



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SAMUEL DOS SANTOS ANDRÉ

**ANÁLISE DAS PERDAS TÉRMICAS NAS TUBULAÇÕES DE UM AR
CONDICIONADO SPLIT**

JOÃO PESSOA
2019

SAMUEL DOS SANTOS ANDRÉ

**ANÁLISE DAS PERDAS TÉRMICAS NAS TUBULAÇÕES DE UM AR
CONDICIONADO SPLIT**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado a Universidade Federal da Paraíba como requisito parcial para obtenção do Título em Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Pro. Dr. Bruno. Leonardo Campêlo de Queiroga

JOÃO PESSOA

2019

ANÁLISE DAS PERDAS TÉRMICAS NAS TUBULAÇÕES DE UM AR CONDICIONADO SPLIT

Trabalho de Conclusão de curso (TCC) submetido ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências do Programa de Graduação em Engenharia Mecânica para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: ____ / ____ / ____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Bruno. Leonardo Campêlo de Queiroga
Orientador

Prof. Dr. Adriano Sitônio Rumão
Examinador

Dr. Vicente de Vasconcelos Claudino Filho
Examinador

JOÃO PESSOA

2019

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer primeiramente á Deus e a meu padrinho Cícero Romão batista, por ter me concedido muita força e coragem nessa corrida árdua de 5ª anos no curso de engenharia mecânica. Quero agradecer também, a meus pais Socorro e Tadeu por ter acreditado em mim e nos meus sonhos, e mesmo eles tendo muita dificuldade nunca deixaram de me ajudar.

Só quem sabe o tamanho da minha alegria é quem conhece minha história. Estou muito feliz em estar concluindo mais uma etapa na história da minha vida, pois neste momento está passando um filme na minha cabeça de tudo que precisei fazer para chegar até aqui. Trabalhei como servente e ajudante de eletricista, pasteleiro e outras coisa. Durante esse período, conheci muitas pessoas que contribuíram e me incentivaram a correr atrás do que eu acredito e que me ensinaram, que independente do que aconteça que eu seja sempre uma pessoa humilde e que respeite ao próximo.

Por fim, não poderia deixar de agradecer a uma pessoa em especial, a minha namorada Maria Adriana, por ter me ajudada e incentivado e por ter aguentado muitas coisas que não foram poucas, mas que em nenhum momento deixou de estar ao meu lado. Concluo meus agradecimentos, dedicando esse trabalho a meus pais, irmãos, sobrinhas, tios, tias, primas e amigos que sempre estiveram ao meu lado. Quem acredita sempre alcança.

RESUMO

Nos últimos anos têm aumentado o uso de sistema de climatização e refrigeração em ambiente residencial, comercial e industrial. Isto tem causado um impacto negativo na matriz energética mundial, logo os fabricantes de sistema de climatização e refrigeração tem buscado produzir equipamentos mais eficientes, e conseqüentemente com menor consumo de energia, mas o uso inadequado desses equipamentos tem causado impacto no seu funcionamento. Este trabalho busca mostrar, o impacto que as perdas térmicas provocam em um ar condicionado SPLIT de bancada, Isso será mostrado através de experimento feito no ar condicionado SPLIT, em que as tubulações estarão com e sem isolamento térmico. Com auxílio de termômetros e monômetros, foi possível obter a temperatura e a pressão na entrada e saída de cada componente do sistema. Feito isso, foi possível obter os valores de entalpia específica de cada ponto, o que permitiu-se calcular as perdas de energia ao longo da tubulação, bem como obter coeficiente de performance. O que pode-se verificar nesse trabalho, foi o impacto negativo que a falta de isolamento térmico provocou no desempenho do ar condicionado de bancada.

Palavras chaves: Ar condicionado SPLIT de bancada, Térmica, Energia, Isolamento, Tubulação.

ABSTRACT

In the later years the use of air conditioning system and refrigeration in residences ambient, commerce and industrial have been increasing. This causes a negative impact in the world energetic matrix, so the manufacturers of air conditioning and refrigeration system has sought to produce more efficient equipment, and consequently less energy consumption. However, the inappropriate use of these devices causes impact in its working. The present work has as goal to exhibit the impact of thermal losses causes in a Split bench air conditioning. It will be show through experiments done on the Split air conditioning, where its piping are thermal insulated. With help of thermometers and manometers, it was possible obtain the temperature and pressure in inlet and outlet from each component of the system. Done this, it was possible obtain values of specific enthalpy in each point, which allowed to compute the energy losses along piping, as well as obtain the coefficient of performance. What can be verified in this work it was the negative impact that the lack of thermal insulation caused in the performance of the bench air conditioning.

Keywords: Air conditioning, thermal energy, insulation, piping

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Distribuição do consumo de energia elétrica por setor	10
Figura 2 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	13
Figura 3 - Diagrama T x s ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	14
Figura 4 - Diagrama T x s do Ciclo Real de refrigeração por compressão de vapor.....	15
Figura 5 - Desenho esquemático de um ar condicionado Split.....	17
Figura 6 - Compressor rotativo	17
Figura 7 - Condensador de um Split	18
Figura 8 – Trocador de calor do evaporador	18
Figura 9 – Tubo capilar de um Split	19
Figura 10 - Termômetro digital penta III.....	24
Figura 11 - Termômetro Higrômetro mth-1380	25
Figura 12 - Anemômetro da marca Lutron	25
Figura 13 - Manifold.....	26
Figura 15 - Analisador de energia.....	26
Figura 16 - Ar condicionado estudado	27
Figura 17- Manifold e o Botijão contendo R-22.....	27
Figura 18 - Posições dos sensores de temperatura e manômetros na bancada do ar condicionado SPLIT.....	29
Figura 19 – Sala em frente ao laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração da UFPB	29
Figura 20 - Posicionamento da bancada na sala.....	30
Figura 21 – Pontos de entrada e saída do Ar	30

LISTA DE TABELAS

Tabela 1– Valores de temperatura e velocidade do Ar na saída do evaporador	32
Tabela 2- Vazão mássica do ar e capacidade de refrigeração medida na entrada e na saída do evaporador	32
Tabela 3- Potências elétricas do compressor	33
Tabela 4-Vazão mássica do refrigerante R22.....	33
Tabela 5- Entalpias específicas do ponto 6 e 7	33
Tabela 6– Dados de temperatura e pressão do fluido refrigerante	34
Tabela 7– Entalpias Específicas do fluido refrigerante	35
Tabela 8– Perdas térmicas nos trechos de tubulação	36
Tabela 9- Coeficiente de performance dos Experimentos com e sem isolamento	36

SUMÁRIO

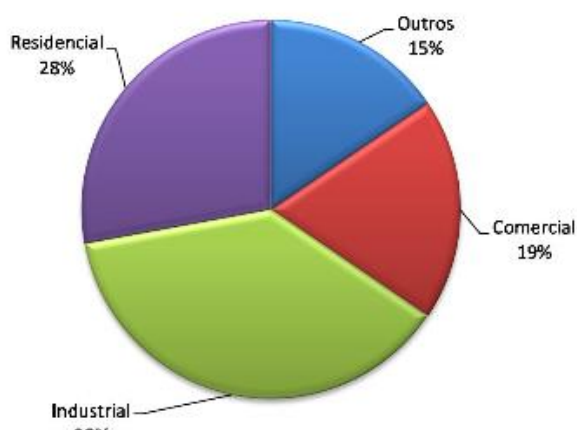
1 INTRODUÇÃO	10
1.1 OBJETIVO GERAL	11
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	12
2.1 CLIMATIZAÇÃO.....	12
2.2 CONFORTO TÉRMICO	12
2.3 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR	13
2.3.1 Ciclo Ideal	13
2.3.2 Ciclo Real.....	15
2.4 AR CONDICIONADO SPLIT	16
2.5 TAXAS DE ENERGIA DOS PROCESSOS	19
2.5.1 Potência do compressor	19
2.5.2 Taxa de calor rejeitado no condensador	20
2.5.3 Tubo capilar	21
2.5.4 Capacidade de refrigeração.....	21
2.6 PERDAS TÉRMICAS NAS TURBULAÇÕES.....	22
2.7 DESEMPENHO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR	23
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	23
3.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	23
3.2 METODOLOGIA	27
3.2.1 Verificação da Quantidade de Fluido Refrigerante	27
3.2.2 Posicionamento dos termopares e dos monômetros para determinação das temperaturas e pressão do refrigerante.....	28
4 RESULTADOS	32
5 CONCLUSÃO.....	37
REFERÊNCIAS.....	38

1 INTRODUÇÃO

Devido à elevação da temperatura climática nas últimas décadas, o uso do ar condicionado deixou de ser um objeto de luxo e passou a ser um objeto de necessidade, pois está ligada a qualidade de vida e tornou-se indispensável para o conforto humano em muitas regiões do mundo. O uso de sistemas de climatização e refrigeração tem se tornado ao longo dos anos comum em ambientes residências, industrial e comercial, pois são eles os responsáveis por manter os alimentos, remédios, hospitais, empresas laboratoriais em condições específicas.

O aumento no consumo de aparelhos de condicionamento de ar provocou a elevação no consumo de energia no setor residencial. O setor residencial é responsável em média por 28% do consumo de energia elétrica no ano de 2016 como mostra a Fig.1. Ao reduzir 1% do consumo de energia elétrica do sistema de refrigeração, isso representa um consumo de 30GW/h (SANTOS SANTA & SANTOS CRUZ, 2016). Logo o elevado consumo de energia associado aos sistemas de refrigeração, tem feito com que fabricantes busquem por novas configurações de sistemas de refrigeração, com o objetivo de se obter o maior COP possível, pois o aumento no coeficiente de desempenho provoca uma redução significativa no consumo de energia elétrica (TEBCHIRANI, 2011).

Figura 1- Distribuição do consumo de energia elétrica por setor



Fonte: (SANTANA & CRUZ, 2016)

A tecnologia *inverter* tem se mostrado bastante eficiente em sistemas de condicionamento de ar, pois o compressor é o principal agente responsável pelo

elevado consumo de energia elétrica. A possibilidade de controlar a velocidade de rotação, a depender da carga térmica exigida, sem necessidade de desligar completamente o compressor tem se mostrado bastante eficaz na redução do consumo de energia.

Trocadores de calor SLHX vêm sendo empregado para o aumento do coeficiente de desempenho em refrigeradores, pois a troca térmica entre a tubulação que sai do condensador e a que sai do evaporador implica em inúmeras vantagens tais como, elevar o sub – resfriamento do refrigerante para evitar a formação de gás flash na entrada da válvula de expansão. Também evita a compressão úmida, que é a entrada de líquido na aspiração do compressor (VAUREK CANEPARO, 2014).

Mesmo com essas novas tecnologias, alguns parâmetros do sistema devem ser observadas para uma real redução do consumo de energia. O uso inadequado do isolamento nas tubulações, por exemplo, pode influenciar significativamente no consumo de energia do aparelho, mesmo quando a apresenta tecnologia *inverter* e *trocadores de calor SLHX* (FONSECA OLIVEIRA, 2016).

1.1 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo avaliar as perdas térmicas que estão presentes nas tubulações de um ar condicionado Split de 7500 Btu/h em duas situações: tubulações envolvidas com isolamento térmico e tubulações sem isolantes.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar os pontos de entrada e saída de cada componente e instalar termopares e monômetros para a leitura de temperatura e pressão.
- Realizar testes de medição com isolamento e sem isolamento
- Calcular o COP dos referidos testes.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CLIMATIZAÇÃO

O condicionamento de ar pode ser dividido em duas categorias distintas quanto às suas aplicações, que são elas: conforto e indústria. Enquanto a climatização tem objetivo de proporcionar conforto térmico, a indústria busca satisfazer o processo de produção. No que se refere à indústria refrigeração, ela se diferencia em vários aspectos da climatização, pois ela trabalha com níveis estreito de temperatura e umidade controlada; e nível elevado de filtragem e remoção de contaminantes (STOECKER & SAIZ JABARDO, 2002).

A climatização busca o tratamento do ar em ambientes fechados, através da circulação do ar e o controle simultâneo de temperatura e umidade, de modo a proporcionar sensação de conforto térmico. Portanto, o ar condicionado é o principal agente de climatização, pois proporciona conforto térmico, além de ajuda no aumento da concentração e diminuição da fadiga muscular (FERRAZ, 2008).

Várias normas estabelecem o nível de umidade e temperaturas em determinados ambientes, o que torna imprescindível o uso de ar condicionado. Hospital é um bom exemplo disso, que segundo a norma da ABNT NBR 7256 estabelecem níveis de filtragem do ar para esses ambientes (TEBCHIRANI, 2011). Portanto, aplicação condicionamento de ar não está limitada somente ao conforto térmico, mas a muitas áreas, como construção civil e processo de manufatura.

2.2 CONFORTO TÉRMICO

O homem é um animal homeotérmico, ou seja, sua temperatura interna é mantida constante. Essa temperatura é mantida em torno de 37°C, com um intervalo muito estreito entre 36,1°C e 37,2°C, sendo 32°C o limite inferior e 42°C o limite superior para sobrevivência em estado de enfermidade. O organismo humano pode ser comparado a uma máquina térmica, pois sua energia é conseguida através de fenômenos térmicos. Essa energia advém de reações químicas internas e é usada para geração de trabalho, mas apenas 20% dessas energias realmente são convertidas em potencial. Então, falando termodinamicamente, a “máquina humana”

tem um rendimento muito baixo. O restante da parcela que é de 80% é convertido em calor, e dissipada para o meio para obtenção do equilíbrio térmico (FROTA & SCHIFFER, 2001).

O conforto térmico é afetado por muitas variáveis se tornando impossível estabelecer uma regra geral, mas sabe-se que temperaturas muito elevadas podem causar danos ao ser humano. Através de observações feitas com trabalhadores de minas de carvão na Inglaterra, foi possível verificar que quando trabalhando com temperaturas de 27C° o seu rendimento é de 41% menor, quando comparado a pessoas nas mesmas condições a 19C°(FROTA & SCHIFER, 2001). Portanto, o ar condicionado se faz necessários na vida e no cotidiano das pessoas, pois ele proporciona temperatura, umidade e regulam os níveis de oxigênio.

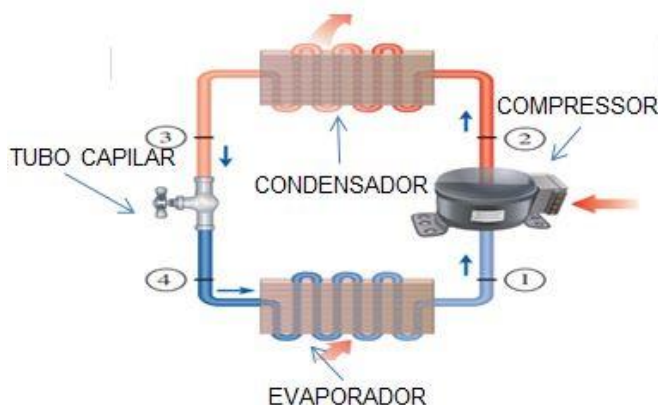
2.3 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO A VAPOR

2.3.1 Ciclo Ideal

O ciclo de compressão a vapor ou ciclo frigorífico é um princípio termodinâmico utilizado na maioria dos sistemas de condicionamento de ar. Este sistema funciona aplicando o conceito de calor e trabalho, utilizando-se de um fluido refrigerante, que circula em circuito fechado, e é capaz de retirar calor do meio enquanto se vaporiza a baixa pressão.

O esquema desse funcionamento pode ser visto na Figura 2.

Figura 2 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

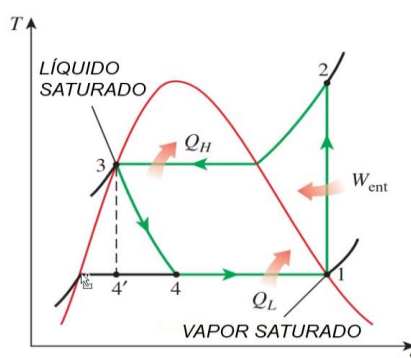


Fonte: (ADAPTADO DO ÇENGEL, 2013)

O fluido entra no evaporador (4) a baixa pressão, na forma de mistura e provoca o efeito frigorífico quando retira a energia do ambiente interno, enquanto passa para o estado de vapor. O vapor entra no compressor (1) onde será comprimido, tornando-se vapor superaquecido e deslocando-se para o condensador (2), que tem a função de liberar a energia na forma de calor que foi transmitida ao fluido, resultante do processo de compressão. O fluido, passa do estado de superaquecido para líquido saturado, para finalmente entrar na válvula de expansão (3), onde sofrera uma queda de pressão, e retornara ao evaporador (4), onde recomeçara o ciclo (FERRAZ, 2008).

O ciclo pode também ser representado através do Diagrama T x s, onde percebe-se o comportamento do fluido ao passar por cada componente como mostra a Figura 3.

Figura 3 - Diagrama T x s ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: (VAN WYLEN, 2003).

Os processos termodinâmicos que constitui o ciclo ideal em seus respectivos sistema são:

- O 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 do evaporador, então ele será comprimido passando a vapor superaquecido.

➤ O processo 2-3

Ocorre no condensador e representa a transferência de calor para o meio a pressão constante. O fluido é resfriado da temperatura, “ T_2 ”, de vapor superaquecido, até a temperatura do condensador, “ T_3 ”, no estado de líquido saturado.

➤ O processo 3-4

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

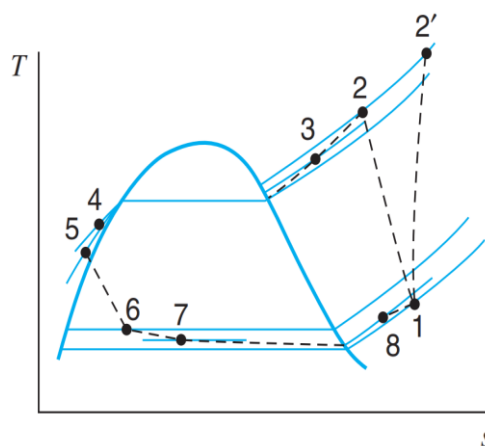
➤ O processo 4-1

Ocorre no evaporador e representa a fase de absorção de calor do meio, o efeito da refrigeração em si, neste processo acontece a retirada de calor à pressão e temperatura constante (ÇENGEL & BOLES, 2013).

2.3.2 Ciclo Real

O Ciclo Real de Refrigeração se distancia do ciclo ideal devido às perdas de cargas associadas ao escoamento do fluido de trabalho e à transferência de calor do fluido com o meio. O ciclo real pode ser representado, aproximadamente, pela Figura 4.

Figura 4 - Diagrama $T \times s$ do Ciclo Real de refrigeração por compressão de vapor



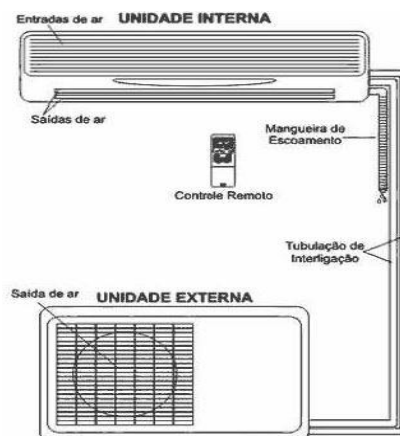
Fonte: (VAN WYLEN, 2003).

O vapor ao entrar no compressor (1) estará provavelmente superaquecido, e durante o processo de compressão ocorrem irreversibilidades e perdas de energia para o meio ou do meio. Portanto, a entropia pode aumentar ou diminuir durante a etapa de compressão, pois a irreversibilidade e a transferência de calor para o refrigerante provocam o aumento de entropia, e a transferência de calor do refrigerante provoca diminuição da entropia. Essas duas possibilidades, estão mostradas nas linhas 1-2 e 1-2'. A pressão do líquido que deixa o condensador (4) será menor que a pressão do vapor de entrada (3), e a temperatura do refrigerante, no condensador, estará um pouco acima daquela do para o qual o calor será transferido. Usualmente, a temperatura do líquido que deixa o condensador é menor que a do líquido saturado, podendo ainda sofrer redução ao longo da tubulação que dará acesso à válvula de expansão (5). O fluido chega na entrada do evaporador (7) na forma de mistura. Então, há uma leve queda de pressão quando o fluido escoar pelo evaporador. O refrigerante pode estar levemente superaquecido quando deixar o evaporador (8) devido à transferência de calor do meio (WYLEN, SONNTAG, & BORGNAKKE, 2003).

2.4 AR CONDICIONADO SPLIT

Os aparelhos do tipo Split são os mais utilizados em residências e pequenos estabelecimentos. Neles, a unidade evaporadora fica no ambiente interno e é ligada através de tubos de cobre a unidade condensadora, que fica localizada do lado externo (VAUREK CANEPARO, 2014). Um esquema da configuração SPLIT é apresentado na Figura 5.

Figura 5 - Desenho esquemático de um ar condicionado Split



www.frcbrasil.com.br

➤ Compressor

A principal função do compressor é succionar o fluido a baixa pressão e comprimi-lo em direção ao condensador através da tubulação com alta pressão e temperatura. Este se encontra ao lado do condensador na unidade externa do sistema como mostra a Fig.5. Os compressores mais utilizados em sistema Split é o modelo *Rotativo* como mostra a Fig.6, pois é o mais eficiente e silencioso principalmente quando possui o sistema inverter (ADIERS & REOLON & MARCANTE, 2011).

Figura 6 - Compressor rotativo



Fonte: (WEBARCONDICIONADO, 2014)

➤ Unidade Condensadora

Conhecida também como unidade externa, o condensador é instalada sempre fora do ambiente a climatizar. A função do mesmo é resfria o fluido comprimido através da ventilação do ar externo, ou seja, o fluido perde calor tonando-se liquido saturado. O condensador é composto de uma superfície aletada, ver (Fig7) e um ventilador axial, ambos voltado para o ar externo (PEREIRA & HUEHREN, 2015).

Figura 7 - Condensador de um Split



Fonte: (WEBARCONDICIONADO, 2014)

➤ Unidade Evaporadora

Conhecida como unidade interna, está unidade, ver Fig.8 é localizada dentro do ambiente que se deseja climatizar. O evaporador é um trocador de calor, a função do mesmo é retirar o calor do ambiente ao mesmo tempo, que deixa o ambiente com temperatura mais baixa, pois o fluido que sair liquida e a baixa pressão da válvula de expansão vai se tonando vapor superaquecido à medida que vai absorvendo calor ao longo da tubulação externo (PEREIRA & HUEHREN, 2015).

Figura 8 – Trocador de calor do evaporador



Fonte: (WEBARCONDICIONADO, 2014)

Tubo capilar

Tubos capilares são aplicados normalmente em sistema de refrigeração de pequeno porte como: condicionadores de ar residencial, refrigeradores domésticos, e etc. O tubo capilar, ver Fig.9 é um dispositivo de expansão e tem a função de reduzir a pressão e controlar a vazão do fluido refrigerante (STOECKER & SAIZ JABARDO, 2002).

Figura 9 – Tubo capilar de um Split



Fonte: (WEBARCONDICIONADO, 2014)

2.5 TAXAS DE ENERGIA DOS PROCESSOS

2.5.1 Potência do compressor

Aplicando a primeira lei da termodinâmica, e assumindo o sistema em regime permanente, variação de energia cinética e potencial desprezível, o compressor adiabático, a potência de acionamento do compressor é:

$$\dot{W}_{c,i} = \dot{m}_{ref} (h_{e,comp} - h_{s,comp}) \quad (1)$$

Sendo $h_{e,comp}$ a entalpia específica de entrada do compressor, $h_{s,comp}$, a entalpia específica de saída do compressor e \dot{m}_{ref} , a vazão mássica do refrigerante.

Como foi exposto anteriormente, o compressor não é adiabático, pois existe perda de calor durante a compressão do fluido. Havendo perda de calor para o ambiente, a potência no ciclo real é dada no compressor é dada por:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ref} (h_{e,comp} - h_{s,comp}) + \dot{Q}_p \quad (2)$$

Sendo \dot{Q}_p a taxa de calor perdida pelo compressor para o meio ambiente, para este trabalho, o valor de \dot{Q}_p será tomado como sendo zero, pois o compressor foi isolado durante os testes. Então será tomado que não houve perdas de calor durante o processo de compressão (WYLEN, SONNTAG, & BORGNAKKE, 2003).

A potência elétrica do compressor também pode ser calculada levando em conta parâmetros elétricos do acionamento do compressor, ou seja:

$$\dot{W}_c = V I \cos \varphi \quad (3)$$

Onde V é a tensão de acionamento, I , a corrente elétrica e $\cos \varphi$, o fator de fase (NETO, 2018).

2.5.2 Taxa de calor rejeitado no condensador

A taxa de calor perdida no condensador pode ser calculada através da aplicação da primeira lei da termodinâmica, considerando regime permanente e a variação de energia cinética e potencial desprezível tem que:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_{s,cond} - h_{e,cond}) \quad (4)$$

Sendo $h_{s,cond}$ a entalpia específica de saída do condensador e $h_{e,cond}$ a entalpia específica de entrada do condensador (WYLEN, SONNTAG, & BORGNAKKE, 2003).

2.5.3 Tubo capilar

No tubo capilar em que processo é dito adiabático, logo desconsiderando a variação de energia cinética e potencial e aplicando a primeira lei da termodinâmica no volume de controle, tem-se que:

$$h_{s,exp} = h_{e,exp} \quad (5)$$

Onde $h_{s,exp}$ é a entalpia específica de saída do capilar e $h_{e,exp}$ a entalpia específica de entrada do tubo capilar (WYLEN, SONNTAG, & BORGNAKKE, 2003).

2.5.4 Capacidade de refrigeração

Considerando um sistema operando e regime permanente, e desconsiderando a variação de energia cinética e potencial, a capacidade de refrigeração pode ser entendida como sendo a quantidade de energia absorvida 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.

$$CR = \dot{m}_{ref} (h_{s,evap} - h_{e,evap}) \quad (6)$$

Onde $h_{s,eva}$ é a entalpia específica de saída do ar no evaporador e $h_{e,eva}$ a entalpia específica de entrada do ar no evaporador (WYLEN, SONNTAG, & BORGNAKKE, 2003).

Considerando que o ar ambiente em contato com a serpentina do evaporador é um gás ideal, e que há uma taxa de transferência de calor sensível envolvida, a capacidade de refrigeração pode também ser calculada através de:

$$CR = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} (T_{s,ar} - T_{e,ar}) \quad (7)$$

Onde $T_{s,ar}$ é a temperatura de saída do ar do evaporador, $T_{e,ar}$, a temperatura de entrada do ar evaporador, \dot{m}_{ar} , a vazão mássica do ar do evaporador e $C_{p,ar}$, o calor específico do ar avaliado a 300 K.

A vazão mássica de ar é dada por:

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} V_{ar} A_{eva} \quad (8)$$

Onde $\rho_{s,ar}$ é a massa específica do ar, $V_{s,ar}$, a velocidade do ar na saída do evaporador e A_s , a área de saída do ar do evaporador (INCROPERA, 2008)

2.6 PERDAS TÉRMICAS NAS TURBULAÇÕES

O setor de condicionamento de ar tem constantemente buscado eficiência em seus processos industriais, isso tem tenha como consequência a redução das perdas de energia por vazamento, radiação, convecção e condução. Quando um determinado sistema está com temperatura mais elevada que outro, ocorrerá a transferência de calor entre ambos, resultando em perdas térmicas. Para redução das perdas térmicas, se faz necessária a instalação de elementos que diminuam a troca de energia entre os sistemas, os quais consistem no isolamento térmico. Os isolantes térmicos sejam eles fibroso ou poroso são constituído em seu interior de elevada quantidade de gás como lã de rocha, lã de vidro, espumas e etc. Esses gases possuem baixa condutividade térmica, o que reduz a transferência de energia entre os sistemas (PAULA & CUNHA, 2013).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} (h_s - h_e) \quad (9)$$

A Eq. (9) é usada para mensura a quantidade de energia perdida entre os trechos de tubulação do ar condicionado de bancada. Os trechos de tubulação descritos abaixo podem ser visto através do diagrama do ar condicionado de bancada mostrado na Figura 18.

- O trecho entre o compressor (2) e o condensador (3) pode ser dado por $Q_{2,3}$

- O trecho entre o condensador (4) e a entrada do tubo capilar (5) pode ser dado por Q_{4_5} .
- O trecho entre a saída do tubo capilar (6) e a entrada do evaporador (7) pode ser dado por Q_{6_7} .
- O trecho entre a saída do evaporador (8) e a entrada do compressor (1) Q_{8_1} .

2.7 DESEMPENHO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR

O coeficiente de performance, COP, é um parâmetro fundamental na análise de um sistema de refrigeração, pois o mesmo mostra o desempenho do evaporador em retirar calor sobre a potência consumida pelo compressor. Para o ciclo ideal, o COP depende apenas das propriedades do fluido de trabalho, pois não se leva em contas perdas ao longo do sistema. Para o ciclo real nas mesmas condições de funcionamento, o COP é menor, pois o mesmo depende da capacidade de sucção do compressor e das características do compressor, evaporador, condensador e da expansão fluido refrigerante (NETO, 2018).

O coeficiente de performance é dado pela Eq. (10) deve ser o maior possível, É dado pela razão entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida no compressor.

$$COP = \frac{CR}{\dot{W}_c} \quad (10)$$

Onde:

CR: Capacidade de refrigeração

\dot{W}_c : Potência Consumida

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Foi necessário o auxílio de vários equipamentos e instrumentos de medição para obter alguns parâmetros que foram usados no cálculo das perdas térmicas, e

cálculo do COP. Esses parâmetros, como temperatura e pressão foram obtidos na entrada e na saída dos componentes principais do sistema como (compressor, válvula de expansão, condensador, evaporador), além da velocidade de saída no evaporador e a obtenção de tensão, corrente e fator de potência do equipamento.

As medições das temperaturas nos pontos do sistema de entrada e saída dos equipamentos foram feitas com um Termômetro digital penta III, como mostra a Fig.10 com cinco pontos distintos de medição, a faixa de leitura do equipamento é de -50 a 105 °C.

Figura 10 - Termômetro digital penta III



Fonte: (AUTOR, 2019)

Foi usado também, um Termômetro higrômetro mth-1380, como mostra a Fig11 da marca Mimipa com tempo de resposta de 75 segundos e para temperaturas de 40°C, ambos com fluxo de ar lento. O intervalo de temperatura entre 0 a 50 °C.

Figura 11 - Termômetro Higrômetro mth-1380



Fonte: (AUTOR, 2019)

Para medição da velocidade do ar na saída do evaporador foi necessário o uso do anemômetro da marca Lutron como mostra a Fig12 abaixo com faixa de velocidade de 0,4 a 30 metros por segundo.

Figura 12 - Anemômetro da marca Lutron



Fonte: (AUTOR, 2019)

Para auxiliar na operação de colocar gás no sistema foi usado um *manifold* composto de duas vias e três mangueiras e manômetros analógicos para medição de pressão como mostra a Figura 13.

Figura 13 - Manifold



Fonte: (AUTOR, 2019)

E por fim, para encontrar a potência consumida pelo compressor, foi utilizado um analisador de energia 3197 da Hioki, Ver Fig15 com faixa de medição de 600V em AC, 50 mA a 5.000 kA, dependendo do sensor de corrente em uso e 300W a 9MW.

Figura 14 - Analisador de energia



Fonte: (AUTOR, 2019)

O ar condicionado estudado, da marca Rheem, com capacidade de refrigeração de 7500 Btu/h, do tipo Split, encontra-se montado em uma bancada,

onde a unidade evaporadora está instalada na parte superior frontal e a unidade condensadora, na parte inferior, ver Figura 16.

Figura 15 - Ar condicionado estudado



Fonte: (AUTOR, 2019)

3.2 METODOLOGIA

3.2.1 Verificação da Quantidade de Fluido Refrigerante

Foi verificado inicialmente se a quantidade de fluido refrigerante que está contido no sistema está dentro do estabelecido pelo fabricante ou se haveria necessidade de colocar gás, que nesse caso seria o R-22.

Após verificar que a pressão de baixa estava a baixo de 60 PSI, o primeiro passo foi conectar o sistema ao recipiente contendo o gás R-22, ver Fig.17, e com o auxílio do *manifold* foi possível verificar o aumento crescente e da pressão à medida que o gás era introduzido no ar condicionado. Ao atinge à pressão de baixa de 60 PSI, que é a pressão estabelecida pelo fabricante, então se interrompeu a operação.

Figura 16- Manifold e o Botijão contendo R-22

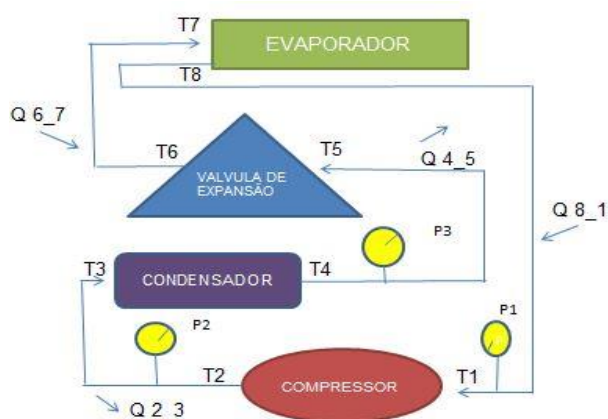


Fonte: (AUTOR, 2019)

3.2.2 Posicionamento dos termopares e dos monômetros para determinação das temperaturas e pressão do refrigerante.

Para obter as temperaturas do fluido refrigerante, em diferentes posições do sistema, utilizou-se os sensores de dois termômetros digitais, numerados de T1 a T8. Já para se obter as pressões, os manômetros encontram em três pontos no sistema como mostra a Fig.18. Para os demais pontos, desconsiderou-se a variação de pressão, ou seja, a pressão no ponto será a mesma da linha em que está o monômetro.

Figura 17 - Posições dos sensores de temperatura e manômetros na bancada do ar condicionado SPLIT



Fonte: (AUTOR, 2019).

O local escolhido para realizar os experimentos foi uma sala próxima do Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado da UFPB, no Centro de Tecnologia, ver Fig20. A área da sala é de 15 m², dentro da sala há cadeiras, a lâmpadas fluorescente, a televisão e uma janela.

Figura 18 – Sala em frente ao laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração da UFPB



Fonte: (AUTOR, 2019)

A bancada foi posicionada na porta da sala com a unidade condensadora voltada para parte externa, ver Fig.20 A e com a unidade evaporadora voltada para

parte interna, ver Fig.20 B. Foi colocado isopor nas demais áreas correspondente a porta para isolar toda a sala, pois o calor produzido pela unidade condensadora era insuflado pelo ventilador para fora, enquanto o evaporador se localiza na parte superior frontal da bancada insuflando o ar para dentro da sala.

Figura 19 - Posicionamento da bancada na sala



Fonte: (AUTOR, 2019)

O cálculo da vazão mássica de ar do evaporador é realizado de acordo com a Eq. (8). A saída do ar do evaporador é indicada na Fig21, sendo o valor da área igual a 0,0392 m².

Figura 20 – Pontos de entrada e saída do Ar



Fonte: (AUTOR, 2019)

A temperatura do ar foi medida em 3 pontos distintos na entrada do evaporador, as posições de medições foram T_{e_ar1} , T_{e_ar2} , T_{e_ar3} e 3 pontos

distintos na saída do evaporador T_{s_ar1} , T_{s_ar2} , T_{s_ar3} , com o auxílio do termo higrômetro.

A velocidade do ar foi medida com o anemômetro apenas na saída do evaporador, em 3 pontos distintos da saída do evaporador V_1, V_2, V_3. Os pontos de medição são mostrados na Figura 21.

Por fim, com o auxílio do analisador de energia foi possível medir a potência do compressor com e sem isolamento térmico.

Experimentos

Os experimentos com isolamento se deram em dois horários de 16h30min e 17h30min da tarde, em ambos os teste, coletava-se os dados mencionados anteriormente, como a temperatura, a pressão e a potência no compressor. Entre um experimento e outro desligou-se o equipamento durante 30 minutos e após isso, ligava-se o equipamento e esperava-se 0,5 meia hora que e o tempo que o sistema entrava em regime. Os experimentos sem isolamento se deram da mesma maneira que o experimento descrito anteriormente.

4 RESULTADOS

Os resultados mostrados a seguir foram obtidos durante os experimentos com e sem isolamento, em um ar condicionado do tipo SPLIT. A partir das equações mostradas anteriormente no item (2) utilizando-se dos valores de pressão e de temperatura do fluido, para obter as entalpias dos correspondentes pontos, ver Fig.18. A partir desses valores, possibilitou-se calcular as perdas de calor na tubulação e mensurar o coeficiente de performance.

A Tabela 1 apresenta as medições de temperatura (valores médios) e de velocidade (valores médios) efetuadas na entrada e na saída do evaporador.

Tabela 1– Valores de temperatura e velocidade do Ar na saída do evaporador

	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Horário do experimento				
Temperatura de saída (° C)	18,8	19,8	22,8	22,0
Temperatura de entrada (° C)	28,7	27,9	29,0	28,0
Velocidade do ar (m/s)	3,9	3,7	4,2	3,7

Fonte: (AUTOR, 2019)

De acordo com as Eq. (7) e (8), entrando com os dados das Tabelas 1 foi possível calcular a vazão mássica de ar e a Capacidade de Refrigeração do ar condicionado. Esses resultados são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2- Vazão mássica do ar e capacidade de refrigeração medida na entrada e na saída do evaporador

	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Horário do experimento				
Vazão Mássica de Ar (kg/s)	0,1824	0,1725	0,1938	0,1712
Capacidade de Refrigeração (W)	1818	1406	1210	1034

Fonte: (AUTOR, 2019)

De acordo com o analisador de energia, a potência medida no compressor é dada pelos valores mostrados na Tabela 3.

Tabela 3- Potências elétricas do compressor

Horário do experimento	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Potência W	981,5	1007,1	992,9	956,0

Fonte: (AUTOR, 2019)

A entalpia específica do ponto 6 foi obtida através da Eq.(5). Já a entalpia específica do ponto 7 foi obtida igualando-se as Eq. (6) e (7). É necessário, antes, o cálculo da vazão mássica do refrigerante, que pode ser obtida igualando os valores de potência medidos no compressor, ver Tabela 4, com a Eq. (2). O valor da vazão mássica do refrigerante, a entalpia do ponto 6 e 7 estão mostrados na Tabela 4 e 5.

Tabela 4-Vazão mássica do refrigerante R22

Horário do experimento	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Vazão mássica do refrigerante (kg/s)	0,08191	0,07927	0,06591	0,05305

Fonte: (AUTOR, 2019)

Tabela 5- Entalpias específicas do ponto 6 e 7

Horário do experimento	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Pontos	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)
6	84,08	88,84	81,57	83,2
7	244,1	248,6	250,4	248,7

Fonte: (AUTOR, 2019)

A Tabela 6 apresenta as medições de pressão e de temperatura do fluido refrigerante em todos os pontos do sistema.

Tabela 6– Dados de temperatura e pressão do fluido refrigerante

Horário do experimento	Experimento com isolamento				Experimento sem isolamento			
	16/05/2019 16:30 h		16/05/2019 17:30 h		17/05/2019 16:30 h		17/05/2019 17:30 h	
Pontos	Temperatura (°C)	Pressão (PSI)	Temperatura (°C)	Pressão (PSI)	Temperatura (°C)	Pressão (PSI)	Temperatura (°C)	Pressão (PSI)
1	35,8	89	35,4	89	34,5	89	35,4	89
2	87,4	410	87,8	410	89,4	410	87,8	410
3	81,6	-	81,0	-	82,8	-	81,0	-
4	34,4	400	34,4	400	33,6	400	34,4	400
5	31,2	-	31,8	-	29,2	-	31,8	-
6	12,1	-	11,9	-	14,7	-	11,9	-
7	15,0	-	8,3	-	15,5	-	8,3	-
8	25,4	-	25,5	-	28,0	-	25,5	

Fonte: (AUTOR, 2019)

Usando o software EES, foram obtidas as entalpias específicas dos pontos, mostrado na Fig.18, ver Tabela 7.

Tabela 7– Entalpias Específicas do fluido refrigerante

Horário do experimento	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Pontos	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)
1	273,9	273,6	273,0	273,1
2	285,9	286,3	288,0	291,1
3	279,6	278,9	280,9	282,7
4	88,14	88,14	87,12	87,76
5	84,08	84,84	81,57	83,2
6	-	-	-	-
7	-	-	-	-
8	266,3	266,3	268,2	268,2

Fonte: (AUTOR, 2019)

Utilizando-se os dados da Tabela 5 e 7 e substituindo na Eq.(9), foi possível obter as perdas de energia nos trechos das tubulações, Ver Fig.18 como mostra a Tabela 8.

Tabela 8– Perdas térmicas nos trechos de tubulação

	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Horário do experimento				
Saída do compressor – entrada no condensador $Q_{2,3}$ kJ/kg	-6,339	-7,44	-7,126	-8,396
Saída do condensador – Entrada no tubo capilar $Q_{4,5}$ kJ/kg	-4,057	-3,299	-5,554	-4,556
Saída do tubo capilar – Entrada no evaporador $Q_{6,7}$ kJ/kg	160	163,8	168,5	165,5
Saída do evaporador– Entrada no compressor $Q_{8,1}$ kJ/kg	7,682	7,313	4,801	4,874

Fonte: (AUTOR, 2019)

Utilizando-se a Eq. (10) juntamente com os valores de potência e de capacidade de refrigeração das Tabelas 2 e 3, o coeficiente de desempenho foi obtido, ver Tabela 9.

Tabela 9- Coeficiente de performance dos Experimentos com e sem isolamento

	Experimento com isolamento		Experimento sem isolamento	
	16/05/2019 16:30 h	16/05/2019 17:30 h	17/05/2019 16:30 h	17/05/2019 17:30 h
Horas em que foi realizado				
COP	1,85	1,4	1,21	1,08

Fonte: (AUTOR, 2019)

5 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo estudar a influência da presença do isolamento térmico nas perdas térmicas em um ar condicionado SPLIT. Isto foi conseguido através de testes experimentais em um ar condicionado de bancada, devidamente instrumentado com relação à medição de temperatura e de pressão.

Percebeu-se neste trabalho a dificuldade de se obter o valor da entalpia na entrada do evaporador. No entanto, a partir do balanço de energia entre o ar e o refrigerante no evaporador, pode-se contornar este problema. A vazão mássica do refrigerante também foi calculada a partir de um balanço de energia no compressor.

As perdas térmicas foram calculadas a partir das variações de entalpia do ponto de entrada e de saída de cada trecho de tubulação, supondo desprezível a variação de pressão nas mesmas. Os valores de entalpia foram conseguidos com o auxílio do software EES entrando-se com a temperatura e a pressão.

As maiores perdas térmicas observadas, nos experimentos com e sem isolamento, foram entre a saída do compressor e a entrada do condensador, Q_{23} . Mesmo os trechos sendo curto, uma vez que as temperaturas envolvidas são altas, este resultado era esperado.

Ao comparar as perdas de energia do teste com isolamento de 16h30min com o experimento sem isolamento de 16h30min da tarde, pode-se concluir que as perdas sem isolamento Q_{2_3} e Q_{4_5} , foram significativas e maiores que nos experimento com isolamento. O ganho de energia no experimento sem isolamento foi maior no trecho Q_{67} , mas o mesmo não ocorreu no trecho Q_{81} , pois o ganho de energia foi maior no experimento com isolamento de que sem isolamento. A mesma análise anterior ocorreu ao comparar o experimento com e sem isolamento de 17h30min.

Como podemos concluir, que o experimento com isolamento apresentou um COP maior em ambos os testes com isolamento. Portanto, o isolamento térmico, tem uma influência significativa na redução das perdas de calor e no desempenho de funcionamento do ar condicionado, logo é muito importante em sistemas de climatização o uso de isolamento, pois a redução das perdas de energia tem um impacto na redução do consumo de energia.

REFERÊNCIAS

ANDERSON, ADIERS; EVANDRO, REOLON; LUAN, MARCANTE. **Bancada Didática Para Comparar Os Efeitos De Diferentes Compressores E Dispositivos De Expansão Em Um Sistema De Refrigeração**, Trabalho de Diplomação de curso (Manutenção industrial). Universidade Tecnológica do Paraná, Medianeira, 2011.

ÇENGEL, Yunus A; BOLES, Michael A. **Termodinâmica 7 ED**, Porto Alegre, 2013.

FERRAZ, Fábio. **Sistema de climatização. Centro Federal de Educação Tecnológica**, Bahia, 2008. Disponível em <
fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/11/sistemas-de-climatizacao5.pdf
> 02/10/2018.

FONSECA OLIVEIRA. Mario. **Análise Dos Refrigeradores E Freezers Utilizados No Brasil E De Novas Tecnologias Que Possam Aumentar Sua Eficiência Energética**. Artigo, Universidade de São Paulo, 2016.

FROTA, Anésia; SCHIFFER, Sueli. **Manual de Conforto Térmico**. 5 Ed. Editora Studio Nobel Ltda. São Paulo. 2001.

GUTENBERG, Perreira; ROLF, Huehren. **Treinamento e Capacitação para Boas Práticas em Sistemas de Ar Condicionado do Tipo SPLIT**. PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs-PBH, Brasília, 2015.

INCROPERA, Frank P; **Fundamentos de Transferência de calor e Massa**. Rio de Janeiro, LTC, 2008.

Neto, Otávio. **Estudo da Influência da Instalação de um Trocador de Calor Linha de Sucção/Linha de Líquido (SLHX) no Coeficiente de Performance de um Ar Condicionado do Tipo SPLIT**. Trabalho de Conclusão de curso (Bacharel Engenharia Mecânica). Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2018.

SANTOS SANTANA, Thallis; SANTOS CRUZ, Antônio Ferraz. **Estudo Do Potencial De Conservação De Energia Através Do Controle Do Carregamento De Geladeira E Ar Condicionado**. Seminário estudantil acadêmico UNIFACS, 2016.

TEBCHIRANI, Tárik. **Análise Termodinâmica Experimental de um Sistema de Ar Condicionado Split Utilizando um Trocador de Calor Linha de Sucção/Linha de Líquido**. Dissertação de Mestrado. Curitiba. 2011.

VAUREK CANEPARO, Marcelo. **Estudo Experimental da Influência de Trocadores de Calor SLHX (Suction/ liquid Heat Exchanger) Sobre a Carga de Fluido Refrigerante nos Aparelhos de Ar**. Trabalho de conclusão de curso (Bacharel Engenharia Mecânica). Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2014.

WYLEN, G. V., SONNTAG, R., & BORGNAKKE, **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Edgard Blücher LTDA. (2003).

