

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO DE METAL-MECÂNICA
CURSO DE MECATRÔNICA**

GEORGE HENRY WOJCIKIEWICZ

**MÓDULO DE CONTROLE DO SUPERAQUECIMENTO PARA SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

FLORIANÓPOLIS – SC, 2018

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO DE METAL-MECÂNICA
CURSO DE MECATRÔNICA**

GEORGE HENRY WOJCIKIEWICZ

**MÓDULO DE CONTROLE DO SUPERAQUECIMENTO PARA SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

Dissertação apresentada ao
Mestrado em Mecatrônica do
Campus Florianópolis do
Instituto Federal de Santa
Catarina para a obtenção do
diploma de Mestre em
Mecatrônica

**Orientador:
Marcelo Vandresen, Dr. Eng.
Mecânica**

FLORIANÓPOLIS, 2018

Wojcikiewicz, George Henry
MÓDULO DE CONTROLE DO SUPERAQUECIMENTO
PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE
VAPOR / George Henry Wojcikiewicz; orientador, Marcelo Vandresen -
Florianópolis, 2018.
70 p.

Dissertação (Mestrado - Instituto Federal de Santa Catarina,
Programa de Pós-Graduação em Mecatrônica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Refrigeração. 2. Superaquecimento. 3. Sistemas
embarcados. I. Vandresen, Marcelo, orient. II. Título.

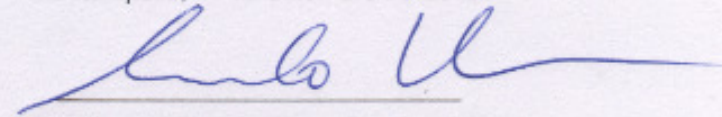
Ficha catalográfica elaborada por Guilherme Goulart Righetto (CRB 14/1622)

**MÓDULO DE CONTROLE DO SUPERAQUECIMENTO PARA SISTEMAS DE
REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

GEORGE HENRY WOJCIKIEWICZ

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em Mestre em Mecatrônica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

Florianópolis, 11 de setembro de 2018.



Prof. Marcelo Vandresen, Dr.Eng. Mec.

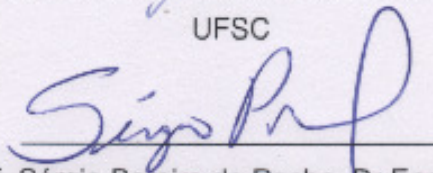
Orientador

IFSC



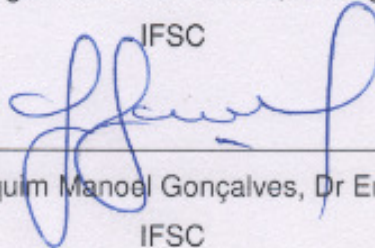
Prof. Milton Pereira, Dr.Eng. Mec.

UFSC



Prof. Sérgio Pereira da Rocha, Dr Eng. Mec

IFSC



Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr Eng. Mec

IFSC

Dedico esse trabalho aos interessados por essa área do conhecimento.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que direta ou indiretamente participaram deste aprendizado.

Especialmente

A minha esposa, que me incentivou;

Aos meus filhos e genros que me auxiliaram no desenvolvimento;

Ao Campus São José do IFSC, local onde tenho lecionado desde 1992, que possibilitou minha oportunidade de aperfeiçoamento;

Ao Campus Florianópolis do IFSC por possibilitar meu aprendizado nessa área do conhecimento;

Muito obrigado a todos.

“Sic Transit Gloria Mundi”
Provérbio latino.

RESUMO

A economia de energia, o lançamento de fluidos refrigerantes na atmosfera e a redução dos resíduos sólidos provenientes do descarte de equipamentos de refrigeração são preocupações que devem estar presentes na execução das atividades dos profissionais do ramo da refrigeração. Neste trabalho é apresentado o desenvolvimento de um módulo de controle para equipamentos que utilizam o ciclo de refrigeração por compressão a vapor e tem como dispositivo de medição os tubos capilares. Esse módulo atua baseado no superaquecimento do ciclo de refrigeração, mantendo-o constante e possibilitando um rendimento elevado. Os experimentos realizados comprovaram que, com o módulo, o equipamento apresenta um funcionamento com menor consumo de energia elétrica para uma mesma capacidade frigorífica, podendo, com isto, ser instalado nos equipamentos, renovando-os e evitando trocas desnecessárias. A economia gerada pela sua utilização foi suficiente para o retorno do investimento e consequente redução dos custos de operação. No projeto e na concepção do módulo foram utilizados elementos de mecânica, o depósito e as válvulas; de elétrica, as bobinas solenoides; de eletrônica, os microcontroladores e os sensores de temperatura; e de programação, o sistema embarcado. Dessa maneira, a mecatrônica faz a integração de vários campos do conhecimento para apresentar a solução de um problema apresentado.

Palavras chave: Refrigeração. Superaquecimento. Sistemas embarcados.

ABSTRACT

The energy economy, the release of refrigerants in the atmosphere and the reduction of solid waste from the disposal of refrigeration equipment are concerns that must be present in the execution of the activities of the professionals in the branch of Cooling. We present the development of a control module for equipment that uses the refrigeration cycle by vapor compression and uses capillary tube as expansion device. This module operates on the superheating of the refrigeration cycle, keeping it constant and enabling a high performance. The experiments showed that, with this module, the equipment works with less consumption of electricity for the same refrigeration capacity, and can, with this, be installed in the equipments, renewing them and avoiding exchanges unnecessary. The economy generated by its use was sufficient for the return of investment and consequent reduction of operating costs. In the design of the module, elements of Mechanics, warehouse and valves were used; of electric, solenoids coils; of electronics, microcontrollers and temperature sensors; And programming, the embedded system. In this way, Mechatronics integrates several fields of knowledge to present the solution of a presented problem.

Key words: Refrigeration. Superheating. Embedded Systems.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Consumo de energia elétrica pelos eletrodomésticos.....	19
FIGURA 2 - Consumo de energia elétrica nos diversos setores da economia.....	19
FIGURA 3 - Exemplos de equipamentos de refrigeração e climatização	21
FIGURA 4 - Representação simplificada do ciclo de refrigeração por compressão de vapor e diagrama pressão versus entalpia.....	22
FIGURA 5 - Diagrama pressão versus entalpia do ciclo de refrigeração.	25
FIGURA 6 – Superaquecimento	27
FIGURA 7 - Etiqueta da bomba de calor.	32
FIGURA 8 - Bomba de calor utilizada no experimento.	33
FIGURA 9 - Etiqueta climatizador de Ar.	33
FIGURA 10 - Características técnicas do climatizador.....	34
FIGURA 11 - Climatizador de ar instalado para a realização do experimento.....	35
FIGURA 12 – Projeto do depósito de fluido com as válvulas solenoides.	35
FIGURA 13 - Depósito construído	36
FIGURA 14 - Arduino® Uno com as ligações utilizadas	37
FIGURA 15 - Termômetro Digital 1 fio DS18B20.....	38
FIGURA 16 - DS18B20 Características elétricas.	39
FIGURA 17 - Sensor de fluxo.....	40
FIGURA 18 - Analisador de energia.	41
FIGURA 19 - Cilindro graduado.....	45
FIGURA 20 - Placa de conexão dos sensores	47
FIGURA 21 - Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor no equipamento original	48
FIGURA 22 - Superaquecimento do fluido no equipamento original	48
FIGURA 23 - Calor trocado no equipamento original	49
FIGURA 24 - Potência elétrica consumida no equipamento original.....	49
FIGURA 25 – COP no equipamento original	50
FIGURA 26 - Seleção do tubo capilar	51
FIGURA 27 - Tubo capilar utilizado	52
FIGURA 28 - Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor no equipamento com tubo capilar.....	53
FIGURA 29 – Superaquecimento do fluido no equipamento com tubo capilar.....	53

FIGURA 30 - Calor trocado no equipamento com tubo capilar	54
FIGURA 31 - Potência elétrica consumida no equipamento com tubo capilar	54
FIGURA 32 - COP no equipamento com tubo capilar	55
FIGURA 33 - Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor no equipamento com módulo	57
FIGURA 34 – Superaquecimento no equipamento com o módulo	57
FIGURA 35 - Calor trocado no equipamento com o módulo	58
FIGURA 36 - Potência elétrica consumida no equipamento com o módulo	58
FIGURA 37 – COP no equipamento com o módulo	59
FIGURA 38 - Comparação COP.....	61
FIGURA 39 - Comparação Potência Elétrica.....	62
FIGURA 40 - Comparação Calor trocado	62
FIGURA 41 - Dados técnicos - Equipamento de climatização, tipo split, capacidade 18.000 BTU/h	63

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Características técnicas do sensor de fluxo.....	40
TABELA 2 - Características de medição do analisador de energia.	42
TABELA 3 - Aferição do sensor de vazão.....	44
TABELA 4 - Posicionamento dos sensores	47
TABELA 5 - Resultado das medições no equipamento com configuração original ...	51
TABELA 6 - Resultado das medições no equipamento com tubo capilar	55
TABELA 7 - Resultado das medições no equipamento com o módulo instalado	59
TABELA 8 - Comparação equipamento com módulo versus sem módulo	63
TABELA 9 - Composição de preço de venda do módulo.....	64

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ACEEE – American Council fo Energy-Efficient Economy

BTU/h – British Thermal Unit

COP – Coeficiente de Performance

DC – Corrente contínua

IFSC – Instituto Federal de Santa Catarina

IHM – Interface Homem-Máquina

IOM – Instalação, Operação e Manutenção

MSS – Minimum Stable Superheat

PPR - Polipropileno Copolímero Random – tipo 3

PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica

R22 – Fluido refrigerante 22

SRF – Secretaria da Receita Federal

LISTA DE SÍMBOLOS

COP – Coeficiente de performance [unidimensional]

h_B - Entalpia específica no ponto B [kJ/kg]

h_C - Entalpia específica no ponto C [kJ/kg]

h_D - Entalpia específica no ponto D [kJ/kg]

\dot{m} – Vazão mássica [kg/s]

\dot{Q}_E – Potência de refrigeração [kW]

S1 – Sensor de temperatura no ponto 1

S2 – Sensor de temperatura no ponto 2

T – Temperatura [°C]

T_e – Temperatura no evaporador [°C]

$T_{\text{saturação à pressão de baixa}}$ – Temperatura de saturação do fluido refrigerante na pressão de evaporação [°C]

$T_{\text{tubulação}}$ – Temperatura medida na tubulação de fluido [°C]

\dot{W}_C – Potência de compressão [kW]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Histórico.....	17
1.2	Aplicações	18
1.3	Justificativa e relevância.....	18
1.4	Objetivos.....	20
1.4.1	Objetivo geral.....	20
1.4.2	Objetivos específicos.....	20
2	DESENVOLVIMENTO.....	21
2.1	Revisão de literatura.....	21
2.1.1	Propriedades Termodinâmicas	21
2.1.2	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	22
2.1.3	Coeficiente de performance.....	24
2.1.4	Superaquecimento.....	26
2.1.5	Sistemas microprocessados	29
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	31
3.1	Dispositivo experimental.....	31
3.1.1	Aquecedor de água	31
3.1.2	Climatizador de Ar	33
3.1.3	Depósito de fluido	35
3.2	Sistemas de medição	36
3.2.1	Medição de temperatura.....	36
3.2.1.1	Arduino® Uno.....	37
3.2.1.2	Sensores de temperatura	38
3.2.2	Medição da vazão.....	39
3.2.3	Medição da potência elétrica	41
3.3	Metodologia	42
3.3.1	Medições	42
3.3.2	Procedimento experimental.....	45
3.3.2.1	Aferição	45
3.3.2.2	Modificação do equipamento.....	51
3.3.2.3	Instalação do módulo	56
4	ANALISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	61

5 CONCLUSÃO	67
REFERÊNCIAS.....	69

1 INTRODUÇÃO

1.1 Histórico

A refrigeração é utilizada desde o início da civilização, pelos povos antigos, assim como, o conceito do resfriamento para o consumo e a preservação dos alimentos. Para isto, utilizavam gelo natural retirado de lagos e/ou geleiras, que era armazenado em poços, ou cavernas para posterior consumo.

Segundo Thevenot (1979), a refrigeração artificial, aquela que não utiliza meios naturais para a produção de frio, inicia em 1755, quando Willian Cullen produz o primeiro gelo artificial, usando o processo de evaporação do éter. Cerca de 45 anos depois, Oliver Evans descreve o ciclo de refrigeração por compressão de vapor e, baseando-se nesta descrição, Jacob Perkins desenvolve a patente de um equipamento para a produção de gelo.

Em 1850, Alexander Twining, solicita a patente britânica para o equipamento de refrigeração por compressão de vapor, que utiliza o éter, a amônia, ou o dióxido de carbono como fluido de trabalho.

James Harrison, em 1856, produz os primeiros equipamentos de refrigeração, utilizando este mesmo ciclo. Os equipamentos utilizavam como fluidos de trabalho o álcool, o éter, ou a amônia.

Na França, em 1864, Charles Tellier solicita a patente francesa do equipamento de refrigeração utilizando éter dimetilico.

No livro *Refrigeration and Air Conditioning*, editado no Instituto Indiano de Tecnologia em 2016, é comentado que a refrigeração doméstica inicia em 1803, com a utilização da geladeira, que utilizava uma barra de gelo natural colocada em um compartimento na parte de cima do móvel. Este equipamento ainda era utilizado até meados do século XX em muitos países. O primeiro refrigerador doméstico utilizando refrigeração artificial foi lançado em 1911 pela General Eletric nos Estados Unidos da América, seguida pela Frigidaire, que lançou o seu em 1915.

A climatização de ambientes com sistemas de refrigeração por compressão de vapor inicia em 1891, no depósito de negativos fotográficos da empresa Eastman Kodak, nos Estados Unidos da América. A primeira residência foi climatizada em 1894 na cidade de Frankfurt, na Alemanha e a primeira biblioteca em 1895 nos Estados

Unidos da América. No início do século XX, entre 1900 e 1902, foram climatizadas várias indústrias e empresas nos ramos de Tabaco, Têxteis, Cassinos e Gráficas.

1.2 Aplicações

Os sistemas de refrigeração e climatização que se utilizam do ciclo de refrigeração por compressão de vapor tem aplicação em várias atividades na sociedade.

- Armazenamento de alimentos resfriados;
- Armazenamento de alimentos congelados;
- Processamento de alimentos;
- Refrigeração em máquinas ferramenta e de corte;
- Desumidificação de ar;
- Separação, liquefação e armazenagem de gases;
- Resfriamento de concreto;
- Congelamento de solos;
- Climatização industrial, comercial e residencial para conforto;
- Climatização industrial para processamento;
- Controle da umidade em indústrias têxteis, imprensa e produtos fotográficos;
- Climatização em veículos.

1.3 Justificativa e relevância

O Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - PROCEL, na “Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso – Ano Base 2005”, publicada em 2007, mostra que os lares brasileiros possuíam em média um refrigerador para cada moradia e 24 freezers e 16 condicionadores de ar para cada conjunto de 100 moradias.

Esses três equipamentos, refrigerador, freezer e condicionador de ar, eram, na época, responsáveis por 47 por cento do consumo da energia elétrica total das moradias, distribuídos da seguinte forma: Refrigeradores 22 por cento, Condicionador de Ar 20 por cento e Freezer cinco por cento, conforme ilustrado na FIGURA 1 figura 1.

Considerando que o consumo de energia elétrica residencial era responsável

por 22 por cento do consumo total da energia elétrica produzida no país, conforme a figura 2, esta parcela de 47 por cento representava cerca de 10,44 por cento de toda a energia elétrica produzida no país, naquele ano.

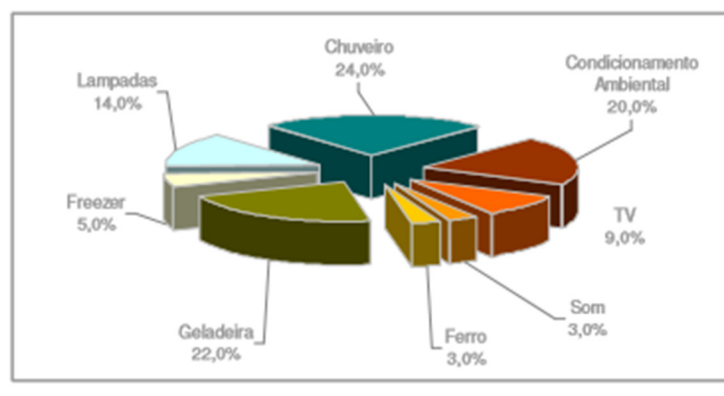


FIGURA 1 – Consumo de energia elétrica pelos eletrodomésticos

(Fonte: Procel, 2007)

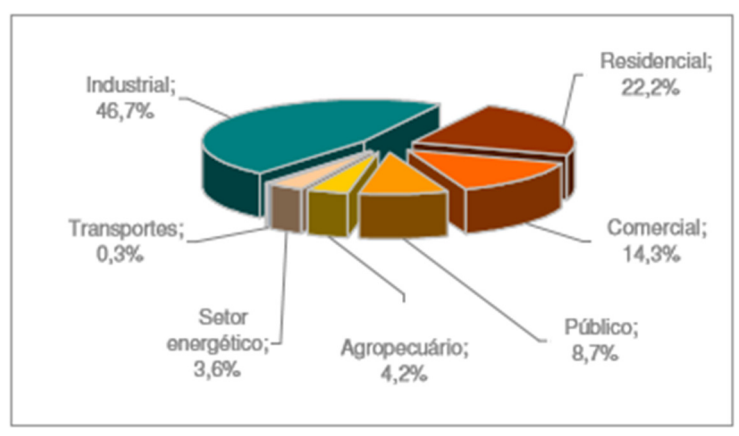


FIGURA 2 - Consumo de energia elétrica nos diversos setores da economia

(Fonte: Procel, 2007)

Um estudo patrocinado pelo “American Council for Energy-Efficient Economy (ACEEE)” mostrou que, com a carga de fluido reduzida e a manutenção mal realizada nos equipamentos de refrigeração, ocorria um aumento do consumo de energia em até 20 por cento, além da diminuição da vida útil dos equipamentos (Kim e Braun, 2010).

Para evitar estes problemas, devido ao funcionamento irregular dos equipamentos, o módulo desenvolvido neste trabalho pretende, a partir do controle do superaquecimento do ciclo de refrigeração, melhorar sua eficiência. Este módulo atua diretamente no equipamento, retirando ou colocando fluido refrigerante no ciclo, e mantendo o superaquecimento, a partir de um valor pré-definido, para uma operação de máxima eficiência. O módulo, também emitirá alarmes se o funcionamento do equipamento não estiver na sua normalidade.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo geral

Desenvolver um módulo de controle constituído por um reservatório de fluido, dotado de válvulas de bloqueio com sistema de abertura e fechamento microcontrolado, cujo acionamento será baseado no grau de superaquecimento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

1.4.2 Objetivos específicos

- Avaliar o comportamento do ciclo de refrigeração com a variação da carga de fluido;
- Analisar o consumo de energia elétrica;
- Definir o volume de armazenamento necessário com base na massa de fluido de cada equipamento;
- Desenvolver um circuito microcontrolado para a atuação na abertura e no fechamento das válvulas.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 Revisão de literatura

Os equipamentos de refrigeração e climatização residenciais: refrigeradores, freezers, climatizadores e bombas de calor, figura 3, funcionam, em sua maioria, utilizando um ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor.



FIGURA 3 - Exemplos de equipamentos de refrigeração e climatização

(Elaborado pelo autor)

2.1.1 Propriedades Termodinâmicas

Para podermos avaliar e entender os processos e características de um sistema de refrigeração, faz-se necessário a consideração de alguns conceitos a respeito das grandezas envolvidas no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

- Temperatura: Segundo Stoecker e Jones, 1985: “A temperatura T de uma substância indica seu estado térmico e sua habilidade de trocar energia com outra substância que esteja em comunicação térmica”;
- Pressão: É definida por uma força atuando sobre uma unidade de área;
- Calor: É a energia trocada devido à diferença de temperaturas entre as substâncias;
- Entalpia: É o nível de energia de uma substância para uma determinada condição de pressão e volume.

2.1.2 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Para entender o funcionamento dos equipamentos que utilizam o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, iniciamos com sua definição: “Quando um refrigerante (fluido) circula através do sistema, passa por um certo número de transformações de estado, ou condição, cada uma das quais é chamada de processo. O refrigerante (fluido) começa em algum estado, ou condição inicial, passa por uma série de processos numa sequência determinada, e volta à condição inicial. Esta série de processos é denominada ciclo” (DOSSAT, 2006).

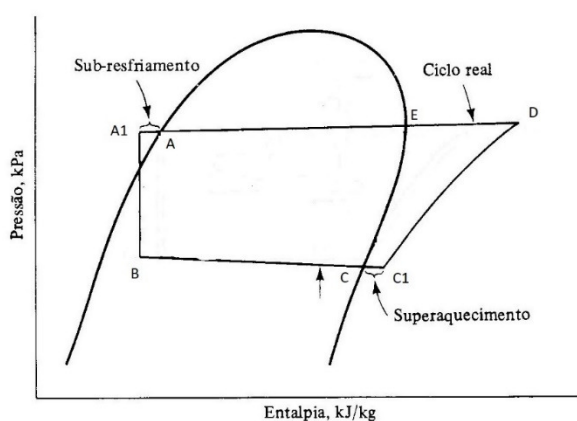


FIGURA 4 - Representação simplificada do ciclo de refrigeração por compressão de vapor e diagrama pressão versus entalpia

(Fonte: Adaptado de STOECKER E JONES, 1985)

Assim, para demonstrar os processos que ocorrem no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a partir da figura 4, temos:

- Do ponto A → A1 – Ocorre o subresfriamento do líquido saturado, onde há uma troca de calor sensível (somente mudança de temperatura), reduzindo a temperatura do fluido em sua fase líquida;
- Ponto A1 → B – Ocorre a expansão adiabática, sem troca de calor, ocasionando uma redução na pressão do fluido.
- Ponto B → C – Ocorre a absorção de calor com temperatura e pressão constantes, onde o fluido absorve calor do ambiente, passando da fase líquida para a fase vapor;
- Ponto C → C1 – Ocorre o superaquecimento do vapor saturado. Neste trecho há troca de calor sensível, com o aumento da temperatura do fluido em sua fase vapor;

- Ponto C1 → D – Ocorre a compressão adiabática e reversível, no ciclo ideal sem atrito, o fluido aumenta sua pressão e temperatura devido ao trabalho desenvolvido pelo compressor;
- Ponto D → E – Ocorre a redução da temperatura pela troca de calor sensível do fluido na fase vapor até chegar ao ponto de saturação;
- Ponto E → A – Ocorre a rejeição de calor com temperatura e pressão constantes, o fluido transfere calor para o ambiente; passando da fase vapor para a fase líquida.

Para a realização dos processos acima descritos, os componentes desempenham as seguintes funções no ciclo de refrigeração a compressão de vapor:

- **Dispositivo de medição (ou expansão):** Provoca a restrição da passagem do fluido, gerando uma diferença de pressão (ponto A1 - B);
- **Evaporador:** Faz a mudança da fase líquida para a fase vapor (ponto B – C1) pela absorção de calor, devido à diferença de temperatura entre o fluido (mais baixa) e o ambiente (mais alta);
- **Compressor:** Movimenta o fluido, succionando do evaporador (ponto C1) e enviando para o condensador (ponto D), gerando um aumento na pressão do fluido;
- **Condensador:** Faz a mudança da fase vapor para a fase líquida (ponto D - A1) pela rejeição de calor pelo fluido, devido à diferença de temperatura entre este (mais alta) e o ambiente (mais baixa);
- **Tubulações de interligação:** Ligam os diversos componentes, possibilitando a movimentação do fluido;
- **Fluido Refrigerante:** Transporta a energia pelo ciclo.

Dependendo da necessidade, ou da aplicação, o ciclo de refrigeração pode ser utilizado para gerar aquecimento, ou refrigeração.

Para gerar refrigeração, ou seja, retirar calor, por exemplo, em refrigeradores, o equipamento irá retirar calor dos produtos armazenados para mantê-los à baixa temperatura, proporcionando sua conservação por mais tempo.

Para gerar aquecimento, ou seja, adicionar calor, por exemplo, em bombas de calor, utiliza-se do ciclo para o aquecimento de água.

No caso da climatização pode-se utilizar o ciclo retirando calor ou adicionando calor ao ambiente a ser climatizado.

2.1.3 Coeficiente de performance ou de desempenho

Para analisarmos a eficiência energética de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizamos o Coeficiente de Performance (COP).

O COP é calculado como sendo a razão entre a refrigeração produzida e a energia consumida, e normalmente é definido por:

$$COP = \frac{\text{refrigeração produzida}}{\text{energia consumida}}$$

EQUAÇÃO 1 - Definição do COP

Considerando \dot{Q}_E como a potência de refrigeração e \dot{W}_C como a potência de compressão, podemos reescrever a equação 1 da seguinte forma:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C}$$

EQUAÇÃO 2 - COP

Para calcular o COP utiliza-se o ciclo de refrigeração desenvolvido no diagrama “pressão versus entalpia”, conforme a figura 5, onde se pode analisar os dois processos específicos.

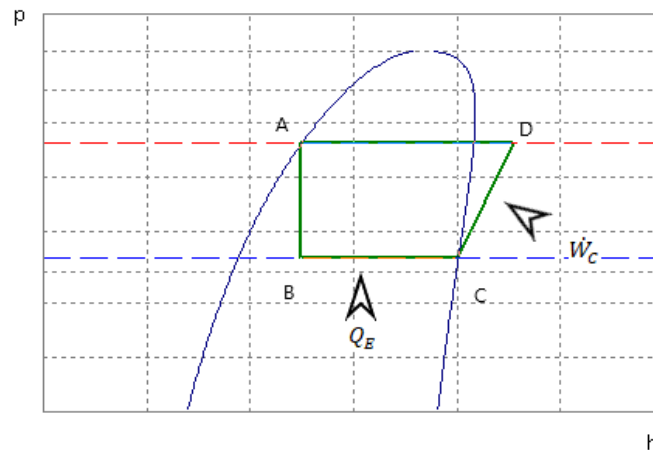


FIGURA 5 - Diagrama pressão versus entalpia do ciclo de refrigeração.

(Fonte: Elaborado pelo autor)

O primeiro processo consiste na troca de calor efetuada no evaporador. Esta parcela é relativa à potência de refrigeração do ciclo e representa a quantidade de calor retirada no evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. É o produto entre a vazão mássica (\dot{m}), a entalpia de saída (h_C) e a de entrada (h_B) do fluido refrigerante no evaporador e é definida por:

$$\dot{Q}_E = \dot{m} \cdot (h_C - h_B)$$

EQUAÇÃO 3 - Calor trocado

O segundo processo ocorre no compressor, considerando um sistema ideal, e representa a energia consumida para o bombeamento do fluido através do trabalho mecânico do compressor. Essa parcela é o trabalho realizado e é o produto entre a vazão mássica (\dot{m}), a entalpia de entrada (h_C) e de saída (h_D) do compressor, e é definida por:

$$\dot{W}_C = \dot{m} \cdot (h_D - h_C)$$

EQUAÇÃO 4 - Potência consumida

Deste modo, quando em regime permanente, a vazão mássica é a mesma no evaporador e no compressor, e como, ela aparece no numerador e no denominador

da equação 2, ela pode ser simplificada. Então, reescreve-se a equação do COP, como sendo a razão entre as diferenças das entalpias de entrada e de saída do evaporador e do compressor:

$$COP = \frac{(h_C - h_B)}{(h_D - h_C)}$$

EQUAÇÃO 5 - Cálculo do COP

O Coeficiente de Performance (COP) máximo, é baseado no ciclo de Carnot, que é um ciclo de refrigeração ideal e opera entre duas temperaturas. Deste modo, o COP de Carnot é obtido assim:

$$COP_{Carnot} = \frac{\text{temperatura do evaporador}}{\text{temperatura do condensador} - \text{temperatura do evaporador}}$$

EQUAÇÃO 6 - COP de Carnot

Desta forma, para termos um COP de Carnot alto devemos operar com uma diferença entre as temperaturas do evaporador e condensador num valor mínimo possível. Porém, isto tem limitações de ordem técnica, pois a temperatura do condensador deve ser um pouco mais elevada que a temperatura onde há a rejeição do calor, e a temperatura de evaporação deve ser menor que a temperatura do ambiente, onde o calor deve ser absorvido.

2.1.4 Superaquecimento

O superaquecimento do fluido em um sistema de refrigeração por compressão de vapor ocorre após o fluido no evaporador passar da fase líquida para vapor; o fluido na fase vapor ao receber calor ocasiona um aumento na sua temperatura tornando-o vapor superaquecido.

Para uma melhor compreensão, descreveremos o processo que ocorre. Na entrada do evaporador o líquido a baixa pressão adentra ao evaporador. À medida que esse fluido vai percorrendo a tubulação e trocando calor, vai passando da fase líquida para a fase vapor. Enquanto a parcela de fluido na fase líquida for maior que a da fase vapor a velocidade de mudança de fase é pequena e a temperatura se mantém constante. A medida que essa quantidade diminui, a velocidade aumenta e

há um aumento na instabilidade da mistura, gerando mais vapor e ocasionando uma variação na temperatura. Depois de todo o líquido evaporar inicia-se o superaquecimento do vapor com o fluido, aumentando então, sua temperatura. Na figura 6 é mostrado esse processo.

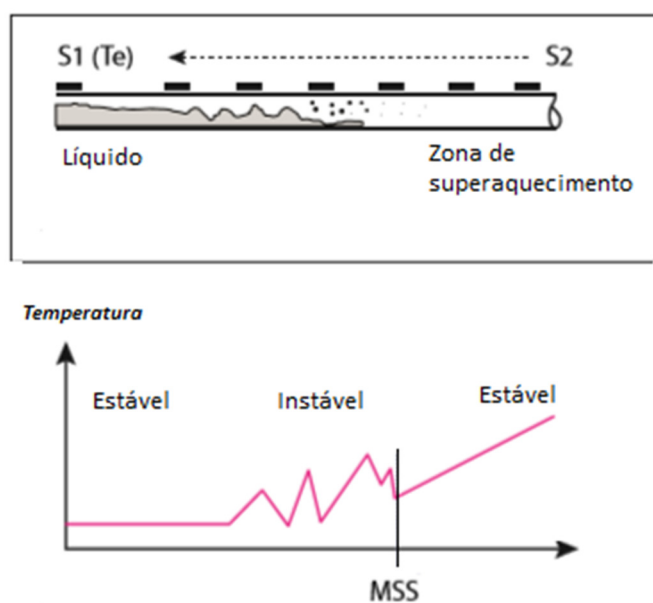


FIGURA 6 – Superaquecimento

Fonte: Adaptado de Danfoss – *The Pioneer in Electric Expansion Valve Control – Technical Paper*

Stoecker e Jones (2002) apresentam que os efeitos do superaquecimento e do subresfriamento são influenciados pelo tipo de fluido utilizado, podendo aumentar a capacidade de um sistema com um aumento nestas duas condições.

Para o cálculo do superaquecimento mede-se a temperatura da tubulação na saída do evaporador e a pressão de baixa do sistema. Com a pressão de baixa, verifica-se a temperatura de saturação do fluido. A diferença entre a temperatura da tubulação e a temperatura de saturação indica o valor do superaquecimento, conforme a equação 7.

$$\text{Superaquecimento} = T_{\text{tubulação}} - T_{\text{saturação à pressão de baixa}}$$

EQUAÇÃO 7 - Cálculo do superaquecimento

O grau de superaquecimento, ou o aumento da temperatura do vapor, pode ser calculado de duas formas:

- Superaquecimento útil - é medido na saída do evaporador, considera somente as trocas de calor que produzem efeito de refrigeração no ambiente;
- Superaquecimento total – é medido na entrada do compressor, considera, além do superaquecimento útil, as trocas de calor na tubulação entre o evaporador e o compressor.

Para analisarmos se o superaquecimento é favorável ao aumento da eficiência do ciclo de refrigeração, temos que considerar duas condições que ocorrem: o aumento da capacidade do ciclo e a redução da densidade do fluido.

Essas condições atuam em sentidos opostos; há o aumento da capacidade devido a absorção do calor sensível, porém há a aumento do volume específico causando uma diminuição na vazão mássica do refrigerante que é bombeado pelo compressor, prejudicando com isso sua eficiência.

Deste modo, para a definição do valor do superaquecimento estas condições devem ser observadas. O valor deve ser adotado para o superaquecimento útil. O superaquecimento total deve estar próximo ao útil, para isto deve ser providenciado um isolamento eficaz da tubulação até a sucção do compressor, porque além de não produzir refrigeração útil, ele pode também reduzir a eficiência do ciclo.

Um superaquecimento baixo provoca retorno de líquido para o compressor, ocasionando sua quebra por golpe de líquido nas válvulas de sucção e descarga. Um superaquecimento alto mostra que uma parte do evaporador está sendo utilizada somente para aquecer o fluido e esse aquecimento em excesso acarretará em altas temperaturas de descargas, carbonização do óleo, maior potência consumida e redução da vida útil do compressor

Silva (2007), afirma que o superaquecimento é um dos ajustes mais importantes nos equipamentos de refrigeração, sendo responsável pela proteção do compressor evitando golpes de líquido, assim como, pelo resfriamento adequado do compressor e pela eficiência do equipamento.

Atualmente, alguns estudos propõem o uso do superaquecimento como indicador da quantidade de carga do sistema, como nos trabalhos de Temple (2004) e Kim e Braun (2010) que o utilizam como parâmetro. Elliot et all (2009) propõem o uso de um controle no superaquecimento utilizando uma válvula de acionamento

misto, mecânico e eletrônico. Essa proposição visa evitar o aumento nas falhas, devido ao funcionamento excessivo das válvulas acionadas eletronicamente; e no caso das válvulas mecânicas, evitar o retardo no controle do superaquecimento devido a inercia no acionamento desse tipo de válvula.

2.1.5 Sistemas microprocessados

O módulo desenvolvido utiliza-se de um sistema microprocessado para acionamento das válvulas de entrada e saída do depósito de fluido.

Os sistemas microprocessados, segundo Pont (2008), compõem-se, no mínimo, de uma programação e de um microprocessador, ou de um microcontrolador, e são utilizados para realizar ações a partir de instruções definidas por sua programação. A programação, ou software, é responsável por estabelecer quais tarefas seu sistema irá realizar, quais portas utilizar e como se comportará de acordo com as informações recebidas.

Basicamente os softwares podem ser utilizados em:

- Sistema de informação baseado em banco de dados;
- Sistema Desktop/Servidor;
- Sistema embarcado;
- Sistema de tempo real;
- Sistema acionado pelo tempo;
- Sistema acionado por eventos;
- Sistemas mistos.

Sistemas de informação baseados em banco de dados tomam as decisões conforme as informações adquiridas e compiladas em seu banco de dados. Deste modo, as novas ações serão comparadas sempre com as ações cadastradas.

Sistemas desktop/servidor rodam em equipamentos com sistema operacional e são de uso geral, onde a interface do monitor, do teclado e do mouse são necessárias para a interação com o usuário.

Sistemas embarcados rodam em microcontroladores, que são microcomputadores com todos os seus componentes reunidos em um só encapsulamento, reduzindo tanto seu custo quanto seu tamanho.

Sistemas de tempo real são aplicações onde a decisão de escolha dos dados e as ações necessárias à essas mudanças têm que ser realizadas rapidamente e ao

mesmo tempo em que ocorrem.

Sistemas acionados pelo tempo tem todas as decisões e as ações para seu funcionamento dependentes dele.

Sistemas acionados por eventos dependem de determinado acontecimento para tomar uma decisão e realizar as ações devidas á ela.

Sistemas mistos são os sistemas que combinam quaisquer dos sistemas acima descritos.

Os microprocessadores, segundo Watanabe (2012), são dispositivos que recebem as programações e os dados e, após processá-los, apresentam um resultado.

Estes dispositivos possuem os seguintes componentes:

- Unidade lógica aritmética – local onde são realizadas as operações matemáticas e as comparações;
- Unidade de controle – gerenciamento dos dados com controle das entradas e das saídas, decodificando as instruções e fornecendo as informações para a unidade de lógica aritmética;
- Registradores – armazenagem das instruções e dos dados.

De acordo com seu modo de construção e de funcionamento, são basicamente divididos em dois tipos, também chamados de arquiteturas, Harvard e Von Neumann.

A arquitetura Von Neumann possui os seguintes componentes: uma memória para armazenar os dados e as instruções; uma unidade lógica aritmética; uma unidade de controle e vários registradores. A Harvard diferencia da Von Neumann por possuir duas memórias, uma para armazenar os dados e outra para as instruções e e por ter acessos simultâneo, o que aumentaria sua velocidade de processamento.

Os microcontroladores são dispositivos que reúnem em um chip, o microprocessador, as memórias, os periféricos, as entradas e as saídas programáveis. Por possuírem essa versatilidade são usados para controlar diversos equipamentos. Os sistemas embarcados utilizam os microcontroladores para controlar ou monitorar equipamentos e sistemas.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A descrição dos equipamentos e dos dispositivos utilizados para a realização da análise experimental do módulo de controle são apresentados a seguir. Os ensaios e os testes foram realizados no IFSC – Campus São José.

3.1 Dispositivo experimental

A bancada experimental foi constituída por diversos componentes: alguns estavam disponíveis no laboratório, como o aquecedor de água tipo bomba de calor; as tubulações de cobre; e as tubulações em Polipropileno Copolímero Random – tipo 3 PPR para interligação entre o climatizador de ar e o aquecedor; o analisador de energia; e os materiais de consumo utilizados. Outros componentes foram adquiridos e montados na bancada: o climatizador de ar; os sensores de temperatura e vazão; a placa de desenvolvimento Arduino®; o depósito de fluido; e as válvulas solenoides e de retenção.

A bancada foi montada junto à parede externa do laboratório de ciências térmicas da área de Refrigeração e Climatização do Campus São José.

A alimentação elétrica dos equipamentos foi realizada em circuito exclusivo montado para a bancada. Os equipamentos possuem tensão de alimentação de 220V – monofásico, sendo ligados e desligados através da interface homem-máquina (IHM). O aquecedor foi ajustado para trabalhar com a temperatura máxima de aquecimento de água, para que o equipamento permanecesse ligado durante todo o tempo dos testes.

3.1.1 Aquecedor de água

Para análise do desempenho e características do ciclo de refrigeração utilizou-se um aquecedor de água, do tipo bomba de calor, fabricado por Foshan Shunde Guangteng Solar Energy Electrical Appliances Co. Ltd, modelo GT-SKR015B. Na figura 7 são apresentados os dados completos do equipamento utilizado.

Esse tipo de equipamento aquece água utilizando o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, tendo por objetivo a produção de calor e não a produção de frio, como no ciclo normal de funcionamento. Este aquecedor retira calor de uma fonte a baixa temperatura, através de um trocador de calor do tipo tubo aletado, e entrega

calor para um corpo a temperatura mais alta, através de um trocador do tipo tubo em tubo.

Air source heat pump water heater	
Foshan Shunde Guangteng Solar Energy Electrical Appliances Co., Ltd	
Model No.	GT-SKR015B
Power supply	220V~, 60Hz
Heating capacity	5.2kW
Rated current	6A
Rated input power	1.36kW
Max input current	8A
Max input power	1.7kW
Max exhaust pressure of Compressor	2.8MPa
Max suction pressure of Compressor	0.8MPa
Max working pressure of heat exchanger	2.8MPa
Allowable pressure of system	2.8MPa
Refrigerant	R22/0.9kg
Degree of protection	IPX4
Shockproof level	I
Earth requirement	≤0.1Ω
Net weight	55kg
Size	885×360×600mm
Water connection	G3/4"
Noise level	≤50dB(A)
Working ambient temperature	-10 ~ 43°C
Test condition: Ambient tempe. (DB/WB): 20/15°C, initial/final water temp.: 15/55°C	

FIGURA 7 - Etiqueta da bomba de calor.

(Fonte: Foto do autor)

Na figura 8 temos a imagem do aquecedor montado junto ao laboratório para realização do experimento.



FIGURA 8 - Bomba de calor utilizada no experimento.

(Fonte: Foto do autor)

3.1.2 Climatizador de Ar

Para haver a dissipação do calor gerado no aquecedor do aparato experimental utilizou-se um climatizador de ar do tipo fancoil, com capacidade nominal de troca de calor maior do que o aquecedor.

O climatizador utilizado foi da marca York, modelo YGFC08. Na figura 9 é mostrada a etiqueta do equipamento e na figura 10 suas características técnicas.



FIGURA 9 - Etiqueta climatizador de Ar.

(Fonte: Foto do autor)

2. Dados Técnicos													
YGFC Modelo	Vazão de Ar (m³/h)	Capacidade de Resfriamento (KW)		Temp. de saída do Ar (°C)		Vazão de Água (m³/h)	Perda de Carga (kPa)	Potência do Motor (W)	Nível de Ruído (dB)	Corrente (A)	Peso (kg)		
		Total	Sensível	BS	BU								
3 Filas - Padrão	04	Alta	732	4,55	3,27	13,70	12,60	0,78	21,50	75	41,80	0,31	23,40
		Média	691	4,39	3,14	13,50	12,40	0,76	18,50	66	39,30		
	Baixa	499	3,33	2,39	12,80	12,00	0,57	13,20	50	32,10	0,56	27,40	
	Alta	1123	6,65	4,84	14,30	13,00	1,15	37,70	125	47,90			
	Média	1081	6,35	4,64	14,30	13,00	1,09	36,20	120	46,10			
	Baixa	773	5,13	3,64	13,00	12,10	0,88	24,90	101	38,40	0,68	38,70	
	Alta	1415	8,07	5,99	14,40	13,20	1,39	32,90	146	46,40			
	Média	1349	7,71	5,74	14,40	13,10	1,33	29,40	139	45,30			
	Baixa	1007	6,40	4,64	13,30	12,40	1,10	23,50	115	37,70			
	Alta	1714	9,20	6,97	14,90	13,50	1,58	15,30	204	50,00	0,92	40,30	
	Média	1599	8,69	6,58	14,80	13,50	1,50	13,70	202	47,90			
	Baixa	1176	7,20	5,28	13,70	12,70	1,24	10,70	183	40,80	1,09	45,80	
Alta	2037	10,97	8,27	14,90	13,50	1,89	22,50	226	50,80				
Média	1899	10,46	7,85	14,70	13,40	1,80	21,30	214	49,10				
Baixa	1340	8,42	6,10	13,50	12,50	1,45	15,20	183	40,30	1,23	56,50		
Alta	2399	14,00	10,17	14,40	13,00	2,41	39,00	286	51,60				
Média	2222	12,95	9,48	14,30	13,00	2,23	35,50	257	49,20				
Baixa	1548	10,23	7,27	13,10	12,10	1,76	22,80	229	40,60				

Obs:
 1 - Temperatura de entrada do Ar TBS=27°C e TBU=19°C;
 2 - Temperatura de entrada de água 7,0°C com um Δ 5 °C.

Tipo de Ventilador	Centrífugo com as pás para frente
Tipo do Motor	Monofásico 220V/60Hz
Diâmetro da Tubulação de entrada e saída de água	3/4"
Máxima Pressão de Trabalho	1,6MPa
Diâmetro do Dreno	3/4"


3 

FIGURA 10 - Características técnicas do climatizador.

(Fonte: Catalogo técnico e IOM unidades condicionadoras de ar para água gelada YORK)

O climatizador é composto por um trocador de calor, do tipo tubo aletado, onde a água passa dentro da tubulação, e um sistema de ventilação que força o ar na superfície aletada ocasionando a troca de calor necessária para a realização da climatização do ambiente. No caso do experimento, o climatizador foi utilizado para a dissipação do calor gerado no aquecedor para reproduzir as condições necessárias ao funcionamento do ciclo de refrigeração em regime permanente.

Na figura 11 temos a imagem do climatizador instalado para a realização do experimento, mostrando as tubulações de entrada e saída de água, vindas do aquecedor, e a entrada e saída de ar na superfície aletada.



FIGURA 11 - Climatizador de ar instalado para a realização do experimento.

(Fonte: Foto do autor)

3.1.3 Depósito de fluido

Para armazenar e liberar fluido refrigerante para o sistema, foi desenvolvido um depósito. Sua condição de funcionamento foi baseada nos valores de superaquecimento do ciclo de refrigeração. O volume deste depósito foi estimado como sendo 30% do volume total de fluido nominal do equipamento.

A liberação e a armazenagem de fluido foi realizada através de duas válvulas solenoides, uma na entrada e outra na saída do depósito, que eram acionadas através do módulo de controle. Junto às válvulas solenoides foram colocadas válvulas de retenção para que não houvesse fluxo de fluido em sentido contrário. Na figura 12 é apresentado o projeto do depósito e na figura 13 o depósito construído.

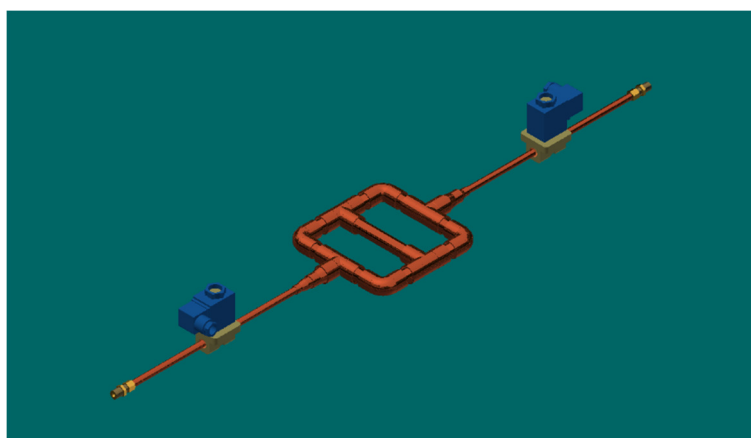


FIGURA 12 – Projeto do depósito de fluido com as válvulas solenoides.

(Fonte: Imagem do autor)



FIGURA 13 - Depósito construído

(Fonte: Foto do autor)

O fluido refrigerante é admitido no depósito na fase líquida com alta pressão, antes do dispositivo de medição. Sua liberação ao circuito é feita após o dispositivo de medição na tubulação de entrada do evaporador na fase líquida numa região de baixa pressão.

3.2 Sistemas de medição

Nas medições dos parâmetros necessários à análise do experimento, optou-se por utilizar o protótipo do módulo de controle para as medições das temperaturas e da vazão. Para a medição da potência elétrica foi utilizado um analisador de energia. A seguir, a descrição de cada um desses componentes.

3.2.1 Medição de temperatura

Na medição das temperaturas, em número de oito pontos, foi utilizado o módulo de controle criado com uma sub-rotina que enviava para uma planilha eletrônica os dados relativos. O protótipo do módulo de controle foi montado dentro da plataforma de desenvolvimento Arduino® com sensores de temperatura conectados a ela.

3.2.1.1 Arduino® Uno

Para prototipagem do módulo de controle foi utilizada a plataforma de desenvolvimento Arduino®, modelo Uno. Na figura 14 é mostrado a plataforma Arduino® utilizada, com suas ligações de entrada, saída e energização. Essa plataforma constitui-se de um microcontrolador, com portas de entrada e saída analógicas e digitais, funciona com tensão de 5V e pode funcionar sozinha, ou ligada a um computador.

Através de suas portas analógicas e digitais podem ser recebidos, ou enviados sinais que irão produzir ações predeterminadas através da programação inserida no seu microcontrolador.

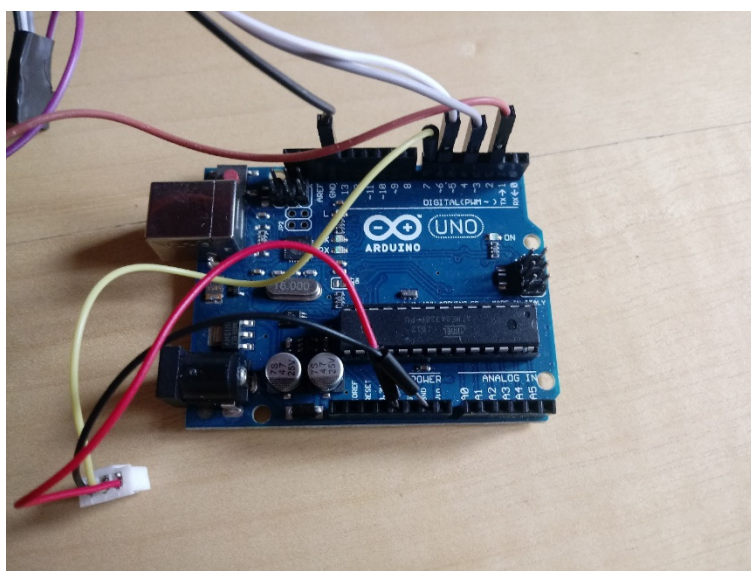


FIGURA 14 - Arduino® Uno com as ligações utilizadas

(Fonte: Foto do autor)

No módulo de controle desenvolvido, os sinais recebidos dos sensores de temperatura, serão comparados com o valor pré-definido do superaquecimento e abrirão a válvula de entrada, ou de saída do depósito. Se o superaquecimento estiver alto, a válvula de saída irá abrir para entrar mais fluido no sistema; se o superaquecimento estiver baixo, a válvula de entrada do depósito será aberta para entrar fluido no depósito diminuindo a quantidade no sistema.

Essa plataforma foi escolhida por ter um custo menor para a realização do protótipo.

O Arduino® utiliza a linguagem de programação C modificada, com comandos

simplificados facilitando a obtenção das ações e das funções desejadas no nosso projeto.

3.2.1.2 Sensores de temperatura

Na medição das temperaturas necessárias ao funcionamento do módulo e para a análise da sua eficiência foram utilizados os termômetros digitais DS18B20, figura 15, que são sensores que se comunicam ao processador central através de apenas um fio.

A escolha deste tipo de termômetro deu-se pela facilidade de utilizar apenas uma conexão de dados com o processador para a ligação dos oito termômetros na plataforma de desenvolvimento, liberando as demais portas para outras atividades.



FIGURA 15 - Termômetro Digital 1 fio DS18B20.

(Fonte: Foto do autor)

Na figura 16 FIGURA 16, a seguir, apresentamos os dados do DS18B20.

DS18B20 Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer

Absolute Maximum Ratings

Voltage Range on Any Pin Relative to Ground -0.5V to +6.0V Storage Temperature Range -55°C to +125°C
 Operating Temperature Range -55°C to +125°C Solder Temperature Refer to the IPC/JEDEC J-STD-020 Specification.

These are stress ratings only and functional operation of the device at these or any other conditions above those indicated in the operation sections of this specification is not implied. Exposure to absolute maximum rating conditions for extended periods of time may affect reliability.

DC Electrical Characteristics

(-55°C to +125°C; V_{DD} = 3.0V to 5.5V)

PARAMETER	SYMBOL	CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNITS
Supply Voltage	V _{DD}	Local power (Note 1)	+3.0		+5.5	V
Pullup Supply Voltage	V _{PU}	Parasite power	+3.0		+5.5	V
		Local power (Notes 1, 2)	+3.0		V _{DD}	
Thermometer Error	t _{ERR}	-10°C to +85°C			±0.5	°C
		-55°C to +125°C			±2	
Input Logic-Low	V _{IL}	(Notes 1, 4, 5)	-0.3		+0.8	V
Input Logic-High	V _{IH}	Local power	+2.2		The lower of 5.5 or V _{DD} + 0.3	V
		Parasite power (Notes 1,6)	+3.0			
Sink Current	I _L	V _{I/O} = 0.4V	4.0			mA
Standby Current	I _{DDS}	(Notes 7, 8)		750	1000	nA
Active Current	I _{DD}	V _{DD} = 5V (Note 9)		1	1.5	mA
DQ Input Current	I _{DQ}	(Note 10)		5		µA
Drift		(Note 11)			±0.2	°C

- Note 1:** All voltages are referenced to ground.
- Note 2:** The Pullup Supply Voltage specification assumes that the pullup device is ideal, and therefore the high level of the pullup is equal to V_{PU}. In order to meet the V_{IH} spec of the DS18B20, the actual supply rail for the strong pullup transistor must include margin for the voltage drop across the transistor when it is turned on; thus: V_{PU_ACTUAL} = V_{PU_IDEAL} + V_{TRANSISTOR}.
- Note 3:** See typical performance curve in [Figure 1](#).
- Note 4:** Logic-low voltages are specified at a sink current of 4mA.
- Note 5:** To guarantee a presence pulse under low voltage parasite power conditions, V_{ILMAX} may have to be reduced to as low as 0.5V.
- Note 6:** Logic-high voltages are specified at a source current of 1mA.
- Note 7:** Standby current specified up to +70°C. Standby current typically is 3µA at +125°C.
- Note 8:** To minimize I_{DD}, DQ should be within the following ranges: GND ≤ DQ ≤ GND + 0.3V or V_{DD} - 0.3V ≤ DQ ≤ V_{DD}.
- Note 9:** Active current refers to supply current during active temperature conversions or EEPROM writes.
- Note 10:** DQ line is high ("high-Z" state).
- Note 11:** Drift data is based on a 1000-hour stress test at +125°C with V_{DD} = 5.5V.

FIGURA 16 - DS18B20 Características elétricas.

(Fonte: Datasheet DS18B20. Catálogo Maxim Integrated Products, Inc.)

3.2.2 Medição da vazão

Para a análise da quantidade de calor trocada para a água no aquecimento, e posterior cálculo da potência desenvolvida pelo equipamento, foi necessário a medição da vazão de água no equipamento. Para isso foi colocado um sensor de fluxo, figura 17, ligado à plataforma de desenvolvimento, com uma sub-rotina específica para a realização desse cálculo.



FIGURA 17 - Sensor de fluxo.

(Fonte: foto do autor)

O sensor de fluxo utilizado é da empresa Sea. Na TABELA 1 estão apresentadas as características técnicas do sensor utilizado:

Modelo	YF-S403
Tensão de funcionamento	DC 4.5V ~ 18V
Tensão de trabalho	DC 4.5V
Corrente máxima de trabalho	15mA (DC 5V)
Vazão de água	1 ~ 60L/min
Capacidade de carga	≤ 10 mA (DC 5V)
Temperatura de operação	≤ 80 °C;
Pressão da água	≤ 1.75 MPa
Extensão do fio	16cm
Diâmetro do sensor	36mm
Diâmetro da entrada e da saída	26mm (3/4);
Dimensões totais (CxLxA):	60x36x34mm
Peso: 58g	

TABELA 1 - Características técnicas do sensor de fluxo.

(Fonte: Disponível em <https://www.usinainfo.com.br/sensor-de-fluxo-arduino/sensor-de-fluxo-de-agua-g-34-1-60-lmin-3523.html> em 13/11/2017)

3.2.3 Medição da potência elétrica

Para a medição da potência consumida pelo aquecedor foi utilizado um analisador da marca Yokogawa, modelo CW240, figura 18.

Esse modelo foi utilizado por medir as grandezas necessárias à análise da potência consumida pelo aquecedor, por exemplo, tensão e corrente, simultaneamente às medições da temperatura e vazão, possibilitando o cálculo da eficiência do equipamento durante seu funcionamento.

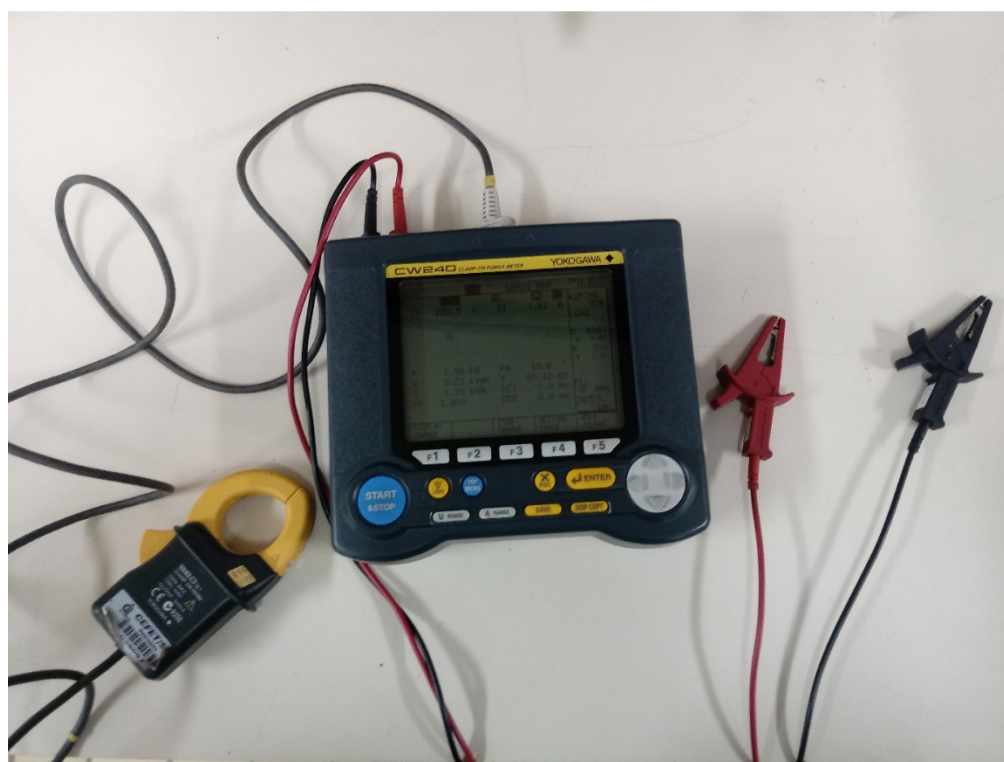


FIGURA 18 - Analisador de energia.

(Fonte: foto do autor)

Na tabela 2, são apresentadas as especificações técnicas do analisador utilizado.

Item	Tensão	Corrente
Forma de entrada	Garra de pressão dentada	Pinça amperimétrica
Valor máximo de entrada	600 V	Pinça modelo 96033 – 50 A
Tipo de medição	Monofásico 1F+1N	
Método de medição	Método de amostragem digital	

Faixa de frequência	45 a 65 Hz	
Precisão na medição da potência	+/- 0,6% na leitura e +/- 0,4% na faixa	

TABELA 2 - Características de medição do analisador de energia.

(Fonte: Adaptado do Manual do usuário CW240. Yokogawa, 2004)

3.3 Metodologia

Os testes e as medições na bomba de calor serão descritos a seguir com o objetivo de validar o funcionamento do módulo de controle e sua eficiência da economia de energia.

3.3.1 Medições

As medições foram realizadas com instrumentos disponíveis no mercado, por isso mesmo, passíveis de erro na execução das medidas. Como nossa análise foi obtida com medições indiretas; como o COP e o calor trocado, foi necessário calcular a incerteza de medição combinada.

As medições se dividem em medições diretas e indiretas. As medições diretas executadas foram as de temperatura, com o sensor DS18B20, com uma incerteza de medição de $\pm 0,5$ °C. Os resultados foram calculados, segundo Albertazzi e Souza (2012), do seguinte modo:

$$RM = I \pm (E_{max} + t \cdot u)$$

EQUAÇÃO 8 - Resultado da medição

Onde:

- RM é o resultado da medição;
- I é a média das n indicações disponíveis;
- E_{max} é o erro máximo do sistema ou do processo;
- t é o coeficiente de Student para n-1 graus de liberdade
- u é a incerteza padrão calculada a partir das n indicações disponíveis.

Como o número de medições realizadas nos testes foi de sessenta medições, o coeficiente t, para uma faixa de abrangência de noventa e cinco por cento, utilizado foi de $t = 2,00$. Para os sensores de temperatura os resultados das medições foram dados por:

$$RM = I \pm (0,5 + 2,00 \cdot u)$$

EQUAÇÃO 9 - Resultado da medição para os sensores de temperatura

As medições indiretas realizadas foram: a vazão, a potência elétrica; o calor trocado e o COP, para apresentar os resultados dessas medições foi necessário o cálculo da incerteza de medição combinada.

Para isto, segundo Albertazzi e Souza (2012), utilizamos a seguinte equação:

$$u^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2) \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n) \right)^2$$

EQUAÇÃO 10 Incerteza combinada de medições não correlacionadas

Na aferição do sensor de vazão foi utilizado um cilindro graduado, figura 19, e um cronômetro. A aferição foi executada enchendo-se o cilindro graduado até a marca dos dez litros e contando-se o tempo necessário para atingir essa marca. Esse procedimento foi realizado dez vezes, como mostra a tabela 3.

Medição	Volume [l]	Tempo [s]	Vazão [l/s]
1	10,000	39,200	0,255
2	10,000	37,240	0,269
3	10,000	36,600	0,273
4	10,000	37,760	0,265
5	10,000	36,800	0,272
6	10,000	36,550	0,274
7	10,000	37,300	0,268
8	10,000	36,250	0,276
9	10,000	36,410	0,275

10	10,000	37,150	0,269
Médias	10,000	37,130	0,269

TABELA 3 - Aferição do sensor de vazão

Para o cálculo da vazão, levando-se em consideração um erro máximo relativo a medição do tempo com o cronometro de 0,05 s e com o volume do cilindro graduado de 0,10 l, o valor da incerteza combinada, foi obtido com a seguinte equação:

$$u(\text{vazão}) = \sqrt{\left(\frac{0,10 + 2,00 \cdot u_{\text{volume}}}{\text{tempo}}\right)^2 + \left(\frac{\text{volume} \cdot (-0,050 + 2,00 \cdot u_{\text{tempo}})}{(\text{tempo})^2}\right)^2}$$

EQUAÇÃO 11 - Incerteza combinada de medição da vazão

Onde:

- $u(\text{vazão})$ é a incerteza combinada da vazão;
- U_{volume} é a incerteza de medição do volume;
- U_{tempo} é a incerteza de medição do tempo;
- tempo é a indicação média do tempo;
- volume é a indicação média do volume.

Para as demais medições indiretas foram realizados os mesmos procedimentos para o cálculo da incerteza combinada.

Deste modo o resultado da medição do volume para fins de aferição do sensor de vazão foi o seguinte:

$$RM_{\text{vazão}} = 0,269 \pm 0,014 \text{ l/s}$$

O sensor de vazão funciona gerando um pulso a cada rotação do seu eixo, para aferi-lo é necessário mudar o coeficiente na equação de cálculo da vazão no programa de aquisição de dados. Após esses procedimentos foram iniciados os testes na bancada.



FIGURA 19 - Cilindro graduado.

(Fonte: Foto do autor)

3.3.2 Procedimento experimental

O procedimento experimental realizado em três etapas visando uma melhor análise do módulo instalado. Foram feitos testes iniciais com o equipamento em sua configuração original; testes com o equipamento modificado; e testes com o módulo instalado. A seguir, são apresentadas essas etapas.

3.3.2.1 Aferição

Para a verificação do funcionamento e da eficiência do equipamento, inicialmente foram feitas medições com o equipamento em sua versão original, sem modificações.

O funcionamento do equipamento foi simulado com uma carga de fluido de 900g (carga nominal). E, os valores de temperaturas, vazão e potência elétrica de funcionamento foram medidos.

Os sensores de temperatura, em número de oito, e o sensor de vazão foram colocados nos seguintes pontos, apresentados na tabela 4:

Sensor	Localização	Função
Temperatura 1	Evaporador	Medição da temperatura no evaporador para a avaliação do superaquecimento (Somado ao valor do sensor do ponto dois e calculada a média).
Temperatura 2	Evaporador	Medição da temperatura no evaporador para a avaliação do superaquecimento (Somado ao valor do sensor do ponto um e calculada a média).
Temperatura 3	Tubulação de saída do evaporador	Com esse valor e a média dos pontos um e dois, será calculado o superaquecimento como sendo a diferença entre eles.
Temperatura 4	Condensador	Medição da temperatura no condensador para a avaliação do subresfriamento (Somado ao valor do sensor do ponto cinco e calculada a média).
Temperatura 5	Condensador	Medição da temperatura no condensador para a avaliação do subresfriamento (Somado ao valor do sensor do ponto quatro e calculada a média).
Temperatura 6	Saída do condensador	Com esse valor e a média dos pontos quatro e cinco, será calculado o subresfriamento como sendo a diferença entre eles.
Temperatura 7	Entrada de água no aquecedor	Medição da temperatura de entrada de água para o cálculo da quantidade de calor produzida pelo aquecedor.
Temperatura 8	Saída de água do aquecedor	Medição da temperatura de saída de água para o cálculo da quantidade de calor produzida pelo aquecedor.
Vazão	Saída de água do aquecedor	Medição da vazão de água do aquecedor, necessária para o cálculo da quantidade de calor produzida pelo evaporador.

Analisador de energia	Circuito de alimentação do aquecedor	As medidas de tensão e corrente foram feitas no circuito de alimentação do aquecedor.
-----------------------	--------------------------------------	---

TABELA 4 - Posicionamento dos sensores

Para realizar as ligações dos sensores ao Arduino® foi desenvolvida uma placa para a conexão dos sensores, como mostra a figura 20.

As conexões utilizadas foram do tipo pino e tomada de 3 pinos, para facilitar a montagem e prevenir falhas na conexão. O conjunto possui uma trava que impossibilita conexão de maneira errada.

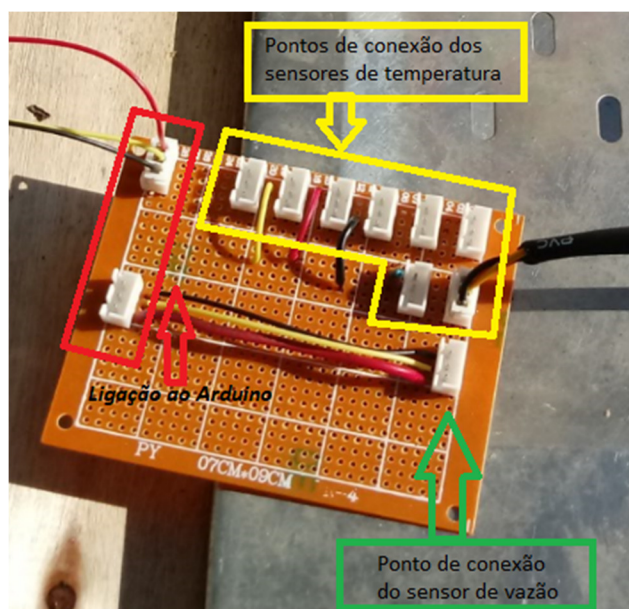


FIGURA 20 - Placa de conexão dos sensores

(Fonte: foto do autor)

A seguir, apresentamos os resultados para as condições iniciais.

Mediu-se os dados com o aquecedor na sua configuração original com dispositivo de medição do tipo válvula de expansão eletrônica e sem o módulo de controle instalado.

O tempo para os testes foi definido em uma hora, com a aquisição dos dados a cada minuto, totalizando 60 aquisições. Os testes foram realizados em diversos dias e condições climáticas e os valores representados são as médias destas medidas.

Nas figuras de números 21 a 25, verificamos que o equipamento possuía uma regularidade no seu funcionamento, conseguindo manter os valores da diferença de

temperatura da água; superaquecimento; calor trocado, potência elétrica consumida e COP dentro de faixas estreitas de variação.

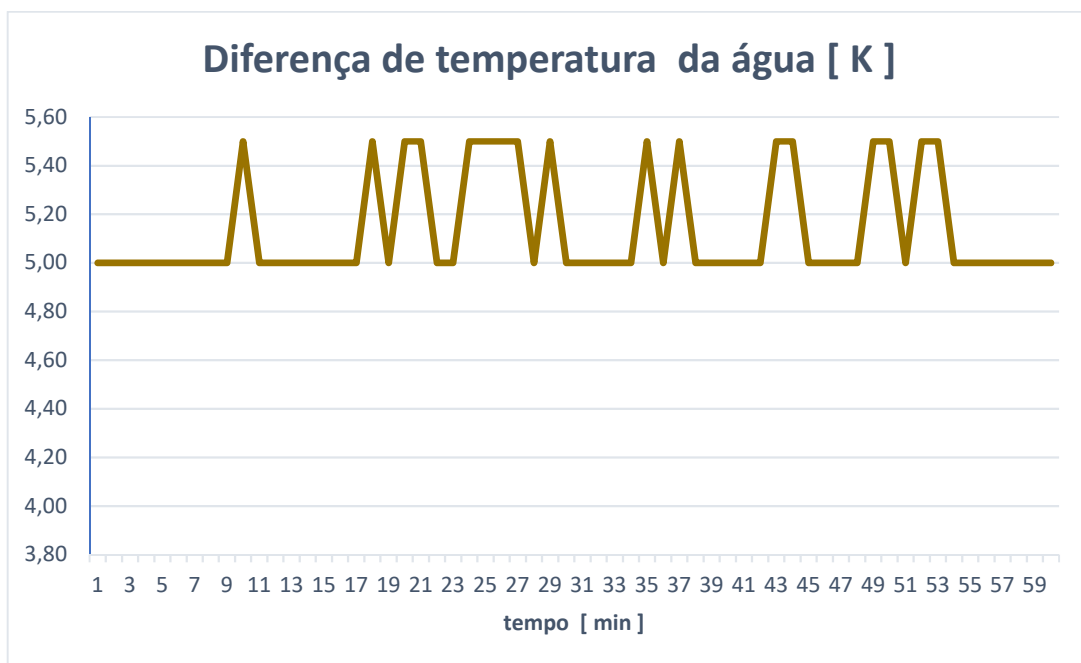


FIGURA 21 - Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor no equipamento original

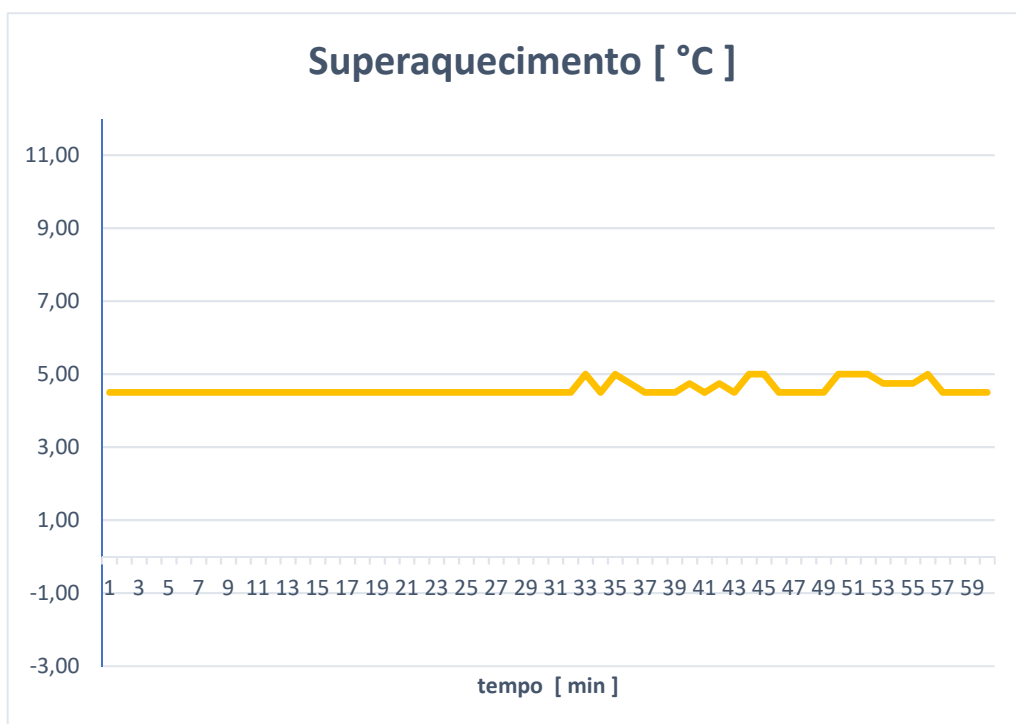


FIGURA 22 - Superaquecimento do fluido no equipamento original

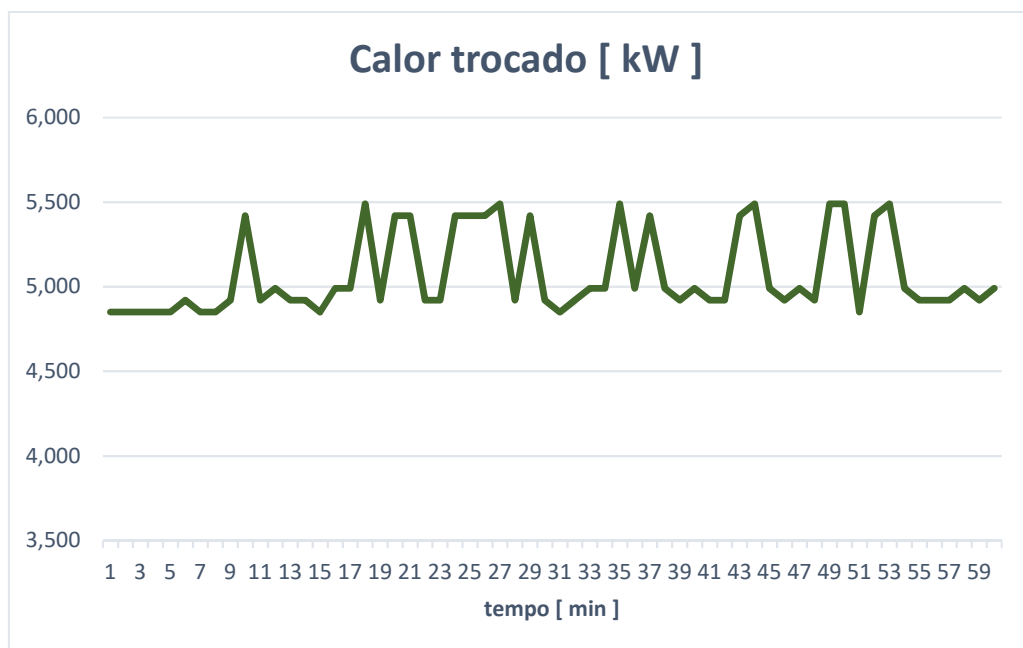


FIGURA 23 - Calor trocado no equipamento original

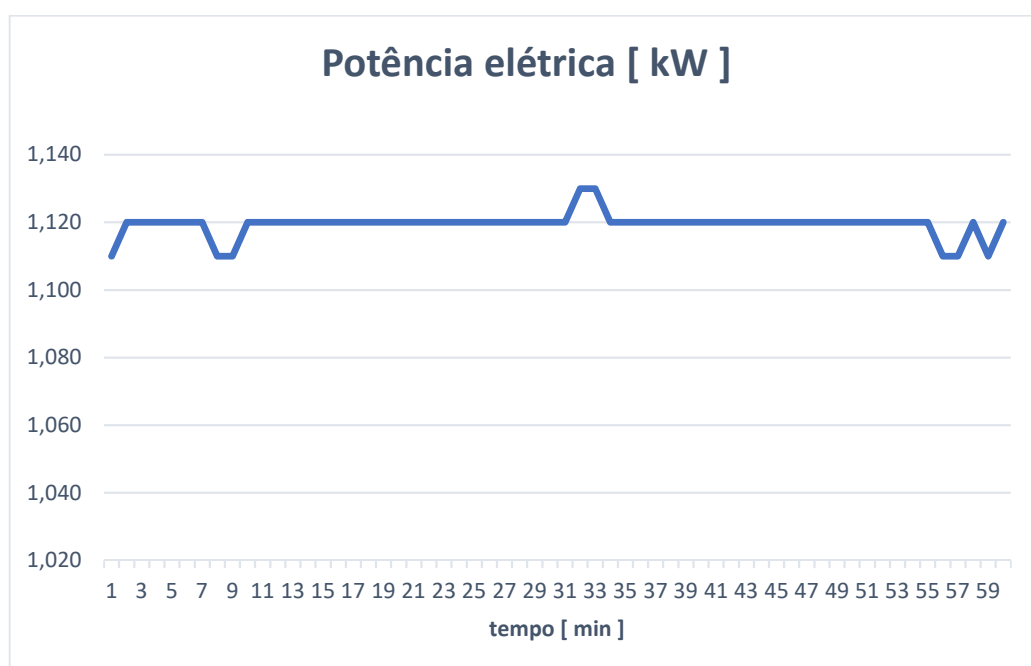


FIGURA 24 - Potência elétrica consumida no equipamento original

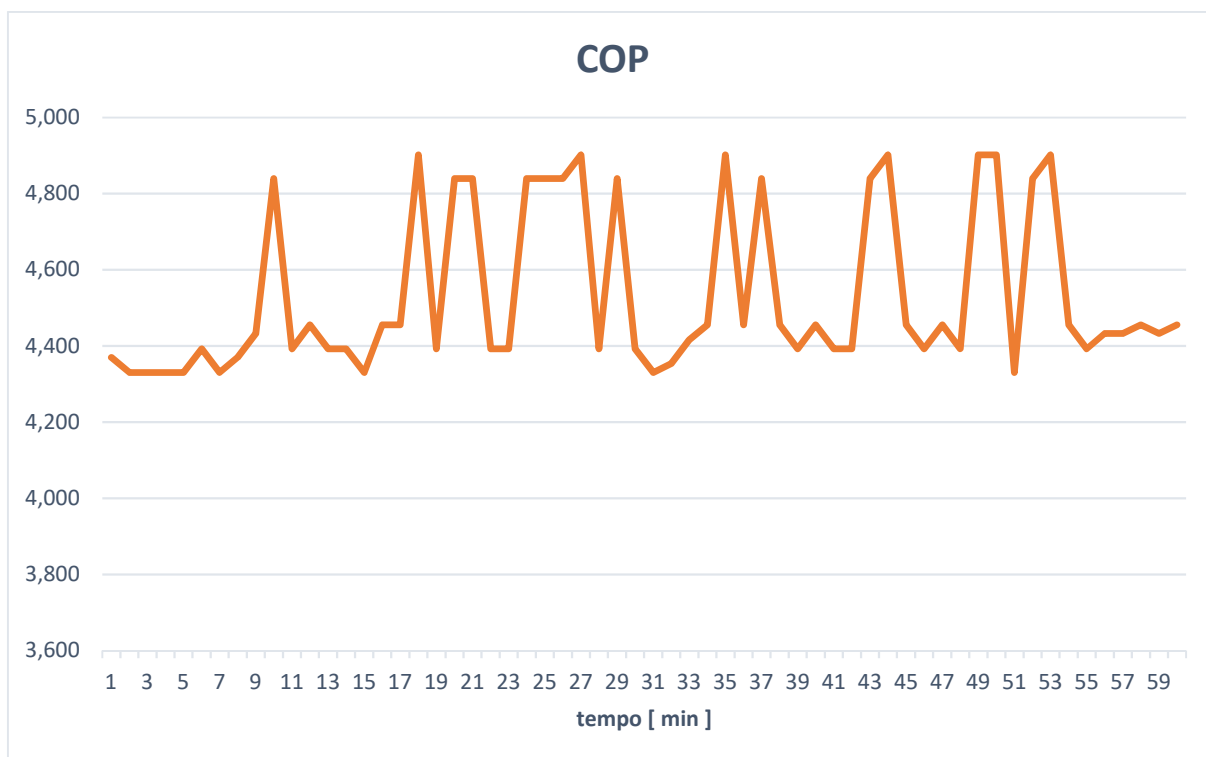


FIGURA 25 – COP no equipamento original

As variações ocorridas na diferença de temperatura podem ser explicadas pela variação da temperatura de retorno da água no trocador de calor, devido a variação da troca de calor, por aumento, ou redução na temperatura do ar de insuflamento.

O superaquecimento se comportou de maneira estável durante os cerca de 30 minutos iniciais do teste. pós esse tempo, houve uma variação para um valor maior durante os 30 minutos finais. Esta variação pode ter sido causada pelo aumento da troca de calor do evaporador do aquecedor, o que gerou o superaquecimento maior.

O calor trocado e a potência elétrica consumida ficaram dentro dos valores nominais do equipamento. O COP apresentou um valor alto, indicando que o equipamento possui uma boa eficiência energética.

A tabela 5 mostra os valores médios apresentados pelo equipamento considerando o período de uma hora.

Variável	Valor médio
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor	5,14 ± 0,96 K
Superaquecimento	4,59 ± 0,86 K
Calor trocado	5,07 ± 0,60 kW

Potência elétrica consumida	1,12 ± 0,11 kW
COP	4,53 ± 0,54 kW/kW

TABELA 5 - Resultado das medições no equipamento com configuração original

3.3.2.2 Modificação do equipamento

A configuração original do equipamento apresenta, como dispositivo de medição, uma válvula de expansão eletrônica. Porém, nos equipamentos de refrigeração até 10 kW, normalmente são utilizados dispositivos de medição do tipo tubo capilar (STOECKER E JONES,1985). Deste modo, foi retirada a válvula de expansão eletrônica e colocado em seu lugar um tubo capilar.

Tubos capilares são dispositivos fixos, sem partes móveis e com um mínimo de risco de desgaste e falha. Funcionam reduzindo a pressão do fluido, que ao passar por uma seção com diâmetro reduzido e grande comprimento, geram uma perda de carga que proporciona a diferença de pressão desejada.

O tubo capilar utilizado foi definido de acordo com as opções oferecidas pelo software DanCap® da empresa Danfoss. Na figura 26 é apresentado o resultado da seleção, após o fornecimento dos dados de funcionamento de equipamento. O item grafado é a opção considerada ótima, mas devido ao pouco espaço disponível, foi selecionada a opção de um tubo capilar com o diâmetro de 2,00 mm e com o comprimento de 0,67 m, figura 27.

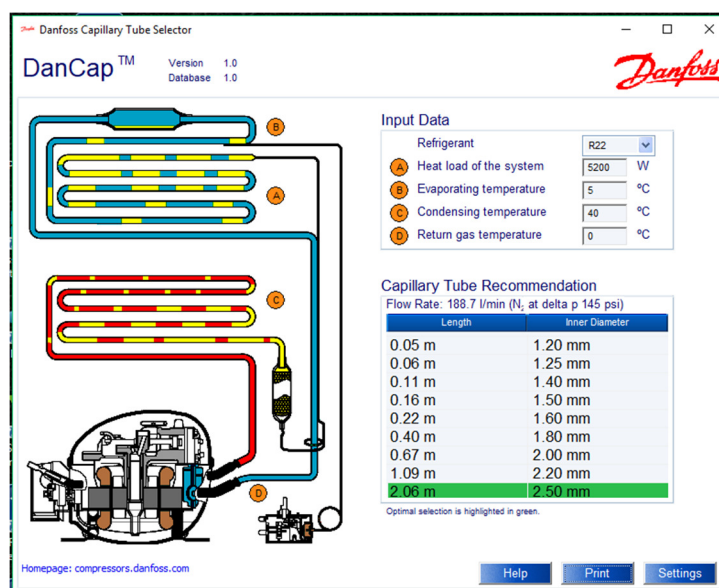


FIGURA 26 - Seleção do tubo capilar

(Fonte: Software DanCap)

Foram instaladas, também, válvulas de serviço para a conexão dos equipamentos de medição de pressão e para a conexão do depósito ao sistema.

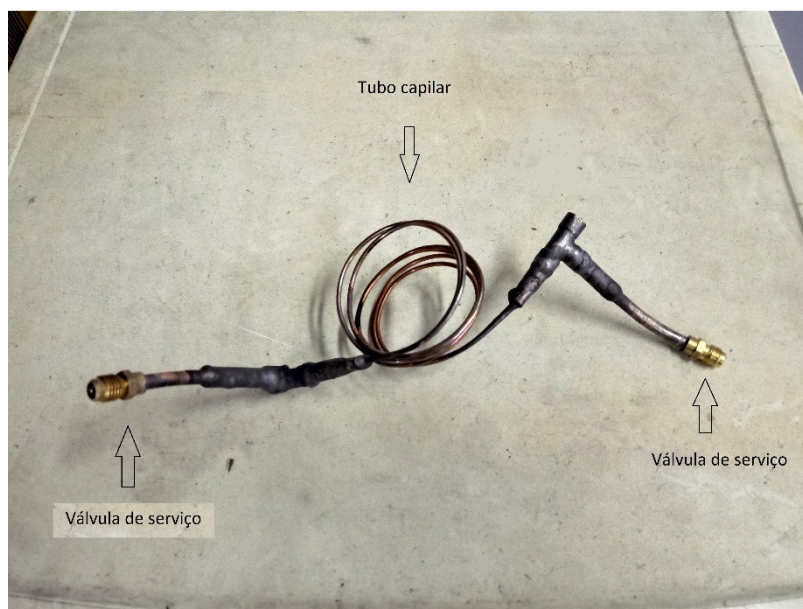


FIGURA 27 - Tubo capilar utilizado

(Fonte: foto do autor)

Depois de realizados os procedimentos das boas práticas de manutenção¹, o equipamento foi carregado com a carga de fluido nominal, no caso 900g, e posto em funcionamento para verificação dos resultados com o novo dispositivo de medição.

Foram realizados os mesmos testes do equipamento com a configuração original.

Nas figuras de números 28 a 32, verifica-se que, apesar da modificação do dispositivo de medição, o equipamento mantém uma regularidade no seu funcionamento. Porém há um decréscimo nos valores na diferença de temperatura da água, do calor trocado e do COP; enquanto que no superaquecimento e na potência elétrica consumida há um aumento nos valores.

Os resultados são apresentados nas figuras, a seguir.

¹ Boas práticas de manutenção: Em refrigeração são as atividades de limpeza do circuito para a retirada de impurezas; pressurização para verificação de vazamentos; evacuação do circuito para retirada de gases não condensáveis e umidade; carga de fluido refrigerante e testes de funcionamento.

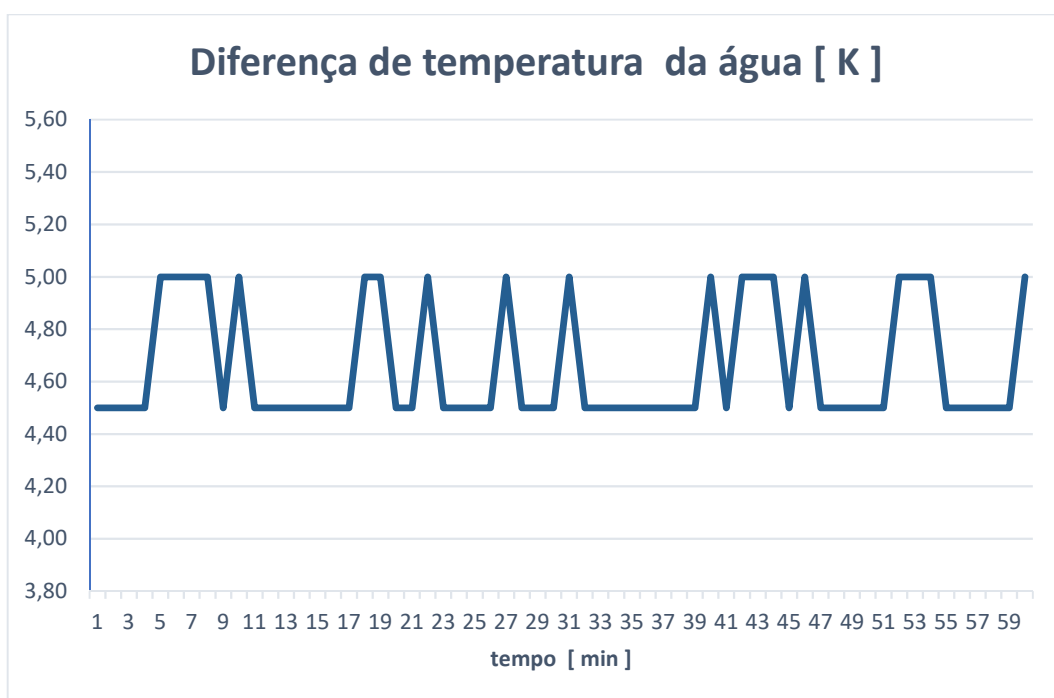


FIGURA 28 - Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor no equipamento com tubo capilar

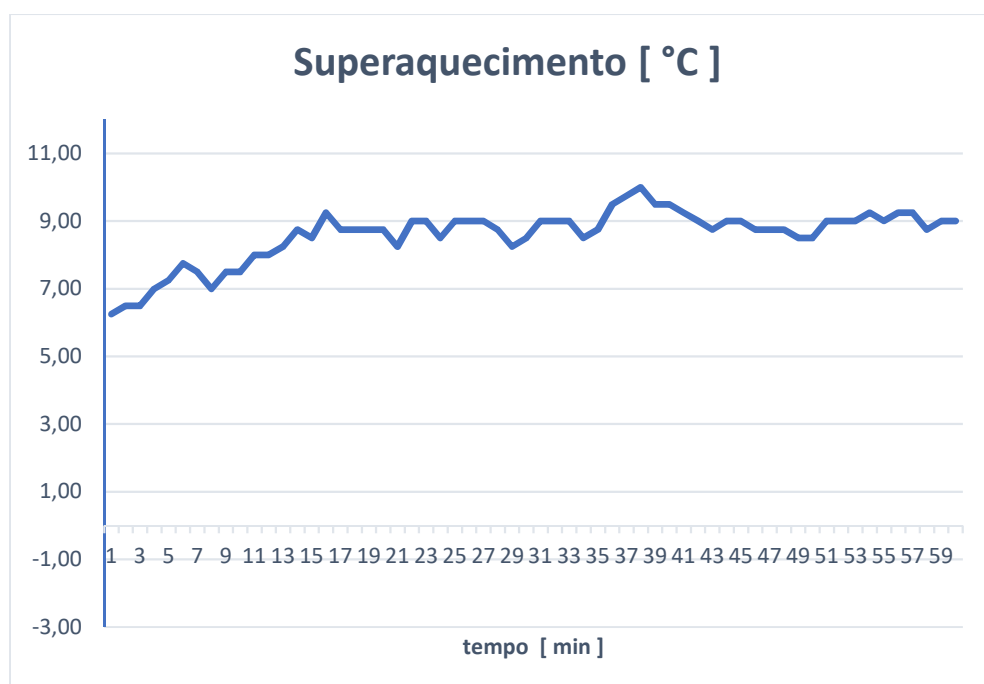


FIGURA 29 – Superaquecimento do fluido no equipamento com tubo capilar

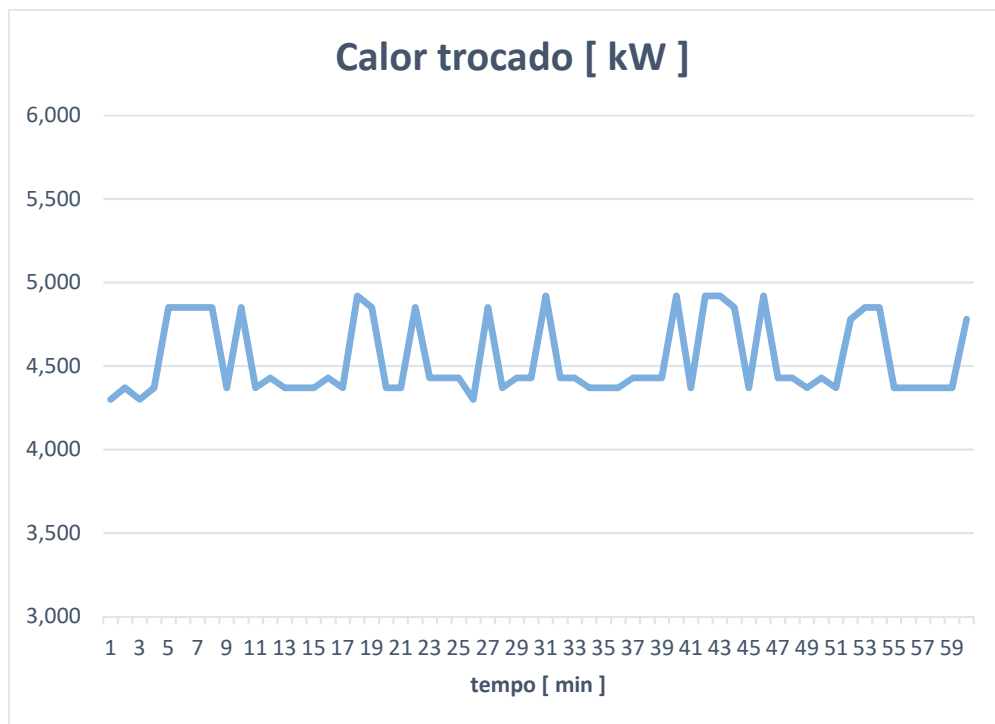


FIGURA 30 - Calor trocado no equipamento com tubo capilar

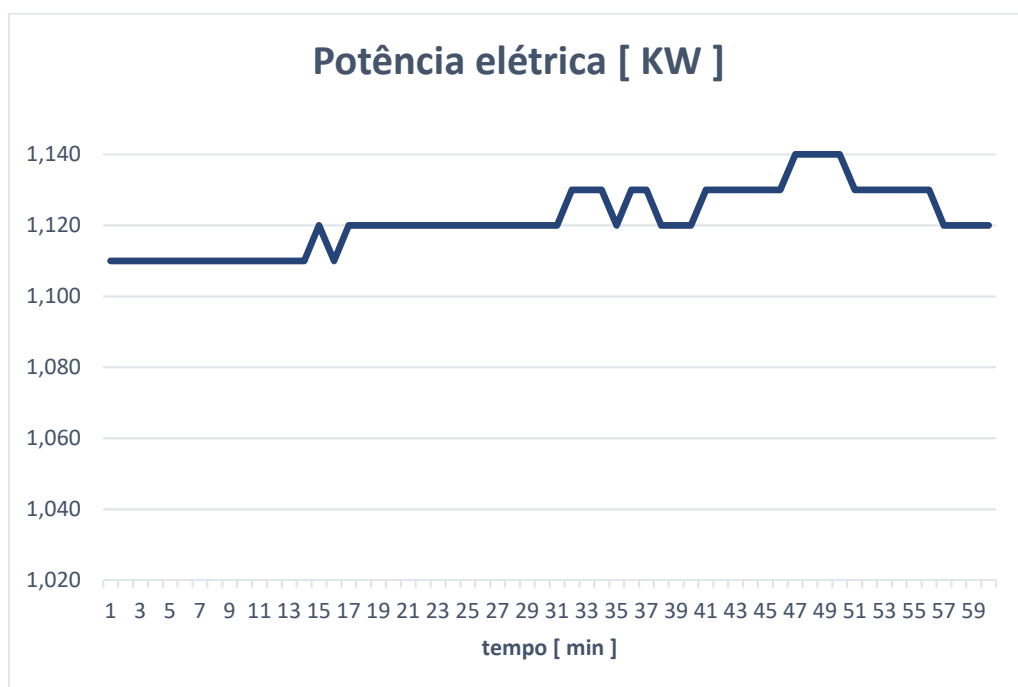


FIGURA 31 - Potência elétrica consumida no equipamento com tubo capilar

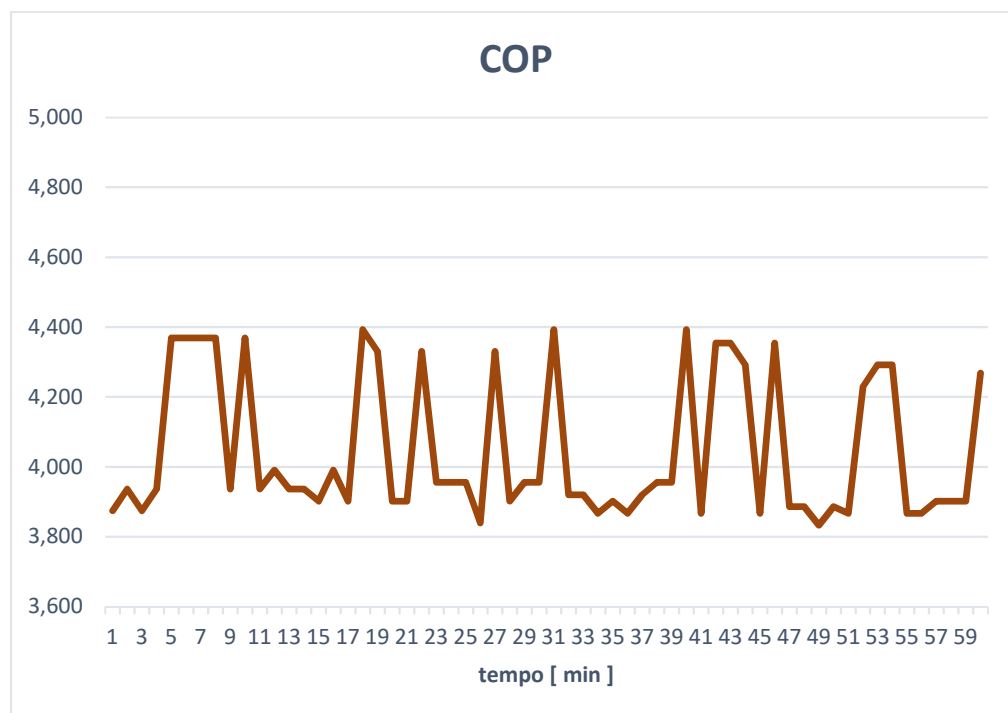


FIGURA 32 - COP no equipamento com tubo capilar

Essas variações ocorridas se justificam pelo fato de que passamos de um dispositivo de medição, onde os ajustes são realizados de acordo com as condições de funcionamento, para um dispositivo de medição sem ajustes, baseado somente na diferença de pressão.

A tabela 6 mostra os valores médios apresentados pelo equipamento considerando o período de uma hora.

Variável	Valor médio
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor	$4,66 \pm 0,98$ K
Superaquecimento	$8,58 \pm 2,13$ K
Calor trocado	$4,54 \pm 0,56$ kW
Potência elétrica consumida	$1,12 \pm 0,12$ kW
COP	$4,05 \pm 0,52$ kW/kW

TABELA 6 - Resultado das medições no equipamento com tubo capilar

3.3.2.3 Instalação do módulo

As medições do equipamento foram feitas com a nova configuração. Em seguida, foi realizada a montagem do módulo de controle desenvolvido.

O módulo de controle constitui-se de um depósito, com uma entrada de fluido ligada à tubulação de saída do condensador, antes do dispositivo de medição. A saída do depósito é ligada após o dispositivo de medição. Na entrada e na saída do depósito foram instaladas válvulas solenoides para serem comandadas pelo microcontrolador, de acordo com o nível de superaquecimento do ciclo de refrigeração.

Para o funcionamento do módulo foi definido que o controle do processo seria por malha fechada, sendo a variável de controle o superaquecimento do ciclo de refrigeração.

Para isso foi elaborado o seguinte algoritmo de controle:

Inicialmente esperar 3 minutos, após iniciar a rotina:

- Ler sensores de temperatura das posições do evaporador e tubulação de sucção do compressor
- Calcular o superaquecimento
- Comparar com o valor definido
- Se superaquecimento maior que o valor definido, abrir válvula de saída do depósito (colocar fluido no ciclo)
- Se superaquecimento for menor que o valor definido, abrir válvula de entrada do depósito (retirar fluido do ciclo)
- Esperar 1 minuto e repetir

Nas figuras de números 33 a 37, verifica-se que, com o módulo instalado, o equipamento mantém uma regularidade no seu funcionamento. Com relação ao equipamento sem o módulo, há uma melhoria nos valores de temperatura da água, no COP e no calor trocado. A energia consumida apresentou valores mais baixos.

Nota-se que no início do funcionamento, os valores mostraram-se mais baixos e depois de determinado tempo estabilizaram. Isto ocorreu porque na programação do módulo, seu funcionamento iniciava três minutos após o acionamento do ciclo de refrigeração do equipamento.

O equipamento foi acionado e foram realizados os testes, com os seguintes resultados.

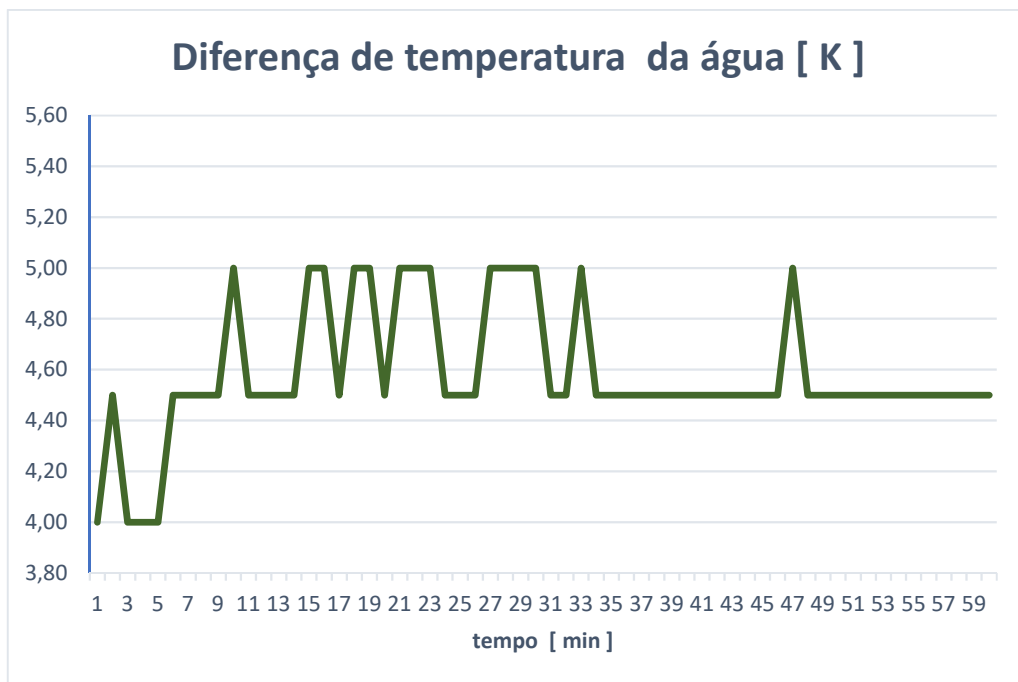


FIGURA 33 - Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor no equipamento com módulo

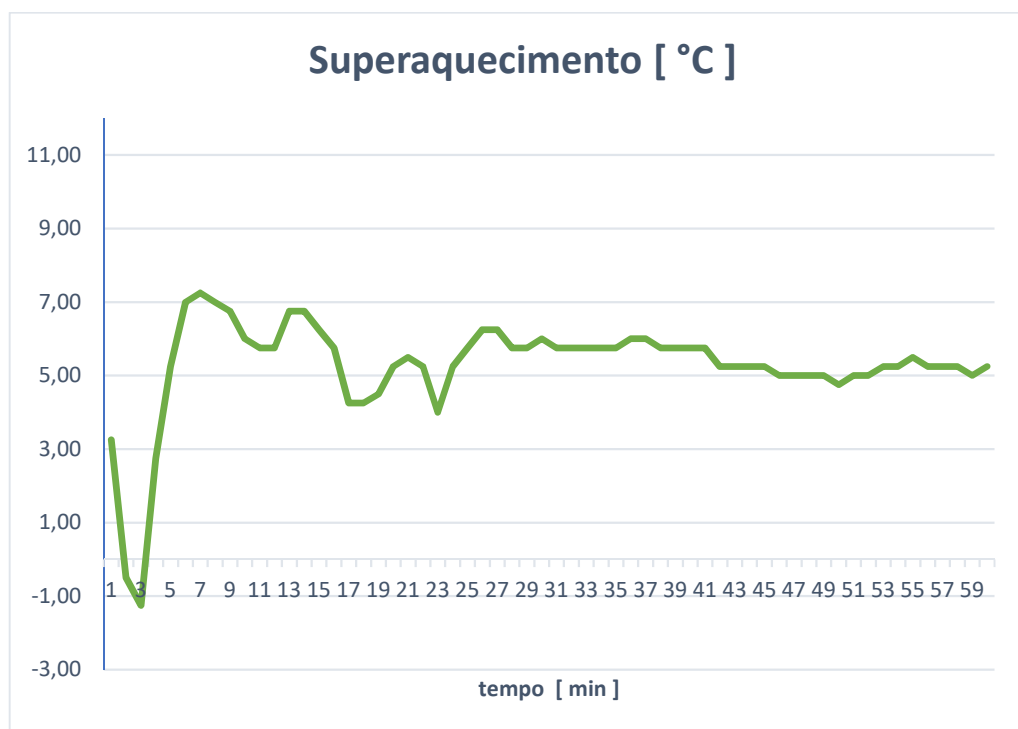


FIGURA 34 – Superaquecimento no equipamento com o módulo

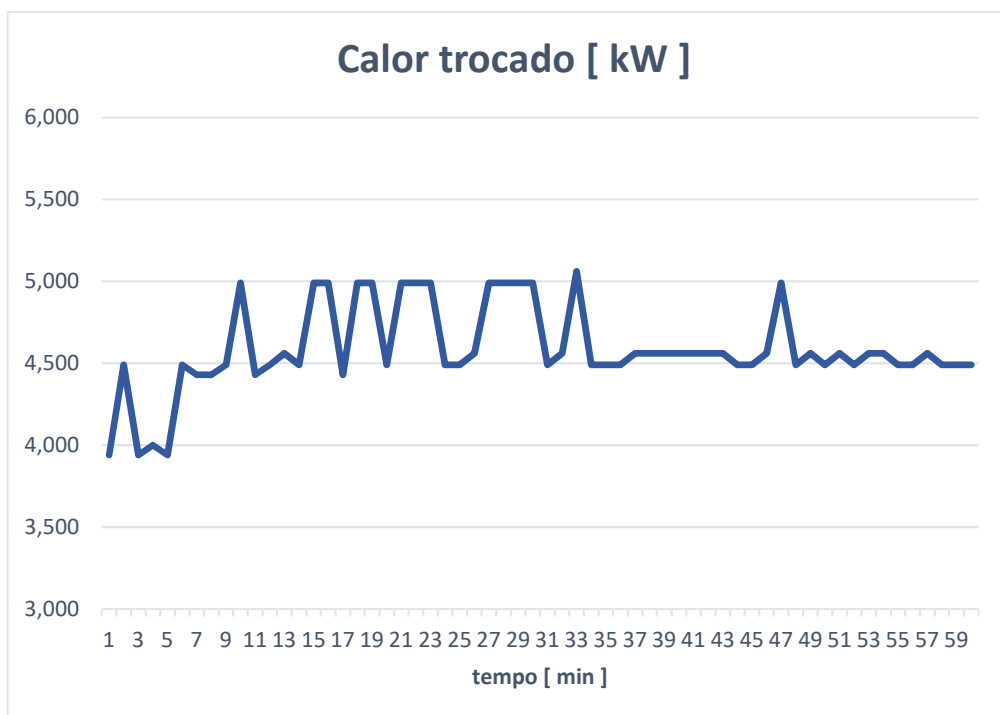


FIGURA 35 - Calor trocado no equipamento com o módulo

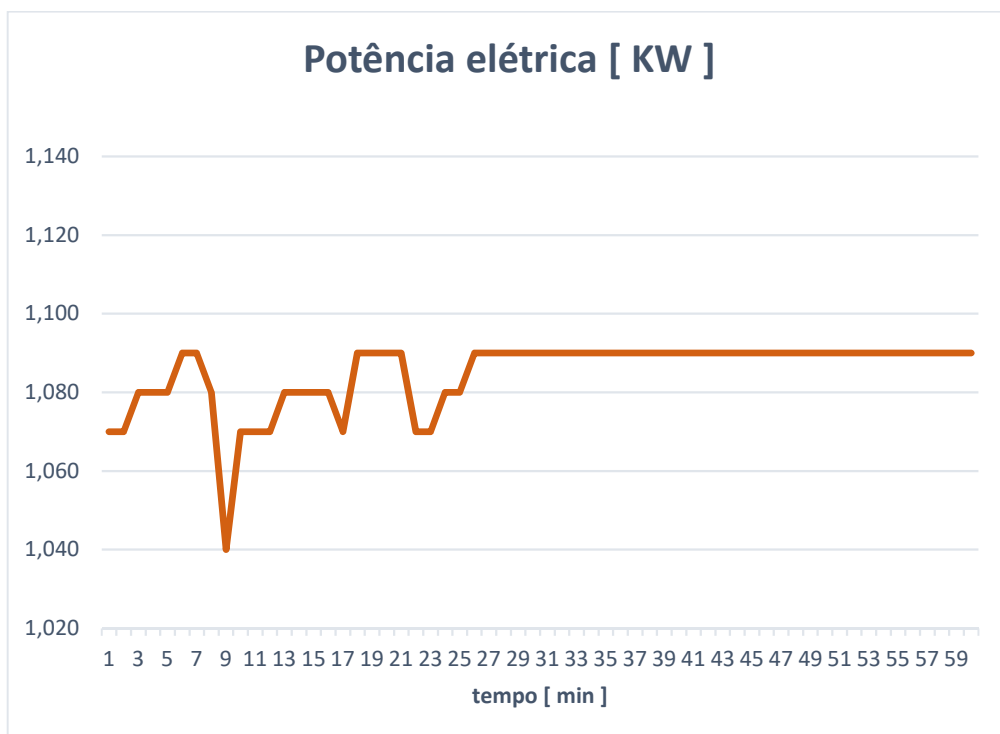


FIGURA 36 - Potência elétrica consumida no equipamento com o módulo

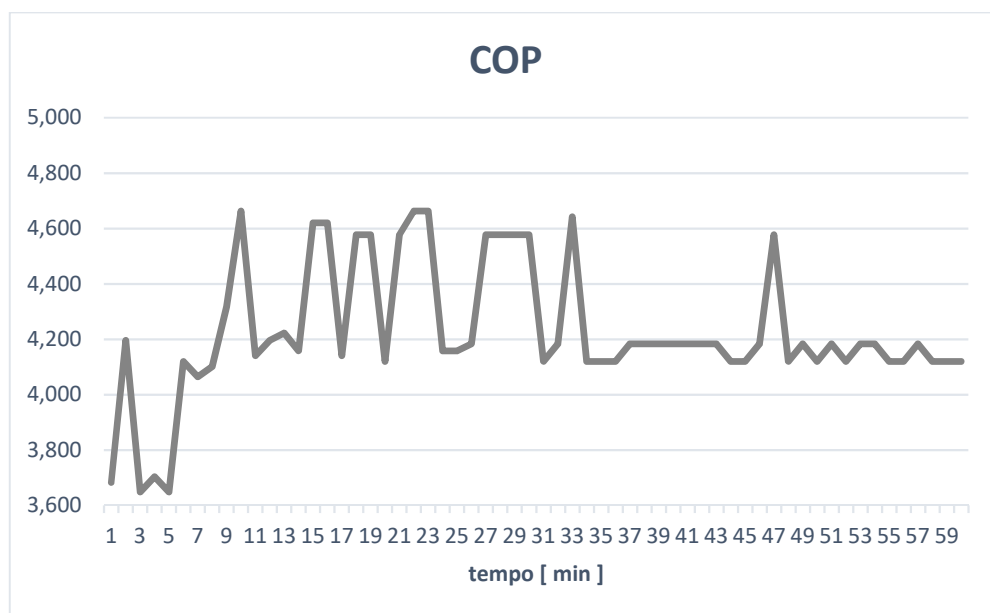


FIGURA 37 – COP no equipamento com o módulo

A tabela 7 mostra os valores médios apresentados pelo equipamento com o módulo instalado, considerando o período de uma hora.

Variável	Valor médio
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água no aquecedor	$4,58 \pm 1,04$ K
Superaquecimento	$5,27 \pm 3,36$ K
Calor trocado	$4,59 \pm 0,65$ kW
Potência elétrica consumida	$1,08 \pm 0,12$ kW
COP	$4,23 \pm 0,60$ kW/kW

TABELA 7 - Resultado das medições no equipamento com o módulo instalado

4 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Para analisarmos o funcionamento do equipamento, com o módulo de controle instalado, utilizamos o COP do ciclo de refrigeração.

Considerando o valor do COP como sendo a razão entre o calor trocado e a potência consumida, podemos avaliar de maneira precisa o rendimento de cada um dos casos estudados.

A análise foi feita de comparação entre o equipamento com o tubo capilar instalado com o módulo desenvolvido e sem o módulo.

Nos gráficos e tabelas abaixo podemos visualizar o comportamento do COP, do calor trocado e da potência consumida nos dois casos.

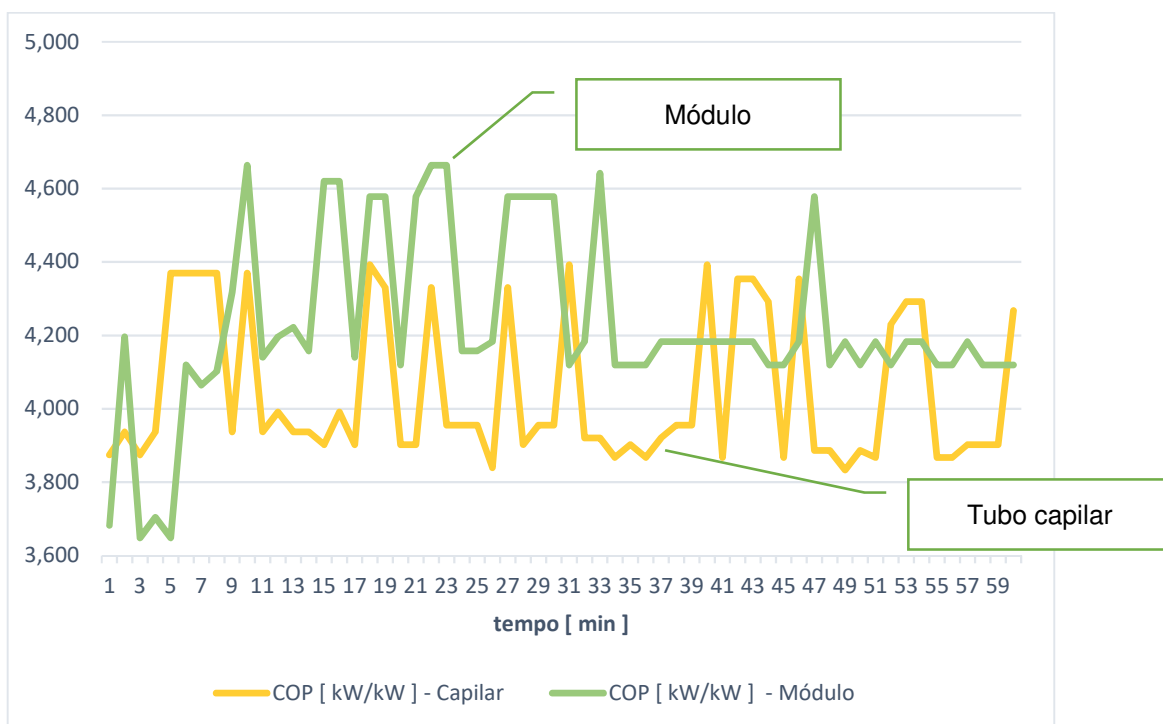


FIGURA 38 - Comparação COP

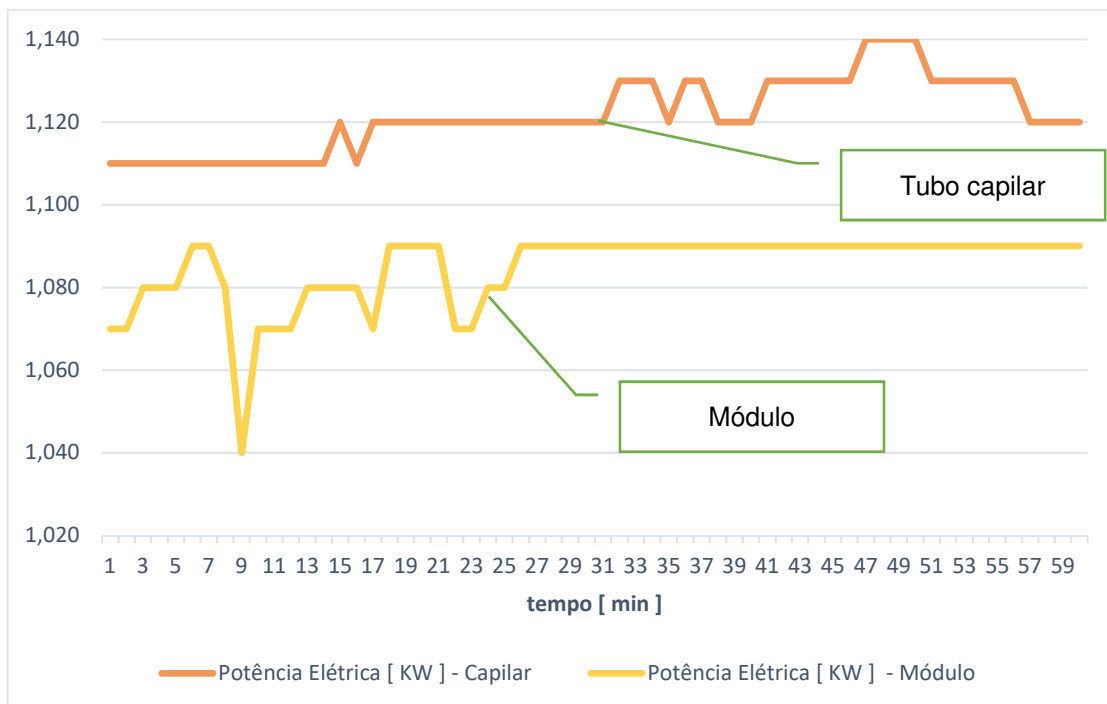


FIGURA 39 - Comparação Potência Elétrica

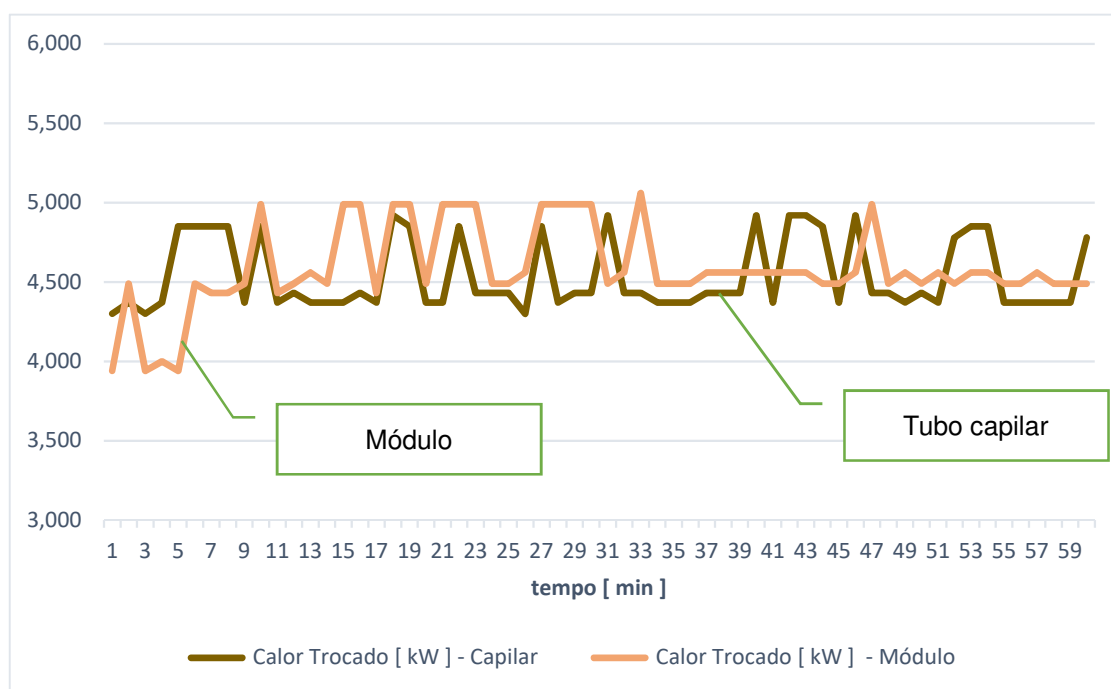


FIGURA 40 - Comparação Calor trocado

Nas figuras 38 a 40 e na tabela 8 podemos verificar que com a instalação do módulo, o COP e o calor trocado apresentaram um aumento no valor. A potência elétrica consumida no equipamento com o módulo instalado teve um valor mais baixo

do que com o equipamento sem o módulo. Com a utilização do módulo de controle do superaquecimento, com um valor de superaquecimento constante e definido no valor de 5°C, houve uma redução na potência elétrica consumida e aumento do calor trocado. Devido a isto houve um aumento no valor do COP.

Variável	Equipamento sem o módulo	Equipamento com o módulo	Variação [%]
Calor trocado [kW]	4,54	4,59	1,1
Potência elétrica consumida [kW]	1,12	1,08	- 3,7
COP	4,05	4,23	4,4

TABELA 8 - Comparação equipamento com módulo versus sem módulo

O equipamento com o módulo apresentou um rendimento 4,4 por cento maior do que o do equipamento sem o módulo instalado.

Se considerarmos o consumo de um equipamento de climatização com uma capacidade semelhante ao aparelho utilizado em nosso estudo, podemos calcular a economia de energia alcançada.

MODELO		MSS-18CR	MSS-18HR	MSS-22CR	MSS-22HR	MSS-28CR	MSS-28HR
		split	split	split	split	split	split
Dados Técnicos							
Versão		Frio	Frio/Quente	Frio	Frio/Quente	Frio	Frio/Quente
Capacidade	Btu/h	18000	18000	22000	22000	28000	28000
Tensão	V	220	220	220	220	220	220
Corrente de operação	A	8,5	8,5	10,5	10,6	20	20
Consumo	W	1954	1954	2430	2430	3143	3143
Vazão de ar	m ³ /h	700/600/500	700/600/500	1080/1000/880	1100/1000/910	1050/1000/950	1100/1000/910
E.E.R	W/W	2,70	2,70	2,65	2,65	2,61	2,61
Nível de ruído - int/ext.	db(A)high	37/43	37/43	43/48	36/42	47/56	46/58
Compressor	tipo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo
Dimensões							
Unidade interna	(LxAxP)mm	940x275x198	940x275x198	1030x313x221	1030x313x221	1030x313x221	1030x313x221
Unidade externa	(LxAxP)mm	780x540x250	780x540x250	845x695x335	820x600x345	845x695x335	820x600x345
Peso líquido - int/ext.	Kg	13/35	13/35	13,5/45	13,5/46,5	14,5/48	14,5/60,5
Distâncias							
Comp. máximo da tubulação	m	15	15	20	20	20	20
Desnível máximo	m	8	8	10	10	10	10
Diâmetros							
Linha líquida, sucção	Pol	1/4;1/2	1/4;1/2	3/8;5/8	3/8;5/8	3/8;5/8	3/8;5/8

FIGURA 41 - Dados técnicos - Equipamento de climatização, tipo split, capacidade 18.000 BTU/h

(Fonte: Manual de instalação – Midea – Condicionador de ar MSS)

Para o cálculo utilizamos, como exemplo, um equipamento de climatização, do tipo split, com capacidade de 18.000 BTU/h (5,2 kW), cujos dados técnicos são apresentados na figura 41. O tempo de utilização médio considerado foi de oito horas por dia, divididos da seguinte maneira, quatro horas com o ciclo de refrigeração ligado e quatro horas com o ciclo desligado, funcionando somente na ventilação. Este cálculo levou em consideração o equipamento ajustado para uma condição de temperatura ambiente de 25 °C.

Deste modo tivemos os seguintes consumos mensais:

- Equipamento sem o módulo = 260,00 kW/mês
- Equipamento com o módulo = 248,56 kW/mês (-4,44%)

Desta forma, com a utilização do módulo, este equipamento gerará uma economia de 11,54 kW/mês. Em unidades monetárias, Reais [R\$], utilizando valores de maio de 2018, sem impostos e sem tarifa extra (bandeira de tarifa), a economia será de R\$ 7,77 (Sete Reais e setenta e sete centavos) mensais.

O módulo testado terá um custo de produção e comercialização, utilizando os mesmos dados monetários acima, conforme a tabela 9:

Componente	Valor [R\$]
Placa de circuito	1,00
Microcontrolador	8,52
Fonte de energia	18,02
Sensores – 2 DS18B20	14,00
Válvula solenoide – 1	40,00
Depósito	5,00
Mão de obra	5,00
Custo de produção	91,54
Valor final de venda (incluído impostos e benefícios diretos e indiretos)	119,00

TABELA 9 - Composição de preço de venda do módulo

Com o preço de venda do módulo estimado, podemos calcular o tempo de retorno do investimento.

$$\text{Retorno do investimento} = \frac{\text{Valor do módulo}}{\text{Economia mensal}}$$

EQUAÇÃO 12 - Retorno do investimento

Sendo o valor do módulo de R\$ 119,00 e a economia mensal de R\$ 7,77, temos o retorno do investimento num prazo de:

$$\text{Retorno do investimento} = \frac{119,00}{7,77} = 15,32 \text{ meses}$$

EQUAÇÃO 13 - Retorno do investimento calculado

A análise da vida útil de equipamentos de refrigeração no Brasil não foi encontrada em nenhum estudo. Deste modo, para estimarmos a vida útil de um equipamento usamos a tabela do anexo I da instrução normativa SRF nº 162, de 31 de dezembro de 1998, da Receita Federal, onde consta que para um equipamento de ar condicionado, esse tempo é de dez anos.

Assim, a instalação do módulo em um equipamento, nos dará uma economia ao longo de 10 anos de funcionamento de:

- Energia consumida – 1384 kWh
- Custo de operação – R\$ 932,00

Além destes valores de economia, devemos considerar que a instalação do módulo em equipamentos, fazendo-se sua atualização evitará a troca por um novo equipamento. Desta forma evitaremos o lançamento de fluidos refrigerantes na atmosfera, a poluição das águas pelo óleo dos compressores e o aumento no volume de lixo metálico e plástico, devido ao descarte inadequado dos resíduos sólidos.

Deste modo a opção de colocação do módulo será a mais econômica e sustentável.

5 CONCLUSÃO

O módulo para controle do superaquecimento em sistemas de refrigeração por compressão a vapor é uma alternativa viável a ser instalada em equipamentos com sistema de medição do tipo tubo capilar. A economia gerada pelo funcionamento do módulo, a revitalização dos equipamentos existentes e a redução na emissão de poluentes justifica a adoção desta opção.

No desenvolvimento do módulo encontramos algumas dificuldades, tais como: a definição do depósito, das válvulas, do microcontrolador e da programação. Porém, no decorrer do trabalho elas foram resolvidas e nos auxiliaram a ter uma melhor compreensão para a elaboração de trabalhos futuros.

Os testes demonstraram que com uma carga de fluido correta e com o controle de seu funcionamento através do valor de superaquecimento constante, no caso do nosso experimento no valor de 5 °C, o equipamento produziu maior capacidade frigorífica com menor consumo de energia. Mesmo com a alteração das condições climáticas, o equipamento continuou trabalhando com sua eficiência maximizada.

A bomba de calor testada, com sua configuração original e com o módulo de controle instalado, apresentou resultados semelhantes, tanto em seu funcionamento, quanto em sua eficiência. Como os dois utilizam como princípio o controle do superaquecimento, o resultado esperado será o mesmo, o que se comprovou com os testes.

A plataforma de desenvolvimento Arduino® possibilitou a prototipagem, a simulação do funcionamento do módulo e os testes finais. A partir desta plataforma poderá ser desenvolvido o sistema embarcado para ser acoplado ao depósito de fluido.

Algumas das dificuldades encontradas para a elaboração deste trabalho foram, inicialmente, a pouca literatura a respeito do superaquecimento. Muitos artigos tratam do tema como sendo uma questão secundária e sem aprofundamento. Outra dificuldade encontrada foi na obtenção dos componentes do módulo. Tanto os componentes mecânicos, quanto os componentes eletroeletrônicos, além de terem seus custos elevados com relação a construção do módulo, não atendiam, satisfatoriamente aos requisitos exigidos para o seu funcionamento. As válvulas solenoides não se fechavam corretamente, foi necessária a colocação de válvulas de bloqueio para resolver o problema. Os sensores de temperatura, de custo elevado

para a aquisição, encarecem o módulo e podem ser trocados por sensores com um valor mais baixo para a elaboração do sistema embarcado. O depósito de fluido construído pode ser substituído por componentes já produzidos comercialmente e adequados a cada capacidade mássica dos equipamentos.

Os desenvolvimentos futuros propostos podem ser os seguintes:

- Análise crítica da importância do superaquecimento no funcionamento do ciclo de refrigeração;
- Sistema embarcado microcontrolado para o módulo;
- Válvulas de entrada e de saída mais eficientes;
- Aplicativo para computadores e dispositivos móveis para o monitoramento e o controle dos equipamentos via internet;
- Testar o módulo em sistemas e equipamentos com outros fluidos refrigerantes.

REFERÊNCIAS

- ALBERTAZZI, Armando; SOUSA, André R. de.. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. São Paulo: Manolo, 2012.
- CREDER, Hélio. **Instalações de Ar Condicionado**. 4ª ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1990.
- DANFOSS. **Danfoss – The Pioneer in Electric Expansion Valve Control**. Dinamarca, 2015.
- DOSSAT, Roy J. **Princípios da Refrigeração**. São Paulo: Hemus, 2004.
- ELLIOTT, Matthew; WALTON, Zachary; BOLDING, Byron; RASMUSSEN, Bryan P.. **Superheat Control: A Hybrid Approach**. HVAC&R Research, Vol. 15, No. 6, November 2009.
- KIM, Woohyun; BRAUN, James E.. **Evaluation of a Virtual Refrigerant Charge Sensor**. Purdue University: International Refrigeration and Air Conditioning Conference.Paper 1121, 2010.
- PONT, Michael J.. **Patterns for Time-Triggered Embedded Systems**. New York: ACM PRESS, 2008.
- PROCEL. **Pesquisa de posse de equipamento e hábitos de uso – Ano base 2005**. Brasília: Procel,2007.
- Refrigeration and Air Conditioning**. India:IIT Kharagpur, 2016.
- SILVA, Jesué Graciliano da. **Introdução a Tecnologia da Refrigeração e Climatização**. 2ª ed.São Paulo: Artliber Editora, 2003.
- SILVA, José de Castro; SILVA, Ana Cristina G. Castro. **Refrigeração e Climatização para Técnicos e Engenheiros**. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna Ltda, 2007.
- STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. **Refrigeração Industrial**. 2ª ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2002.
- STOECKER, Wilbert F.; JONES, Jerold W.. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- TEMPLE, Keith A., "A Performance Based Method to Determine Refrigerant Charge Level in Unitary Air Conditioning and Heat Pump Systems". Purdue University: International Refrigeration and Air Conditioning Conference.Paper 685, 2004.
- THE TRANE COMPANY. **Manual de Ar Condicionado**. La Crosse, 1980. 458 p.
- THEVENOT, Robert.; FIDLER J. C.. **A History of Refrigeration throughout the World**. Paris: International Institute of Refrigeration, 1979.

WATANABE, Ana T. Y..O universo HCS08QG8 Teoria, Linguagem Assembly, atividades de laboratório e projetos. Joinville:UDESC, 2012.