



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENERGIA NUCLEAR
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIAS ENERGÉTICAS E
NUCLEARES

EDYWIN GABRIEL CARVALHO DE OLIVEIRA

**PROJETO E ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UMA BOMBA DE CALOR
UTILIZADA PARA ARMAZENAMENTO TÉRMICO DA ELETRICIDADE
GERADA POR UM SISTEMA FV – GESTÃO PELO LADO DA DEMANDA**

Recife

2020

EDYWIN GABRIEL CARVALHO DE OLIVEIRA

**PROJETO E ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UMA BOMBA DE CALOR
UTILIZADA PARA ARMAZENAMENTO TÉRMICO DA ELETRICIDADE
GERADA POR UM SISTEMA FV – GESTÃO PELO LADO DA DEMANDA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração: Fontes Renováveis de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Chigueru Tiba.

Recife

2020

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

- O48p Oliveira, Edywin Gabriel Carvalho de.
Projeto e análise experimental de uma bomba de calor utilizada para armazenamento térmico da eletricidade gerada por um sistema FV – gestão pelo lado da demanda / Edywin Gabriel Carvalho de Oliveira. - 2020.
76 folhas, il., gráfs., tabs.
- Orientador: Prof. Dr. Chigueru Tiba.
- Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares, 2020.
- Inclui Referências e Apêndices.
1. Energia Nuclear. 2. Bomba de calor. 3. Curva de pato. 4. Geração FV. 5. Gestão pelo lado da demanda. 6. Recuperação de calor. I. Tiba, Chigueru (Orientador). II. Título.

UFPE

621.042 CDD (22. ed.)

BCTG/2020-241

EDYWIN GABRIEL CARVALHO DE OLIVEIRA

**PROJETO E ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UMA BOMBA DE CALOR
UTILIZADA PARA ARMAZENAMENTO TÉRMICO DA ELETRICIDADE
GERADA POR UM SISTEMA FV – GESTÃO PELO LADO DA DEMANDA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Aprovada em: 05/08/2020.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Alcides Codeceira Neto (Examinador Externo)
Universidade de Pernambuco

Prof. Dr. Álvaro Antônio Ochoa Villa (Examinador Externo)
Instituto Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Externo)
Instituto Federal de Pernambuco

Dedico esta dissertação aos meus pais, Maria Lúcia Carvalho de Oliveira e José Alex Luz de Oliveira.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela fé que consegui depositar nele ao longo da minha vida.

À minha esposa Rebeca Lages e minha filha Marina Oliveira, pela paciência e apoio incondicional nessa jornada.

A toda minha família, composta por meus avós, pais, irmão, sogro, sobrinhas, tios, tias, primas e primos.

À minha cunhada Lívia Dourado, pelo auxílio nas traduções ao longo do mestrado.

Ao meu professor e orientador desta dissertação Chigueru Tiba, pela paciência, incentivo e transmissão de conhecimento.

Ao meu amigo Sérgio da Silva Franco, pelo total apoio em todas as etapas do experimento desta dissertação.

Aos professores Álvaro Ochoa, José Ângelo, Luciano Prestello e Luiz de Telles Lavor, pelos conselhos e ajuda na aquisição de equipamentos para montagem do experimento.

A João Victor Nascimento Reis, pelo apoio na aquisição e análise dos dados do experimento.

A Daniel Rodriguez Lopéz pelo apoio no cálculo das incertezas do experimento.

RESUMO

As bombas de calor apontam uma nova tecnologia com grande potencial para diminuir o consumo de energia em diversos cenários. A utilização das bombas de calor sugere, por exemplo, uma alternativa para compensar produção e flutuações excessivas da geração fotovoltaica nas linhas de distribuição porque insere flexibilidade na geração pela sua inércia térmica. Assim, as unidades consumidoras equipadas com esses equipamentos podem efetivar a gestão pelo lado da demanda deslocando a carga dos momentos de alta geração FV (3 h ao redor do meio dia) para uso térmico à noite. O objetivo desse trabalho foi o dimensionamento, construção e análise de uma bomba de calor utilizando um ar-condicionado Split comercial de 60.000 BTU/hr (17.574 W; 5TR) e uma unidade condensadora externa para o aquecimento de água. O sistema é dual porque mantém a função original de reduzir a temperatura ambiente e produz água quente. O sistema de climatização e bomba de calor, constituído por uma unidade Split convencional, tem paralelo ao condensador original um condensador tube in tube, para o aquecimento de água. O sistema dual foi testado aquecendo um volume de 500 litros a uma temperatura de aproximadamente 50°C com a manutenção da temperatura do recinto em 23°C, resultando um COP de 4,0. Também foi verificado que o sistema operando somente em modo climatização o COP resultante é de 4,0. O experimento quantificou o potencial de aproveitamento de calor residual de uma máquina de climatização comercial permitindo assim que a potência elétrica excedente do sistema FV, nas horas centrais do dia, (problema sintetizado pela “curva do pato”) pudesse ser mitigada gerando energia térmica e deslocando-a para uso a noite. Normalmente a “curva de pato” é mitigada, na rede de baixa tensão, com corte da geração ou com sistema de armazenamento a bateria, ambas não desejáveis pelo seu custo. Finalmente os dados experimentais obtidos foram utilizados para simular modificações possíveis nas variáveis do sistema que podem ser alteradas pelo operador da máquina ou de forma automática, desta forma pôde-se observar que o coeficiente de performance da bomba de calor pode ser melhorado diminuindo a temperatura desejada no evaporador ou ainda alterando a vazão da água que passa pelo trocador de calor.

Palavras-chave: Bomba de calor. Curva de pato. Geração FV. Gestão pelo lado da demanda. Recuperação de calor.

ABSTRACT

The heat pumps indicate a new technology with great potential to reduce energy consumption in a diversity of scenarios. The use of heat pumps suggests an alternative to compensate the production and excessive fluctuations of photovoltaic energy generation on the distribution lines, as it generates flexibility on the thermal inertia. With that, the consumption unit equipped with the above mentioned piece of equipment may generate a demand, shifting the load with high generation of PV (3 hours at noon) for the thermal night use. The objective of this work was the design, construction and analysis of a heat pump using a commercial Split air conditioner of 60,000 BTU / hr (17,574 W; 5TR) and an external condensing unit for heating water. The system is considered a dual equipment since it maintains the main function of reducing the ambient temperature and, now, to produce hot water. The air conditioning and heat pump system (hybrid system), consisting of a conventional Split unit with a tube in tube condenser heat exchanger, for water heating in parallel to the original condenser. The dual system was tested by heating a volume of 500 liters to a temperature of approximately 50°C while maintaining the temperature of the enclosure at 23°C, resulting in a COP of 4.0. It was also verified that the COP of the system was 4.0 when operating only in air conditioning mode. The experiment quantified the potential for using residual heat from a manufacturer air conditioning system, allowing the excess electrical power of the PV system, in the central hours of the day, (problem synthesized by the “duck curve”) to be mitigated by generating thermal energy and shifting it for night time. Normally, the “duck curve” is mitigated in the low voltage network, with generation cut or battery storage system, both of which are not desirable due to their cost. Finally, the experimental data obtained was used to simulate possible changes in the system variables that can be changed by the user or automatically, in this context, it was observed that the heat pump performance coefficient can be improved by increasing the desired temperature in the evaporator or even changing the flow of water that passes through the heat exchanger.

Keywords: Heat pump. Duck curve. PV generation. Demand side management. Heat recovery.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação de um sistema de distribuição convencional.....	17
Figura 2 - Representação de um sistema convencional com um gerador fotovoltaico conectado.....	17
Figura 3 - Curva do “pato”.....	18
Figura 4 - Estratégias para GLD.....	20
Figura 5 - Tarifas de energia.....	21
Figura 6 - Tarifa Branca.....	22
Figura 7 - Horários e tarifas.....	22
Figura 8 - Desenho esquemático de uma bomba de calor com compressão mecânica a Vapor.....	26
Figura 9 - Diagrama de uma bomba de calor tendo ar como fonte no modo aquecimento	27
Figura 10 - Representação de uma bomba de calor.....	28
Figura 11 - Tubos concêntricos com fluxo em sentidos opostos.....	28
Figura 12 - Esquema de comunicação e controle.....	30
Figura 13 - Diagrama esquemático do experimento.....	31
Figura 14 - Variação do COP do ar condicionado.....	32
Figura 15 - Diagrama esquemático do experimento.....	33
Figura 16 - COP da bomba de calor em comparação com a temperatura interna da sala e a temperatura da água.....	34
Figura 17 - Tubos concêntricos com fluxo em sentidos opostos.....	36
Figura 18 - Condensador de tubo concêntrico.....	38
Figura 19 - Construção do sistema hidráulico e refrigerante.....	40
Figura 20 - Construção do sistema hidráulico e refrigerante.....	40
Figura 21 - Construção do sistema refrigerante.....	41
Figura 22 - Imagem do momento da inserção do R22.....	41
Figura 23 - Conexão do sensor de temperatura na tubulação de pvc.....	42
Figura 24 - Inserção de sensores de temperatura e pressão.....	43
Figura 25 - Inserção de sensores de temperatura e vazão.....	43
Figura 26 - Imagem do CONV 32.....	44
Figura 27 - Imagem do PCT 3001.....	45
Figura 28 - Esquema do sistema hidráulico.....	46

Figura 29 - Medição da corrente elétrica do compressor.....	51
Figura 30 - Gráfico das temperaturas da água.....	56
Figura 31 - Gráfico das pressões no arranjo original.....	56
Figura 32 - Gráfico das pressões no arranjo bomba de calor.....	57
Figura 33 - Gráfico das temperaturas do arranjo original.....	57
Figura 34 - Gráfico das temperaturas no arranjo bomba de calor.....	58
Figura 35 - COP da bomba de calor.....	59
Figura 36 - COP de refrigeração.....	59
Figura 37 - COP da bomba de calor.....	60
Figura 38 - COP de refrigeração.....	60
Figura 39 - Gráfico da variação do COP _{bc} x capacidade calorífica acompanhados pela vazão mássica da água.....	61
Figura 40 - Gráfico da variação do COP _{ref} x capacidade calorífica acompanhados pela vazão mássica da água.....	61
Figura 41 - Comportamento do sistema quanto à eficiência isentrópica do compressor.....	62
Figura 42 - Variação da eficiência isentrópica do compressor.....	62
Figura 43 - Comparativo de gases refrigerantes para o sistema em estudo.....	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do trocador de calor.....	38
Tabela 2 - Incertezas dos sensores e equipamentos.....	44
Tabela 3 - Média das medições.....	49
Tabela 4 - Entalpias.....	49
Tabela 5 - Média das medições.....	51
Tabela 6 - Entalpias.....	52
Tabela 7 - Incertezas.....	54
Tabela 8 - Resumo dos coeficientes de performance.....	55

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BTU/ hora	Unidade Térmica Britânica por hora COP – Coeficiente de performance
EES	Solucionador de equações de engenharia (Engineering Equation Solver) FV - Fotovoltaico
GLD	Gestão pelo lado da demanda HP – Horse power
kWh	Kilowatt hora L - Litros
PVC	Policloreto de vinila
TR	Toneladas de refrigeração V - Volts
W	Watts

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVO GERAL	15
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
2	REVISÃO DE LITERATURA	16
2.1	CARACTERÍSTICAS GERAIS DA INSERÇÃO DA GERAÇÃO FOTOVOLTAICA	16
2.1.1	Curva do “pato”	18
2.2	GERENCIAMENTO PELO LADO DA DEMANDA (DEMAND SIDE MANAGEMENT, DSM)	19
2.2.1	GLD aplicado na geração fotovoltaica.....	21
2.2.1.1	Conceito de tarifação de energia elétrica.....	21
2.2.1.2	Conceito de tarifa horária branca.....	22
2.3	ARMAZENAMENTO TÉRMICO DE ENERGIA CONTROLADO POR GLD	23
2.3.1	Armazenamento Térmico Aquífero	23
2.3.2	Armazenamento de Gelo.....	24
2.3.3	Armazenamento Criogênico	24
2.3.4	Armazenamento Térmico em Alta Temperatura	24
2.3.5	Tecnologia Power to Heat (PtH).....	25
2.3.6	Bombas de calor	25
2.3.7	Bombas de calor tendo o ar exterior como fonte	27
2.3.8	Bombas de calor comerciais.....	27
2.4	TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS.....	28
2.5	BOMBAS DE CALOR COMO ALTERNATIVA DE CARGAS DESLOCÁVEIS APLICADA A GLD	29
2.6	USO DE AR CONDICIONADO CONVENCIONAL COMO BOMBA DE CALOR AR-ÁGUA	31
3	MATERIAL E MÉTODOS	35
3.1	DESCRIÇÃO GERAL DA BANCADA DE TESTE.....	35
3.2	ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	37
3.2.1	Especificação do ar condicionado.....	37
3.2.2	Especificação do condensador	37
3.3	MONTAGEM DO CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO E HIDRÁULICO.....	38

3.4	SENSORES E INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS	42
3.5	SISTEMA SUPERVISÓRIO.....	44
3.6	FUNCIONAMENTOS DA BOMBA DE CALOR.....	45
3.7	COMPONENTES ELÉTRICOS DO EXPERIMENTO	46
3.8	PROCEDIMENTOS PARA INICIALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO	47
3.9	INICIALIZAÇÕES DO EXPERIMENTO	47
3.10	PROCEDIMENTO PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE DESEMPENHO (COP)	48
3.11	ANÁLISE DAS INCERTEZAS	53
3.12	SIMULAÇÕES UTILIZANDO O SOFTWARE EES.....	54
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	55
4.1	ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS	55
4.2	ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....	58
5	CONCLUSÃO.....	64
6	PERSPECTIVAS FUTURAS	66
	REFERÊNCIAS.....	67
7	APÊNDICE A – EQUAÇÕES E VARIÁVEIS UTILIZADAS NO EES	70
8	APÊNDICE B – TABELAS COM TODOS OS RESULTADOS EM SUAS RESPECTIVAS SIMULAÇÕES NO EES.....	73

1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, percebe-se que o avanço tecnológico possui uma dependência crescente de energia elétrica para suprir suas necessidades, sejam elas no setor residencial, industrial ou comercial. A energia elétrica pode ser gerada de diversas formas por meio do uso de fontes renováveis de energia, como por exemplo, os sistemas fotovoltaicos (FV), que vêm ganhando espaço e destaque crescente na matriz energética mundial.

No Brasil, o aumento do consumo de energia elétrica será impulsionado pelo crescimento populacional seguido de um possível aumento da renda per capita, levando a um maior uso nas atividades sociais e econômicas; com isso será necessária uma grande ampliação da quantidade de geração destinada ao Sistema Interligado Nacional (SIN). A energia solar fotovoltaica é um recurso que provavelmente será expandido, tanto na geração centralizada quanto na geração descentralizada (geração distribuída). Segundo a EPE (Empresa de Pesquisa Energética), no futuro, novas tecnologias, como o armazenamento distribuído (baterias), incluindo carros elétricos, serão implantadas na matriz energética (EPE, 2018).

Em 2013 foi realizado o primeiro leilão de geração elétrica com a presença de energia fotovoltaica; desde então o aumento de empresas voltadas para projeto e execução desse tipo de energia aumentou (EPE, 2018). Nesse cenário destaca-se a utilização de sistemas fotovoltaicos de pequeno e médio porte em grandes centros urbanos através da geração distribuída, conectados à rede de distribuição elétrica convencional. Estes sistemas geradores possuem a característica de geração descentralizada, fornecendo eletricidade às cargas localizadas próximas aos mesmos. O uso desta forma de geração apresenta várias vantagens, tais como elevação da eficiência energética, redução dos custos devido à não necessidade de expansão de alimentadores, redução das perdas na transmissão e na distribuição da energia elétrica, além de sua flexibilidade de implantação em função de seu pequeno porte. Por outro lado, o aumento da geração fotovoltaica distribuída traz novos desafios para a programação e operação do SIN, pois ela é uma fonte de natureza estocástica (intermitente). Com o crescimento da participação do consumidor agindo também como gerador (prosumidor), principalmente FV, novas características no sistema elétrico de distribuição são necessárias (IEA, 2017).

A demanda por energia elétrica, no setor residencial, varia ao longo do dia de forma relativamente previsível, aumenta pela manhã, tem o pico na parte inicial da noite e é mínimo de madrugada; a forma exata da curva varia de um lugar para outro e por estações climáticas

anuais, porém essas características são conhecidas e gerenciáveis.

A inserção massiva de sistemas fotovoltaicos distribuídos impacta o sistema elétrico de baixa tensão e introduz novos desafios porque o pico de geração fotovoltaica ocorre entre 10 e 14 horas, horário em que o consumo geralmente é mínimo; em contrapartida, a geração solar FV não ocorre no período noturno, onde é o período de maior demanda diária de energia elétrica. O desafio é gerenciar as usinas usuais (Hidroelétricas, Termoelétricas, Nucleares) que não são suficientemente flexíveis (de rápida resposta e custam caro para entrar e sair de operação, quando possível) em um cenário de geração elétrica estocástica ou intermitente como a geração solar e eólica. .

As cargas usuais de energia mais consumidas, nas residências e nos hotéis são as de conforto térmico, (ar-condicionado) e o aquecimento de água para fins sanitários. Então uma alternativa viável é a utilização no período de maior produção de energia elétrica FV para armazená-la na forma de calor (água quente) e utilizar à noite, e como consequência, reduzir o pico de demanda térmica noturna.

1.1 OBJETIVO GERAL

Projetar e analisar experimentalmente uma bomba de calor/climatizador utilizada para armazenamento térmico da eletricidade gerada por um sistema FV.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Analisar o melhor tipo de condensador externo para troca de calor entre o fluido refrigerante e a água;
- b) Analisar o melhor tipo de máquina convencional para construção do experimento;
- c) Especificar e instrumentalizar o arranjo experimental;
- d) Analisar e comparar os resultados;
- e) Estudar configurações e otimizações através de simulações numéricas;
- f) Propor trabalhos futuros.

2 REVISÃO DE LITERATURA

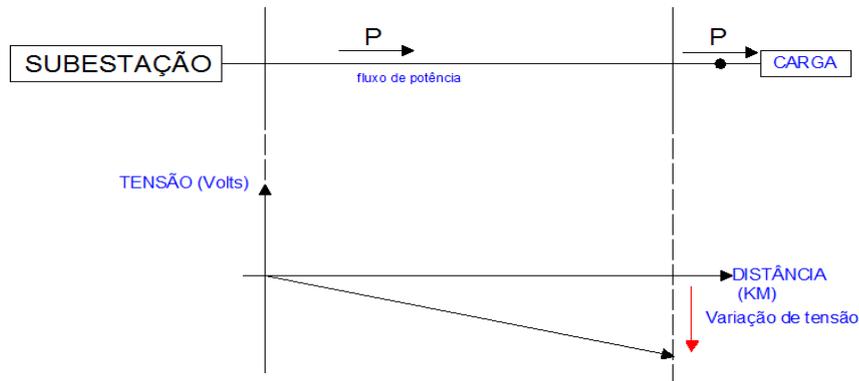
A revisão de literatura traz estudos referentes ao cenário atual das características da geração fotovoltaica na rede de distribuição, controle de demanda, tecnologias utilizadas para armazenamento térmico e conceitos de bomba de calor.

2.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS DA INSERÇÃO DA GERAÇÃO FOTOVOLTAICA

Com o crescimento da geração fotovoltaica, a ANEEL, regulamentou a micro e mini geração distribuída através da resolução 482/2012, estabelecendo condições também para conexão com a rede de distribuição de baixa tensão, regulamentando o critério de compensação de energia elétrica, no qual a energia exportada para rede poderá compensar o consumo nos próximos 60 meses posteriores, sendo essa leitura feita através de um medidor bidirecional (ANEEL, 2012).

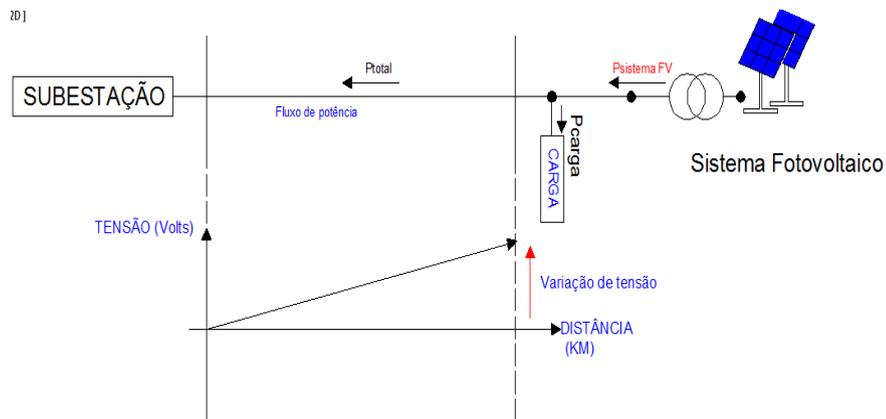
Redes convencionais de distribuição (Figura 1) foram projetadas para transportar o fluxo de potência, da subestação para o consumidor final (fluxo unidirecional); com isso as quedas de tensões ao longo da linha de distribuição são controladas nos terminais do transformador da subestação, seguindo uma lógica simples, já que se conhece o ciclo diário das cargas. Nos momentos de pico de geração FV que normalmente é o mesmo horário de baixo consumo, pode ocorrer uma inversão do fluxo de potência, como mostrado na Figura 2, elevando a tensão nos terminais em que estão conectados na rede de distribuição. Para manter as tensões dentro dos limites normativos, a lógica de controle deve ser alterada rapidamente, o que é uma tarefa difícil na medida em que a irradiação solar tem caráter estocástico (PALMINTIER, 2016). Então essa forma operacional é nova, complexa e desafiadora, exigindo ferramentas inovadoras, sistemas de armazenamento ou novas maneiras de fazer a gestão pelo lado da demanda. Obviamente também surge uma nova postura das distribuidoras e a necessidade de formação de profissionais capacitados para este novo horizonte.

Figura 1 - Representação de um sistema de distribuição convencional



Fonte: Palmintier, 2016.

Figura 2 - Representação de um sistema convencional com um gerador fotovoltaico conectado



Fonte: Palmintier, 2016.

No cenário atual destaca-se a utilização de sistemas fotovoltaicos de pequeno e médio porte em grandes centros urbanos através da geração distribuída, conectados à rede de distribuição elétrica convencional. Como decorrência, há uma preocupação crescente para os problemas causados pela inserção massiva da geração solar fotovoltaica, porque a potência da micro geração distribuída fotovoltaica se aproxima da potência usual do sistema de distribuição; os problemas como correntes reversas, fluxo de potência reverso, aumento das perdas elétricas são amplificados. O armazenamento via baterias poderia resolver tecnicamente esse problema, mas economicamente essa solução ainda é inviável (IEEE, 2013).

Outra característica da geração FV é a intermitência de geração devido à variabilidade temporal dos níveis de radiação, seja em escala de minutos, horas, dias, meses e ano; desta forma, essas variabilidades provocam outros problemas associados à regulação e despacho de

cargas para a distribuidora. Cabe ressaltar que no sistema de distribuição convencional, como a fonte elétrica é constante, os procedimentos de controle são relativamente simples e já são bem estabelecidos.

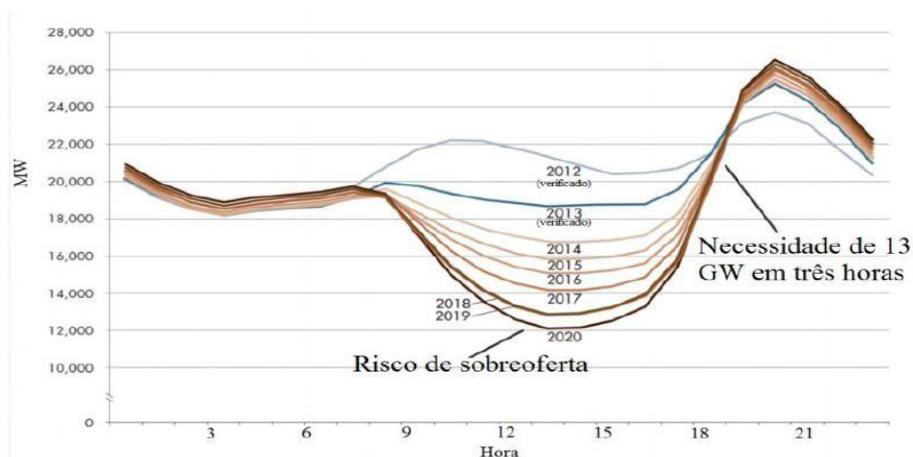
Para mini geração e micro geração distribuída, uma alternativa para mitigar essas situações é a utilização da gestão pelo lado da demanda (DSM - Demand Side Management), que neste caso preconiza a maximização do uso da energia no local da geração, e por consequência a minimização da energia enviada/solicitada à rede.

2.1.1 Curva do “pato”

A geração fotovoltaica, por ser uma grandeza que possui alto nível de variabilidade e incerteza, trará grandes desafios para o planejamento dos sistemas de energia, e a necessidade de buscar e implementar soluções que a torne mais flexível.

A alta penetração da energia fotovoltaica (FV) está remodelando a curva de carga líquida de eletricidade e tem um impacto significativo na operação e no planejamento do sistema de energia . O conceito de curva de pato (Figura 3) é amplamente usado para descrever o desequilíbrio temporal entre a demanda de eletricidade e a geração fotovoltaica.

Figura 3 - Curva do “pato”



Fonte: Qingchun Hou *et al.*, 2019.

Em sistemas elétricos com elevada inserção de sistemas fotovoltaicos as variações de carga diária provocam uma queda na carga líquida, ocorrendo na metade do dia, horário de geração solar fotovoltaica máxima; desta forma tem-se uma redução na oferta de outras fontes

de energia, fontes essas que são inflexíveis para operações, ou seja, não são projetadas para muitas interrupções, ocasionando custos elevados de operação, visto que a necessidade da retomada de funcionamento dessas usinas deve acontecer de forma rápida após as 17 horas, horário em que a geração solar diminui e o pico de carga cresce.

O achatamento desta curva, principalmente nas horas centrais do dia é uma das alternativas para diminuição do crescente desequilíbrio entre a demanda e geração (QINGCHUN HOU et al. 2019).

2.2 GERENCIAMENTO PELO LADO DA DEMANDA (DEMAND SIDE MANAGEMENT, DSM)

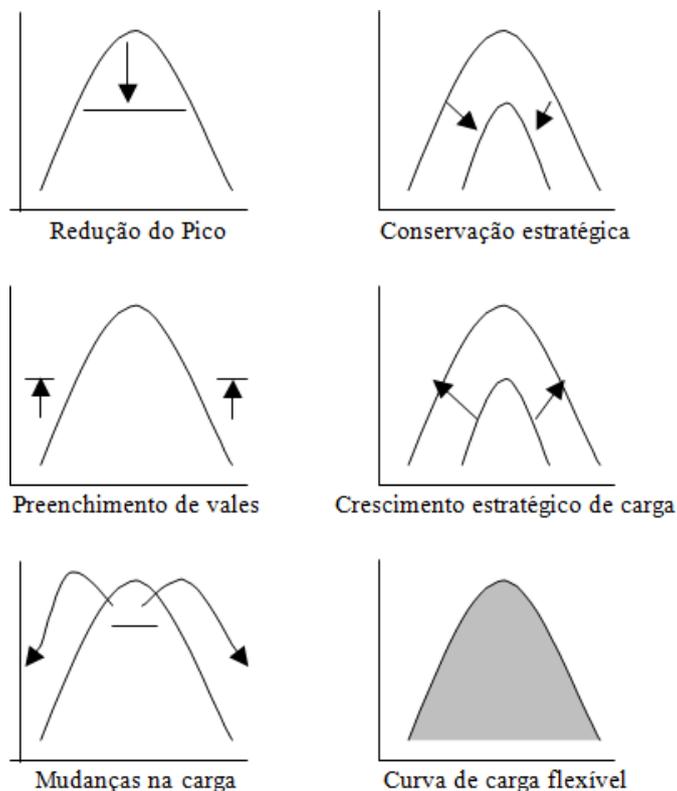
O Gerenciamento pelo lado da demanda GLD consiste no planejamento, implementação e monitorização de rotinas para atrair os consumidores a modificar o seu perfil de consumo de eletricidade. A inserção das alternativas deverá resultar na maximização dos recursos e redução de custos (GELLINGS E CHAMBERLIN, 1993).

Com isso é conveniente entender o termo GLD como objetivo amplo de remodelar a curva de carga. Neste contexto, são evidentes seis tipos de estratégias (BALIJEPALLI, 2011):

- a) Rebaixamento de pico: forma tradicional de gestão da carga que reduz os picos de carga do sistema durante períodos de tempo específicos (Figura 4). Rebaixamento de pico é definido como a redução da carga de ponta, conseguido geralmente através do controle direto, pela empresa de energia, de um aparelho de uso final. Muitas empresas consideram esta opção apenas para momentos absolutamente críticos de pico no sistema. Mas o controle direto de carga pode ser usado para reduzir os custos de operação e a dependência de fatores como combustíveis (na geração térmica) e água (na geração hidrelétrica);
- b) Preenchimento de vales: é a segunda forma clássica de gerenciamento da carga. Deseja-se preencher os vales existentes fora do horário de pico;
- c) Mudanças na carga: mais uma forma tradicional de gestão de carga, pode ser considerada como tendo o efeito de combinar Rebaixamento de pico e Preenchimento de vales. Isto envolve a deslocação das cargas do pico para os períodos fora das horas de pico, sem necessariamente alterar o consumo de energia em geral;

- d) Conservação estratégica: é uma opção avançada de gestão de carga. Corresponde à diminuição de carga não só nas horas de pico, mas também nas outras horas do dia, através do aumento da eficiência no uso de energia;
- e) Crescimento estratégico da carga: é um crescimento global das vendas, estimulada pela empresa, além do preenchimento de vales anteriormente descritos. Este crescimento pode ocorrer, por exemplo, através de incentivos para a substituição de óleo combustível por eletricidade em caldeiras industriais. Para o futuro, através de novas tecnologias (como veículos elétricos), a tendência é o crescimento geral da carga;
- f) Curva de carga flexível: é mais uma das formas avançadas de gestão de carga. Está relacionada com a estabilidade do fornecimento de energia e com a possibilidade de controlar equipamentos dos clientes. Os programas podem traduzir-se no controle de cargas que podem ser desligadas ou limitadas (ex. dispositivos individuais de controle de carga, oferecendo serviços para controle da estabilidade na rede).

Figura 4 - Estratégias para GLD



Fonte: Balijepalli, 2011.

2.2.1 GLD aplicado na geração fotovoltaica

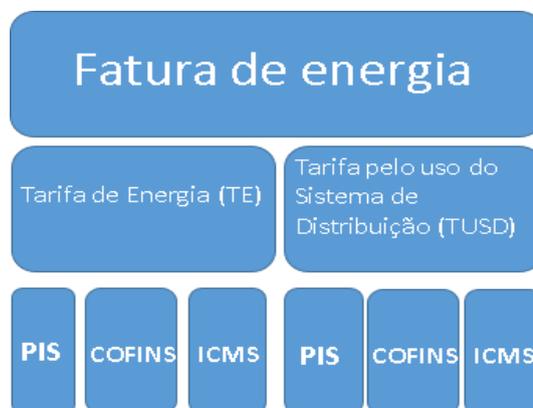
O deslocamento de carga pode ser explorado quando é adotada a geração renovável, destacando sistemas fotovoltaicos distribuídos (TOLEDO; FILHO; DINIZ, 2010). Assim, as unidades consumidoras conseguem mitigar a utilização da rede elétrica da distribuidora, armazenando energia, principalmente em baterias, e utilizando em momentos estratégicos tanto para o consumidor como para a rede elétrica. Com possíveis modificações no sistema de “feed-in“ das concessionárias, com cobrança das perdas e TUST será cada vez mais vantajoso o consumo local dessa energia (SCHILL; ZERRAHN; KUNZ, 2017). É válido ressaltar ainda que a queda de eficiência do sistema elétrico está atrelada ao procedimento síncrono de carga e descarga de diversos sistemas de armazenamento de energia (DENHOLM et al., 2004).

2.2.1.1 Conceito de tarifação de energia elétrica

De forma simples, a tarifa de energia é o valor cobrado por unidade de energia consumida (R\$/kWh). A formação desse preço envolve todos os custos de todo o processo desde a geração até a distribuição, podendo ainda incidir custos pela administração, segurança e disponibilidade da energia.

O valor da tarifa de energia elétrica no Brasil é regulamentado pela ANEEL (Site da ANEEL, 2011). Existem as tarifas para o sistema de transmissão (englobam os usuários de geração, distribuição e os conectados ao sistema de transmissão) e as tarifas de distribuição (direcionada à distribuição; a Figura 5 resume as tarifas de distribuição e seus impostos, que podem ser cobrados ou não, dependendo da unidade federativa do Brasil).

Figura 5 - Tarifas de energia



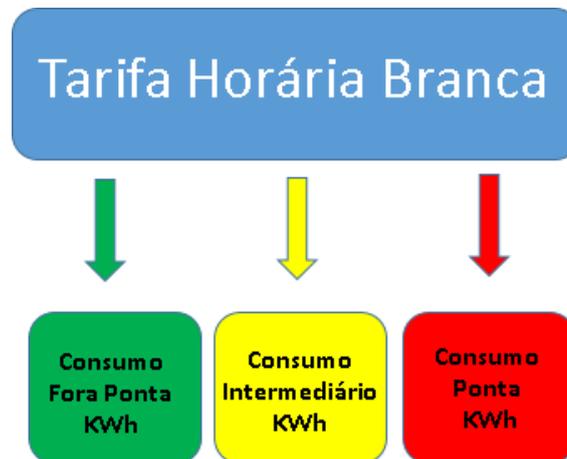
Fonte: O Autor, 2019.

2.2.1.2 Conceito de tarifa horária branca

A tarifa branca poderá ser optada pelo consumidor residencial; esta opção altera a tarifa da energia a depender do dia da semana e horário; as unidades consumidoras que aderirem à tarifa branca passam a alterar seus hábitos, trazendo seu consumo para fora do horário de pico do sistema (ANEEL, 2011).

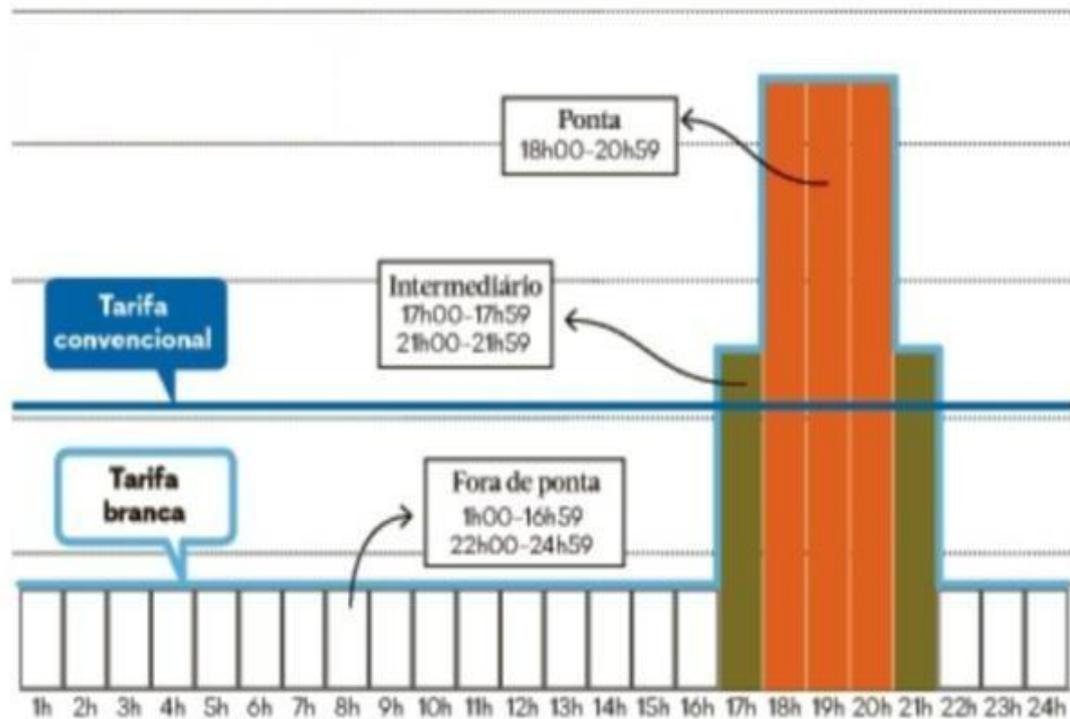
A estrutura da tarifa horária branca nos dias úteis é subdividida em: consumo fora ponta, consumo intermediário e consumo ponta (Figura 6); a energia mais barata está no horário fora ponta, quando comparada aos horários de ponta e intermediário (Figura 7). Nos feriados e finais de semana o valor da tarifa é sempre o fora ponta.

Figura 6-Tarifa Branca



Fonte: Aneel, 2011.

Figura 7 - Horários e tarifas



Fonte: Aneel, 2011.

2.3 ARMAZENAMENTO TÉRMICO DE ENERGIA CONTROLADO POR GLD

O armazenamento de energia térmica (TES-Thermal Energy Storage) basicamente é feita com materiais que podem ser armazenados em recipientes isolados termicamente, a altas ou baixas temperaturas, para que o frio ou calor possam ser recuperados posteriormente para usos diversos, sejam térmicos ou mediante uma reconversão energética. Esse tipo de armazenamento é constituído de sistemas de armazenamento de calor latente e calor sensível e são utilizados para diversos fins: refrigeração industrial, conforto térmico de edifícios (aquecimento ou resfriamento) e aquecimento industrial (CHEN et al., 2009).

2.3.1 Armazenamento Térmico Aquífero

Utiliza a eletricidade para resfriar ou congelar a água fora do horário de pico, para que possa ser usada posteriormente para atender às necessidades de resfriamento dos horários de pico. O armazenamento de calor sensível no tanque de armazenamento de água estratificado é utilizado em sistemas de ar condicionado, e a transferência de calor entre a água (líquido de armazenamento) e o meio externo, que será refrigerado, pode ocorrer direta ou indiretamente.

Dentre as tecnologias esta é a mais usual (KARIM, 2011; ARTECONI; HEWITT; POLONARA, 2012).

2.3.2 Armazenamento de Gelo

Esse tipo de armazenamento pode se dar por duas formas: sistemas em que a solidificação e fusão do gelo são feitas em recipientes sem modificar o local do conteúdo; são considerados sistemas estáticos; já quando a produção do gelo é feita em um equipamento e depois esse gelo é recolhido e colocado em um trocador de calor em que circula água utilizando a mistura água - gelo para resfriar ambientes, tem-se o sistema dinâmico (YAU; RISMANCHI, 2012). Por exigir espaços menores, o armazenamento aquífero se torna uma tecnologia atraente.

2.3.3 Armazenamento Criogênico

O armazenamento de energia criogênica é caracterizado pela geração de líquidos criogênicos a partir da eletricidade, quando a demanda é baixa, podendo a eletricidade ser admitida de sistemas hidráulicos, solar fotovoltaico, eólicos ou turbinas. No pico da demanda de energia, o calor do ambiente ao redor evapora o líquido, permitindo que a eletricidade seja produzida por motores criogênicos (KNOWLEN et al., 1998; WEN et al., 2006).

2.3.4 Armazenamento Térmico em Alta Temperatura

Armazenamento térmico de alta temperatura pode ser obtido em forma de calor latente, sensível e termoquímico. O sistema de armazenamento térmico sensível é formado por reservatórios termicamente isolados (usualmente concreto, cerâmica, óleos minerais ou sintéticos e sais fundidos) para evitar troca térmica com o ambiente externo; são formados também por entrada e saída (GIL *et al.*, 2010).

Em relação ao armazenamento de calor latente, a energia térmica pode ser armazenada de forma quase isotérmica como calor de fusão ou de vaporização. Atualmente, os materiais de mudança de fase (MMF), parafina, sais inorgânicos e metais, são utilizados. Os MMF permitem que o volume seja reduzido e acumule grande quantidade de energia, reduzindo o custo de armazenamento (GIL et al., 2010).

2.3.5 Tecnologia Power to Heat (PtH)

Em síntese é a geração de calor a partir da eletricidade, transferindo o calor gerado por resistências elétricas ou com mais eficiência a partir de bombas de calor (STERNBERG; BARDOW, 2015). Por meio desta tecnologia o calor pode ser gerado e armazenado, sendo reutilizado posteriormente, podendo aquecer água ou ambientes. Em sistemas grandes esse tipo de tecnologia pode competir com usinas termelétricas, desde que o custo do KWh seja menor que o custo dos combustíveis fósseis (PASCHOTTA, 2015).

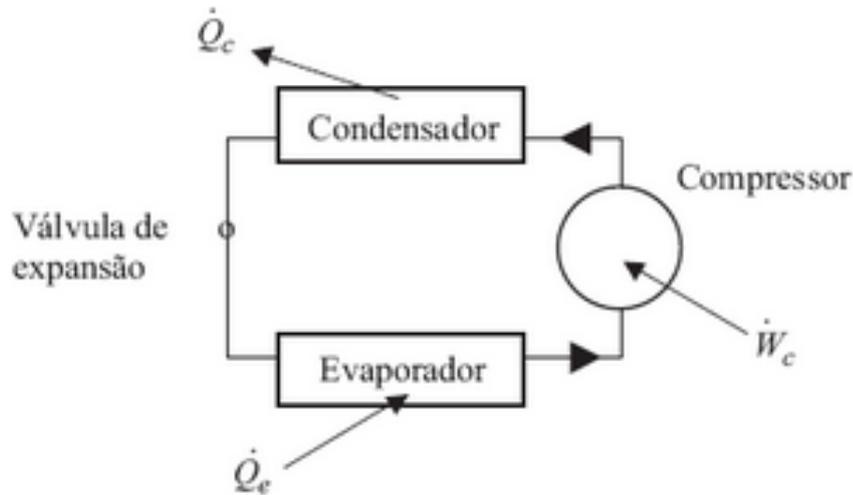
2.3.6 Bombas de calor

Estes dispositivos, quando utilizados para aquecimento ambiental, transferem calor de uma fonte com temperatura baixa, para um espaço com temperatura mais elevada. As bombas de calor são semelhantes aos sistemas de ar condicionado; a diferença entre esses dois dispositivos é que na bomba de calor a saída desejada é o calor do condensador, enquanto no condicionador de ar o que se quer é o efeito de resfriamento fornecido pelo evaporador; sendo assim, as bombas de calor são iguais aos sistemas de refrigeração, pois ambos normalmente empregam componentes de compressão mecânica de vapor (MITCHELL, 2018).

O uso das bombas de calor influencia no uso racional da energia elétrica para aquecimento de água ou ambientes, podendo resultar em uma eficiência de 3 a 5 vezes maior quando comparada ao aquecimento por resistência elétrica. O emprego de uma bomba de calor é uma decisão econômica, sendo o custo inicial de uma bomba de calor equilibrado pelo baixo custo de operação (JORDAN, 2005).

Na Figura 8 é representado um diagrama esquemático de uma bomba de calor de compressão mecânica de vapor. Basicamente, é composta por 4 equipamentos e um fluido refrigerante. Similarmente aos sistemas convencionais de refrigeração ou de condicionamento de ar, existe um trocador de calor de baixa temperatura (evaporador), um trocador de calor de alta temperatura (condensador), uma válvula de expansão e um compressor, circulando entre eles o fluido refrigerante no sentido do fluxo da energia de aquecimento do condensador (Q_c), a transferência de calor da fonte fria do evaporador (Q_e) e a potência do compressor (W_c).

Figura 8 - Desenho esquemático de uma bomba de calor com compressão mecânica a vapor



Fonte: Mitchell, 2018.

O Coeficiente de Desempenho (COP – Coefficient of Performance), representa o desempenho de uma bomba de calor e é calculado pela razão entre a saída desejada (transferência de calor instantânea do condensador) e a entrada (trabalho do compressor), de acordo com a equação abaixo, em que Q_c é o fluxo de calor no condensador e W_c é o trabalho do compressor.

$$COP_{hp} = \frac{\text{Efeito do aquecimento}}{\text{Energia de entrada}} = \frac{Q_c}{W_c}$$

O COP de uma bomba de calor acaba sendo maior que o COP de um condicionador de ar, pois o calor vindo da fonte de baixa temperatura e a potência de entrada do compressor têm, ambos, efeitos de aquecimento. Na equação a seguir, verifica-se a equação do balanço de energia aplicado ao sistema; o fluxo de calor que sai do condensador é a soma do fluxo de calor do evaporador com a potência de entrada; desta forma, o coeficiente de desempenho da bomba COP pode ser relacionado com o COP da unidade funcionando no modo condicionamento de ar.

$$COP_{hp} = \frac{Q_c}{W_c} = \frac{Q_c + W_c}{W_c} = 1 + \frac{Q_c}{W_c} = 1 + COP_{AC}$$

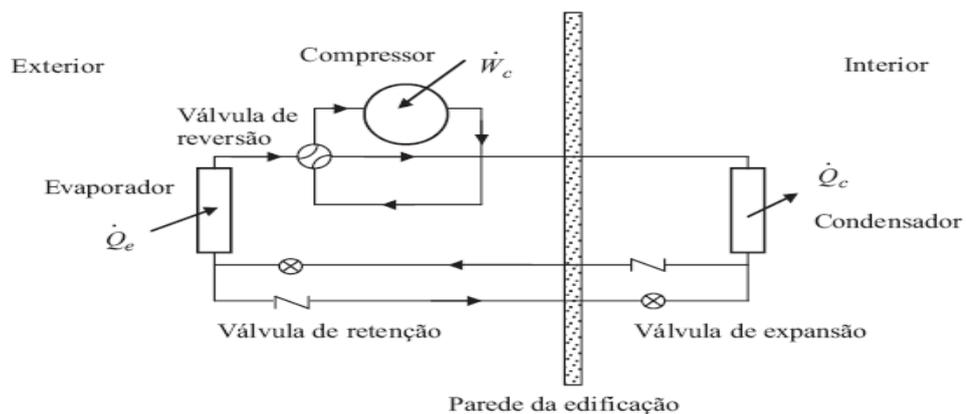
Observa-se que o COP de uma bomba de calor, acionada por energia elétrica,

encontra-se na faixa de 2 a 6, a depender das temperaturas envolvidas no funcionamento. A bomba de calor é significativamente melhor do que o aquecimento por resistência elétrica em termos de gasto com energia elétrica, pois nas resistências toda energia de entrada é convertida em calor, tendo assim o COP unitário (MITCHELL, 2018).

2.3.7 Bombas de calor tendo o ar exterior como fonte

A Figura 9 representa um diagrama esquemático de uma bomba de calor, tendo o ar como fonte de calor, semelhante a um condicionador de ar convencional de janela com serpentinas interna e externa, e um compressor localizado do lado de fora. Esta configuração apresenta uma válvula de reversão, que pode direcionar o fluido refrigerante que sai do compressor tanto para o trocador de calor interno quanto para o externo, dependendo da necessidade de aquecer ou resfriar o ambiente interno. Com a inversão de fluxo no condensador e no evaporador, há duas válvulas de expansão e duas válvulas de retenção para evitar um fluxo no sentido contrário (MITCHELL, 2018).

Figura 9 - Diagrama de uma bomba de calor tendo ar como fonte no modo aquecimento



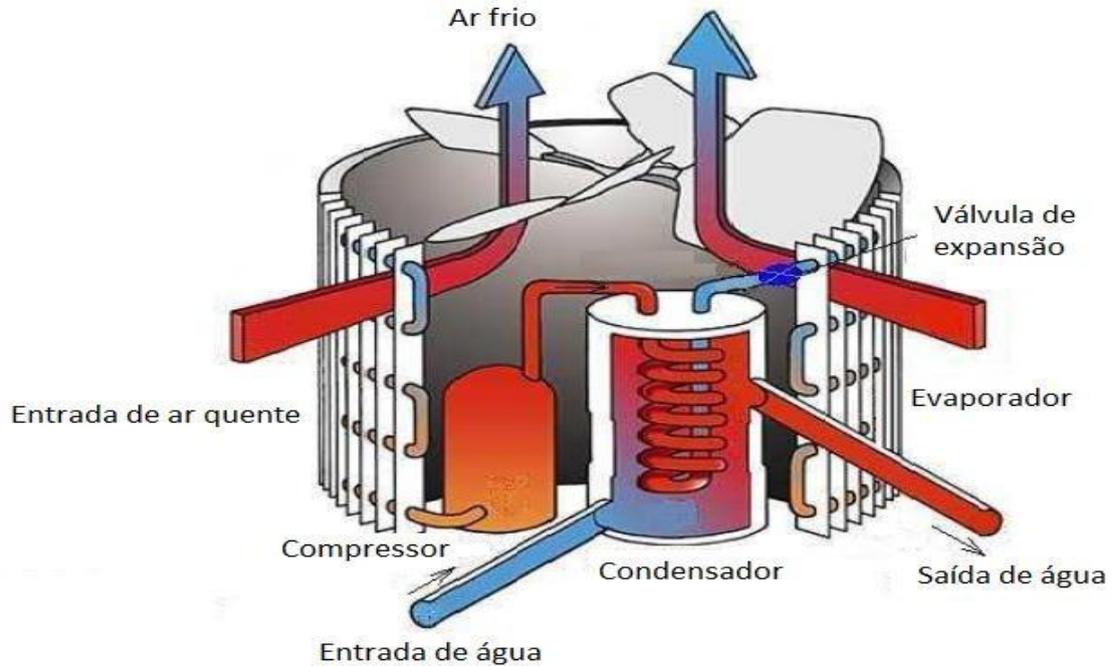
Fonte: Mitchell, 2018.

2.3.8 Bombas de calor comerciais

As bombas de calor basicamente retiram calor do ar (ambiente externo) e transferem para o gás refrigerante auxiliado por um ventilador e um evaporador que força a troca de calor entre eles. O calor retirado do ar junto ao calor dissipado pelo compressor é transferido à água através do condensador. A vazão de água desses equipamentos geralmente é alta no que

resulta num baixo gradiente de temperatura da água que entra e sai do condensador (Figura 10).

Figura 10 - Representação de uma bomba de calor

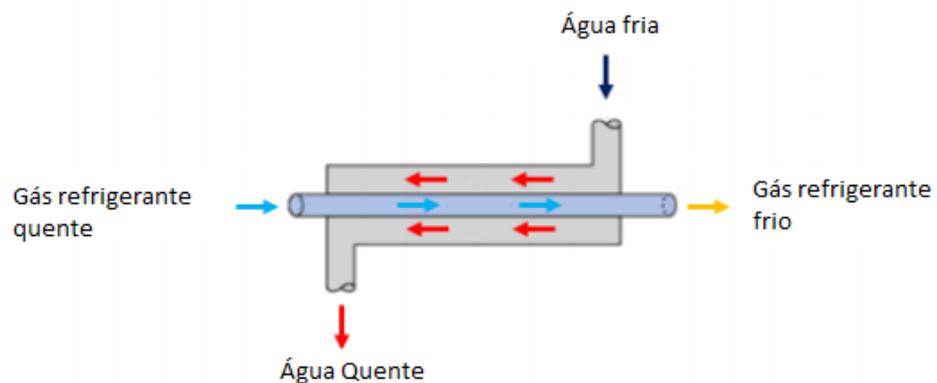


Fonte: Manual, 2018.

2.4 TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CONCÊNTRICOS

Trocadores de calor são equipamentos responsáveis por fazer a troca de calor entre fluidos que estão a diferentes temperaturas, separados por uma parede sólida. Em trocadores de calor os fluidos podem se mover no mesmo sentido ou em sentidos opostos, em configuração de tubos concêntricos (bi tubular) como mostra a Figura 11.

Figura 11 - Tubos concêntricos com fluxo em sentidos opostos



Fonte: O Autor, 2019.

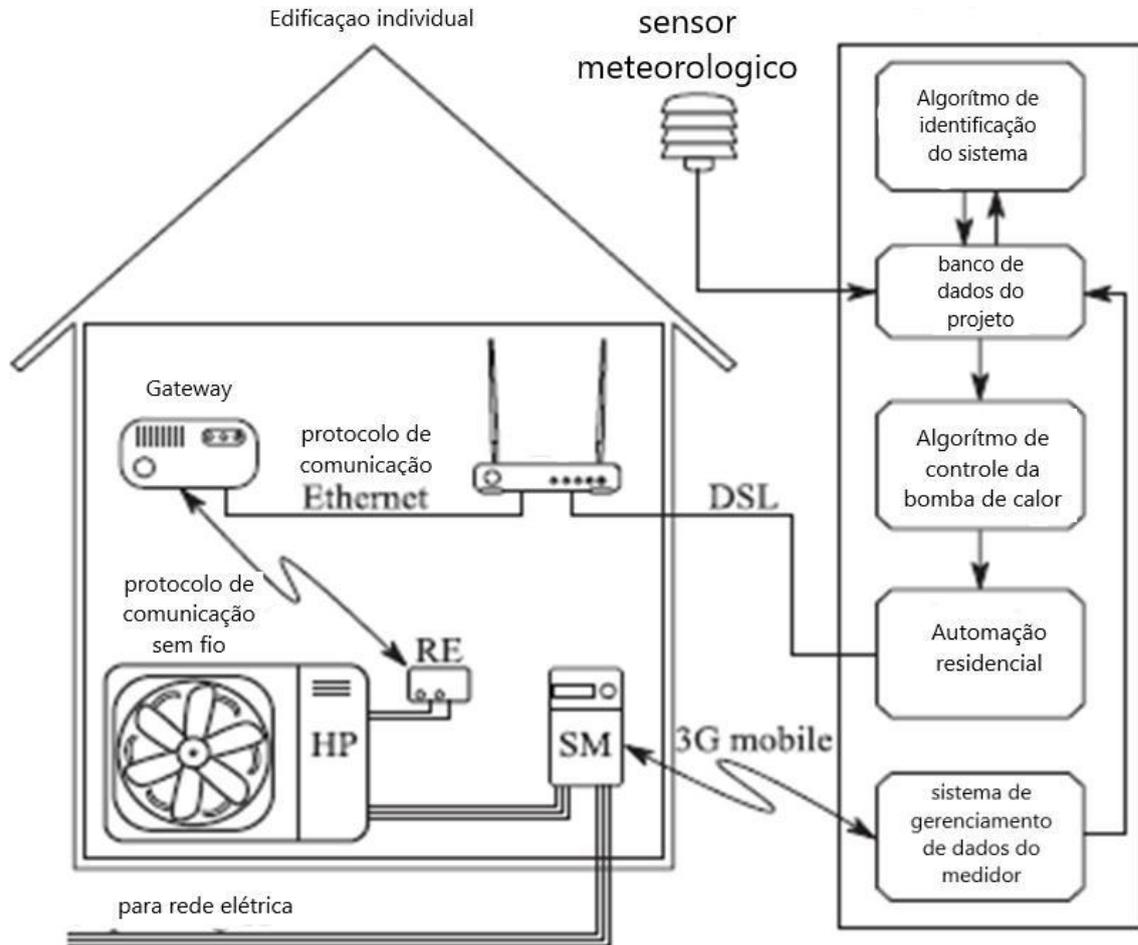
2.5 BOMBAS DE CALOR COMO ALTERNATIVA DE CARGAS DESLOCÁVEIS APLICADA A GLD

A GLD é uma alternativa eficaz e deve ser usada pelos operadores dos sistemas elétricos compensarem flutuações das gerações renováveis de energia. Devido à inércia térmica, os sistemas de aquecimento elétrico são flexíveis e se encaixam como carga gerenciada pelo lado da demanda.

As bombas de calor possuem um grande potencial de reduzir as emissões de CO₂, sendo utilizadas em aquecimento de edifícios, e assim diminuindo a queima de combustíveis fósseis (gás natural, óleo e madeira)

A Figura 12 mostra uma visão geral do arranjo de configuração e controle, onde cada edifício está equipado com um medidor de energia (SM), que mostra o consumo e produção total de energia elétrica (fotovoltaica ou eólica) com um tempo de amostragem de 5 min. Através de internet móvel as SM carregam os dados para a central de sistema de gerenciamento de dados, que também recebe dados com previsões meteorológicas da temperatura do ar externo (WS); de acordo com as variáveis do WS e SM, um sinal é enviado para o algoritmo que é único para cada edificação e utiliza esses dados para estimar a flexibilidade elétrica. Analisada as variáveis, o algoritmo pode enviar comandos de otimização para acionar a bomba de calor (HP) através do back-end e o gateway (HAG), a depender do controle interno do termostato. Com toda essa lógica, fica impossível forçar o acionamento da bomba de calor e consumir energia (MÜLLER et al, 2019).

Figura 12-Esquema de comunicação e controle



Fonte: Müller *et al.*, 2019.

MÜLLER *et al.* 2019, relata os resultados de uma demonstração de GLD envolvendo 300 edifícios residenciais com bombas de calor, estimando a flexibilidade elétrica dos sistemas individuais a partir de dados dos medidores e de temperatura do ar externo. Os resultados estimam reduções de 40% a 65% da carga total com erro médio abaixo de 7% após a inserção das bombas de calor, além de reduzir o pico em 50% com o deslocamento.

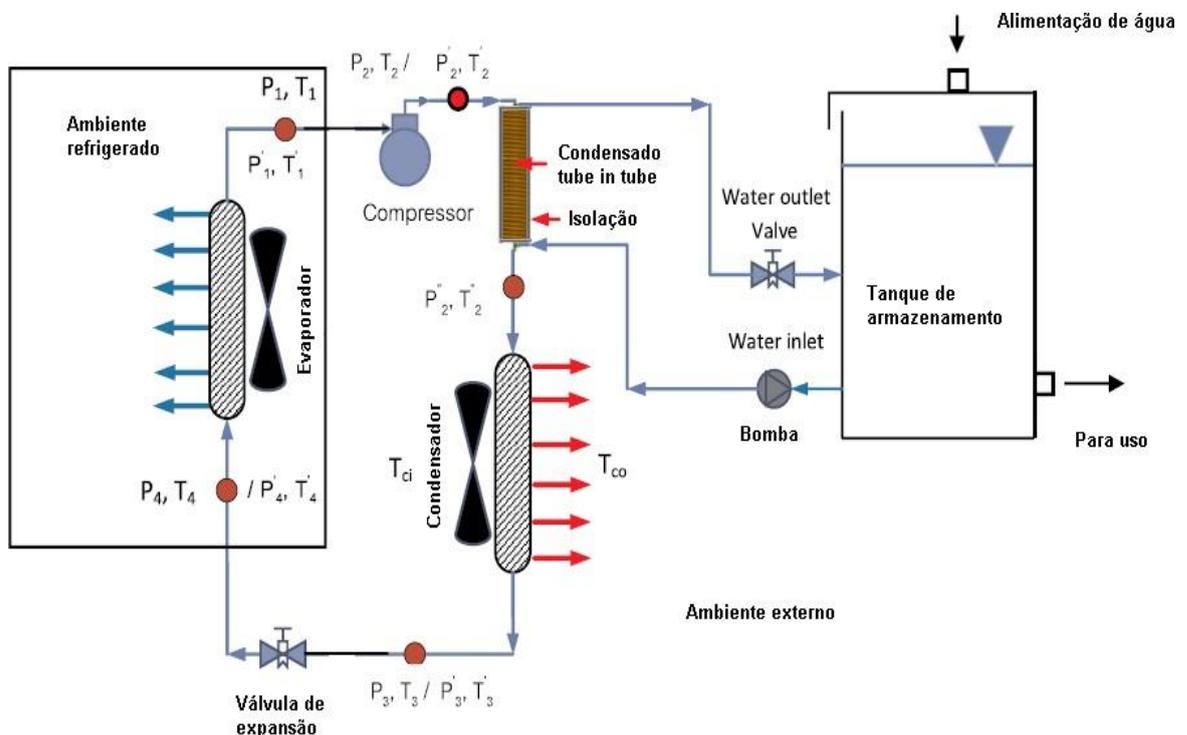
HIRMIZ *et al.*, 2019 investigou a viabilidade da integração de materiais de mudança de fase (PCM) em sistemas de bomba de calor para auxiliar no GLD. O estudo comparou números e previsões analíticas de um tanque híbrido de armazenamento térmico usando água e PCM. O modelo contempla tanques de armazenamento contendo 75% de módulos PCM de 2 cm de espessura capazes de reduzir o volume de armazenamento em mais de 3 vezes comparado ao armazenamento somente de água, operando em um $\Delta T = 10^{\circ}\text{C}$. Sendo assim, a energia térmica pode compensar os períodos do pico de demanda com volume de

armazenamento variando entre 2 e 6 horas; métodos analíticos são apresentados para estimar o volume necessário que facilita o dimensionamento do armazenamento.

2.6 USO DE AR CONDICIONADO CONVENCIONAL COMO BOMBA DE CALOR AR-ÁGUA

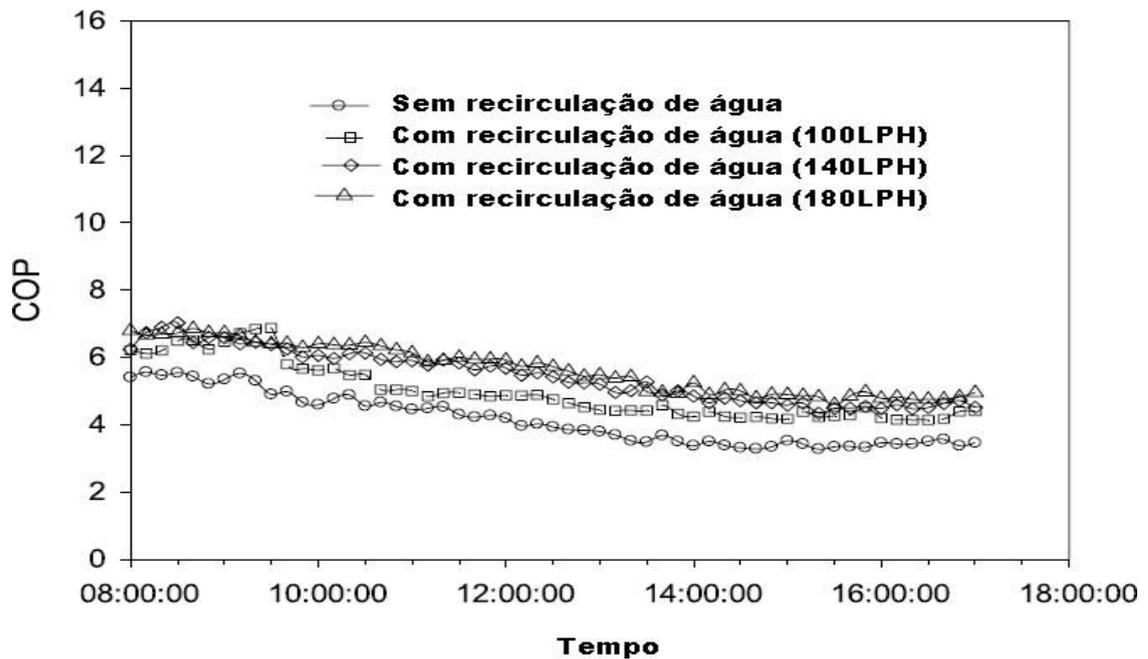
O estudo feito por, SIRICHAROENPANICH et al, 2019, constatou que a inserção de um condensador de tubos concêntricos helicoidais espiralado (não informou a capacidade térmica) entre o compressor e o condensador convencional (Figura 13) de 12.000 BTU/hr, fechou o ciclo de refrigeração (não informou o fluido refrigerante); por ele fez recircular água em 3 vazões diferentes (1.7, 2.3 e 3 litros / minutos) (Figura 14). Eles relatam que conseguiram aumentar o COP da máquina em 31,02% comparado à máquina convencional, além do benefício de ter água quente, e que este ganho foi possível quando o sistema trabalhou na maior vazão de água, levando então 9 horas para aquecer 200 litros de água a 60°C.

Figura 13 - Diagrama esquemático do experimento



Fonte: Siricharoenpanich, 2019.

Figura 14 - Variação do COP do ar condicionado



Fonte: Siricharoenpanich *et al.*, 2019.

CHAIWONGSA *et. Al*, 2010, realizou o experimento (Figura 15) inserindo um condensador em forma de bobina de cobre em um tanque de 40 litros de água, aquecendo em processo de batelada 200 litros de água a 50°C em aproximadamente 70 minutos, enquanto a sala de 3x3x2,5 m permanecia refrigerada a 25°C (Figura 16). Neste experimento, o COP do ciclo convencional se manteve um pouco mais alto que o novo ciclo de bomba de calor em funcionamento, elevando-se um pouco quando a temperatura da sala é atingida; isso ocorre devido o fluxo contínuo do gás refrigerante (R22) ainda ocorrer na bobina, aumentando a temperatura de condensação.

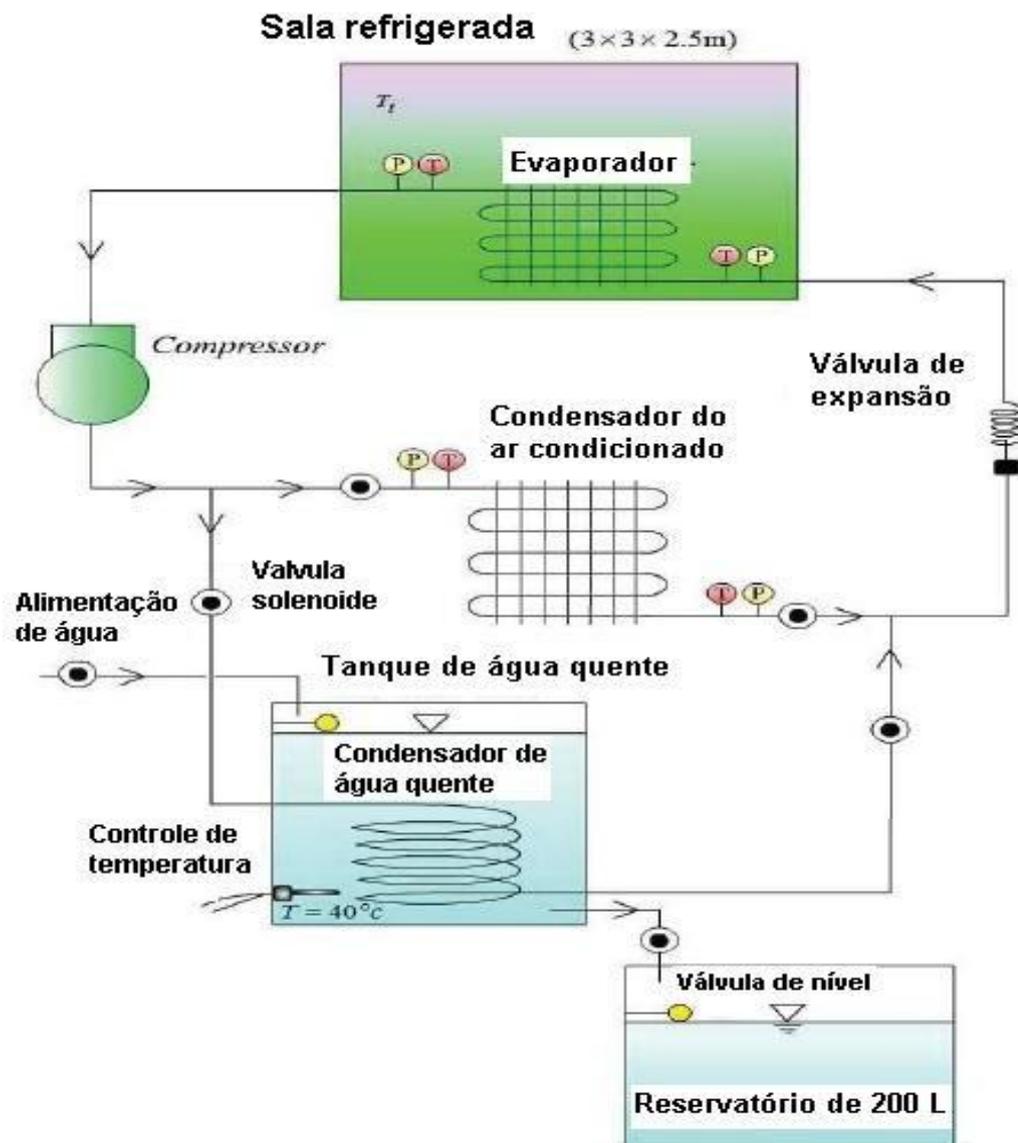
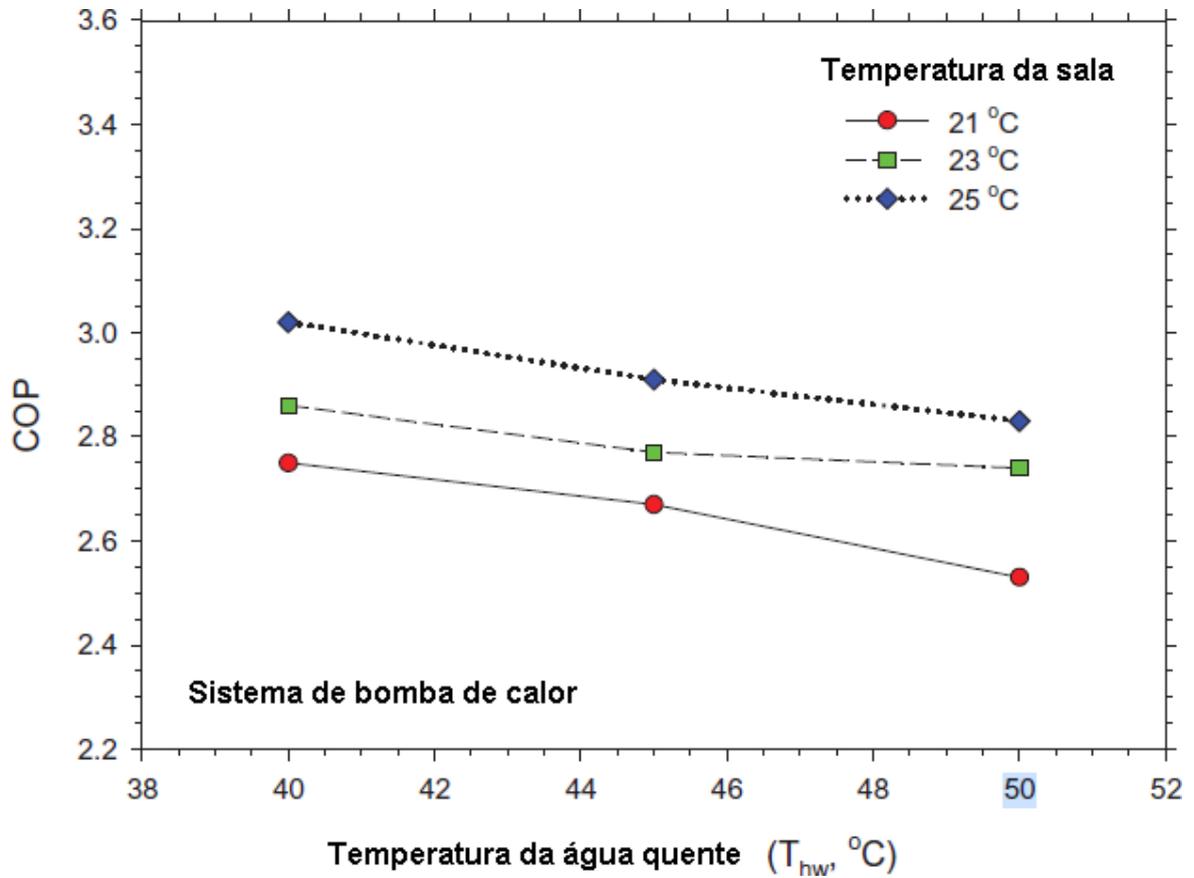


Figura 15 - Diagrama esquemático do experimento

Fonte: Chaiwongsa, 2010.

Figura 16 - COP da bomba de calor em comparação com a temperatura interna da sala e a temperatura da água



Comparando Chaiwongsa e Siricharoenpanich, pode-se concluir que apesar de ambos possuírem a mesma capacidade calorífica para refrigeração (12.000 Btu/hr), o sistema descrito por Chaiwongsa consome menos energia elétrica, porém atinge uma temperatura máxima 10°C menor que a temperatura atingida pelo experimento descrito por Siricharoenpanich.

3 MATERIAL E MÉTODOS

Em material e métodos será feita toda a descrição do projeto e especificação técnica do experimento.

3.1 DESCRIÇÃO GERAL DA BANCADA DE TESTE

Tomando como exemplo uma unidade consumidora, como um hotel que possua micro geração FV, a demanda varia com a hora do dia, sendo a maior concentrada à noite (conforto térmico, iluminação e água quente) onde não se tem produção de energia FV. Em um dia de céu claro, o pico de produção será entre 10 e 14 horas; nessa circunstância, a melhor estratégia será identificar as cargas deslocáveis e aumentar o autoconsumo. O excesso da energia FV não será exportado para a distribuidora e poderá ser utilizado para aquecimento de água (bomba de calor) ou suprimento de eletricidade para ar condicionado.

O sistema proposto é constituído de um ar-condicionado Split comercial de 60.000 BTU/hr (17574 W) e uma unidade condensadora externa com poder calorífico suficiente para transferir calor do fluido refrigerante para água. O sistema dual deve manter sua função original, que é reduzir a temperatura de ambientes (conforto térmico) e gerar energia térmica (água aquecida). Para cumprir essas funções, o Split requisitou algumas modificações..

A Figura 17 representa o circuito de refrigeração, bomba de calor atrelada a uma unidade climatizadora Split convencional, que tem paralelo ao condensador original um condensador de tubo concêntrico (tube in tube), com o objetivo de aquecer água. Na nova configuração do Split, as válvulas solenoides têm a função de desviar o fluxo do gás refrigerante do seu sentido convencional, fazendo-o passar também pelo condensador tube in tube. Esta operação, para fins de teste, foi feita de forma manual, podendo ser operada também de forma automática pelo controle de demanda, que definirá qual a melhor situação entre a geração fotovoltaica e a demanda da unidade consumidora, para que o excedente de potência elétrica seja injetado na bomba de calor, produzindo e armazenando água quente em um reservatório isolado termicamente. Durante essa operação, após o fluido refrigerante trocar calor com a água, ele segue o fluxo convencional, que é seguir para o evaporador e assim trocar calor com o ambiente.

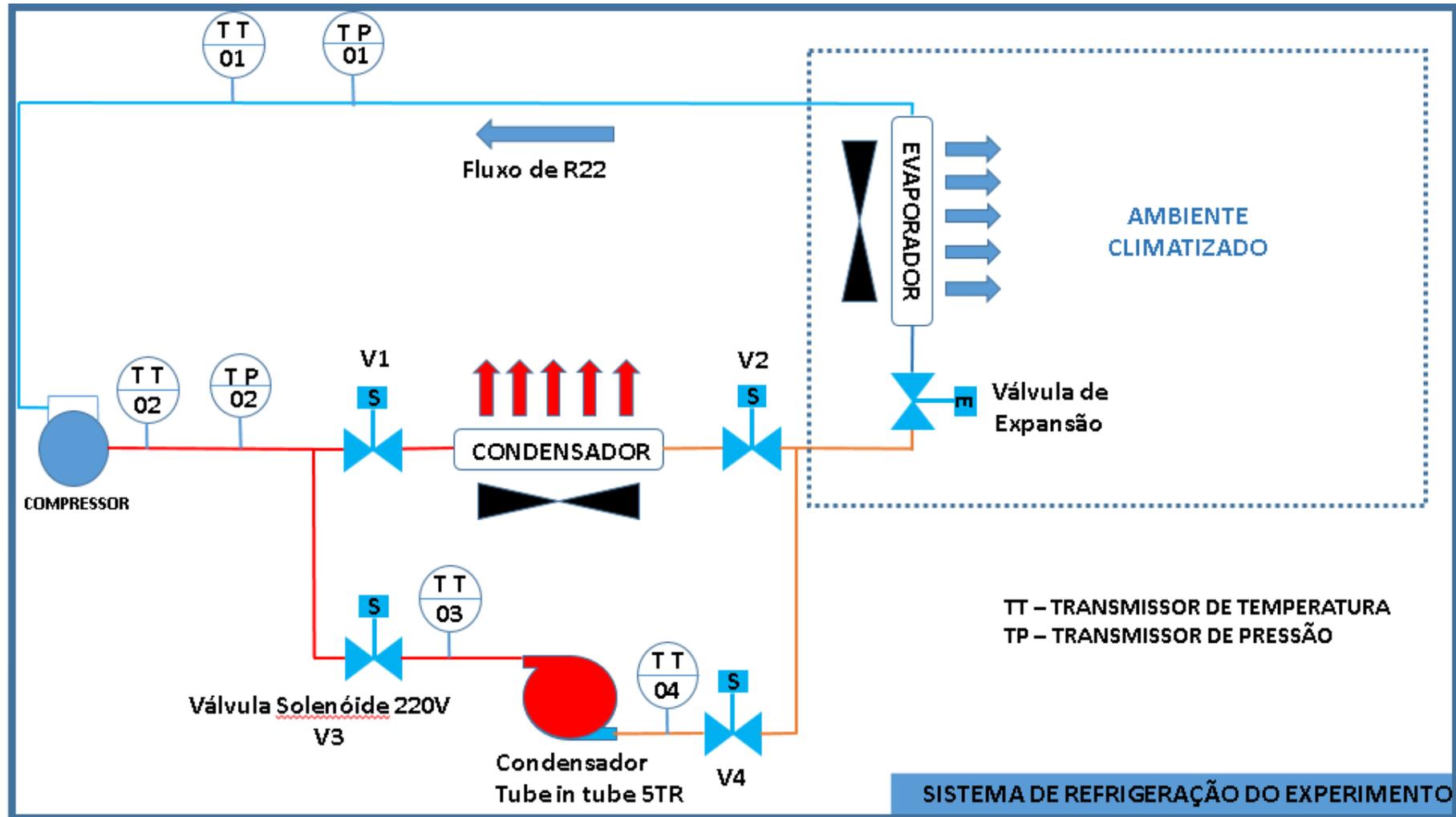


Figura 17 - Tubos concêntricos com fluxo em sentidos opostos

Fonte: O Autor, 2019.

Este protótipo experimental de refrigeração consta de vários componentes, tais como: um ar condicionado split (condensador + ventilador, evaporador + dispositivo de expansão e compressor scroll), condensador tube in tube para aquecimento de água, válvulas solenoides, bomba de circulação de água, inversor de frequência para controle de vazão da água, tanque de armazenamento de água quente, sistema de aquisição de dados, sistema supervisor, sensores de temperatura, sensores vazão e sensores pressão.

A capacidade nominal do protótipo é de 60.000 BTU/hr de refrigeração e utiliza R22 como fluido refrigerante, e no circuito secundário água como fluido de trabalho. O sistema em estudo foi construído e testado no IFPE -Campus Recife

3.2 ESPECIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Todos os equipamentos e partes que compõem o sistema foram especificados analisando a eficiência e a disponibilidade de aquisição com baixos custos; muitos deles foram cedidos pelo IFPE- Recife.

3.2.1 Especificação do ar condicionado

O ar condicionado escolhido para o experimento levou em consideração a robustez; e dentre os modelos disponíveis o split de 60.000 Btu/h foi o escolhido, por conta do seu compressor ser do tipo scroll. Compressores deste modelo são resistentes por possuírem poucas partes móveis, além de aceitarem um pouco de líquido em seu interior (efeito “slugging”), possuem o processo de compressão contínuo e estável, e isto promove maior eficiência na compressão.

3.2.2 Especificação do condensador

O trocador de calor (condensador) é o responsável por transferir para a água o calor retirado do ambiente; desta forma, o modelo de tubos concêntricos foi o mais bem avaliado. Na indústria, este tipo de trocador é muito usado por ser simples de construir, montar (basicamente tubos e juntas), e fazer manutenção (limpeza de incrustação). São flexíveis, bons

em aplicações de altas pressões e podem ser adicionados a outros trocadores em série ou paralelo.

A princípio, cogitou-se em construir o trocador de calor, devido à sua simplicidade, porém devido à não disponibilidade no mercado de tubos de cobre aletados, o que diminuiria muito o comprimento do trocador, tornou-se inviável a sua construção.

Finalmente encontrou-se um fabricante de condensadores de tubos concêntricos já empregados em sistemas de ar condicionado e bombas de calor de baixas vazões. O trocador tem capacidade calorífica de 5TR e é do tipo serpentina helicoidal com fluidos em contra fluxo (R22 e água), fabricados em tubo externo em aço carbono e tubo interno de cobre com aletas integrais tipo truffin (conformação das aletas no próprio tubo) 19 fios/pol (Figura 18), a tabela 1 contém as demais características do trocador de calor.

Figura 18-Condensador de tubo concêntrico



Fonte: O Autor, 2019.

Tabela 1 - Características do trocador de calor

Cap. Calorífica	Conexões Gás		Conexões Água		Dim. Gerais (mm)			Peso (Kg)
	Entr.	Saída	Entr.	Saída	Alt.	Comp.	Larg.	
5TR	5/8"	5/8"	7/8"	7/8"	210	330	330	10

Fonte: O Autor, 2019.

3.3 MONTAGEM DO CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO E HIDRÁULICO

Todo o sistema de refrigeração (condensador convencional, condensador tube in tube, compressor, válvula de expansão, evaporador, sistema de instrumentação e válvulas solenoides) foi montado de acordo com o esquema da Figura 17. As Figuras 19,20,21 e 22

mostram as etapas de montagem do circuito da bomba de calor, onde todas as conexões do circuito de refrigeração foram feitas com tubulação de cobre soldadas ou flangeadas.

No circuito de refrigeração foi necessário inserir:

- a) Pontos de medições de pressão de sucção e descarga (TP01 e TP02), ou seja, antes e depois do compressor;
- b) Pontos de tomadas de pressão de sucção e descarga para alimentar o pressostato, dispositivo que foi inserido no processo para proteger o compressor de variações na pressão não suportadas por ele (limites definidos pelo fabricante do compressor);
- c) Pontos de medição de temperatura do gás na sucção e descarga do compressor (TT01 e TT02);
- d) Pontos de medição de temperatura antes e depois do condensador tube in tube (TT03 e TT04);
- e) Pontos de inserção das quatro válvulas solenoides (V1, V2, V3 e V4);
- f) Ponto de inserção do tanque de líquido após o condensador tube in tube.

O circuito hidráulico para aquecimento de água é composto por tubulações de pvc de 25mm, válvulas tipo esfera, registro, conexões para acoplar as tubulações nos dois reservatórios de PVC com capacidade de 250 litros, cada (isolados com manta térmica de 4 cm de espessura).

No circuito hidráulico foi necessário inserir:

- a) Sensores de temperatura antes e depois do trocador de calor tube in tube;
- b) Sensor de vazão antes do condensador tube in tube;
- c) Bomba de água (380 V trifásica, 1/3 HP).

Figura 19 - Construção do sistema hidráulico e refrigerante



Fonte: O Autor, 2019.



Figura 20 - Construção do sistema hidráulico e refrigerante

Fonte: O Autor, 2019

Figura 21 - Construção do sistema refrigerante



Fonte: O Autor, 2019.

Figura 22 - Imagem do momento da inserção do R22



Fonte: O Autor, 2019.

3.4 SENSORES E INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS

O protótipo construído está instrumentado com os seguintes sensores:

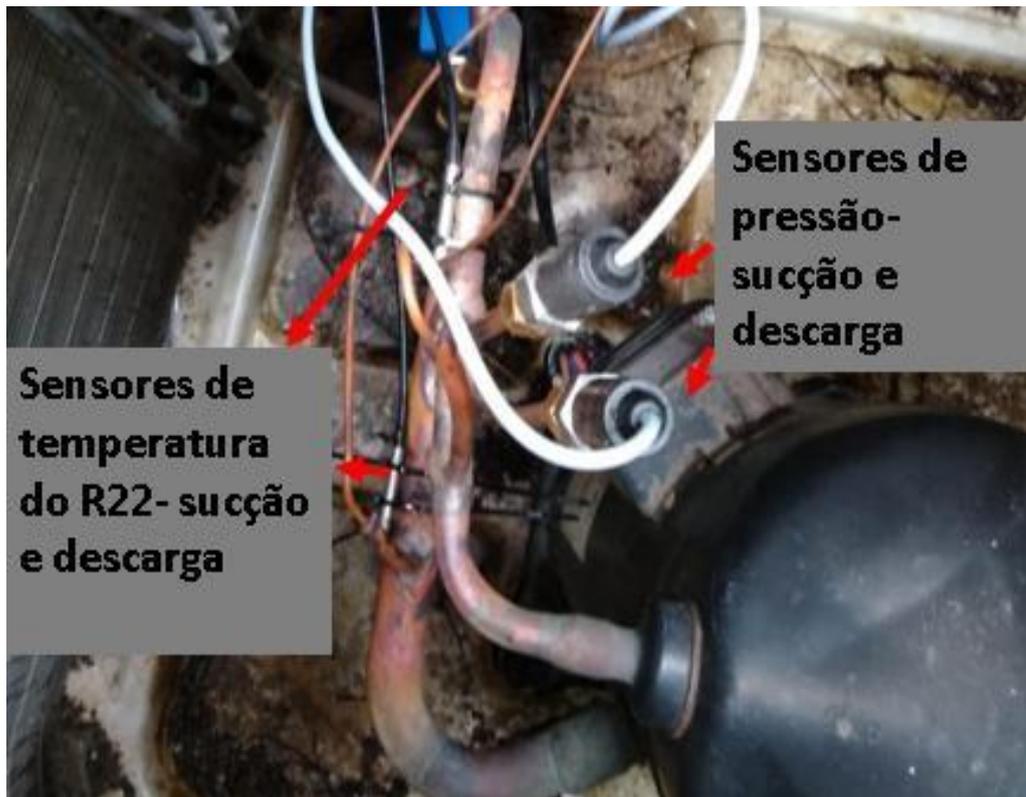
- a) Sensores de temperatura do tipo NTC (Figuras 23,24 e 25) com cabo de poliéster termoplástico e isolamento individual com range de temperatura de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $105\text{ }^{\circ}\text{C}$, instalados para medição das temperaturas de descarga e de sucção do compressor, entrada e saída do R22 no condensador tube in tube, entrada e saída da água no condensador tube in tube e temperatura ambiente;
- b) Transdutores de pressão SB69 da Fullgauge de 0 a 200 psi e de 0 a 500 psi, produzidos em aço inox com operação em $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $80\text{ }^{\circ}\text{C}$; possuem conexão de 1/4 de polegada SAE macho para tubo flangeado, tem sinal de saída em tensão 0,5 a 4,5 Vdc e em corrente de 4 a 20mA, utilizados para medir pressão de descarga e de sucção;
- c) Sensor de vazão para medição do fluxo de água que passa pelo trocador de calor;
- d) Multímetro de grandezas elétricas para medição da corrente elétrica do fabricante Extech, modelo 380942;
- e) Os instrumentos de aquisição de dados (Data Logger) utilizados foram o PCT 3001 da Fullgauge, que possuem 6 entradas para sensores de temperatura e 4 para transdutores de pressão.

Figura 23 - Conexão do sensor de temperatura na tubulação de pvc



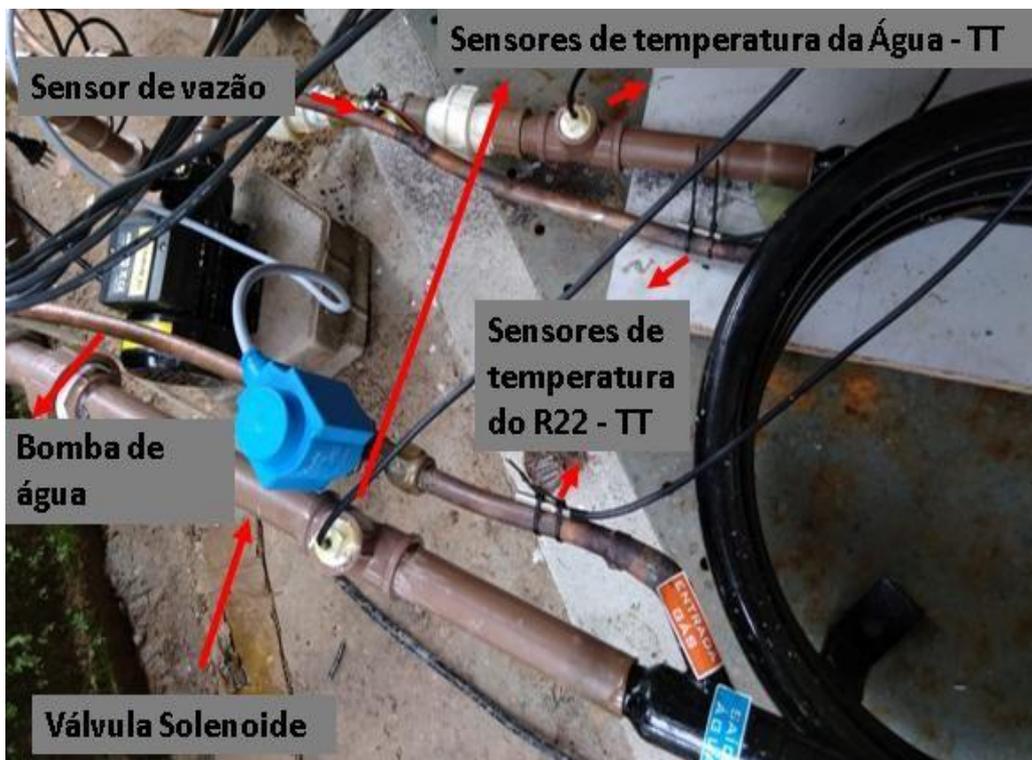
Fonte: O Autor, 2019.

Figura 24 - Inserção de sensores de temperatura e pressão



Fonte: O Autor, 2019.

Figura 25 - Inserção de sensores de temperatura e vazão



Fonte: O Autor, 2019.

A tabela 2 menciona a exatidão e incerteza de cada sensor.

Tabela 2 - Incertezas dos sensores e equipamentos

Instrumento	Exatidão (%)	Incerteza (\pm)
Transdutor de pressão	0.02	0.2
Termistor NTC	0.1	0.1
Data logger	0.1	0.1
Multímetro (corrente elétrica A)	0.1	0.1
Sensor de vazão	10	-
Calibrador do NTC	0.1	0.1

Fonte: O Autor, 2019.

3.5 SISTEMA SUPERVISÓRIO

Para sistema de supervisório foi escolhido o software Sitrad Pro da Fullgauge, que tem compatibilidade com os equipamentos de medição instalados, e tem a possibilidade de gerenciamento à distância com coleta de dados e geração de gráficos das variáveis medidas. Para a conversão dos dados dos sensores de temperatura ao software Sitrad, foi necessário a utilização do aparelho CONV32, Figura 26, responsável por realizar a comunicação entre os PCT-3001, Figura 27, e o computador, por meio de cabo USB.

Figura 26 - Imagem do CONV 32



Fonte: O Autor, 2019.

Figura 27 - Imagem do PCT 3001



Fonte: O Autor, 2019.

3.6 FUNCIONAMENTOS DA BOMBA DE CALOR

O sistema de refrigeração pode funcionar de duas formas:

- a) Forma convencional de funcionamento (como ar condicionado), onde o evaporador retira calor do ambiente interno a ser refrigerado e o condensador aletado, auxiliado por um ventilador, troca esse calor por meio de convecção com o ambiente externo;
- b) Forma dual, onde evaporador continua retirando calor do ambiente interno, enquanto o condensador “tube in tube”, auxiliado por uma bomba, troca calor por condução com a água, resultando no aquecimento da mesma.

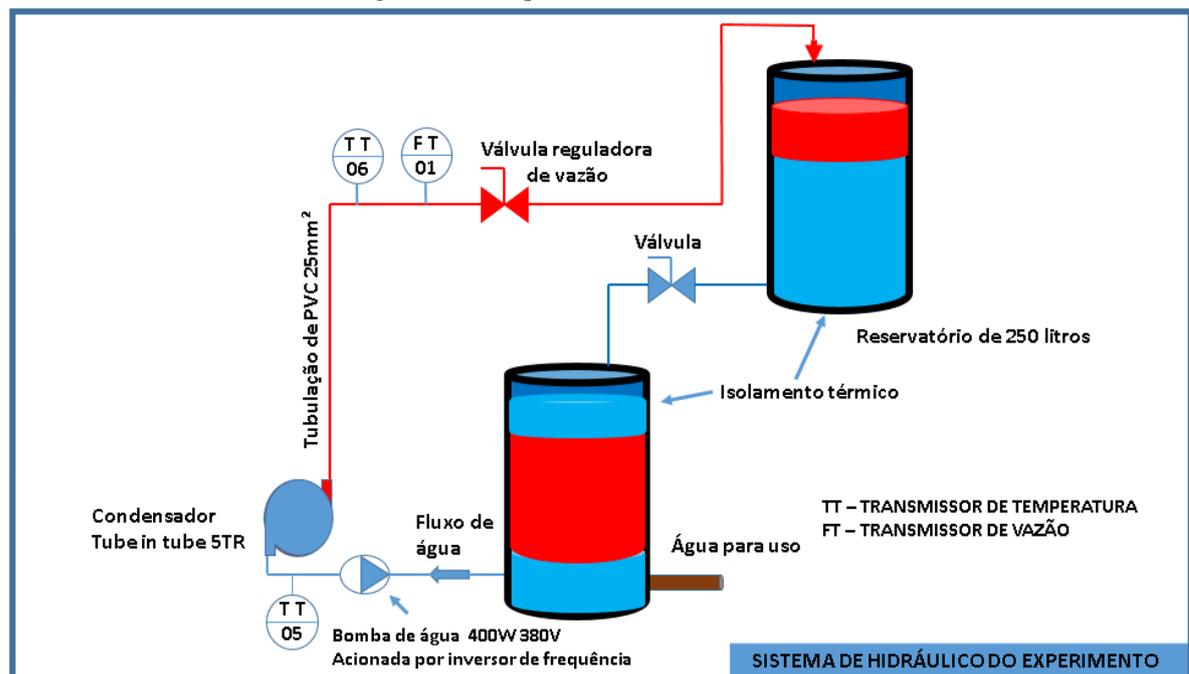
Na forma 1, as válvulas solenoides 1 e 2 representadas na Figura 17 estão abertas, permitindo que o fluxo do R22 siga seu percurso convencional de operação, enquanto as válvulas 3 e 4 estão fechadas.

Na forma 2, as válvulas 3 e 4 também se abrem, colocando o condensador tube in tube em paralelo com o condensador original do split, permitindo que o fluxo do R22 passe por ambos condensadores.

O sistema hidráulico (Figura 28) possui uma bomba trifásica que faz circular 500 litros de água à temperatura ambiente, que se encontra em um reservatório (Tanque 1) pelo tube in tube, onde ela trocará calor com o gás refrigerante R22, aquecendo e sendo armazenada em

outro reservatório (Tanque 2) de 250 litros, cheio de água à temperatura ambiente. O Tanque 2 está acima do nível do Tanque 1 e conectados por tubulação de PVC, fazendo com que, por gravidade, exista a recirculação da água; ambos os tanques estão isolados termicamente. Inicialmente, à medida que a sucção da bomba retira água à temperatura ambiente do fundo do Tanque 1 e bombeia para a parte superior do Tanque 2, por gravidade, a água da parte inferior do tanque 2 entra novamente na parte superior do Tanque 1, fechando a recirculação para análise dos dados.

Figura 28 - Esquema do sistema hidráulico



Fonte: O Autor, 2019.

3.7 COMPONENTES ELÉTRICOS DO EXPERIMENTO

O sistema elétrico do experimento é constituído por:

- a) Disjuntores de proteção;
- b) Contatores para acionamento das cargas (compressor, válvulas solenoides, bomba de água, ventilador do condensador e do evaporador, aquisição de dados);
- c) Inversor de frequência para controle da vazão da bomba;
- d) Pressostato para proteção do compressor;
- e) Cabos elétricos;
- f) Conectores;

3.8 PROCEDIMENTOS PARA INICIALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO

Para que o experimento pudesse ser executado de forma confiável, as seguintes etapas foram concluídas:

- a) Especificação e aquisição dos equipamentos envolvidos no processo;
- b) Especificação e calibração dos sensores;
- c) Montagem dos circuitos de refrigeração (alimentação do circuito de refrigeração com o gás refrigerante R22) e hidráulico;
- d) Alimentação do circuito de refrigeração com o gás refrigerante (R22);
- e) Montagem do sistema de instrumentação e integração com o sistema supervisor / armazenamento de dados;
- f) Montagem do sistema de controle (comando elétrico);
- g) Verificação de vazamento no sistema de refrigeração;
- h) Verificação de vazamento no sistema hidráulico.

3.9 INICIALIZAÇÕES DO EXPERIMENTO

Inicialmente, o experimento cujo fluxograma pode ser visto na Figura 17 funcionou na Forma 1 (forma convencional, apenas ar condicionado), e para isso, o quadro de comando foi energizado e o seguinte fluxo lógico foi executado:

- a) Energização das válvulas V1 e V2;
- b) Energização do evaporador programado para temperatura de 23°C;
- c) Energização do compressor.

Realizado esses procedimentos, os dados de pressão e temperatura do R22 nos pontos indicados na Figura 17 foram acompanhados em tempo real e coletados através do sistema supervisor, com o objetivo de determinar o COP (coeficiente de performance do sistema). Foram coletados dados do aparelho de ar-condicionado funcionando com sua configuração de fábrica (Forma 1), por um período de aproximadamente 13 minutos (tempo necessário para o ambiente atingir a temperatura próxima dos 23 graus Celsius).

Após a coleta dos dados do experimento funcionando na Forma 1, o experimento foi realizado na Forma 2 (modo em que a bomba de calor é acionada), e para isso a seguinte lógica foi executada:

- a) Energização das válvulas V1, V2, V3 e V4

- b) Energização do evaporador programado para temperatura de 23°C
- c) Energização da bomba de água através do inversor de frequência programado para trabalhar na frequência que garantisse a menor vazão suportada pela bomba
- d) Energização do compressor

Feito isso, os dados de pressão e temperatura do R22 e da água nos pontos indicados na Figura 28 foram acompanhados em tempo real e coletados através do sistema supervisor, com objetivo de determinar o COP, agora funcionando também como bomba de calor.

Os dados foram coletados por um período de aproximadamente 2 horas e 45 minutos (tempo necessário para o ambiente atingir a temperatura próxima dos 23 graus Celsius).

3.10 PROCEDIMENTO PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE DESEMPENHO (COP)

Com o objetivo de determinar a alteração na desempenho do refrigerador causada pelo novo arranjo de trocadores de calor que permita obter água quente, simultaneamente à climatização de um ambiente, foi comparado o COP elétrico do aparelho de ar condicionado antes e depois da adição de um condensador tube in tube que aquece 500 litros de água que foi armazenada em dois reservatórios de 250 litros, cada.

O coeficiente de performance é por definição a razão entre a taxa de calor absorvida pelo sistema de refrigeração no evaporador (\dot{Q}_{ev}) e a potência demandada pela unidade condensadora (\dot{W}_{uc}), como mostrado na equação a seguir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{uc}} \quad (1)$$

Para determinar \dot{Q}_{ev} tem-se que:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m} * (h_1 - h_4) \quad (2)$$

Onde h_4 é a entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador, h_1 é a entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador, e \dot{m} é a vazão mássica do fluido refrigerante no ciclo. Considerando a válvula de expansão ideal, tem-se que a entalpia do fluido refrigerante não muda ao passar pela válvula de expansão; sendo assim tem-se que:

$$h_4 = h_3 \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m} * (h_1 - h_4) \quad (4)$$

Onde h_3 é a entalpia do fluido refrigerante antes do fluido passar pela válvula de expansão

A média dos valores para grandezas termodinâmicas de alguns estados do fluido refrigerante é mostrada na Tabela 3, a seguir.

Tabela 3 - Média das medições

Grandezas	Valores
Temperatura de sucção	18,79 °C
Pressão de sucção	55,64 PSI
Temperatura de descarga	90,60 °C
Pressão de descarga	246,84 PSI
Temperatura da saída do condensador	38,80 °C

Fonte: O Autor, 2019.

Consultando os dados da literatura (MORAN & SHAPIRO, 2002) para o refrigerante R-22, admitindo que a troca de calor no condensador é um processo isobárico, e considerando o líquido condensado como saturado tem-se os seguintes valores apresentados na Tabela 4:

Tabela 4 - Entalpias

Entalpia	Valores
h_1	264,9 KJ/kg
h_2	302,2 KJ/kg
h_3	104,6 KJ/kg

Fonte: O Autor, 2019.

Sendo h_2 a entalpia do fluido refrigerante na descarga de compressor, estima-se a vazão mássica do ciclo.

$$\dot{W}_c = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (5)$$

Onde \dot{W}_c é a potência do compressor (4240W, calculada pela corrente nominal medida, Figura 29). Isolando \dot{m} e substituindo em 4 tem-se que:

Potência do compressor é dada pela equação:

$$P_c = \sqrt{3} * V * I * \eta \quad (6)$$

Onde:

$\sqrt{3}$ é uma constante aplicada a sistemas trifásicos

V é a tensão de alimentação do compressor

I é a corrente elétrica nominal do compressor

η é o fator de potência do compressor

$$P_c = 1,73 \cdot 380 \cdot 7 \cdot 0,92 \cong 4240W$$

$$\dot{Q}_{ev} = \frac{\dot{W}_c * (h_1 - h_2)}{(h_2 - h_1)} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \frac{4240 * (264,9 - 104,6)}{(302,2 - 264,9)} = 18221,8W$$

Contudo, a potência da unidade condensadora não se resume ao compressor, contando ainda com um ventilador de 300W. Sendo assim:

$$\dot{W}_{uc} = 4540 W$$

$$COP = \frac{18221,8}{4540} = 4,01$$

Figura 29 - Medição da corrente elétrica do compressor



Fonte: O Autor, 2019.

Com o protótipo funcionando também como bomba de calor, foi necessário calcular o COP dual do sistema constituído, da máquina trabalhando como ar condicionado e também como bomba de calor. Com o novo arranjo têm-se dois condensadores em paralelo.

As médias das variáveis termodinâmicas em regime permanente (excluindo os primeiros 20 minutos de experimento) estão mostradas na Tabela 5.

Tabela 5 - Média das medições

Grandezas	Valores
Temperatura de descarga	90,64 °C
Temperatura de sucção	21,29 °C
Temperatura de saída do cond. de fábrica	32,90 °C
Temperatura de saída do cond. tube in tube	43,17 °C
Variação de temperatura da água no cond.	11,24 °C
Pressão de descarga	241,79 PSI
Pressão de sucção	56,33 PSI

Fonte: O Autor, 2019.

Consultando os dados da literatura (MORAN & SHAPIRO, 2002) para o refrigerante R-22, admitindo que a troca de calor no condensador é um processo isobárico, e que o líquido condensado é saturado (para a pressão de descarga, a temperatura de saturação é pouco maior do que a temperatura de saída do condensador tube in tube) tem-se as entalpias no circuito apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Entalpias

Entalpia	Valores
h_1	264,5 KJ/kg
h_2	303,3 KJ/kg
h_{3F}	101,2 KJ/kg
h_{3tt}	101,2 KJ/kg

Fonte: O Autor, 2019.

Seguindo o mesmo procedimento do cálculo do COP elétrico para o arranjo de fábrica tem-se que:

$$\dot{Q}_{ev} = \frac{4240 * (264,5 - 101,2)}{(303,3 - 264,5)} = 17845,2 \text{ W}$$

Contudo, a potência da unidade condensadora não se resume ao compressor, contando ainda com um ventilador de 300W, e de uma bomba d'água de 400W. Sendo assim:

$$\dot{W}_{uc} = 4940 \text{ W}$$

$$COP_{AC} = \frac{17845,2}{4940} = 3,61$$

Coma bomba de calor, o coeficiente de performance é definido como:

$$COP = \left| \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{uc}} \right| \quad (8)$$

Onde \dot{Q}_{cond} é a taxa de calor liberada pelo ciclo em uma fonte quente por meio de um condensador, no caso:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_a * c_p * \Delta T \quad (9)$$

Onde \dot{Q}_{cond} é a taxa de calor liberada pelo ciclo em uma fonte quente por meio de um condensador, no caso:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_a * c_p * \Delta T \quad (10)$$

Onde \dot{m}_a é a vazão mássica da água que passa pelo tube in tube (aferida em 0,0417 kg/s), c_p é o calor específico da água (4186 J/kg.K), e ΔT é a variação da temperatura da água entre a saída e entrada do condensador. Sendo assim:

$$\dot{Q}_{cond} = 0,0417 * 4186 * 11,24 = 1962 \text{ W}$$

$$COP_{BC} = \frac{1962}{4940} = 0,40$$

3.11 ANÁLISE DAS INCERTEZAS

Uma dada variável calculada por meio de diversas variáveis experimentais sofre uma propagação de erro devido à incerteza em cada uma das medidas.. Então, a estimativa da incerteza no resultado é calculada com base nas incertezas nas medições primárias (HOLMAN, 2011). O resultado R é uma função dada das variáveis independentes $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, ..., x_n . Portanto:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (11)$$

Seja U(R) a incerteza no resultado R, e U1, U2, ..., Un, as incertezas nas variáveis independentes. Então a incerteza no resultado pode ser dada por:

$$U(R) = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \cdot U_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \cdot U_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot U_n\right)^2} \quad (12)$$

E a incerteza relativa Urel(R) no resultado pode ser calculada segundo a expressão:

$$U_{rel}(R) = \sqrt{\left(\frac{x_1}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_1} \cdot \frac{U_1}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{x_2}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_2} \cdot \frac{U_2}{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{R} \cdot \frac{\partial R}{\partial x_n} \cdot \frac{U_n}{x_n}\right)^2} \quad (13)$$

A estimativa da incerteza pode ser feita considerando os erros dos instrumentos, a variação da medição e os erros de calibração. Com base nessas incertezas, a incerteza dos valores do COP, foi obtida para cada uma das configurações analisada, apresentada na Tabela 7 a seguir:

Tabela 7 - Incertezas

Configuração	COP	U(COP)	Urel(COP)
Refrigeração Arranjo 1	4,01	0,058	1,46 %
Refrigeração Arranjo 2	3,61	0,053	1,46 %
Bomba de Calor	0,40	0,040	10,0 %

Fonte: O Autor, 2019.

3.12 SIMULAÇÕES UTILIZANDO O SOFTWARE EES

O software EES - Engineering Equation Solver – é uma ferramenta muito utilizada para resolver problemas de termodinâmica, permitindo ao usuário resolver equações matemáticas de alto nível, além de ter em sua biblioteca propriedades termodinâmicas para muitas substâncias.

Após realizado o experimento e analisado os dados medidos, foi possível inseri-los no software EES, com o objetivo de provocar variações nos diversos componentes do sistema e realizar uma análise paramétrica. Se essas análises fossem realizadas experimentalmente, demandariam muito tempo e custos adicionais para modificações das características físicas dos diversos componentes (parâmetros).

Dentre as simulações, podem ser citadas:

- a) Variação da temperatura do evaporador;
- b) Variação da temperatura do condensador;
- c) Variações da capacidade calorífica do condensador tube in tube;
- d) Eficiência isentrópica do compressor;
- e) Variação do tipo fluido refrigerante.

Para a análise dos dados foi necessário inserir no EES todas as variáveis medidas no experimento e as equações que modelam a bomba de calor, que podem ser vistas no Apêndice A. Para as situações impostas nessas simulações, a vazão mássica da água que passa pelo tube in tube manteve-se inalterada, exceto quando houve a variação da capacidade térmica do condensador tube in tube.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados e discussões do experimento e simulações serão abordados nesse tópico.

4.1 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS

A tabela 8 resume os coeficientes de performance da máquina trabalhando no arranjo original e o COP da máquina trabalhando com o novo arranjo; esses valores permitiram analisar separadamente a eficiência da máquina quando utilizada no modo dual, aquecendo água e refrigerando o ambiente. Sendo assim, podendo somar os valores da eficiência do ar condicionado e da bomba de calor, tem-se um COP Global do sistema, conforme apresentado na Tabela 8, a seguir.

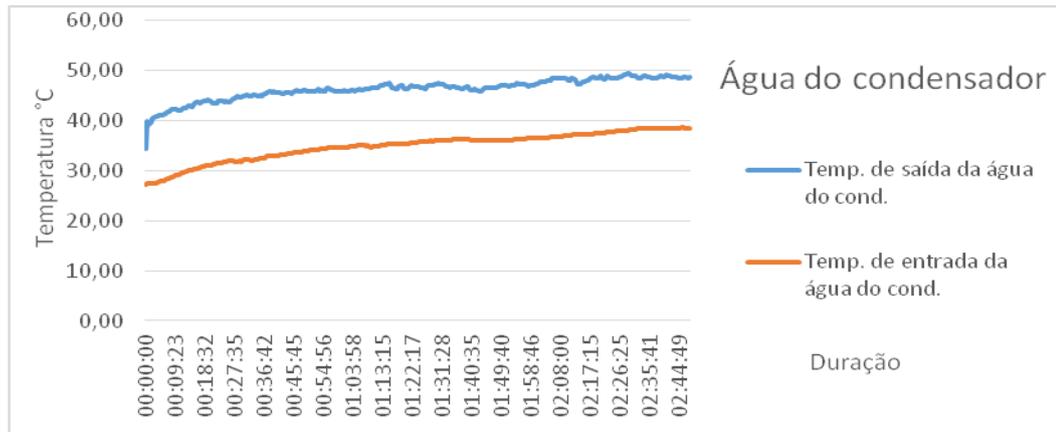
Tabela 8 - Resumo dos coeficientes de performance

<i>COP</i>	<i>COP_{AC}</i>	<i>COP_{BC}</i>
4,0	3,6	0,4

Fonte: O Autor, 2019.

No gráfico da Figura 30 pode-se observar que a temperatura da água na saída do tube in tube sobe à medida que a temperatura da entrada também sobe; a temperatura máxima aferida na saída do trocador de calor foi próxima de 49,2°C e a média do $\Delta T = 11,24$ °C; esta temperatura está relacionada à configuração de recirculação de água imposta ao sistema. O volume de 500 litros de água passou pelo trocador de calor por aproximadamente duas horas e cinquenta e cinco minutos, enquanto a temperatura do ambiente (sala com dimensões de 6x8x3 m) manteve-se em torno de 23°C.

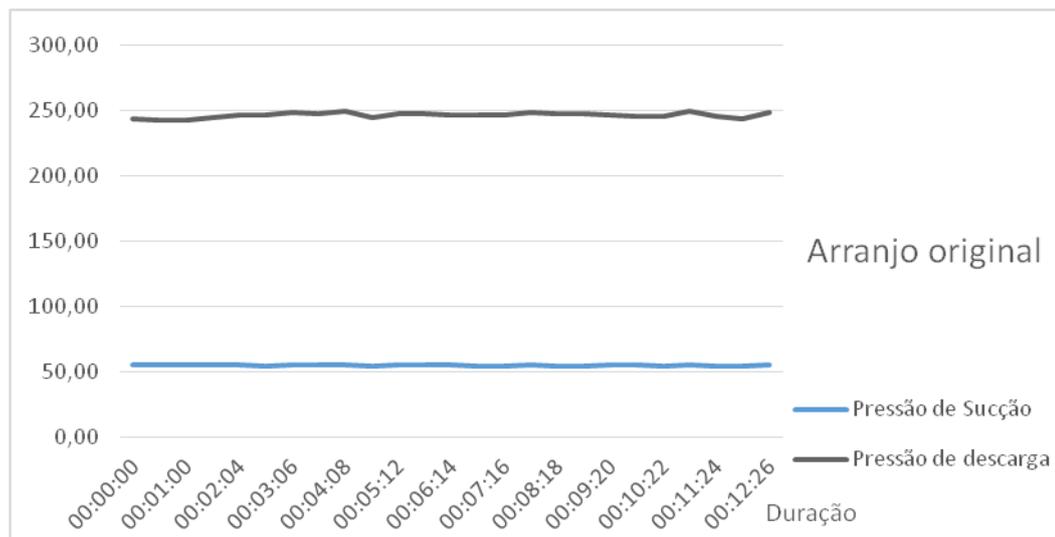
Figura 30 - Gráfico das temperaturas da água



Fonte: O Autor, 2019.

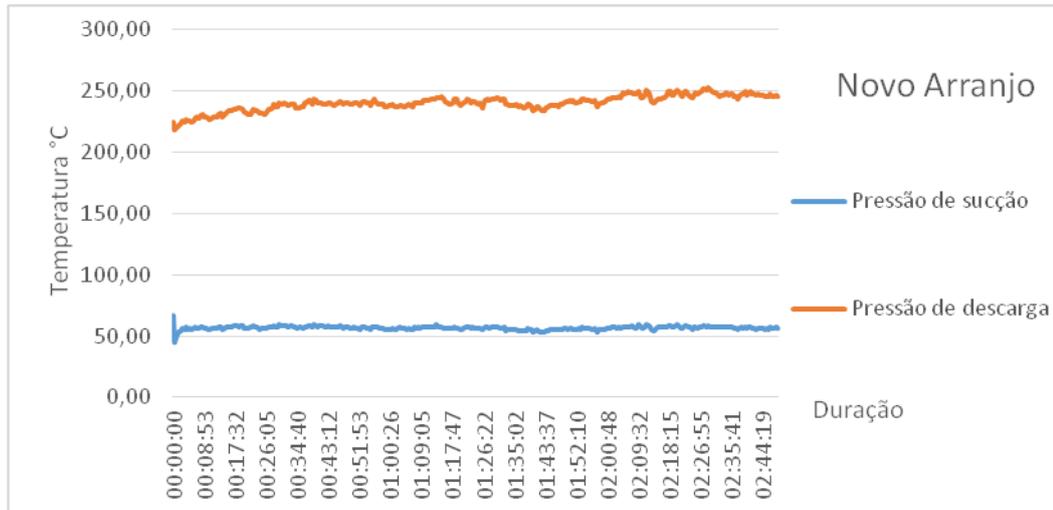
Nas Figuras 31 e 32 os gráficos mostram como se comportam as pressões de sucção de descarga; nota-se que, no novo arranjo, elas não se comportam de forma tão linear quanto no arranjo original, apresentando pequenas variações, quando comparadas com a primeira; essa característica está relacionada à inserção de um novo condensador ao sistema, porém não é avaliada como prejudicial ou insegura para o funcionamento do sistema, pois os valores, apesar de variarem, são bem próximos do arranjo original.

Figura 31 - Gráfico das pressões no arranjo original



Fonte: O Autor, 2019.

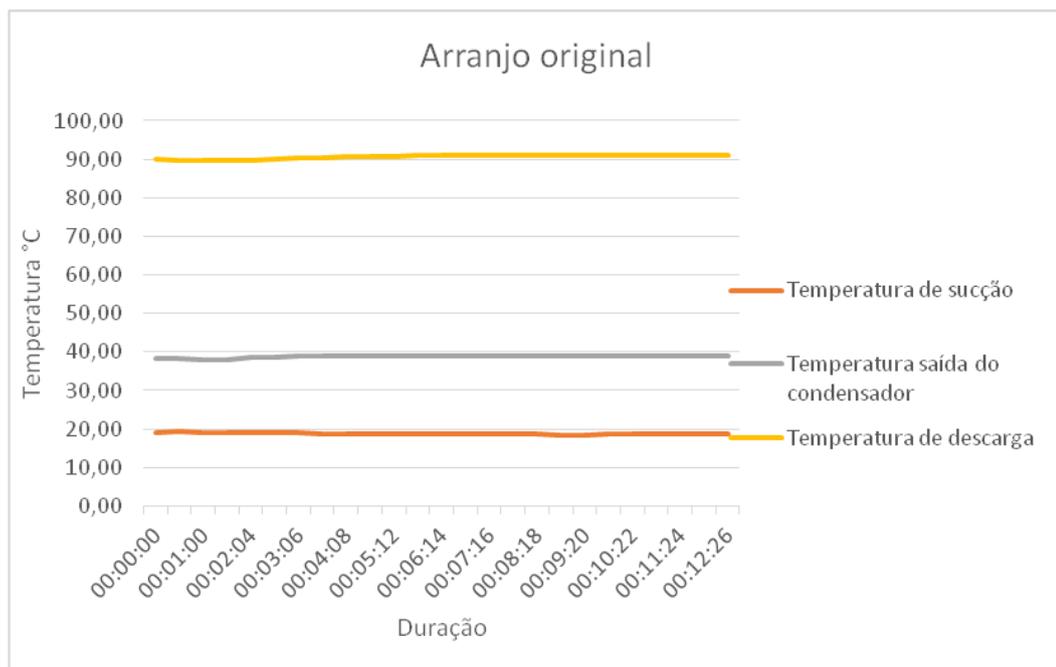
Figura 32 - Gráfico das pressões no arranjo bomba de calor



Fonte: O Autor, 2019.

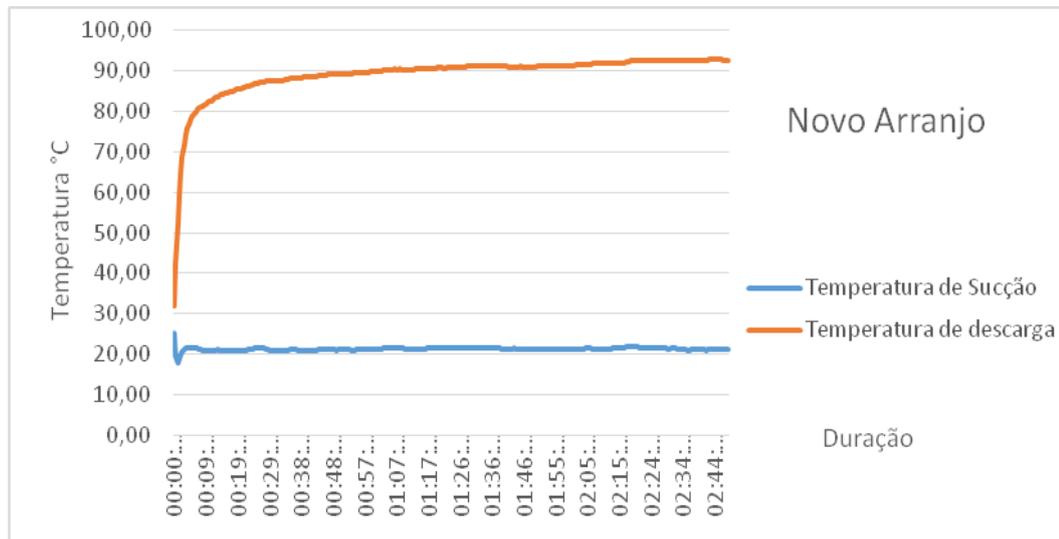
Da mesma forma, as temperaturas do gás na sucção e descarga são analisadas criteriosamente; a temperatura de descarga (Figuras 33 e 34) não pode passar dos 135 °C, sendo um fator de restrição no projeto; caso o fluido refrigerante chegue a esta temperatura, pode ocorrer a polimerização do óleo, deixando-o escuro e podendo se transformar em pó, danificando o sistema.

Figura 33 - Gráfico das temperaturas do arranjo original



Fonte: O Autor, 2019.

Figura 34 - Gráfico das temperaturas no arranjo bomba de calor



Fonte: O Autor, 2019.

Além dos resultados apresentados acima, com base no estudo dos artigos de CHAIWONGSA, 2011 e SIRICHAROENPANICH, 2019, citados no referencial teórico, devido à similaridade entre os dois sistemas e o proposto neste trabalho, os seguintes comportamentos podem ser esperados para o sistema proposto:

- a) Aumento do COP com o aumento da vazão;
- b) Aumento do COP da bomba de calor com o aumento da diminuição interna desejada para a sala.

4.2 ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

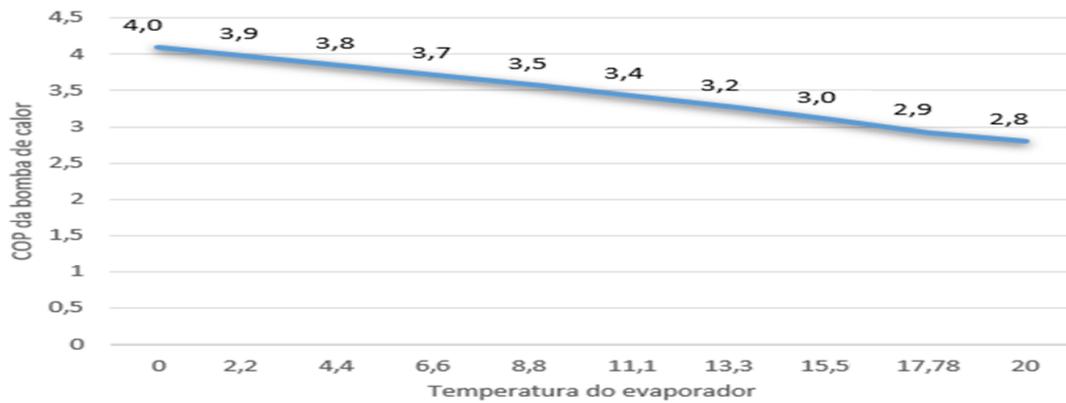
As simulações realizadas através do software EES trouxeram resultados ¹concordantes com as características reais do equipamento; dentre as variações provocadas no sistema pode-se destacar como principais resultados o COP da bomba de calor e o COP de refrigeração, observando que não se pode ter a melhoria de um sem ter perda no outro, para todas as situações provocadas.

As figuras 35 e 36 representam os gráficos referentes às variações da temperatura (de 0°C a 20°C) do evaporador e o COP da bomba de calor e de refrigeração. Observa-se que, quanto maior a temperatura desejada no evaporador, menor é o COP da bomba de calor; esse resultado está ligado à quantidade de potência injetada no compressor, que passa a ser menor

¹ As tabelas com todos os resultados referentes às simulações encontram-se no Apêndice B.

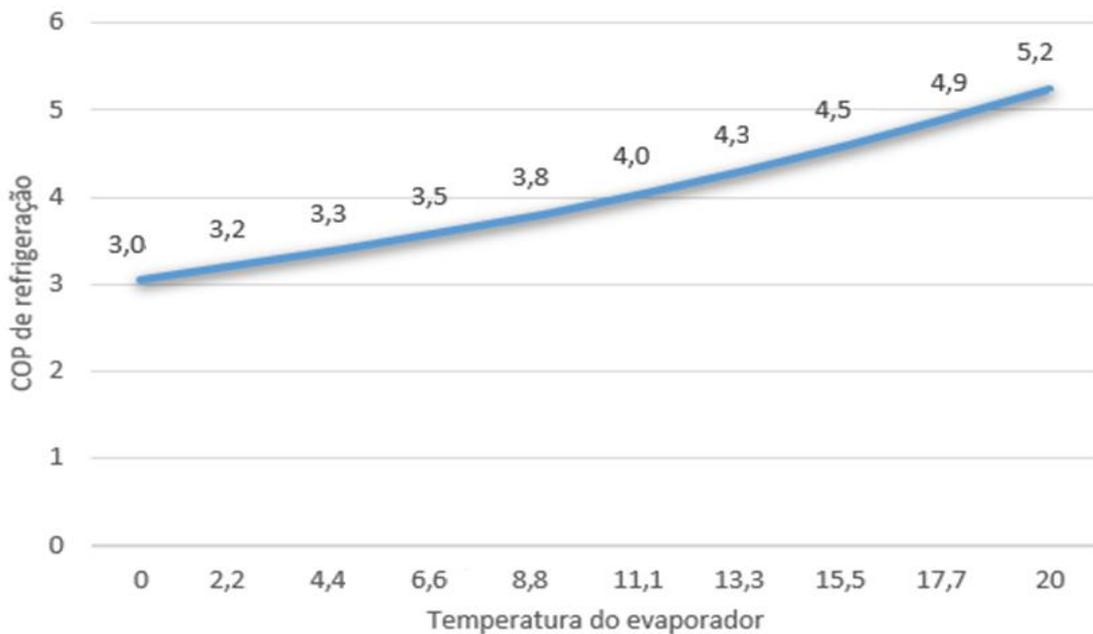
na condição em que se tem uma maior temperatura no evaporador e, conseqüentemente, no ambiente refrigerado.

Figura 35 - COP da bomba de calor



Fonte: O Autor, 2019.

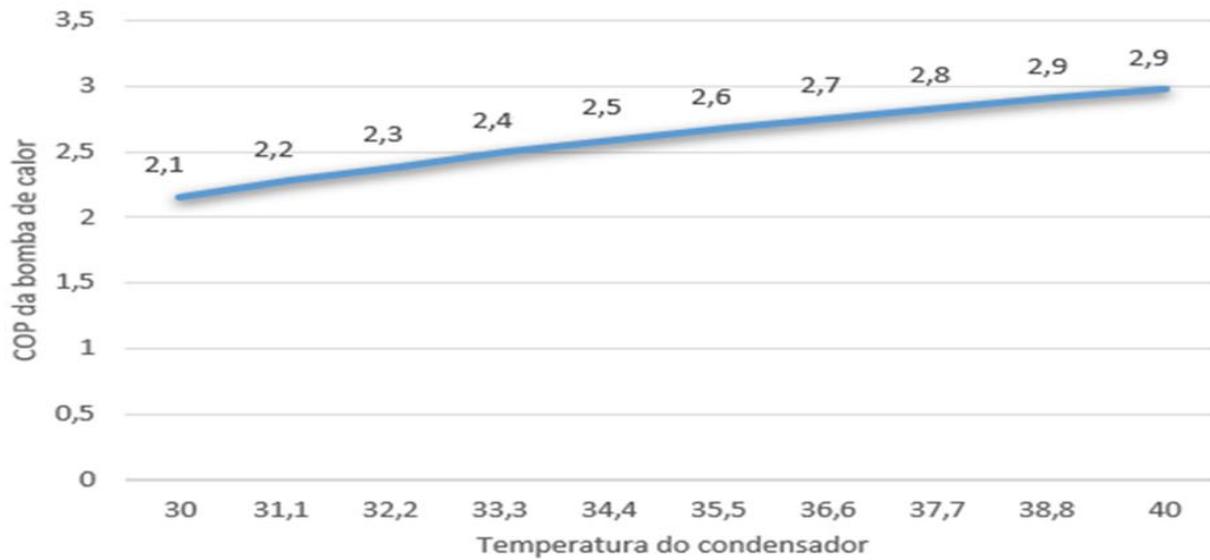
Figura 36 - COP de refrigeração



Fonte: O Autor, 2019.

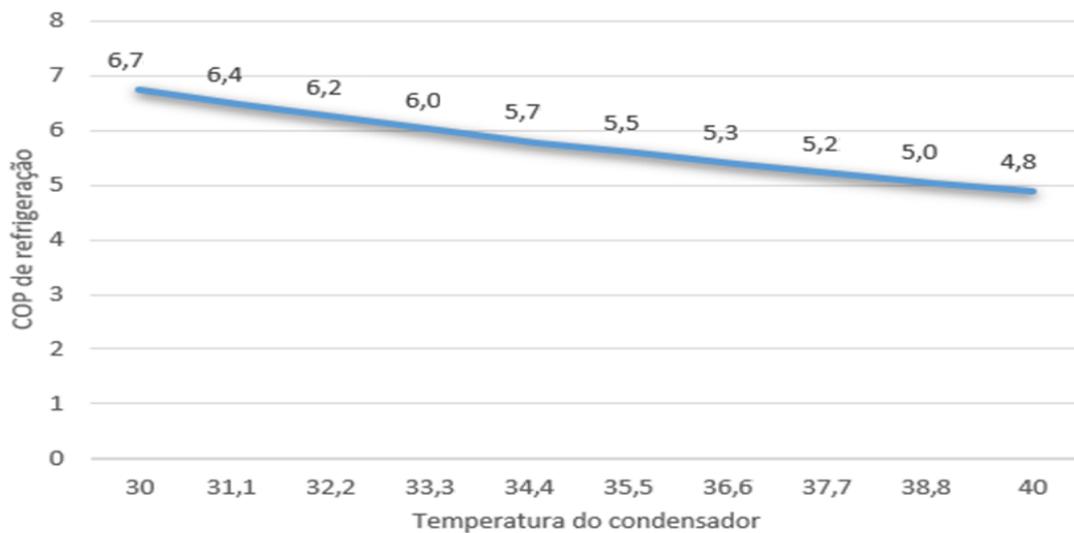
As figuras 37 e 38 representam os gráficos referentes às variações da temperatura do condensador (de 30°C a 40°C) e o COP da bomba de calor e de refrigeração. Observa-se que quanto maior a temperatura desejada no condensador, maior é o COP da bomba de calor; esse resultado está ligado à quantidade de potência injetada no compressor, que passa a ser maior na condição em que se tem uma maior temperatura no condensador e, conseqüentemente, na água aquecida.

Figura 37 - COP da bomba de calor



Fonte: O Autor, 2019.

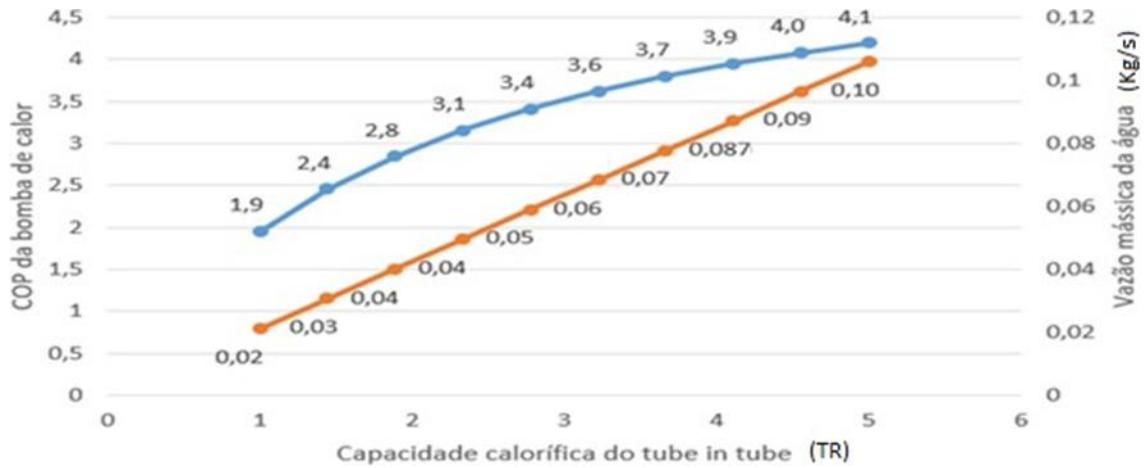
Figura 38 - COP de refrigeração



Fonte: O Autor, 2019.

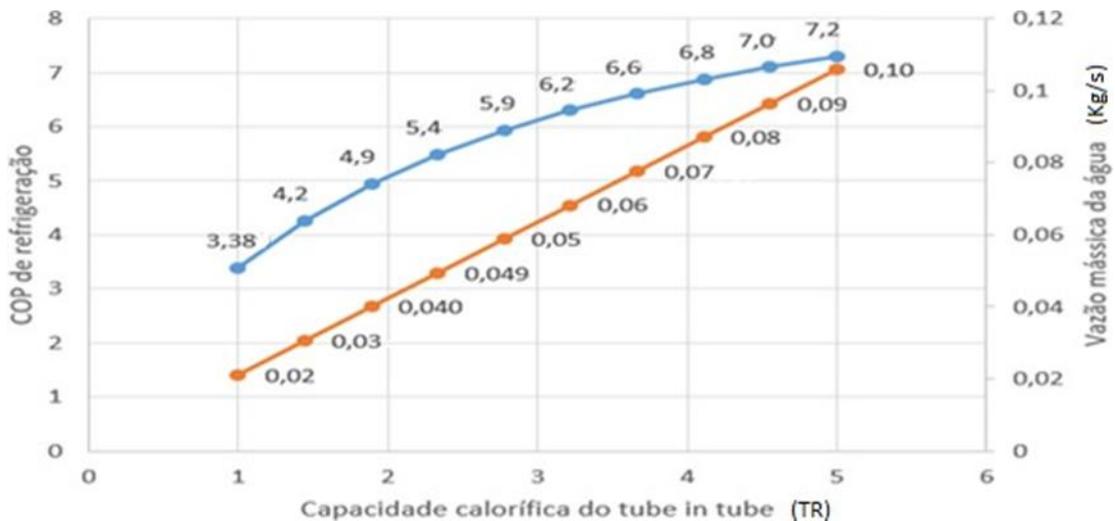
As figuras 39 e 40 representam os gráficos referentes às variações da capacidade calorífica do condensador (de 1 a 5 TR), e o COP da bomba de calor e de refrigeração. Observa-se que quanto maior a capacidade calorífica do tube in tube, maior o rendimento do equipamento; no entanto, a vazão mássica da água que passa pelo tube in tube deve acompanhar esse crescimento, sendo observada no eixo secundário dos gráficos que mostram a vazão requerida, para que se tenha um coeficiente de performance melhor para o sistema.

Figura 39 - Gráfico da variação do COP_{bc} x capacidade calorífica acompanhados pela vazão mássica da água



Fonte: O Autor, 2019.

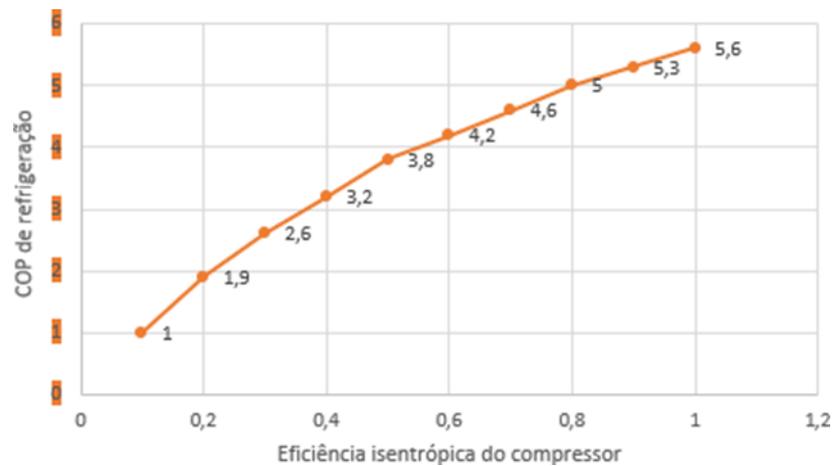
Figura 40 - Gráfico da variação do COP_{ref} x capacidade calorífica acompanhados pela vazão mássica da água



Fonte: O Autor, 2019.

O gráfico da figura 41 refere-se à variação da eficiência isentrópica do compressor, pois não foi possível coletar essa informação do compressor do experimento. A simulação mostrou que para o COP do sistema de refrigeração, o rendimento isentrópico do compressor influencia muito por depender diretamente da qualidade da compressão do gás refrigerante.

Figura 41 - Comportamento do sistema quanto à eficiência isentrópica do compressor



Fonte: O Autor, 2019.

Através da tabela da Figura 42, que relaciona a variação da eficiência do compressor e outras variáveis do processo, pode-se observar que para o COP elétrico de refrigeração calculado neste trabalho, que foi 3,6, estima-se por simulação que a eficiência do compressor será um pouco menor que 0,7, porém essa análise não pode ser feita com relação ao COP da bomba de calor, por ser uma variável que depende de outras condições, como temperatura do evaporador e vazão da água.

Figura 42 - Variação da eficiência isentrópica do compressor

	Variação da capacidade do Condensador Tube in Tube				Eficiência do Compressor			Variação da Temperatura do evaporador				Variação da Temperatura do condensador				Variação do Refrigerante	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	η_{comp}	COP_{bc}	$COP_{bc,ele}$	COP_{global}	$COP_{global,ele}$	COP_{ref}	$COP_{ref,ele}$	\dot{W}_{com}	$\dot{W}_{com,ele}$	\dot{Q}_{con}	$\dot{Q}_{con,total}$	\dot{Q}_{eva}	\dot{Q}_{tubo}	\dot{m}_{agua}	\dot{m}_{con}	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_{tubo}
Run 1	0,1	12,17	1,437	13,23	1,563	1,061	0,1253	1,726	17,26	1,969	27,35	2,212	25,38	0,04171	0,006782	0,01356	0,006782
Run 2	0,2	8,071	1,996	10	2,474	1,934	0,4782	1,105	5,525	1,969	13,79	2,833	11,82	0,04171	0,008685	0,01737	0,008685
Run 3	0,3	6,281	2,369	8,947	3,375	2,665	1,005	0,8127	2,709	1,969	9,335	3,125	7,366	0,04171	0,009581	0,01916	0,009581
Run 4	0,4	5,166	2,581	8,452	4,223	3,287	1,642	0,6427	1,607	1,969	7,148	3,295	5,179	0,04171	0,0101	0,02021	0,0101
Run 5	0,5	4,365	2,66	8,187	4,989	3,821	2,329	0,5315	1,063	1,969	5,86	3,407	3,891	0,04171	0,01044	0,02089	0,01044
Run 6	0,6	3,748	2,638	8,034	5,655	4,286	3,017	0,4531	0,7551	1,969	5,016	3,485	3,047	0,04171	0,01068	0,02137	0,01068
Run 7	0,7	3,25	2,544	7,943	6,22	4,694	3,675	0,3948	0,5641	1,969	4,422	3,543	2,453	0,04171	0,01086	0,02172	0,01086
Run 8	0,8	2,836	2,404	7,89	6,689	5,055	4,285	0,3499	0,4373	1,969	3,982	3,588	2,013	0,04171	0,011	0,022	0,011
Run 9	0,9	2,484	2,235	7,86	7,074	5,376	4,838	0,3141	0,349	1,969	3,643	3,624	1,674	0,04171	0,01111	0,02222	0,01111
Run 10	1	2,256	2,124	7,92	7,457	5,664	5,333	0,285	0,285	1,969	3,424	3,653	1,455	0,04171	0,0112	0,0224	0,0112

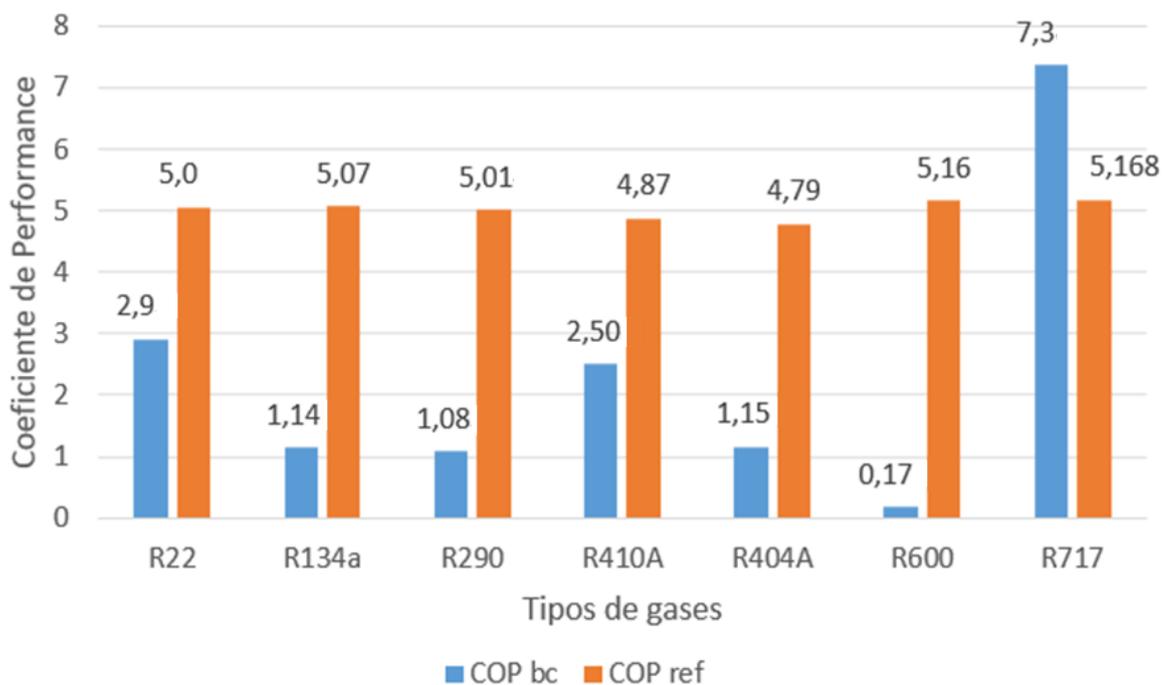
Fonte: O Autor, 2019.

A figura 43 representa um gráfico que mostra a influência dos tipos de fluidos refrigerantes no rendimento do sistema proposto; o sistema atual é alimentado com gás refrigerante R22, que tem como substituto o R134a, por não interferir no funcionamento do compressor. A partir desses dados, observou-se que o COP da bomba de calor diminuiu quase

40% com a troca, enquanto o COP de refrigeração permaneceu praticamente inalterado, sendo assim inviável a troca do fluido na aplicação de bomba de calor.

O sistema simulado é exclusivamente termodinâmico, possibilitando a análise do comportamento do sistema com outros fluidos de refrigeração, sem levar em consideração características mecânicas que o tipo de fluido modifica no sistema. A maioria deles obteve resultados insatisfatórios para aplicação como bomba de calor, com exceção do R717, que teve um resultado excelente na aplicação da bomba de calor, onde o COP saiu de 2,904 para 7,369, quando comparado ao R22.

Figura 43 - Comparativo de gases refrigerantes para o sistema em estudo



Fonte: O Autor, 2019.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho desenvolveu através de uma metodologia experimental um novo arranjo para um equipamento de refrigeração (ar-condicionado), usualmente utilizado em edificações, em geral. Através desse novo arranjo (dual) foi possível, além de manter a função original do equipamento, que é retirar calor de ambientes, reaproveitar esse calor de forma eficiente, gerando o benefício do aquecimento de água para uso geral.

O experimento permitiu observar o comportamento de uma máquina de climatização convencional de 5 TR quando adaptada para que também aqueça água simultaneamente ao rebaixamento da temperatura do ambiente. Através dos dados coletados, foi possível calcular os coeficientes de performance e observou-se que, mesmo com as adaptações, o COP global da máquina trabalhando também como bomba de calor em vazão baixa de água, é o mesmo COP da máquina trabalhando no ciclo convencional.

Os resultados obtidos experimentalmente são satisfatórios e mostraram-se aplicáveis, pois, o coeficiente de performance foi de 4.0 na forma dual, ou seja, funcionando como ar condicionado, mantendo o ambiente refrigerado em 23°C e aquecendo um volume de 500 litros a uma temperatura de aproximadamente 50°C.

As simulações realizadas com EES puderam ser comparadas com os dados do experimento e permitiram mostrar que é possível melhorar a eficiência do equipamento manipulando variáveis, podendo ser essas manipulações feitas de forma manual, por um operador, ou de forma automática, através de um controle de gestão pelo lado da demanda, customizado para cada tipo de edificação; além disso, as simulações trouxeram informações relevantes para o sistema, como a estimativa da eficiência isentrópica do compressor em 70% e a relação de outros fluidos refrigerantes com a eficiência do sistema.

A comparação desse experimento com os de outros autores, respaldados pelas simulações, mostrou similaridade nos resultados, uma vez que o aumento da vazão da água podendo ser alterado pelo operador ou de forma automática através do inversor de frequência, faz com que o COP da bomba de calor tenha ganhos significativos; outro parâmetro que é alterado facilmente é a temperatura desejada para o ambiente; sua diminuição faz com que o compressor trabalhe por mais tempo aumentando também o COP da bomba de calor.

Finalmente, vale ressaltar que este trabalho trouxe na prática uma alternativa para melhoraria na eficiência energética de várias edificações como hotéis, centros esportivos (uso de piscinas aquecidas) e estabelecimentos comerciais, recuperando calores residuais do sistema de condicionamento ambiental sem alterar a função original do ar condicionado, que é

refrigerar os diversos ambientes.

6 PERSPECTIVAS FUTURAS

Propõem-se para trabalhos futuros:

- a) Estimar o valor presente líquido de um sistema de bomba de calor dimensionado para uma dada edificação que possua geração distribuída FV conectada à rede de distribuição, analisando assim a viabilidade econômica do equipamento;
- b) Simular através do software TRNSYS, a água a ser pré-aquecida por um sistema solar térmico através de coletores, antes de passar pelo trocador de calor tube in tube, diminuindo assim o tempo para aquecimento de um volume maior de água, ou aquecer um menor volume a uma temperatura maior que 50°C.

REFERÊNCIAS

- ANEEL. **Estrutura tarifária para o serviço de distribuição de energia elétrica**. Nota Técnica nº 311/2011. SRE-SRD/ANEEL. 2011. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/cedoc/nren2011464.pdf>. Acesso em: 23 out. 2018.
- ANEEL. **Resolução Normativa nº482, de 17 de abril de 2012**. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/cedoc/ren2012482.pdf>. Acesso em: 23 out. 2018.
- ARTECONI, A.; HEWITT, N. J.; POLONARA, F. State of the art of thermal storage for demand-side management. **Applied Energy**, v. 93, p. 371–389, 2012.
- BALIJEPAI, V. S. K. MURTHY, VEDANTA, P. S. A. Khaparde e R. M. Shereef, **Review of Demand Response under Smart Grid Paradigm**. IEEE (2011).
- CHAIWONGSA P., Duangthongsuk W. Hot Water Making Potential Using of a Conventional Air- Conditioner as an Air-Water Heat Pump. **Procedia Engineering**, 8, 165–170, 2011.
- CHEN, H.; Cong, T. N.; Yang, W.; Tan, C.; Li, Y.; Ding, Y. Progress in electrical energy storage system: A critical review. **Progress in Natural Science**, v. 19, n. 3, p. 291–312, 2009.
- CLEAN ENERGY COUNCIL. **Analysis of Demand-Side Management Opportunities FPD1 TA-1C**. 2016. Disponível em: <http://www.cleanenergycouncil.org.au>. Acesso em: 10 jun. 2017.
- DENHOLM, P.; KULCINSKI, G. L. Life cycle energy requirements and greenhouse gas emissions from large-scale energy storage systems. **Energy Conversion and Management**, v. 45, n. 13–14, p. 2153–2172, 2004.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Expansão da geração**. Disponível em: <http://epe.gov.br/pt/areas-de-atuacao/energia-eletrica/expansao-da-geracao>. Acesso em: 20 set. 2018.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Expansão da geração**. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/pt/areas-de-atuacao/energia-eletrica/expansao-da-geracao/fontes>. Acesso em: 20 set. 2018.
- GELLINGS, C. W.; CHAMBERLIN, J. H. **Demand-side management, p. concepts and methods**. Oklahoma, p: PennWell Publishing Company, 1993.
- GIL, A.; MEDRANO, M.; MARTORELL, I.; LÁZARO, A.; DOLADO, P.; ZALBA, B.; CABEZA, L. F. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modellization. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 1, p. 31–55, 2010.
- HIRMIZ R, TEAMAH H.M., LIGHTSTONE M.F., COTTON J.S. Performance of heat pump integrated phase change material thermal storage for electric load shifting in building

demand side management. **Energy & Buildings**, 190, 103–118, 2019.

HOLMAN, J. **Métodos experimentais para engenheiros: ciência / engenharia / matemática**. 8. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2011.

HOU Q., Zhang N., Du E, Miao M, Peng F, Kang C. Probabilistic duck curve in high PV penetration power system: Concept, modeling, and empirical analysis in China. **Applied Energy** 242 (2019) 205–215 Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261919304763?via%3Dihub>. Acesso em: 13 abr. 2019.

IEEE. **Impacto da mini e microgeração distribuída nas redes de distribuição de energia elétrica**. Disponível em: http://www.ieee.org.br/wp-content/uploads/2014/05/EspacoIEEE_set2013.pdf. Acesso em: 10 jul. 2018.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **How solar energy could be the largest source of electricity by mid-century**. 2017. Disponível em: <http://www.iea.org/topics/renewables/subtopics/solar/>. Acesso em: 16 set. 2018.

JORDAN, R. A. **Desenvolvimento de uma bomba de calor água - água acionada a biogás para utilização em processos de aquecimento e resfriamento em sistemas de produção de leite**. 2005. 14 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005.

JUN HONG B.ENG. **The development, implementation, and application of demand side management and control (DSM+c) algorithm for integrating microgeneration system within built environment**. M.S. thesis, Reino Unido: University of Strathclyde, 2009.

KALOGIROU, Soteris A. **Engenharia de Energia Solar**. 2. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2016.

KARIM, M. A. Experimental investigation of a stratified chilled-water thermal storage system. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 11–12, p. 1853–1860, 2011.

KENISARIN, M. M. High-temperature phase change materials for thermal energy storage. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 3, p. 955–970, 2010.

KERN, D. **Process heat transfer**. New York: McGraw-Hill Book Company, 1965.

KNOWLEN, C.; MATTICK, A. T.; BRUCKNER, A. P.; HERTZBERG, A. **High efficiency energy conversion systems for liquid nitrogen automobiles**. 1998.

MALHEIROS, F. C. **Análise teórica e experimental do comportamento térmico de um forno elétrico**. 2013. 73 f. Dissertação (Mestrado acadêmico) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2013.

MANUAL de aquecedor Nautilus. **Manual de informações técnicas**. 11/2018. Disponível em: <http://img.nautilus.ind.br/908d119b/manuais/Manual%20T%C3%A9cnico%20Trocador%20de%20Calor%20AquaHot%20Plus%20AA-15%20a%20AC-290%20Print%20-%202018.pdf>

MITCHELL, J.W **Princípios de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar em**

edificações. 1.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

MORAN, J. M.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002. 681 p.

MÜLLER F. L., JANSEN, B. Large-scale demonstration of precise demand response provided by residential heat pumps. **Applied Energy**, 239:836–845, 2019.

OBI M, Bass R. Trends and challenges of grid-connected photovoltaic systems – a review. **Renew Sustain Energy Rev**, 58:1082–94, 2016.

PALMINTIER, Bryan, Robert B., Barry M., *et al*, **On The Path to Sunshot: emerging issues and challenges in integrating solar with the distribution system**. 2016, National Renewable Energy Laboratory – NREL. Disponível em: <http://www.nrel.gov/docs/fy16osti/65331.pdf>. Acesso em: 10 jan.2017.

PASCHOTTA, R. **Power to Heat**. Disponível em: https://www.energie-lexikon.info/power_to_heat.html (2015 ?). Acesso em: 21 ago. 2018.

SCHILL, W. P.; Zerrahn, A.; Kunz, F. **Prosumage of Solar Electricity: Pros Cons, and the System Perspective**. v. 6, n. 1, p. 36, 2017.

SOUZA, J. A. L. (Org.). **Transferência de calor**. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2016.

STERNBERG, A.; Bardow, A. Power-to-What? - Environmental assessment of energy storage systems. **Energy & Environmental Science**, v. 8, n. 2, p. 389–400, 2015.

TOLEDO, O. M.; FILHO, D. O.; DINIZ, A. S. A. C. Distributed photovoltaic generation and energy storage systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 1, p. 506–511, 2010.

YAU, Y. H.; Rismanchi, B. A review on cool thermal storage technologies and operating strategies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2012.

SIRICHAROENPANICH, A.; WIRIYASART, S.; PRURAPARK, R.; NAPHON, P. **Effect of cooling water loop on the thermal performance of air conditioning system**. Case Studies in Thermal Engineering 15 (2019) 100518

APÊNDICE A – EQUAÇÕES E VARIÁVEIS UTILIZADAS NO EES

"Circuito de Refrigeração - Bomba de calor "

"Dados"

{Fluido\$='R22'}

T_eva=18,80

T_con=38,80

T_amb=28

T_agua_ent=T_amb

Cap_ConTube=1,969

delta_agua_max=11,24

eta_comp=0,8

eta_bomba=0,9

bypass_m=0,5

Con_bomba=0,4

"Fluido refrigerante"

"Temperatura de evaporação do fluido refrigerante [°C]"

"Temperatura de condensação do fluido refrigerante [°C]"

"Temperatura ambiente - Recife [°C]"

"Temperatura da água de entrada [°C]"

"Capacidade do condensador tube [kW]"

"Delta máximo da temperatura da água [°C]"

"Eficiência isentrópica do compressor - [-]"

"Eficiência isentrópica da bomba de água - [-]"

"Percentual de vazão entre os dois condensadores"

"Consumo de bomba de água [kW]"

"Vazão de Água"

cp_agua=4,2

Cap_ConTube=m_dot_agua*cp_agua*delta_agua_max

"Vazão mássica da água [kg/s]"

"Estado 1"

X[1]=1

T[1]=T_eva

p[1]=Pressure(Fluido\$;T=T[1];x=x[1])

h[1]=Enthalpy(Fluido\$;T=T[1];x=x[1])

s[1]=Entropy(Fluido\$;T=T[1];x=x[1])

"Estado 2s"

Ts[2]=Temperature(Fluido\$;s=ss[2];P=p[2])

P[2]=P[3]

ss[2]=s[1]

hs[2]=Enthalpy(Fluido\$;s=ss[2];P=p[2])

"Estado 2"

T[2]=Temperature(Fluido\$;s=s[2];P=p[2])

h[2]=h[1]+(hs[2]-h[1])/eta_comp

s[2]=Entropy(Fluido\$;h=h[2];P=p[2])

"Estado 3"

X[3]=0

T[3]=T_con

p[3]=Pressure(Fluido\$;T=T[3];x=x[3])

h[3]=Enthalpy(Fluido\$;T=T[3];x=x[3])

s[3]=Entropy(Fluido\$;T=T[3];x=x[3])

"Estado 4"

T[4]=T[1]

P[4]=P[1]

h[4]=h[3]

h_l[4]=Enthalpy(Fluido\$;T=T[4];x=0)

h_v[4]=h[1]

x[4]=(h[4]-h_l[4])/(h_v[4]-h_l[4])

s_l[4]=Entropy(Fluido\$;T=T[4];x=0)

s_v[4]=s[1]

s[4]=s_l[4]+x[4]*(s_v[4]-s_l[4])

"Estado 5"

```
T[5]=T[2]
P[5]=P[3]
h[5]=h[2]
s[5]=Entropy(Fluido$,h=h[5];P=p[5])
```

"Estado 6"

```
x[6]=0
T[6]=T_con
p[6]=p[3]
h[6]=Enthalpy(Fluido$,T=T[6];x=x[6])
s[6]=Entropy(Fluido$,T=T[6];x=x[6])
```

"Estado 7"

```
X[7]=0
T[7]=T_agua_ent
p[7]=pressure(Water;T=T_amb;x=X[7])
h[7]=Enthalpy(Water;T=T[7];x=x[7])
s[7]=Entropy(Water;T=T[7];x=x[7])
```

"Estado 8"

```
X[8]=0
{T[8]=T_agua_ent+11.24}
p[8]=pressure(Water;T=T_amb;x=X[8])
h[8]=Enthalpy(Water;T=T[8];x=x[8])
s[8]=Entropy(Water;T=T[8];x=x[8])
```

"Vazões Condensador Tube"

```
m_dot_tube*(h[5]-h[6])=Cap_ConTube
Cap_ConTube=UA_tube*DT_ln_tube
```

"Produto UA da Serpentina [W/K]"

"Condensador Tube in tube - Contracorrente"

```
UA_tube=0,18
DT_ln_tube*arg_tube=(T[5]-T[8])-(T[6]-T[7])
arg_tube=ln((T[5]-T[8])/(T[6]-T[7]))
```

```
m_dot_con=(1-bypass_m)*m_dot_ref
m_dot_ref=m_dot_tube+m_dot_con
```

"Balanço de massas triviais"

```
duplicate i=1;4
m_dot_[i]=m_dot_ref
end
```

```
duplicate i=5;6
m_dot_[i]=m_dot_tube
end
```

```
duplicate i=7;8
m_dot_[i]=m_dot_agua
end
```

"Balanço de energia"

```
Q_dot_eva=m_dot_[1]*(h[1]-h[4])
Q_dot_tube=m_dot_agua*(h[8]-h[7])
Q_dot_con=m_dot_con*(h[2]-h[3])
Q_dot_con_total=Q_dot_tube+Q_dot_con
W_dot_com=m_dot_[1]*(h[2]-h[1])
W_dot_com_ele=W_dot_com/eta_comp
```

$W_{\text{dot_bomba_ele}} = \text{Con_bomba}$
 $W_{\text{dot_bomba}} = W_{\text{dot_bomba_ele}} * \text{eta_bomba}$

"Eficiência do Sistema"

$\text{COP_ref} = Q_{\text{dot_eva}} / (W_{\text{dot_com}} + W_{\text{dot_bomba}})$
 $\text{COP_ref_ele} = Q_{\text{dot_eva}} / (w_{\text{dot_com_ele}} + (w_{\text{dot_bomba_ele}}))$
 $\text{COP_bc} = (Q_{\text{dot_tube}}) / (W_{\text{dot_com}} + W_{\text{dot_bomba}})$
 $\text{COP_bc_ele} = (Q_{\text{dot_tube}}) / ((W_{\text{dot_com_ele}}) + w_{\text{dot_bomba_ele}})$

 $\text{COP_global} = (Q_{\text{dot_eva}} + Q_{\text{dot_tube}}) / (W_{\text{dot_com}} + W_{\text{dot_bomba}})$
 $\text{COP_global_ele} = (Q_{\text{dot_eva}} + Q_{\text{dot_tube}}) / (W_{\text{dot_com_ele}} + w_{\text{dot_bomba_ele}})$

"Conservação de Energia"

$\text{delta_E} = W_{\text{dot_bomba}} + W_{\text{dot_com}} + Q_{\text{dot_eva}} - Q_{\text{dot_con_total}}$

**APÊNDICE B – TABELAS COM TODOS OS RESULTADOS EM SUAS
RESPECTIVAS SIMULAÇÕES NO EES**

Tabela com descrição e comentários de todas as variáveis exibidas nas tabelas para cada simulação.

Variável	Comentário	Unidade
COPbc	Coeficiente de performance total do equipamento trabalhando como bomba de calor	Adimensional
COPbc;ele	Coeficiente de performance elétrico do equipamento trabalhando como bomba de calor	Adimensional
COPref	Coeficiente de performance do equipamento trabalhando como ar condicionado	Adimensional
COPref;ele	Coeficiente de performance elétrico do equipamento trabalhando como ar condicionado	Adimensional
COPglobal	Somatório entre COPbc e o COPref	Adimensional
COPglobal;ele	Somatório entre COPbc;eler e o COPref;ele	Adimensional
W com	Consumo isentrópico do compressor	kW
W com;ele	Consumo elétrico do compressor	kW
Q cond	Calor dissipado pelo condensador convencional	kW
Q tube	Calor dissipado pelo condensador tube in tube	kW
Q cond; total	Somatório entre Qcond e Qtube	kW
Q eva	Calor dissipado no evaporador	kW
m agua	Vazão mássica da água	Kg/s
m cond	Vazão mássica do fluido refrigerante no condensador	Kg/s
m evap	Vazão mássica do fluido refrigerante no evaporador	Kg/s
m tube	Vazão mássica do fluido refrigerante no tube in tube	Kg/s

Tabela dos resultados obtidos com a variação da capacidade do condensador tube in tube.

	Variação da capacidade do Condensadro Tube in Tube			Variação do Bypass		Eficiência do Compressor		Variação da Temperatura do evaporador			Variação da Temperatura do condensador				Variação do Refrigerante		
1..10	1 CapConTube	2 COP _{bc}	3 COP _{bc,ele}	4 COP _{global}	5 COP _{global,ele}	6 COP _{ref}	7 COP _{ref,ele}	8 \dot{W}_{com}	9 $\dot{W}_{com,ele}$	10 \dot{Q}_{con}	11 $\dot{Q}_{con,total}$	12 \dot{Q}_{eva}	13 \dot{Q}_{tube}	14 \dot{m}_{agua}	15 \dot{m}_{con}	16 \dot{m}_{ref}	17 \dot{m}_{tube}
Run 1	1	1,947	1,683	5,336	4,612	3,389	2,929	0,1777	0,2221	1	2,047	1,822	1,047	0,02118	0,005587	0,01117	0,005587
Run 2	1,444	2,452	2,098	6,721	5,75	4,268	3,652	0,2567	0,3208	1,444	2,957	2,632	1,512	0,0306	0,00807	0,01614	0,00807
Run 3	1,889	2,843	2,413	7,791	6,613	4,948	4,2	0,3356	0,4195	1,889	3,867	3,442	1,978	0,04001	0,01055	0,02111	0,01055
Run 4	2,333	3,154	2,66	8,643	7,291	5,489	4,631	0,4146	0,5183	2,333	4,776	4,252	2,443	0,04943	0,01304	0,02607	0,01304
Run 5	2,778	3,407	2,86	9,337	7,837	5,93	4,977	0,4936	0,617	2,778	5,686	5,062	2,908	0,05884	0,01552	0,03104	0,01552
Run 6	3,222	3,618	3,024	9,914	8,287	6,297	5,263	0,5726	0,7157	3,222	6,596	5,872	3,374	0,06826	0,018	0,036	0,018
Run 7	3,667	3,795	3,161	10,4	8,663	6,606	5,502	0,6515	0,8144	3,667	7,506	6,682	3,839	0,07767	0,02048	0,04097	0,02048
Run 8	4,111	3,947	3,278	10,82	8,983	6,87	5,705	0,7305	0,9131	4,111	8,415	7,492	4,304	0,08709	0,02297	0,04594	0,02297
Run 9	4,556	4,078	3,378	11,18	9,258	7,099	5,88	0,8095	1,012	4,556	9,325	8,302	4,77	0,0965	0,02545	0,0509	0,02545
Run 10	5	4,193	3,466	11,49	9,497	7,298	6,032	0,8885	1,111	5	10,23	9,112	5,235	0,1059	0,02793	0,05587	0,02793

Tabela dos resultados obtidos com a variação da temperatura do condensador.

	Variação da capacidade do Condensadro Tube in Tube			Variação do Bypass		Eficiência do Compressor		Variação da Temperatura do evaporador			Variação da Temperatura do condensador				Variação do Refrigerante		
1..10	1 T _{con}	2 COP _{bc}	3 COP _{bc,ele}	4 COP _{global}	5 COP _{global,ele}	6 COP _{ref}	7 COP _{ref,ele}	8 \dot{W}_{com}	9 $\dot{W}_{com,ele}$	10 \dot{Q}_{con}	11 $\dot{Q}_{con,total}$	12 \dot{Q}_{eva}	13 \dot{Q}_{tube}	14 \dot{m}_{agua}	15 \dot{m}_{con}	16 \dot{m}_{ref}	17 \dot{m}_{tube}
Run 1	30	2,155	1,858	8,899	7,672	6,744	5,814	0,195	0,2438	1,969	3,165	3,743	1,196	0,04171	0,01072	0,02144	0,01072
Run 2	31,11	2,278	1,959	8,76	7,533	6,482	5,574	0,2144	0,268	1,969	3,278	3,724	1,309	0,04171	0,01075	0,02151	0,01075
Run 3	32,22	2,391	2,051	8,629	7,401	6,237	5,35	0,2339	0,2924	1,969	3,389	3,704	1,42	0,04171	0,01079	0,02157	0,01079
Run 4	33,33	2,496	2,136	8,503	7,277	6,007	5,141	0,2534	0,3167	1,969	3,5	3,685	1,531	0,04171	0,01082	0,02164	0,01082
Run 5	34,44	2,592	2,214	8,383	7,159	5,791	4,945	0,2729	0,3411	1,969	3,61	3,665	1,641	0,04171	0,01086	0,02171	0,01086
Run 6	35,56	2,681	2,285	8,269	7,047	5,587	4,762	0,2925	0,3656	1,969	3,718	3,646	1,749	0,04171	0,01089	0,02178	0,01089
Run 7	36,67	2,763	2,351	8,159	6,94	5,395	4,589	0,3121	0,3901	1,969	3,826	3,626	1,857	0,04171	0,01093	0,02186	0,01093
Run 8	37,78	2,839	2,411	8,053	6,838	5,213	4,427	0,3317	0,4147	1,969	3,933	3,606	1,964	0,04171	0,01097	0,02193	0,01097
Run 9	38,89	2,91	2,466	7,951	6,739	5,041	4,273	0,3515	0,4393	1,969	4,039	3,587	2,07	0,04171	0,011	0,02201	0,011
Run 10	40	2,974	2,517	7,852	6,645	4,878	4,128	0,3712	0,464	1,969	4,144	3,567	2,175	0,04171	0,01104	0,02209	0,01104

Tabela dos resultados obtidos com a variação da temperatura do evaporador.

	Variação da capacidade do Condensadro Tube in Tube		Variação do Bypass		Eficiência do Compressor		Variação da Temperatura do evaporador				Variação da Temperatura do condensador			Variação do Refrigerante			
1..10	1 T_{eva}	2 COP _{bc}	3 COP _{bc;ele}	4 COP _{global}	5 COP _{global;ele}	6 COP _{ref}	7 COP _{ref;ele}	8 \dot{W}_{com}	9 $\dot{W}_{com;ele}$	10 \dot{Q}_{con}	11 $\dot{Q}_{con,total}$	12 \dot{Q}_{eva}	13 \dot{Q}_{tube}	14 \dot{m}_{agua}	15 \dot{m}_{con}	16 \dot{m}_{ref}	17 \dot{m}_{tube}
Run 1	0	4,092	3,402	7,138	5,934	3,046	2,532	0,7023	0,8779	1,969	6,316	3,236	4,347	0,04171	0,01032	0,02064	0,01032
Run 2	2,222	3,967	3,303	7,182	5,98	3,215	2,677	0,6596	0,8245	1,969	6,014	3,278	4,045	0,04171	0,0104	0,0208	0,0104
Run 3	4,444	3,838	3,201	7,236	6,036	3,398	2,835	0,6172	0,7715	1,969	5,719	3,321	3,75	0,04171	0,01048	0,02097	0,01048
Run 4	6,667	3,704	3,095	7,3	6,101	3,596	3,006	0,5751	0,7188	1,969	5,432	3,363	3,463	0,04171	0,01056	0,02113	0,01056
Run 5	8,889	3,564	2,985	7,376	6,178	3,812	3,193	0,5332	0,6665	1,969	5,152	3,405	3,183	0,04171	0,01064	0,02129	0,01064
Run 6	11,11	3,418	2,869	7,465	6,266	4,047	3,397	0,4916	0,6145	1,969	4,879	3,446	2,91	0,04171	0,01072	0,02145	0,01072
Run 7	13,33	3,263	2,746	7,567	6,368	4,305	3,622	0,4503	0,5628	1,969	4,613	3,488	2,644	0,04171	0,0108	0,02161	0,0108
Run 8	15,56	3,098	2,614	7,685	6,486	4,587	3,871	0,4092	0,5115	1,969	4,352	3,529	2,383	0,04171	0,01088	0,02177	0,01088
Run 9	17,78	2,921	2,473	7,821	6,62	4,9	4,148	0,3685	0,4606	1,969	4,097	3,569	2,128	0,04171	0,01096	0,02193	0,01096
Run 10	20	2,801	2,379	8,048	6,835	5,246	4,456	0,3281	0,4101	1,969	3,897	3,61	1,928	0,04171	0,01104	0,02209	0,01104

Tabela dos resultados obtidos com a variação da eficiência isentrópica do compressor.

	Variação da capacidade do Condensadro Tube in Tube		Variação do Bypass		Eficiência do Compressor		Variação da Temperatura do evaporador				Variação da Temperatura do condensador			Variação do Refrigerante			
1..10	1 η_{comp}	2 COP _{bc}	3 COP _{bc;ele}	4 COP _{global}	5 COP _{global;ele}	6 COP _{ref}	7 COP _{ref;ele}	8 \dot{W}_{com}	9 $\dot{W}_{com;ele}$	10 \dot{Q}_{con}	11 $\dot{Q}_{con,total}$	12 \dot{Q}_{eva}	13 \dot{Q}_{tube}	14 \dot{m}_{agua}	15 \dot{m}_{con}	16 \dot{m}_{ref}	17 \dot{m}_{tube}
Run 1	0,1	12,17	1,437	13,23	1,563	1,061	0,1253	1,726	17,26	1,969	27,35	2,212	25,38	0,04171	0,006782	0,01356	0,006782
Run 2	0,2	8,071	1,996	10	2,474	1,934	0,4782	1,105	5,525	1,969	13,79	2,833	11,82	0,04171	0,008685	0,01737	0,008685
Run 3	0,3	6,281	2,369	8,947	3,375	2,665	1,005	0,8127	2,709	1,969	9,335	3,125	7,366	0,04171	0,009581	0,01916	0,009581
Run 4	0,4	5,166	2,581	8,452	4,223	3,287	1,642	0,6427	1,607	1,969	7,148	3,295	5,179	0,04171	0,0101	0,02021	0,0101
Run 5	0,5	4,365	2,66	8,187	4,989	3,821	2,329	0,5315	1,063	1,969	5,86	3,407	3,891	0,04171	0,01044	0,02089	0,01044
Run 6	0,6	3,748	2,638	8,034	5,655	4,286	3,017	0,4531	0,7551	1,969	5,016	3,485	3,047	0,04171	0,01068	0,02137	0,01068
Run 7	0,7	3,25	2,544	7,943	6,22	4,694	3,675	0,3948	0,5641	1,969	4,422	3,543	2,453	0,04171	0,01086	0,02172	0,01086
Run 8	0,8	2,836	2,404	7,89	6,689	5,055	4,285	0,3499	0,4373	1,969	3,982	3,588	2,013	0,04171	0,011	0,022	0,011
Run 9	0,9	2,484	2,235	7,86	7,074	5,376	4,838	0,3141	0,349	1,969	3,643	3,624	1,674	0,04171	0,01111	0,02222	0,01111
Run 10	1	2,256	2,124	7,92	7,457	5,664	5,333	0,285	0,285	1,969	3,424	3,653	1,455	0,04171	0,0112	0,0224	0,0112

Tabela dos resultados obtidos com a variação do fluido refrigerante.

Variação da capacidade do Condensadro Tube in Tube		Variação do Bypass		Eficiência do Compressor			Variação da Temperatura do evaporador			Variação da Temperatura do condensador			Variação do Refrigerante				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Fluido\$	COP _{bc}	COP _{bc,ele}	COP _{global}	COP _{global,ele}	COP _{ref}	COP _{ref,ele}	\dot{W}_{com}	$\dot{W}_{com,ele}$	\dot{Q}_{con}	$\dot{Q}_{con,total}$	\dot{Q}_{eva}	\dot{Q}_{tube}	\dot{m}_{agua}	\dot{m}_{con}	\dot{m}_{ref}	\dot{m}_{tube}	
Run 1	R22	2,904	2,462	7,959	6,747	5,055	4,285	0,3499	0,4373	1,969	4,031	3,588	2,062	0,04171	0,011	0,022	0,011
Run 2	R134a	1,145	0,9711	6,215	5,27	5,07	4,299	0,348	0,4351	1,969	2,78	3,59	0,8109	0,04171	0,01162	0,02324	0,01162
Run 3	R290	1,083	0,918	6,098	5,167	5,014	4,249	0,3546	0,4433	1,969	2,743	3,583	0,7741	0,04171	0,006172	0,01234	0,006172
Run 4	R410A	2,505	2,12	7,374	6,24	4,87	4,121	0,3722	0,4653	1,969	3,803	3,566	1,834	0,04171	0,01103	0,02205	0,01103
Run 5	R404A	1,157	0,9783	5,947	5,029	4,79	4,05	0,3823	0,4779	1,969	2,828	3,556	0,8589	0,04171	0,01527	0,03053	0,01527
Run 6	R600	0,1768	0,15	5,337	4,529	5,16	4,379	0,3377	0,4221	1,969	2,092	3,6	0,1233	0,04171	0,005665	0,01133	0,005665
Run 7	R717	7,369	6,254	12,54	10,64	5,168	4,386	0,3369	0,4211	1,969	7,104	3,601	5,135	0,04171	0,001645	0,00329	0,001645