

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MARCELO VAUREK CANEPARO**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DE TROCADORES DE  
CALOR SLHX (SUCTION/LIQUID HEAT EXCHANGER) SOBRE A  
CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE NOS APARELHOS DE AR  
CONDICIONADO TIPO SPLIT**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA**

**2014**

**MARCELO VAUREK CANEPARO**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DE TROCADORES DE CALOR SLHX (SUCTION/LIQUID HEAT EXCHANGER) SOBRE A CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE NOS APARELHOS DE AR CONDICIONADO TIPO SPLIT**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico, do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná/*Campus* Ponta Grossa.

**Orientador:** Prof. Tárík Linhares Tebchirani

**PONTA GROSSA**

**2014**



## **TERMO DE APROVAÇÃO**

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DE TROCADORES DE CALOR SLHX  
(SUCTION/LIQUID HEAT EXCHANGER) SOBRE A CARGA DE FLUIDO  
REFRIGERANTE DOS APARELHOS DE AR CONDICIONADO TIPO SPLIT**

por

**MARCELO VAUREK CANEPARO**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 4 de dezembro de 2014 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

**Prof. Me. Tárik Linhares Tebchirani**

Orientador

**Prof. Dr. Thiago Antonini Alves**

Membro Titular

**Prof. Me. Gilberto Zammar**

Membro Titular

**Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima**  
Responsável pelos Trabalhos  
de Conclusão de Curso

**Prof. Dr. Laercio Javarez Junior**  
Coordenador do Curso de  
Engenharia Mecânica

## RESUMO

CANEPARO, Marcelo. **Estudo teórico/experimental da influência de trocadores de calor SLHX (Suction/Liquid Heat Exchange) na carga de fluido refrigerante em aparelhos de ar condicionado tipo Split.** 2014. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2014.

Nesta pesquisa foi realizado um estudo experimental do impacto de um trocador de calor do tipo SLHX em um sistema de ar condicionado. Os testes foram realizados em uma sala disponibilizada pela empresa DWG Climatização, o aparelho de ar condicionado utilizado para os testes foi um aparelho de ar condicionado *Split* de concepção piso/teto de 30.000 BTU/h de capacidade de refrigeração e um trocador de calor SLHX tipo *tube in tube*, o fluido de trabalho foi o R-22, também foram utilizados um aparelho de ar condicionado de chão e uma resistência elétrica na saída do evaporador para que se pudesse controlar a temperatura ambiente, já que a sala não era dotada de um sistema de controle térmico. Foram realizados diversos testes em duas modalidades, uma com a instalação convencional e outra com a utilização do trocador de calor, a pesquisa focou-se nos resultados de COP, eficiência do trocador de calor e principalmente na carga de fluido refrigerante adicionada ao sistema. A coleta de dados foi feita minuto a minuto consultando a temperatura e pressão nos instrumentos e lançados em uma planilha para que posteriormente fosse feito uma média dos dados de cada teste e feitos os cálculos, as propriedades termodinâmicas do fluido foram obtidas da biblioteca do *software* Engineering Equation Solver™ (EES™). Ao final do estudo concluiu-se que o uso do SLHX é benéfico no ponto de vista da carga de fluido refrigerante, chegando a uma economia média de 16,7%, entretanto o COP sofreu uma leve redução de 3,14% para a faixa de trabalho pesquisada.

**Palavras-Chave:** Ar condicionado. Trocador de calor. SLHX. COP. Carga de fluido refrigerante.

## ABSTRACT

CANEPARO, Marcelo. **Theoretical/experimental study of influence of SLHX heat exchangers (Suction / Liquid Heat Exchange) in charge of fluid refrigerant in air conditioners Split.** 2014. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Federal Technology University - Paraná. Ponta Grossa, 2014.

In this Work Course Conclusion was performed an experimental study of the impact of a heat exchanger type SLHX in an air conditioning. The tests were performed in a room provided by the company DWG Climatização, the air conditioner used for the tests was an air conditioning Split of conception floor/ceiling of 30,000 BTU/h cooling capacity and a Suction/Liquid heat exchanger type tube in tube, the working fluid was R-22, also an air conditioner floor type and an electric resistance was at the evaporator outlet to control the ambient temperature, since the room was not equipped with a system of thermal control. Several tests were performed in two modes, one with conventional installation and another with the use of the heat exchanger, the research focused in results as COP, efficiency of the heat exchanger and mainly in charge of refrigerant added to the system. Data collection was done every minute consulting the temperature and pressure instruments and recorded into a worksheet to later do an average of data from each test and made the calculations, the thermodynamic properties of the fluid were obtained from the Engineering Equation Solver™ (EES™) software library. At the end of the study it was concluded that the use of SLHX is beneficial in point of view of refrigerant charge, reaching an average savings of 16.7%, however, the COP has suffered a slight reduction of 3.14% for the working range searched.

**Keywords:** Air conditioning. Heat exchanger. SLHX. COP. Refrigerant charge.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Zonas de conforto térmico para verão e inverno .....	17
Figura 2 - Principais componentes de um sistema de ar-condicionado. ....	19
Figura 3 - Aparelho de ar-condicionado tipo janela. ....	20
Figura 4 - Aparelho de ar-condicionado tipo split. ....	21
Figura 5 - Diagrama $Pxh$ de um ciclo teórico de compressão a vapor. ....	23
Figura 6 - Diagrama $Pxh$ de um ciclo real de compressão a vapor. ....	25
Figura 7 - Principais componentes de um ciclo de refrigeração com SLHX. ....	30
Figura 8 - Trocador de calor tube in tube. ....	31
Figura 9 - Trocador de calor casco e tubo. ....	32
Figura 10 - Trocador de calor de tubos concêntricos. ....	32
Figura 11 - Unidade condensadora. ....	42
Figura 12 - Evaporador e resistência. ....	42
Figura 13 - Dispositivo de expansão. ....	43
Figura 14 - Manifold. ....	44
Figura 15 - Balança digital. ....	45
Figura 16 - Termômetro digital. ....	46
Figura 17 - SLHX. ....	47
Figura 18 - SLHX e isolante térmico. ....	48
Figura 19 - Pontos de coleta de dados. ....	48
Figura 20 - Evaporador e ar condicionado de suporte. ....	50
Figura 21 - Tubulações de teste previamente preparadas. ....	51
Figura 22 - Esquema de adição de gás. ....	52

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Distribuição de energia elétrica por setor.....	13
Gráfico 2 – Variação do COP pela efetividade.....	34
Gráfico 3 - Variação do COP para o fluido R-22 pela temperatura de evaporação ( $T_c-T_e$ ). ..	34
Gráfico 4 - Variação do COP' e o COPc para vários fluidos refrigerantes. ....	35
Gráfico 5 - Diagrama para avaliação de vantagens do SLHX. ....	36
Gráfico 6 - Variação da capacidade de refrigeração com vazão volumétrica do compressor fixa.....	37
Gráfico 7 - Variação da capacidade de refrigeração para vazão volumétrica do compressor corrigida.....	37
Gráfico 8 - Diagrama para avaliação do SLHX.....	38
Gráfico 9 - Variação do COP pela temperatura de evaporação de um SLHX para o fluido R22.....	39
Gráfico 10 - Variação da carga de fluido para um ciclo com SLHX utilizando R-22.....	40
Gráfico 11 - Variação do COP para um ciclo com SLHX usando R-22.....	40
Gráfico 12 - Carga de fluido refrigerante adicionada em cada teste.....	54
Gráfico 13 - Temperatura ambiente nos testes da modalidade 1. ....	55
Gráfico 14 - Temperatura ambiente nos testes da modalidade 2. ....	55
Gráfico 15 - COP obtido nos testes.....	57
Gráfico 16 - COP médio obtido nos testes. ....	58
Gráfico 17 - Impacto da eficiência do trocador de calor sobre o COP. ....	59
Gráfico 18 - Impacto da eficiência do trocador de calor sobre a carga de fluido refrigerante. .....	60

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificação técnica do conjunto manifold.....	44
Tabela 2 - Especificação técnica do termômetro digital portátil.....	46
Tabela 3 - Posicionamento dos medidores de pressão e temperatura.....	49
Tabela 4 - Carga de fluido refrigerante com e sem SLHX.....	53
Tabela 5 - Dados utilizados para os cálculos sem o trocador de calor.....	56
Tabela 6 - Dados utilizados para os cálculos com o trocador de calor.....	56
Tabela 7 - Resultados do COP com e sem SLHX.....	57
Tabela 8 - Eficiência do SLHX.....	59



## LISTA DE SIGLAS

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*

ASME – *American Society of Mechanical Engineering*

UTFPR – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

CFC's – Clorofluorocarboneto

HFC's – Hidrofluorocarboneto

HCFC's – Hidroclorofluorocarboneto

TC – Trocador de Calor

R22 – Hidrobicloromonofluoretano

SA – Superaquecimento

SR – Sub-resfriamento

SLHX – *Suction/Liquid Heat Exchanger*

EES – *Engineering Equation Solver*

## LISTA DE ABREVIATURAS

$Q_l$  – Calor Latente [W]

$Q_s$  – Calor Sensível [W]

$\dot{Q}_e$  – Capacidade de refrigeração [W]

$m$  – Carga de fluido refrigerante [kg]

COP – Coeficiente de Performance [ ]

$h_{ins}$  – Entalpia de insuflamento [J/kg]

$h_{ret}$  – Entalpia de retorno [J/kg]

$h_a$  – Entalpia do ar seco [J/kg ar seco]

$h$  - Entalpia do fluido refrigerante [J/kg]

$h_v$  – Entalpia do vapor d'água [J/kg ar seco]

$h_1$  – Entalpia de entrada do compressor do ciclo saturado [J/kg]

$h'_1$  – Entalpia de entrada do compressor do ciclo superaquecido [J/kg]

$h_2$  – Entalpia de descarga do compressor do ciclo saturado [J/kg]

$h_3$  – Entalpia de saída do condensador do ciclo saturado [J/kg]

$h_4$  – Entalpia na entrada do Evaporador [J/kg]

$\dot{P}'_{cp}$  – Potência de compressão real [W]

$\dot{P}_{cp}'$  - Potência de compressão real com SLHX [W]

$\dot{P}_{cp}$  – Potência de compressão teórica [W]

$\dot{P}_{el\ vazio}$  – Potência elétrica em vazio do compressor [W]

$\dot{P}_{el\ total}$  – Potência elétrica total consumida pelo compressor [W]

$P_d$  – Pressão de descarga do compressor [psig]

$P_{ev}$  – Pressão de evaporação [psig]

$P_s$  – Pressão de sucção do compressor [psig]

$R$  – Resistência elétrica [ $\Omega$ ]

$\dot{Q}_{cp}$  – Taxa de transferência de calor do compressor ao meio [W]

$\dot{Q}_{cond}$  – Taxa de transferência de calor do condensador [W]

$T_i$  – Temperatura de insuflamento do ar [°C]

$T_1$  – Temperatura do vapor na entrada do compressor [°C]

$C_{lv}$  – Calor latente de vaporização da água [J/kg vapor]

$SR^{\circ}$  - Grau de sub-resfriamento [°C]

$SA^{\circ}$  - Grau de superaquecimento [°C]

$x$  – Título do fluido refrigerante [ ]

$w$  – Umidade específica [kg/kg ar seco]

$UR$  – Umidade relativa [%]

$\dot{m}$  – Vazão mássica de fluido refrigerante [kg/s]

## SÍMBOLOS GREGOS

$\Delta w$  – Variação da Umidade Específica [kg/kg Ar seco]

$\Delta h$  – Variação de Entalpia [J/kg]

$\varepsilon$  - Eficiência do Trocador de calor

$\phi$  – Umidade Relativa

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	13
1.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	14
1.2 OBJETIVOS .....	14
1.2.1 Objetivo geral.....	14
1.2.2 Objetivos específicos .....	15
1.3 JUSTIFICATIVA.....	15
<b>2 REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	16
2.1 CLIMATIZAÇÃO.....	16
2.2 CONFORTO TÉRMICO .....	17
2.2.1 Mecanismos de troca térmica entre o corpo e o ambiente .....	18
2.3 O APARELHO DE AR CONDICIONADO.....	18
2.4 O MERCADO BRASILEIRO.....	19
2.5 PSICROMETRIA.....	21
2.5.1 Temperatura de bulbo seco .....	22
2.5.2 Umidade relativa .....	22
2.5.3 Entalpia específica.....	22
2.6 CICLO TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR ....	22
2.7 CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR .....	24
2.7.1 Efeito do superaquecimento no vapor de admissão .....	25
2.7.2 Efeito do sub-resfriamento no líquido .....	26
2.8 BALANÇO DE ENERGIA PARA O CICLO DE REFRIGERAÇÃO .....	26
2.8.1 Capacidade de Refrigeração .....	26
2.8.2 Potência teórica de compressão.....	28
2.8.3 Calor rejeitado pelo condensador .....	29
2.8.4 Dispositivo de expansão .....	29
2.9 DESEMPENHO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR.....	29
2.10 TROCADOR DE CALOR DE LINHA DE SUCÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO ....	30
2.10.1 Princípio de funcionamento .....	30
2.10.2 Tipos de trocador de calor linha de sucção/linha de líquido .....	31
2.10.3 Efetividade de um trocador de calor .....	32
<b>3 APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b> .....	41
3.1 LABORÁTÓRIO .....	41
3.2 O APARELHO DE AR-CONDICIONADO .....	41
3.3 MANÔMETROS .....	43

3.4	BALANÇA .....	44
3.5	TERMOMÊTRO .....	45
3.6	AQUISIÇÃO DE DADOS .....	46
3.7	TROCADOR DE CALOR SLHX .....	47
3.8	POSICIONAMENTO DOS SENSORES E MEDIDORES DO APARATO EXPERIMENTAL .....	48
3.9	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	49
3.9.1	Processo de adição de fluido refrigerante.....	51
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>53</b>
4.1	CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE .....	53
4.2	TEMPERATURA AMBIENTE .....	54
4.3	COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP) .....	56
4.4	EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR.....	58
4.4.1	Efetividade do Trocador de Calor e sua influência sobre o COP .....	59
4.4.2	Efetividade do Trocador de Calor e sua influência sobre a carga de fluido refrigerante .....	60
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>61</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>63</b>
	<b>APÊNDICES</b> .....	<b>65</b>
	<b>ANEXOS</b> .....	<b>66</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos questões ambientais tornaram-se cada vez mais importantes e discutidas. Os fluidos refrigerantes utilizados em diversas aplicações de refrigeração como CFC's (Clorofluorocarboneto), HFC's (Hidrofluorocarboneto) e HCFC's (Hidroclorofluorocarboneto) são foco de rigorosas restrições pelo fato de serem extremamente prejudiciais para camada de ozônio e por contribuir com o efeito estufa.

Cada vez mais aparelhos de ar condicionado são utilizados devido à maior demanda por conforto térmico. Se estima que os responsáveis por três quartos das emissões de HFC's e HCFC's são os vazamentos em sistemas de ar-condicionado. Sendo assim qualquer avanço tecnológico que reduza a quantidade de fluido refrigerante em sistemas de refrigeração são benéficos, bem como a redução no consumo de energia proveniente pela maior efetividade do ciclo. A cada dia a parcela de energia elétrica destinada a climatização cresce, segundo pesquisa do Balanço Energético Nacional, 2012, o consumo de energia elétrica no Brasil está distribuído por setor no gráfico 1:

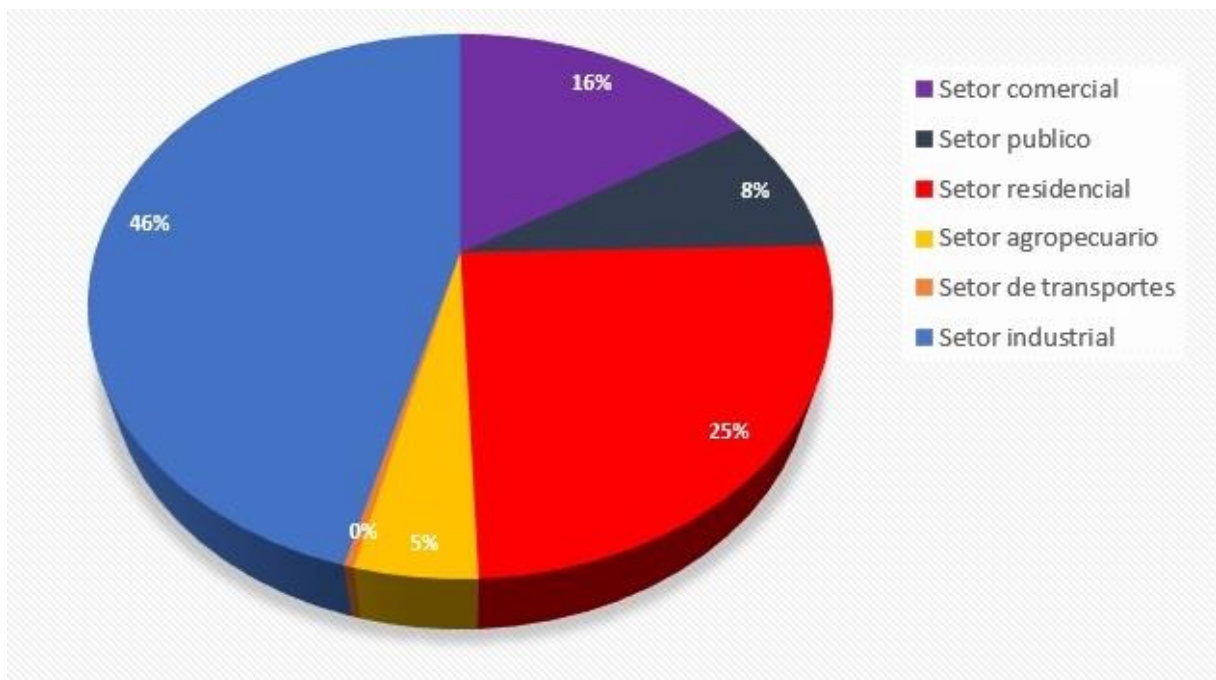


Gráfico 1 – Distribuição de energia elétrica por setor

Fonte: BEN (2012).

No setor residencial, o maior consumo de energia elétrica é atribuído a aparelhos de refrigeração e climatização, representando 33% do consumo do setor. Uma redução de 1% no consumo de energia de equipamentos de refrigeração residencial geraria uma economia de cerca de 30GWh/ano. No setor comercial 20% da energia se destina a climatização (BEN, 2012).

## 1.1 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Devido a constante preocupação ambiental e energética, a utilização dos fluidos refrigerantes halogenados em sistemas de refrigeração vêm sendo alvo de intensas pesquisas nos últimos anos, a fim de melhorar sua performance em termos termodinâmicos. Tanto a descoberta de novos refrigerantes, como a evolução tecnológica, vem promovendo continuamente uma sensível redução no consumo de energia, porém a carga de refrigerante adicionada não acompanhou o mesmo ritmo.

Os benefícios termodinâmicos do emprego de trocadores de calor nos sistemas de refrigeração são amplamente conhecidos, entretanto a influência dos mesmos sobre a vazão mássica de refrigerante precisa ser melhor avaliada pelas pesquisas da área.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

- Analisar experimentalmente o impacto sobre o ciclo termodinâmico, de um trocador de calor SLHX instalado em um aparelho de ar condicionado *split* operando com R-22 como fluido refrigerante.



### 1.2.2 Objetivos específicos

- Determinar o impacto do trocador de calor SLHX no COP do sistema.
- Determinar o impacto do trocador de calor SLHX na carga de fluido refrigerante.
- Analisar a influência da eficiência do trocador de calor SLHX sobre o COP do sistema.
- Analisar a influência da eficiência do trocador de calor SLHX sobre a carga de fluido refrigerante.

### 1.3 JUSTIFICATIVA

Existem diversas pesquisas sobre trocadores de calor aplicados a refrigeração, porém com um caráter teórico e foco na eficiência de transferência de calor. Este trabalho utiliza uma abordagem experimental para analisar os efeitos de um trocador de calor linha de sucção/líquido (Suction/Liquid Heat Exchanger) sobre a carga de fluido refrigerante adicionado ao sistema. Um trocador tube in tube próprio foi utilizado para esta aplicação, e o seu impacto foi medido sobre o principal indicativo de eficiência do ciclo de compressão a vapor – COP.

Resultados de pesquisas experimentais ficam retidos pelas empresas fabricantes e raramente são divulgados para a comunidade científica, sendo assim, este tipo de trabalho acadêmico ganha importância.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 CLIMATIZAÇÃO

O aparelho de ar condicionado vem cada vez mais se tornando presente no cotidiano das pessoas. Porém, o ar condicionado é apenas uma aplicação da refrigeração, além dele pode-se citar também a refrigeração de alimentos, componentes eletrônicos, entre outros.

Climatização segundo a ASHARE (2009, p. 275) (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) 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”.

O principal agente da climatização é o aparelho de ar condicionado, pois um bom conforto térmico eleva o poder de concentração e reduz a fadiga de uma pessoa, se tornando assim uma ótima ferramenta para melhorar a produtividade.

Alguns ambientes exigem condições de ar especiais, como por exemplo hospitais, que seguem a norma da ABNT NBR 7256, que especifica o nível de filtragem do ar.

Além da qualidade do ar, os aparelhos de ar condicionado são utilizados para a refrigeração de componentes eletrônicos, tais como centro de controle de dados, que devido a sua alta carga térmica necessita de um sistema de refrigeração forçada para que seus componentes eletrônicos permaneçam funcionando sem apresentar defeitos. Para este tipo de aplicação a umidade do ambiente precisa ser controlada, segundo ASHRAE (2009, pg. 276) a umidade relativa do ar indicada para componentes eletrônicos é entre 40% e 55%, menos que isso pode ocorrer eletricidade estática e mais que isso pode ocorrer a corrosão de componentes.

## 2.2 CONFORTO TÉRMICO

O ser humano possui sua temperatura corporal constante em aproximadamente 37°C, esta temperatura pode sofrer uma pequena variação em condições saudáveis entre 36,1°C e 37,2°C, a temperatura é controlada pelo nosso metabolismo e aproximadamente 80% do calor produzido no corpo é liberado pela superfície da pele e pela respiração (FROTA & SCHIFFER, 2003).

O conforto térmico é afetado por muitas variáveis e por isso não é possível estabelecer uma regra geral para o conforto, mas Ashrae (2009, p. 181) apresenta um diagrama onde 80% dos indivíduos se encontraram confortáveis. As variáveis utilizadas são estação do ano, umidade do ar e temperatura, as regiões com hachuras representam as condições onde apresentou conforto térmico.

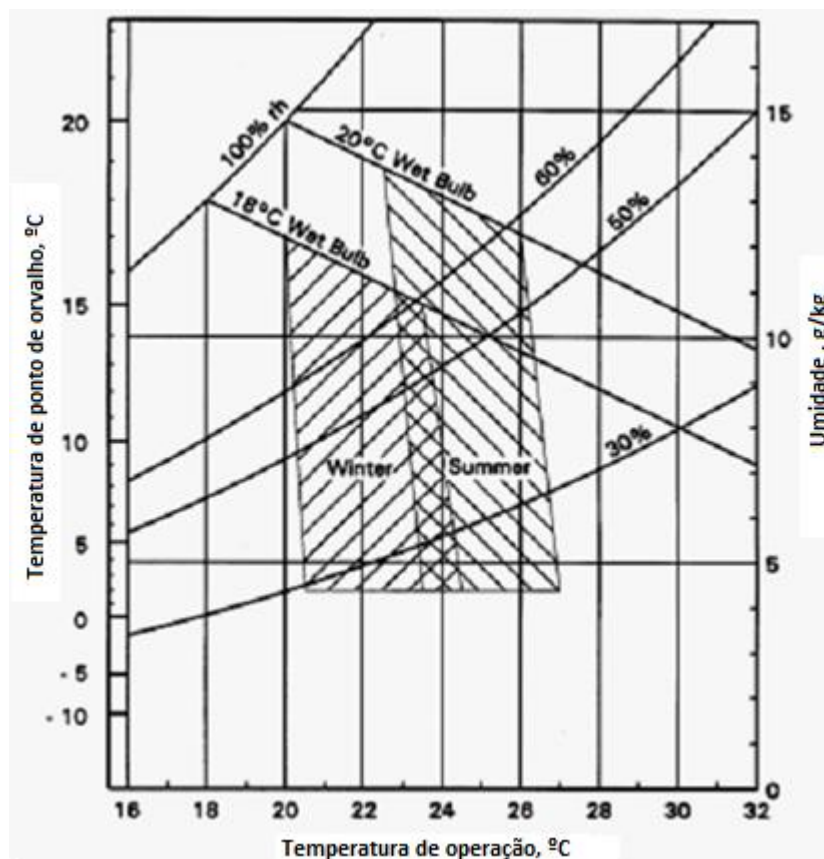


Figura 1 - Zonas de conforto térmico para verão e inverno

Fonte: (ASHRAE, 2009, pg. 181).

O corpo humano não reage bem a temperaturas mais elevadas e além do desconforto ele pode causar danos à saúde como perda de concentração, câimbra e

exaustão. Por este motivo o aparelho de ar condicionado é cada vez mais utilizado no dia a dia das pessoas uma vez que controlam: temperatura, umidade, qualidade do ar, odores emitidos abaixo dos perceptíveis e a movimentação do ar no recinto.

### 2.2.1 Mecanismos de troca térmica entre o corpo e o ambiente

O corpo humano produz trabalho mecânico através da contração de sua musculatura e, uma pessoa saudável consegue produzir 1200 W, desde que por curtos períodos de tempo (FROTA & SHIFFER, 2003). Este tipo de informação é importantíssimo para projetistas de ar condicionado e, normas como a NBR 6401 disponibilizam em forma de tabela estes dados de calor liberado por diversas atividades e temperatura de bulbo seco. Este trabalho exercido é diretamente proporcional ao calor liberado para o meio através da troca de calor da superfície da pele com o meio nas seguintes formas:

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

A troca seca se baseia no calor sensível que acontece quando existe uma diferença no potencial de temperatura entre o corpo e o meio. A troca úmida se baseia no calor latente que acontece quando existe uma diferença de umidade na superfície da pele úmida de suor e a umidade do ar no meio.

## 2.3 O APARELHO DE AR CONDICIONADO

Os sistemas dos aparelhos de ar-condicionado são divididos em:

- Sistemas de expansão direta: Quando o condicionador recebe o ar direto do recinto a ser climatizado ou através de dutos de ar.
- Sistemas de expansão indireta: Quando é utilizado um meio intermediário para retirar a carga térmica transmitida pelo ar.

Os aparelhos de expansão direta são os mais utilizados e podem ser produzidos no tipo Janela, *Split* e *Self contained*. Um aparelho de ar condicionado é dividido em evaporador, condensador, compressor e válvula de expansão, cujos componentes são apresentados na Figura 2:

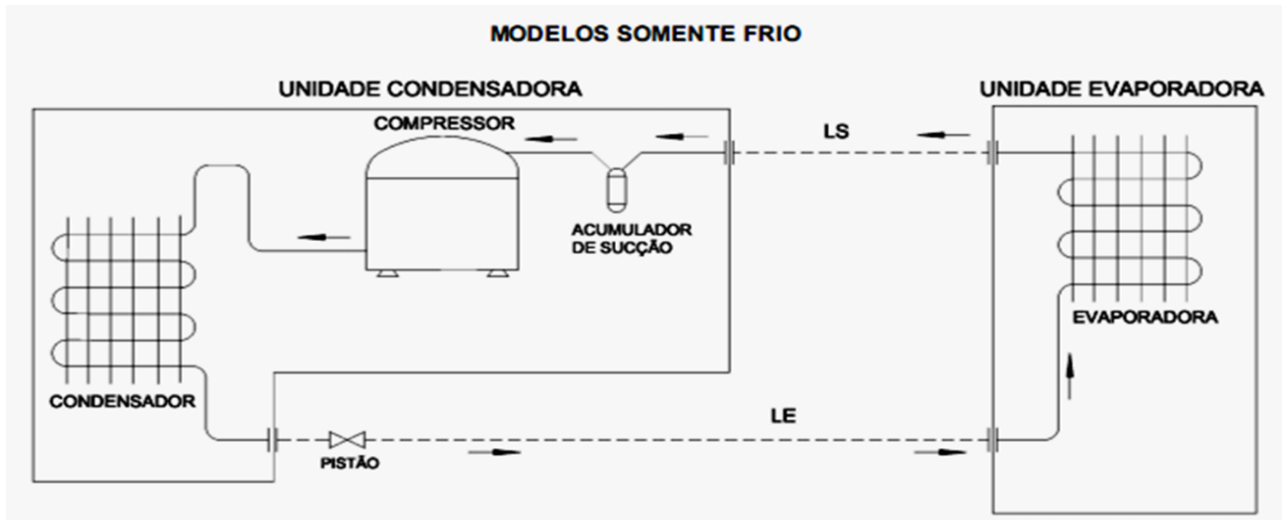


Figura 2 - Principais componentes de um sistema de ar condicionado.

Fonte: (www.springer.com.br).

A diferença entre o aparelho *split* e o “janela” reside no agrupamento dos componentes. No aparelho de janela os componentes são acomodados em uma mesma carcaça, enquanto no aparelho *split* os componentes estão divididos entre unidade evaporadora e unidade condensadora. Os aparelhos *split* apresentam uma maior utilização nos dias atuais devido a algumas inconveniências presentes no tipo janela como necessidade de uma abertura para o ambiente externo e presença de ruídos. No tipo *split* a unidade evaporadora fica dentro do ambiente e é ligada através de uma tubulação de cobre com a unidade condensadora que fica localizada no ambiente externo.

#### 2.4 O MERCADO BRASILEIRO

Os aparelhos de ar condicionado do tipo janela são aparelhos de pequeno porte, utilizados para a climatização de pequenos recintos. Como mostra a Figura 3, eles são instalados em janelas e paredes de edificações.



**Figura 3 - Aparelho de ar-condicionado tipo janela.**

**Fonte: (www.springer.com.br).**

Segundo a ABRAVA (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento), no ano de 2001 foram comercializados no Brasil cerca de 780 mil unidades de ar condicionado do tipo janela.

De acordo com o IBGE, o Censo de 2010 registrou 11.514.737 aparelhos de ar condicionado no Brasil. Apesar de hoje existir no mercado aparelhos de ar condicionado mais modernos e de maior capacidade, os aparelhos do tipo janela continuam sendo os mais comercializados para pequenos recintos no país devido a seu baixo custo. (URBANO, 2008).

Na década de 90, se desenvolveram os aparelhos de ar condicionado *split* (do inglês dividido), que tomaram uma grande parcela do mercado de climatização. A necessidade de climatização de pequenos ambientes em edificações onde não se poderiam utilizar aparelhos tipo janela fez com que esse mercado venha crescendo desde então. Os aparelhos *split* não necessitam abrir a alvenaria da edificação, eles possuem duas unidades separadas (condensadora e evaporadora), onde a condensadora fica do lado de fora do ambiente a ser climatizado e o evaporador fica no próprio ambiente, como mostra a Figura 4. (URBANO, 2008)



**Figura 4 - Aparelho de ar condicionado tipo *split*.**

**Fonte: (www.springer.com.br).**

## 2.5 PSICROMETRIA

A psicrometria é a área da termodinâmica que estuda as propriedades da mistura do ar seco e do vapor d'água. O ar atmosférico não é um elemento propriamente puro, ele é uma mistura de ar seco, vapor d'água e impurezas, o tema é de grande importância para projetistas de ar condicionado. Em vários componentes do ciclo de refrigeração do ar condicionado podem ser observados processos psicrométricos, tais como: serpentinas de desumidificação, umidificadores, serpentinas de resfriamento, torres de arrefecimento e condensadores evaporativos. Este fato se comprova nos dutos de drenagem de condensador encontrados nos aparelhos para retirar a água que se condensa na serpentina de refrigeração (ASHRAE 2009, p. 20).

A forma mais utilizada para se analisar estes dados são as cartas ou diagramas psicrométricos, estes diagramas apresentam diversos dados e processos do ar úmido, facilitando assim sua análise.

A seguir serão apresentadas algumas propriedades da mistura de ar seco e vapor d'água utilizado neste trabalho de conclusão de curso.

### 2.5.1 Temperatura de bulbo seco

É a temperatura medida com um termômetro sensível, limpo, seco, não sendo afetado pela umidade do ar.

### 2.5.2 Umidade relativa

É a relação entre a pressão parcial do vapor d'água na mistura,  $P_v$ , e a pressão parcial do vapor d'água se a mistura estivesse saturada,  $P_s$ , ambos na mesma temperatura e pressão total de mistura.

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \quad (1)$$

### 2.5.3 Entalpia específica

É dada pela entalpia do ar seco,  $h_a$ , a entalpia do vapor d'água,  $h_v$ , e pela umidade específica do ar,  $w$ , considerando a hipótese de um gás ideal.

$$h = h_a + w \cdot h_v \quad (2)$$

## 2.6 CICLO TEÓRICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O ciclo de compressão a vapor ou ciclo frigorífico é um princípio termodinâmico utilizado na maioria dos sistemas de climatização. Este ciclo termodinâmico consiste em duas condições de alta e baixa temperatura e pressão e necessita de trabalho para efetuar a troca de calor.

Um bom entendimento de como as grandezas se comportam é de grande importância para que se alguma propriedade for alterada se possa prever como o ciclo se comportará. Este ciclo usualmente é representado por um diagrama Pressão x Entalpia. Na Figura 5 é apresentado um diagrama do ciclo teórico.



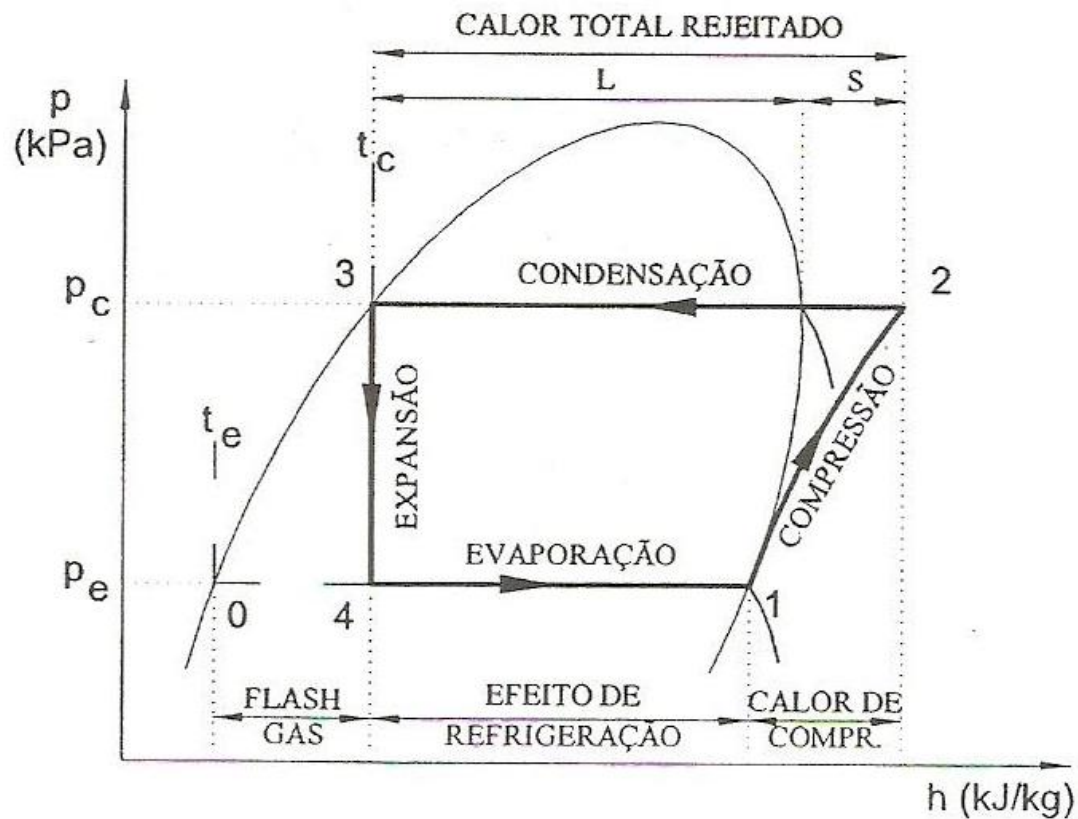


Figura 5 - Diagrama  $Pxh$  de um ciclo teórico de compressão a vapor.

Fonte: (STOECKER & JONES, 1985, pg. 4).

Os processos do ciclo teórico de refrigeração a vapor são:

- Processo 1-2

Ocorre no compressor e representa o processo de compressão. Por hipótese este processo é adiabático reversível, sendo assim isentrópico, o refrigerante entra no compressor com título  $x=1$ , na pressão de evaporação,  $p_{ev}$ , então ele é comprimido até a pressão de condensação,  $p_c$ , em um estado de vapor superaquecido.

- Processo 2-3

Ocorre no condensador e representa a fase de rejeição de calor para o meio a pressão constante. O fluido é resfriado da,  $T_2$ , de vapor superaquecido até a temperatura de condensação,  $T_c$ , no estado de líquido saturado.

- Processo 3-4

Ocorre na válvula de expansão, este é um processo reversível a entalpia constante, ele reduz a pressão do estado de condensação até a pressão de evaporação.

- Processo 4-1

Ocorre no evaporador e representa a fase de absorção de calor do meio, o efeito de refrigeração em si, neste processo acontece a pressão e temperatura constante.

## 2.7 CICLO REAL DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

Este ciclo apresenta uma representação mais próxima da realidade do que o ciclo teórico, pois no ciclo teórico são feitas algumas considerações que não são verdadeiras. A perda de carga na tubulação, o sub-resfriamento, o superaquecimento e as irreversibilidades de compressão foram desconsideradas no ciclo teórico. O sub-resfriamento do líquido saturado na saída do condensador é necessário para que bolhas não entrem na válvula de expansão, dificultando assim a expansão. O superaquecimento do vapor saturado na saída do evaporador é necessário para se evitar a entrada de gotículas líquidas no compressor, impedindo assim a compressão úmida, reduzindo a eficiência do processo. E, por fim as perdas por atrito, ruído e vibrações fazem com que o processo de compressão não seja isentrópico como mostrado anteriormente. A Figura 6 representa o diagrama  $Pxh$  no ciclo real de refrigeração.

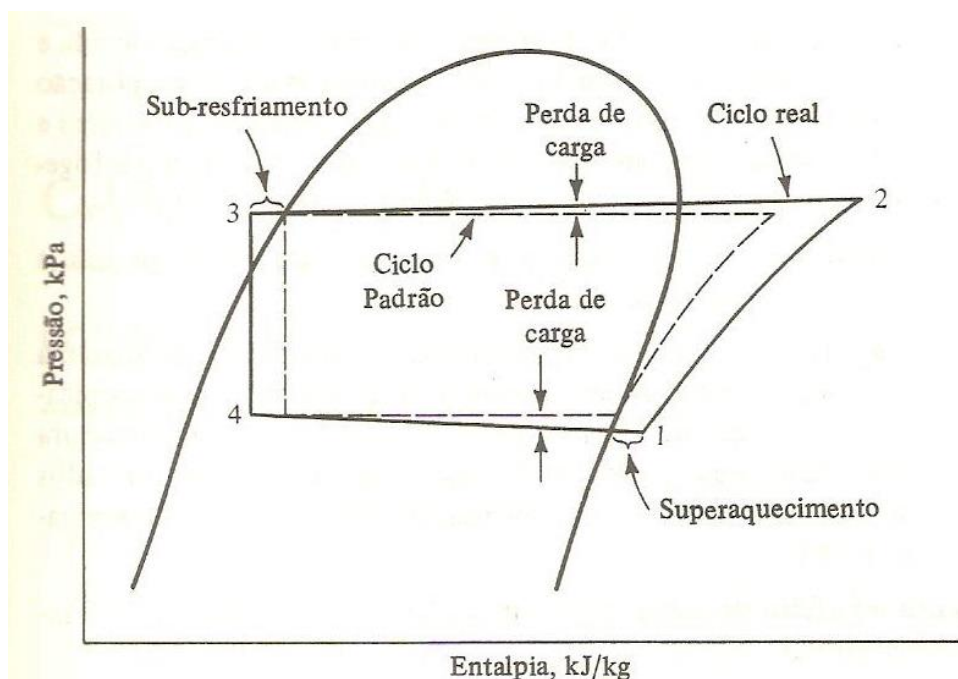


Figura 6 - Diagrama P-h de um ciclo real de compressão a vapor.

Fonte: (STOECKER & JONES, 1985, p. 5).

### 2.7.1 Efeito do superaquecimento no vapor de admissão

No ciclo teórico o compressor recebe vapor saturado na temperatura e pressão do evaporador, mas na realidade não é isso que ocorre, os fabricantes de ar condicionado provocam o superaquecimento intencionalmente, em consequência disso ocorre um aumento do calor de compressão em relação ao ciclo saturado e também se evita a entrada de gotículas líquidas que possam não ter passado para o estado de vapor saturado na entrada do compressor.

Se ambos os ciclos, o saturado e o real, tiverem vazão mássica constante, a potência de compressão será maior com a aplicação do superaquecimento. Porém a influência do superaquecimento sobre o COP depende inteiramente de onde o calor é absorvido e se o superaquecimento produz um resfriamento útil ou não (DOSSAT, 2004).

Resfriamento útil é a parcela de calor absorvido pelo vapor dentro da parte refrigerada, fora da parte refrigerada o resfriamento não será útil. No ciclo real nem todo calor absorvido é na parte refrigerada, 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. A influência do superaquecimento sobre a capacidade de refrigeração dependerá do fluido refrigerante utilizado.

### 2.7.2 Efeito do sub-resfriamento no líquido

O sub-resfriamento proporciona um aumento no efeito de refrigeração do ciclo. O deslocamento do ponto 3 para a esquerda no diagrama  $pxh$  do ciclo real também reduz a produção de Gás Flash e o líquido comprimido promove uma redução na massa do refrigerante em relação ao ciclo saturado, portanto se a massa de refrigerante adicionado for a mesma, o compressor poderá admitir vapor saturado. Em ambos os ciclos o volume específico do vapor de admissão é o mesmo, conseqüentemente o calor de compressão é constante. Desta maneira o desempenho do sistema é elevado proporcionalmente ao aumento do efeito de refrigeração.

## 2.8 BALANÇO DE ENERGIA PARA O CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O balanço de energia para o ciclo se baseia na aplicação da primeira lei da termodinâmica para cada componente do processo. Esta aplicação é muito importante para uma análise quantitativa do processo.

### 2.8.1 Capacidade de Refrigeração

Considerando um sistema que opere em condições permanentes e desprezando os efeitos de energia cinética e potencial, a capacidade de refrigeração é a quantidade de energia absorvida pelo evaporador por unidade de tempo em um volume de controle no evaporador. Podemos calcular a capacidade de refrigeração aplicando a primeira lei da termodinâmica no volume de controle:

$$Q_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3)$$

Sendo que,  $\dot{m}$ , é a vazão mássica do refrigerante.

Na prática a obtenção de dados é um pouco diferente da teórica pela dificuldade de medição de dados, então em sistemas de refrigeração é comum utilizar grandezas como vazão volumétrica, temperatura de insuflamento, temperatura de retorno, potência do compressor, área de seção do duto, etc. Desta maneira obtém-se a capacidade de refrigeração através da seguinte equação:

$$\dot{Q}_e = \frac{\dot{V}}{v} (h_{ret} - h_{ins}) = \frac{V \cdot A}{v} \Delta h \quad (4)$$

Sendo que,  $\dot{V}$ , é vazão volumétrica de ar no evaporador,  $v$ , é o volume específico do ar a altitude local,  $V$ , é a velocidade do ar e,  $A$ , é a área da seção do duto de insuflamento. Os índices subscritos nas entalpias são referentes a retorno e insuflamento do ar no evaporador. A obtenção dos dados das entalpias do ar de retorno e de insuflamento vem através do diagrama psicrométrico, mas para isto é necessário conhecer a umidade relativa e a temperatura de bulbo seco.

A capacidade de refrigeração também pode ser obtida pela soma da parcela de calor sensível e latente. O calor sensível é referente a variação de temperatura de bulbo seco do ar úmido e o calor latente é referente a variação de vapor d'água do ar úmido sem alterar a temperatura de bulbo seco e podem ser representados pelas seguintes equações:

$$\dot{Q}_s = \frac{\dot{V}}{v} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5)$$

Sendo que,  $C_p$ , é o calor específico do ar seco a pressão constante e,  $\Delta T$ , é a variação de temperatura de bulbo seco do ar.

$$\dot{Q}_l = \frac{\dot{V}}{v} \cdot Clv \cdot \Delta W \quad (6)$$

Sendo que,  $Clv$ , é o calor latente de vaporização de água do ar úmido e,  $\Delta W$ , é a variação de umidade específica.

Em projetos de climatização a vazão de ar é expressa pela vazão volumétrica e as equações de calor sensível e latente podem ser reescritas da seguinte forma:

$$\dot{Q}_s = 1,2\dot{V} \cdot \Delta T \quad (7)$$

$$\dot{Q}l = 2,95\dot{V} \cdot \Delta W \quad (8)$$

### 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 de evaporação até a pressão de condensação. Aplicando a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle no compressor, assume-se regime permanente, se desconsidera a variação de energia cinética e potencial e para compressão adiabática tem-se que:

$$\dot{P}_{cp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (9)$$

Sendo que,  $h_2$ , é a entalpia do fluido na saída do compressor e,  $h_1$ , é a entalpia do fluido na sucção do compressor. Esta variação de entalpia é conhecida como calor de compressão.

Como já descrito anteriormente, a compressão no compressor não é adiabática, devido à perda de calor do compressor para o meio externo, então completando a equação anterior tem-se:

$$\dot{P}'_{cp} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{cp} \quad (10)$$

Sendo que,  $\dot{Q}_{cp}$ , é o calor trocado entre o condensador e o meio. Como esta variável é de difícil medição em uma pesquisa experimental, pode-se utilizar a potência real do compressor,  $\dot{P}'_{cp}$ , que é obtida através da medição da potência elétrica do compressor.

$$\dot{P}'_{cp} = \dot{P}_{elTotal} - \dot{P}_{elVazio} \quad (11)$$

Sendo que,  $\dot{P}_{elTotal}$ , é a potência elétrica necessária para o motor do compressor funcionar e,  $\dot{P}_{elVazio}$ , a potência elétrica em vazio necessária para movimentar todos os equipamentos sem que o mesmo esteja realizando trabalho útil.

Ambas as potências elétricas podem ser obtidas medindo a corrente e a tensão elétrica, utilizando um multímetro. A potência real de compressão é utilizada quando a análise do ciclo se faz através do diagrama  $Pxh$ . Porém, para uma análise

psicrométrica a potência de compressão,  $\dot{P}'_{cp}$ , é a própria potência elétrica total,  $\dot{P}_{elTotal}$ .

### 2.8.3 Calor rejeitado pelo condensador

O condensador é o responsável pela rejeição de calor que foi absorvida nos processos de evaporação e compressão para o meio externo. O calor liberado no processo de condução pode ser obtido através de um volume de controle no condensador:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (12)$$

### 2.8.4 Dispositivo de expansão

Na válvula de expansão o processo teórico é adiabático, desconsiderando as variações de energias cinética e potencial e aplicando a primeira lei da termodinâmica em um volume de controle na válvula chega-se a expressão:

$$h_3 = h_4 \quad (13)$$

## 2.9 DESEMPENHO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR

Este é um dado de grande importância em um ciclo de compressão a vapor, o principal parâmetro de avaliação de um ciclo é o COP, Coeficiente de performance, ele se dá pela razão entre o efeito de refrigeração,  $\dot{Q}_{ev}$ , sobre o trabalho de compressão do ciclo,  $\dot{P}_{cp}$ , ou seja, é a energia útil sobre a energia fornecida para se obter o efeito desejado, o COP pode ser calculado pelas entalpias dos estados pré determinado na Figura 5, como mostra a equação (14):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{P}_{cp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (14)$$

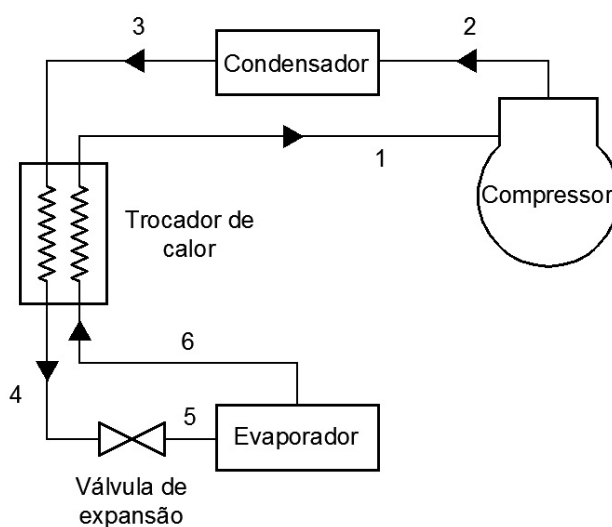
Como para um estudo experimental é difícil se obter as entalpias, parâmetros de maior facilidade de medição são substituídas na fórmula do COP, ficando da forma:

$$COP = \frac{V.A}{v} \cdot \frac{\Delta h}{\dot{P}'_{cp}} \quad (15)$$

## 2.10 TROCADOR DE CALOR DE LINHA DE SUÇÇÃO/LINHA DE LÍQUIDO

### 2.10.1 Princípio de funcionamento

O ciclo de compressão a vapor possui dois níveis diferentes de pressão, da pressão do evaporador (baixa pressão) e o da pressão do condensador (alta pressão). Esta diferença de pressão permite com que o fluido mude de estado físico e absorva ou rejeite calor do sistema. Por este motivo as linhas de líquido e de sucção apresentam uma diferença de temperatura considerável, aproximadamente 30°C, considerando esta diferença de temperatura, poderíamos utilizar o gás frio que sai do evaporador para resfriar o líquido quente que sai do condensador, mas na prática isto não ocorre pois as tubulações líquida e de sucção possuem isolamentos térmicos distintos, a Figura 7 representa esquematicamente o trocador de calor de linha de sucção/linha de líquido (SLHX):



**Figura 7 - Principais componentes de um ciclo de refrigeração com SLHX.**

**Fonte: (TEBCHIRANI, 2011).**



O SLHX pode ser instalado em sistemas de ar condicionado para garantir seu melhor funcionamento e elevar o COP do sistema. Segundo a ASHRAE Fundamental Handbook (2001), o SLHX tem por finalidade:

- Elevar o COP do sistema.
- Elevar o sub-resfriamento do refrigerante para evitar a formação de gás flash na entrada da válvula de expansão.
- Evitar a compressão úmida, entrada de líquido residual na aspiração do compressor.

#### 2.10.2 Tipos de trocador de calor linha de sucção/linha de líquido

Existem diversos tipos de trocador de calor para aplicação em linha de sucção e linha líquida. Segundo a ASHRAE os trocadores podem ser do tipo:

- *Tube in tube*:

Este trocador consiste na passagem de um tubo de cobre em forma de espiral por outro tubo de cobre contra a corrente. Este tipo de trocador é muito utilizado devido ao pequeno espaço que ocupa e suas principais aplicações são como bomba de calor para aquecer piscinas e usado para climatização em aparelhos de ar condicionado.

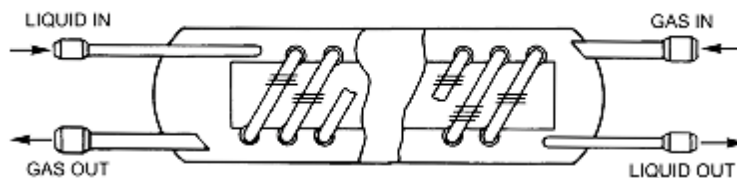


**Figura 8 - Trocador de calor *tube in tube*.**

**Fonte: (ASHRAE).**

- Casco e tubo:

Este trocador é composto por uma carcaça e por tubos que passam por seu interior, ambos em diferentes temperaturas, mas por seu custo e suas dimensões ele não tem aplicação para sistemas de ar condicionado.

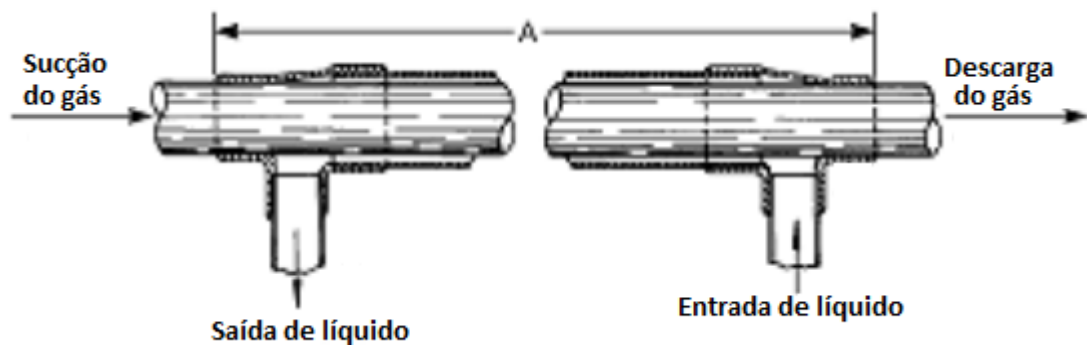


**Figura 9 - Trocador de calor casco e tubo.**

Fonte: (ASHRAE, 2001).

- Tubos concêntricos:

Este trocador possui uma menor eficiência que os anteriores, mas pela sua dimensão tem grande utilidade para a aplicação em sistemas de ar condicionado. Ele consiste em dois tubos, onde a linha líquida passa dentro da linha de sucção.



**Figura 10 - Trocador de calor de tubos concêntricos.**

Fonte: (ASHRAE, 2001).

### 2.10.3 Efetividade de um trocador de calor

A efetividade do SLHX depende da sua capacidade de trocar calor, e este fator está relacionado com as dimensões e a configuração do dispositivo de transferência de calor. A sua efetividade,  $\epsilon$ , pode ser definida por:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6} \quad (16)$$

Os índices subscritos na equação são correspondentes a Figura 7. A efetividade está no intervalo de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ . Este parâmetro é fundamental para saber a influência do SLHX no COP do sistema.

A maioria das publicações na área de refrigeração tem se voltado para o consumo de energia. Como nos últimos tempos a questão ambiental se tornou um dos principais temas de discussões, e fluídos que não agridem o meio ambiente e exigem menos energia do sistema tem se tornado cada vez mais importantes. Os livros não apresentaram muito sobre o SLHX e seus efeitos, sem qualquer demonstração prática.

Os artigos científicos mostraram um maior estudo sobre o SLHX, porém não se aprofundaram no impacto da utilização do SLHX na carga de fluído refrigerante, apenas a pesquisa de Tebchirani (2011) foi encontrada que demonstrou de forma experimental a influência do SLHX sobre a carga de fluído refrigerante no sistema.

Dossat (2004) aborda o assunto de maneira teórica. Questões sobre o superaquecimento para a produção de resfriamento útil e a influência do calor específico do refrigerante sobre a taxa de transferência de calor também são abordados.

Domanski, Doyle & Didion (1994) compararam de maneira teórica o efeito do SLHX no sistema de refrigeração com diversos fluídos de trabalho. Também propuseram uma equação para o desempenho do ciclo com o uso do SLHX e para o mesmo ciclo sem o SLHX.

$$\frac{COP'}{COP} = \frac{1 + [\bar{c}_{p,v}(T_{1'} - T_1)] / [h_{fg,e} - \bar{c}_{p,l}(T_e - T_c)]}{1 + (v_{1'} - v_1) / v_1} \quad (17)$$

Os índices sobrescritos correspondem a utilização do SLHX,  $\bar{c}_{p,v}$ , o calor específico molar do vapor,  $\bar{c}_{p,l}$ , o calor específico molar do líquido,  $T_e$ , temperatura de evaporação,  $T_c$ , temperatura de condensação e,  $v$ , o volume específico.

O Gráfico 2 representa graficamente a equação anterior para as condições de operação de 23°C de temperatura de evaporação e 42,5°C de temperatura de condensação.

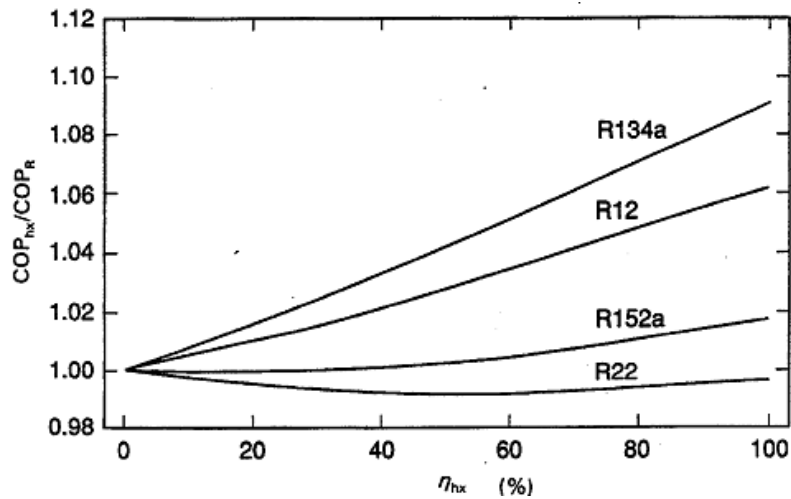


Gráfico 2 – Variação do COP pela efetividade.

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

Através do Gráfico 2 nota-se que para o fluido R-22 o COP sofreu uma leve perda com o uso do SLHX.

Como as temperaturas de evaporação e condensação exercem forte influência no cálculo do COP, os autores propuseram um gráfico a partir destes dados, Gráfico 3:

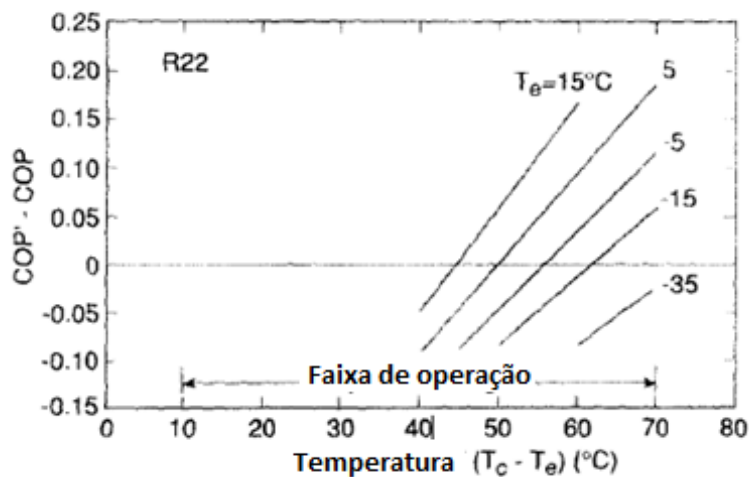


Gráfico 3 - Variação do COP para O fluido R-22 pela temperatura de evaporação (Tc-Te).

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

A partir do Gráfico 3, é possível observar que para a faixa operacional aproximada de  $T_e=0^\circ\text{C}$  e  $T_c=40^\circ\text{C}$ , ou seja, temperaturas de operação de um aparelho de ar-condicionado, indica uma redução no COP do sistema.

Os autores também ressaltam que as principais propriedades que influenciam na aplicação do SLHX são o calor específico e o calor latente, sendo o calor específico o mais influente.

Domanski (1995) aplicou o estudo do artigo anterior para uma análise do COP em relação ao  $\text{COP}_c$  (COP do ciclo de Carnot) para algumas efetividades, mostradas no Gráfico 4:

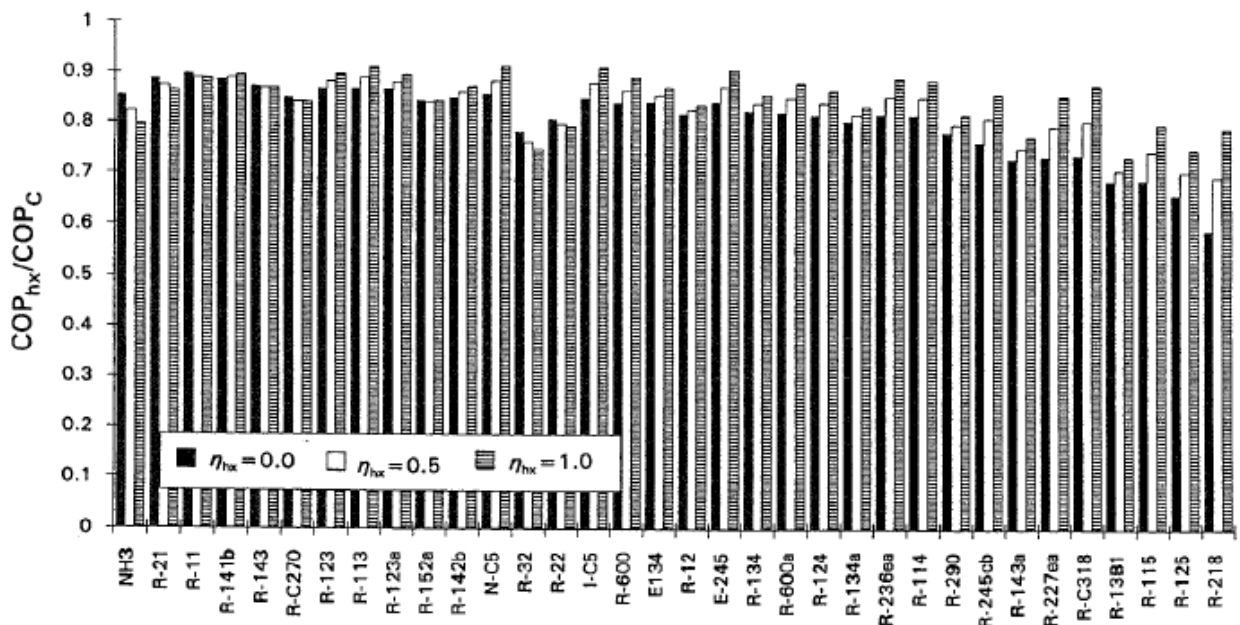


Gráfico 4 - Variação do  $\text{COP}'$  e o  $\text{COP}_c$  para vários fluidos refrigerantes.

Fonte: (DOMANSKI P. A., 1995).

Este gráfico apresenta dados do  $\text{COP}'/\text{COP}_c$  para condições de operação de:  $T_e=8^\circ\text{C}$  e  $T_c=46^\circ\text{C}$ .

Apra, Ascani e Rossi (1999) propuseram um critério para adoção do SLHX referente ao efeito de refrigeração e a entalpia latente específica. O critério se baseia em:

$$T_1 = \frac{h_1 - h_4}{c_p} \quad (18)$$

Sendo que,  $T_1$ , é a temperatura de sucção do compressor. Eles usaram o Gráfico 5 para comparar pontos vantajosos para a utilização do SLHX, pontos abaixo das curvas são vantajosos para os fluidos referentes.

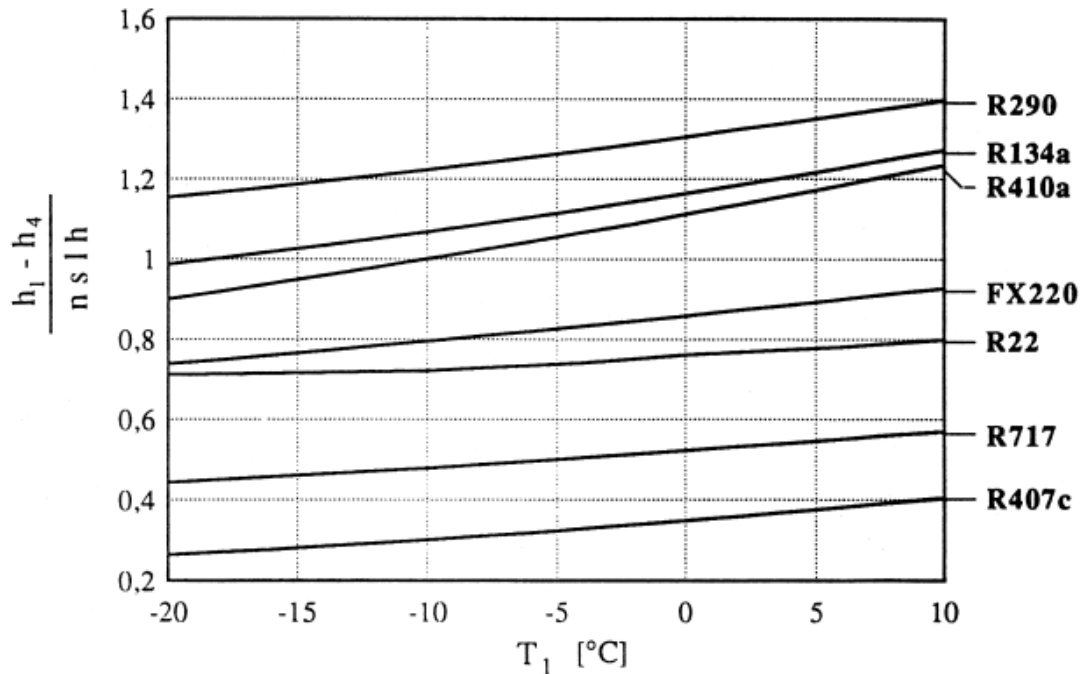


Gráfico 5 - Diagrama para avaliação de vantagens do SLHX.

Fonte: (APREA, ASCANI, & ROSSI, 1999).

Klein, Reindl e Brownell (2000) definiram uma equação para representar a efetividade de um SLHX. Demonstraram graficamente seu modelo matemático em relação a efetividade e capacidade de refrigeração para alguns fluidos de trabalho. Para os gráficos foram utilizadas temperaturas de evaporação e condensação pré-estabelecidas em  $-20^{\circ}\text{C}$  e  $40^{\circ}\text{C}$  respectivamente.

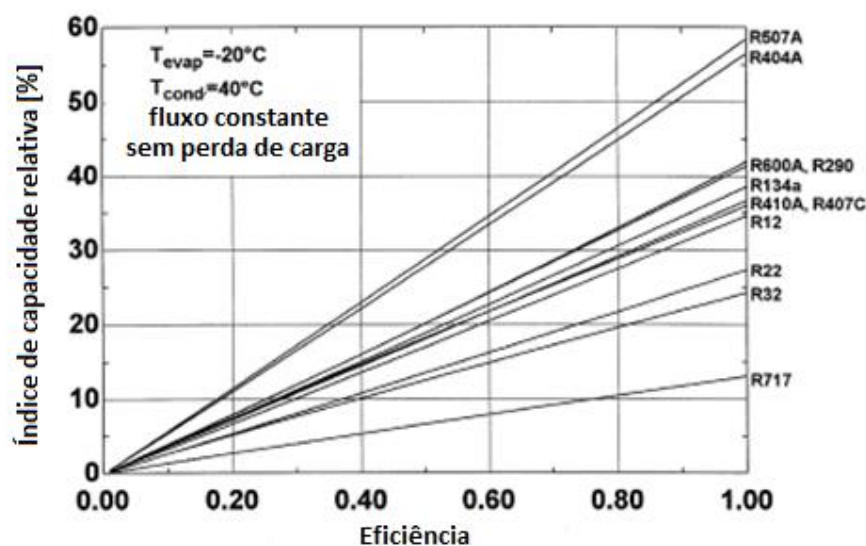


Gráfico 6 - Variação da capacidade de refrigeração com vazão volumétrica do compressor fixa.

Fonte: (KLEIN, REINDL, & BROWNELL, 2000).

Para o Gráfico 6 tem-se o sistema com uma vazão volumétrica do compressor fixa. Para o Gráfico 7, o mesmo sistema com a vazão volumétrica corrigida para a variação do volume específico na aspiração do compressor.

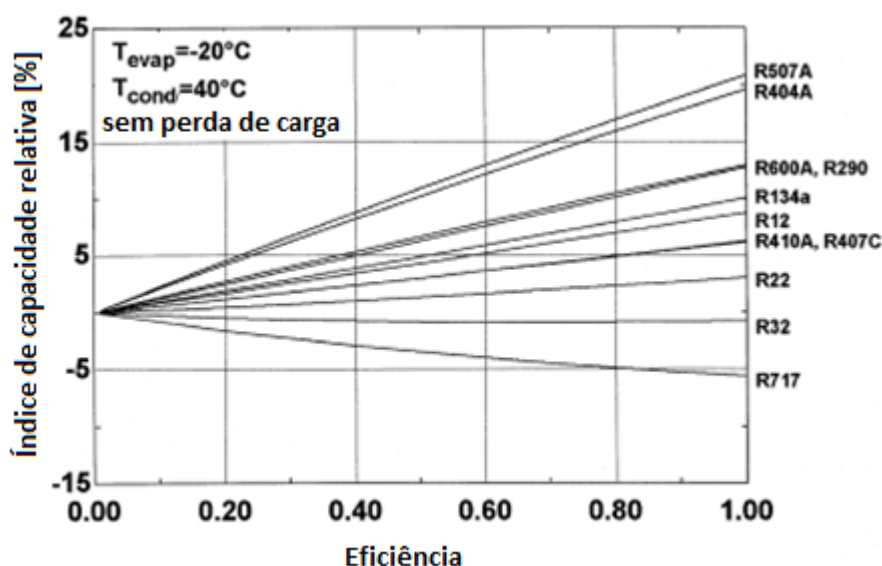
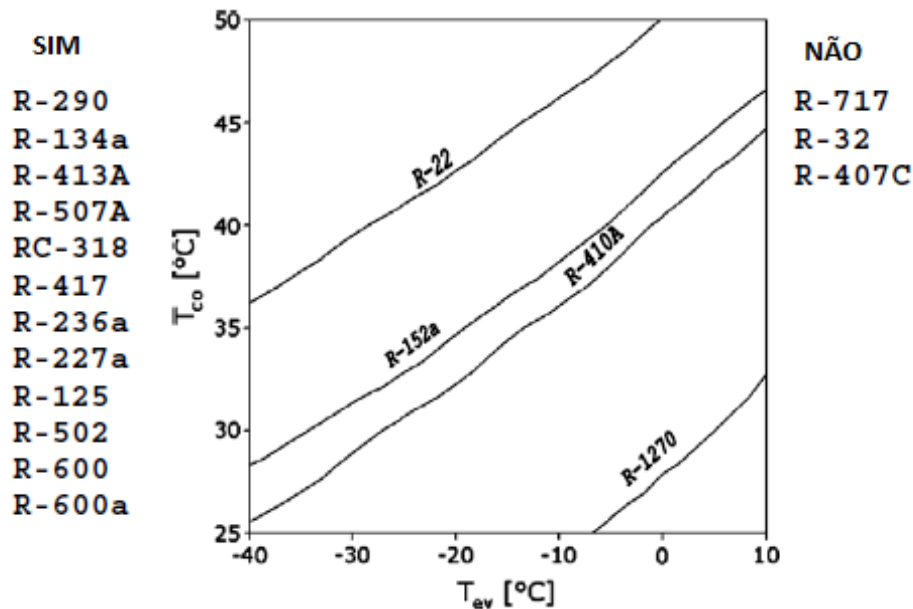


Gráfico 7 - Variação da capacidade de refrigeração para vazão volumétrica do compressor corrigida.

Fonte: (KLEIN, REINDL, & BROWNELL, 2000).

Segundo Klein *et al.* (2000), quanto maior a variação de temperatura mais vantajoso será o uso do SLHX.

Mastrullo, Mauro e Vanoli (2007) baseados nas temperaturas de evaporação e condensação, demonstram de forma gráfica os benefícios do SLHX para diversos fluidos. Estudaram também o efeito do calor específico molar a pressão constante e a efetividade do trocador de calor sobre a variação COP'/COP - Gráfico 8.



**Gráfico 8 - Diagrama para avaliação do SLHX.**

**Fonte: (MASTRULLO, MAURO, & VANOLI, 2007).**

Para os fluidos relacionados à esquerda do Gráfico 8 tem-se uma adoção vantajosa do SLHX para qualquer temperatura de trabalho e para os fluidos listados a direita não se percebe uma utilização vantajosa do SLHX, já os fluidos mostrados no gráfico apresentam vantagens na utilização dependendo das temperaturas de saturação do ciclo.

Para o fluido R-22 pode-se observar vantagem na utilização do SLHX para algumas temperaturas, mas pode-se inferir que quanto maior é a variação entre a temperatura de evaporação e condensação melhor será sua efetividade.



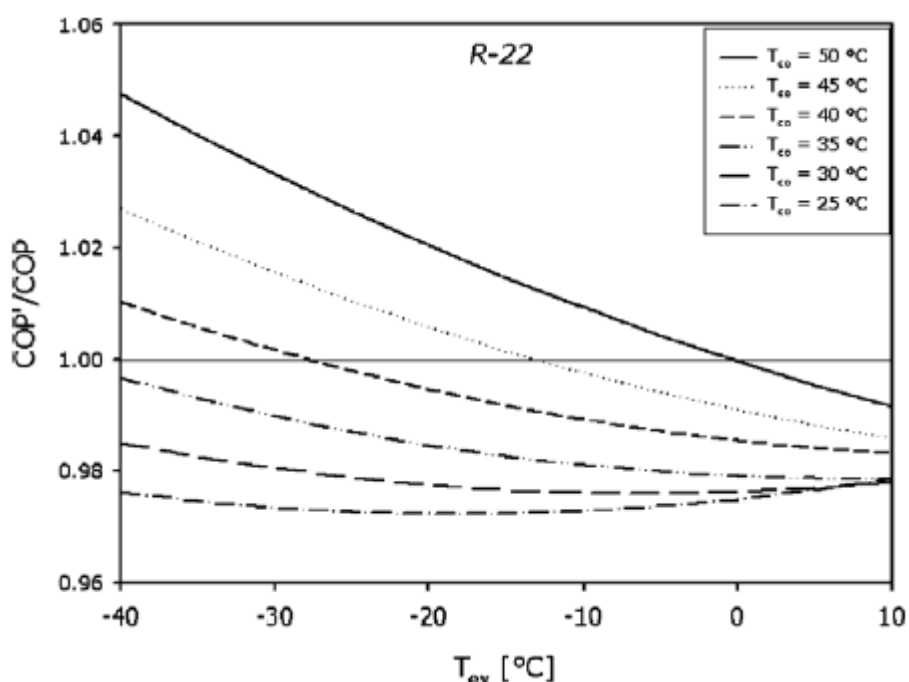
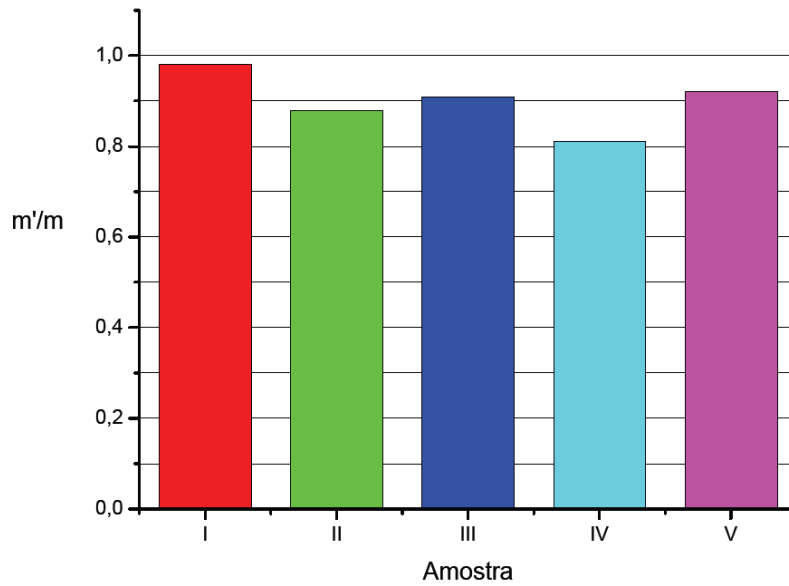


Gráfico 9 - Variação do COP pela temperatura de evaporação de um SLHX para o fluido R-22.

Fonte: (MASTRULLO, MAURO, & VANOLI, 2007).

Segundo Mastrullo *et al* (2007), fluidos com baixo COP, devido a altos valores de calor específico molar, sofrem uma maior influência do SLHX. Enquanto aqueles com alto COP sofrem pouca melhora pelo uso do trocador de calor.

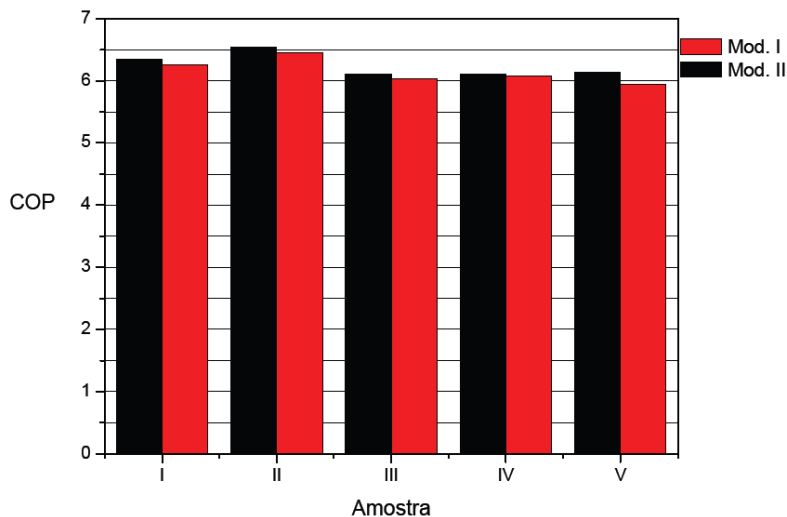
Tebchirani (2011) fez um estudo experimental do efeito do SLHX em cima da carga de fluido refrigerante e do COP de um sistema de ar condicionado utilizando R-22 como fluido de trabalho. Para o autor a adoção do SLHX é proveitosa no impacto da carga de fluido refrigerante no sistema, chegando a um caso ótimo de até 19% na redução da carga de fluido em comparação ao mesmo sistema sem o trocador de calor instalado, como mostra o Gráfico 10.



**Gráfico 10 - Variação da carga de fluido para um ciclo com SLHX utilizando R-22.**

Fonte: (TEBCHIRANI, 2011).

Foi comprovado que quanto maior for a efetividade do trocador de calor maior será a redução de carga de fluido refrigerante. Tebchirani (2011) observou que a capacidade de refrigeração sofreu uma leve redução, mas no COP essa redução não ocasionou perdas e sim um pequeno aumento no COP.



**Gráfico 11 - Variação do COP para um ciclo com SLHX usando R-22.**

Fonte: (TEBCHIRANI, 2011).

Sendo que, Mod. I, representa a modalidade de teste 1, um ciclo de compressão a vapor padrão e, Mod II, representa o mesmo ciclo com a instalação do SLHX.

### 3 APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

#### 3.1 LABORÁTARIO

O experimento foi realizado em uma sala disponibilizada pela empresa DWG Climatização, nesta sala foi utilizado um ar-condicionado de chão portátil como suporte e uma resistência elétrica na saída do evaporador para controle da temperatura ambiente, garantindo assim uma temperatura ambiente estável em todos os testes.

Neste local, os testes apresentaram resultados constantes e confiáveis. Antes de cada teste o ar-condicionado de suporte era ligado para deixar a temperatura da sala semelhante em todos os testes, evitando distorção de resultados de um teste para o outro.

#### 3.2 O APARELHO DE AR-CONDICIONADO

O aparelho de ar-condicionado utilizado foi de concepção “piso/teto”, modelo Modernitá, de fabricação Springer Carrier LTDA com uma capacidade de 30.000 Btu/h.

Os componentes do aparelho de ar-condicionado estão especificados abaixo:

- **Compressor:** Tipo scroll, modelo ZR30KC-PFV-501C, fabricado pela Copeland®, para uso exclusivo em sistemas utilizando R-22 como fluido de trabalho, com pressões máximas de operação de 27,5 bar (pressão de alta) e 20bar (pressão de baixa).



**Figura 11 - Unidade condensadora.**

**Fonte: Autoria própria.**

- **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. Na saída de ar do evaporador foi instalado uma resistência de 5000W para aquecer o ar que saia do evaporador, com a finalidade de manter o equilíbrio de temperatura da sala e a temperatura de ar que era succionado pelo evaporador, como mostra a Figura 12.



**Figura 12 - Evaporador e resistência.**

**Fonte: Autoria própria.**

- **Condensador:** Tipo de descarga horizontal, versão frio, com motor de ventilador axial de acionamento direto.
- **Dispositivo de expansão:** Tipo pistão com orifício de 0,065”.



Figura 13 - Dispositivo de expansão.

Fonte: Autoria própria.

### 3.3 MANÔMETROS

As medições de pressão foram obtidas através de um conjunto *manifold* de duas vias com três mangueiras e manômetros analógicos para fluido refrigerante R-22.



**Figura 14 - Manifold.**

**Fonte: Autoria própria.**

**Tabela 1 – Especificação técnica do conjunto manifold**

<b>Especificação técnica do conjunto <i>manifold</i></b>	
Escala do manômetro	0 a 500 psig
Deslocamento	-30 a 250 psig
Fabricante	Gitta

**Fonte: Autoria própria.**

### 3.4 BALANÇA

Para a pesagem dos cilindros de fluido refrigerante foi utilizado uma balança digital para se observar qual foi a massa de fluido no sistema antes e depois de cada teste. A balança utilizada foi da marca tst-stag, mod. TST-08005.



**Figura 15 - Balança digital.**

**Fonte: A autoria própria.**

### 3.5 TERMOMÊTRO

Para a medição das temperaturas foram utilizados dois termômetros digitais penta, diretamente em contato com a tubulação de cobre para verificar a temperatura ambiente e diferença de temperatura antes e depois do trocador de calor assim como a determinação do grau de superaquecimento, uma vez que o medidor precisa estar ao alcance do operador do cilindro de fluido refrigerante já que o grau de superaquecimento é proporcional à carga de fluido adicionado no sistema.





**Figura 16 - Termômetro digital.**

**Fonte: Autoria própria.**

**Tabela 2 – Especificação técnica do termômetro digital portátil.**

**Especificação técnica do termômetro digital portátil**

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

**Fonte: Autoria própria.**

### 3.6 AQUISIÇÃO DE DADOS

Devido à falta de um software adequado para a aquisição de dados, foram utilizados dois termômetros digitais para obtenção das temperaturas, foram colocados



as pontas dos termômetros em pontos específicos para realizar a medição de temperatura nos testes sem o trocador de calor e com o uso do trocador de calor.

As medições foram feitas manualmente, consultando de minuto a minuto as temperaturas nos termômetros e registrados em planilhas elaboradas no *software* Excel.

Para os cálculos e obtenção de valores termodinâmicos do fluido foi utilizado o *software* Excel e EES.

### 3.7 TROCADOR DE CALOR SLHX

O trocador de calor foi do tipo SLHX conectado a uma tubulação de cobre rígido de bitolas de 3/8" e 3/4" (espessura de parede de 1/32") e o revestimento utilizado foi Polipex Plus® UV com uma espuma isolante de polietileno de baixa densidade com filme de polietileno ativado para garantir um bom isolamento térmico. Os bulbos do termômetro foram conectados a superfície externa dos tubos de cobre.

A temperatura externa do tubo pode ser considerada a temperatura do fluido refrigerante que passa por dentro da tubulação, já que o cobre apresenta alta condutividade térmica.



**Figura 17 - SLHX.**

**Fonte: Autoria Própria.**



Figura 18 - SLHX e isolante térmico.

Fonte: Autoria Própria.

### 3.8 POSICIONAMENTO DOS SENSORES E MEDIDORES DO APARATO EXPERIMENTAL

Para determinar as grandezas utilizadas no trabalho, os dispositivos descritos nos itens 3.3, 3.5 e 3.7 foram instalados conforme mostra a Figura 19.

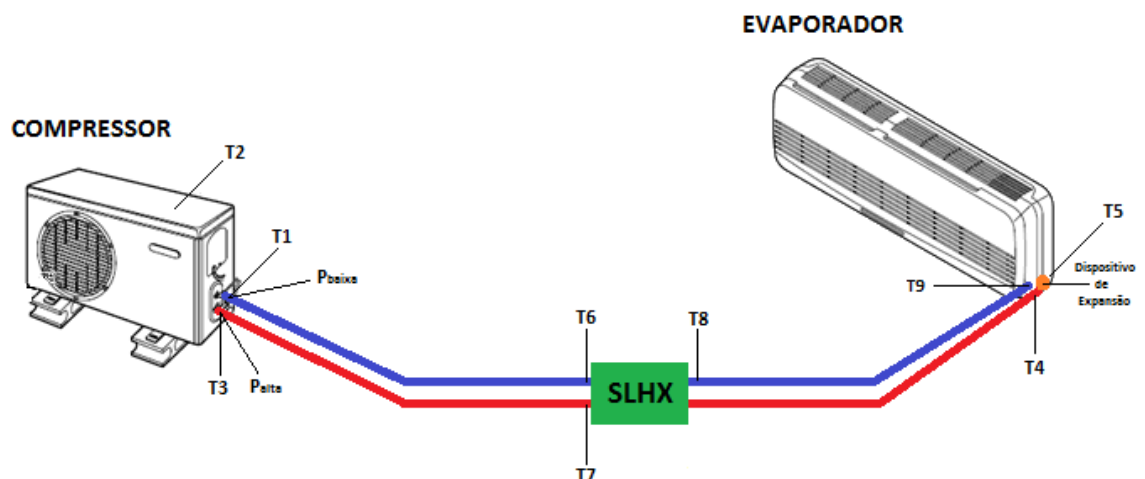


Figura 19 - Pontos de coleta de dados.

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 3 – Posicionamento dos medidores de pressão e temperatura.

Posicionamento dos medidores de pressão e temperatura	
Descrição	Símbolo
Pressão de Sucção	P baixa
Pressão de descarga	P alta
Trocador de calor de linha de sucção/líquido	SLHX
Temperatura de Sucção	T1
Temperatura de Compressão (medida diretamente no compressor)	T2
Temperatura de Descarga	T3
Temperatura de entrada no dispositivo de expansão	T4
Temperatura de saída do dispositivo de expansão	T5
Temperatura de saída do SLHX na linha de baixa pressão	T6
Temperatura de entrada do SLHX na linha de baixa pressão	T7
Temperatura de entrada do SLHX na linha de baixa pressão	T8
Temperatura de saída do evaporador	T9

Fonte: Aatoria própria.

### 3.9 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O experimento foi realizado em duas modalidades:

- Sem SLHX: Os testes foram realizados em um aparelho de ar condicionado do tipo *Split* piso/teto, com as tubulações isoladas termicamente de maneira individual.
- Com SLHX: Nesta segunda modalidade o Trocador de Calor SLHX foi instalado no aparelho de ar condicionado, unindo as tubulações.

Os testes foram realizados para avaliar o impacto do SLHX na carga de fluido refrigerante no sistema, devido à falta de controle de temperatura adequada, foi instalado uma resistência elétrica na saída do evaporador para aquecer o ar a fim de manter uma temperatura equilibrada no ambiente.

Foi também utilizado um aparelho de ar condicionado de chão na entrada de ar do evaporador para manter uma circulação de ar e uma temperatura adequada para ser utilizado nos testes.



**Figura 20 - Evaporador e ar condicionado de suporte.**

**Fonte: Autoria Própria.**

Foram coletados dados de cinco testes sem SLHX e cinco testes com SLHX, um valor médio das temperaturas em cada ponto foi utilizado para os cálculos, os valores foram medidos com o sistema em regime permanente.

Para agilizar o andamento dos testes foram preparados previamente duas tubulações com conexões de fácil acoplamento, uma com a instalação convencional de tubulação de cobre e a outra com o trocador de calor instalado no meio, ambas medindo 1,5 m.



**Figura 21 - Tubulações de teste previamente preparadas.**

**Fonte: Aatoria Própria.**

Após cada teste o fluido refrigerante era recolhido no compressor para se evitar que o fluido fosse liberado na atmosfera e que o mesmo fluido seja utilizado em todos os testes, em cada teste o sistema começava do zero, tendo que atingir o superaquecimento e em alguns casos foi necessário adicionar ou retirar gás do sistema.

### 3.9.1 Processo de adição de fluido refrigerante

Este processo foi realizado no final da instalação do equipamento e se baseia no peso de fluido e no grau de superaquecimento, uma vez que se basear apenas pelo peso não é confiável devido a diferenças que podem apresentar diferentes aparelhos de ar condicionado. O superaquecimento é um critério fundamental para o bom funcionamento do sistema uma vez que evita a compressão úmida no compressor, diluindo o óleo lubrificante no sistema e podendo causar a falta de resfriamento no motor e por consequência sua queima.

O superaquecimento deve estar entre 5°C e 8°C, para que seja alcançado este valor, teve que haver um certo controle do operador do cilindro devido ao fato

deste controle ser todo manual. Para se obter o grau de aquecimento utiliza-se a seguinte equação:

$$SA = T_s - T_{ev} \quad (19)$$

Sendo que,  $T_s$ , é a temperatura medida no tubo de entrada do compressor e,  $T_{ev}$ , é a temperatura de evaporação convertida através da pressão de evaporação, para a conversão foi utilizado a tabela de conversão do manual do fabricante que se encontra no Apêndice 1.

Nos testes realizados o controle do superaquecimento foi a parte mais delicada do processo, uma vez que apenas depois de um tempo os medidores de pressão e temperatura indicam um valor equilibrado e constante, dessa maneira o fluido refrigerante teve de ser adicionado com muita cautela.

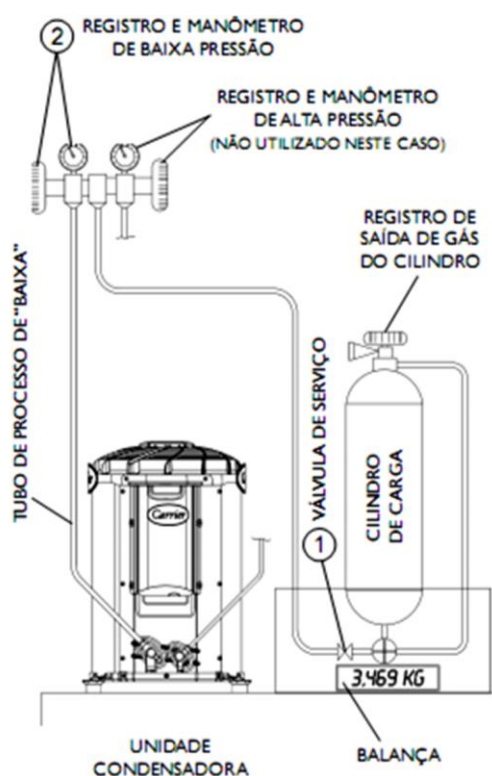


Figura 22 - Esquema de adição de gás.

Fonte: (SPRINGER CARRIER, 2008).

Ao final da carga de fluido refrigerante o cilindro de gás era desacoplado da tubulação e era pesado na balança.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados experimentais obtidos no trabalho. O objetivo principal é verificar a existência de uma região ótima de operação do sistema baseado na eficiência do SLHX, os resultados serão mostrados de uma forma comparativa entre o sistema operando com e sem o trocador de calor para que as vantagens e desvantagens sejam observadas de forma mais clara, como este é um estudo comparativo, será feita uma comparação com os dados coletados em outro trabalho com condições de teste controladas.

Algumas considerações foram feitas:

- Os resultados foram medidos após o sistema alcançar um regime permanente.
- Efeitos de energia cinética e potencial foram desprezados em presença da variação de energia interna do fluido refrigerante.

### 4.1 CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE

Na tabela 4 são apresentados os valores de fluido refrigerante adicionado no sistema em ambas as modalidades.

**Tabela 4 – Carga de fluido refrigerante em ambas as modalidades**

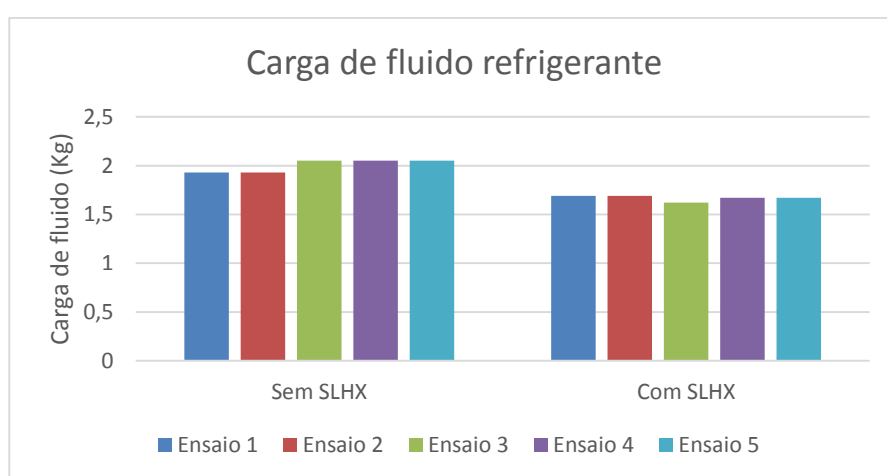
<b>Carga de fluido refrigerante sem SLHX</b>		
<b>Ensaio</b>	<b>Massa (kg)</b>	<b>Massa (kg)</b>
Ensaio 1	1,93	1,69
Ensaio 2	1,93	1,69
Ensaio 3	2,05	1,62
Ensaio 4	2,05	1,67
Ensaio 5	2,05	1,67
Média	2,002	1,668

Fonte: Autoria própria.



Através da tabela 4 pode ser notado que com o uso do SLHX houve uma redução na carga de fluido refrigerante em todos os ensaios, com uma redução média de 16,7% na carga de fluido refrigerante.

Nota-se que em alguns testes não houve variação na carga de fluido refrigerante, isto deve-se ao fato do superaquecimento ter sido atingido sem a necessidade de adição ou remoção de gás. A variação na carga de gás pode ser melhor observada através do gráfico 12, onde é mostrado a carga de gás no sistema em cada teste.



**Gráfico 12 - Carga de fluido refrigerante adicionada em cada teste.**

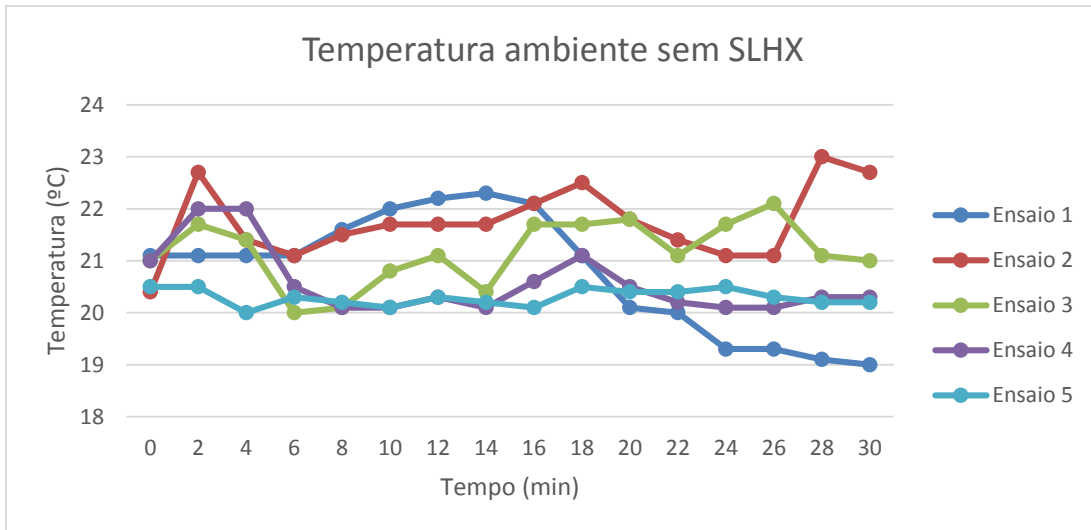
**Fonte: Autoria própria.**

## 4.2 TEMPERATURA AMBIENTE

Devido à falta de uma câmara térmica apropriada os testes foram realizados em uma sala pequena com um aparelho de ar condicionado de chão e uma resistência elétrica na saída do evaporador para controlar a temperatura ambiente e garantir que ela seria constante durante todo o teste.

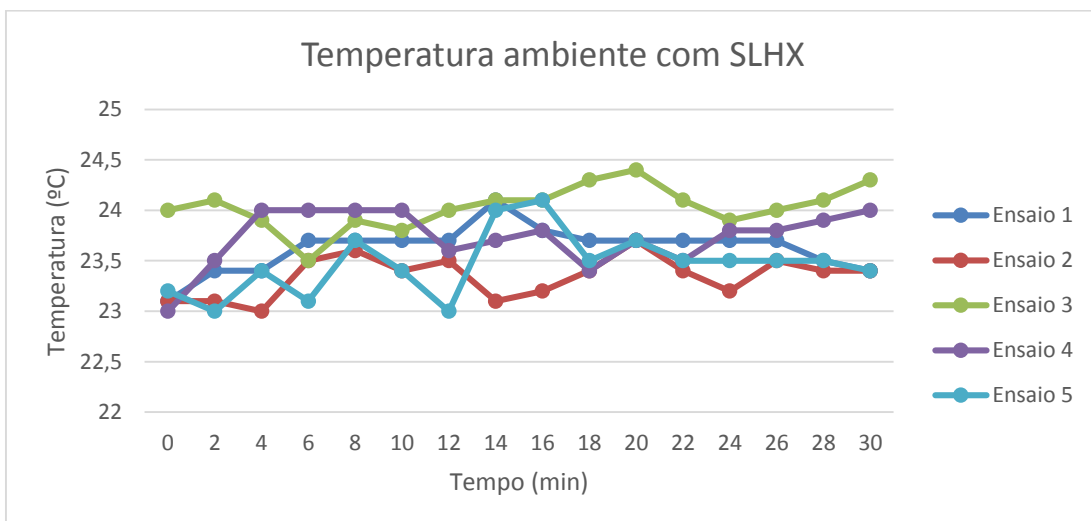
Nos gráficos 13 e 14 pode-se constatar a temperatura ambiente no local dos testes em função do tempo medidos em minutos.





**Gráfico 13 - Temperatura ambiente nos testes sem SLHX.**

Fonte: Autoria própria.



**Gráfico 14 - Temperatura ambiente nos testes com SLHX.**

Fonte: Autoria própria.

Para os testes sem o trocador de calor a temperatura ambiente média foi de 20,9°C e para os testes com o trocador de calor a temperatura ambiente média foi de 23,64°C, uma pequena variação levando em conta a falta de condições de testes adequadas.

### 4.3 COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP)

O COP como já mencionado anteriormente é a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão, como para uma medição experimental não dispusemos de medidores de vazão mássica, seria muito impreciso determiná-la pela capacidade do evaporador. Como o sistema não possui pontos de mistura, o COP foi calculado diretamente pelas entalpias (Eq. 14), sendo desnecessária a determinação vazão mássica para os cálculos. Nas tabelas 5 e 6 são mostrados os valores de temperatura, pressão e entalpia utilizados nos cálculos no primeiro teste com e sem SLHX, como a compressão não é isentrópica não foram utilizados valores de entropia para os cálculos, para obtenção dos valores de entalpia foi utilizado a base de dados do software EES, os dados de todos os testes se encontram no Anexo 1. Na tabela 7 é mostrado os valores do COP para cada um dos testes.

Os pontos das Tabelas 5 e 6 são referentes aos pontos da Figura 6.

**Tabela 5 – Dados utilizados para os cálculos sem o trocador de calor**  
**Dados utilizados para os cálculos sem o trocador de calor**

		Temp (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (KJ/Kg)
<b>Teste 1</b>	Ponto 1	7,30	518,43	410,00
	Ponto 2	65,90	1517,48	440,30
	Ponto 3	25,30	1517,48	230,80
	Ponto 4	9,30	518,43	230,80

Fonte: Autoria própria.

**Tabela 6 – Dados utilizados para os cálculos com o trocador de calor**  
**Dados utilizados para os cálculos com o trocador de calor**

		Temp (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)
<b>Teste 1</b>	Ponto 1	11,94	575,75	412,30
	Ponto 2	73,53	1659,10	445,00
	Ponto 3	25,09	1659,10	230,50
	Ponto 4	10,74	575,75	230,50

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7 – Resultados do COP com e sem SLHX

Resultados do COP com e sem SLHX		
Ensaio	Sem SLHX	Com SLHX
Ensaio 1	5,91	5,56
Ensaio 2	5,64	5,79
Ensaio 3	5,63	5,56
Ensaio 4	5,85	5,65
Ensaio 5	5,92	5,48
Média	5,79	5,608

Fonte: Autoria própria.

O Gráfico 15 mostra a variação dos resultados dos COP em cada um dos ensaios.

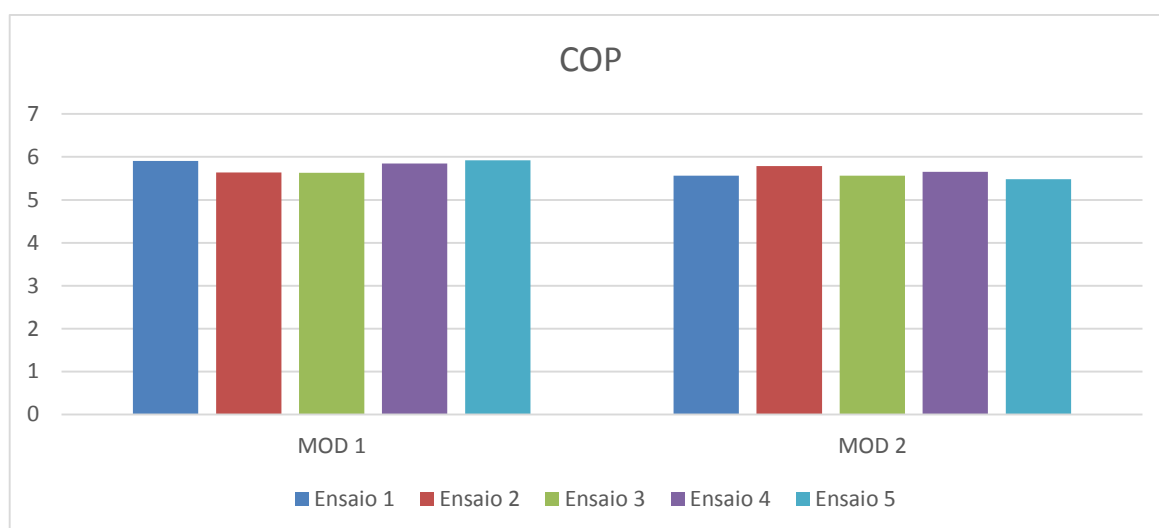
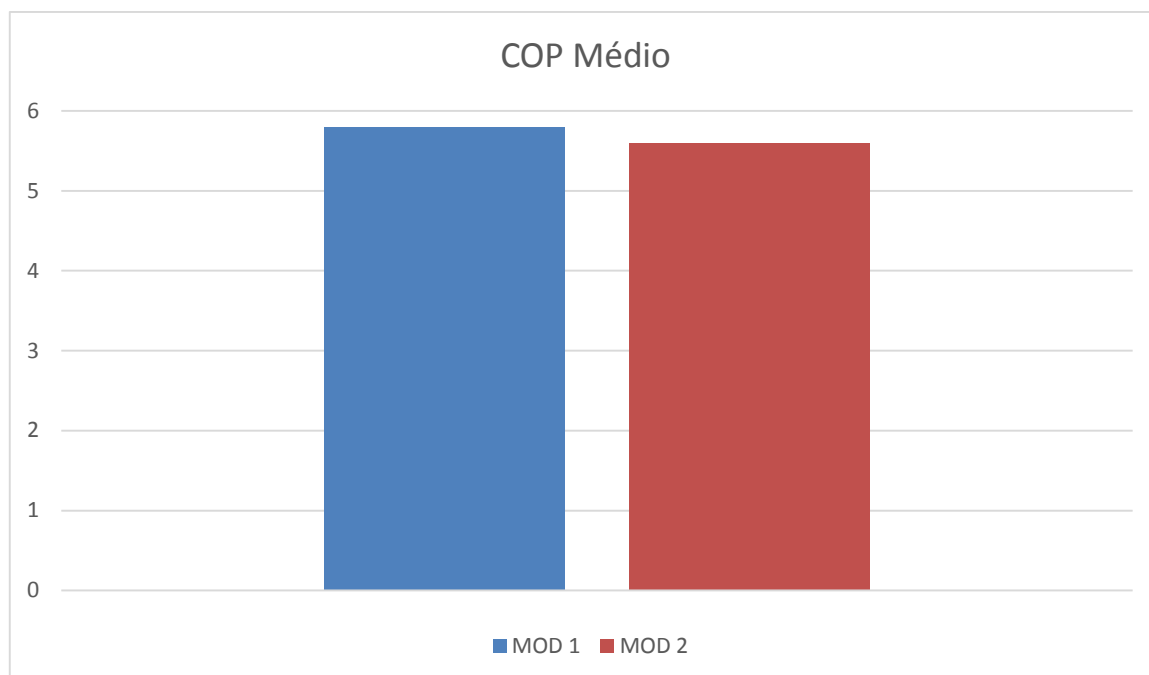


Gráfico 15 - COP obtido nos testes.

Fonte: Autoria própria.

O Gráfico 16 mostra a média dos COP em ambas as modalidades:



**Gráfico 16 - COP médio obtido nos testes.**

**Fonte: A autoria própria.**

Pelos gráficos 15 e 16 pode ser notado que houve uma pequena redução no COP, uma média de 3,14% de redução com o uso do SLHX.

Isto já se era esperado, pois segundo Domanski, Doyle & Didion (1994), para esta faixa de temperaturas de trabalho o COP sofre uma pequena redução com o uso do trocador de calor SLHX, podendo ser observado no gráfico 3. Este fato também foi constatado por Mastrullo, Mauro e Vanoli (2007), onde para a faixa de temperaturas utilizada nesta pesquisa o valor do COP sofre uma redução, onde a  $T_e \approx 7^\circ\text{C}$  e  $T_c \approx 30^\circ\text{C}$ , podendo ser observado o fato no Gráfico 9.

#### 4.4 EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR

Para se determinar a efetividade do trocador de calor foi utilizada a equação (16) e os resultados são demonstrados na Tabela 9.

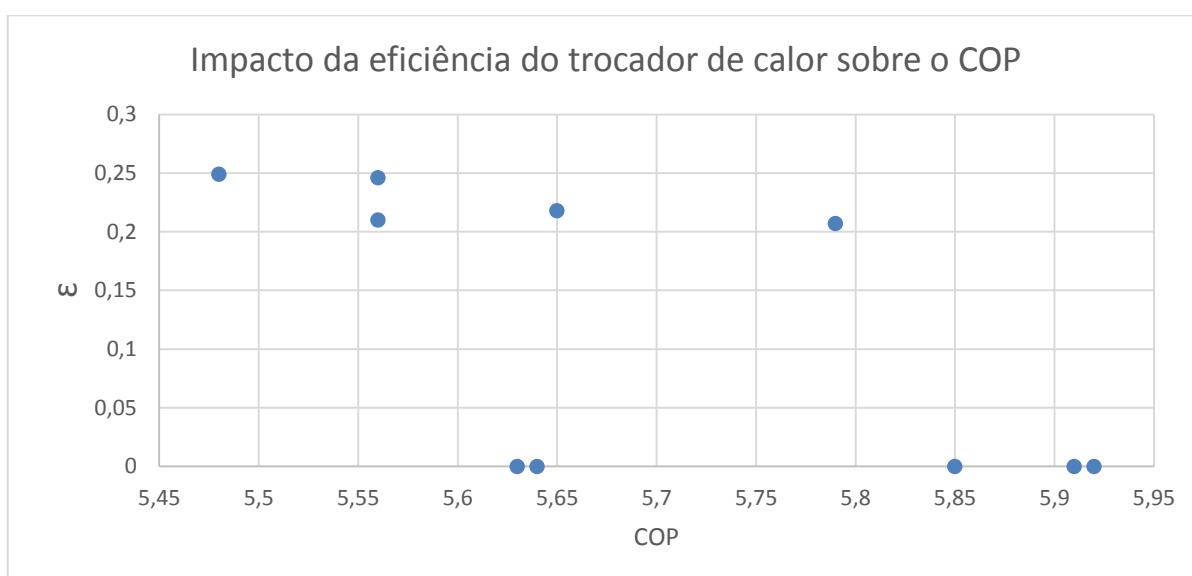
**Tabela 8 – Eficiência do SLHX**  
**Eficiência do SLHX**

Ensaio	Eficiência
Ensaio 1	24,60 %
Ensaio 2	20,70 %
Ensaio 3	21,00 %
Ensaio 4	21,80 %
Ensaio 5	24,90 %
Média	22,60 %

Fonte: Autoria própria.

#### 4.4.1 Efetividade do Trocador de Calor e sua influência sobre o COP

Como mostrado no item anterior, o COP não sofreu muito impacto com o uso do SLHX, o Gráfico 17 mostra o COP em função da eficiência do trocador de calor, pode ser observado que o SLHX em si não impactou termodinamicamente de maneira significativa. Sendo os valores com eficiência zero os resultados de COP sem o trocador de calor.

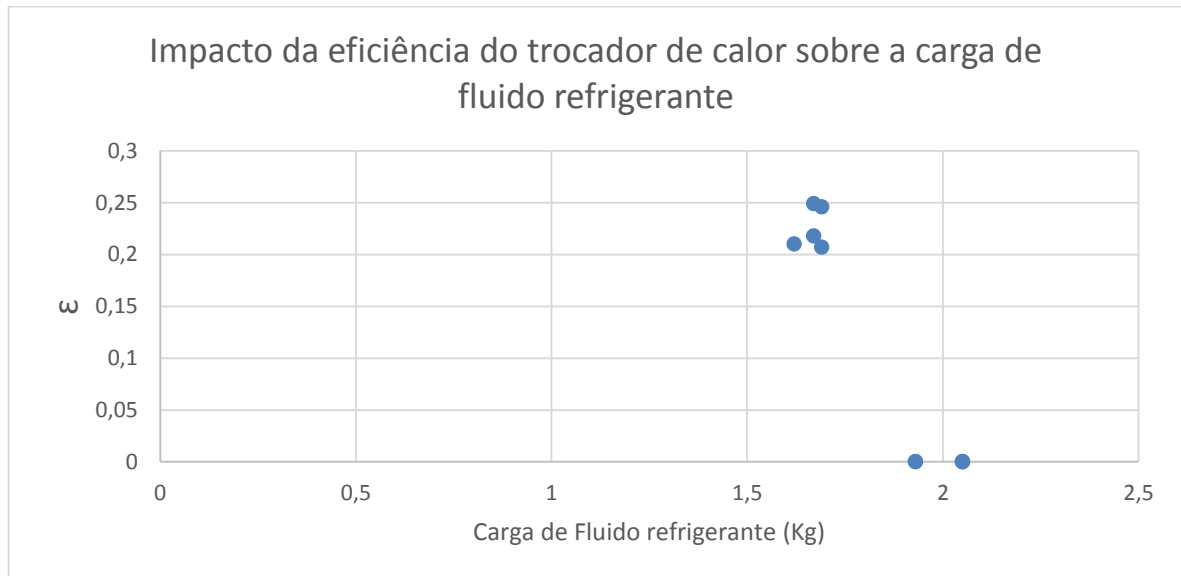


**Gráfico 17 - Impacto da eficiência do trocador de calor sobre o COP.**

Fonte: Autoria própria.

#### 4.4.2 Efetividade do Trocador de Calor e sua influência sobre a carga de fluido refrigerante

Para se medir a influência do SLHX no sistema é necessário o conhecimento do comportamento da variação de carga de fluido adicionado em relação a eficiência do trocador de calor, para isso observa-se o Gráfico 18.



**Gráfico 18 - Impacto da eficiência do trocador de calor sobre a carga de fluido refrigerante.**

**Fonte: Autoria própria.**

No Gráfico 18 pode ser observado que a variação na carga de fluido refrigerante foi significativa com o uso do SLHX, chegando a uma redução média de 16,7 % na carga de fluido adicionado, sendo os pontos com eficiência zero os pontos sem o uso do SLHX. Através deste gráfico, observa-se que para a faixa de eficiência do trocador de calor estudada o impacto na carga de fluido refrigerante foi muito próximo entre cada teste.

## 5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizada uma análise termodinâmica experimental de um ciclo de compressão a vapor utilizando R22 como fluido refrigerante e um aparelho de ar condicionado Split, fazendo uma comparação entre o ciclo convencional e o ciclo utilizando um trocador de calor de linha de sucção/linha de líquido.

Foram realizados diversos testes entre os utilizados e os descartados por não apresentarem condições adequadas para a pesquisa, foi possível fazer uma comparação confiável entre os dados obtidos com e sem o trocador de calor para COP e carga de fluido refrigerante.

Fazendo uma comparação entre os resultados obtidos por Tebchirani e os obtidos nesta pesquisa, os dados foram próximos, onde nesta pesquisa um valor médio na variação do COP foi de 3,14% de forma negativa com a utilização do SLHX enquanto em um caso ótimo foi obtido 3% de ganho na pesquisa de TEBCHIRANI (2011). Porém como já mostrado anteriormente este comportamento do COP é normal para a faixa de operação realizada nesta pesquisa, assim como os valores obtidos por TEBCHIRANI (2011), trata-se apenas da faixa operacional de temperaturas utilizadas nos testes.

O impacto do SLHX sobre a carga de fluido refrigerante foi muito próximo nas duas pesquisas, neste trabalho chegou-se a uma redução média na carga de fluido refrigerante de 16,7% enquanto TEBCHIRANI (2011) obteve um valor máximo de 19% na redução de fluido refrigerante, um valor muito próximo entre pesquisas. Ressalta-se que esta redução tem grande importância no custo financeiro da instalação do aparelho e no impacto ambiental ocasionado pelos vazamentos de gás.

Os dados obtidos apresentaram uma leve variação devido a alguns fatores: TEBCHIRANI (2011) realizou seus testes em uma câmara térmica com controle de temperatura, enquanto nesta pesquisa o controle térmico do ambiente não foi tão rígido. Outro aspecto importante que devemos ressaltar são os tipos de trocadores de calor utilizados, TEBCHIRANI (2011) utilizou comprimento variável de trocadores de calor, de 1 a 3 metros, todos de tipo tubos soldados, e nesta pesquisa o trocador utilizado foi de dimensões fixas. O método utilizado para os cálculos termodinâmicos

também foi diferente, enquanto TEBCHIRANI (2011) utilizou um método psicrométrico nesta pesquisa foi utilizado uma análise termodinâmica “*pelo lado do refrigerante*”. Assim, neste ponto, uma comparação entre eficiências seria imprudente, pois a faixa de eficiência entre os trabalhos foi diferente.

Para trabalhos futuros sugere-se um ensaio com outros fluidos refrigerantes e uma maior amplitude no estudo da eficiência do trocador de calor.



## REFERÊNCIAS

ABNT. ABNT NBR 7256 - **Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS)** - Requisitos para projeto e execução das instalações. ABNT, 2005.

ABNT. NBR 6401 - **Instalações centrais de ar condicionado para conforto** - Parâmetros básicos de projeto. NBR 6401. Rio de Janeiro, 1980.

APREA, C., ASCANI, M., & ROSSI, F. **A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system.** *PERGAMON*, 1999, pg. 329-336.

ASHRAE - American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning. **2001 ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)**. Atlanta: ASHRAE. 2001.

ASHRAE. **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.** *Standard 55*. 2004.

BEN. **Balanco Energético Nacional Brasil**: Ministério de Minas e Energia. 2012.

DOMANSKI, P. A. **Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger**, Economizer and Ejector. 1995

DOMANSKI, P. A., DOYLE, J. P., & DIDION, D. A. **Evaluation of Suction-Line/Liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle.** *Journal of refrigeration*, 1994. pg. 487-493.

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

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

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

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

Disponível em: <http://www.springer.com.br/Produtos/residencial/minimaxi>  
Acesso em: 23/08/2013.

Disponível em: <http://www.springer.com.br/Produtos/residencial/split-hi-wall>  
Acesso em: 23/08/2013.

Disponível em: [www.clubedohardware.com.br](http://www.clubedohardware.com.br)  
Acesso em: 23/08/2013.

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

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

URBANO, J. J. **Análise comparativa da performance de Ar-Condicionado tipo Janela usando R-22, R-290 e R-600a**. 134 f. Dissertações de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPE. 2008.

TEBCHIRANI, T. L. **Análise termodinâmica experimental de um sistema de ar-condicionado split utilizando um Trocador de Calor Linha de Sucção/Linha de Líquido**. 116 f. Dissertações de Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – UFPR. 2011.

## APÊNDICES

### APÊNDICE A – TABELA DE CONVERSÃO PRESSÃO/TEMPERATURA PARA R22

*Carrier*

**ANEXO I**

**Relação Temperatura Saturação x Pressão - Refrigerante R-22**

Temperatura (°C)	Pressão (kPa) Manométrica R-22	Pressão (psi) Manométrica R-22	Temperatura (°C)	Pressão (kPa) Manométrica R-22	Pressão (psi) Manométrica R-22
-10	253,04	36.7	40	1434,12	208
-9	265,45	38.5	41	1468,59	213
-8	278,55	40.4	42	1509,96	219
-7	292,34	42.4	43	1544,43	224
-6	306,13	44.4	44	1585,80	230
-5	319,92	46.4	45	1627,17	236
-4	334,40	48.5	46	1668,54	242
-3	349,57	50.7	47	1709,91	248
-2	364,74	52.9	48	1751,27	254
-1	380,60	55.2	49	1799,54	261
0	396,45	57.5	50	1840,91	267
1	413,00	59.9	51	1889,17	274
2	429,55	62.3	52	1930,54	280
3	446,79	64.8	53	1978,80	287
4	464,71	67.4	54	2027,06	294
5	482,64	70.0	55	2075,33	301
6	501,25	72.7	56	2123,59	308
7	519,87	75.4	57	2171,85	315
8	539,18	78.2	58	2220,12	322
9	559,17	81.1	59	2275,28	330
10	579,16	84,0	60	2323,54	337
11	599,85	87,0	61	2378,70	345
12	621,22	90.1	62	2433,86	353
13	643,29	93.3	63	2489,01	361
14	665,35	96.5	64	2544,17	369
15	688,10	99.8	65	2599,33	377
16	710,85	103.1	66	2654,49	385
17	734,30	106.5	67	2716,54	394
18	758,43	110,0	68	2771,70	402
19	783,25	113.6	69	2833,75	411
			70	2895,80	420

256.00.731 - A - 03/13

## ANEXOS

### ANEXO 1 – DADOS EXPERIMENTAIS

Dados utilizados para os cálculos					
Modalidade	Teste	Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (KJ/Kg)
Sem SLHX	Teste 1	Ponto 1	7,30	518,43	410,00
		Ponto 2	65,90	1517,48	440,30
		Ponto 3	25,30	1517,48	230,80
		Ponto 4	9,30	518,43	230,80
	Teste 2	Ponto 1	5,90	506,71	409,20
		Ponto 2	66,30	1481,63	441,10
		Ponto 3	24,20	1481,63	229,40
		Ponto 4	8,60	506,71	229,40
	Teste 3	Ponto 1	6,10	503,95	409,40
		Ponto 2	66,60	1480,25	441,40
		Ponto 3	24,20	1480,25	229,40
		Ponto 4	8,60	503,95	229,40
	Teste 4	Ponto 1	5,60	503,26	409,00
		Ponto 2	64,90	1471,98	440,00
		Ponto 3	22,90	1471,98	227,80
		Ponto 4	8,40	503,26	227,80
	Teste 5	Ponto 1	6,00	500,50	409,40
		Ponto 2	64,60	1445,78	440,20
		Ponto 3	22,40	1445,78	227,20
		Ponto 4	8,10	500,50	227,20
Com SLHX	Teste 1	Ponto 1	11,94	575,75	412,30
		Ponto 2	73,54	1659,10	445,00
		Ponto 3	25,09	1659,10	230,50
		Ponto 4	10,74	575,75	230,50
	Teste 2	Ponto 1	11,03	571,00	411,70
		Ponto 2	71,39	1658,20	443,10
		Ponto 3	24,51	1658,20	229,80
		Ponto 4	10,26	571,00	229,80
	Teste 3	Ponto 1	11,94	580,49	412,20
		Ponto 2	73,63	1666,84	444,90
		Ponto 3	25,09	1666,84	230,50
		Ponto 4	10,32	580,49	230,50
	Teste 4	Ponto 1	10,54	576,18	411,20
		Ponto 2	71,82	1668,13	443,30
		Ponto 3	24,51	1668,13	229,80
		Ponto 4	10,21	578,18	229,80
	Teste 5	Ponto 1	11,74	578,76	412,00
		Ponto 2	73,63	1655,20	445,10
		Ponto 3	25,19	1655,20	230,60
		Ponto 4	10,32	578,76	230,60