionado ao sistema o cilindro de carga foi pesado antes e após o término do teste. A pesagem foi realizada através de uma balança digital, Mod. A10K, de fabricação da ENGELAB. A calibração seguiu a norma NBR ISO/IEC 17025 e gerou um certificado N° 10004589 de 18/05/2010.



Figura 3.13 – Balança digital para pesagem dos cilindros.

### 3.9 MEDIDOR DE POTÊNCIA

Para a medição da potência consumida pelo compressor foi utilizado um wattímetro, Mod. SAGA 2300/1388 RS 484 eletrônico de demanda ativa e reativa, de fabricação da ESB Medidores e com limite intrínseco de precisão de  $\pm 1\%$ . O medidor foi conectado através de extensões na alimentação elétrica do compressor e as leituras foram realizadas diretamente do visor do medidor.



Figura 3.14 – Wattímetro

### 3.10 TERMÔMETRO DIGITAL

Para a medição de temperatura de sucção com a finalidade de determinação do grau de superaquecimento, foi empregado um termômetro digital de cinco bulbos totalmente micro processado em contato com a tubulação de cobre. Este medidor foi selecionado pela necessidade de se ter uma leitura de temperatura a alcance da visão do operador, o responsável pela a carga de fluido refrigerante.



Figura 3.15 - Termômetro digital

*Tabela 3.3 – Especificações técnicas do termômetro digital portátil.*

<i>Tensão de alimentação</i>	<i>Bateria de 9V</i>
<i>Faixa de medição</i>	<i>-50°C a 105°C</i>
<i>Resolução</i>	<i>0,1°C de -50°C a 105°C</i>
<i>Cabo dos sensores</i>	<i>1x26AWG tipo microfone</i>
<i>Modelo</i>	<i>Penta III</i>
<i>Fabricante</i>	<i>Full Gauge</i>
<i>Limite intrínseco de precisão</i>	<i>±0,3%</i>

### 3.11 O TROCADOR DE CALOR TIPO TUBO SOLDADO

O trocador de calor foi confeccionado com tubulação de cobre rígido de bitolas de 3/8" e 3/4" (espessura de parede de 1/32") de fabricação da Eluma S.A. O isolante utilizado para isolar o trocador foi o Polipex Plus® UV com espessura de parede de 10mm e fabricado em polietileno de baixa densidade revestido em filme de polietileno aditivado. Previamente, cinco trocadores foram preparados para reduzir o tempo de *setup* entre os testes.

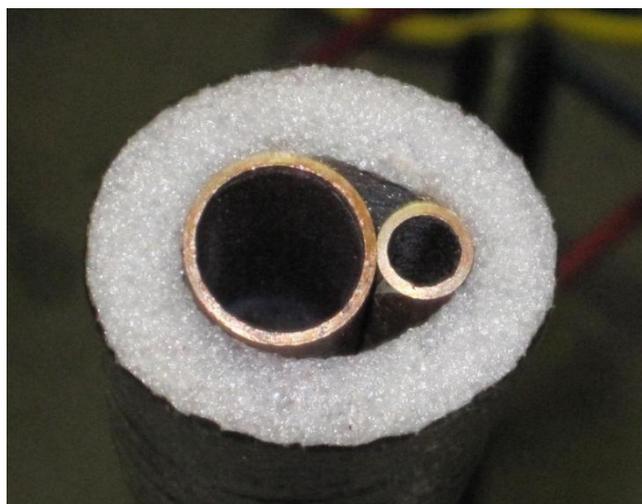


Figura 3.16 – Trocador de calor tipo tubos soldados isolado

Para a aquisição de temperatura do SLHX foi empregada uma pasta térmica para unir os termistores à superfície de cobre, e desta forma, reduzir a resistência de contato. Assumiu-se que a temperatura da superfície externa do trocador é aproximadamente a mesma do fluido refrigerante.



Figura 3.17 – O SLHX com os termistores posicionados.

### 3.12 POSICIONAMENTO DOS SENSORES E MEDIDORES NO APARATO EXPERIMENTAL

Para a determinação das grandezas de interesse, sensores e medidores descritos nos itens 3.4, 3.5, 3.7, 3.9 e 3.10 foram instalados no aparelho de ar condicionado conforme a Figura 3.18. Para a determinação das propriedades de interesse se utilizou um valor médio de temperatura obtido pelos termistores.

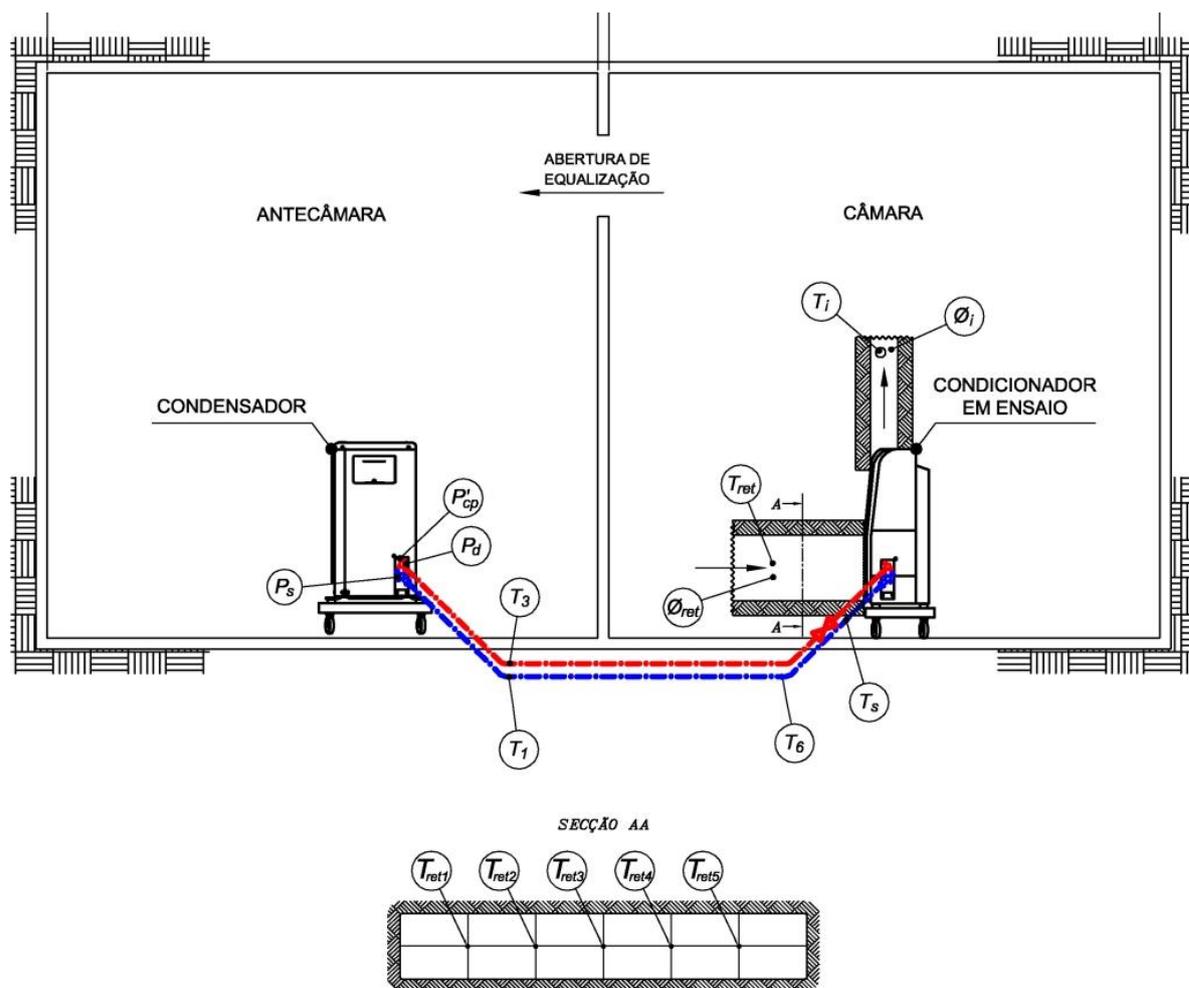


Figura 3.18 - Representação dos pontos de medição no aparato experimental.

Tabela 3.4 – Posicionamento dos sensores e medidores.

Descrição	Símbolo
Potência de compressão	
Pressão de sucção	
Pressão de descarga	
Temperatura de retorno do ar	

---

*Temperatura de insuflamento do ar*

*Umidade relativa de retorno do ar*

*Umidade relativa de insuflamento do ar*

*Temperatura de entrada do vapor*

*Temperatura de saída do vapor*

*Temperatura de entrada do líquido*

---

### 3.13 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O aparelho de ar condicionado foi ensaiado em duas modalidades:

- ✓ Modalidade I: Método convencional de instalação, onde cada tubulação possui isolante térmico próprio, evitando a troca térmica entre as linhas de líquido e sucção.
- ✓ Modalidade II: Método de instalação com o SLHX, onde os dois tubos trocam calor mutuamente.

Dentro de cada modalidade cinco tipos de amostra foram adotados baseados na distância entre a unidade evaporadora e condensadora:

- ✓ Amostra tipo I: 1,0m de distância entre as unidades.
- ✓ Amostra tipo II: 1,5m de distância entre as unidades.
- ✓ Amostra tipo III: 2,0m de distância entre as unidades.
- ✓ Amostra tipo IV: 2,5m de distância entre as unidades.
- ✓ Amostra tipo V: 3,0m de distância entre as unidades.

As cinco amostras foram testadas a fim de avaliar o efeito da efetividade do SLHX sobre o        e a carga de refrigerante adicionada ao sistema. O procedimento experimental e as condições ambientais foram rigorosamente respeitados para as duas modalidades de ensaio a fim de assegurar a qualidade comparativa dos resultados.

Foram realizadas três repetições para cada amostra nas duas modalidades e cada ensaio teve aproximadamente uma hora de duração. O término do ensaio era determinado pelo tempo, alcance de superaquecimento do gás e obtenção do regime permanente. Os dados considerados nos cálculos dos parâmetros de interesse representam a média dos valores adquiridos com o sistema em regime permanente. No caso da potência de compressão os valores foram lidos diretamente no visor do medidor a cada dez minutos durante uma hora. O início do teste ocorria com a temperatura de bulbo seco e umidade relativa da câmara e antecâmara equalizadas. Na tabela abaixo os valores de temperatura e umidade adotados como parâmetros.

*Tabela 3.5 – Parâmetros ambientais da câmara e antecâmara*

	<i>Temperatura de Bulbo Seco</i>	<i>Umidade Relativa</i>
<i>Câmara</i>	<i>~23°C</i>	<i>~75%</i>
<i>Antecâmara</i>	<i>~27°C</i>	<i>~77%</i>

*\*Parâmetros alcançados com o aparelho de ar condicionado em funcionamento e em regime permanente.*

Ao término de cada ensaio, o gás era recolhido e armazenado em cilindros para sua próxima utilização. Assim, além de evitarmos a liberação do fluido refrigerante para atmosfera, asseguramos que todos os testes utilizassem o mesmo gás. Incertezas de medição relacionadas ao emprego de diferentes refrigerantes foram eliminadas.



Figura 3.19 – Processo de recolhimento de gás.

### 3.13.1 O PROCESSO DE ADIÇÃO DE REFRIGERANTE

No sistema *split* a adição de refrigerante é realizada ao final do processo de instalação e segue um procedimento baseado em peso e no grau de superaquecimento do fluido refrigerante. Somente pelo critério de pesagem, o processo de adição se mostra ineficiente, uma vez que o comprimento da linha frigorífica varia para cada instalação. Portanto, o critério de superaquecimento é imprescindível para se evitar a compressão úmida e por consequência diluição do óleo lubrificante.

Em geral devem-se monitorar dois tipos de superaquecimento em um sistema de refrigeração: o útil (do evaporador) e o total (do compressor). O útil é medido na saída do evaporador e o total na sucção do compressor. O monitoramento dos dois tipos se faz necessário quando a linha frigorífica é longa, pois, nestes casos, a temperatura de sucção do compressor pode se apresentar demasiadamente alta. O resultado é a carbonização do óleo lubrificante e o superaquecimento do motor elétrico pela ausência de resfriamento.

Na presente pesquisa o superaquecimento útil (Figura 3.20) foi utilizado como parâmetro para a parada de adição de refrigerante. Baseado no manual de instalação do fabricante, o intervalo para o superaquecimento foi de 5°C a 7°C. A escolha se fundamentou no fato de que as distâncias entre as unidades eram pequenas (máximo 3m), e mesmo para os testes da modalidade II, o grau de superaquecimento total máximo não ultrapassou o limite recomendado de 15°C.

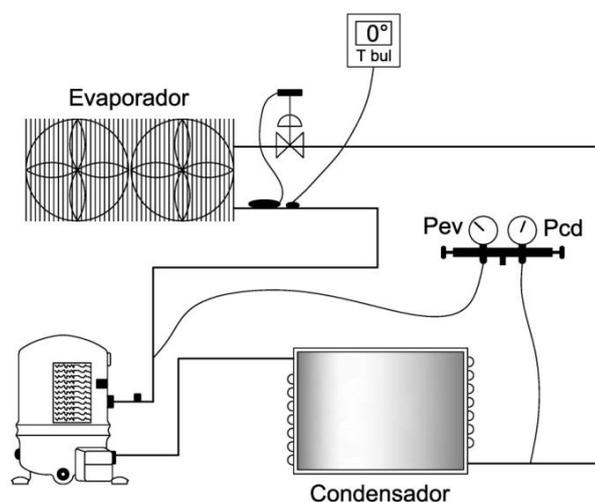


Figura 3.20 – Medição do superaquecimento útil.

Após a pesagem e primeira carga (Figura 3.21) o processo de ajuste consiste somente no critério de superaquecimento que deve estar entre 5°C a 7°C, conforme recomendações do fabricante. Para obter o grau de superaquecimento a utiliza-se a seguinte equação:

$$SA = T_s - T_{ev} \quad (22)$$

Onde a temperatura,  $T_s$ , é a temperatura medida diretamente no tubo da saída do evaporador e,  $T_{ev}$ , a temperatura de evaporação convertida diretamente da pressão de evaporação.

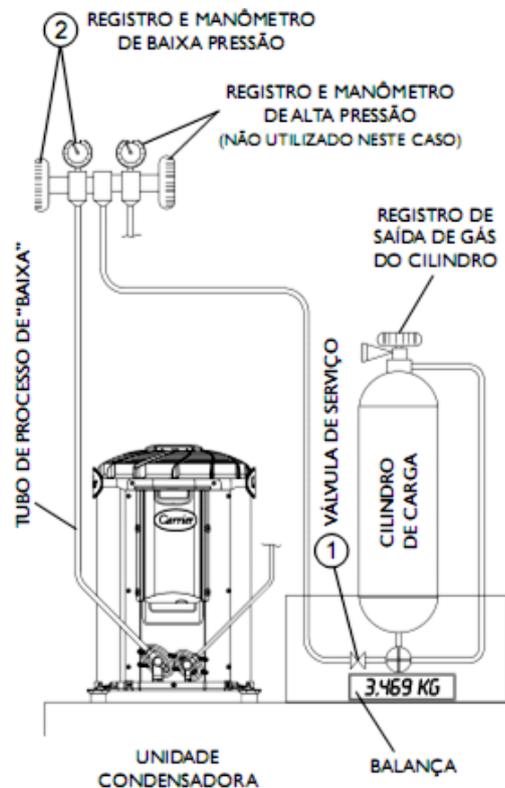


Figura 3.21 - Processo de adição de refrigerante.  
Fonte: (SPRINGER CARRIER, 2008).

Como o processo de adição é manual, a temperatura,  $T_s$ , se mostrou muito sensível a abertura do registro do cilindro de R22. Esta fase foi a mais delicada do ensaio. Quando o sistema estava próximo do “balanceamento” a sensibilidade do operador foi imprescindível para controlar a entrada do refrigerante.

### 3.14 CÁLCULO DAS INCERTEZAS

Sabe-se que para se determinar o valor de uma dada variável, baseado em medições realizadas, o máximo que se está apto a fazer é dizer que se está C% convicto que o valor verdadeiro da variável,  $X$ , está no intervalo:

$$X = X_m \pm U_x \quad (23)$$

Onde,  $X_m$  é o valor médio das várias medições realizadas e,  $U_x$ , é a incerteza de medição que corresponde a nossa estimativa (com C% de confiança), uma combinação do erro sistemático com o erro de precisão.

Com o objetivo de obter o erro total associado à medição de uma variável, podem-se utilizar dois métodos recomendados pela norma ANSI/ASME os quais fazem uma estimativa do erro sistemático ou limite de precisão intrínseco  $E_x$  e do chamado erro de precisão da amostra  $P_x$ . O método mais utilizado é denominado RSS (*root-sum-square*). Consiste em tomar a raiz quadrada da soma dos quadrados de  $E_x$  e  $P_x$  como estimativa da incerteza de medição. Portanto, o erro total ou a incerteza de medição pode ser representado por:

$$U_x = (E_x^2 + P_x^2)^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

Para cada amostra foi realizado três ensaios. O limite de precisão ou erro precisão  $P_x$  foi computado como duas vezes a média dos desvios padrão  $\sigma_x$  das três medições, com um grau de confiabilidade de 95%. Os critérios de propagação de erros em medições experimentais seguiram os padrões ASME (1993).

$$P_x = 2 \cdot \sigma_x \quad (25)$$

Os limites de precisão  $P_x$  das variáveis: área  $A$  e peso  $W$ , envolvidas na determinação do  $Q$  (Eq. 16) e carga de refrigerante, foram desprezíveis em presença do limite de precisão das variações das demais variáveis.

O limite de precisão intrínseco dos termistores  $E_x$  foi desprezível se comparado ao limite de precisão  $P_x$ . O limite de precisão do anemômetro  $P_x$  foi

desprezível se comparado ao limite de precisão intrínseco Assim, as incertezas foram calculadas pelas equações seguintes:

$$\frac{U_T}{T} = \left[ \left( \frac{P_T}{T} \right)^2 + \left( \frac{B_T}{T} \right)^2 \right]^{1/2} \cong \frac{P_T}{T} \quad (26)$$

$$\frac{U_\phi}{\phi} = \left[ \left( \frac{P_\phi}{\phi} \right)^2 + \left( \frac{B_\phi}{\phi} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (27)$$

$$\frac{U_{P'_{cp}}}{P'_{cp}} = \left[ \left( \frac{P_{P'_{cp}}}{P'_{cp}} \right)^2 + \left( \frac{B_{P'_{cp}}}{P'_{cp}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (28)$$

$$\frac{U_V}{V} = \left[ \left( \frac{P_V}{V} \right)^2 + \left( \frac{B_V}{V} \right)^2 \right]^{1/2} \cong \frac{B_V}{V} \quad (29)$$

Onde,  $U_T$ , é a incerteza de medição de temperatura,  $U_\phi$ , a incerteza de medição de umidade relativa,  $U_{P'_{cp}}$ , a incerteza de medição da potência de compressão e,  $U_V$  a incerteza de medição de velocidade do ar.

Sabendo que os valores de entalpia,  $h$ , são obtidos através dos dados de temperatura e umidade, e, portanto,  $U_h$ , assim a incerteza de medição é dada por:

$$\frac{U_h}{h} = \sqrt{\left[ \left( \frac{P_T}{T} \right)^2 + \left( \frac{P_\phi}{\phi} \right)^2 + \left( \frac{B_\phi}{\phi} \right)^2 \right]} \quad (30)$$

Frequentemente os valores das grandezas medidas são utilizados para calcular outras grandezas de interesse através de modelos físico-matemáticos. Nestes casos as incertezas das medidas primárias (aquelas medidas experimentalmente) se propagam através dos cálculos, resultando numa incerteza da grandeza secundária ou derivada daquela obtida no cálculo. Sendo

$U_h$ , a incerteza, é dada pela Eq. 21.

$$U_X = \sqrt{\left[ \left( \frac{\partial X}{\partial X_1} \cdot U_{X_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial X}{\partial X_2} \cdot U_{X_2} \right)^2 + \left( \frac{\partial X}{\partial X_3} \cdot U_{X_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial X}{\partial X_n} \cdot U_{X_n} \right)^2 \right]} \quad (31)$$

Sendo,  $U_{X_1}$ ,  $U_{X_2}$ ,  $U_{X_3}$ , ...,  $U_{X_n}$ , suas incertezas de medição são dadas pelas equações:

$$U_{COP} = \sqrt{\left[ \left( \frac{\partial COP}{\partial h_{ins}} \cdot U_{h_{ins}} \right)^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial h_{ret}} \cdot U_{h_{ret}} \right)^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial P'_{cp}} \cdot U_{P'_{cp}} \right)^2 + \left( \frac{\partial COP}{\partial V} \cdot U_V \right)^2 \right]} \quad (32)$$

$$U_{Q_c} = \sqrt{\left[ \left( \frac{\partial Q_c}{\partial h_{ins}} \cdot U_{h_{ins}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_c}{\partial h_{ret}} \cdot U_{h_{ret}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_c}{\partial V} \cdot U_V \right)^2 \right]} \quad (33)$$

As incertezas máximas encontradas para cada variável são apresentadas na a seguir:

Tabela 3.6 – Incertezas de medição

<i>Grandeza</i>	<i>Incerteza</i>
<i>Temperatura</i>	0,030
<i>Umidade Relativa</i>	0,030
<i>Potência de compressão</i>	0,010
<i>Velocidade do ar</i>	0,010
<i>Entalpia</i>	0,042
<i>Capacidade de refrigeração</i>	0,056
<i>COP</i>	0,057

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados experimentais referentes aos testes realizados na câmara térmica. O objetivo principal é investigar a existência de uma região ótima de operação baseado na efetividade do SLHX. Os resultados foram expressos de forma comparativa entre as duas modalidades de ensaio para que vantagens e desvantagens fossem destacadas.

A distância entre a unidade evaporadora e condensadora foi restringida pelas dimensões da câmara, o que permitiu o limite máximo de 3m entre elas. Na primeira etapa de testes, optou-se por tipos três amostras, baseadas nas distâncias entre unidades: 1, 2 e 3m. Contudo, através dos resultados obtidos, verificou-se que os resultados da efetividade encontrados foram insuficientes para a finalidade da presente pesquisa. Desta forma, houve a necessidade de se ensaiar outras duas amostras (1,5 e 2,5m) visando obter resultados de efetividade que não foram obtidos na etapa inicial. A qualidade dos resultados melhorou pelo fato de que foi possível uma melhor análise do comportamento do sistema em função da efetividade.

Para a resolução da Eq. 4 algumas considerações foram adotadas:

- ✓ Os resultados medidos foram computados com o sistema em regime permanente;
- ✓ Os efeitos de variações de energia cinética e potencial foram desprezados em presença da variação de energia interna do fluido;
- ✓ Os dados psicrométricos foram obtidos para a altitude da cidade de Curitiba – PR - (975m). A carta psicrométrica (Anexo 4) e as propriedades psicrométricas foram fornecidas pelo software CYT Soft Psychrometric®.

#### 4.1 A CARGA DE REFRIGERANTE

Seguem os resultados da carga de refrigerante adicionada as amostras nas duas modalidades de ensaio.

*Tabela 4.1– Resultados da carga de refrigerante ( ) da Modalidade I.*

<b>Modalidade I</b>				
<b>Amostra</b>	<b>Ensaio 1(g)</b>	<b>Ensaio 2(g)</b>	<b>Ensaio 3(g)</b>	<b>Média (g)</b>
<b>I</b>	1.843,50	1.843,50	1.850,00	1.845,66
<b>II</b>	1.726,00	1.726,00	1.726,00	1.726,00
<b>III</b>	1.831,70	1.884,40	1.848,90	1.855,00
<b>IV</b>	1.724,00	1.724,00	1.724,00	1.724,00
<b>V</b>	1.789,60	1.789,00	1.789,00	1.789,00

*Tabela 4.2 – Resultados da carga de refrigerante ( ) da Modalidade II.*

<b>Modalidade II</b>				
<b>Amostra</b>	<b>Ensaio 1(g)</b>	<b>Ensaio 2(g)</b>	<b>Ensaio 3(g)</b>	<b>Média (g)</b>
<b>I</b>	1.823,00	1.813,00	1.826,00	1.820,00
<b>II</b>	1.529,00	1.529,00	1.529,00	1.529,00
<b>III</b>	1.688,70	1.688,70	1.688,70	1.688,70
<b>IV</b>	1.371,00	1.380,00	1.439,00	1.396,66
<b>V</b>	1.663,00	1.663,00	1.663,00	1.663,00

Observando as tabelas 4.1 e 4.2, constata-se que houve uma redução da carga de refrigerante para todas as amostras da modalidade II em relação a modalidade I. Isto significa que o SLHX promoveu redução da carga de refrigerante, chegando, em seu caso máximo, a 19% de economia. Em algumas amostras não houve variação da carga para os três ensaios devido ao alcance do superaquecimento sem a necessidade de adição ou retirada de fluido refrigerante. A variação da carga de

refrigerante, , é melhor visualizada através do gráfico 4.1, que representa uma comparação entre a média das três repetições realizadas.

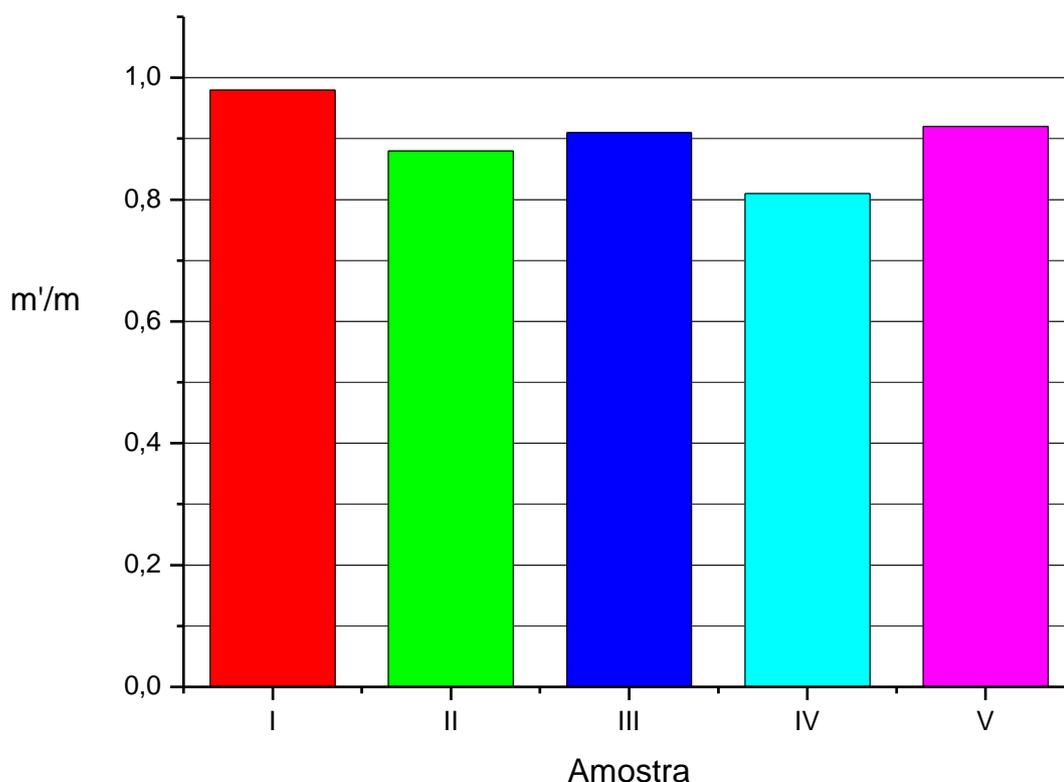


Gráfico 4.1 – Resultados da relação .

## 4.2 A POTÊNCIA DE COMPRESSÃO

A medição da potência de compressão, além de necessária para o cálculo do , determina o consumo de energia do aparelho. Sabe-se que a potência de compressão aumenta com a elevação da temperatura de aspiração do compressor (DOSSAT, 2004). Isto ocorre devido a variação do calor de compressão, ou seja, a energia por unidade de massa de refrigerante necessária para se atingir a pressão de condensação se eleva. Tal afirmativa seria verdadeira se a vazão mássica, para os dois casos estudados fosse constante. Na presente pesquisa a vazão mássica é variável para cada modalidade de teste. Assim, para se interpretar a variação da potência de compressão, é necessário entender que existe dependência do calor de compressão e também da vazão mássica.

Segue abaixo os resultados das medições da potência de compressão lidas diretamente no visor do medidor de potência. Os valores relacionados representam a média de seis medições realizadas nos seis minutos finais de cada ensaio.

*Tabela 4.3 – Resultados para a potência de compressão da Modalidade I.*

<b>Modalidade I</b>				
<b>Amostra</b>	<b>Ensaio 1(W)</b>	<b>Ensaio 2(W)</b>	<b>Ensaio 3(W)</b>	<b>Média (W)</b>
<b>I</b>	2.701,17	2.700,67	2.701,50	2.701,11
<b>II</b>	2.636,50	2.635,66	2.646,00	2.639,38
<b>III</b>	2.593,33	2.646,00	2.615,67	2.618,33
<b>IV</b>	2.583,60	2.625,60	2.604,33	2.604,51
<b>V</b>	2.715,83	2.761,17	2.761,50	2.746,16

*Tabela 4.4 – Resultados para a potência de compressão da Modalidade II.*

<b>Modalidade II</b>				
<b>Amostra</b>	<b>Ensaio 1(W)</b>	<b>Ensaio 2(W)</b>	<b>Ensaio 3(W)</b>	<b>Média (W)</b>
<b>I</b>	2.673,33	2.632,00	2.633,00	2.646,11
<b>II</b>	2.579,60	2.565,16	2.546,00	2.563,58
<b>III</b>	2.528,33	2.516,67	2.515,83	2.520,27
<b>IV</b>	2.475,50	2.491,80	2.562,00	2.509,76
<b>V</b>	2.613,17	2.503,00	2.533,67	2.549,67

Observando as tabelas 4.3 e 4.4, nota-se que houve redução da potência de compressão em todas as amostras da modalidade II em relação a modalidade I. Isto significa que a contribuição do aumento do calor de compressão foi menor que a contribuição da redução da vazão mássica para a potência de compressão. Apesar da elevação da temperatura de aspiração do compressor e a consequente elevação do volume específico do fluido refrigerante, houve uma redução de até 8%. O gráfico 4.2 demonstra a relação, , da média das amostras.

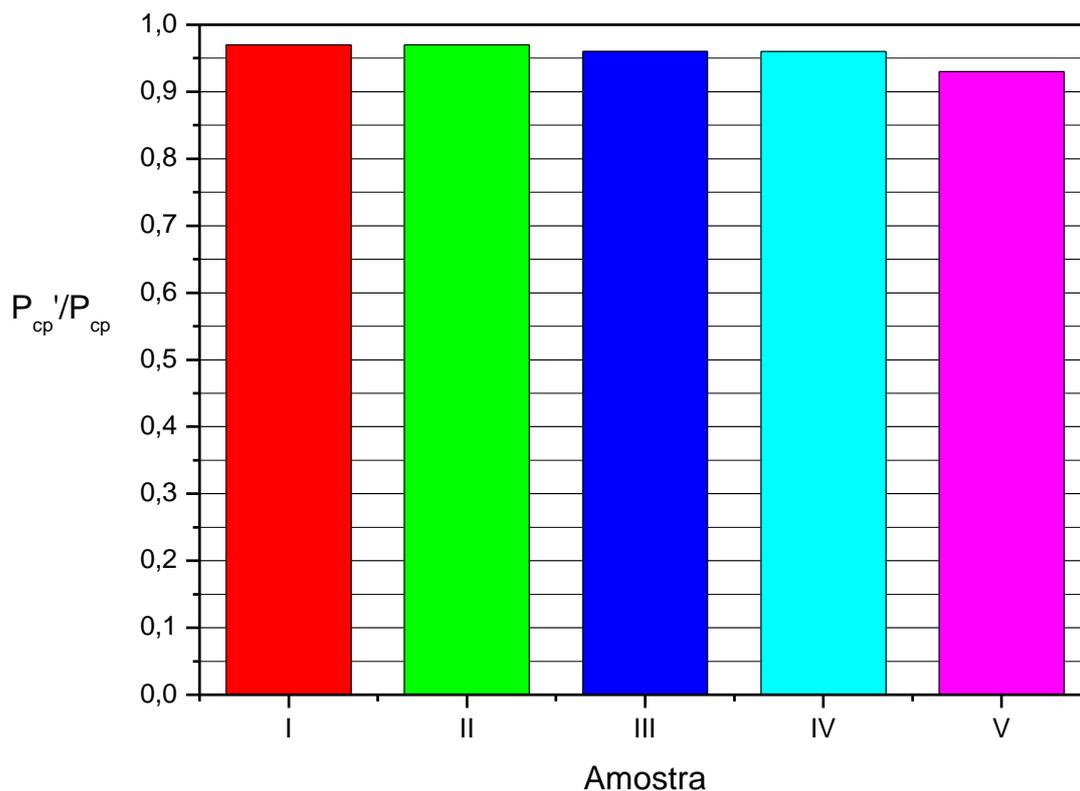


Gráfico 4.2 – Resultados da relação ..

### 4.3 A UMIDADE RELATIVA

Sabe-se que o ar úmido é simultaneamente desumidificado e resfriado quando atinge uma temperatura inferior a sua temperatura de orvalho. Isto ocorre nas serpentinas de resfriamento utilizadas nos aparelhos de ar condicionado. Nos testes realizados não foi diferente, a diferença entre a umidade relativa de retorno e insuflamento pouco variou em todos os testes, ficando aproximadamente em 10%.

Os gráficos 4.3 a 4.12 apresentam o comportamento da umidade relativa de insuflamento,  $\phi_{in}$ , e a umidade relativa de retorno,  $\phi_{ret}$ , em função do tempo de duração do ensaio para as três repetições. A duração dos ensaios foi variável e dependia da duração do regime transitório, uma vez que necessitávamos de pelo menos 60 minutos de medições em condições de teste estabilizadas. Eventuais aberturas da câmara de teste para regulagens e o congelamento da serpentina promoveram alterações nos gráficos evidenciadas principalmente durante o regime transitório.

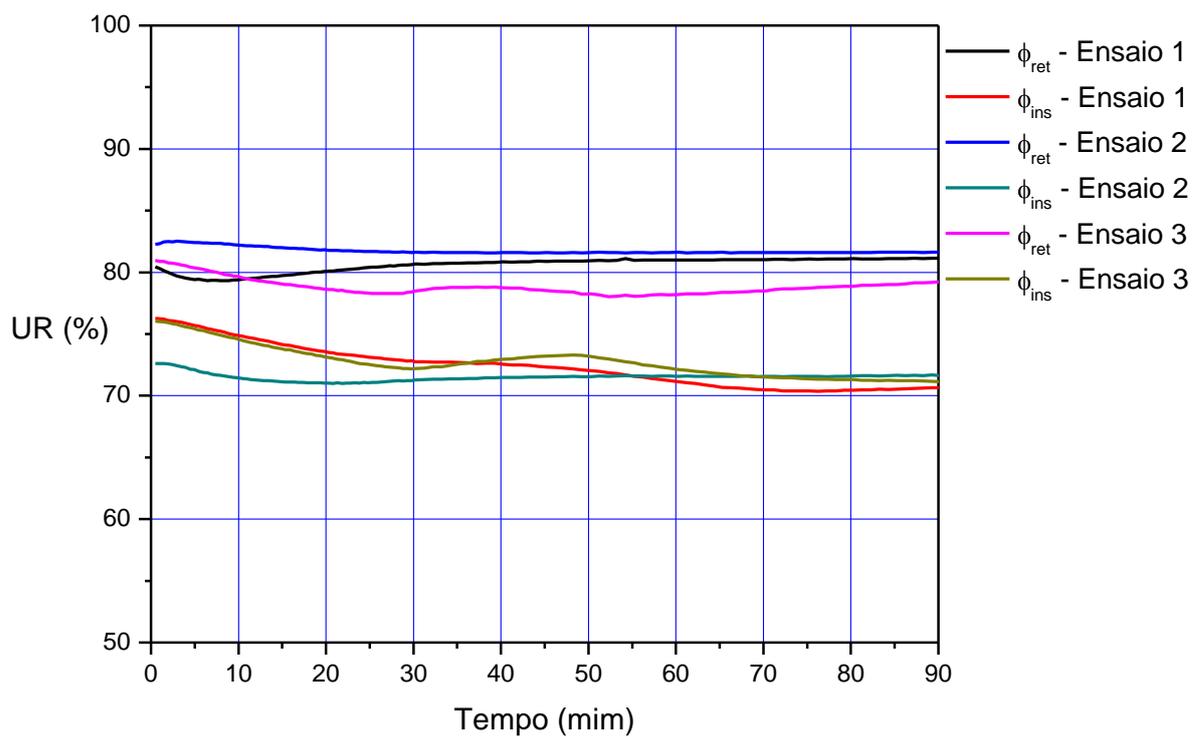


Gráfico 4.3 – Variação da umidade relativa da Amostra I/Modalidade I.

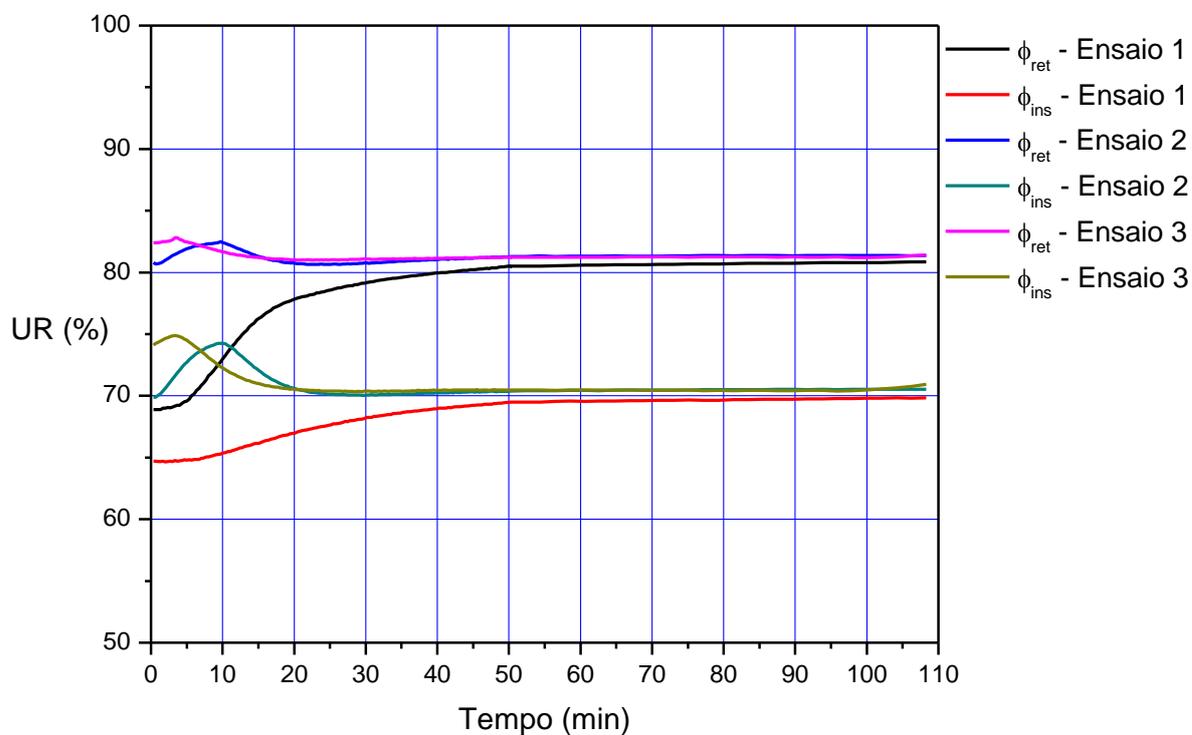


Gráfico 4.4 – Variação da umidade relativa da Amostra II/Modalidade I.

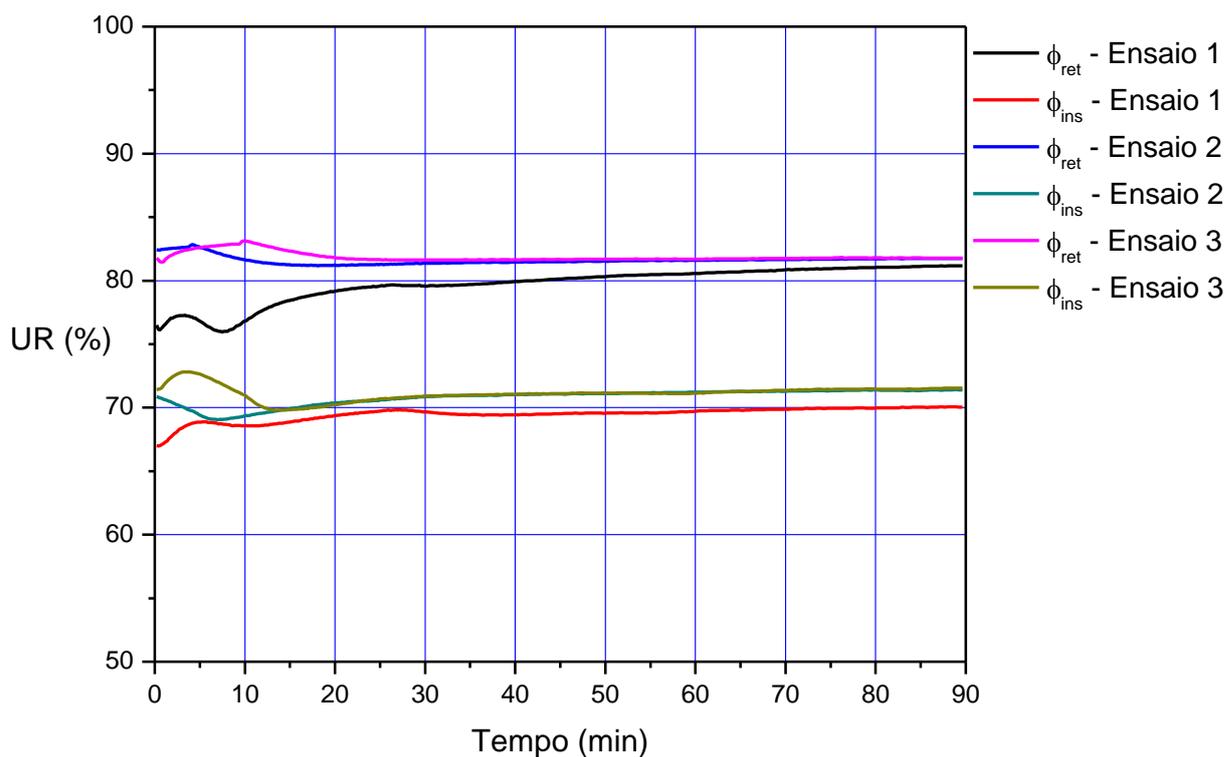


Gráfico 4.5 – Variação da umidade relativa da Amostra III/Modalidade I.

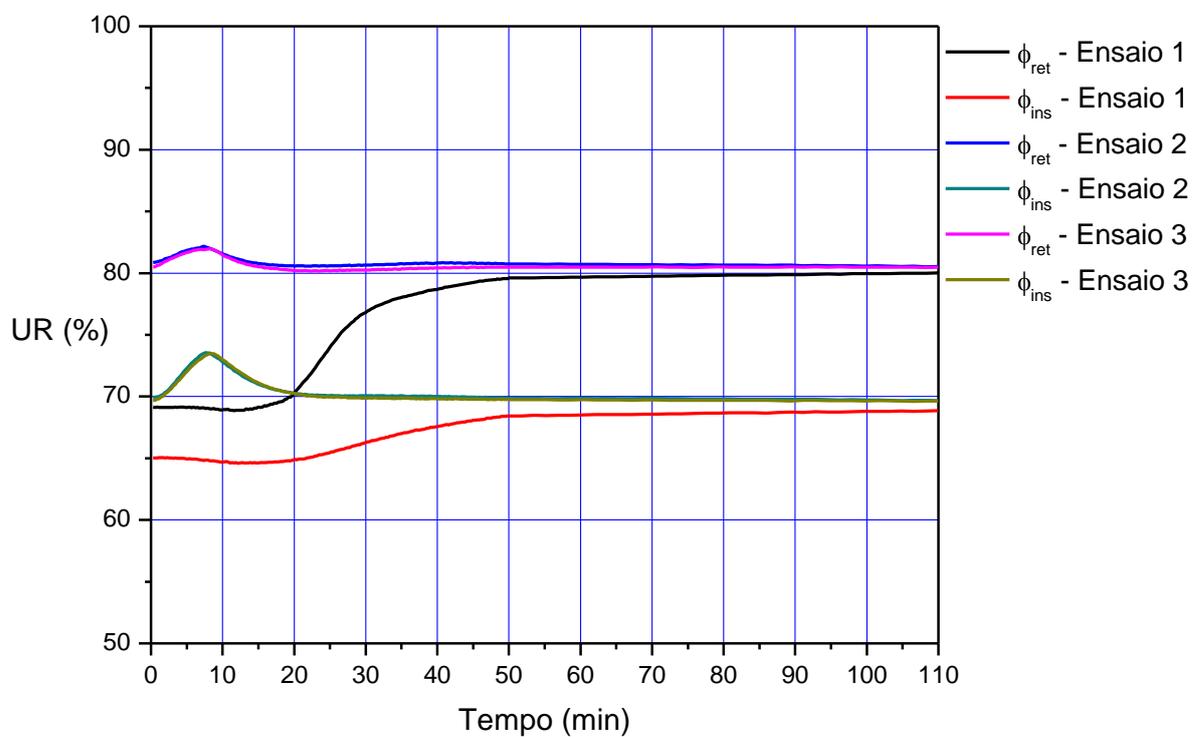


Gráfico 4.6 – Variação da umidade relativa da Amostra IV/Modalidade I.

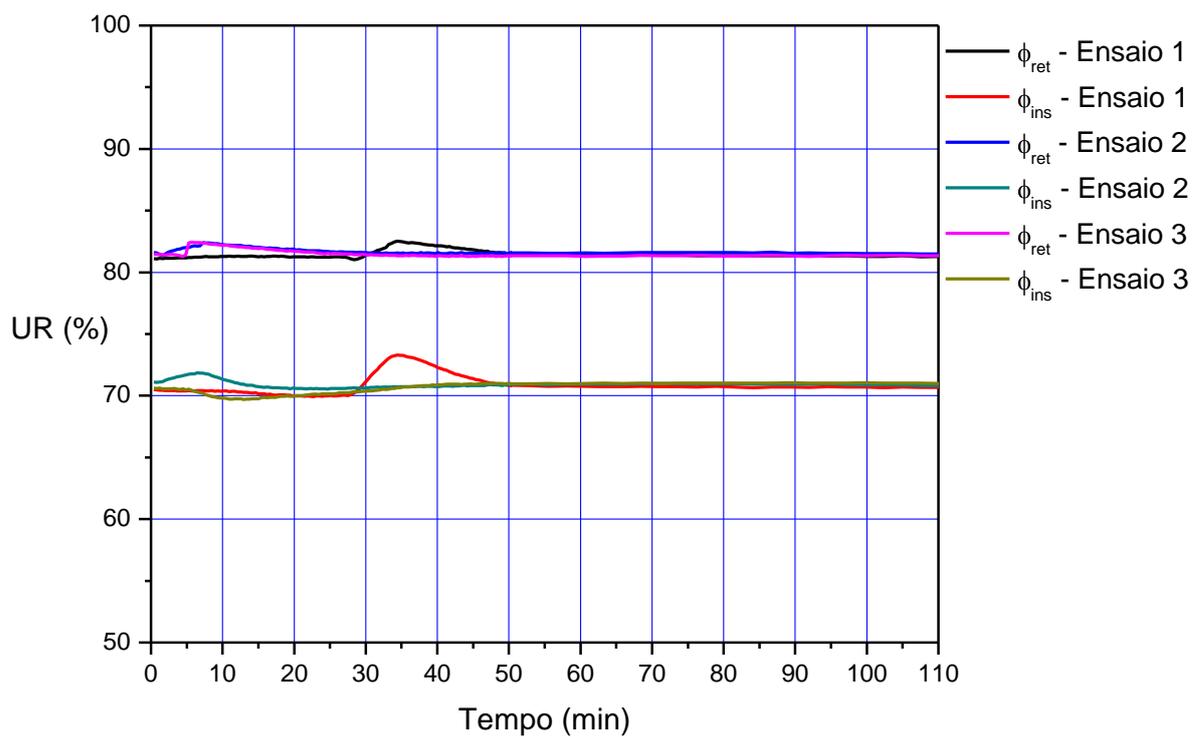


Gráfico 4.7 – Variação da umidade relativa da Amostra V/Modalidade I.

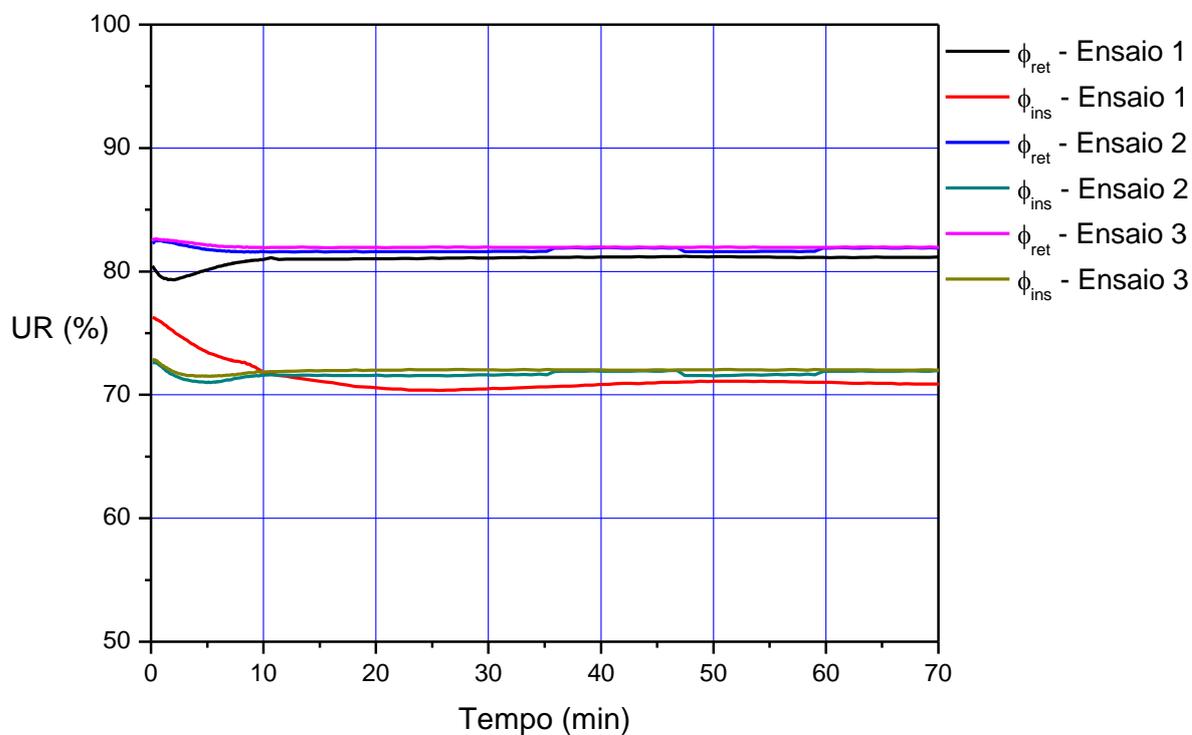


Gráfico 4.8 – Variação da umidade relativa da Amostra I/Modalidade II.

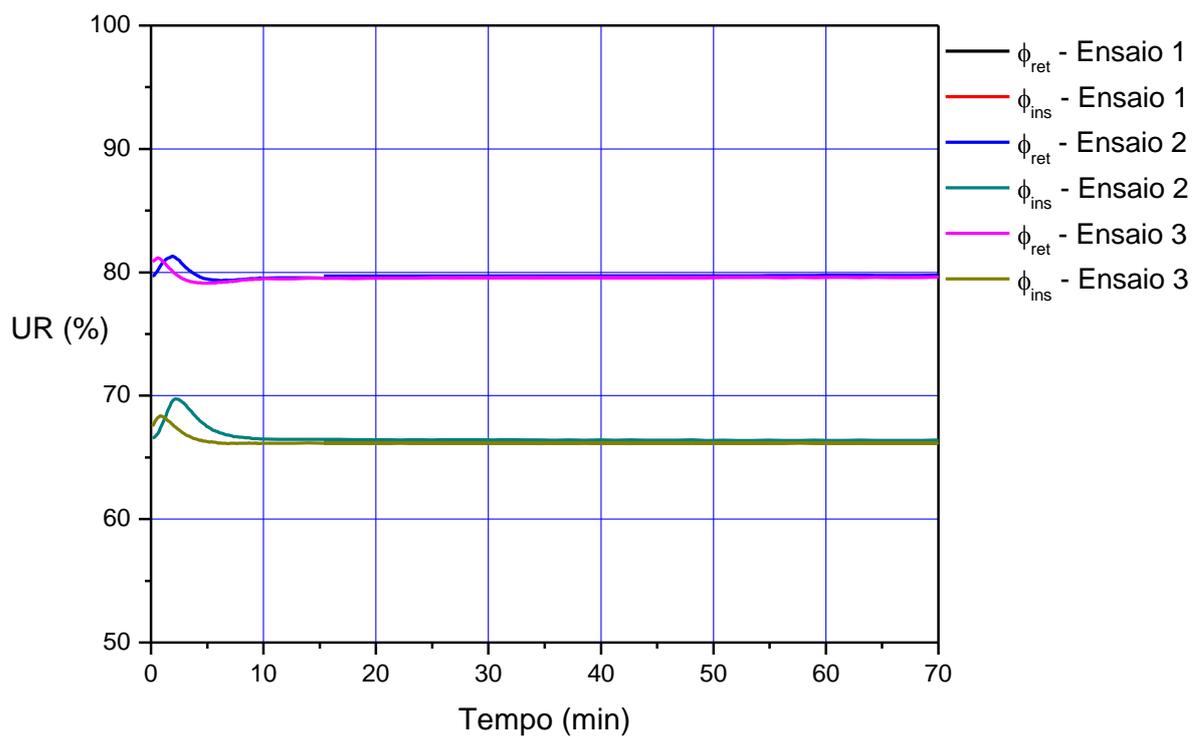


Gráfico 4.9 – Variação da umidade relativa da Amostra II/Modalidade II.

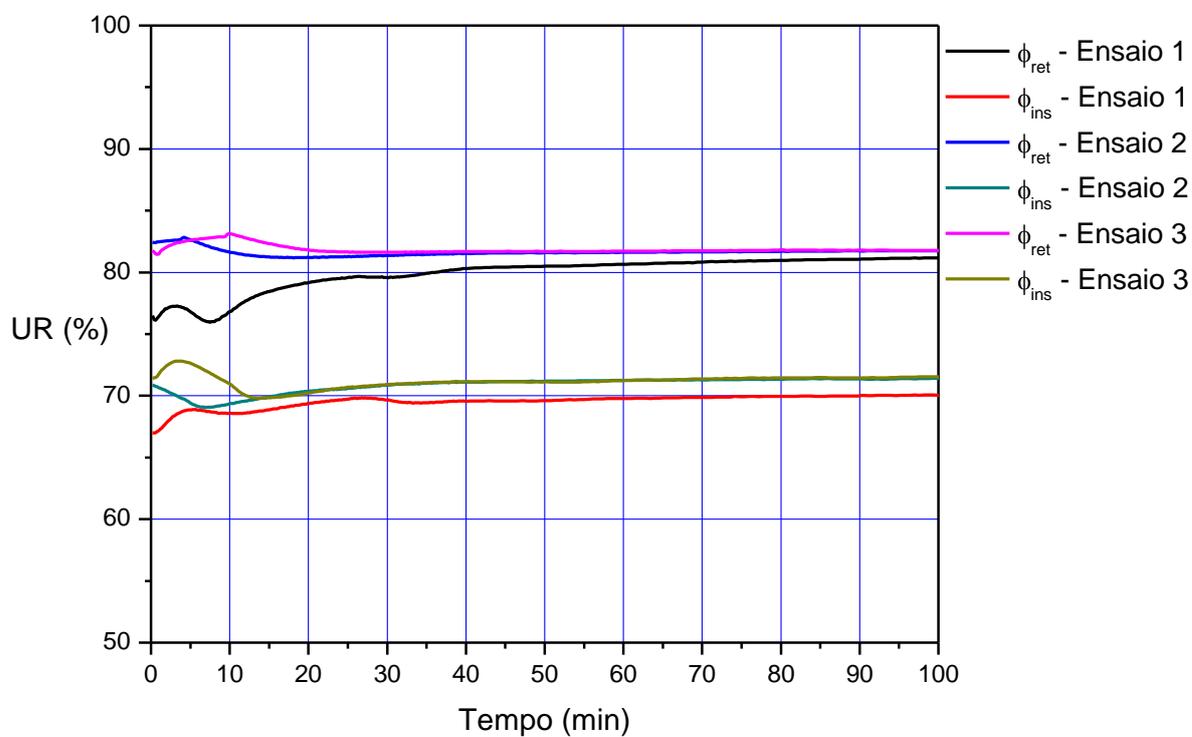


Gráfico 4.10 – Variação da umidade relativa da Amostra III/Modalidade II.

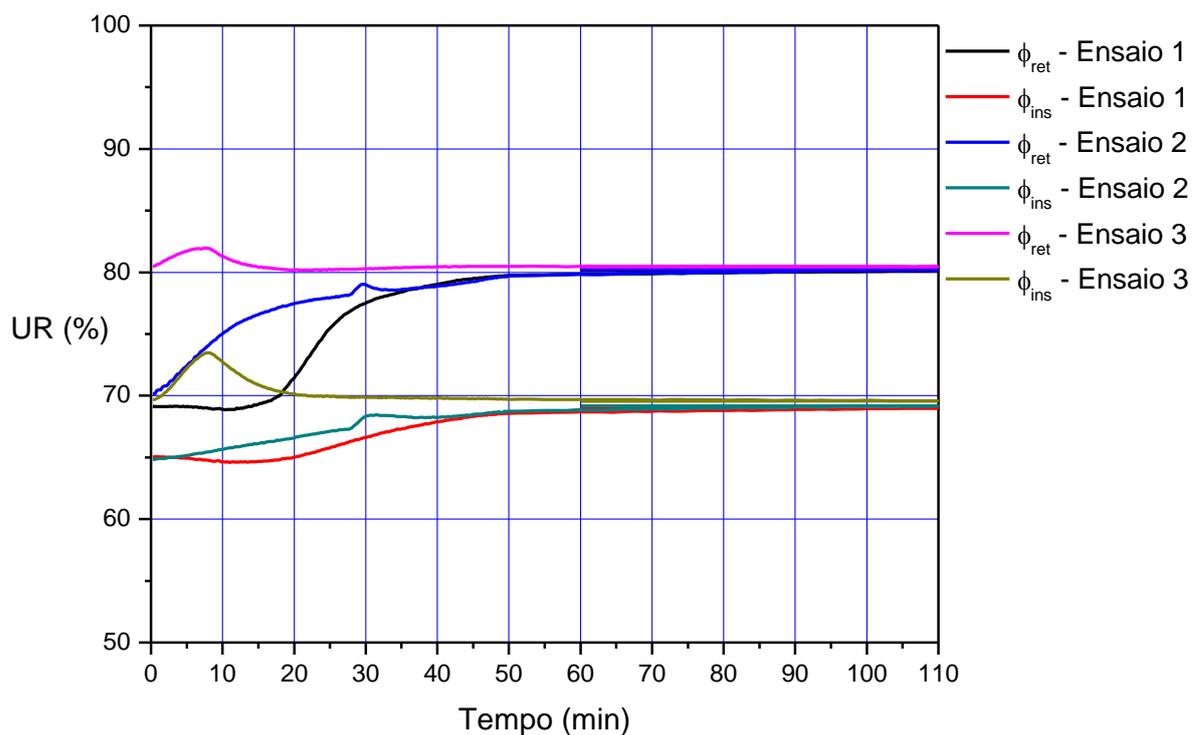


Gráfico 4.11 – Variação da umidade relativa da Amostra IV/Modalidade II.

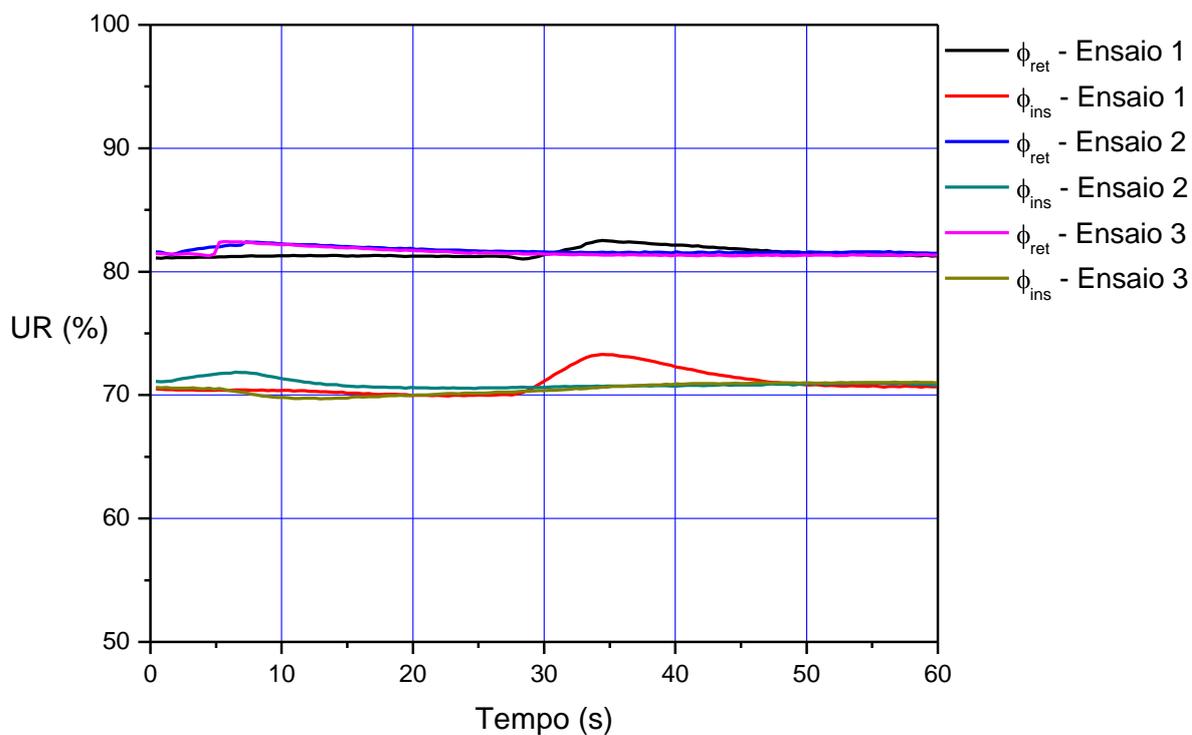


Gráfico 4.12 – Variação da umidade relativa da Amostra V/Modalidade II.

Em regime permanente as medições apresentaram comportamento muito próximo e os níveis de umidade relativa de insuflamento e retorno tendeu respectivamente para 70% e 80%. Isto representa uma variação de umidade específica de aproximadamente 10g de H<sub>2</sub>O/Kg de ar seco, ou seja, para cada quilograma de ar seco foi retirado 10g de água pela serpentina.

#### 4.4 A TEMPERATURA DE BULBO SECO DE INSUFLAMENTO E RETORNO

Conforme demonstrado na Figura 3.18, o aparato experimental contava com cinco pontos de medição de temperatura no retorno da evaporadora e um ponto no seu insuflamento. Para cada amostra foram realizados três testes com a medição das temperaturas citadas. Para demonstrar as curvas do teste de abaixamento de temperatura em função do tempo, optou-se por escolher apenas um dos três resultados medidos para vazão testada. Os resultados de todos os testes são apresentados no Anexo 5.

A seguir, os gráficos 4.13 a 4.23 apresentam os valores de temperatura em função do tempo para as amostras ensaiadas.

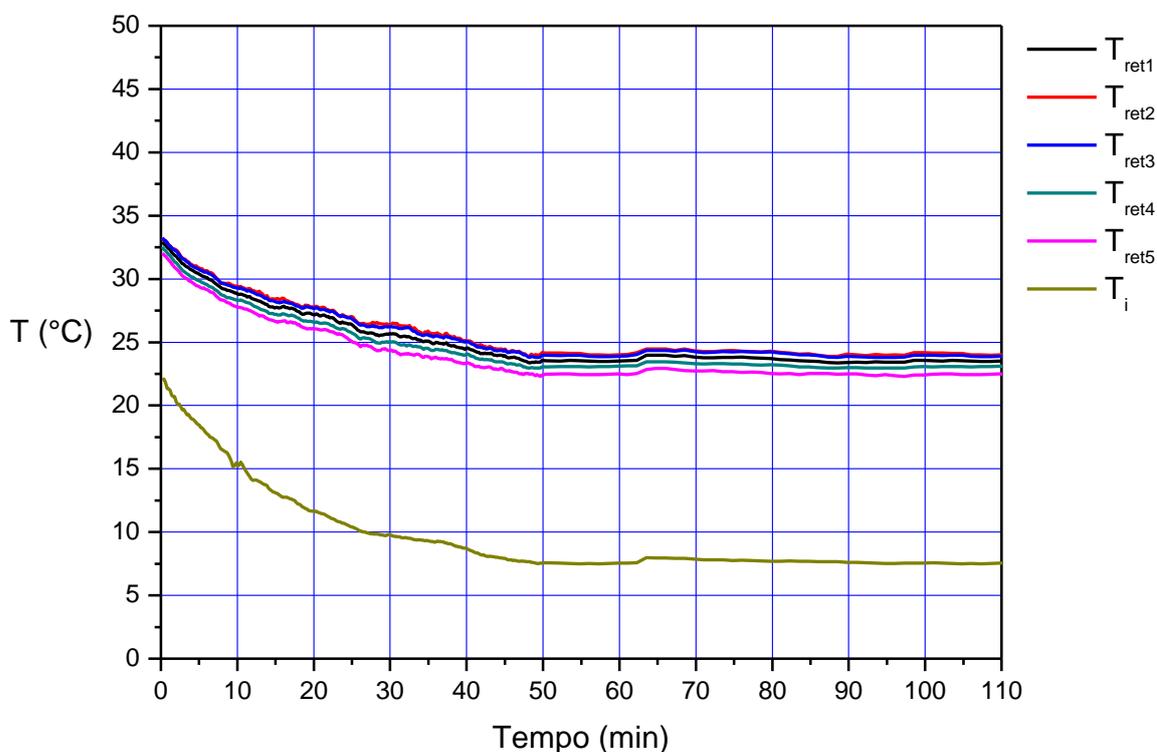


Gráfico 4.13 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra I/Modalidade I.

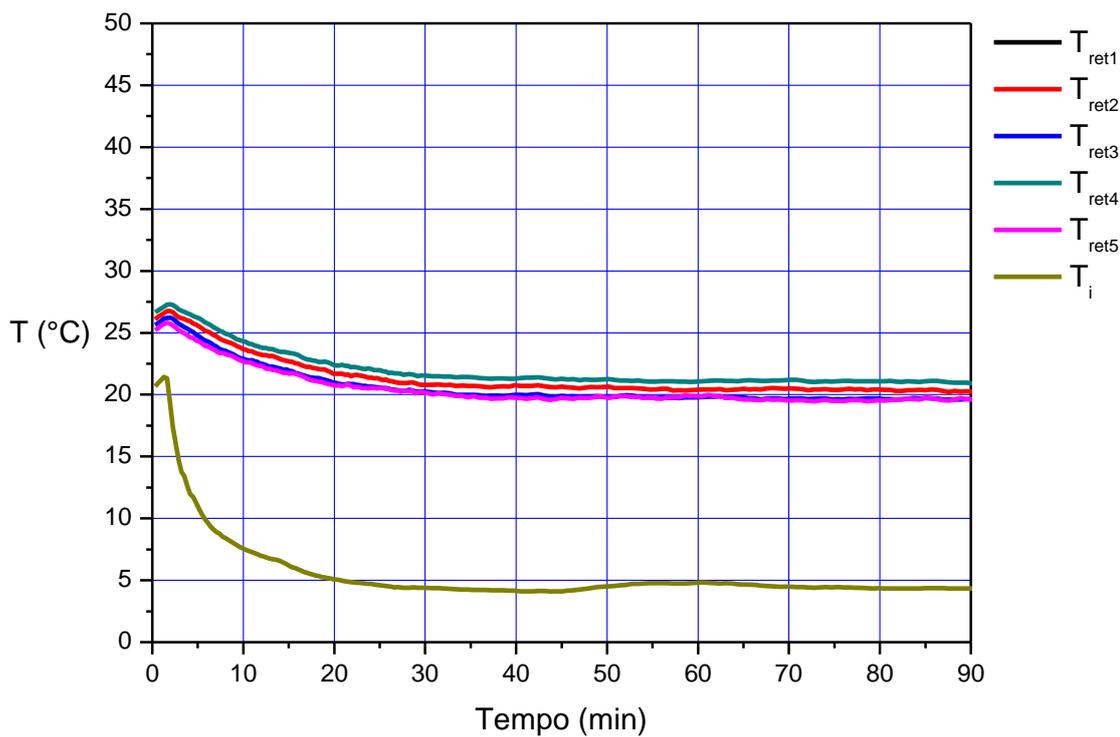


Gráfico 4.14 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra II/Modalidade I

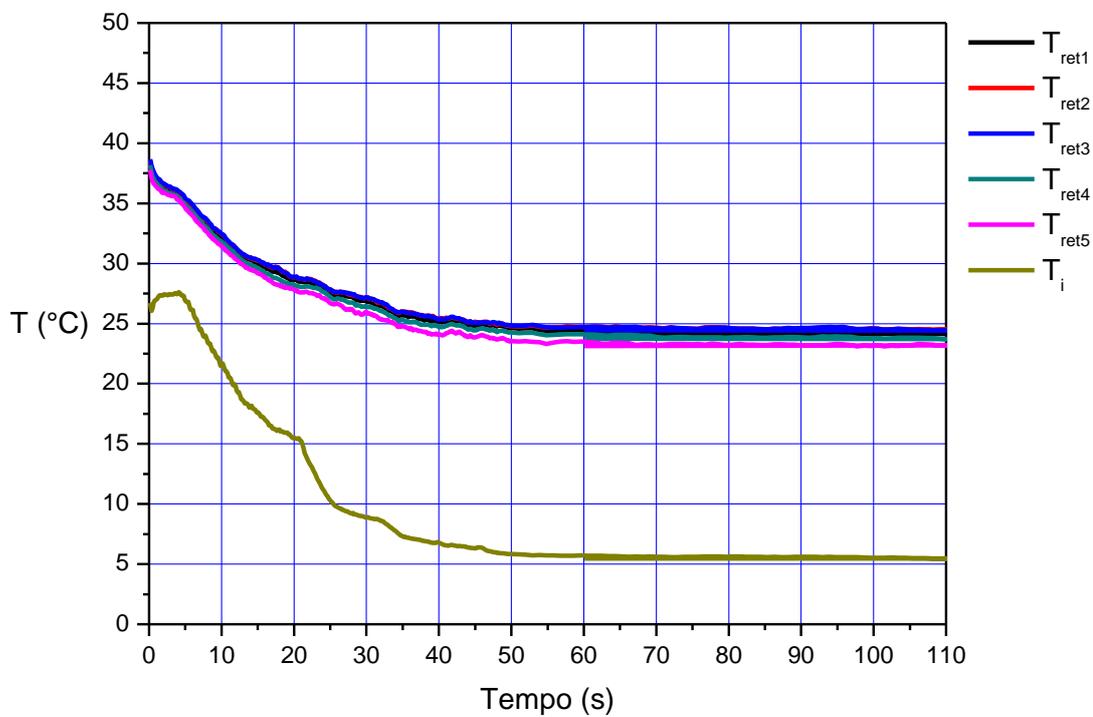


Gráfico 4.15 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra III/Modalidade I

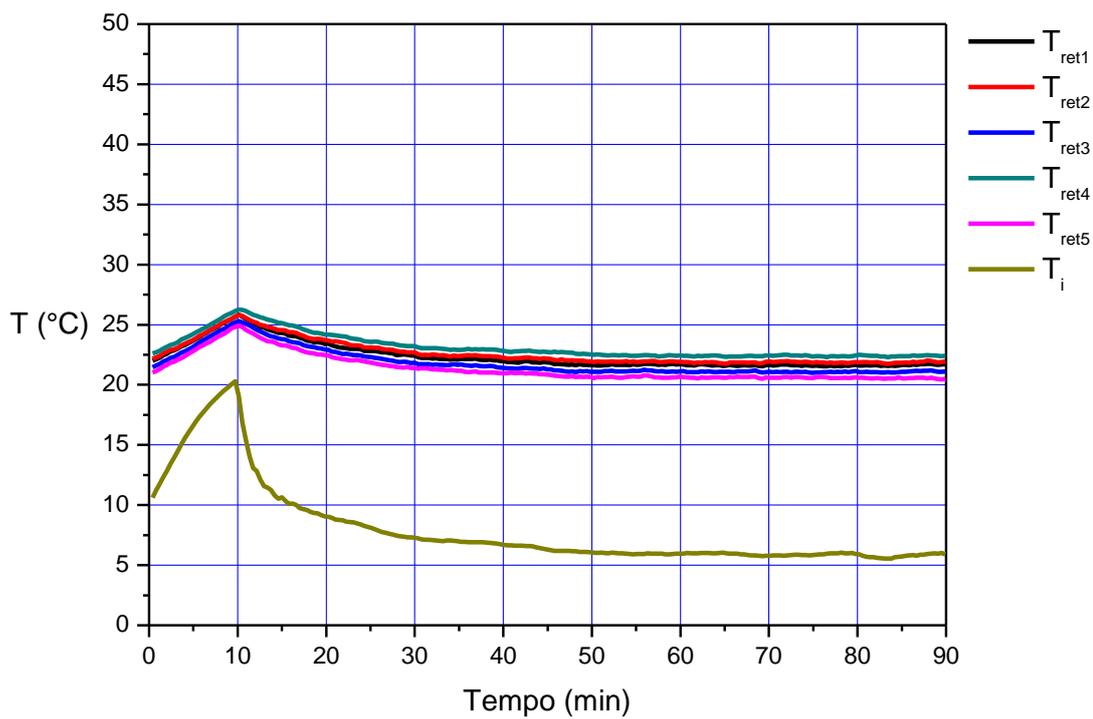


Gráfico 4.16 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra IV/Modalidade I

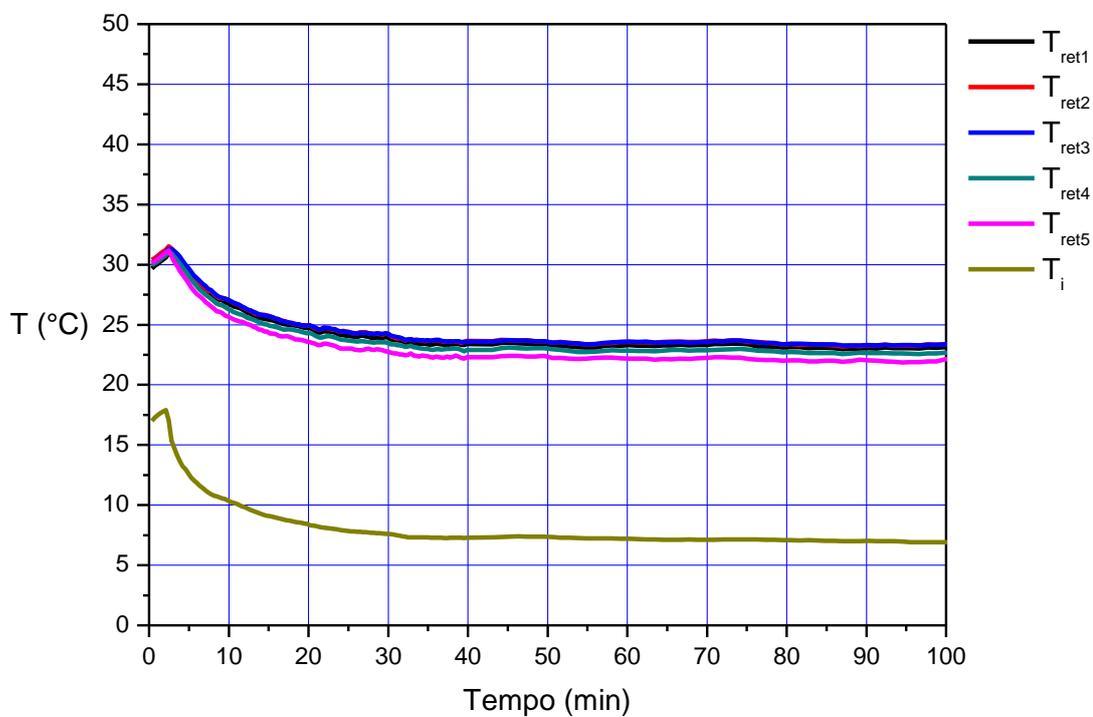


Gráfico 4.17 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra V/Modalidade I

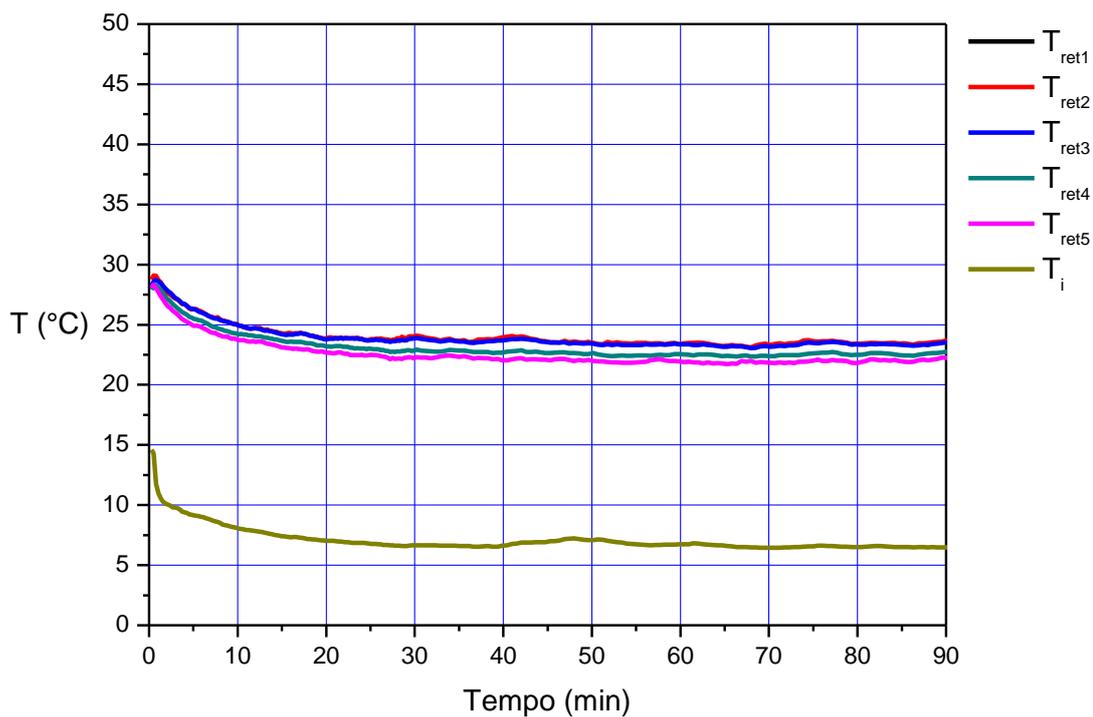


Gráfico 4.18 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra I/Modalidade II

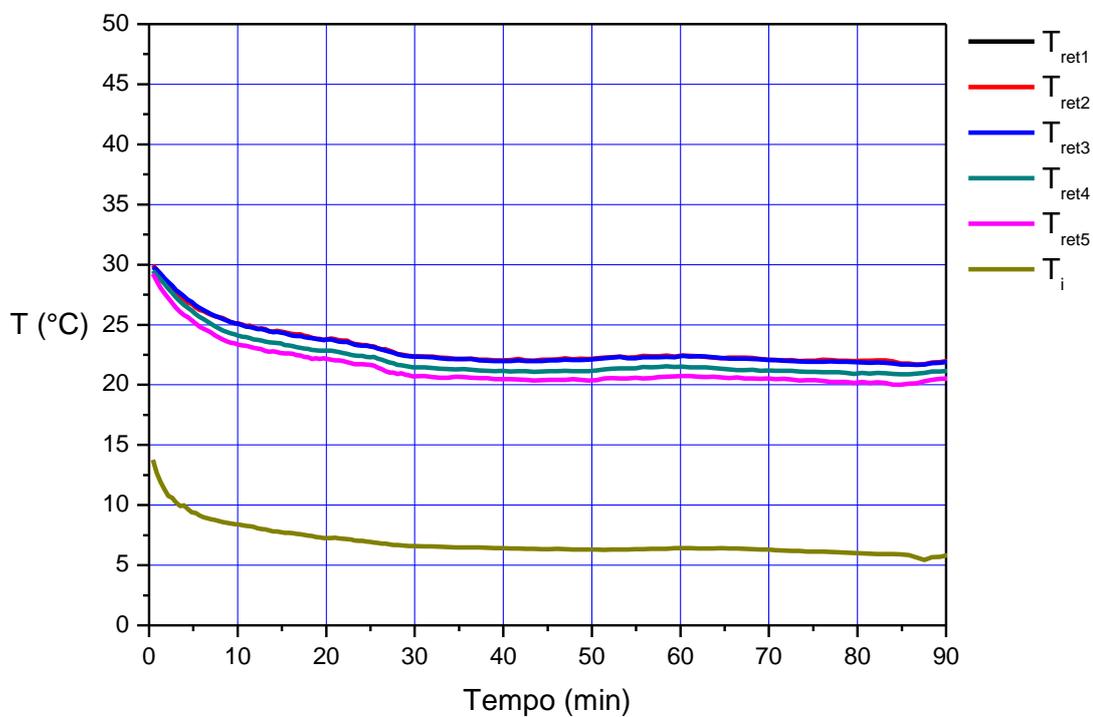


Gráfico 4.19 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra II/Modalidade II

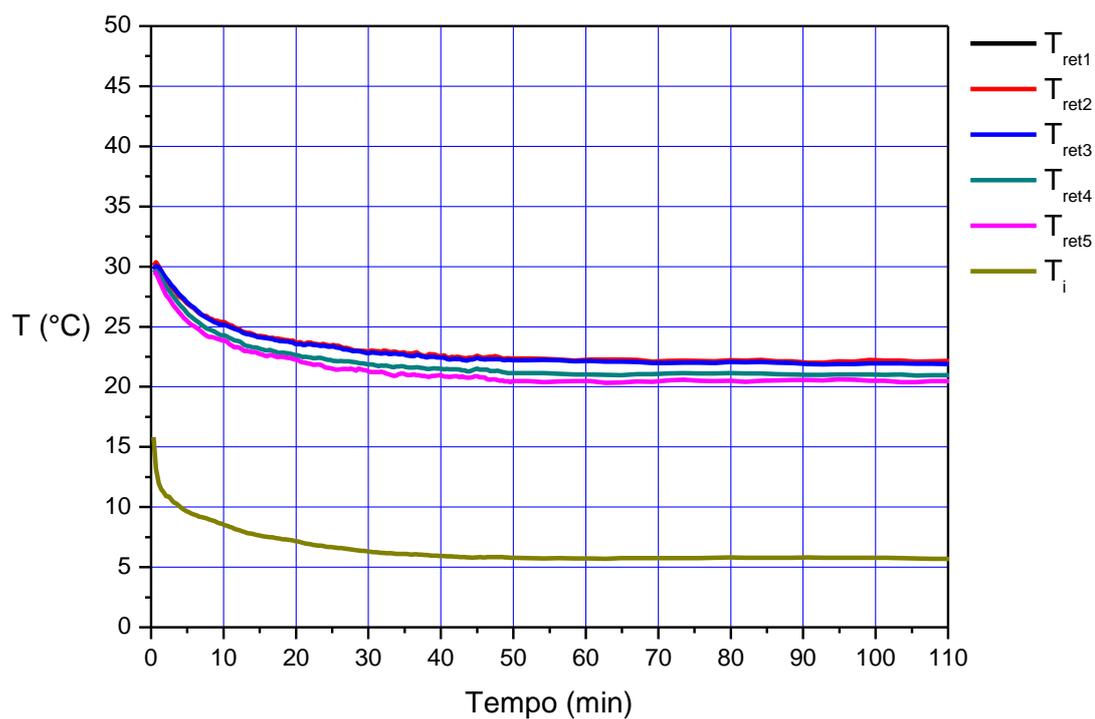


Gráfico 4.20 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra III/Modalidade II

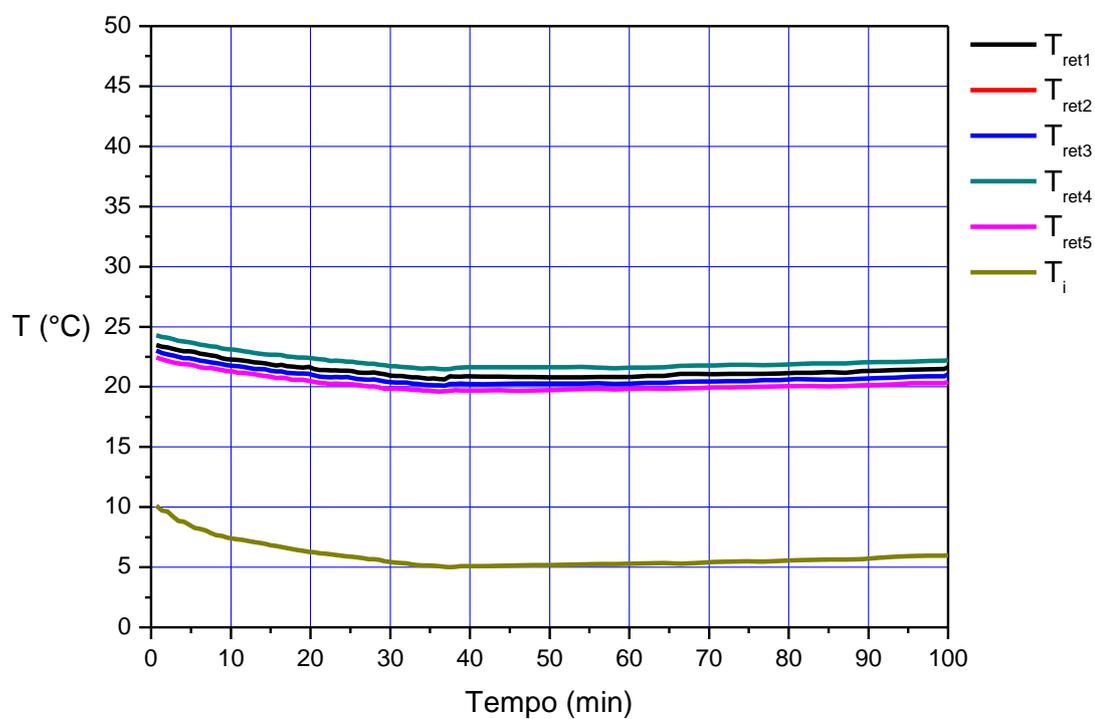


Gráfico 4.21 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra IV/Modalidade II

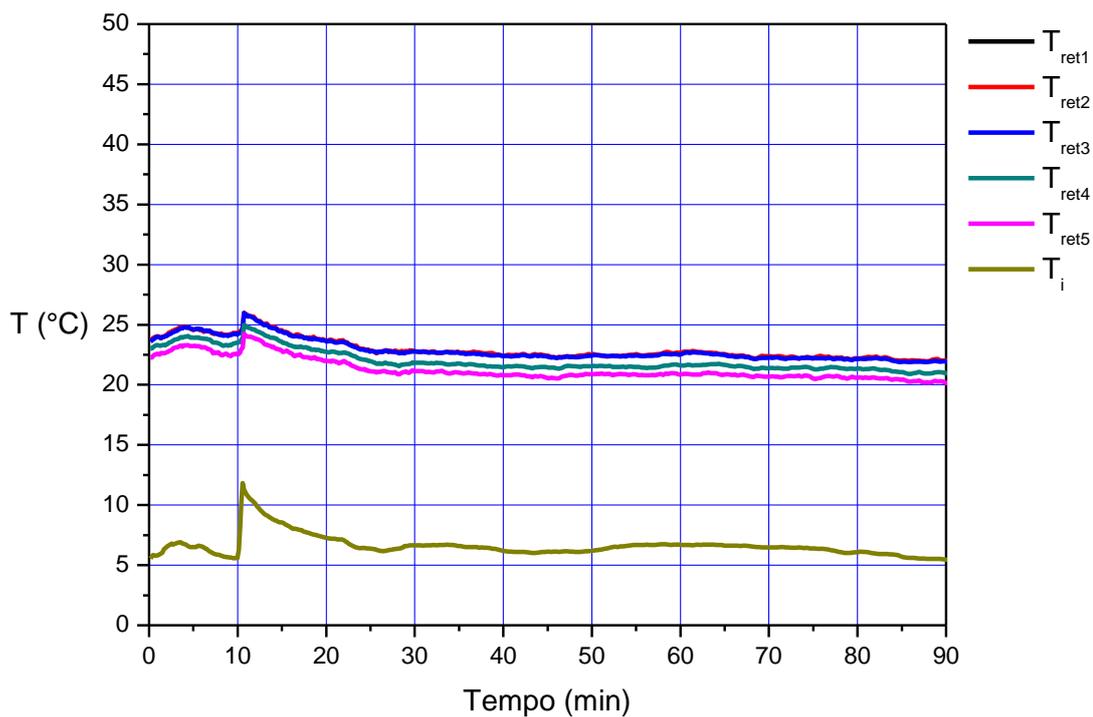


Gráfico 4.22 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra IV/Modalidade II

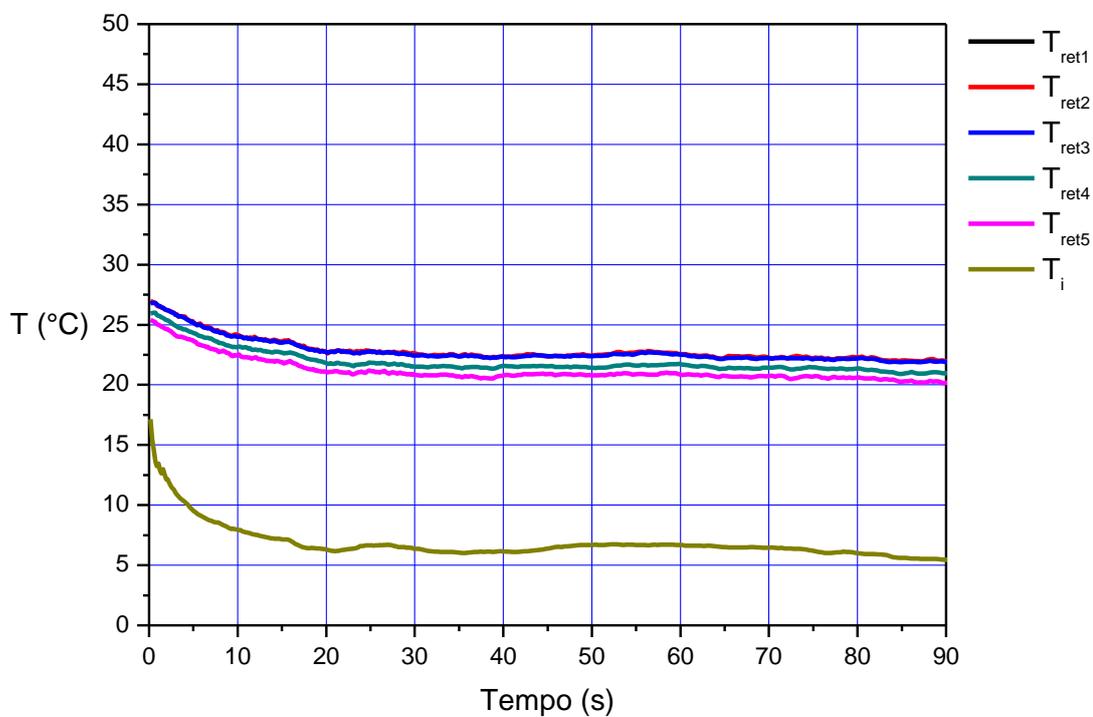


Gráfico 4.23 – Temperaturas de retorno e insuflamento da Amostra V/Modalidade II

Observando os gráficos nota-se alguns picos que representam variações bruscas de temperatura. Isto foi consequência do congelamento parcial ou total da evaporadora que impedia o escoamento do ar através da mesma. Este fenômeno é comum no processo de adição de fluido refrigerante e foi controlado através do fechamento do cilindro de carga até que o descongelamento fosse concluído. Assim que a evaporadora era lentamente desobstruída pelo derretimento, as temperaturas voltavam a apresentar um decaimento normal.

Igualmente aos gráficos que representaram a umidade relativa, os gráficos de temperatura produziram comportamentos similares nas duas modalidades. A temperatura de insuflamento tendeu para aproximadamente 5°C e a média das temperaturas de retorno para 22°C.

Também se pode notar que as temperaturas iniciais variaram de ensaio para ensaio conforme a duração da preparação do aparato para o início dos testes. Além do recolhimento do gás, eventuais ajustes nos termistores eram necessários entre um ensaio e outro, fazendo com que o tempo de *set up* fosse variável. Nas trocas de amostra era necessário o desacoplamento da tubulação frigorígena, o que ocasionava grandes períodos de intervalo. Assim, dependendo do tempo demandado, as resistências elétricas eram desligadas para que a temperatura da câmara não se elevasse excessivamente. Nos gráficos em que a temperatura inicial da câmara se encontra por volta de 25°C, as resistências foram desativadas de forma a não promover um tempo exagerado para o atingimento do regime permanente. Como o tempo de abaixamento de temperatura (*pull down*) não era relevante, as temperaturas iniciais pouco importavam, contudo, a temperatura da câmara em regime permanente deveria ser a mesma para todos os testes. Esta condição é imprescindível para a qualidade dos resultados.

#### 4.5 A TEMPERATURA INTERNA DA CÂMARA DE TESTE

Os gráficos 4.24 e 4.25 apresentam o comportamento da temperatura interna da câmara em função do tempo para duas repetições da mesma amostra. Verifica-se que para os dois casos os níveis de temperatura em regime permanente são aproximadamente os mesmos. Isto foi essencial para a conservação das

condições ambientais, e conseqüentemente, garantir uma comparação de resultados de qualidade.

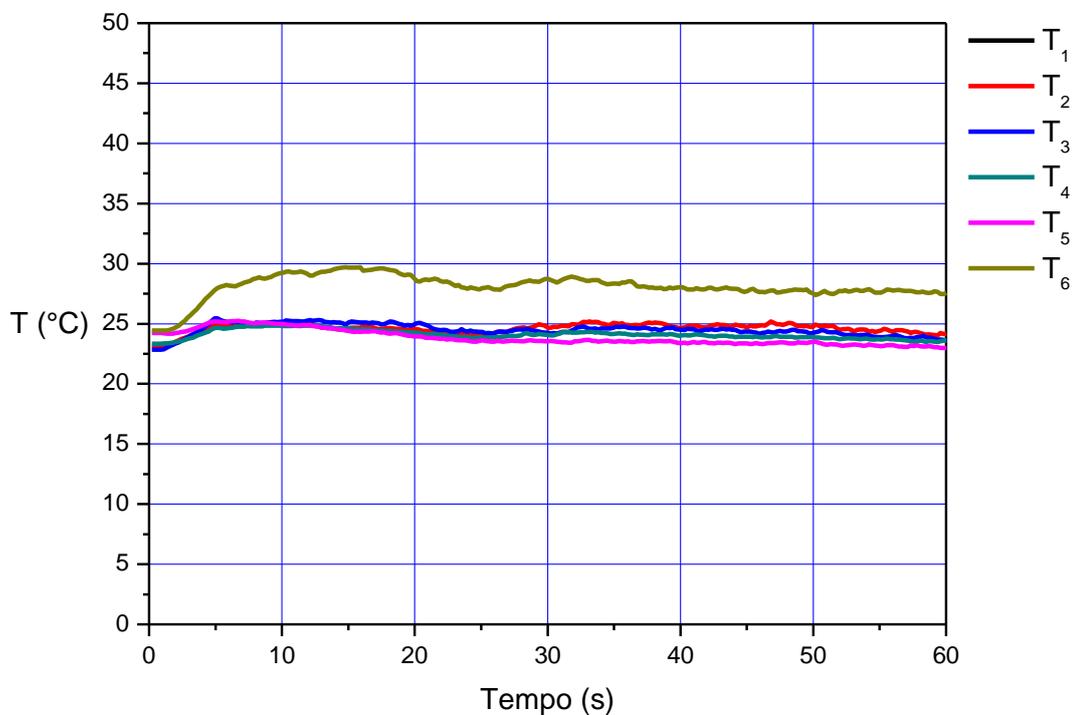


Gráfico 4.24 – Temperaturas internas da câmara da Amostra V/Modalidade I.

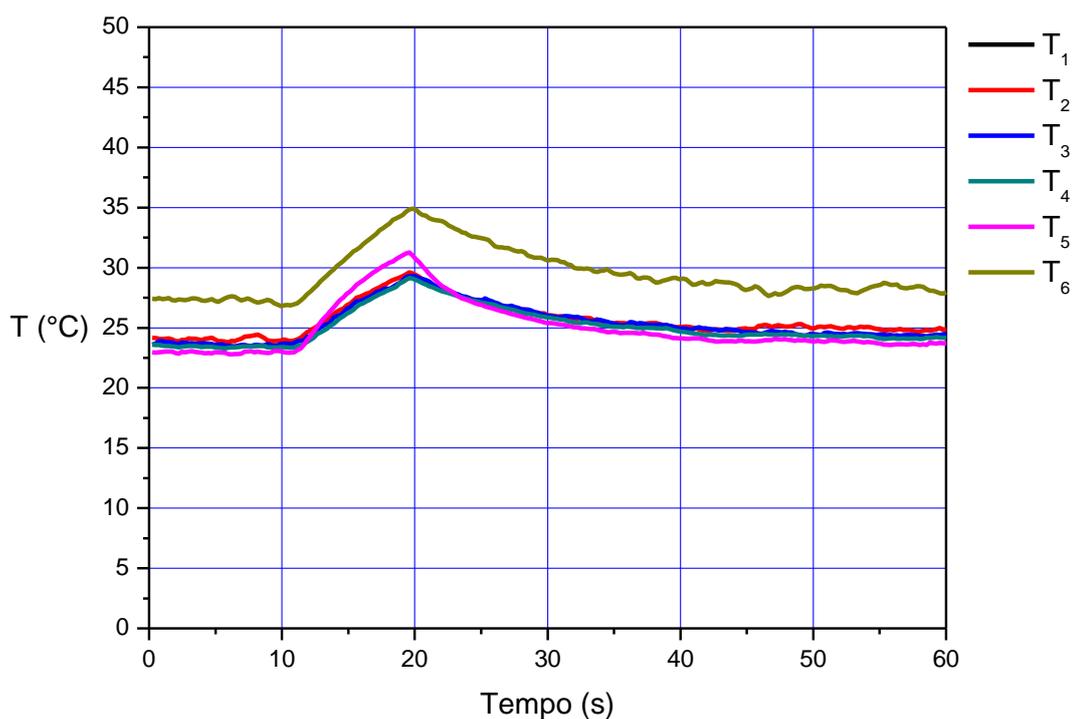


Gráfico 4.25 – Temperaturas internas da câmara da Amostra V/Modalidade I.

#### 4.6 A VAZÃO VOLUMÉTRICA DE AR

A Figura 4.1 apresenta os resultados da medição da velocidade do ar insuflado e as dimensões da seção retangular do duto de insuflamento. Através do produto da área e a velocidade média, calculamos a vazão volumétrica de ar insuflado,  $1.206\text{m}^3/\text{h}$ .

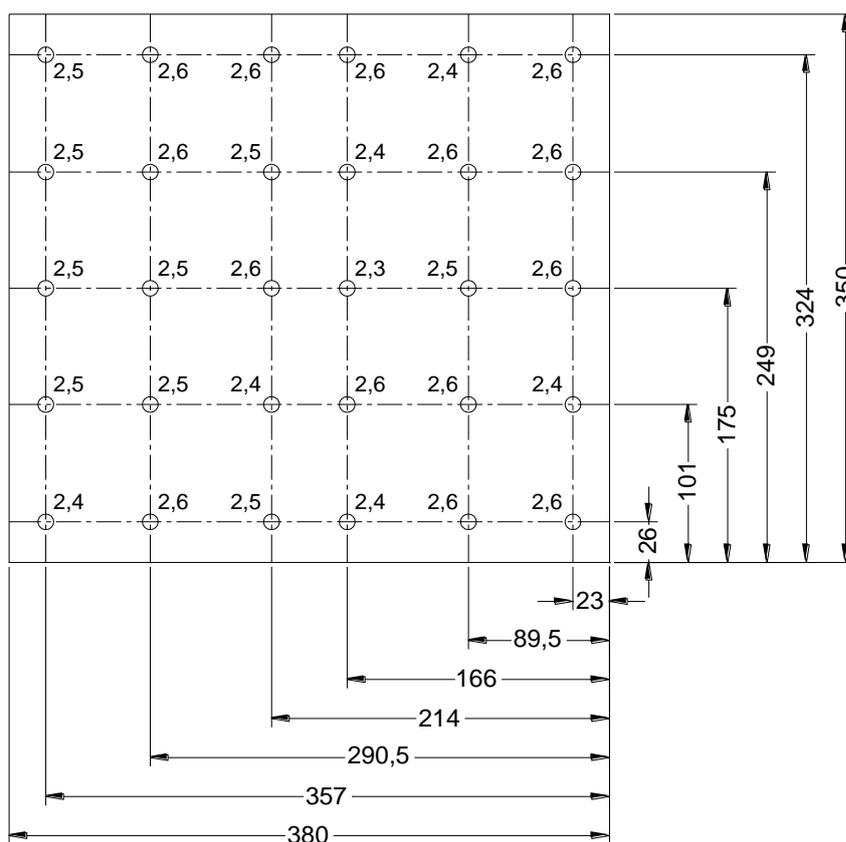


Figura 4.1 – Resultados das medições de velocidade no duto de insuflamento.

#### 4.7 A CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO

As Figuras 4.2 a 4.11 apresentam o processo de resfriamento e desumidificação através da carta psicrométrica fornecida pelo *software* *CYTsoft Psychrometric Chart* versão 2.2. As temperaturas de bulbo seco, e umidade relativa, , utilizadas para a determinação do estado psicrométrico dos pontos de interesse, representam uma média das medições da amostra em regime permanente. Optou-se por demonstrar os resultados de apenas uma repetição de uma determinada amostra. Os resultados de todos os testes são apresentados no Anexo 5.

Pressure: 90475.7252 Pa

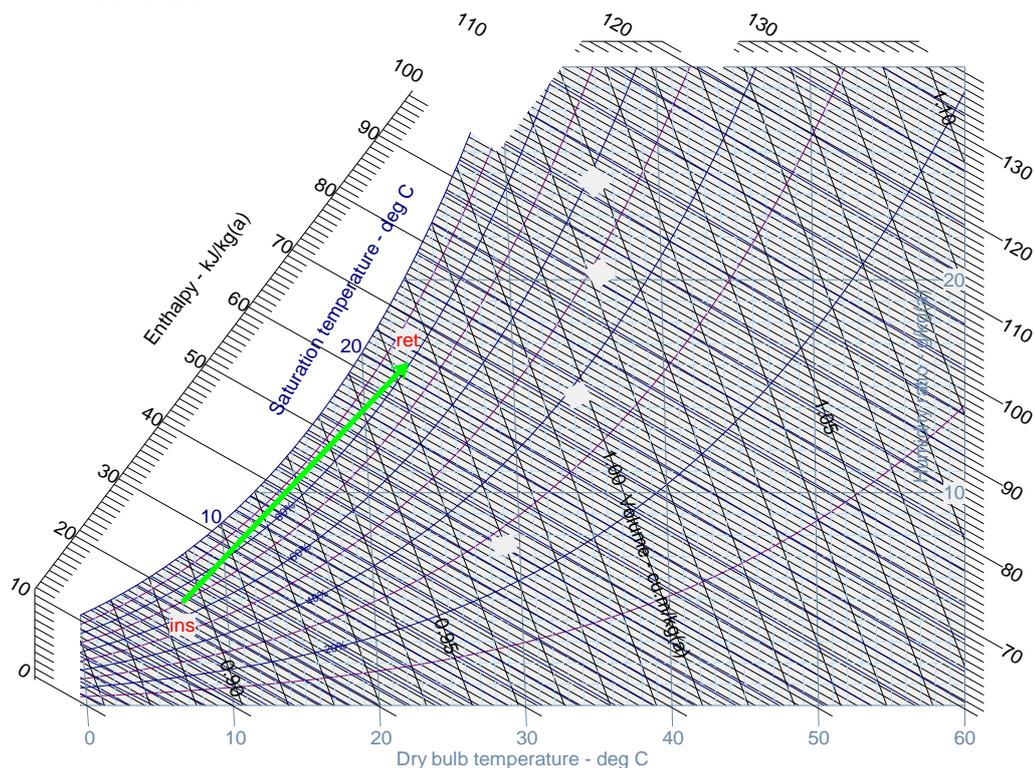


Figura 4.2 – Carta psicrométrica para Amostra I/Modalidade I.

A Figura 4.12 representa as propriedades psicrométricas e a energia total (capacidade de refrigeração) do processo de resfriamento e desumidificação do ar fornecida pelo *software*.

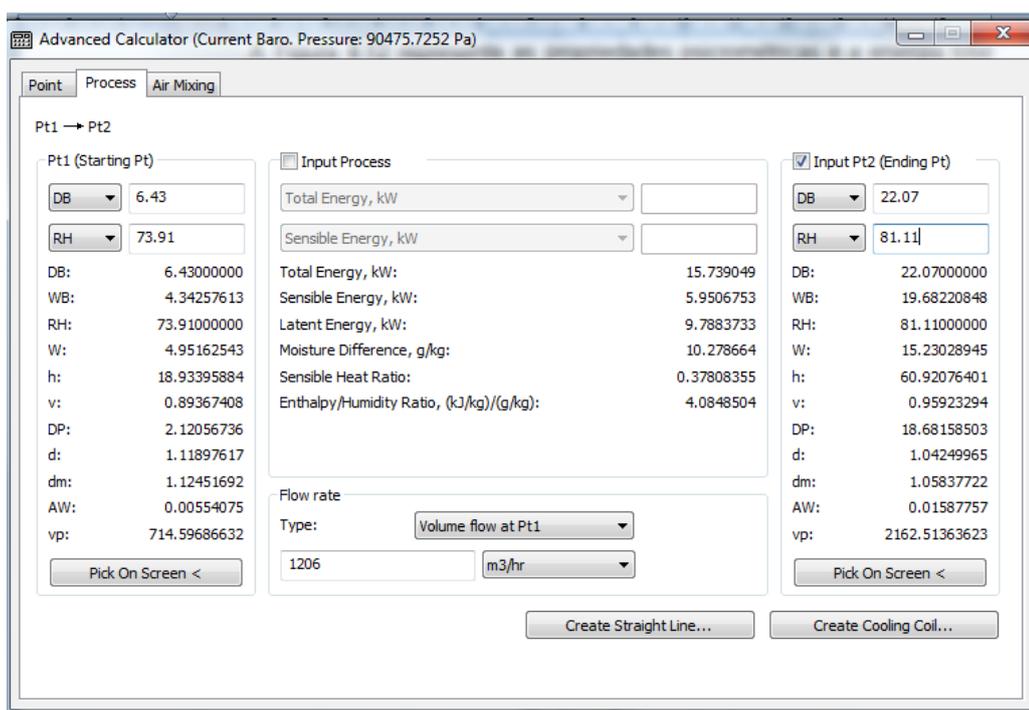


Figura 4.3 – Propriedades psicrométricas e capacidade de refrigeração fornecida pelo software CYT *Psychrometric*.

As tabelas. 4.5 e 4.6 apresentam os resultados da capacidade de refrigeração, , para as modalidades I e II.

*Tabela 4.5 – Resultados da capacidade de refrigeração da Modalidade I.*

<b>Modalidade I</b>				
<b>Amostra</b>	<b>Ensaio 1(kW)</b>	<b>Ensaio 2(kW)</b>	<b>Ensaio 3(kW)</b>	<b>Média (kW)</b>
<b>I</b>	16,28	16,40	16,47	16,38
<b>II</b>	17,25	17,02	17,27	17,18
<b>III</b>	14,91	15,81	16,40	15,70
<b>IV</b>	15,02	16,37	16,64	16,01
<b>V</b>	16,13	15,51	15,87	15,83

*Tabela 4.6 – Resultados da capacidade de refrigeração da Modalidade II.*

<b>Modalidade II</b>				
<b>Amostra</b>	<b>Ensaio 1(kW)</b>	<b>Ensaio 2(kW)</b>	<b>Ensaio 3(kW)</b>	<b>Média (kW)</b>
<b>I</b>	16,37	16,34	16,51	16,40
<b>II</b>	16,72	17,17	17,14	17,01
<b>III</b>	15,30	15,50	15,30	15,36
<b>IV</b>	15,73	15,48	15,27	15,49
<b>V</b>	15,18	15,53	15,60	15,77

O gráfico 4.26 apresenta os resultados para a variação da média da capacidade de refrigeração, , para cada uma das amostras. Percebe-se uma redução da capacidade de refrigeração, no seu caso máximo, de 3,2% (amostra IV).

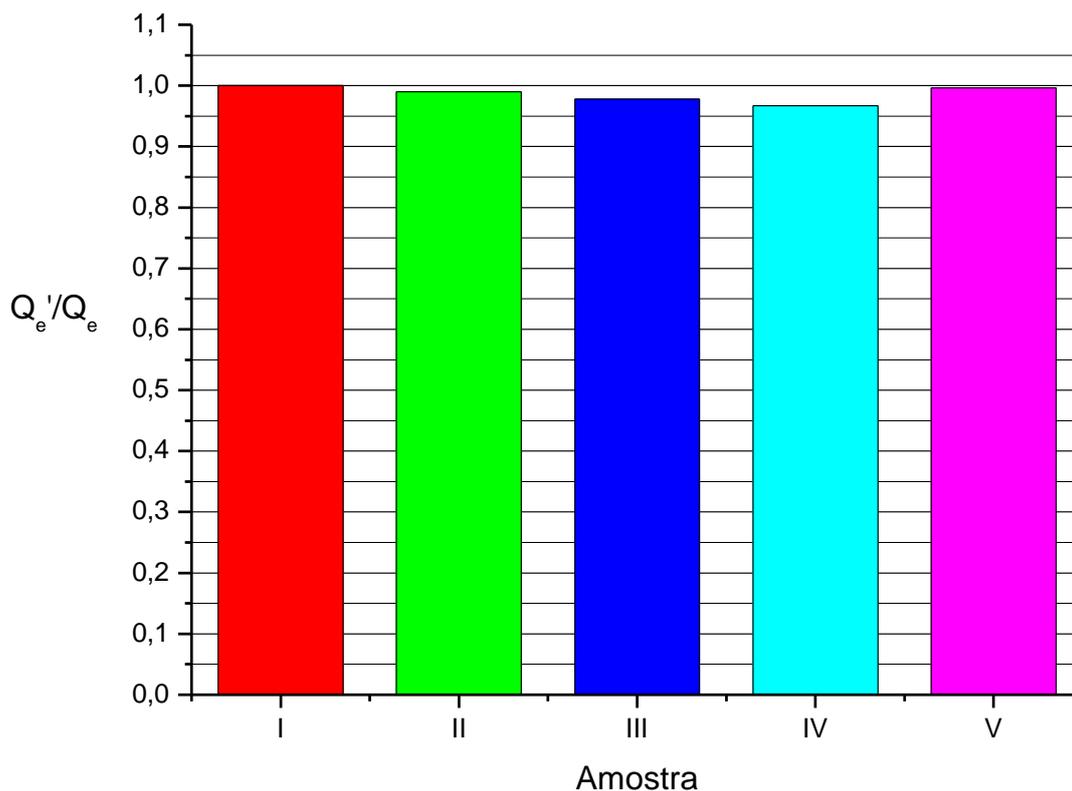


Gráfico 4.26 – Resultados da variação da capacidade de refrigeração.

#### 4.8 O COEFICIENTE DE PERFORMANCE

A tabela 4.7 apresenta os valores do  $COP'$  para a média dos valores da capacidade de refrigeração,  $Q_e$ , e da potência de compressão real,  $P_{comp}$ , calculado a partir da Eq. 16. Os resultados de todos os testes são apresentados no Anexo 5.

Tabela 4.7 – Resultados do teste de desempenho.

<i>Amostra</i>	<i>COP</i>	<i>COP'</i>	<i>COP'/COP</i>
<i>I</i>	6,25	6,35	1,01
<i>II</i>	6,45	6,54	1,01
<i>III</i>	6,03	6,11	1,01
<i>IV</i>	6,07	6,11	1,00

V	5,94	6,14	1,03
---	------	------	------

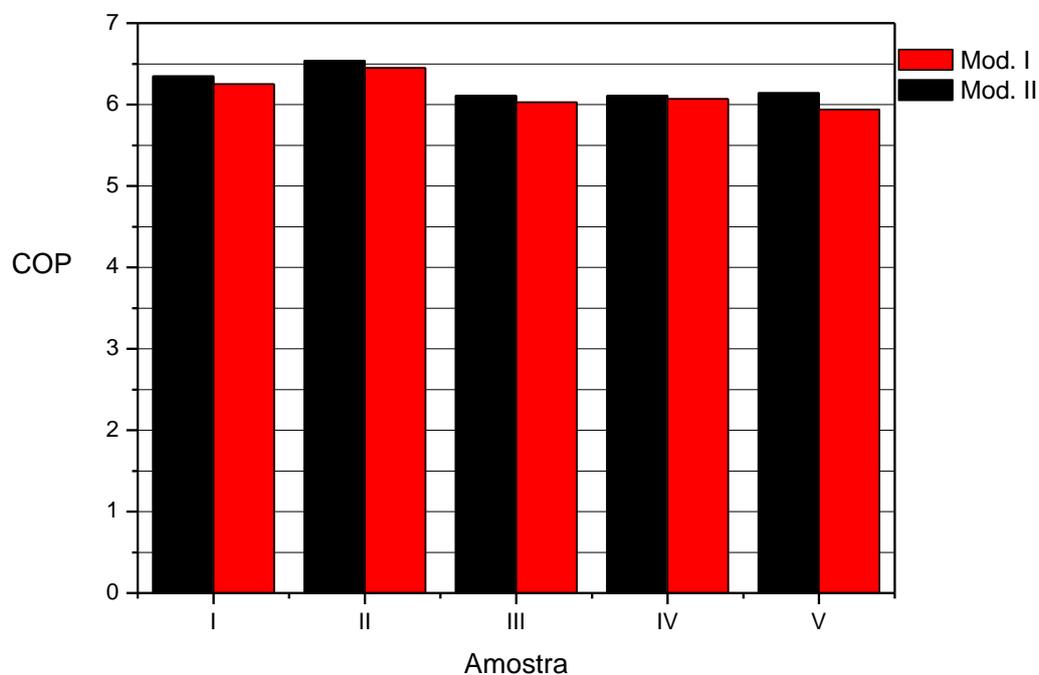


Gráfico 4.27 – Comparação dos resultados do COP entre as modalidades I e II.

Apesar da pequena redução da capacidade de refrigeração com a utilização do SLHX, houve aumento do COP em relação ao teste padrão, conforme demonstra o gráfico 4.27. Isto significa que a redução da potência de compressão foi maior que a redução da capacidade de refrigeração, promovendo uma relação mais favorável.

#### 4.9 A EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR SLHX

O gráfico 4.28 apresenta os resultados da medição das temperaturas do trocador de calor em função do tempo. Optou-se por demonstrar apenas o comportamento das temperaturas de somente um ensaio. As efetividades foram determinadas a partir da Eq. 17, através da média das temperaturas medidas em regime permanente. Os resultados das temperaturas e efetividades dos testes são apresentados no Anexo 5.

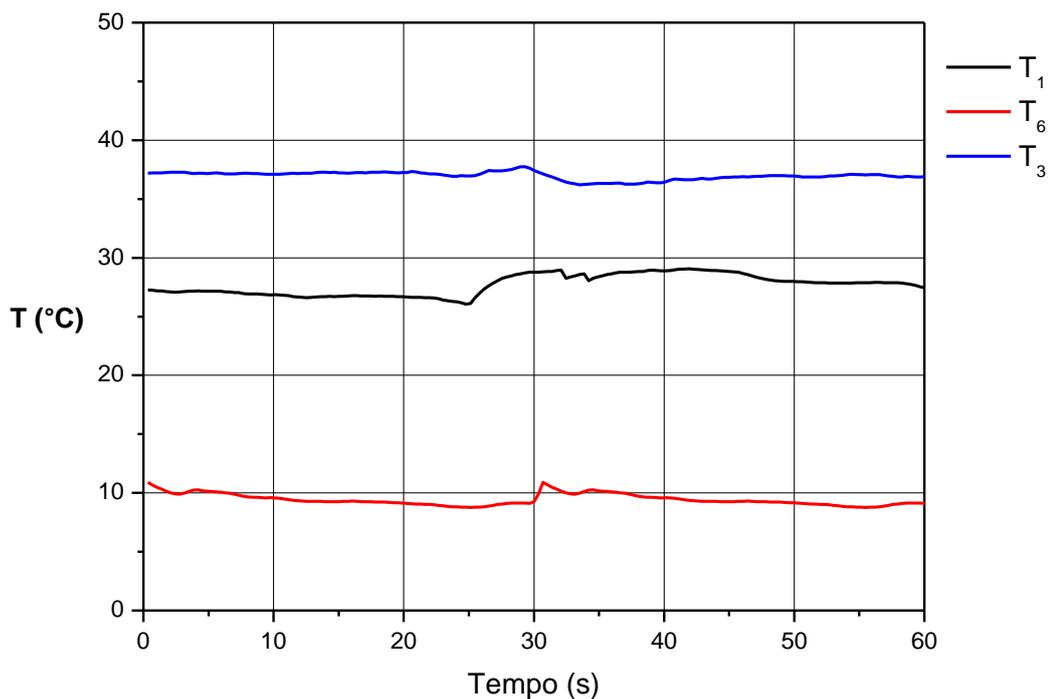


Gráfico 4.28 – Comportamento das temperaturas do SLHX em função do tempo.

#### 4.9.1 A EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR E SUA INFLUÊNCIA SOBRE O COP

Para medir a influência do SLHX sobre o ciclo de compressão a vapor é necessário conhecer o comportamento dos parâmetros e grandezas de interesse em função da efetividade. O gráfico 4.29 demonstra a relação entre a variação do e a efetividade, percebe-se que a utilização do trocador pouco impactou sobre o desempenho do ciclo. Desta forma, a utilização do SLHX não produziu variação de desempenho termodinâmico relevante. A variação, , e a efetividade, , representam a média dos três resultados da amostra.

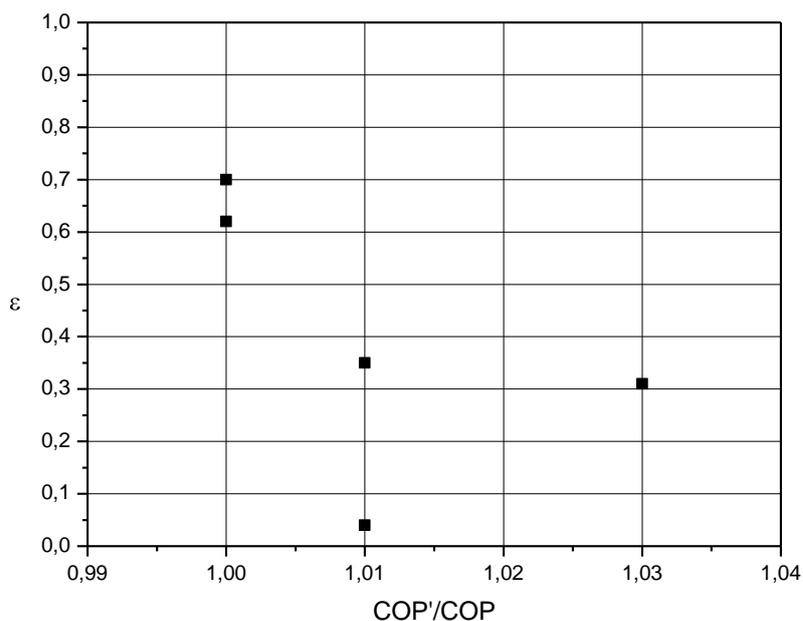


Gráfico 4.29 – Relação entre a variação do  $COP$  e efetividade do SLHX.

#### 4.9.2 A EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR E SUA INFLUÊNCIA SOBRE A CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE

Para se medir a influência do SLHX sobre a carga de fluido refrigerante adicionado ao sistema é necessário conhecer o comportamento da variação,  $\epsilon$ , em função da efetividade. Os gráficos 4.30 e 4.31 demonstram que quanto maior for a efetividade, maior é a redução da carga de refrigerante. A economia máxima foi de 20%.

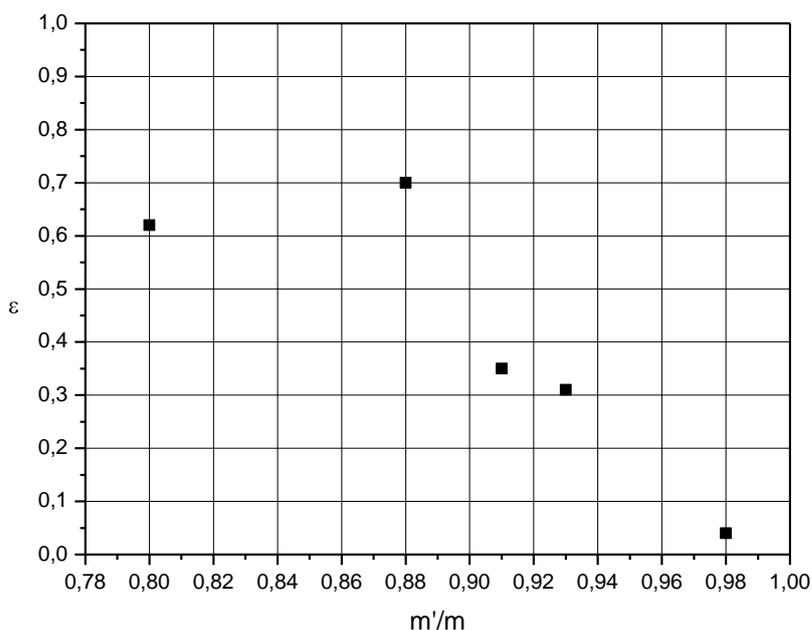


Gráfico 4.30 – Relação entre a variação da carga de refrigerante e a efetividade do SLHX.

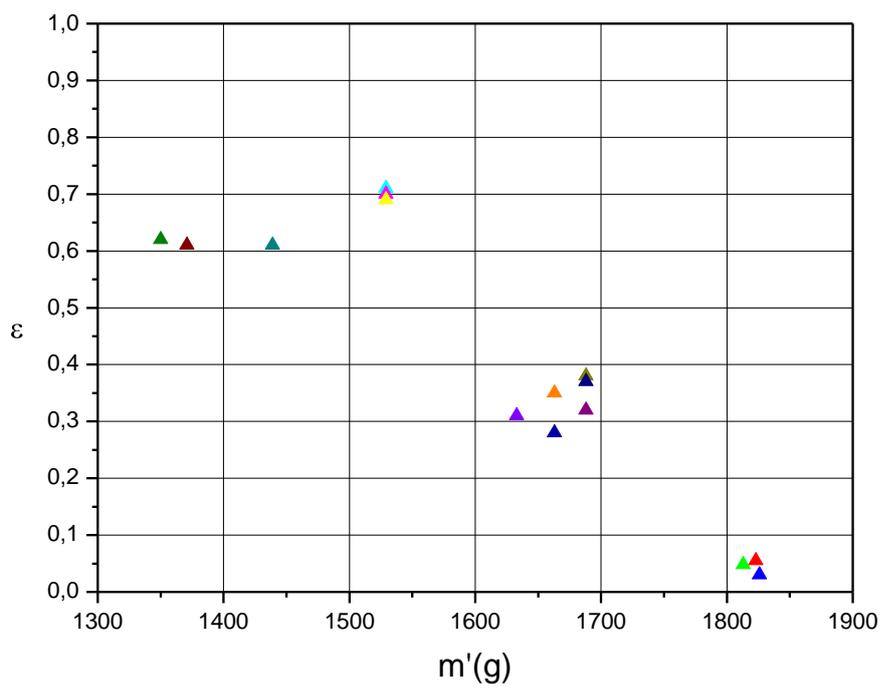


Gráfico 4.31 – Relação entre a carga de refrigerante e a efetividade do SLHX.

## 5 CONCLUSÃO

Desenvolveu-se neste trabalho uma análise termodinâmica experimental de um ciclo de compressão a vapor utilizando R22 como fluido refrigerante. O objetivo principal foi a comparação entre o ciclo convencional e o ciclo utilizando um trocador de calor linha de líquido/linha de sucção. Para alcançar este objetivo foi ensaiado um aparelho de ar condicionado split de condensação a ar.

Após a realização de mais de 50 testes, entre os considerados e não considerados, foi possível comparar a eficiência termodinâmica e a carga de fluido refrigerante empregada nas duas modalidades ensaio. Também foi possível conhecer a influência do trocador de calor, representado pela sua efetividade, sobre as duas grandezas citadas anteriormente.

Para a faixa de efetividade alcançada (0,03 a 0,71) foi possível constatar que a utilização do trocador de calor pouco influenciou a performance do ciclo. A variação atingiu, em seu caso máximo, a 3%. Este resultado se encontra dentro da incerteza de medição associada ao .

Já para a carga de fluido refrigerante, a influência do SLHX foi considerável. Em seu caso ótimo, a utilização do trocador de calor permitiu uma redução de 19% de R-22. A economia impacta positivamente ao custo financeiro da instalação, bem como, na redução da agressão ambiental ocasionada pelos vazamentos de gás dos aparelhos.

Para trabalhos futuros sugere-se o ensaio de outros fluidos refrigerantes e a investigação de uma maior amplitude de efetividade do trocador de calor. Recomenda-se também, a validação dos resultados apresentados através de simulação numérica para um melhor entendimento teórico da relação do SLHX e os parâmetros de interesse frigorífico.

## REFERÊNCIAS

- ABNT. (2005). ABNT NBR 7256 - **Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS)** - Requisitos para projeto e execução das instalações. ABNT.
- ABNT. (Outubro de 1993). NBR 13033 - **Construção de Calorímetros utilizados para ensaios de condicionador de ar de uso doméstico, tipo monobloco ou modular** . Rio de Janeiro: ABNT.
- ABNT. (2008). NBR 15627-1 - **Condensadores de ar remotos para refrigeração - Parte 1: Especificação, requisitos de desempenho e identificação**. RJ: ABNT.
- ABNT. (2008). NBR 15627-2 - **Condensadores a ar remotos para refrigeração - Parte 2: Método de ensaio**. Rio de Janeiro, RJ: ABNT.
- ABNT. (1980). NBR 6401 - **Instalações centrais de ar condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto**. *NBR 6401* . Rio de Janeiro.
- APREA, C., ASCANI, M., & ROSSI, F. (1999). **A criterion for predicting the possible advantage of adpting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system**. *PERGAMON* , pp. 329-336.
- ASHRAE - American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning. (2001). *2001 ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE. (2001). *Fundamentals Handbook*. Atlanta.
- ASHRAE. (2004). **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. *Standard 55* .
- BEN. (2009). **Balanco Energético Nacional Brasil**: Ministério de Minas e Energia.
- CREDER, H. (1997). **Instalações de ar condicionado**. LTC.
- DALLY, J. W., RILEY, W. F., & McCONNELL, K. G. (1993). **Instrumentation for Engineering Meanserements**. New York: Jonh Wiley & Sons.
- DANFOSS, R. A. (Junho de 2004). **HEAT EXCHANGERS TYPE HE**.
- DEMEC / UFPR. (2009). Acesso em 03 de 12 de 2009, disponível em Área de Energia e Ciências Térmicas - Linhas de Pesquisa:  
[http://demec.ufpr.br/laboratorios/lft/gect/links\\_para\\_pesquisa.htm](http://demec.ufpr.br/laboratorios/lft/gect/links_para_pesquisa.htm)
- DOMANSKI, P. A. (1995). **Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector**.

DOMANSKI, P. A., DOYLE, J. P., & DIDION, D. A. (14 de Março de 1994). **Evaluation of Suction-line/Liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle.** *Journal of refrigeration* , pp. 487-493.

DOSSAT, R. (2004). **Princípios de Refrigeração.** HEMUS.

FROTA, A. B., & SCHIFFER, S. R. (2003). **Manual de Conforto Térmico.** São Paulo: Studio Nobel.

HINRICHS, R. A., & KLEINBACH, R. A. (2003). **ENERGIA E MEIO AMBIENTE.** São Paulo: Thompson Learning LTDA.

<http://pt.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>. (2010). Fonte: Wikipedia.

JUNG, D., SONG, Y., & PARK, B. (2000). **Performance des mélanges de frigorigènes utilisés pour remplacer le HCFC22.** *Journal of refrigeration* , pp. 466-474.

KLEIN, S. A., REINDL, D. T., & BROWNELL, K. (2000). **Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers.** *International Journal of Refrigeration* , pp. 588-596.

MASTRULLO, R., MAURO, A. W., & VANOLI, G. P. (2007). **A chart for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system.** *Applied Thermal Engineering* , pp. 2443-2448.

MATOS, R. S. ([199?]). Apostila de Refrigeração. Curitiba.

MATOS, R. S. (2003). **OTIMIZAÇÃO E COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CIRCULARES E ELÍPTICOS ALETADOS.** Curitiba: Tese de Doutorado Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica UFPR - PGMEC.

MERCANTIL, G. (2007).

<http://indexet.investimentosenoticias.com.br/arquivo/2007/09/28/495/Sobe-importacao-de-condicionador-de-ar.html>.

PEREIRA, V. A. (2006). **ANÁLISE EXERGÉTICA EXPERIMENTAL DE UMA UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE 5 TR MOVIDA A GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO (GLP) E/OU GASES DE EXAUSTÃO.** Curitiba: Dissertação de Mestrado do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da UFPR - PGMEC.

SPRINGER CARRIER. (s.d.).

[http://www.springer.com.br/springer/site/produtos/produto\\_residencial.asp?Familia\\_id=6&Modelo\\_id=115](http://www.springer.com.br/springer/site/produtos/produto_residencial.asp?Familia_id=6&Modelo_id=115). Fonte: <http://www.springer.com.br>.

SPRINGER CARRIER. (s.d.).

[http://www.springer.com.br/springer/site/produtos/produto\\_residencial.asp?Familia\\_id=6&Modelo\\_id=79](http://www.springer.com.br/springer/site/produtos/produto_residencial.asp?Familia_id=6&Modelo_id=79). Fonte: <http://www.springer.com.br>.

SPRINGER CARRIER. (2008). **Manual de Instalação, Operação e Manutenção - Split Modernitá.**

SPRINGER CARRIER. (2009). **Manual do Usuário - Minimax.**

STOECKER, W. F., & JABARDO, J. S. (2002). **Refrigeração Industrial.** EDGARD BLÜCHER LTDA.

STOECKER, W. F., & JONES, J. W. (1985). **Refrigeração e Ar Condicionado.** McGraw-Hill.

WYLEN, G. V., SONNTAG, R., & BORGNAKKE, C. (2001). **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** Edgard Blücher LTDA.

## PUBLICAÇÃO

TEBCHIRANI, T. L.; MATOS, R. S., Thermodynamic Analysis of a Refrigeration Cycle Using Regenerative Heat Exchanger – Suction/Liquid Line, ENCIT – ENCONTRO NACIONAL DE CIÊNCIAS TÉRMICAS, CTBA, 2010.

## ANEXOS

### ANEXO 1- DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR – ASHRAE - RETIRADO DE ASHRAE. (2001, PP. 14.16,17)

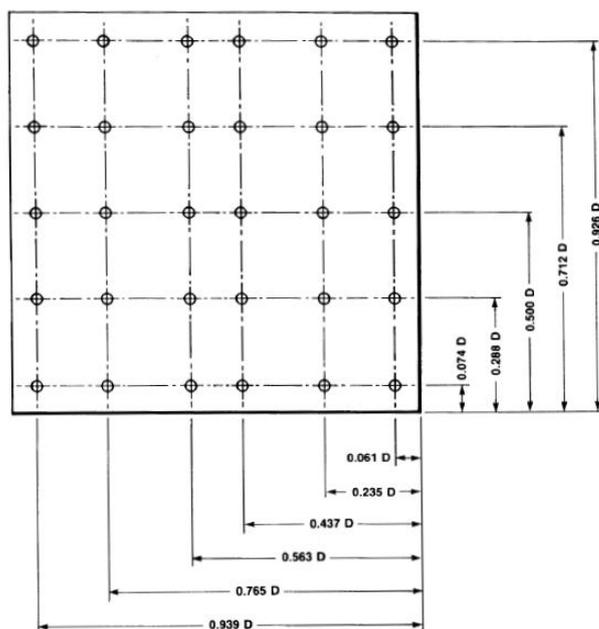
#### MEASURING FLOW IN DUCTS

Because velocity in a duct is seldom uniform across any section, and a pitot tube reading or thermal anemometer indicates velocity at only one location, a traverse is usually made to determine average velocity. Generally, velocity is lowest near the edges or corners and greatest at or near the center.

To determine the velocity in a traverse plane, a straight average of individual point velocities will give satisfactory results when point velocities are determined by the **log-Tchebycheff rule** (ISO Standard 3966) or, if care is taken, by the **equal area method**. Figure 6 shows suggested sensor locations for traversing round and rectangular ducts. The log-Tchebycheff rule provides the greatest accuracy because its location of traverse points accounts for the effect of wall friction and the fall-off of velocity near wall ducts.

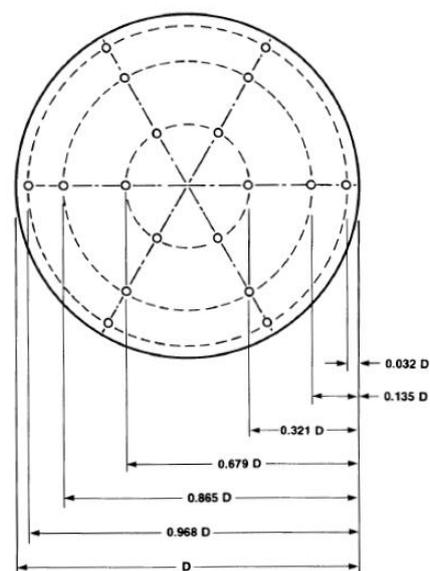
This method is now recommended for rectangular ducts, although for circular ducts the log-Tchebycheff and log-linear traverse methods are similar. Log-Tchebycheff minimizes the positive error (measured greater than actual) caused by the failure to account for losses at the duct wall. This error can occur when using the older method of equal subareas to traverse rectangular ducts.

For a rectangular duct traverse, a minimum of 25 points should be measured. For a duct size less than 450 mm, the points should be located at the center of equal areas not more than 150 mm apart, and a minimum of 2 points per side should be used. For a duct side greater than 1400 mm, the maximum distance between points is 200 mm. For a circular duct traverse, the log-linear rule and three symmetrically disposed diameters may be used (Figure 6). Points on two perpendicular diameters may be used where access is limited.



No. of Points for Traverse Lines	Position Relative to Inner Wall
5	0.074, 0.288, 0.500, 0.712, 0.926
6	0.061, 0.235, 0.437, 0.563, 0.765, 0.939
7	0.053, 0.203, 0.366, 0.500, 0.634, 0.797, 0.947

Log-Tchebycheff rule for rectangular ducts



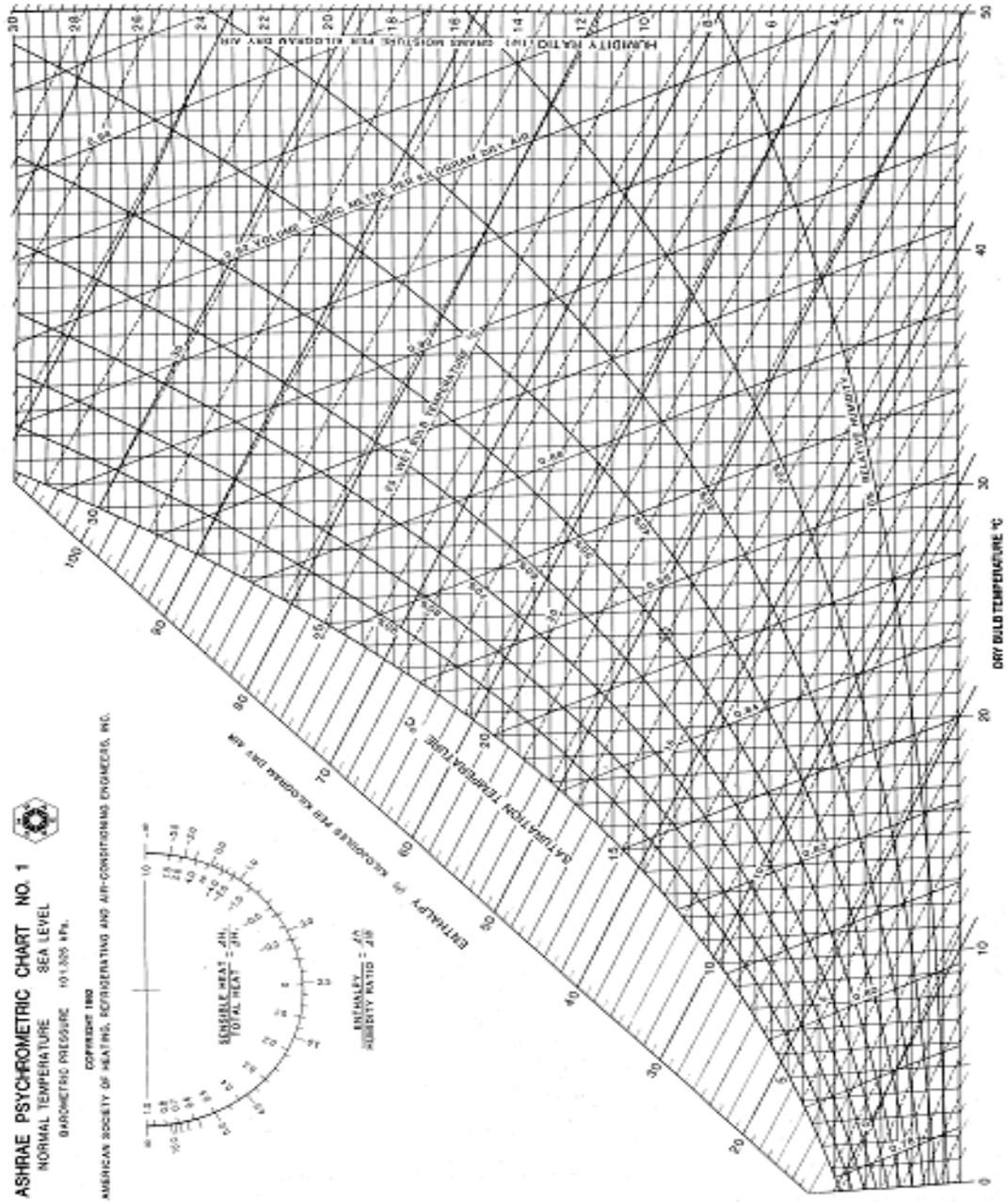
No. of Measuring Points per Diameter	Position Relative to Inner Wall
6	0.032, 0.135, 0.321, 0.679, 0.865, 0.968
8	0.021, 0.117, 0.184, 0.345, 0.655, 0.816, 0.883, 0.981
10	0.019, 0.077, 0.153, 0.217, 0.361, 0.639, 0.783, 0.847, 0.923, 0.981

Log-linear rule for circular ducts

If possible, measuring points should be located at least 7.5 diameters downstream and 3 diameters upstream from a disturbance (e.g., caused by a turn). Compromised traverses as close as 2 diameters downstream and 1 diameter upstream can be performed with an increase in measurement error. Because field-measured airflows are rarely steady and uniform, particularly near disturbances, accuracy can be improved by increasing the number of measuring points.

Straightening vanes (ASHRAE *Standard 51*) located 1.5 duct diameters ahead of the traverse plane improve measurement precision. When velocities at a traverse plane fluctuate, the readings should be averaged on a time-weighted basis. Two traverse readings in short succession also help to average out velocity variations that occur with time. If negative velocity pressure readings are encountered, they are considered a measurement value of zero and calculated in the average velocity pressure. ASHRAE *Standard 111* has further information on measuring flow in ducts.

ANEXO 2 - CARTA PSICROMÉTRICA PROPOSTA PELA ASHRAE





## HUMIDITY SENSORS : TYPE HU10

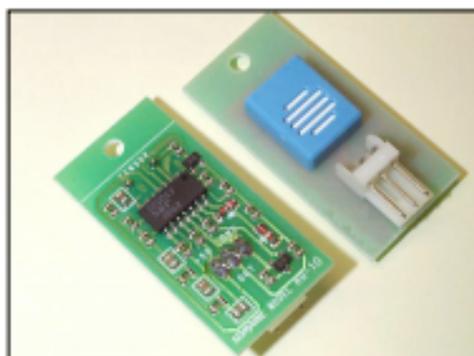
### RELATIVE HUMIDITY TRANSMITTER UNIT

#### DESCRIPTION:

Non-refresh type humidity sensor made of polymer with transmitter.

#### FEATURES:

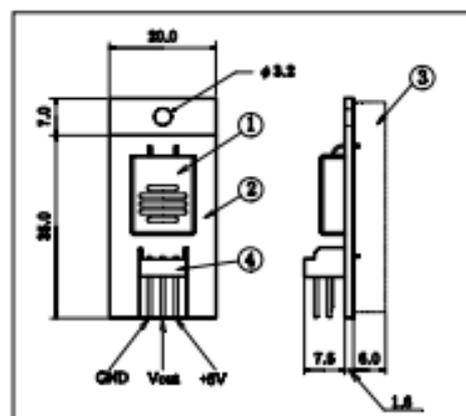
- Ready to use design
- Temperature compensated
- Operation up to 100%RH
- Good long term reliability
- Easy installation
- Cost effective performance
- Typical applications include humidity monitors, humidity controls, air conditioners, humidifiers, dehumidifiers, automatic ventilation



#### DATA:

	HU1012NA	HU1015NA
Sensing element	HS12P	HS15P
Working voltage	5 ± 0.2V d.c.	
Operating temperature	0 - 50°C	
Operating humidity	10 - 90%RH	10 - 100%RH
Storage temperature	-30 - +50°C	-40 - +85°C
Maximum current	2mA	
Output voltage	1.0 - 3.0V d.c.	
Accuracy		
25-90% RH at 25°C	< ±5%RH	
Other range	< ±10%RH	
dependence 5-45 °C/30-80% RH	< ±5%RH	
Typical response time	1 minute	5 minutes

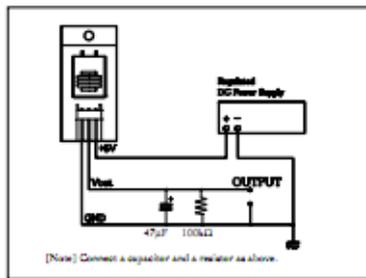
#### DIMENSIONS:



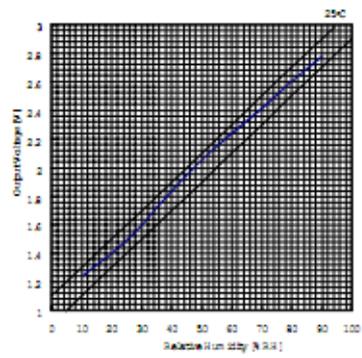
#### CODING:

HU1012NA: quick response type  
 HU1015NA: water resistant type

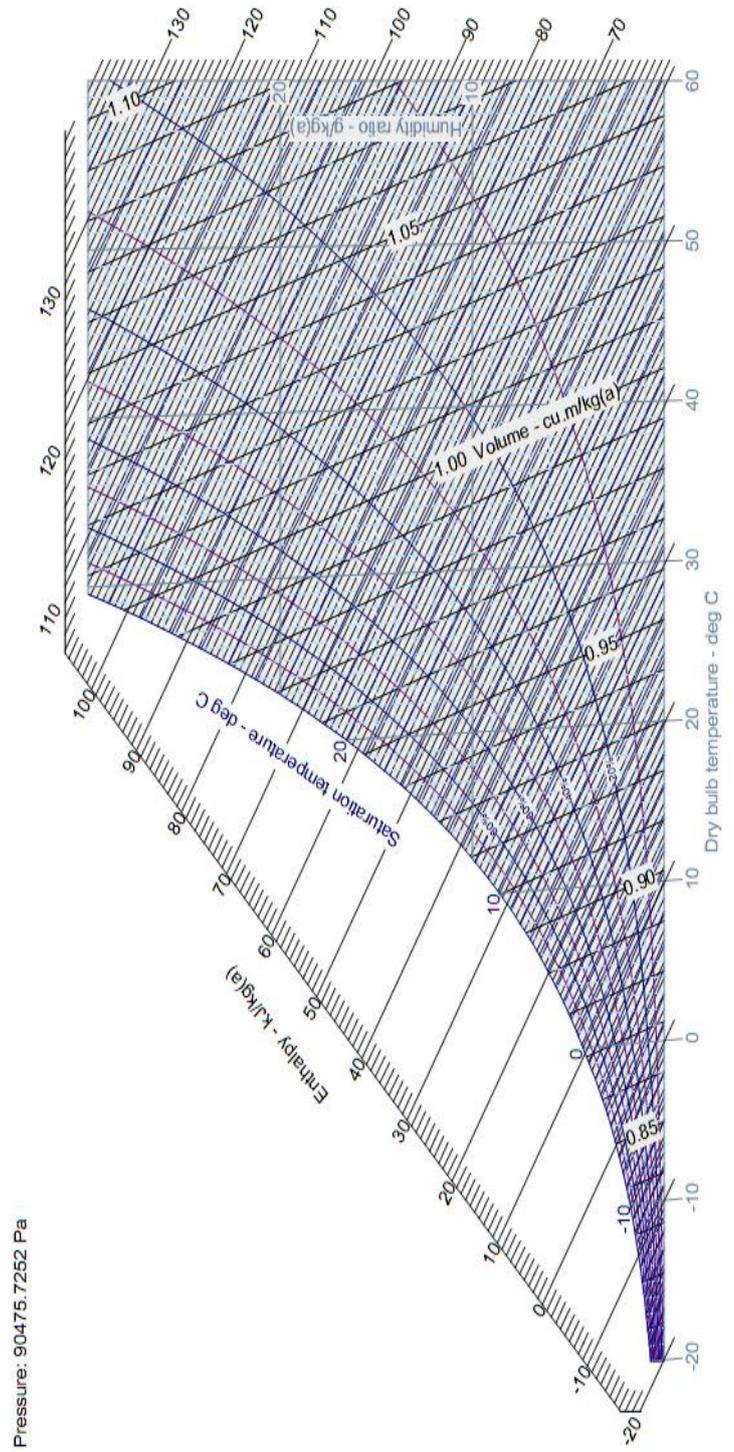
1. Humidity sensor ..... HS12P or HS15P
2. Printed board ..... Glass epoxy, 1.6mm thick
3. Parts mounted area
4. Connector ..... AMP 171826-3

**MEASUREMENT CIRCUIT:****WARNING:**

Use only within the specified ratings.  
Do not disassemble and change any parts.

**TYPICAL OUTPUT CHARACTERISTICS:**

ANEXO 4 – CARTA PSICROMÉTRICA PARA ALTITUDE DE 945M – CIDADE DE CURITIBA



## ANEXO 5 – RESUMO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Na tabela A.1 são apresentados os resultados experimentais das duas modalidades de ensaio. Os dados de temperatura, umidade relativa e potência de compressão representam uma média dos valores medidos em regime permanente.

Tabela A 1– Resumo dos resultados experimentais da Modalidade I

Ensaio	Potência (W)	Carga de gás (g)	P cp/Pcp	m <sup>3</sup> /m	Temp. Ins. (°C)	Temp. Ret. (°C)	UR Ret. (%)	UR Ins. (%)	ε	hins	hret	Qe (kW)	Qe'/Qe	COP	COP'/COP	
1,0 m s/TC	2701,17	1843,50	0,98	0,99	7,54	23,39	81,40	71,66		20,64	65,75	16,78		6,21	1,01	
1,0 m c/TC	2673,33	1823,00			6,15	22,66	81,74	72,06	0,06		18,10	63,30	16,81	1,00		6,29
1,0 m s/TC	2700,67	1843,50			7,74	23,60	81,61	71,59			21,01	66,63	16,97			6,28
1,0 m c/TC	2632,00	1813,00			6,58	22,87	81,94	72,11	0,05		18,90	64,15	16,83	0,99		6,40
1,0 m s/TC	2701,50	1850,00			7,64	23,60	81,50	71,61			20,82	66,87	17,13			6,34
1,0 m c/TC	2633,00	1826,00			6,45	22,93	81,88	72,06	0,03		18,65	64,33	16,99	0,99		6,45
1,5 m s/TC	2636,50	1726,00	0,98	0,89	6,90	23,28	81,33	73,87		19,82	65,37	16,94		6,43	1,00	
1,5 m c/TC	2579,60	1529,00			6,69	22,93	81,35	73,71	0,71		19,30	64,06	16,65	0,98		6,45
1,5 m s/TC	2635,66	1726,00			7,19	23,28	81,44	73,87			20,37	65,37	16,74			6,35
1,5 m c/TC	2565,16	1529,00			7,08	23,48	81,43	73,92	0,70		20,16	66,10	17,09	1,02		6,66
1,5 m s/TC	2615,67	1726,00			7,10	23,60	81,20	73,90			20,20	66,41	17,19			6,57
1,5 m c/TC	2546,00	1529,00			6,93	23,02	81,50	73,67	0,69		19,83	64,46	16,60	0,97		6,52
2,0 m s/TC	2593,33	1831,70	0,96	0,91	5,60	21,15	81,33	70,18		16,79	57,90	15,29		5,90	1,05	
2,0 m c/TC	2528,33	1688,70			5,85	21,62	81,86	71,73	#REF!		17,49	59,73	15,71	1,03		6,21
2,0 m s/TC	2646,00	1886,40			6,16	22,21	81,68	71,31			17,99	61,48	16,18			6,11
2,0 m c/TC	2516,67	1688,70			5,78	21,54	81,79	71,64	#REF!		17,35	59,43	15,65	0,97		6,22
2,0 m s/TC	2615,67	1848,90			6,44	22,83	81,60	71,01			18,46	63,83	16,88			6,45
2,0 m c/TC	2515,83	1688,70			5,71	21,54	81,78	71,64	#REF!		17,22	59,42	15,70	0,93		6,24
2,5 m s/TC	2583,60	1724,00	0,96	0,80	6,68	21,68	81,54	75,35		19,65	59,79	14,93		5,78	1,09	
2,5 m c/TC	2475,50	1371,00			6,43	22,07	81,11	73,91	0,61		18,93	60,92	15,62	1,05		6,31
2,5 m s/TC	2625,60	1724,00			7,25	23,00	81,57	74,50			20,49	64,42	16,34			6,22
2,5 m c/TC	2491,80	1350,00			6,72	21,94	81,69	73,40	0,62		19,39	60,35	15,24	0,93		6,11
2,5 m s/TC	2604,33	1724,00			7,19	23,16	81,63	74,49			20,48	65,04	16,58			6,36
2,5 m c/TC	2562,00	1439,00			6,71	21,69	81,54	73,36	0,62		18,93	59,68	15,16	0,91		5,92
3 m s/TC	2715,83	1789,60	0,93	0,93	6,91	22,89	81,82	71,64		19,44	64,16	16,64		6,13	0,97	
3 m c/TC	2613,17	1663,00			5,51	21,33	81,58	71,11	#REF!		16,78	58,62	15,56	0,94		5,96
3 m s/TC	2761,50	1789,60			6,38	22,12	81,72	71,87			18,49	61,39	15,96			5,78
3 m c/TC	2503,00	1663,00			6,10	21,82	81,46	70,72	#REF!		17,78	60,22	15,79	0,99		6,31
3 m s/TC	2761,50	1789,60			6,66	22,55	81,78	71,73			18,99	62,93	16,35			5,92
3 m c/TC	2533,67	1663,00			5,71	21,48	81,46	70,95	#REF!		17,11	59,07	15,61	0,95		6,16

## THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A REFRIGERATION CYCLE USING REGENERATIVE HEAT EXCHANGER – SUCTION/LIQUID LINE

Tárik Linhares Tebchirani, [tarik@utfpr.edu.br](mailto:tarik@utfpr.edu.br)<sup>1</sup>  
Rudmar Serafim Matos, [rudmar@demec.ufpr.br](mailto:rudmar@demec.ufpr.br)<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Pos graduate Programme in mechanical engineering, PGMEC, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

<sup>2</sup> Pos graduate Programme in mechanical engineering, PGMEC, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

***Summary:** This paper presents results from thermodynamic comparison of a conventional compression cycle and a steam cycle that uses a heat exchanger countercurrent (liquid line/suction line) in an air conditioning system split. The main objective is to study the relationship between the COP and the mass variation of refrigerant to the effectiveness of the heat exchanger. The papers presented in the literature discuss the matter in a theoretical way, are summarized in tables of rare loss statements without specification of methods. The methodology of work is based on testing of an air conditioner operating conventionally and also with the heat exchanger for the determination of values and parameters of interest. The tests were performed in a thermal chamber with temperature controlled and equipped with a data acquisition system for reading and storage results. The refrigerant was R22. Besides making possible an assessment of the feasibility of cost-benefit thermodynamics, it is suggested a different method for installing the equipment type split.*

***Keywords:** Heat exchanger, air conditioning, thermodynamic efficiency, split, liquid line/suction line.*

### 1. INTRODUCTION

Especially the last two decades environmental issues have gained great space in the discussions and surveys of the global society. In this context, industrial processes and domestic refrigeration using type refrigerants: CFC, HFC's and HCFC's suffer gradual restrictions and regulations, because they have high potential for action on the ozone layer and /or greenhouse gases. Due to increasing global temperatures, the use of air conditioning has become inevitable for human comfort, and is essential in certain regions. It is estimated that three quarters of emissions of HFCs and HCFCs are linked to any leakage of air conditioning systems, which features a vicious circle of rising greenhouse gas (HINRICHS & KLEINBACH, 2003). Therefore, all progress, in order to reduce the quantities of these gases present in several types of HVAC systems, is beneficial to both the environment and to operating costs.

Beyond the attention that the refrigerants have another source of discussion and research, is the growing share of electricity produced for the relevant processes related to climate. According to survey statistics, the energy consumption by sector in Brazil is distributed as a Fig.1. In the residential sector, the largest electricity consumption is attributed to refrigeration and air conditioning, representing 33.0% of consumption in this sector. A reduction of only 1% of the consumption of residential cooling equipment, would result in a savings of about 30GWh/year. In the commercial sector, 20% of energy consumption are due to air conditioning (BEN, 2009).

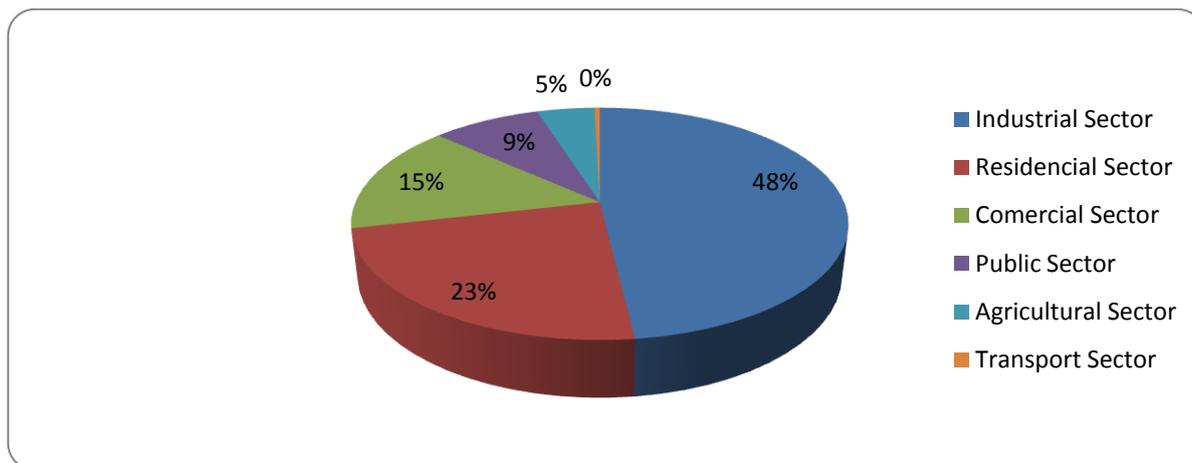


Figure 1 - Distribution of energy consumption for electricity sector.

Through technology split (separate) for air conditioners, the risk of leaks from the installation process significantly increased compared to the compact units or "window". This occurs because the refrigerant charge is performed at installation of the system, which does not occur in compact units, where the refrigerant charge is added during a controlled manufacturing process. Therefore, any reduction in refrigerant charge of air conditioning systems, promote consequently, the proportional reduction in emissions of harmful gases to the greenhouse effect.

The air conditioner split of residential and commercial application since 1998 have become more popular in Brazil. The Fig. 2 shows schematically the main components of an air conditioning: compressor, evaporator unit, condenser unit and expansion device.

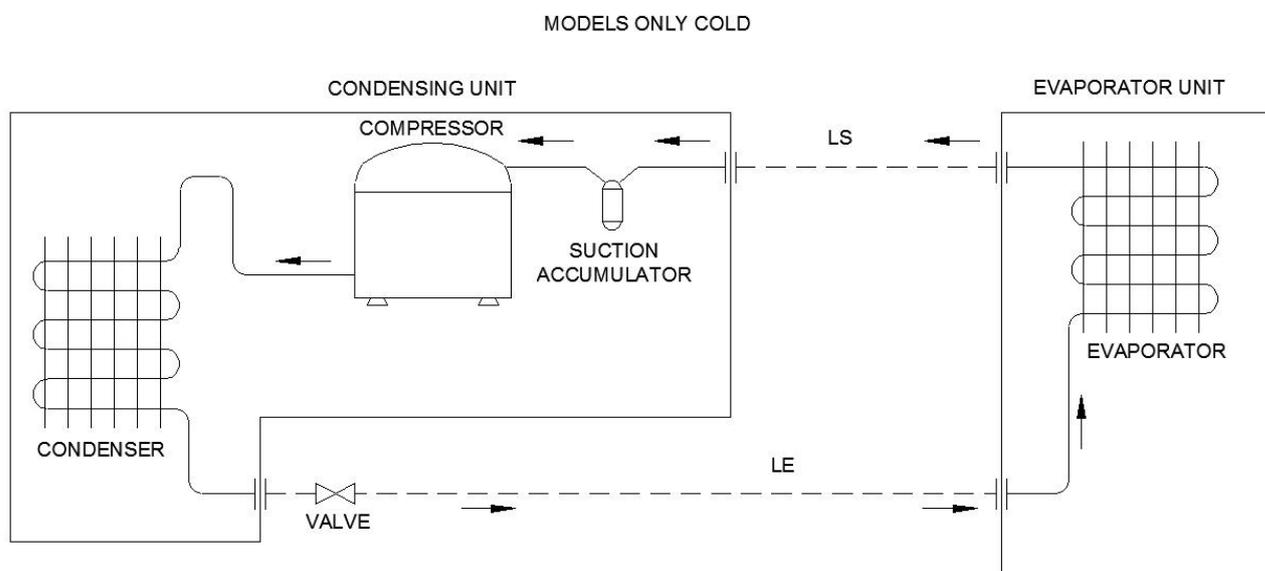


Figure 2 - Components of an air conditioner.

Attentive consumer requirements technology split brought the separation of evaporator and condenser unit to:

- Reduce the noise from the compression process within the air-conditioned environments;
- Eliminate the openings in the walls of the buildings;
- Expand the capacity of the apparatus;
- Become more aesthetic.

This requires the union of two units through copper tubing, which carries the refrigerant in different energy levels, let's look at Fig. 3:

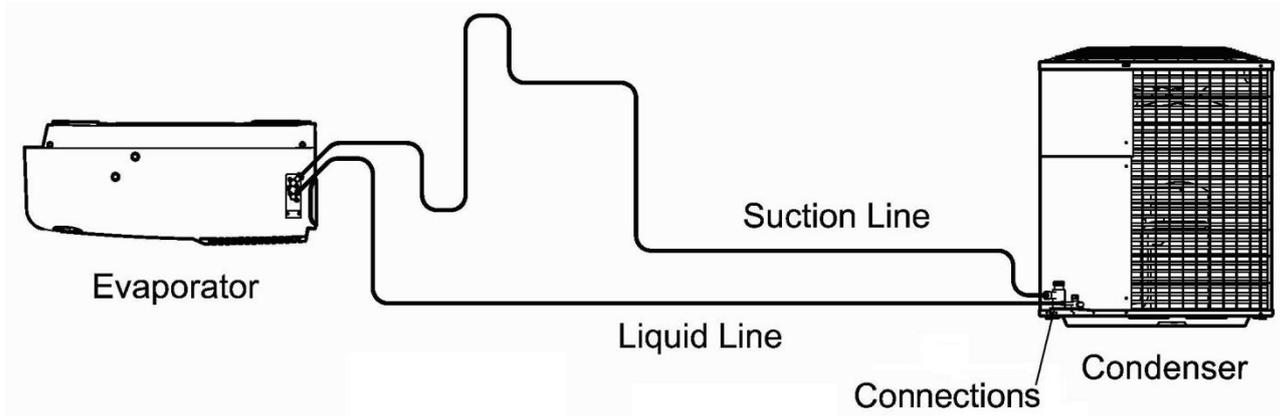


Figure 3 -Type air conditioning system split.

As in any process of refrigeration, air conditioning is based on a thermodynamic cycle of a particular refrigerant called: compression cycle steam or cooling cycle. The cycle has two pressure levels well defined: the condensation pressure (high pressure) and evaporation pressure (low pressure). This gradient provides the change of physical state of the refrigerant, allowing it to reject or absorb heat. For this reason, the suction and liquid have different temperatures, which in the conventional method of installation are prevented from interacting energetically. This occurs due to individual isolation insulating pipes with special LDPE (low density polyethylene foam) to prevent heat exchange between the tubes and/or external environment.

Anyway, are known the benefits of using a heat exchanger line/suction line (SLHX) for the use of energy present in pipelines. The three main benefits are referenced below, ASHRAE (1998):

- Elevation of COP (coefficient of performance) due to a greater sub-cooling the refrigerant which in turn promotes an increase in the refrigeration effect;
- Reduction bubble at the beginning of the process of expansion that could impede the flow of the refrigerant;
- Evaporate completely residual fluid present in the compressor suction.

However the literature alert for some refrigerants fluids the coefficient of performance may be reduced by the fact of coolant in the aspiration of compressor have greater specific volume. This way, the effects are clear, so that the heat exchanger does not provide advantages of thermodynamic point of view. The Fig. 4 represents schematically the heat exchanger.

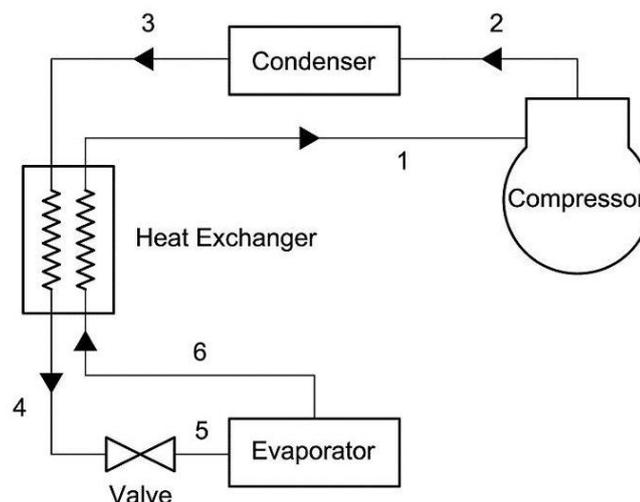


Figure 4. Schematic representation of the heat exchanger.

Anyway, the makers of air conditioners split indicate in their manuals that the addition of refrigerant systems to run until the attainment of a certain superheating of the steam. Superheating indicated by most manufacturers is  $5^{\circ}\text{C}$  to  $7^{\circ}\text{C}$ , confirming that the priority is to guarantee the life of the compressor. Due to the cost of the compressor in relation to other components, it avoids any form of compression wet problems and

therefore dilution of lubricant. Below, the Fig. 5 illustrates the measurement points of temperature and pressure for the addition of refrigerant based on the evaporator's superheating.

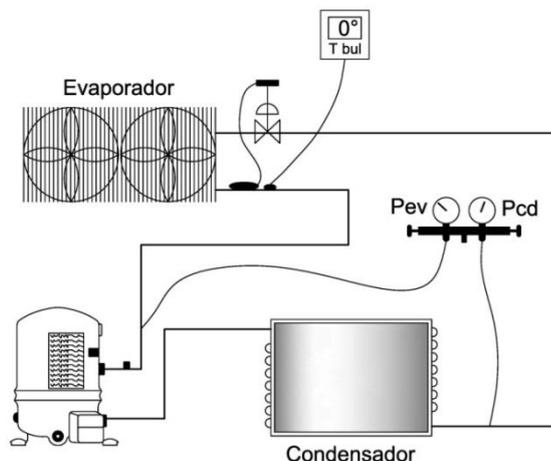


Figure 5. Measurement of the evaporator's superheating.

The articles surveyed are based on analysis of systems with fixed refrigerant charge for the comparison of systems using SLHX and those who do not use it. However, it is important to know the impact of SLHX over charge of refrigerant added to the system, since the load may vary. The purpose of this study is testing an air conditioner for the comparison of results between the thermodynamic conventional method of installation and the method that employs the SLHX, adopting fluid charge variable.

## 2. EXPERIMENTAL APPARATUS

The Fig. 6 shows the experimental apparatus used in this work that consists of a bench composed of an air-conditioning unit capacity 30.000 Btu/h, monitored by sensors for humidity and temperature. The discharge and suction of evaporator were mounted with isolated parts of galvanized steel in order to facilitate the measurements. The bench was tested in house thermal hydraulic laboratory at the Federal University of Paraná (UFPR), which has two distinct compartments with controlled temperature, simulating a calorimeter psychometric. A data acquisition system computation was used for the storage of measurements of temperature, relative humidity and air speed in real time. It is a system composed of a computer and two PCI cards; a multimeter, called Ni-4060 and control, Ni-6703, manufactured by National Instruments<sup>TM</sup>. The supervisory system is the LabView 8.0.



Figure 6. Experimental apparatus.

The Fig. 7 shows the location of measurement points in experimental apparatus. The meter had the purpose of measuring temperature ( $T$ ), relative humidity ( $\phi$ ), pressure ( $P$ ), electrical current ( $I$ ) and tension ( $V$ ) for the determination of parameters used for evaluating the thermodynamic cycle. For the measurement of power of compressor was used a wattmeter of ESB Meters, manufacturing Mod. Saga 2300. The pressure of the refrigerant was measured through a manifold two-way and three hoses, with analog gauges for R22 directly connected appliance. valves

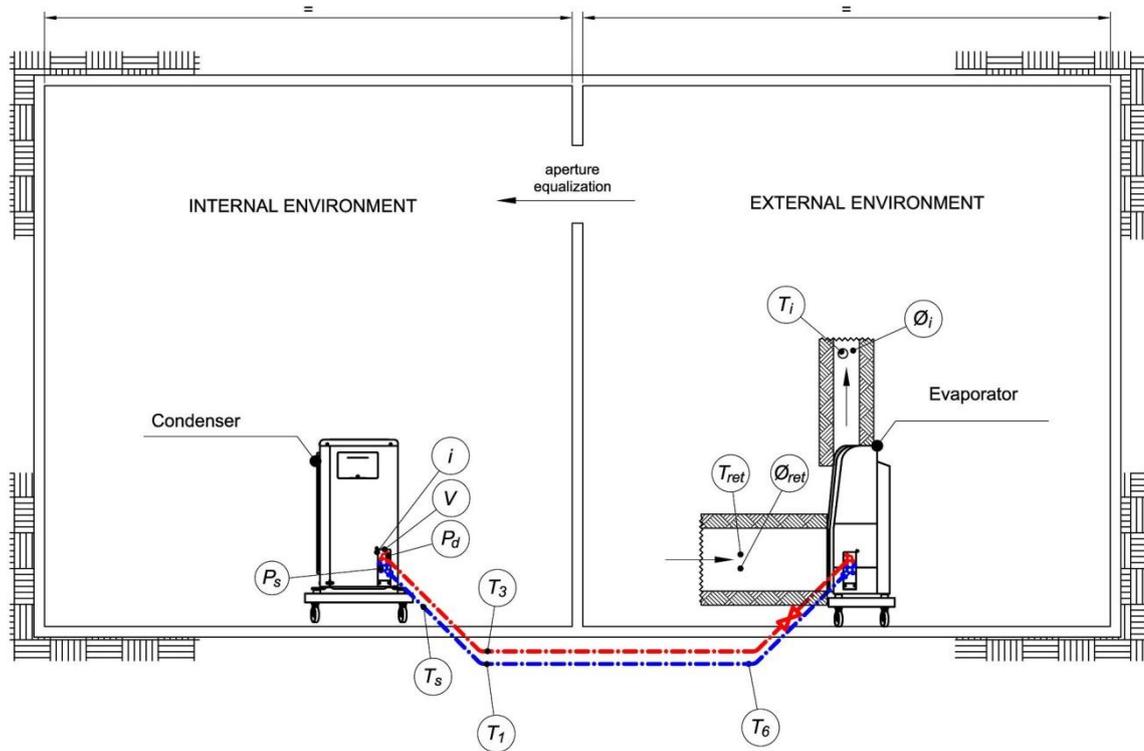


Figure 7. Schematic diagram of placement of Thermistors and relative humidity sensors in the system.

The thermal sensors used in this study were thermistors or semiconductor sensors. They are composed of manganese, nickel and cobalt oxide, which are mixed in equal proportions, getting the form of a small sphere 2.4 mm in diameter. Thermistors are nonlinear, when compared with other temperature sensors that are linear, e.g. sensors drivers of Platinum and tungsten. The relationship between resistance and temperature in a thermistor is well correlated by Eq. (1):

$$R = R_0 \exp \left[ \beta \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right] \quad (1)$$

- where,
  - $R$  = electrical resistance, thermistor,  $\Omega$
  - $R_0$  = electrical resistance of the thermistor standard temperature,  $\Omega$
  - $\beta$  = thermistor constants, K
  - $T$  = thermistor temperature, K
  - $T_0$  = standard thermistor temperature, K

The thermistors were calibrated in a laboratory to determine their intrinsic limits ("Bias limits"). For both, were immersed in a thermal bath temperature constant brand Hakke, CD30 model. A total of 64 temperature measurement was performed at levels 0, 10, 20, ..., 100°C. The largest of these measurements standard deviation was 0.001 ° C and, therefore, the intrinsic limit of every thermistor was established as  $\pm 0.001^\circ\text{C}$ , which is consistent with the precision intrinsic limit listed on a manual instrumentation Dally et al. (1993).

Relative humidity sensors are capacitive type, model HU1015NA, manufactured by the company Crown industrial Co., USA. Its intrinsic limit of accuracy is  $\pm 5\%$ , showing high reliability and repeatability. The sensor allows direct playback of relative humidity, through an output voltage, with roughly quadratic behavior, defined by Eq. (2):

$$V_{su} = -0,00009 \phi^2 + 0,0323 \phi + 0,581 \quad (2)$$

where,

$V_{su}$  = Voltage, V

$\phi$  = Relative humidity, %

The Fig. 8a and 8b show respectively the thermistors high precision and relative humidity sensors used in this work. The sensors are connected to the data acquisition system for the measurement of temperature and humidity for the subsequent calculations.

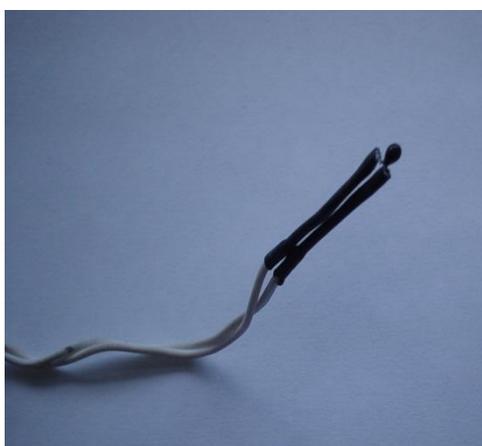


Figure 8a. Thermistor.

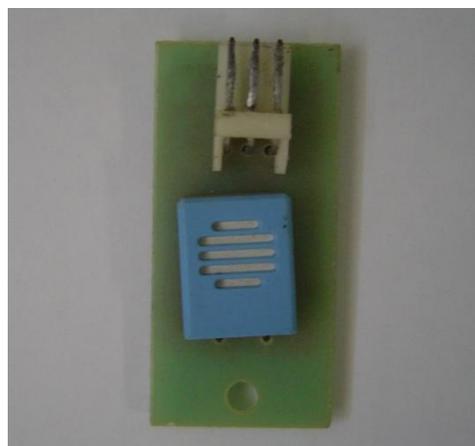


Figure 8b. Relative humidity sensor.

### 3. EXPERIMENTAL PROCEDURE

According to Fig. 7, each unit (evaporator and condenser) was experienced in separate compartments, with controlled temperatures respectively  $26^{\circ}\text{C}$  and  $25^{\circ}\text{C}$ . The units are joined by two hard copper pipes with track gauges of  $3/8''$  and  $3/4''$  (wall thickness of  $1/32''$ ) manufacturing of Eluma S.A. The insulating used in pipes is the Polipex Plus<sup>®</sup> UV with wall thickness of 10 mm and manufactured in polyethylene of low density polyethylene film coated with additives.

The bench was tested by the conventional method of installation (type I) and also according to the alternate (type II) that uses the heat exchanger. The changer was obtained by Union welded tubing and suction, isolated liquid together according to Fig. 9. To investigate the influence of exchanger were tested three types of sample based on distance between condenser and evaporator:

- a) Type I: 1,0m of distance between the units;
- b) Type II: 1,5m of distance between the units;
- c) Type III: 2,0m of distance between the units;
- d) Type IV: 2,5m of distance between the units;
- e) Type V: 3,0m of distance between the units.

This way, the effects of the effectiveness of SLHX on the load of soda and thermodynamic performance could also be assessed. The effectiveness,  $\varepsilon$  is set in Eq. (3):

$$\varepsilon = \frac{(T_1 - T_6)}{(T_3 - T_6)} \quad (3)$$

Where numeric values entered into subscripts temperatures ( $T$ ) correspond to points represented in Fig. 4.

For the acquisition of temperatures of Eq. (3), thermistors were glued to the pipeline through a thermal paste.

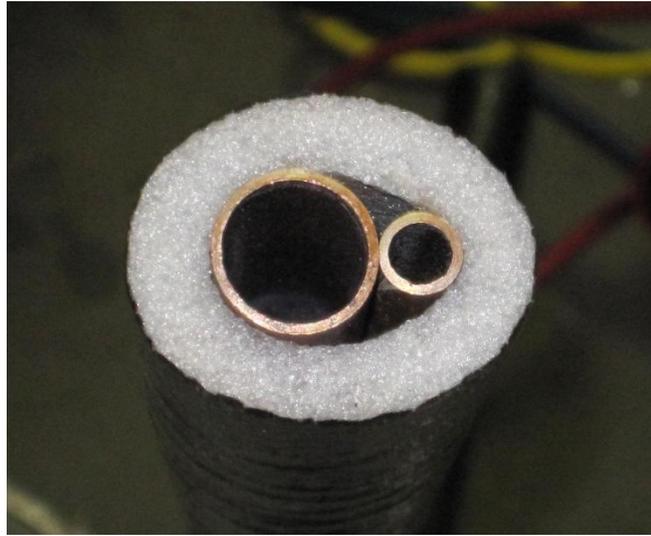


Figure 9. Heat exchanger

The air-conditioning efficiency was measured by the coefficient of performance,  $COP$ , which is the more applied to evaluate cooling systems. The  $COP$  is defined by Eq. (4):

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{P}_{cp}} \quad (4)$$

Where,

$Q_e$  = Cooling capacity, W

$P_{el\ Total}$  = Total electrical power consumed by the compressor, W

To determine the cooling capacity,  $Q_e$ , was chosen by psychrometric method, which consists of the knowledge of the return air enthalpy and inflated by evaporation plant. Thus, the cooling capacity was determined by Eq. (5):

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{V}}{v} (h_{ins} - h_{ret}) \quad (5)$$

Where,

$Q_e$  = Cooling capacity, W

$V$  = Volumetric flow rate of air,  $m^3/s$

$v$  = Specific volume of air,  $m^3/kg$

$h_{ins}$  = Inflation air Enthalpy, J/kg

$h_{ret}$  = Return air Enthalpy, J/kg

The power of compression,  $P_{el\ Total}$  was determined from reading the pot with the system on a permanent basis. All psychrometric calculations were based on standard atmospheric pressure of the city of Curitiba, Paraná-Brazil, according to ASHRAE (2001)-90, 88kPa and resolution of Eq. (5) was performed through the data provided by software CYT Soft Psychrometric®.

The volumetric flow rate of evaporation plant was known by measuring the speed of flow-through by a vane anemometer, this was followed by the ASHRAE's recommendation (2001, pp. 14.16.17). For each test, the load was measured by weighing refrigerant cylinder R22 before and after the procedure for adding. Stop criterion of the process of adding refrigerant was the degree of superheating, when the same was achieved the cylinder was closed. The parameter adopted to the extent of superheating was the range of 5°C to 7°C. The procedure of opening and closing cylinder R22 was manual, and based on suction temperature reading,  $T_s$ , measure directly on the surface of the suction tubing, subtracted of suction pressure,  $P_s$ , converted into evaporation temperature.

#### 4. RESULTS AND DISCUSSION

The experimental measurements considered were purchased with the air-conditioning system and on a permanent basis. The criterion of stability of the temperature of the chamber and temperatures measured system was adopted for the determination of this regime. During a time measuring points identified in Fig. 7 were monitored and the results stored for later analysis. Once the system was superheating specified operator waited until it stabilizes the charge cylinder were definitely closed. In all cases where the degree of superheating remained virtually constant, oscillating between  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  on a permanent basis. For samples of type II the degree of superheating had greater variation  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ . Only after this step closed the cylinder was weighed on a calibrated digital scale. It should be emphasized that this phase was the most critical from the standpoint of measurement, since it depended heavily on the sensibility of the performer.

The Fig. 10 shows the relationship of the change in refrigerant charge,  $m'/m$ , depending on the effectiveness of the heat exchanger, where,  $m'$ , represents the refrigerant charge required by the system SLHX. The points on the graph represent the comparison of the average of three replicates for each sample. Thus, it is possible to compare methods of installation from the point of view of the variation of refrigerant charge, the main purpose of the research

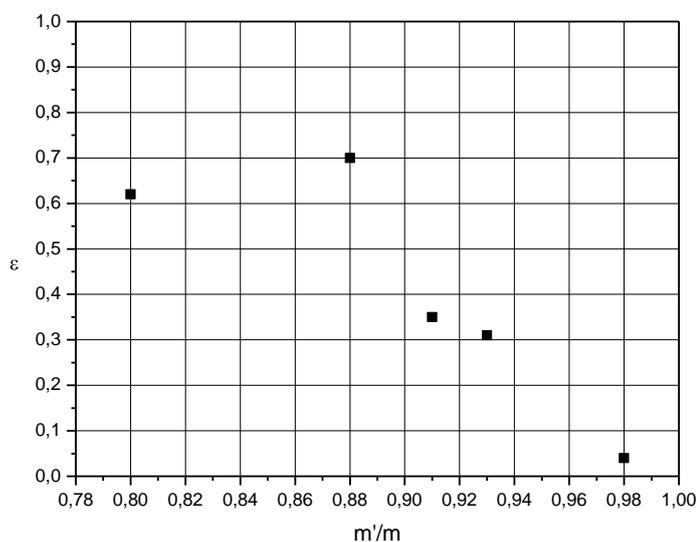


Figure 10. Charge variation of refrigerant for the effectiveness of the changer.

The Figure 11 shows the relationship between the effectiveness and the change in  $COP$ , and,  $COP'$ , system performance with SLHX. As the state psychrometric insufflation air and return of evaporation varied very little between each test, and thus the cooling capacity. The points on the graph represent the average of three replicates for each sample.

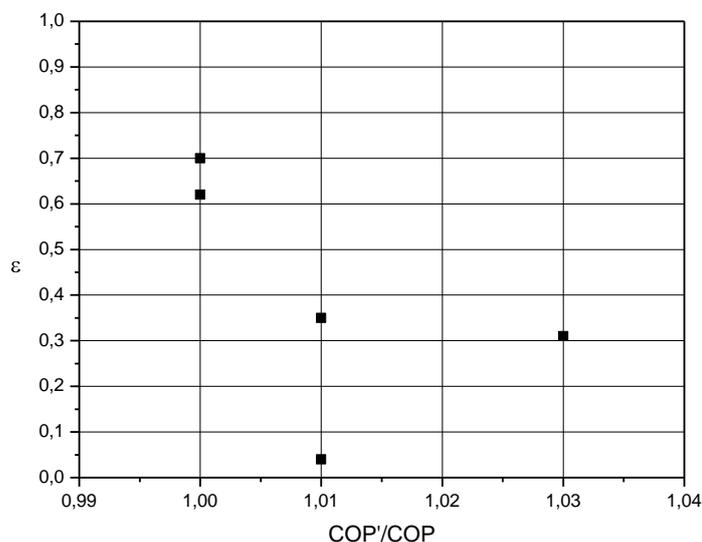


Figure 11. Variation of effectiveness with the  $COP$ .

## 5. CONCLUSIONS

As the results, note that for the range of effectiveness experienced, the refrigerant charge was reduced in all cases. The largest reduction reached 15%, this corresponds approximately 275g of refrigerant. Even for low effectiveness decreased 1%. As the variation of the *COP*, there was an increase of up to 5.0% maximum and minimum reduction of 4.0%. Therefore, from the standpoint of the refrigerant charge SLHX promotes a considerable reduction to a nearly constant *COP*.

For the sample I obtained the exchanger effectiveness and low temperatures  $T_1$  and  $T_6$  were very close. As for the other samples were obtained effectiveness up to 37% and the difference reached 6.0°C. The case was great for the show type III, where the reduction of refrigerant charge was 9.0% and increased *COP* of 1.0% compared to mode I. This gain of *COP* was due mainly to a reduction of power compression, because the cooling capacity varied little. It was found that the power consumed by the compressor is more dependent on mass flow rate than the temperature of suction and discharge.

Finally, it is important to emphasize that it is necessary to widen the search for greater effectiveness of the heat exchanger. Other fluids may also be a source of research, since the R22 legislation has restrictions. Aspects such as the quantification of financial costs resulting from the use of SLHX may also be addressed.

## 6. REFERENCES

- ASHRAE Refrigeration handbook. American Society of Heating, refrigerating and air-conditioning engineers, 1998.
- ASHRAE-American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning. (2001). *2001 ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)*. Atlanta.
- BEN. (2009). National energy balance. Brazil: Ministry of mines and energy (base year 2008).
- Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1985 "Refrigeration and air-conditioning", ed. McGraw Hill do Brazil, São Paulo.
- Klein, S. A., Reindl, D. T., and Brownell, K., "Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers", *int. j. Refrig.* 23 (2000), pp. 592-596.
- Mastrullo, R., Mauro, A. W., Tino, S. and Vanoli, G. P., "A chart for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system", *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), pp. 2443-2448.
- Domanski, P. A., Didion, D. A. and Doyle, J. P., "Evaluation of suction-line/liquid line heat exchanger in the refrigeration cycle", *Rev. int. Froid* 7 (1994), pp. 566-572.
- Hinrichs, R. A., & Kleinbach, M. (2003). "ENERGIA E MEIO AMBIENTE". São Paulo: Thompson Learning LTDA.
- Jung, D., Song, Y. and Park, B., "Mélanges de Performance des frigorigènes utilisés pour remplacer le HCFC22", *int. j. Refrig.* 23 (2000), pp. 466-474.

## 7. COPYRIGHT

The authors are solely responsible for the content of the printed materials included in their work.