



UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS
Departamento de Engenharia

Lucas Henrique Cunha Pedrosa, 201510592

Orientador: Carlos Eduardo Castilla Alvarez

Modelagem matemática para o projeto de uma bomba de calor com assistência solar para o aquecimento de água

Lavras - MG
Janeiro/2021

Lucas Henrique Cunha Pedrosa

**Modelagem matemática para o projeto de uma
bomba de calor com assistência solar para o
aquecimento de água**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof.D.Sc. Carlos Eduardo Castilla Alvarez
Orientador

Lavras - MG
Janeiro/2021

Lucas Henrique Cunha Pedrosa

**Modelagem matemática para o projeto de uma
bomba de calor com assistência solar para o
aquecimento de água**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

APROVADO em 20 de Janeiro de 2021.
D.Sc. Adriano Viana Ensinas UFLA
D.Sc. Carlos Eduardo Castilla Alvarez UFLA
D.Sc. Dimas Jose Ruas Orozco UFLA

Prof.D.Sc. Carlos Eduardo Castilla Alvarez
Orientador

Lavras - MG
Janeiro/2021

Modelagem matemática para o projeto de uma bomba de calor com assistência solar para o aquecimento de água

Resumo

Neste trabalho foi realizado a modelagem matemática de uma bomba de calor de expansão direta com assistência solar utilizando o fluido refrigerante R134a, para o aquecimento de água residencial. Os resultados obtidos a partir do modelo foram a área do evaporador/coletor solar e os comprimentos e parâmetros de projeto dos trocadores de calor, assim como a quantidade de fluido refrigerante necessária para o funcionamento otimizado do dispositivo. As temperaturas de condensação e evaporação são os principais parâmetros de entrada da modelagem matemática, pois são cruciais na definição do fluxo mássico do fluido refrigerante, e o consumo elétrico do compressor, calculados a partir de polinômios obtidos através de regressões polinomiais executadas no software Matlab. O modelo foi desenvolvido no software EES considerando um regime estacionário, unidimensional, com condições ambientais constantes e iterações em função do espaço. A metodologia utilizada foi sintetizada em fluxogramas que servem de orientação para o desenvolvimento de implementações de outras modelagens matemáticas de bombas de calor. O projeto do protótipo para a validação dos resultados obtidos no modelo foi desenvolvido no software Solidworks e está acompanhado de uma análise de custos para o seu desenvolvimento. Além disso, um estudo aprofundado sobre os dados solarimétricos foi desenvolvido auxiliando na determinação de parâmetros para o projeto de coletores solares em determinada localidade.

Palavras-chave: Bomba de calor de Expansão Direta, Energia Solar, Modelo Matemático, Regime estacionário.

SUMÁRIO

Sumário	v
1 Introdução	1
2 Justificativa	6
3 Objetivos	7
4 Revisão bibliográfica	8
4.1 Bomba de Calor	8
4.1.1 Ciclo termodinâmico ideal	9
4.1.2 Ciclo termodinâmico Real	11
4.2 Componentes da bomba de calor	12
4.2.1 Evaporador	13
4.2.2 Compressor	14
4.2.3 Condensador	14
4.2.4 Válvula de expansão	15
4.2.5 Fluido Refrigerante	17
4.3 Coeficientes de transferência de calor	18
4.3.1 Condução	19
4.3.2 Convecção	19
4.3.3 Radiação térmica	21
4.4 Transferência de calor em fluxo monofásico e bifásico	22
4.4.1 Fluxo laminar	22
4.4.2 Fluxo em transição	24
4.4.3 Fluxo turbulento	25
4.4.4 Fluxo bifásico	26
4.4.4.1 Fração de vazio	26
4.4.4.1.1 Modelo Homogêno	27
4.4.4.1.2 Modelos analíticos de fração de vazio	28
4.4.4.1.2.1 Modelo de ?	28
4.4.5 Transferência de calor em fluxos bifásicos	29
4.4.5.1 Correlação de Shah (2013)	30
4.4.5.2 Correlação de Kandlikar (1990)	31
4.5 Energia solar	33

4.5.1	Constante Solar	34
4.5.2	Geometria entre sol e terra	36
4.5.2.1	Definições	36
4.5.2.2	Ângulos fundamentais nos cálculos da radiação solar	38
4.5.3	Radiação solar absorvida por um coletor inclinado	41
4.5.4	Distribuição de temperatura entre tubos e fator de eficiência de um coletor	42
4.6	Estado da Arte	47
4.7	Modelagem matemática	49
5	Metodologia	52
5.1	Hipóteses	52
5.2	Condições de Contorno	53
5.3	Modelagem da bomba de calor	54
5.3.1	Definição do Ciclo termodinâmico	54
5.3.2	Modelagem do Compressor	56
5.3.3	Válvula de Expansão	60
5.3.4	Projeto do Evaporador/Coletor Solar	61
5.3.4.1	Irradiação Solar	61
5.3.4.2	Dimensionamento do evaporador	63
	Zona 1 - Fluido refrigerante no Estado bifásico	63
	Zona 2 - Fluido refrigerante superaquecido	67
5.3.5	Projeto do Condensador	70
	Zona 1 - Fluido refrigerante superaquecido	70
	Zona 2 - Fluido refrigerante no Estado Bifásico	73
	Zona 3 - Fluido refrigerante Sub resfriado	76
6	Resultados e discussões	78
6.1	Modelagem do ciclo termodinâmico	78
6.1.1	Condensador	82
6.2	Evaporador	87
6.3	Massa de fluido refrigerante R134a	92
6.4	Projeto do protótipo de validação	93
6.4.1	Bancada de testes	93
6.4.2	Placa coletora do evaporador e Serpentina	98
6.4.3	Condensador	100
6.4.4	Manômetros	102
6.4.5	Montagem Geral	104
7	Conclusão	106

7.1	Trabalhos futuros	107
8	Apêndice	108
	Referências	111

1 Introdução

O desenvolvimento tecnológico desde o início do século XXI tem se intensificado, e, juntamente com este fato, a eficiência energética tem sido um termo muito enfatizado no ramo científico e industrial. No Brasil, a demanda energética é crescente, principalmente no âmbito industrial e doméstico. A Empresa de Pesquisa Energética (EPE), em seu Plano Decenal de Expansão de Energia de Pesquisa Energética (2017), estima que o consumo de energia elétrica residencial no Brasil crescerá 1,8% ao ano no período entre 2016 e 2026 como resultado conjunto do aumento da renda média das famílias, do número de novos domicílios, das políticas de eficiência energética e da expansão de distribuição de combustíveis (de Oliveira *et al.*, 2019). Por outro lado, é importante salientar que a utilização de dispositivos mais eficientes e econômicos, que desempenham uma mesma função, apresentam um alto potencial para aliviar a malha energética do país.

Como já ressaltado, em um cenário de crescimento econômico sustentado é de esperar um grande aumento da demanda de energia. Nessas condições, a estratégia de expansão da oferta de energia deve considerar iniciativas que promovam o uso eficiente das fontes (Tolmasquim *et al.*, 2007). A crise energética tem intensificado a procura de soluções que tangem a economia de energia, a sustentabilidade e o baixo custo dos sistemas, principalmente como medida efetiva para o curto prazo. A ampliação da geração de energia, também, é fundamental para suprir a demanda diária de energia despendida pelo país, entretanto este tipo de abordagem demanda um longo prazo e maior investimento para ser implantado, devido às questões burocráticas envolvidas. Além disso, os impactos ecológicos devem ser levados em conta: a implantação de uma hidrelétrica ou termelétrica gera um grande dano socioambiental; a instalação de turbinas eólicas são as principais fontes de poluição sonora e visual em ambientes costeiros, e podem inclusive alterar o clima de determinada região (de Azevedo *et al.*, 2017). Neste cenário, o aumento do desempenho priorizando uma maior economia e aproveitamento da energia elétrica dos dispositivos já existentes é uma necessidade fundamental e de retorno imediato. O Ministério de Minas e Energia em seu Plano Decenal de expansão de energia elétrica (de Pesquisa Energética, 2019) indica que em relação aos ganhos de eficiência no consumo de eletricidade, estima-se que em 2029 serão economizados cerca de 40 TWh de energia, o equivalente a 5% do consumo total previsto de eletricidade no ano de 2020. Esta quantidade de energia equivale à eletricidade gerada por uma usina hidrelétrica com potência instalada de cerca de 9,5 GW.

Ainda, de acordo com o Ministério de Minas e Energia (MME, 2020), o Brasil apresenta uma potência instalada de aproximadamente 173,18 GW, isto é, ela consegue atender uma demanda de até 623,45 TWh. Além disso, cerca de 63,30% de toda essa energia é proveniente de usinas hidrelétricas (Figura 1.1), ou seja, a geração é bastante sensível aos períodos de estiagem. De acordo com de Pesquisa Energética (2017), projeta-se que em 2026 o consumo de energia

elétrica ultrapasse os 740 TWh. Portanto, se medidas de eficiência energética, para a diminuição do consumo, e alternativas de produção mais sustentáveis não forem tomadas, poderá ocorrer um agravamento na crise energética brasileira gerando diversas consequências para o país.

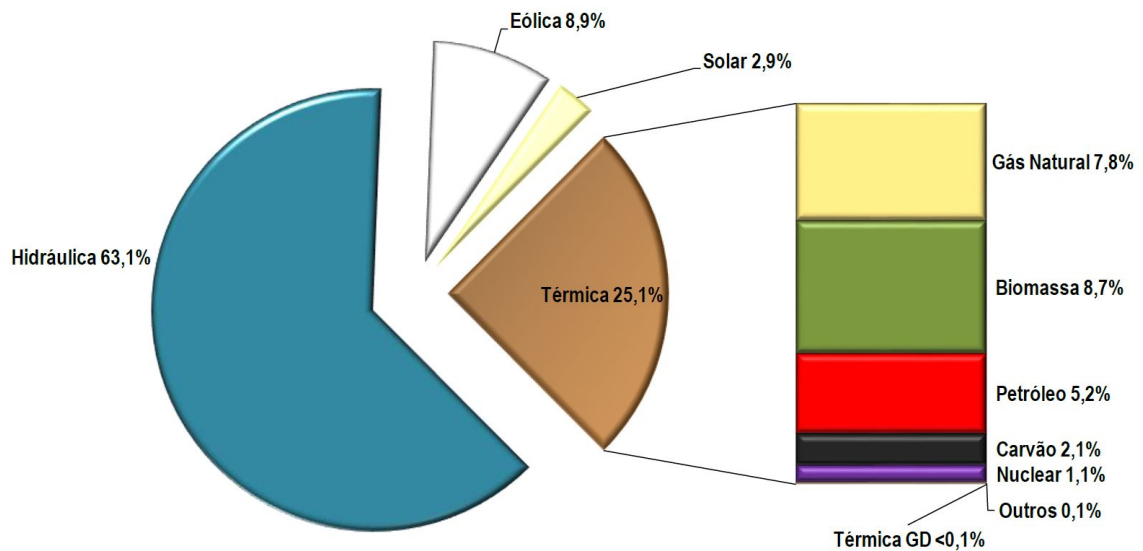


Figura 1.1: Matriz de capacidade instalada de geração de energia elétrica do Brasil sem importação contratada.

Fonte: Ministério de Minas e Energia MME (2020)

O padrão de consumo de energia elétrica no território nacional é mapeado pelo Ministério de Minas e Energia (MME), que gera boletins mensais acerca da demanda de cada setor. O boletim (MME, 2020), já referenciado anteriormente, apresenta os dados de consumo do mês de Janeiro de 2020 e o acumulado de 12 meses até esta data (Figura 1.2). Nele, é observável que 23,8% de toda a energia elétrica consumida no Brasil é destinada à classe residencial. Segundo Ghisi *et al.* (2007), os usos finais da energia elétrica no Brasil tem como principais destinos, em termos de consumo, a refrigeração (geladeiras, freezers e ar condicionados) e o aquecimento de água (chuveiros elétricos). Esta utilização apresenta uma grande variação de acordo com a região e a estação do ano estudada.

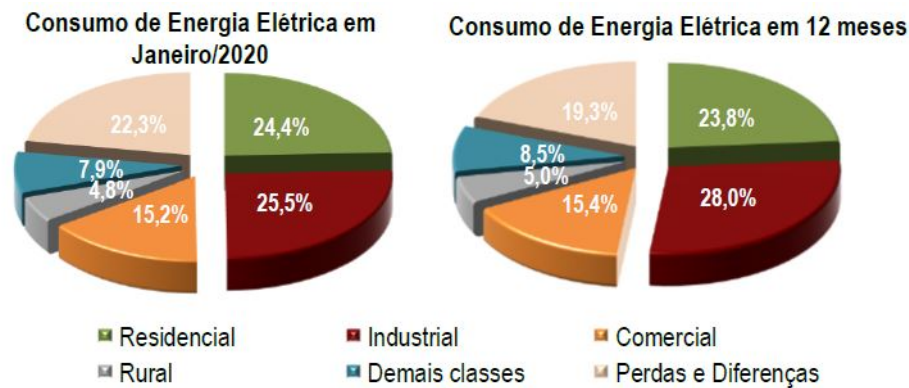


Figura 1.2: Consumo de energia elétrica no mês de Janeiro e acumulado em 12 meses.
Fonte: MME (2020)

Na Figura 1.3 é apresentado a destinação final do uso da eletricidade no ramo residencial na estação do inverno, cenário em que o consumo elétrico é intensificado principalmente para o aquecimento de água. Ainda, nesta figura, é observável a discrepância entre o gasto com o chuveiro elétrico entre os dados associados ao Brasil como um todo, e a região sudeste, estes valores são maiores para regiões mais próximas dos trópicos por possuir as estações do ano mais bem definidas e invernos mais rigorosos nessas localidades. Os gastos com refrigeração apresentam, proporcionalmente, pequenas variações ao longo do ano, uma vez que eletrodomésticos associados a essa finalidade são mantidos ligados independentemente do clima (exceto o ar condicionado). A diminuição no consumo destes dispositivos durante o inverno é devido a operação destes equipamentos em ambientes que propiciam um maior desempenho.

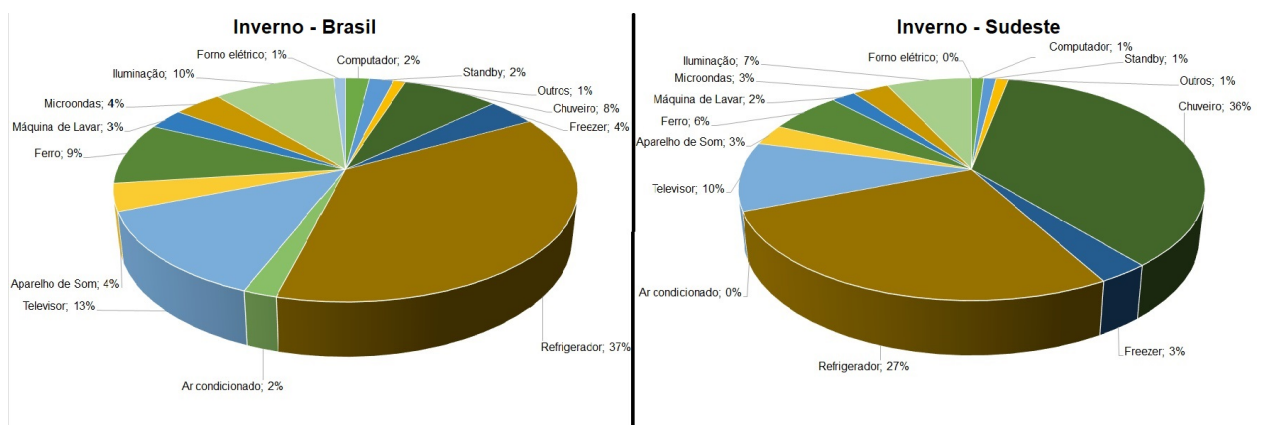


Figura 1.3: Uso final da eletricidade no Brasil ao longo do verão e inverno.
Fonte: Modificado de Ghisi *et al.* (2007) e SENS *et al.* (2009)

De acordo com a projeção de Pesquisa Energética (2017), em 2030 cerca de 53,7% dos domicílios utilizarão ainda o chuveiro elétrico para o banho, estes dados são evidenciados na Figura 1.4. As resistências elétricas apresentam baixa eficiência exergética, consequentemente

apresentam um alto consumo de energia elétrica. Este tipo de dispositivo é utilizado tanto para o aquecimento de ambientes ou de água para o banho e está presente em grande parte das residências brasileiras. O alto consumo elétrico do chuveiro elétrico exige alternativas eficientes para o alívio da malha energética brasileira, e uma das melhores alternativas são as bombas de calor (da Rocha *et al.*, 2010).

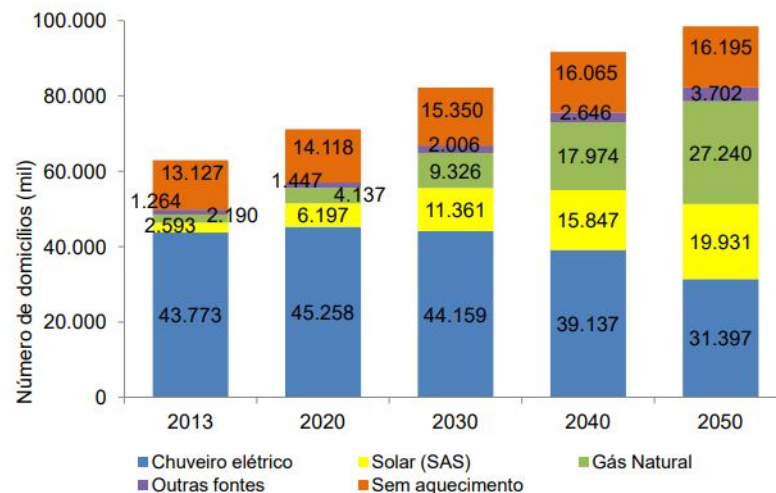


Figura 1.4: Número de domicílios por fonte de aquecimento de água no setor residencial (período 2013 - 2050)

Fonte: Adaptado de Ministério de Minas e Energia (2014).

Uma solução para o problema abordado é a utilização de bombas de calor que possuem um alto potencial de economia de energia, principalmente em processos industriais. Elas são sistemas de recuperação de energia que permitem elevar a temperatura do calor residual a níveis mais úteis (Holland *et al.*, 2013). A razão para que a bomba de calor seja mais eficiente que os outros sistemas de aquecimento é devido a sua forma de trabalho, em que parte da energia que ela utiliza para a transferência térmica é da rede elétrica, e a restante é absorvida de uma fonte de energia térmica de baixa temperatura. Ao comparar com um sistema que utiliza resistência elétrica para gerar energia térmica, a bomba de calor necessita de muito menos energia elétrica, o que consequentemente reduz significativamente os custos envolvidos (Bastos e Torres, 2016).

Apesar dos grandes avanços obtidos com a utilização das bombas de calor para a redução do consumo de energia, diversos estudos tem sido feitos em busca de aumentar ainda mais o coeficiente de performance (COP) de uma bomba de calor. Pensando nisso, à bomba de calor convencional foi incorporado um evaporador/coletor solar, sendo denominada bomba de calor de expansão direta com assistência solar, que aumenta significativamente este parâmetro indicativo de eficiência do dispositivo. A expansão direta indica que o próprio fluido refrigerante que circula pela bomba de calor é evaporado ao absorver a energia disponível na região do evaporador (energia solar irradiante e energia térmica do ambiente), e após isso a transfere para um fluido de interesse. As bombas de calor de expansão indireta apresentam um fluido intermediário

na transferência de calor das fontes quentes e frias, este tipo de dispositivo é caracterizado pelos chillers.

Nos últimos anos, um número grande de pesquisas tem sido conduzidas acerca das bombas de calor com assistência solar, evidenciando a sua importância devido aos altos valores de COP que podem ser atingidos. A alta eficiência atingida com este sistema é de grande interesse para a diminuição do consumo de energia elétrica no aquecimento de água e de ambientes, principalmente em regiões de altas latitudes. Os componentes da bomba de calor: compressor, evaporador, condensador, válvula de expansão e fluido refrigerante têm sido amplamente estudados para que os mesmos possam ser otimizados. Entretanto, o estudo individual dos componentes não é suficiente para a otimização de um sistema, e para isso é necessário a realização de uma modelagem matemática que descreva cada fenômeno físico e termodinâmico desta máquina térmica. Através disto, pode-se alterar parâmetros do sistema como um todo que influenciarão diretamente no ciclo termodinâmico, e conseqüentemente no calor transferido para um fluido de interesse. Além disso, diversos parâmetros de projetos tais como o dimensionamento do evaporador e do condensador podem ser realizados obtendo-se um sistema totalmente otimizado, evitando custos desnecessários na produção e instalação deste equipamento.

2 Justificativa

O estudo que será desenvolvido neste trabalho justifica-se na ampliação do conhecimento acerca das bombas de calor propiciado pelo modelo matemático desenvolvido. A modelagem matemática descreverá o funcionamento de cada componente da bomba de calor, individualmente, e permite personalizações futuras de acordo com o interesse de investigação ou estudo. Ou seja, para estudar diferentes tipos de fluidos refrigerantes ou componentes da bomba de calor, será necessário apenas acrescentar os seus parâmetros, e os resultados esperados que serão obtidos por essa alteração serão retornados através da aplicação de diversas correlações e leis termodinâmicas presentes na implementação matemática a ser realizada. Este tipo de abordagem permitirá a criação e construção de projetos otimizados e com baixo custo, garantindo um alto rendimento e a sua segurança em diversas condições ambientais.

O modelo matemático de uma bomba de calor permite a análise geral do comportamento da bomba de calor, desde a absorção de irradiação térmica no evaporador promovendo a troca de fase do fluido refrigerante na sua primeira zona, e o seu superaquecimento antes da entrada no compressor, até nas três etapas de condensação, que finaliza no sub-resfriamento do fluido antes de sua passagem pela válvula de expansão. Todas estas etapas de análise serão realizadas com o domínio sobre o funcionamento do compressor de acordo com o polinômio que descreve o seu fluxo mássico e consumo energético.

Dentre os resultados que serão obtidos a partir da modelagem matemática, tem-se o consumo elétrico do sistema proposto. Este parâmetro é fundamental na comparação com outros sistemas de aquecimento de água para assegurar a sua eficiência e o seu potencial de alívio na malha energética do país. A economia energética gerada é uma ferramenta fundamental e consistente na prevenção de uma possível crise energética, principalmente nos períodos anuais de estiagem, e apresenta a consequência direta de uma diminuição da emissão de gases do efeito estufa devido a uma diminuição no acionamento das termoelétricas, que servem como suporte ao sistema hidrelétrico brasileiro. Além disso, a obtenção dos parâmetros associados à temperatura, pressão e densidade permitem a visualização e o entendimento dos fenômenos termodinâmicos, de transporte e transferência de calor envolvidos no sistema. Estes dados poderão ser validados com dados experimentais através da construção de um protótipo parametrizado pelo modelo.

3 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho consiste em desenvolver de um modelo matemático em regime estacionário e o projeto em um software CAD de uma bomba de calor de expansão direta com assistência solar, utilizando o fluido refrigerante R134a para o aquecimento de água.

O alcance deste objetivo está associado a objetivos secundários, que consistem na determinação de diversos parâmetros do sistema:

- Definir o ciclo termodinâmico teórico de operação da bomba de calor de expansão direta com assistência solar;
- Determinar o calor absorvido pelo evaporador e liberado pelo condensador;
- Obter a irradiação solar incidente na região de Lavras e o cálculo da área do evaporador-coletor solar;
- Determinar os polinômios de fluxo mássico e potência que regem o funcionamento do compressor selecionado;
- Obter o fluxo mássico de água;
- Calcular os comprimentos do evaporador de duas zonas e do condensador de três zonas;
- Calcular o COP do sistema
- Desenvolver o projeto de um protótipo;

4 Revisão bibliográfica

Nesta seção serão abordadas todas as teorias e correlações utilizadas na execução da modelagem matemática da bomba de calor em estudo. A transferência de calor para um fluido em condição bifásica e monofásica será estudada, bem como os parâmetros adimensionais necessários para a determinação das propriedades físicas, de fluxo e termodinâmicas. Além disso, a teoria que cerca a energia solar será abordada de forma a obter uma aproximação da irradiação solar incidente sobre o evaporador-coletor solar projetado, bem como a irradiação absorvida por ele. Todas estas teorias e correlações são fundamentais para o alcance dos objetivos listados na seção 3. Por fim, será apresentado o estado da arte contendo publicações de relevância acerca do assunto tratado no presente trabalho.

4.1 Bomba de Calor

Uma bomba de calor é um dispositivo que obedece as leis termodinâmicas de um fluido refrigerante circundante no sistema, através de um compressor, e aproveita a energia de baixa qualidade existente no ambiente para elevar a sua temperatura e aquecer um outro fluido de interesse. De acordo com Moran *et al.* (2010), o objetivo do ciclo de uma bomba de calor é entregar calor para uma fonte quente. No estado estacionário, a taxa de energia liberada para fonte quente é dada pela soma da energia absorvida, pelo fluido de trabalho, da fonte fria com o trabalho (energia elétrica) inserida no sistema através do compressor. A bomba de calor é composta por cinco elementos principais:

- Compressor: Promove a circulação do fluido refrigerante e o seu aumento de pressão;
- Evaporador: Trocador de calor que tem como função absorver o calor do ambiente;
- Condensador: Trocador de calor que tem como função o aquecimento do fluido de interesse;
- Válvula de expansão: Promove a diminuição da pressão do sistema, e regula o fluxo mássico do fluido refrigerante como consequência do controle do superaquecimento;
- Fluido refrigerante: Através das suas propriedades físicas e termodinâmicas, é o meio pelo qual o calor é transportado do ambiente (fonte fria) para o fluido de interesse (fonte quente).

Na Figura 4.1 está representada uma bomba de calor com seus respectivos componentes, nela está evidenciada a entrada do calor do ambiente externo e a sua entrega para o ar de um ambiente interno de uma casa. As bombas de calor apresentam um custo inicial de implantação

elevado, entretanto, a longo prazo, com as economias sucessivas de energia que ela proporciona, o sistema torna-se altamente rentável.

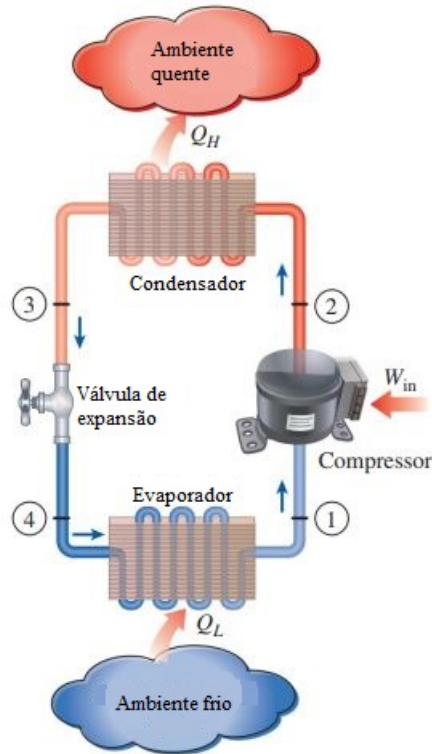


Figura 4.1: Modelo de uma bomba de calor com seus respectivos componentes.
Fonte: Modificado de Cengel e Boles (2015).

4.1.1 Ciclo termodinâmico ideal

O ciclo termodinâmico ideal que representa o funcionamento de um bomba de calor pode ser facilmente representado em um gráfico P-h do fluido refrigerante R134a. A Figura 4.2 representa genericamente um ciclo termodinâmico ideal desta máquina térmica com superaquecimento e subresfriamento, que consiste basicamente em duas curvas isobáricas, uma curva isentálpica e outra isentrópica. Além disso, pode-se observar que como o fluido refrigerante é uma substância pura, ela apresenta uma mudança de fase com temperatura constante, isto é evidenciado através das isotermas representados na Figura.

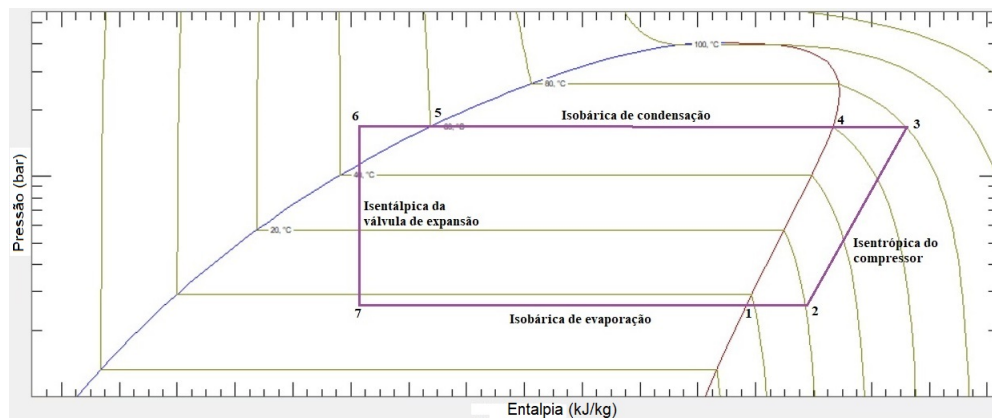


Figura 4.2: Ciclo termodinâmico P-h de uma bomba de calor.

Fonte: Arquivo pessoal.

As duas curvas isobáricas são determinadas pelas temperaturas de evaporação e condensação do fluido refrigerante. A curva isentrópica do compressor é uma modelagem ideal deste dispositivo, considerando que ele não apresenta irreversibilidades, e representa o aumento de pressão que este componente gera no ciclo, transferindo o fluido do comportamento da isobárica de evaporação para a de condensação. A válvula de expansão apresenta um comportamento isentálpico, e realiza a redução da pressão do fluido refrigerante da pressão de condensação para a pressão de evaporação.

Na Figura 4.2 podem ser observados alguns prolongamento das curvas isobáricas após a condição de vapor saturado, na isobárica de evaporação, e de líquido saturado, na isobárica de condensação, isto deve-se aos denominados graus de superaquecimento e sub-resfriamento. Estes parâmetros são importantes para evitar qualquer dano ao compressor e à válvula de expansão, e consistem em um aumento e diminuição da temperatura de evaporação e condensação, respectivamente, para garantir que não entre nenhuma porção de líquido no compressor, e nenhuma porção de vapor na válvula de expansão.

O ciclo termodinâmico funciona da seguinte forma:

- 1 - 2: O fluido refrigerante, na condição de vapor saturado (ponto 1), é superaquecido até atingir o ponto 2, antes de entrar no compressor;
- 2 - 3: O fluido refrigerante, na condição de vapor superaquecido, entra no compressor, e tem sua pressão aumentada até a pressão de condensação. Posteriormente, ele entra no condensador;
- 3 - 4: O fluido refrigerante, na condição de vapor superaquecido, começa a liberar calor para a fonte quente, através do condensador, até ele atinja o ponto de saturação 4;
- 4 - 5: O fluido refrigerante, na condição de vapor saturado, continua a liberar calor através do condensador, e muda de fase até a condição de líquido saturado (ponto 5);

- 5 - 6: O fluido refrigerante, na condição de líquido saturado, é sub-resfriado até o ponto 6, quando ele entra na válvula de expansão;
- 6 - 7: O fluido refrigerante, na condição de líquido comprimido, entra na válvula de expansão, onde ele tem uma queda brusca de pressão e entra no evaporador com uma condição de mistura, ou seja, com um título ($0 < X < 1$);
- 7 - 1: O fluido refrigerante, na condição de mistura líquido-vapor, absorve calor do ambiente frio até atingir o ponto de vapor saturado.

Nesta descrição do ciclo termodinâmico, pode-se observar que o evaporador pode ser separado em 2 zonas: região bifásica de evaporação e de superaquecimento do fluido refrigerante. Por outro lado, o condensador pode ser dividido em 3 zonas: resfriamento até atingir o ponto de vapor saturado, região bifásica de condensação e de sub-resfriamento do fluido refrigerante.

Como mencionado anteriormente, a soma do calor absorvido pelo evaporador, somado ao trabalho ou potência requerida pelo compressor é igual ao calor cedido pelo condensador, a Equação (4.1) representa isto em termos matemáticos. A variável \dot{Q}_L é a carga térmica absorvida pelo evaporador, \dot{Q}_H é a carga térmica liberada pelo condensador e \dot{W}_{in} é a potência elétrica de alimentação do compressor.

$$\dot{Q}_L + \dot{W}_{in} = \dot{Q}_H \quad (4.1)$$

O coeficiente de performance da bomba de calor é dada pela Equação (4.2), e representa a relação entre a potência térmica cedida pelo condensador e a potência elétrica utilizada pelo compressor.

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{in}} \quad (4.2)$$

4.1.2 Ciclo termodinâmico Real

O ciclo de compressão de vapor de refrigeração difere do ciclo ideal em diversos parâmetros, isto deve-se às irreversibilidades que ocorrem em vários componentes. As duas principais fontes de irreversibilidades são a perda de pressão (fricção do fluido) e a transferência de calor com o ambiente (Cengel e Boles, 2015).

No compressor, o processo de compressão no ciclo ideal é reversível e adiabático, portanto isentrópico. Por outro lado, o processo de compressão real envolve efeitos friccionais, que aumentam a entropia do sistema.

Ainda, de acordo com Cengel e Boles (2015), o refrigerante sai do evaporador e entra no

compressor como vapor saturado. Na prática, entretanto, não é possível controlar o estado do fluido com tanta precisão. Ao invés disso, projeta-se o evaporador de forma que o fluido entre um pouco superaquecido no compressor, isto explica a necessidade de um grau de superaquecimento. Por outro lado, assume-se que o refrigerante sai do condensador como líquido saturado na pressão de saída do compressor. Desta forma, previne-se um dano à válvula de expansão acrescentando um grau de sub-resfriamento ao fluido na saída do condensador.

4.2 Componentes da bomba de calor

Nesta seção, os cinco elementos básicos que compõem uma bomba de calor são aprofundadamente abordados e as equações que descrevem o funcionamento de cada um deles são explicitadas. Os cinco componentes são:

1. Evaporador;
2. Compressor;
3. Condensador;
4. Válvula de expansão;
5. Fluido Refrigerante.

As equações que descrevem o funcionamento destes dispositivos derivam da equação de conservação da massa e da energia (Equação 4.3), que relaciona o fluxo mássico e de energia de entrada e de saída de determinado fluido. Entretanto, como a modelagem trata de um regime estacionário, o fluxo mássico e a energia não apresentam variação com o tempo, ou seja, o fluxo mássico e de energia que entra é igual ao que sai. A Energia potencial e cinética são considerados apenas quando a diferença destas variáveis na entrada (e) e na saída (s) são significativas.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (4.3)$$

- E_{vc} : Energia do volume de controle;
- t : Tempo;
- Q : Calor;
- \dot{Q} : Potência;
- \dot{m} : Fluxo mássico;
- h : Entalpia na entrada;
- V : Velocidade do fluido;
- g : Aceleração da gravidade;
- Z : Altura do fluido;

Considerando o fluxo mássico e a energia constantes no tempo, a equação de energia (Equação (4.3)) pode ser simplificada e a Equação (4.4) é obtida.

$$q + h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e = h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s + w \quad (4.4)$$

4.2.1 Evaporador

O evaporador é um trocador de calor responsável pela troca de calor entre a fonte fria e o fluido refrigerante. No evaporador, em uma bomba de calor com expansão direta, o refrigerante entra na condição de mistura saturada líquido-vapor, com um título específico, dado pelo ponto de operação da máquina e pela válvula de expansão, e sai na condição de vapor superaquecido, quando ele entra no compressor.

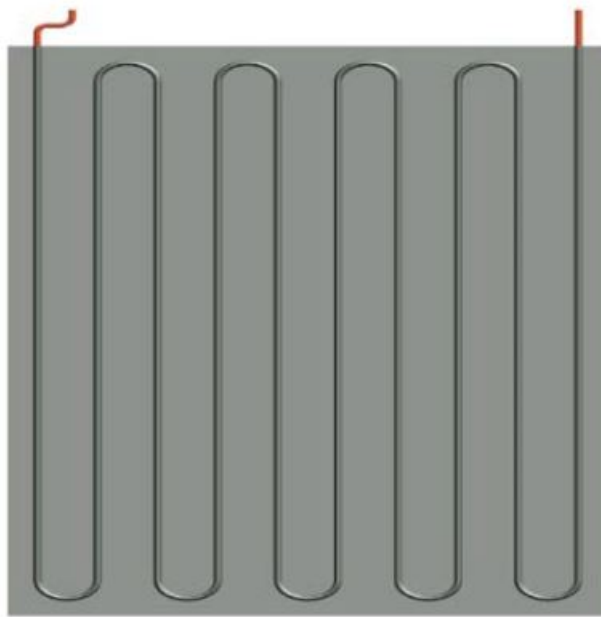


Figura 4.3: Representação esquemática da configuração do evaporado.
Fonte: de Faria (2013).

A equação que descreve o calor total absorvido pelo evaporador, considerando o ciclo termodinâmico representado na Figura 4.2 é dada pela Equação (4.5).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{fluido}(h_2 - h_7) \quad (4.5)$$

- Q_L : Calor total absorvido;
- h_x : Entalpia nos pontos;
- \dot{m} : Fluxo mássico;

4.2.2 Compressor

Os compressores são máquinas utilizadas para aumentar a pressão e realizar a circulação de fluidos compressíveis, como por exemplo os gases, isto é conseguido através da transferência de energia mecânica, realizada pelo motor, ao fluido de trabalho (Bastos e Torres, 2016).

A equação que descreve o funcionamento do compressor, considerando o ciclo termodinâmico representado na Figura 4.2 é dada pela Equação (4.6).

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{fluido}(h_3 - h_2) \quad (4.6)$$

- W_{comp} : Trabalho total Realizado;
- h_x : Entalpia nos pontos;
- \dot{m} : Fluxo mássico;

4.2.3 Condensador

O condensador é um trocador de calor responsável pela troca de calor entre o fluido refrigerante e a fonte quente. No condensador, em uma bomba de calor com expansão direta, o refrigerante entra na condição de vapor superaquecido, e sai na condição de líquido comprimido, quando ele entra na válvula de expansão.

Diferentes tipos de condensadores podem ser empregados, esta variação depende do fluido que troca de calor com o condensador. Quando a troca é com o ar, o condensador é um conjunto de tubos simples ou aletados, alocados em uma colmeia metálica. Por outro lado, se o fluido for água os condensadores estão dispostos na forma de tubos concêntricos do tipo carcaça e serpentina, ou carcaça e tubos. Os condensadores evaporativos utilizam a água e o ar para a transferência de calor e são uma combinação de condensador e torre de resfriamento.

O trocador de calor do tipo concêntrico apresenta as correntes de fluxo em contracorrente, no qual os dois fluidos se deslocam em direções paralelas, mas em sentidos opostos (ver Figura 4.4). A efetividade de um trocador de calor em contracorrente é maior que a de um trocador de calor por correntes paralelas, isto se deve ao fato de que entre a entrada e a saída sempre existe uma diferença de temperatura que garantirá a troca de calor de um fluido de alta temperatura para outro de baixa temperatura Bastos e Torres (2016). Para estudar a transferência de calor nessas condições, é conveniente determinar um parâmetro chamado temperatura média logarítmica (Equação(4.7)) que é muito empregado em diversos cálculos para trocadores de calor. A Figura 4.5 auxilia na determinação deste parâmetro para cada tipo de fluxo.

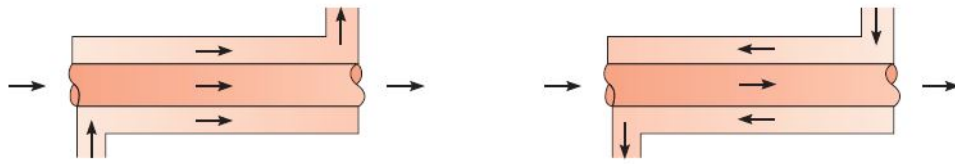


Figura 4.4: Fluxo em correntes paralelas e em contracorrente
Fonte: Bergman *et al.* (2011)

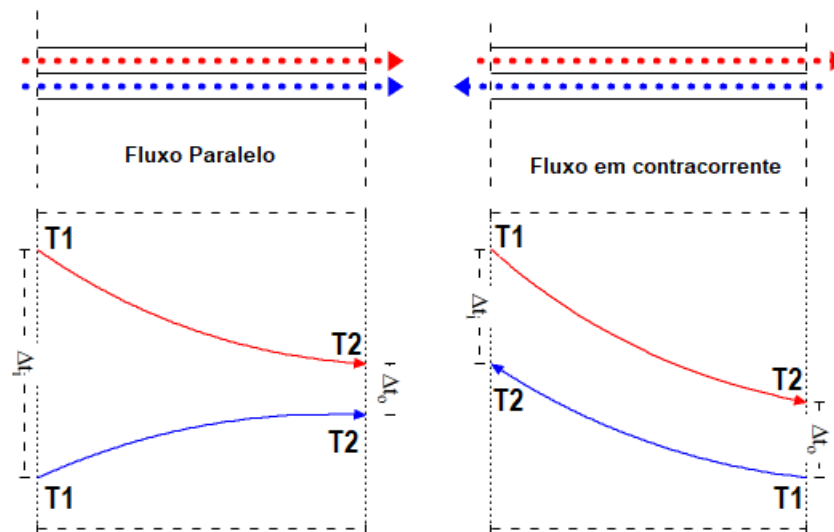


Figura 4.5: Diferenças de temperaturas para cada tipo de fluxo
Fonte: Modificado de Engineering ToolBox.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4.7)$$

A equação que descreve o calor total liberado pelo condensador ao fluido de interesse, considerando o ciclo termodinâmico representado na Figura 4.2 é dada pela Equação (4.8).

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{fluido}(h_3 - h_6) \quad (4.8)$$

- Q_H : Calor total liberado;
- h_x : Entalpia nos pontos;
- \dot{m} : Fluxo mássico;

4.2.4 Válvula de expansão

O controle da vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador é normalmente realizado utilizando tubo capilar, válvula de expansão termostática, válvula de expansão eletrônica ou válvulas de agulha. Para sistemas que trabalham com condições de carga térmica variável,

os dispositivos de controle do evaporador exercem um papel fundamental, pois devem fornecer uma vazão de fluido suficiente, com um grau de superaquecimento adequado na saída do evaporador (Alvarez, 2015). A ação da válvula de expansão termostática é controlada por um bulbo que está conectado a ela. O bulbo, mecanicamente, realiza o processo de abertura e fechamento da válvula de acordo com a diferença de pressão entre o seu interior e o da tubulação. Por outro lado, na válvula de expansão por agulha há um controle manual do fluxo mássico de fluido refrigerante a partir de uma manopla. A Figura 4.6 representa uma válvula de expansão termostática.

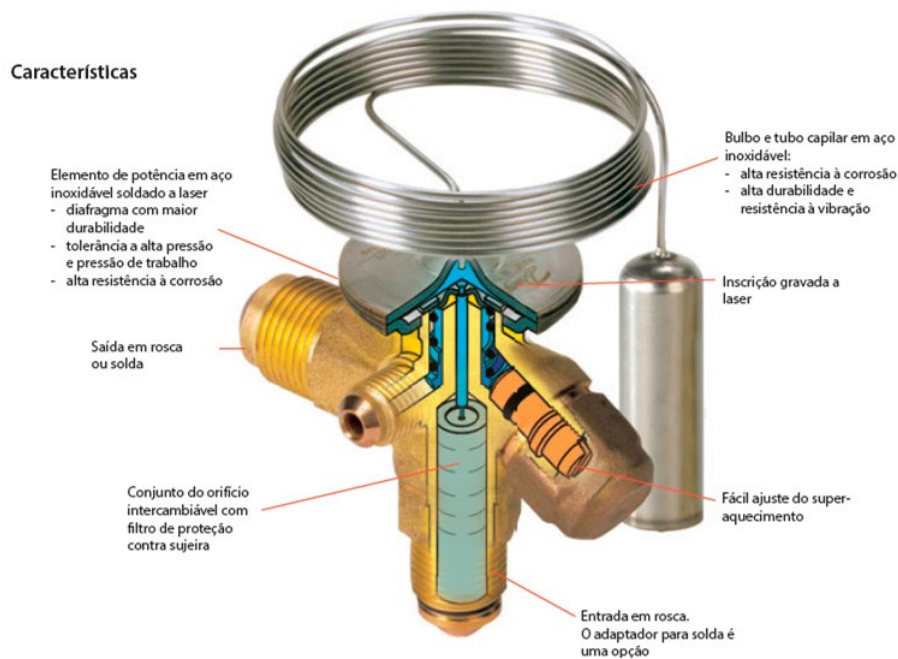


Figura 4.6: Válvula de expansão termostática.

Fonte: Capital Refrigeração

As válvulas de expansão necessitam de um grande cuidado no momento de sua seleção. O superdimensionamento deste dispositivo pode gerar uma situação indesejada denominada Hunting. Esta anomalia no funcionamento da válvula consiste na sua ação intermitente, provocando ciclos de superalimentação e subalimentação do fluido refrigerante ao sistema. Quanto menor o grau de superaquecimento, maiores são as chances da válvula entrar em hunting. As consequências deste problema são flutuações de pressão e temperatura reduzindo o COP e a capacidade do sistema.

A válvula de expansão, juntamente com o compressor, separa o ciclo em duas zonas, uma de alta pressão e outra de baixa pressão (Bastos e Torres, 2016). A equação que descreve o funcionamento da válvula de expansão considerando o ciclo termodinâmico representado na Figura 4.2 é dada pela Equação (4.9). Nela, é observado que a entalpia no dispositivo não muda, isto é importante pois a conexão entre a zona de alta pressão e baixa pressão ocorre sem a perda

de energia.

$$h_6 = h_7 \quad (4.9)$$

4.2.5 Fluido Refrigerante

De acordo com GTA (1996), um refrigerante é qualquer fluido - líquido ou gás - que coleta o calor pela evaporação a baixas temperaturas e pressões, e libera este calor pela condensação em altas temperaturas e pressões. O propósito do refrigerante é ser um meio de deslocamento do calor de uma região para outra.

Quando um sistema de refrigeração é projetado, há diversos refrigerantes que podem ser escolhido, como por exemplo alguns clorofluorcarbonetos (CFCs), amônia, hidrocarbonetos (propano, etano, etileno, etc.), dióxido de carbono, ar (nos ar condicionados ou aeronaves), e até mesmo a água (em aplicações acima do ponto de solidificação). A escolha ideal dependerá da aplicação do projeto (Cengel e Boles, 2015).

Dois importantes parâmetros precisam ser considerados na seleção de um refrigerante são a temperatura interna do ambiente refrigerado/aquecido, e a temperatura externa a este. Para se ter uma boa taxa de troca de calor, uma diferença de 5 a 10°C deve ser mantida entre o refrigerante e o meio o qual ele está trocando calor. A menor pressão do ciclo de refrigeração ocorre no evaporador, e esta pressão deve ser superior à pressão atmosférica para prevenir qualquer entrada de ar no sistema de refrigeração. Portanto, um refrigerante deve ter uma pressão de saturação de no mínimo 1 atm na temperatura de evaporação (Cengel e Boles, 2015).



Figura 4.7: Fluido refrigerante R134a
Fonte: Indiamart

De acordo com Deiters (1997), a ASHRAE (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado) define a nomenclatura dos fluidos refrigerantes que são caracterizados pelo prefixo (usualmente 'R') e uma sequência de dígitos d-c-h-f, em que os dígitos d, c, h e f tem o seguinte significado:

- d: Número de ligações duplas na molécula - omitido se for igual a 0;
- c: Número de átomos de carbono menos 1 - omitido se for igual a 0;
- h: Número de átomos de hidrogênio mais 1;
- f: Número de átomos de flúor.

Se átomos de bromo estiverem presentes, o seu número é dado após a letra 'B', compostos cíclicos são marcados pela letra 'C'. Os substituintes remanescentes são átomos de cloro. Esta nomenclatura é destinada a pequenas moléculas com até no máximo 5 átomos de carbono. O dígito c maior que 4 tem um significado exclusivo: 5 é reservado para misturas azeotrópicas e 7 para compostos inorgânicos (por exemplo, R717 é a amônia) (Deiters, 1997).

4.3 Coeficientes de transferência de calor

A energia existe em numerosas formas sendo elas de forma térmica, mecânica, elétrica, química ou nuclear. A energia pode ser transferida de e para um sistema fechado em duas formas distintas: calor e trabalho. Para volumes de controle, a energia pode ser transferida pelo fluxo mássico. A transferência de calor de ou para um sistema é denominada calor se isto for causado por uma diferença de temperatura (Cengel e Boles, 2015). Os processos de transferência de calor podem ser quantificados através de equações de taxas. Essas equações podem ser utilizadas para calcular a quantidade de energia sendo transferida por unidade de tempo.

Os coeficientes de transferência de calor são fundamentais para a análise, cálculo e modelagem de um sistema térmico, pois promovem a junção entre o fluxo de calor, de uma região a outra, e a sua dependência de um diferencial de temperatura. No que tange a transferência de calor, três tipos de mecanismos físicos podem ocorrer:

1. Condução: Transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre as partículas (Bergman *et al.*, 2011; Cengel e Boles, 2015).
2. Convecção: Transferência de energia entre uma superfície sólida e um fluido adjacente que está em movimento, e envolve a combinação dos efeitos de condução e movimento do fluido (Cengel e Boles, 2015).

3. Radiação térmica: Transferência de energia através da emissão de ondas eletromagnéticas (ou fótons) (Cengel e Boles, 2015). A transferência de energia por este mecanismo não requer a presença de um meio material e ocorre mais eficientemente no vácuo Bergman *et al.* (2011).

O sistema de estudo neste trabalho considera a presença destes três mecanismos para promover a evaporação e a condensação do fluido. As formas pelas quais os coeficientes de transferência de calor são calculados para cada mecanismo é bastante diferente e, portanto, precisam ser estudados com uma maior cautela.

Os diferentes coeficientes de transferência de calor, para cada mecanismo, podem ser diretamente comparados. A partir disso, pode-se concluir qual deles é o mais eficiente e em que condição dos fluidos há uma otimização na transferência de calor. Os coeficientes previamente citados indicam precisamente a região em que a bomba de calor pode ser otimizada.

4.3.1 Condução

Para a condução térmica, a equação da taxa é conhecida como lei de Fourier (Bergman *et al.*, 2011). É observado que a taxa de condução de calor \dot{Q}_{cond} através de uma camada constante de espessura Δx é proporcional à diferença de temperatura ΔT através da camada e da área normal à direção de transferência de calor, e inversamente proporcional à espessura desta mesma camada (Cengel e Boles, 2015). Tomando o limite de quando $\Delta x \rightarrow 0$, a lei de Fourier é estabelecida na forma diferencial evidenciada na Equação (4.10).

$$\dot{Q}_{cond} = k_t A \frac{dT}{dx} [W] \quad (4.10)$$

A constante de proporcionalidade k_t é a condutividade térmica, e é uma medida da habilidade de um material de conduzir calor.

4.3.2 Convecção

A transferência de calor por convecção é classificada de acordo com a natureza de escoamento do fluido sobre a superfície sólida. A convecção forçada é definida quando o escoamento é causado por meios externos, como por exemplo a utilização de um ventilador. A convecção livre ou natural é causada devido às forças de empuxo por diferença de densidade: um fluido quando aquecido tem sua densidade diminuída, portanto a sua tendência é elevar-se, enquanto um fluido frio apresenta uma massa específica maior e a sua tendência é descer. A Figura 4.8 representa os tipos de convecções que podem ocorrer.

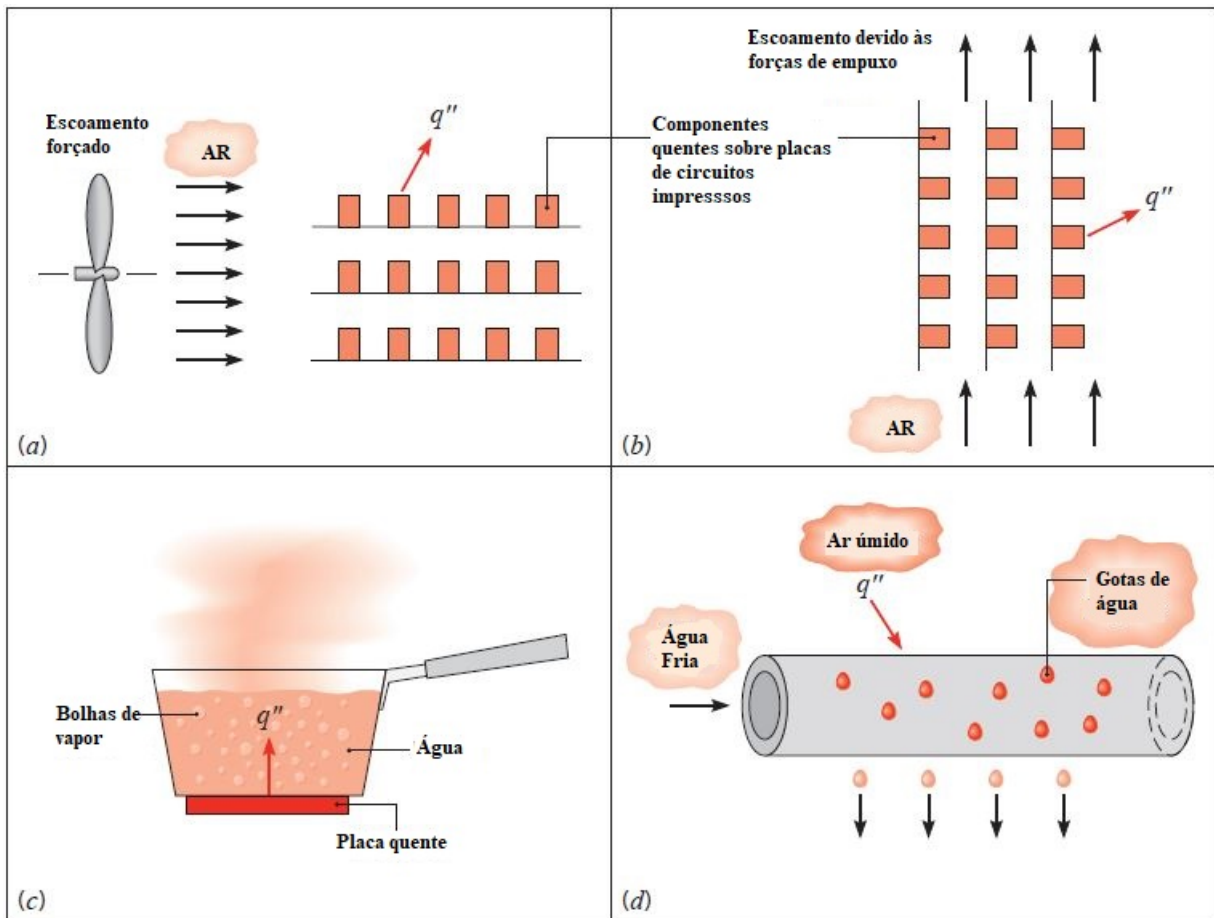


Figura 4.8: Processos de transferência de calor por convecção. (a) Convecção forçada. (b) Convecção natural. (c) ebulição. (d) Condensação.

Fonte: Modificado de Bergman *et al.* (2011)

Independente da natureza do processo de transferência de calor por convecção, a Equação (4.11) é apropriada para representar a taxa de transferência de calor.

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.11)$$

O fluxo calor transferido por convecção é proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido, T_s e T_∞ respectivamente. Essa expressão é conhecida como lei de resfriamento de Newton, e o parâmetro h [W/m²K] é chamado de coeficiente de transferência de calor por convecção. Este coeficiente depende das condições na camada-limite, as quais, por sua vez, são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido (Bergman *et al.*, 2011).

4.3.3 Radiação térmica

A radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura diferente de zero Kelvin. Este mecanismo de transferência de energia é o mais rápido de todos e ocorre na velocidade da luz, não sofrendo atenuação no vácuo. Esta é a forma a qual a energia do sol chega na terra.

O mecanismo de radiação térmica é um fenômeno volumétrico, todos os sólidos, líquidos e gases emitem, absorvem e transmitem radiação em diferentes graus. A máxima taxa de energia que pode ser emitida de uma superfície em uma temperatura absoluta T_s é dada pela lei de Stefan-Boltzmann (Cengel e Boles, 2015).

$$\dot{Q}_{emit,max} = \sigma AT_s^4 \quad [W] \quad (4.12)$$

Em que A é a área da superfície e $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{K}^4]$ é a constante de Stefan-Boltzmann. Uma superfície idealizada que emita radiação térmica em uma taxa máxima é denominada corpo negro. Para superfícies reais, um termo denominado emissividade, ε , deve ser acrescentado à Equação (4.12). A emissividade é um valor entre 0 e 1, e é uma medida de quão próximo a superfície real está de um corpo negro. Desta forma, a radiação térmica de uma superfície real é dada pela Equação (4.13)

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \sigma AT_s^4 \quad [W] \quad (4.13)$$

Outra propriedade radiativa importante é a absortividade, α , que é a fração da energia radiativa incidente em uma superfície que é absorvida por ela. Assim como a emissividade, o seu valor varia entre 0 e 1. Um corpo negro absorve toda a energia que é incidente sobre ele, portanto a sua absortividade é igual a 1.

Um caso particular que ocorre com frequência é a troca de radiação entre uma superfície pequena a T_s e uma superfície isotérmica, muito maior, que envolve completamente a menor. Se a superfície for considerada uma para a qual $\alpha = \varepsilon$ (denominada superfície cinza), a taxa líquida de transferência de calor por radiação saindo da superfície é dada pela Equação (4.14).

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad [W] \quad (4.14)$$

Essa expressão fornece a diferença entre a energia térmica que é liberada devido à emissão de radiação e aquela ganha devido à absorção de radiação. Todavia, em muitas aplicações é

conveniente expressar a troca líquida de calor por radiação de acordo com a Equação (4.15).

$$\dot{Q}_{rad} = h_r A (T_s - T_{viz}) \quad [W] \quad (4.15)$$

Em que o coeficiente de transferência de calor por radiação, h_r , é dado pela Equação (4.16). Desta forma, a radiação é modelada de forma similar à convecção.

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{viz})(T_s^2 + T_{viz}^2) \quad [W] \quad (4.16)$$

4.4 Transferência de calor em fluxo monofásico e bifásico

Nesta seção serão discutidas as correlações utilizadas para obter o coeficiente de transferência de calor em uma região de fluxo monofásico e bifásico. As correlações dependem dos adimensionais (Reynolds, Nusselt, Prandtl, etc.) associados aos fluxos, bem como as propriedades do fluido. O número de Reynolds para o escoamento em um tubo circular é definido pela Equação (4.17). Ele indica se o fluxo mássico do fluido encontra-se em um estado laminar, de transição ou turbulento. A transferência de calor em cada um destes tipos de fluxo varia significativamente.

$$Re = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad (4.17)$$

A variável u_m é a velocidade média do fluido na seção transversal e D é o diâmetro do tubo. Em um escoamento plenamente desenvolvido, o número de Reynolds crítico, que corresponde ao surgimento de turbulência é de $Re \approx 2300$ (Bergman *et al.*, 2011). Para o escoamento incompressível em regime estacionário em um tubo com área de seção transversal uniforme, \dot{m} e u_m são constantes independentes de x . Portanto para o escoamento em um tubo circular, pode-se calcular o número de Reynolds de acordo com a Equação (4.18)

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (4.18)$$

4.4.1 Fluxo laminar

Em um tubo circular há a presença de duas regiões de fluxo denominadas região de entrada e região completamente desenvolvida, isto é importante pois para certo diâmetro de tubos pode-se aumentar ou diminuir drasticamente o coeficiente de transferência de calor (Bastos e Torres, 2016).

Segundo Bergman *et al.* (2011), em um tubo circular com fluxo laminar completamente

desenvolvido com condições de temperatura constante, ou transferência de calor constante, o número de Nusselt é uma constante independente do número de Reynolds, do número de Prandtl e da posição axial. Portanto, as equações (4.19 e 4.20) podem ser definidas. Nestas equações, as variáveis h e k são o coeficiente de transferência de calor e a condutividade térmica do material, respectivamente.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \quad , \quad q_s = \text{constante} \quad (4.19)$$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3,66 \quad , \quad T_s = \text{constante} \quad (4.20)$$

Neste trabalho, no condensador em específico, a transferência de calor entre tubos concêntricos será tratada. Portanto, neste caso não há uma seção transversal unicamente circular, e sim anular (Figura 4.9). Os resultados para tubos circulares podem ser empregados para geometrias não circulares através da utilização de um diâmetro efetivo como comprimento característico. Ele é conhecido por diâmetro hidráulico e está definido na Equação (4.21), em que A_{tr} e P são a área de seção transversal e o perímetro molhado, respectivamente.

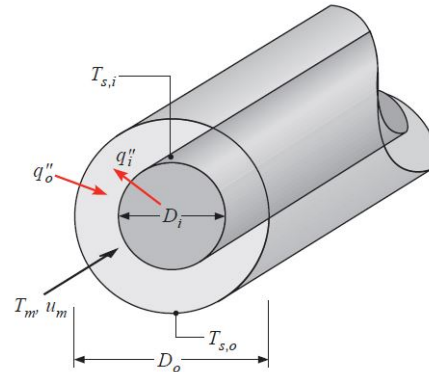


Figura 4.9: A região anular entre tubos concêntricos.
Fonte: Bergman *et al.* (2011)

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P} \quad (4.21)$$

Os coeficientes de transferência de calor para a região representada pela Figura 4.9 associados às superfícies interna e externa da região anular são diferentes. Os números de Nusselt correspondentes são definidos nas equações (4.22 e 4.23). O diâmetro hidráulico em ambas situações é dado por $D_h = D_o - D_i$.

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad (4.22)$$

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k} \quad (4.23)$$

Para o caso de escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e outra a uma temperatura constante, Nu_i e Nu_e podem ser obtidos através da Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Número de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido em uma região anular circular com uma superfície isolada e a outra a temperatura constante.

Fonte: Adaptado de Bergman *et al.* (2011).

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,10	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,50	5,74	4,43
$\approx 1,00$	4,86	4,86

O coeficiente global de troca para determinado volume de controle nesta situação é dada por:

$$U_{vc} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (4.24)$$

4.4.2 Fluxo em transição

Para o fluxo turbulento, Levenspiel (2014) propõe uma correlação para o fluxo em transição que compreende os valores do número de Reynolds entre $2100 \leq Re \leq 10000$. Esta correlação é explicitada pela Equação (4.25).

$$\frac{hD}{k} = 0,116 \left[\left(\frac{DG}{u} \right)^{2/3} - 125 \right] \left(\frac{c_p u}{k} \right)^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right] \left[\frac{u}{u_w} \right]^{0,14} \quad (4.25)$$

Em que D é o diâmetro hidráulico, k a condutividade térmica do material, G é a velocidade mássica ($G = \frac{\dot{m}}{A_{tr}}$), c_p é o calor específico em uma pressão constante, u é a viscosidade dinâmica do fluido, L é a distância da região de entrada e u_w é a viscosidade dinâmica na temperatura da parede.

4.4.3 Fluxo turbulento

Segundo Bergman *et al.* (2011), para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos (fluidodinâmica e termicamente) em um tubo circular liso, o número de Nusselt local pode ser obtido com a equação de Dittus-Boelter (Equação 4.26).

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (4.26)$$

Nesta equação, $n = 0,4$ para o aquecimento ($T_s > T_m$) e $n = 0,3$ para o resfriamento ($T_s < T_m$). Essas equações foram confirmadas experimentalmente para as seguintes condições:

- $0,6 \leq Pr \leq 160$;
- $Re_D \geq 10000$;
- $L/D \geq 10$.

A Equação (4.26) pode ser utilizada em diferenças de temperaturas pequenas a moderadas, com todas as propriedades estimadas a uma temperatura média. Para escoamentos caracterizados por grandes variações das propriedades é recomendada a equação proposta por Sieder e Tate (Equação 4.27) (Bergman *et al.*, 2011).

$$Nu_D = 0,027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (4.27)$$

- $0,7 \leq Pr \leq 16700$;
- $Re_D \geq 10000$;
- $L/D \geq 10$.

Embora as equações (4.26) e (4.27) sejam de fácil utilização e certamente satisfatórias para os propósitos deste trabalho, seu uso pode resultar em erros de até 25%. Esses erros podem ser reduzidos a menos de 10% com o uso de correlações mais recentes, porém normalmente mais complexas. Uma correlação válida para tubos lisos em uma ampla faixa de Reynolds, incluindo a região de transição, é fornecida por Gnielinski (1976), na qual o fator de atrito (f), pode ser obtido através do diagrama de Moody. A correlação é dada pela Equação (4.28).

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.28)$$

- $0,5 \leq Pr \leq 2000$;
- $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$.

4.4.4 Fluxo bifásico

Os fluido refrigerante, quando entra nos trocadores de calor do sistema, passa por uma transição em que o fluxo mássico estará na condição de mistura (vapor e líquido) devido à mudança de fase. Um estudo aprofundado sobre as propriedades de saturação mostra-se importante, e nesta seção os parâmetros básicos do fluxo e da transferência de calor nessa condição serão evidenciados.

Considerando o fluxo bifásico, uma fase de líquido e outra de vapor, a razão mássica ou fluxo mássico total ao longo do tubo é a soma das razões mássicas individuais de vapor e líquido (Bastos e Torres, 2016).

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_l \quad (4.29)$$

O título de vapor é definido pela razão entre a massa de vapor e a massa total do sistema.

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (4.30)$$

Em geral, os cálculos envolvendo fluxo bifásico utilizam a velocidade mássica, G , no lugar da vazão mássica, pois, deste modo, todas as correlações ficam normalizadas pela área do fluxo (A_f) e tornam-se independentes do diâmetro do tubo. Esta variável é definida pelas equações de líquido e vapor de acordo com as equações (4.32) e (4.33).

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{tr}} \quad (4.31)$$

$$G_l = \frac{\dot{m}(1-x)}{A_{tr}} \quad (4.32)$$

$$G_v = \frac{\dot{m}x}{A_{tr}} \quad (4.33)$$

4.4.4.1 Fração de vazio

A fração de vazio, α , é um dos parâmetros mais importantes usados para caracterizar o fluxo bifásico. Este é o valor físico chave para determinar inúmeros parâmetros importantes, tais como a densidade bifásica e a viscosidade bifásica, para obter a velocidade média relativa das duas fases, e que é fundamental para predizer a transição de padrões de fluxo, transferência de calor e quedas de pressão (Thome, 2004).

A fração de vazio é definida por meio razão entre a área transversal seca ocupada pelo fluido na fase vapor em relação a área total (Bastos e Torres, 2016). O título e fração de vazio se diferem devido à densidade. Considerando uma pequena garrafa preenchida em uma metade por líquido, e a outra por vapor. O título é a relação de massa de vapor na garrafa para a massa total de líquido somado ao vapor. Se a densidade do líquido em relação ao vapor é de 5/1, então o título é de 1/6. Por outro lado, a fração de vazio volumétrica é de 1/2.

$$\alpha = \frac{A_v}{A_f} \quad (4.34)$$

A fração de vazio de seção transversal, aplicável neste trabalho, é usualmente prevista por um dos seguintes métodos:

- Modelo Homogêneo (assume-se que as duas fases viajam em uma mesma velocidade);
- Modelo Unidimensional para a fração de vazio (assume-se velocidades diferentes para as duas fases);
- Modelos que incorporam as distribuições radiais da fração de vazio local e a velocidade de fluxo;
- Modelos baseados na física dos regimes de fluxo específicos;
- Métodos empíricos e semi-empíricos.

Os modelos que mais se adequam ao trabalho serão explicitados a seguir.

4.4.4.1.1 Modelo Homogêneo A base do modelo homogêneo assume que as fases de líquido e vapor se deslocam em uma mesma velocidade (Bastos e Torres, 2016). A fração de vazio homogênea da definição da seção transversal de um canal com área A, as velocidades médias do vapor e do líquido se dão em termo do título:

$$V_v = \frac{Gx}{\rho_v \alpha} \quad (4.35)$$

$$V_l = \frac{G(1-x)}{\rho_L(1-\alpha)} \quad (4.36)$$

Utilizando as equações anteriores e considerando que as velocidades são iguais para as duas fases encontra-se o valor de fração de vazio.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (4.37)$$

O modelo de fração de vazio é razoavelmente preciso para uma faixa limitada de circunstâncias. A melhor concordância é para fluxo borbulhante e fluxo de gotas ou névoa dispersa em que as duas fases viajam em uma velocidade semelhante. A fração de vazio homogênea é o caso limite uma vez que a pressão tende à pressão crítica, em que a diferença entre as densidades das fases desaparece. (Bastos e Torres, 2016).

4.4.4.1.2 Modelos analíticos de fração de vazio Diversos estudos foram realizados para tentar prever as frações de vazio de determinado fluxo por meios analíticos. Tipicamente, alguma característica, como o impulso, ou a energia cinética das duas fases se reduzem ao mínimo com a suposição de que o fluxo tenderá ao mínimo desta quantidade (Bastos e Torres, 2016). O modelo de Zivi (1964) é uma das correlações que se aplicam a esta tentativa de modelo analítico.

4.4.4.1.2.1 Modelo de ? O modelo de Zivi (1964) é um modelo de fluxo anular, que supõe que não há líquido fluindo no núcleo de vapor central. O modelo se baseia na premissa de que a energia cinética total das fases serão mínimas. A energia cinética de cada fase é dada por:

$$E_v = \frac{1}{2} \rho_v V_v^2 \dot{Q}_v \quad (4.38)$$

$$E_l = \frac{1}{2} \rho_l V_l^2 \dot{Q}_l \quad (4.39)$$

Em que \dot{Q}_v e \dot{Q}_l são respectivamente:

$$\dot{Q}_v = \frac{Gx A}{\rho_v} \quad (4.40)$$

$$\dot{Q}_l = \frac{G(1-x) A}{\rho_l} \quad (4.41)$$

A energia cinética total do fluxo é dada por:

$$E_{c_{total}} = E_v + E_l \quad (4.42)$$

O equacionamento para a fração de vazio é decorrente do rearranjo de diversos termos e a derivação dos mesmo em função da fração de vazio, ($\frac{dE_{c_{total}}}{d\alpha}$), igualando a 0. Tem-se então:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3}} \quad (4.43)$$

4.4.5 Transferência de calor em fluxos bifásicos

Quando a transferência de calor em fluxos bifásicos é tratada, tem-se em mente que ela ocorrerá em um processo de evaporação ou condensação. Os principais estudos acerca deste tipo de fluxo estão na literatura elaborada por Thome (2004) e por diversas correlações realizadas pelo indiano Satish Kandlikar. Nesta seção, as principais correlações estabelecidas serão abordadas.

O coeficiente de transferência de calor para a condensação é uma função do título local. A medida em que o título aumenta, o coeficiente de calor também aumenta até um ponto máximo, e depois decai até atingir o coeficiente de transferência de calor monofásico de vapor saturado. Este aumento do coeficiente de transferência de calor, deve-se ao estado turbulento induzido do fluxo decorrente da transição de fase. Além disso, ele apresenta uma forte relação com a velocidade mássica, aumentando juntamente com ela. Diferente da condensação externa, a condensação interna em tubos é independente da diferença de temperatura com a parede ($T_{sat} - T_w$) para a maioria das condições de operação, exceto em baixas vazões mássicas (Thome, 2004).

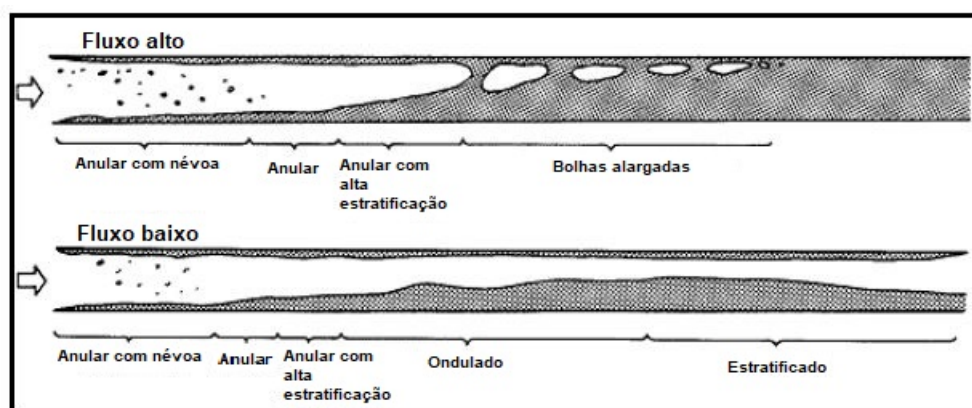


Figura 4.10: Típicos padrões de fluxo bifásico encontrados em tubos horizontais.
Fonte: Modificado de Thome (2004)

Na Figura 4.10, é ilustrado os padrões para fluxo bifásico que ocorrem tipicamente na condensação em tubos horizontais. No diagrama superior, em altas taxas de vazão mássica, o fluxo inicia-se em um regime anular, onde o filme de líquido está no perímetro da parede e o vapor está na parte central. Com a continuação da condensação, a velocidade do vapor diminui e conseqüentemente há uma diminuição no atrito da interface líquido-vapor, tornando o filme líquido mais espesso na região inferior do tubo. Com o aumento da quantidade de líquido ao

longo do tubo, um fluxo com bolhas alargadas é formado, e permanece até que todo o vapor seja condensado. Por outro lado, em baixas vazões mássicas de vapor, o fluxo anular no início do tubo se torna prontamente intermitente com uma características de grandes amplitudes ou de fluxo estratificado ondulado com amplitude menor. Se o líquido não se estende por toda a seção transversal do tubo, o vapor pode chegar ao final do tubo sem condensação. Nesta análise, observa-se que a primeira condição, altas vazões mássicas, o fluxo encontra-se turbulento e a troca de calor com o ambiente é muito mais efetiva permitindo a condensação total do fluido.

Neste trabalho serão utilizadas duas correlações principais para a região bifásica: Shah (2013) para a condensação, e Kandlikar (1990) para a evaporação.

4.4.5.1 Correlação de Shah (2013)

A correlação de Shah (2013) para o coeficiente de transferência de calor na condensação é definida para três regimes, sendo que para cada um o coeficiente de transferência de calor é diferente. Estes regimes são identificados pelo parâmetro adimensional da velocidade de vapor, J_g .

I - Turbulento

$$h_{tp} = h_I \quad (4.44)$$

$$J_g \geq 0,98(Z + 0,263)^{-0,62} \quad (4.45)$$

II - Misto

$$h_{tp} = h_I + h_{Nu} \quad (4.46)$$

III - Laminar

$$h_{tp} = h_{Nu} \quad (4.47)$$

$$J_g \leq 0,95(1,254 + 2,27Z^{1,249})^{-1} \quad (4.48)$$

Em que h_I e h_{Nu} são definidos por:

$$h_I = h_{LS} \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}} \right) \left(\frac{\mu_f}{14\mu_g} \right)^{0,0058+0,557Pr} \quad (4.49)$$

$$h_{Nu} = 1,32Re_{LS}^{-1/3} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gk_f^3}{\mu_f^2} \right]^{1/3} \quad (4.50)$$

O termo h_{LS} é o coeficiente de transferência de calor se só houvesse fase líquida no tubo, e o termo Z é um parâmetro de correlação introduzido pelo mesmo autor em 1979. Estes termos são calculados da seguinte forma:

$$h_{LS} = 0,023 Re_{LS}^{0,8} Pr_f^{0,4} k_f / D \quad (4.51)$$

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.52)$$

O parâmetro adimensional da velocidade de vapor, J_g , é calculado da seguinte forma:

$$J_g = \frac{xG}{gD_i \rho_g (\rho_l - \rho_g)^{0,5}} \quad (4.53)$$

4.4.5.2 Correlação de Kandlikar (1990)

As correlações de um fluxo evaporando são classificadas em duas categorias. Na primeira, as correlações são desenvolvidas por investigadores experimentais para representarem seus próprios dados, e outras fontes de dados com o mesmo fluido. A segunda categoria é desenvolvida com base em um longo número de dados envolvendo diversos fluidos e parâmetros investigados. Estas correlações são mais importantes pois atendem um maior banco de dados em diferentes condições de operação.

O objetivo do trabalho de Kandlikar (1990) é correlacionar dados de qualquer fluido desenvolvendo a habilidade de prever corretamente a dependência entre o coeficiente de troca de calor e vários outros parâmetros do sistema. A sua correlação foi desenvolvida tendo como base 1100 dados.

Na região de evaporação convectiva, a troca de calor é predominantemente realizada pelo mecanismo de convecção. Kandlikar já havia feitos outras correlações, mas que não englobavam todos os fluidos refrigerantes. Entretanto, com um parâmetro dependente do fluido, F_{fl} a sua correlação pôde ser estendida para todos estes fluidos. Nela, também, a influência da estratificação em baixas taxas de fluxo em tubos horizontais foram correlacionados através do número de Froude na evaporação nucleativa.

A correlação proposta está explicitada na Equação (4.54). As constantes que compõem a equação constam na Tabela 4.2. A constante C_5 é igual a 0 para tubos verticais e tubos horizontais onde $Fr_l > 0,04$.

$$\frac{h_{tp}}{h_{LS}} = C_1 C_o^{C_2} (25 Fr_{lo})^{C_5} + C_3 B_o^{C_4} F_{fl} \quad (4.54)$$

Tabela 4.2: Constantes da correlação proposta (Equação (4.54)) (Kandlikar, 1990).

Constante	Região Convectiva	Região de nucleação evaporativa
C_1	1,1360	0,6683
C_2	-0,9	-0,2
C_3	667,2	1058,0
C_4	0,7	0,7
C_5	0,3	0,3

Em que h_{LS} é o coeficiente de transferência de calor monofásico do líquido dado pela Equação (4.51). As variáveis Co e Bo são o número de convecção e o número de ebulição, respectivamente, eles são calculados a partir das equações (4.55) e (4.56). Além disso, F_{fl} é o parâmetro dependente do fluido, que pode ser encontrado determinado através da Tabela 4.3. Se os tubos forem feitos de aço inoxidável, este parâmetro se torna 1 para todos os fluidos.

$$Bo = \frac{q_{ev}}{Gh_{fg}} \quad (4.55)$$

Em que h_{fg} é o calor latente de vaporização do fluido.

$$Co = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0,8} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{0,5} \quad (4.56)$$

Tabela 4.3: Valores do parâmetro dependente do fluido, F_{fl} (Kandlikar, 1990)

Refrigerante	F_{fl}
R-12	1,5
R-22	2,2
R-113	1,3
R-123	1,9
R-134a	1,63

O número de Froude, Fr_{lo} é calculado da seguinte forma:

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad (4.57)$$

Para o fluxo vertical e fluxo horizontal com $Fr_{lo} > 0,04$, o multiplicador do número de Froude na Equação (4.54) torna-se 1, portanto:

- Para $Fr_{lo} < 0,04$, $H = (25Fr_{lo})^{C_5}$;

- Para $Fr_{lo} > 0,04$, $H = 1$.
- $Co < 0,65$ - Região de evaporação convectiva;
- $Co > 0,65$ - Região de evaporação nucleativa.

4.5 Energia solar

A estrutura do sol e suas características determinam a natureza da energia que irradia no espaço. O sol é uma esfera de gases intensamente quentes com diâmetro de $1,39 \times 10^9$ m, e está em média a $1,5 \times 10^{11}$ m da terra (Duffie *et al.*, 2013).

O sol apresenta uma temperatura efetiva de corpo negro de 5777 K. A temperatura nas regiões internas centrais é estimada de cerca de 8×10^6 a 40×10^6 K, e a sua densidade é estimada em cerca de 100 vezes a densidade da água. O sol, em efeito, é um reator de fusão contínuo com os seus gases constituintes contidos em um "Vaso de pressão" retido por forças gravitacionais (Duffie *et al.*, 2013).

Um estrutura esquemática do sol é ilustrada na Figura 4.11. É estimado que 90% da energia é gerada na região de 0 a $0,23R$ (em que R é o raio do sol), que contem 40% da massa do sol. A uma distância de $0,7R$ do centro, a temperatura cai para cerca de 130.000 K e a densidade para 70 kg/m^3 ; nesta região os processos convectivos começam a se tornar importantes, e a zona de $0,7$ a $1,0R$ é conhecida como zona convectiva. Nesta zona, a temperatura cai para cerca de 5000 K e a densidade para 10^{-5} kg/m^3 .

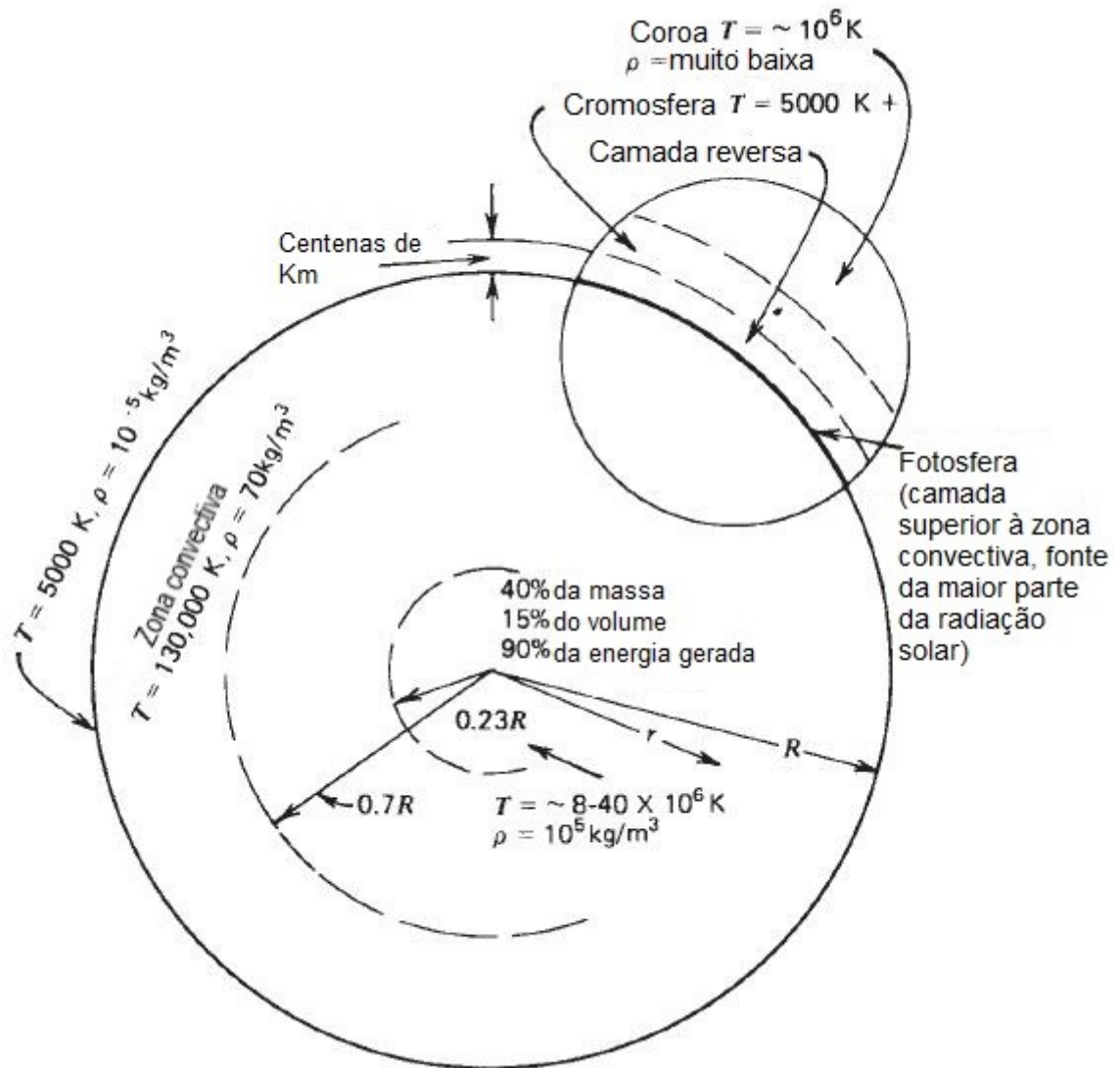


Figura 4.11: A estrutura do sol
 Fonte: Modificado de Duffie *et al.* (2013)

4.5.1 Constante Solar

A constante solar, G_{sc} é a energia vinda do sol por unidade de tempo recebida em uma superfície de área unitária perpendicular à direção de propagação da radiação na distância média entre o sol e a terra, fora da atmosfera (Duffie *et al.*, 2013; Kalogirou, 2013). Esta grandeza é difícil de ser medida da superfície da terra devido aos efeitos de dispersão da atmosfera. A Figura 4.12 ilustra esquematicamente a geometria das relações entre terra e sol.

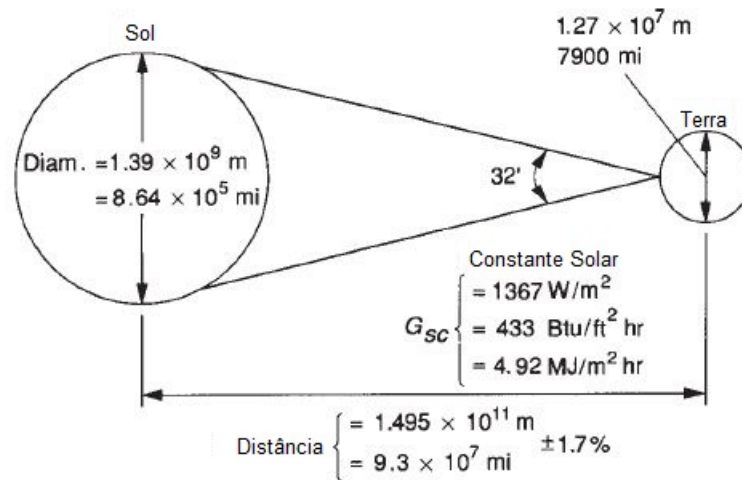


Figura 4.12: Relações entre o sol e a terra
 Fonte: Modificado de Duffie *et al.* (2013)

A variação da distância entre o sol e a terra, devido ao movimento de translação, gera variações no fluxo de radiação extraterrestre em uma taxa de $\pm 3,3\%$. A dependência da radiação solar extraterrestre com o tempo do ano é dada pela Equação (4.58). Nela, G_{on} é a radiação extraterrestre incidente em uma plano normal ao de propagação no dia "n" do ano. Esta variação pode ser representada graficamente como pode ser observado na Figura 4.13.

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) \quad (4.58)$$

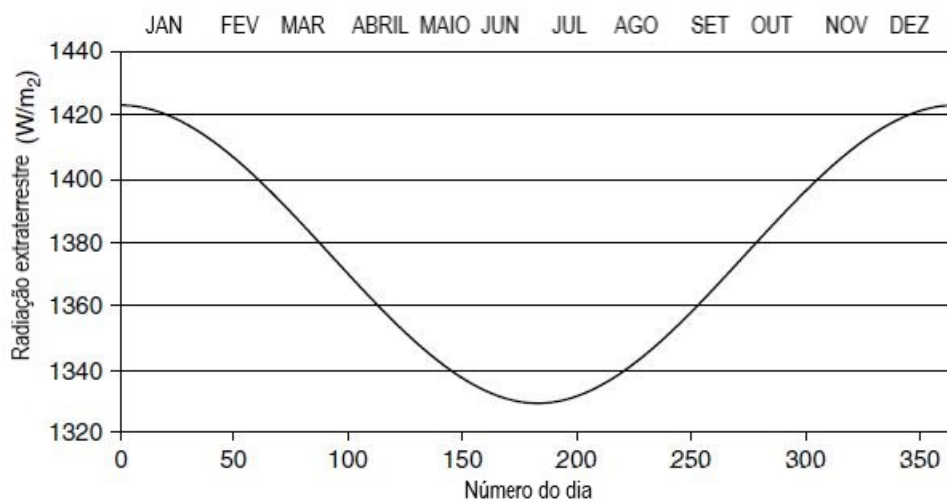


Figura 4.13: Variação da radiação solar extraterrestre ao longo do ano
 Fonte: Modificado de Kalogirou (2013)

A radiação extraterrestre incidente em uma superfície horizontal em qualquer momento

entre o nascer do sol e o horário em que ele se põe é dado pela Equação (4.59). Ainda, a radiação solar extraterrestre diária em um superfície horizontal pode ser calculada pela Equação (4.60). Os ângulos presentes nestes equacionamentos serão explicitados na seção 4.5.2.2.

$$G_o = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta) \quad (4.59)$$

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0,033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) \left(\cos \phi \cos \delta \cos \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \phi \sin \delta \right) \quad (4.60)$$

4.5.2 Geometria entre sol e terra

A radiação solar que efetivamente atinge um coletor solar depende de diversos fatores geométricos e ambientais. Os fatores geométricos são facilmente obtidos, e dependem de variáveis angulares que podem ser determinadas através de equacionamentos específicos. Esta dependência de fatores geométricos é a de interesse para a modelagem matemática, uma vez que os fatores ambientais e climáticos são muito difíceis de se prever. A determinação da irradiação solar incidente na superfície terrestre por unidade de área pode ser obtida através de dados experimentais disponibilizados por diversas agências e institutos nacionais e internacionais, como por exemplo a NASA e o INPE. Entretanto, alguns equacionamentos e conceitos fundamentais precisam ser detalhados antes de determinar a radiação solar incidente em um local de interesse, em um dia específico do ano.

4.5.2.1 Definições

Diversas definições serão muito úteis na determinação da radiação solar incidente em uma área unitária na cidade de Lavras - MG. São elas:

- **Radiação solar direta:** Radiação solar recebida do sol sem a dispersão atmosférica.
- **Radiação solar difusa ou do céu:** Radiação solar recebida do sol após a sua direção ter sido mudada pelo efeito de dispersão atmosférico.
- **Radiação solar total ou global:** É a soma da radiação solar direta e difusa. A Figura 4.14 ilustra as definições de radiação aqui mencionadas.

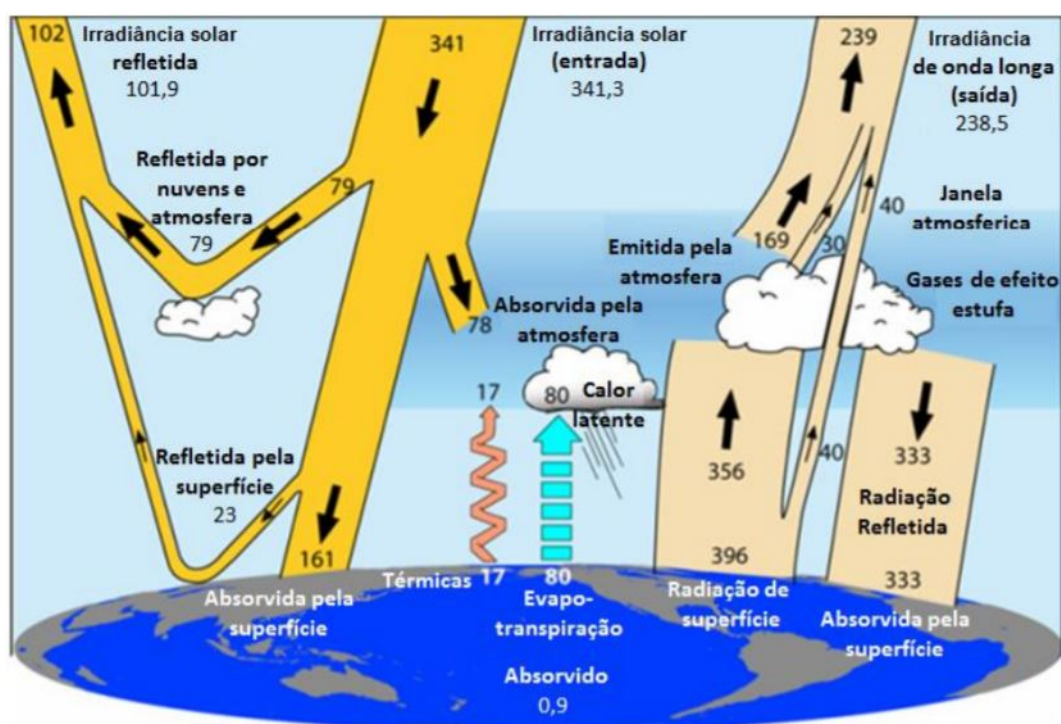


Figura 4.14: Previsão global anual média de energia solar incidente na terra para o período de Março de 2000 a Maio de 2004 [W/m^2]. As setas largas indicam o fluxo esquemático de energia em proporção à sua importância.

Fonte: Modificado de Trenberth *et al.* (2009)

- **Irradiância [W/m^2]:** Taxa a qual a energia radiante incide sobre uma superfície por unidade de área. A irradiância solar é simbolicamente representada pela letra G.
- **Irradiação ou exposição radiante [J/m^2]:** Energia incidente por unidade de área sobre uma superfície, a irradiação é encontrada pela integração da irradiância em um período de tempo, usualmente em uma hora ou um dia. A insolação é um termo aplicado especificamente para a irradiação solar. A letra H é utilizada para a insolação diária, enquanto a letra I é utilizado para a insolação horária.

As letras H e I podem representar a insolação direta, difusa ou total sobre uma superfície em qualquer orientação, para diferenciar os tipos de radiação solar alguns subscritos são utilizados:

- "o": Refere-se à radiação extraterrestre, ou seja, acima da atmosfera terrestre;
- "b": Refere-se à radiação direta (do inglês "beam radiation");
- "d": Refere-se à radiação difusa;
- "T": Refere-se à radiação incidente sobre um plano inclinado (do inglês "Tilted plane");
- "n": Refere-se à radiação incidente em um plano normal à direção de propagação.

- Se não há indicação de que o painel é inclinado ou normal à direção de propagação, deve-se considerar que ele está na posição horizontal.
- **Radiosidade ou Saída de energia irradiante [W/m^2]:** É a taxa em que a energia deixa uma superfície por unidade de área pela combinação de emissão, reflexão e transmissão.
- **Hora solar:** Tempo baseado no movimento angular aparente do sol ao longo do céu. A hora solar é o tempo utilizado em todas as relações angulares que envolvem o sol. A hora solar pode ser calculada através da Equação (4.61), em que L_{st} é a longitude do horário local na zona do meridiano padrão, L_{loc} é a longitude do local onde deseja-se calcular a hora solar e E é um parâmetro resultante da equação de tempo determinado pela Equação (4.62)

$$\text{Hora solar} - \text{Hora oficial} = 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (4.61)$$

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (4.62)$$

O valor de B é determinado pela Equação (4.63).

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (4.63)$$

4.5.2.2 Ângulos fundamentais nos cálculos da radiação solar

As relações geométricas entre um plano em qualquer orientação relativa a terra a qualquer momento (se o plano está fixo ou em movimento em relação à terra) e a radiação solar direta de entrada, ou seja, a posição do sol relativa a esse plano, pode ser descrita em termos de diversos ângulos (Benford e Bock, 1939). Estes ângulos e uma série de convenções consistentes são abordados a seguir:

- **Latitude (ϕ):** Localização angular ao norte, ou ao sul da linha do Equador ($-90^\circ < \phi < 90^\circ$). O valor da latitude de qualquer localidade no planeta terra pode ser obtido através de um instrumento de geolocalização.
- **Declinação (δ):** Posição angular do sol, ao meio dia solar, com relação ao plano do Equador, por convenção o valor positivo indica uma inclinação ao norte ($-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$). A declinação pode ser calculada através da Equação (4.64), para um determinado ângulo horário do sol.

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{(284 + n)}{365} \right) \quad [graus] \quad (4.64)$$

- Inclinação da superfície de captação (β): Ângulo entre o plano da superfície de captação e a horizontal ($0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$).
- Ângulo azimutal da superfície (γ): Ângulo entre a projeção da normal à superfície do plano horizontal e a direção Norte-Sul. O deslocamento angular é tomado a partir do Norte (0°) geográfico, sendo, por convenção, positivo quando a projeção se encontrar à direita do Sul (a Leste) e negativo quando se encontrar à esquerda (a Oeste) ($-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$). O ângulo azimutal de superfície ótimo para coletores solares planos é usualmente $\gamma = 180^\circ$ no hemisfério sul (Duffie *et al.*, 2013).
- Ângulo azimutal solar (γ_s): Também denominado como azimute solar, é o ângulo entre a projeção dos raios solares no plano horizontal e a direção Norte-Sul (horizonte do observador). Obedece às mesmas convenções do ângulo azimutal da superfície.
- Ângulo horário do sol ou Hora angular (ω): Deslocamento angular do sol no sentido leste para o oeste do meridiano local devido ao movimento de rotação da terra sobre o seu eixo. A taxa de variação deste ângulo é de 15° por hora, sendo que os ângulos do período da manhã são negativos, e os da tarde positivos. Portanto, às 10 da manhã, $\omega = -30^\circ$, ao meio dia do horário local, $\omega = 0$, e às 15 horas, $\omega = 45^\circ$.
- Ângulo de incidência (θ): Ângulo entre a radiação solar direta em uma superfície e o vetor normal à essa mesma superfície. Este ângulo pode ser determinado de três formas expressas pelas equações (4.65, 4.66 e 4.67 (exclusiva para o hemisfério sul)).

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (4.66)$$

$$\cos \theta = \cos(\phi + \beta) \cos \delta + \sin \omega + \sin(\phi + \beta) \sin \delta \quad (4.67)$$

O ângulo de incidência ao meio dia pode ser calculado através da Equação (4.68) para uma superfície de interesse inclinada, por outro lado, se esta superfície estiver horizontal β torna-se 0.

$$\theta_{noon} = | -\phi + \delta - \beta | \quad (4.68)$$

- Ângulo Zenital (θ_z): Ângulo entre a vertical e uma linha imaginária para o sol, isto é, o ângulo formado entre os raios do sol e a vertical local (zênite).
- Altura ou Elevação solar (α_s): Ângulo entre a horizontal e uma linha imaginária para o sol, isto é o complementar do ângulo zenital.
- Hora angular do sol se pôr (ω_s): Indica o horário angular do sol em que ele se põe no horizonte, ou seja, quando $\theta_z = 90^\circ$. A Equação (4.69) pode ser utilizada para determinar o valor de ω_s . A hora angular do sol nascer é o negativo da hora angular do sol de pôr.

$$\cos \omega_s = -\frac{\sin \phi \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta} = -\tan \phi \tan \delta \quad (4.69)$$

A Figura 4.15 ilustra os ângulos previamente abordados.

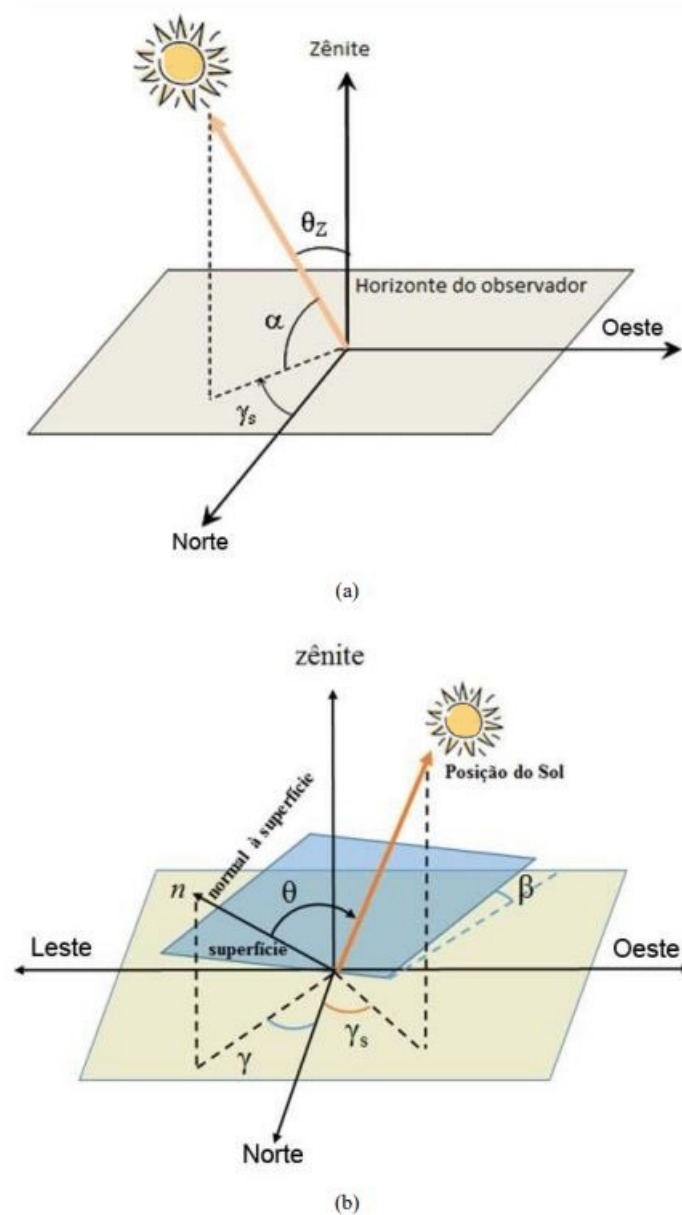


Figura 4.15: (a) Ilustração dos ângulos θ_z , α e γ_s , representando a posição do sol em relação ao plano horizontal;

(b) Ilustração da orientação de uma superfície inclinada em relação ao mesmo plano: ângulos β , γ , γ_s e θ .

Fonte: Pinho e Galdino (2014)

4.5.3 Radiação solar absorvida por um coletor inclinado

A radiação solar incidente em um coletor inclinado pode ser encontrada a partir de diversos modelos matemáticos que descrevem este fenômeno. A radiação incidente possui três componentes especiais: a radiação direta, difusa e refletida pelo chão (Kalogirou, 2013). O cálculo desta energia depende em qual modelo de céu difuso é aplicado (Duffie *et al.*, 2013). A

atenuação da radiação solar pela atmosfera tornando-a difusa é devido a sua interação com as moléculas de ar, água e poeira.

Utilizando o modelo isotrópico em uma base horária pode-se utilizar a Equação (4.70) para determinar a radiação solar absorvida, S , através da multiplicação de cada termo por um produto adequado de transmitância-absortância ($\tau\alpha$). Este equacionamento é empregado comumente para coletores com uma proteção de vidro, os coletores que não apresentam esta cobertura carecem de literaturas que determinam um modelo da radiação por eles absorvida. Assim, neste trabalho considerou-se utilizar o mesmo equacionamento e tratar o termo de transmissibilidade $\tau = 1$. Os termos $[1 + \cos \beta/2]$ e $[1 - \cos \beta/2]$ são fatores de vista do coletor para o céu, e do coletor para o chão, respectivamente.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (4.70)$$

Os termos R_b e ρ_g na Equação (4.70) são, respectivamente, um fator geométrico que determina a razão entre a radiação direta em uma superfície inclinada comparada a uma superfície horizontal, e a reflectância difusa da atmosfera que, comumente, apresenta um valor de 0,2. A variável R_b e os ângulos de incidência dos raios solares provenientes da radiação difusa e do chão (permitindo a obtenção do valor de α para essas condições) podem ser determinados pelas equações (4.71, 4.72 e 4.73) evidenciadas por Duffie *et al.* (2013).

$$R_b = \frac{\cos(\phi + \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi + \beta) \sin \beta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (4.71)$$

$$\theta_{e,g} = 90 - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2 \quad (4.72)$$

$$\theta_{e,d} = 59,7 - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2 \quad (4.73)$$

4.5.4 Distribuição de temperatura entre tubos e fator de eficiência de um coletor

Sob condições de estado estacionário, a taxa de calor útil entregue por um coletor solar é igual a taxa de calor absorvida pela transferência de calor do fluido menos as perdas diretas e indiretas da superfície para o ambiente (Kalogirou, 2013).

As perdas por condução, convecção e irradiação são representadas pelo coeficiente global de perda, U_L , multiplicado pela diferença de temperatura entre o coletor e o ambiente ($T_p - T_a$). A energia coletada por um coletor de área A_c é dada pela Equação (4.74), em que G_t é a irradiância em W/m^2 .

$$Q_u = A_c [G_t (\tau\alpha) - U_L (T_p - T_a)] = \dot{m} c_p [T_o - T_i] \quad (4.74)$$

Para prosseguir a modelagem matemática, as seguintes considerações são feitas para o coletor:

- Estado estacionário;
- Tubos cobrem uma pequena área do coletor e podem ser desconsiderados;
- O céu é considerado como um corpo negro pelo longo comprimento de onda em uma temperatura equivalente do céu. A temperatura do céu não afeta muito os resultados, portanto é considerada como temperatura ambiente;
- Gradientes de temperatura ao redor dos tubos é desconsiderada;
- Propriedades do material independentes da temperatura;
- Temperatura ambiente igual na frente e atrás do coletor;
- Efeitos de incrustações e sujeira são desconsiderados.

A análise do coletor pode ser feita considerando a configuração de placa e tubos representada na Figura 4.16. A distância entre os tubos é dada por W , o diâmetro dos tubos é representado por D , e a espessura da placa é representada por δ . Além disso, a região entre a linha central que separa os tubos e a base dos tubos pode ser considerada como um problema clássico de aletas.

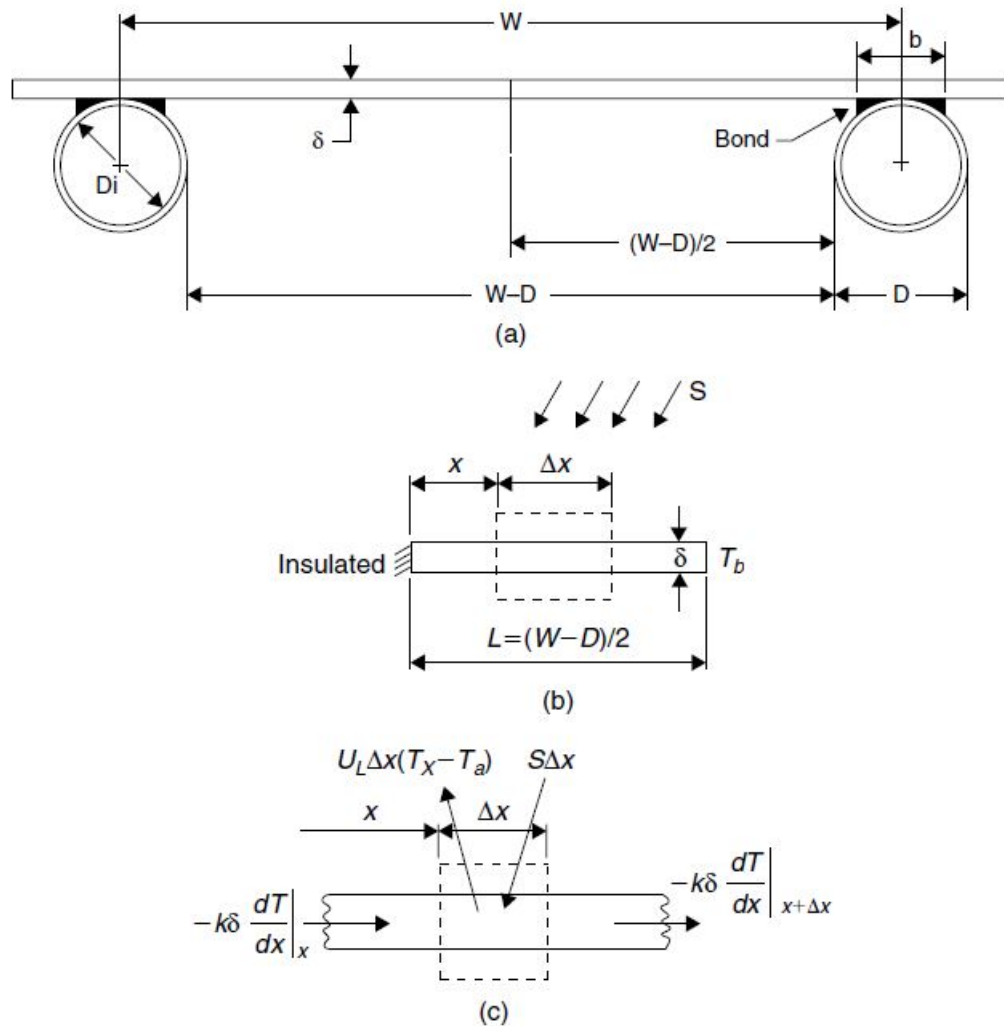


Figura 4.16: Configuração do coletor de tubos e placa plana. (a) Diagrama esquemático. (b) Balanço de energia para o elemento de aleta. (c) Balanço de energia para o elemento de tubo. Fonte: Kalogirou (2013)

A aleta mostrada na Figura 4.16(b) tem o comprimento de $L = (W-D)/2$. A energia solar absorvida por um pequeno elemento de comprimento Δx é de $S\Delta x$ e a perda de calor deste mesmo elemento é de $U_L\Delta x(T_x - T_a)$, em que T_x é a temperatura local da placa. Portanto, o balanço de energia neste elemento é dado por:

$$S\Delta x - U_L\Delta x(T - T_a) + \left(-k\delta\frac{dT}{dx}\right)\Big|_x - \left(-k\delta\frac{dT}{dx}\right)\Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (4.75)$$

Em que S é a energia solar absorvida. Dividindo todos os elementos por Δx e encontrando o limite de $\Delta x \rightarrow 0$:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (4.76)$$

As condições de contorno deste problema são:

$$\frac{dT}{dx}\Big|_{x=0} = 0 ; T\Big|_{x=L} = T_b \quad (4.77)$$

Por conveniência, as seguintes variáveis são definidas:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} ; \Psi = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (4.78)$$

A equação diferencial torna-se então:

$$\frac{d^2\Psi}{dx^2} - m^2\Psi = 0 \quad (4.79)$$

As novas condições de contorno são:

$$\frac{d\Psi}{dx}\Big|_{x=0} = 0 ; \Psi\Big|_{x=L} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (4.80)$$

A solução desta equação diferencial homogênea de segunda ordem é dada pela seguinte equação:

$$\Psi = C_1 \exp(mx) + C_2 \exp(-mx) = C_1 \sinh(mx) + C_2 \cosh(mx) \quad (4.81)$$

Cuja solução é dada pela Equação (4.82), que indica a distribuição de temperatura na direção x para qualquer valor de y.

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh(mL)} \quad (4.82)$$

A energia conduzida para a região do tubo por unidade de comprimento na direção do fluxo pode ser encontrada avaliando a lei de Fourier na base da aleta(Kalogirou, 2013).

$$q_{aleta} = \frac{k\delta m}{U_L} [S - U_L(T_b - T_a)] \tanh(mL) \quad (4.83)$$

Entretanto, $k\delta m/U_L$ é igual a $1/m$. A Equação (4.83) contabiliza a energia coletada em um lado do tubo, para ambos os lados, a energia coletada é dada pela Equação (4.84).

$$q_{aleta} = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)] \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (4.84)$$

Com a ajuda da eficiência da aleta:

$$q_{aleta} = (W - D)F[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (4.85)$$

O fator F é a eficiência padrão para aletas retas com perfil retangular, dada pela Equação (4.86).

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (4.86)$$

A energia útil ganha por unidade de comprimento na direção do fluxo do fluido é dada por:

$$q_u = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (4.87)$$

Esta energia deve ser transferida ao fluido, e pode ser expressa em termos de duas resistências:

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{1}{C_b}} \quad (4.88)$$

Em que h_{fi} é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede do tubo. Na Equação 4.88, C_b é a condutância da união, e pode ser estimada a partir do conhecimento da condutividade térmica da união, k_b , a espessura média da união, γ , e a largura da união, b . A condutância da união por unidade de comprimento é dada pela Equação (4.89) (Kalogirou, 2013). A condutância da união é muito importante para descrever a performance do coletor.

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (4.89)$$

Isolando T_b na Equação (4.88) e substituindo na Equação (4.87), resolvendo a equação final para o calor útil ganho, tem-se:

$$q_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (4.90)$$

Em que F' é o fator de eficiência do coletor dado pela Equação (4.91). Este fator é fisicamente interpretado como a razão entre o ganho de energia real e o ganho de energia que resultaria se a superfície absorvedora do coletor estivesse na temperatura local do fluido.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L[D+(W-D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (4.91)$$

4.6 Estado da Arte

As bombas de calor são equipamentos que são utilizados para aquecimento em aplicações residenciais e comerciais. A teoria embarcada no projeto destes dispositivos foram fundamentadas inicialmente no século XIX com os estudos do Lord Kelvin sobre termodinâmica, e o desenvolvimento do primeiro dispositivo por Peter Von Rittinger em 1857 (Banks, 2012). Introduzidas em larga escala na década de 1950, as bombas de calor tem sido melhoradas após algumas falhas iniciais e se tornaram uma tecnologia mais eficiente, segura e competitiva (Gorozabel-Chata e Carbonell-Morales, 2016).

Atualmente, os estudos que abordam sobre as bombas de calor com assistência solar tem sido recorrentes. As palavras chaves "Bomba de calor" e "Assistência solar" quando buscadas no banco de dados de revistas renomadas como a *Renewable and Sustainable Energy Reviews* e *Energy Conversion and Management* da empresa Elsevier, retornam cerca de 550 artigos científicos cada uma no período entre 2014 e 2020. Todavia, é observável que este assunto apresenta uma maior abrangência em Universidades do hemisfério norte do planeta, principalmente em países europeus e asiáticos.

Após o desenvolvimento da primeira bomba de calor, diversas melhorias foram empregadas neste dispositivo que permitiram o alcance de eficiências significativas justificando o seu emprego. Dentre as melhorias apresentadas, pode-se citar a utilização da assistência solar. O conceito de bomba de calor com assistência solar é conhecido desde 1955, mas apenas nos finais da década de 1970 que começaram a se desenvolver os estudos sobre essa tecnologia, isto se deve principalmente aos altos preços do petróleo que motivaram os cientistas a desenvolver novas tecnologias que permitiam utilizar fontes alternativas para a produção de energia (Gorozabel-Chata e Carbonell-Morales, 2016). As bombas de calor com assistência solar apresentam vantagens como a minimização dos problemas de corrosão, incrementando a vida útil do coletor solar, e a eliminação dos problemas de congelamento da água no coletor solar devido a baixa temperatura de congelamento do fluido refrigerante (Gorozabel-Chata e Carbonell-Morales, 2016).

Atualmente, o enfoque na pesquisa sobre as bombas de calor tem sido direcionadas no aumento da eficiência de seus componentes. Desta forma, é observável que as vertentes de estudos estão focadas na aplicação de diferentes tipos de fluidos refrigerante, utilização de compressores com velocidades variáveis, estudo de geometrias de condensadores e evaporadores (ou coletores solares), mecanismos de otimização e controle das válvulas de expansão presentes nestes dispositivos e o desenvolvimento de modelagens matemáticas computacionais, através de diversos softwares, em busca do estudo aprofundado dos processos termodinâmicos envolvidos no sistema da bomba de calor, e que são fundamentais para gerar uma base de melhoria de todos os dispositivos mencionados anteriormente. Esta última vertente mencionada é o enfoque principal

deste trabalho.

Nos estudos que tangem os fluidos refrigerantes, são estudados a aplicação do CO₂ e a otimização dos que possuem os refrigerantes convencionalmente utilizados além do efeito da quantidade de carga aplicada nos parâmetros dos projetos estruturais do dispositivo. Zhang *et al.* (2014), por exemplo, realiza um estudo das características de distribuição do fluido refrigerante e o desempenho do sistema de acordo com parâmetros estruturais variados. Os resultados obtidos mostraram que 70% a 80% da carga destes fluidos encontram-se no condensador e no evaporador/coletor solar, e a com a variação dos parâmetros de projeto o sistema com o melhor desempenho e rentabilidade pode ser atingido. Os fluidos refrigerantes mais utilizados são o R22, R134a e o CO₂, sendo este último o mais estudado atualmente, devido a sua menor toxicidade ao ser humano e ao meio ambiente. No trabalho de Soh e Dubey (2019) apresenta-se um estudo da aplicação de CO₂ como fluido refrigerante em um ciclo transcrito de uma bomba de calor sob um ambiente tropical em Singapura, o principal objetivo do seu estudo é o aquecimento de água para o banho a temperaturas maiores sem o comprometimento da eficiência do dispositivo, fato recorrente nas bombas de calores que utilizam os fluidos R22 e R134a. Soh e Dubey (2019) obtiveram resultados bastante satisfatórios, a sua bomba de calor manteve um COP consistente determinado somente pela temperatura de armazenamento da água quente: 5,4 para uma temperatura de 65 °C e 3,8 para a temperatura de 80 °C. Além disso, foi observado que o tanque de armazenamento de água da bomba de calor tinha a capacidade de fornecer um fluxo contínuo de água a 40 °C numa vazão de 5 L/min sem nenhuma redução de temperatura. Com uma vazão de 10 L/min, o tempo para que a temperatura da água caísse abaixo de 40 °C foi de 4 horas para um tanque a 65 °C, e 5 horas para um tanque a 80 °C.

Outra vertente que tem sido amplamente estudada são os evaporadores das bombas de calor. Neste quesito, tem-se buscado geometrias em busca de otimização de área de coleta de calor do ambiente e da energia solar, além da associação com dispositivos fotovoltaicos. De acordo com Gaughan (2017), a eficiência dos painéis fotovoltaicos apresentam uma queda de eficiência significativa na medida em que estes vão se aquecendo devido à algumas propriedades do silício. A junção das bombas de calor com os painéis fotovoltaicos são bastante promissoras, pois a temperatura de evaporação baixa é fundamental no resfriamento dos dispositivos geradores de energia, causando a manutenção da eficiência destes equipamentos. Além disso, mesmo em estações do ano mais frias, com uma diminuição na geração de energia, as bombas de calor mostram-se altamente rentáveis devido ao seu baixo consumo elétrico. Esta associação entre uma bomba de calor e painéis fotovoltaicos foi realizada por Del Amo *et al.* (2019), que obteve resultados satisfatórios e uma estimativa de payback de seis anos no protótipo modelado.

O compressor e a válvula de expansão são componentes fundamentais no aumento do desempenho de uma bomba de calor. O compressor consome energia elétrica para gerar o diferencial de pressão necessário entre a pressão de evaporação e a pressão de condensação e a

válvula de expansão gerencia a demanda de fluido refrigerante necessária para a transferência de calor entre ambientes. Os métodos de controles destes dois itens são vertentes de estudo. Xu *et al.* (2019), por exemplo, desenvolveu uma patente para controlar a válvula de expansão de uma bomba de calor aplicada em secadoras de roupas através de parâmetros de operação como o tempo/potência/corrente em uma frequência específica na frequência de conversão do compressor. Um valor de referência dos parâmetros é definido e a abertura da válvula de expansão é regulada de acordo com a variação do parâmetro em busca do valor definido. Por outro lado, outra forma de regular a massa de refrigerante circulante é realizada através da variação da velocidade do compressor, este tipo de abordagem é observada no estudo realizado por Kong *et al.* (2020).

Como observado, as bombas de calor apresentam um horizonte amplo de estudos e que ainda podem ser meticulosamente aprofundados em busca de aumento de desempenho e economia de energia. A junção dos painéis fotovoltaicos com as bombas de calor apresentam um mutualismo entre sistemas totalmente consonante com a ideia atual de sustentabilidade, eficiência de sistemas e economia de energia. O desenvolvimento de estudos associados à compressores de velocidade variável, também mostram-se altamente eficazes em termos de economia de energia, uma vez que um compressor que trabalha em velocidade constante apresenta perdas de eficiência em qualquer situação diferente do seu ponto ótimo de trabalho. Apesar de uma maior complexidade, equipamentos que podem trabalhar de forma transiente apresentam uma eficiência significativamente maior.

4.7 Modelagem matemática

O propósito deste trabalho consiste, principalmente, no desenvolvimento de uma modelagem matemática que descreva o comportamento do sistema da bomba de calor de acordo com alguns parâmetros base inseridos considerados como condições de contorno. A modelagem tem parâmetros de saída fundamentais para a construção de um protótipo que permita a validação matemática do estudo realizado. Este tipo de trabalho são muito importantes devido à universalização dos projetos, uma vez que para adequar o sistema para cada localidade diferente, basta alterar alguns parâmetros característicos que identifiquem determinado lugar. Além disso, as simulações permitem um estudo aprofundado do comportamento dos sistemas em diversas situações, antes da sua construção, evitando gastos desnecessários e identificando possíveis brechas nos projetos.

Atualmente, é observado a presença de diversos trabalhos envolvendo a vertente da modelagem matemática de diferentes tipos de bombas de calor. No trabalho realizado por Noni *et al.* (2018), uma modelagem matemática de uma bomba de calor com assistência solar utilizando o CO₂ como fluido refrigerante é realizada. O evaporador utilizado em sua modelagem é do

mesmo tipo da que será utilizada no presente trabalho, todavia ele utiliza-se de um Gas Cooler como condensador. O software utilizado para a realização da modelagem foi o EES, devido ao seu amplo banco de dados acerca das propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos na bomba de calor de expansão direta com assistência solar. Os parâmetros utilizados por Noni *et al.* (2018) e respectivos intervalos de variação constam na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Parâmetros e faixas de variação empregados nas simulações.

Tipo	Parâmetro	Intervalo
Controle: Pela rotação		-5 a 10 [K]
Controle: Pela abertura da expansão	superaquecimento	1 a 10 [°C]
Demanda Externa: Taxa de calor disponível no evaporador	irradiância Solar	200 a 1100 [W/m ²]
Demanda Externa: ambiente/consumo	Temperatura de entrada da água	30 a 50 [°C]

A associação entre as bombas de calor com assistência solar e as placas fotovoltaicas são, também, estudadas através de modelos matemáticos. No trabalho de Ammar *et al.* (2019), o desempenho energético e exergético de uma bomba de calor com assistência solar fotovoltaica é estudado com diferentes níveis de irradiação solar aplicadas. O software EES é aplicado neste estudo com a equação de Hottel-Whillier, e foram utilizados para estimular o sistema e quantificar o aperfeiçoamento da transferência de calor utilizando o fluido refrigerante R134a. O sistema estudado é apresentado na Figura 4.17. A modelagem matemática permitiu os cálculos variando as condições de irradiação solar entre 300 a 1000 W/m², e uma temperatura ambiente de 28°C. De acordo com Ammar *et al.* (2019), esta consideração foi realizada pois a irradiação solar média por ano na Malásia é de 1643 kWh/m², e a variação da irradiação solar média por hora na temperatura ambiente em um dia típico de março foi obtida de dados meteorológicos locais, sendo que o valor máximo obtido foi de 944 W/m².

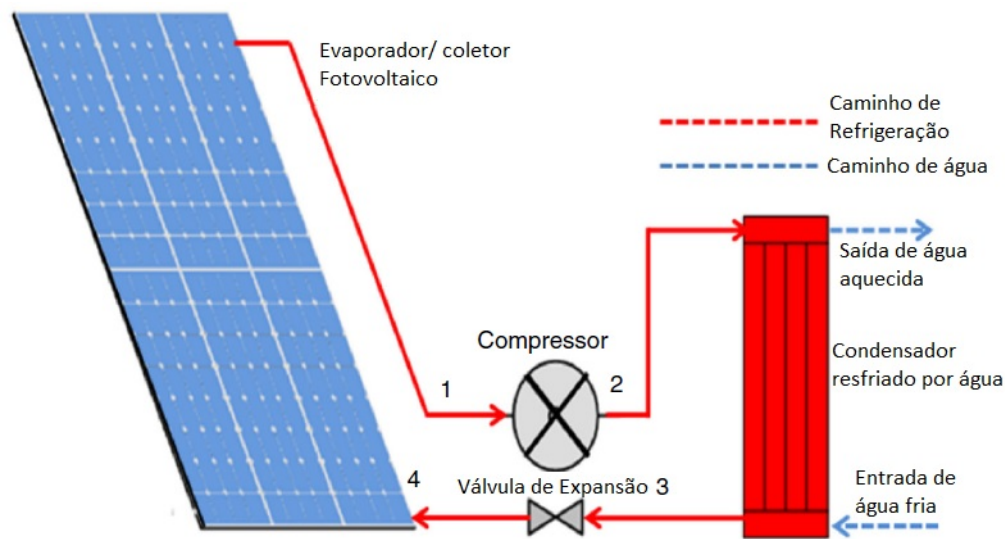


Figura 4.17: Diagrama esquemático do sistema da bomba de calor com Evaporador/coletor fotovoltaico)

Fonte: Modificado de Ammar *et al.* (2019).

Por fim, deve-se ressaltar o trabalho realizado por Bastos e Torres (2016) que apresentam um escopo semelhante ao do presente trabalho, estendendo-se a um modelo transiente realizado no software Matlab. A modelagem em regime estacionário foi, também, realizada no Software EES e serviram de base para a construção de um protótipo para posteriormente ser validado. Os cálculos consideraram a irradiação solar média da cidade de São José de Cúcuta, na Colômbia, cuja latitude é bem próxima à linha do equador. Como afirmado pelos autores, não foram feitas simulações com diferentes condições de operação, apenas observou-se o comportamento da bomba de calor em determinada condição ambiental.

5 Metodologia

Neste capítulo será abordada toda a metodologia aplicada para o desenvolvimento da modelagem matemática que descreve o funcionamento de uma bomba de calor de expansão direta com assistência solar. O modelo proposto é unidimensional e em estado estacionário, e, portanto, apresentam hipóteses pré definidas com limitações associadas. A implementação desenvolvida foi dividida em diversos subprogramas complementares devido aos seguintes motivos:

- Simplificar a visualização e a correção em caso de ocorrência de erros;
- Limitações de variáveis do Software EES;
- Caracterizar individualmente cada componente e processo envolvido no sistema da bomba de calor.

As implementações que determinam parâmetros cruciais no projeto da bomba de calor foram divididas em 2 tópicos principais:

1. Cálculo da área do evaporador e comprimento dos trocadores de calor;
2. Cálculo da quantidade de fluido refrigerante em cada trocador de calor;

Destes tópicos principais derivaram-se diversas implementações de acordo com as propriedades de cada componente envolvido. Em geral, para o condensador foram realizadas 3 implementações, devido a presença de 3 zonas em que o fluido refrigerante encontra-se em estados diferentes. Do mesmo modo, o evaporador apresenta 2 implementações devido a presença de 2 zonas. Todavia, para o cálculo da área e comprimento dos trocadores de calor uma implementação geral foi realizada para a definição do ciclo termodinâmico estudado e a incorporação dos dados solarimétricos ao modelo.

Ademais, algumas considerações tiveram que ser estabelecidas para que o modelo pudesse ser criado. Estes dados serão abordados na seção 5.1 e justificados conforme a sua necessidade.

5.1 Hipóteses

No desenvolvimento de uma modelagem matemática, hipóteses genéricas que são válidas para todos os subprogramas do modelo devem ser definidas. A partir disto, determina-se as condições em que o modelo pode ser implementado para a obtenção de parâmetros e as limitações a ele atrelado. Conforme mencionado anteriormente, o modelo desenvolvido apresenta as seguintes hipóteses:

- Unidimensional (em função do espaço);
- Estado estacionário, ou seja, as propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos são constantes em função do tempo;
- Pressão de evaporação e condensação são constantes;
- Temperatura do fluido refrigerante nas regiões bifásicas são constantes;
- Vazão mássica de fluido refrigerante e da água são constantes;
- Perdas de calor por condução do tubo para o fluido foram desconsideradas;
- Condições ambientais (pressão, temperatura, velocidade do vento e umidade) constantes;
- Fluido refrigerante R134a é considerado como ideal e puro;
- Parcela de energia absorvida do ambiente e da irradiação solar são constantes, assim como a energia transferida do fluido refrigerante para a água no seu aquecimento.

5.2 Condições de Contorno

As condições de contorno definem o caso particular a ser estudado. Neste modelo, as principais condições de contorno que definem o ciclo termodinâmico e as condições ambientais que regem todos os cálculos matemáticos são apresentados na Tabela 5.1.

A bomba de calor de expansão direta com aquecimento solar modelada tem como principal objetivo o aquecimento de água para o banho. Para isso, diversas temperaturas devem ser selecionadas de forma que ela possa exercer a sua função de forma efetiva. As temperaturas selecionadas para a elaboração do modelo matemático partiram das seguintes premissas:

- A temperatura ambiente foi definida como sendo a temperatura média da cidade de Lavras no horário de maior irradiação solar.
- A temperatura de evaporação e condensação são cruciais para se garantir uma transferência de calor entre os fluidos que interagem com a máquina térmica. A diferença de temperatura recomendada e usual entre os fluidos é entre 10 a 15 °C (Tomczyk, 2004)
- A temperatura de entrada e saída da água foram definidas como a temperatura ambiente e a temperatura média de armazenamento da água em boilers de aquecimento elétrico ou solar (Barion, 2018).
- Os graus de superaquecimento e sub resfriamento foram definidos de forma a garantir uma margem de segurança para que não haja danos no compressor e na válvula de expansão.

Tabela 5.1: Hipóteses consideradas no modelo matemático

Parâmetro	Consideração
Temperatura Ambiente	24°C
Temperatura de evaporação	10 °
Temperatura de condensação	60 °C
Grau de superaquecimento	7 °C
Grau de subresfriamento	8 °C
Temperatura de entrada da água	24 °C
Temperatura de saída da água do condensador	48 °C
Pressão atmosférica	101,325 kPa
Gravidade	9,81 m/s ²
Velocidade do vento	1,4 m/s
Irradiação solar incidente	572 [W/m ²]
Material da tubulação do equipamento	Cobre
Diâmetro da tubulação de cobre	3/8 [pol.]
Diâmetro da tubulação do condensador	3/4 [pol.]

5.3 Modelagem da bomba de calor

Nesta seção serão definidas os principais pontos para a construção do modelo matemático que realizará a simulação da bomba de calor de expansão direta com assistência solar. Cada componente apresentará a sua implementação matemática respeitando as hipóteses/limitações anteriormente mencionadas. Para cada implementação serão definidos fluxogramas que servirão como uma orientação visual do fluxo de cálculos presentes no modelo. O modelo matemático apresenta em sua totalidade 6 programas divididos da seguinte forma:

- Ciclo termodinâmico e irradiação solar;
- 2 zonas do evaporador;
- 3 zonas do condensador.

5.3.1 Definição do Ciclo termodinâmico

Após definir as condições de contorno que regem a modelagem proposta, o ciclo termodinâmico ideal da bomba de calor pode ser definido, e está demonstrado na Figura (5.1).

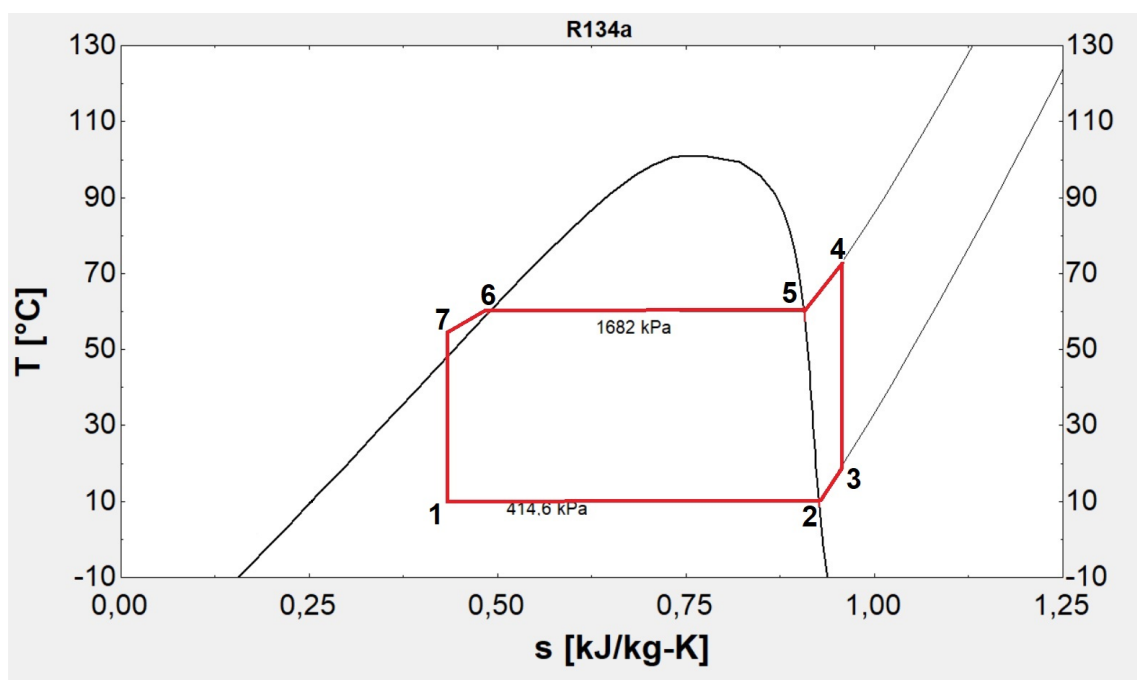


Figura 5.1: Ciclo termodinâmico da modelagem proposta.

Fonte: Arquivo pessoal.

O ciclo resultante apresenta 7 pontos principais que delimitam as modelagens matemática desenvolvidas neste trabalho, são eles:

1. **Mistura bifásica na entrada do evaporador:** Neste ponto, é necessário considerar que a válvula é isentálpica, ou seja, apresenta a mesma entalpia que o ponto 7. A partir disto, sabendo que a pressão no ponto é a pressão de evaporação, pode-se calcular o título e os outros parâmetros termodinâmicos desejados.
2. **Vapor Saturado antes do compressor:** Sabe-se que neste ponto o título é igual a 1 ($x=1$), e a temperatura é igual a temperatura de evaporação.
3. **Vapor Superaquecido na entrada do compressor** A temperatura neste ponto será a temperatura de evaporação somada ao superaquecimento, e a pressão é a pressão de evaporação.
4. **Saída do compressor e entrada do condensador:** Neste ponto, é necessário considerar que o compressor é isentrópico e, sabendo que a pressão do ponto 4 é igual a pressão do ponto 5. Portanto, é necessário calcular os parâmetros do ponto 5 previamente.
5. **Vapor Saturado no condensador:** O cálculo dos parâmetros termodinâmicos neste ponto são semelhantes ao ponto 2. Sabe-se que o título é igual a 1, e a temperatura é igual a temperatura de condensação.

6. **Líquido Saturado no condensador:** O título neste ponto é igual a 0 e a temperatura é a temperatura de condensação.
7. **Líquido comprimido sub resfriado na entrada da válvula de expansão:** A pressão mantém-se a mesma que a pressão de condensação, e temperatura é igual a temperatura de condensação subtraída do grau de sub resfriamento.

As zonas do evaporador e condensador são delimitados pelos seguintes pontos:

- Zona 1 do evaporador - Fluido bifásico - Pontos 1 e 2;
- Zona 2 do evaporador - Fluido superaquecido - Pontos 2 e 3;
- Zona 1 do condensador - Fluido superaquecido - Pontos 4 e 5;
- Zona 2 do condensador - Fluido bifásico - Pontos 5 e 6;
- Zona 3 do condensador - Fluido sub resfriado - Pontos 6 e 7.

5.3.2 Modelagem do Compressor

Os fabricantes de compressores disponibilizam em suas páginas da internet diversos parâmetros de funcionamento dos seus produtos. Dentre estas informações está o polinômio de fluxo mássico e potência gasta pelo compressor. Todavia, em alguns casos, a página disponibiliza apenas uma ferramenta interativa em que se insere as temperaturas de condensação e evaporação, e, a partir de cálculos, é retornado o fluxo mássico de fluido refrigerante e a potência consumida pelo compressor. Nesta circunstância, é necessário estabelecer um banco de dados com os parâmetros de operação do compressor em diversas temperaturas, e, com o auxílio do software Matlab, pode-se realizar uma regressão polinomial para definir uma equação genérica que descreva o comportamento do compressor em diferentes temperaturas de operação.

O compressor selecionado para este trabalho foi o Embraco FFI12HBX que tem como característica o trabalho com temperaturas de evaporação elevadas (Figura 5.2), a Tabela 5.2 apresenta as principais informações sobre este equipamento.

Tabela 5.2: Informações técnicas do compressor Embraco FFI12HBX

Parâmetro	Magnitude
Tipo	Hermeticamente fechado
Fluido refrigerante	R134a
Deslocamento	11,14 cm ³
Potência	1/3 HP
Faixa de temperatura de evaporação	-5 °C a 15 °C

A seleção de um compressor hermeticamente fechado se deve ao fato de que para baixas potências as manutenções no compressor são relativamente pequenas, também um compressor fechado reduz a possibilidade de fuga do fluido refrigerante para o ambiente, visto que uma mínima fuga pode significar um mau funcionamento da bomba de calor (Alvarez, 2015).



Figura 5.2: Compressor hermético Embraco FFI12HBX.

Fonte: Makfreezer.

Os polinômios que determinam a potência e o fluxo mássico de fluido refrigerante modelam o compressor na implementação matemática. Estas equações foram obtidas através dos dados disponíveis no site da Embraco da seguinte forma:

- Coletou-se os dados de Potência e Fluxo mássico para cada temperatura de Condensação disponível na Toolbox (35°C a 70 °C), mantendo-se a temperatura de Evaporação constante.
- Coletou-se os dados de Potência e Fluxo mássico para as 5 principais temperaturas de Evaporação de trabalho do compressor (-5°C, 0 °C, 5°C, 10°C e 15°C), mantendo-se a temperatura de Condensação constante.
- Os 180 dados de operação do compressor compilados foram inseridos no software MatLab e uma regressão polinomial foi gerada para cada tipo de informação desejada (Potência e Fluxo mássico). As equações 5.1 e 5.2 são os polinômios que descrevem estes dois parâmetros do compressor, e as Tabelas 5.3 e 5.4 contêm as constantes os compõem.

As Figuras 5.3 e 5.4 apresentam uma comparação entre os dados experimentais fornecidos pela Embraco e os resultados obtidos pelo polinômio definido, deve-se ressaltar que a curva de fluxo mássico apresenta o fator R^2 igual 1, ou seja, o polinômio apresenta todos os pontos

indicados na regressão. A vazão mássica do fluido é um parâmetro que depende da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação, portanto o gráfico que descreve a relação entre estas variáveis é tridimensional.

Conforme evidenciado na Tabela 5.1, as temperaturas de evaporação e condensação foram previamente definidas. Portanto, ao inserir estas condições de contorno nas equações 5.1 e 5.2, obtêm-se respectivamente a vazão mássica de fluido refrigerante na bomba de calor e a potência elétrica consumida pelo compressor.

$$\begin{aligned} \dot{m} = & C_1 + C_2 T_{con} + C_3 T_{ev} + C_4 T_{con}^2 + C_5 T_{con} T_{ev} + C_6 T_{ev}^2 + C_7 T_{con}^3 + C_8 T_{con}^2 T_{ev} \\ & + C_9 T_{con} T_{ev}^2 + C_{10} T_{ev}^3 \quad [Kg/h] \end{aligned} \quad (5.1)$$

Tabela 5.3: Constantes do polinômio de vazão mássica de fluido refrigerante do compressor

Constante	Magnitude
C_1	16,43
C_2	0,1631
C_3	0,8245
C_4	-0,002157
C_5	0,002829
C_6	0,01892
C_7	-6,166E-07
C_8	-0,00004351
C_9	-0,0001408
C_{10}	-1,852E-07

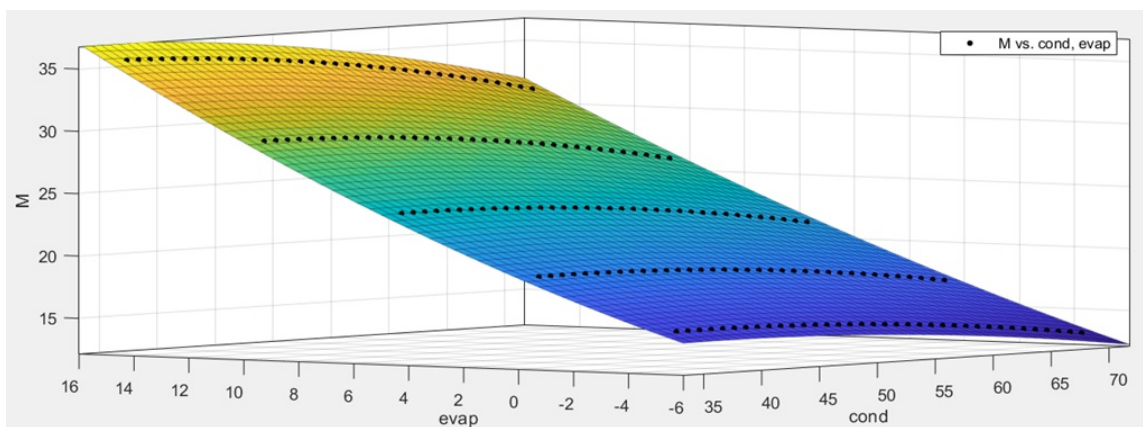


Figura 5.3: Comparação entre dados experimentais da Embraco e o polinômio 5.1 .
Fonte: Arquivo Pessoal.

$$\dot{W} = C_1 + C_2 T_{con} + C_3 T_{ev} + C_4 T_{con}^2 + C_5 T_{con} T_{ev} + C_6 T_{ev}^2 + C_7 T_{con}^3 + C_8 T_{con}^2 T_{ev} + C_9 T_{con} T_{ev}^2 + C_{10} T_{ev}^3 + C_{11} T_{con}^3 T_{ev} + C_{12} T_{con}^2 T_{ev}^2 + C_{13} T_{con} T_{ev}^3 + C_{14} T_{ev}^4 \quad [W] \quad (5.2)$$

Tabela 5.4: Constantes do polinômio de potência do compressor

Constante	Magnitude
C_1	-842,8
C_2	69,04
C_3	56,36
C_4	-1,278
C_5	-4,974
C_6	5,52
C_7	0,008098
C_8	0,1287
C_9	-0,2188
C_{10}	0,0337
C_{11}	-0,0009803
C_{12}	0,002092
C_{13}	-0,0001061
C_{14}	-0,001338

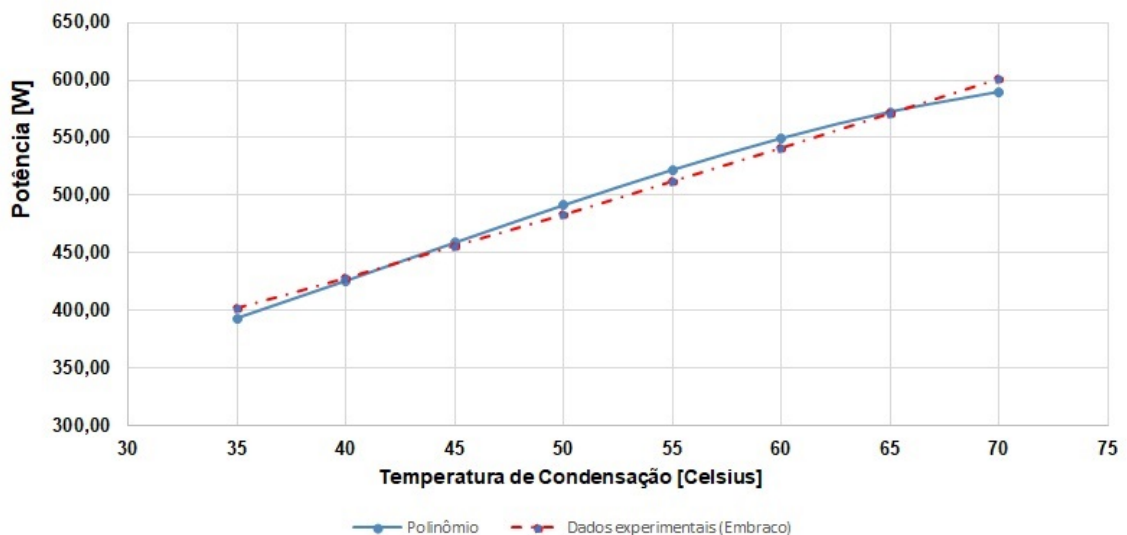


Figura 5.4: Comparação entre dados experimentais da Embraco e o polinômio 5.2 .
 Fonte: Arquivo Pessoal.

Na implementação matemática o compressor foi modelado conforme representado na equação 5.3.

$$W_c = \dot{m}_{r134}(h_4 - h_3) \quad (5.3)$$

5.3.3 Válvula de Expansão

A válvula de expansão é um componente muito importante nas bombas de calor, pois são responsáveis pelo controle da massa de fluido refrigerante que por ela circula em busca de manter estável o nível de superaquecimento dentro do evaporador em todas as condições de trabalho. O controle do fluxo mássico realizado por este componente é realizado a partir de uma membrana interna à carcaça da válvula que está conectada a um bulbo externo que afere a temperatura de superaquecimento no final do evaporador. Quando a carga térmica no evaporador é aumentada, o fluido refrigerante evaporará mais rápido, e isto aumentará seu grau de superaquecimento. Como consequência, o aumento de temperatura resultará em um aumento de pressão no fluido interno ao bulbo que está diretamente conectado à membrana da válvula por meio de um tubo capilar. A pressão exercida sobre a membrana aumentará a abertura de passagem do fluido refrigerante e, por conseguinte, a vazão mássica de fluido refrigerante mantendo a temperatura de superaquecimento ajustada constante.

Para este modelo, selecionou-se uma válvula de expansão do tipo agulha devido a sua maior precisão no controle do fluxo mássico do fluido refrigerante e a flexibilidade de ajustes, permitindo a validação do modelo em diferentes configurações de trabalho. A válvula de expansão foi modelada de forma isentálpica (conforme a equação 5.4), ou seja, a entalpia do fluido antes e após a passagem pelo componente são iguais. A Figura 5.5 ilustra uma válvula de expansão e seus componentes principais.

$$h_7 = h_1 \quad (5.4)$$

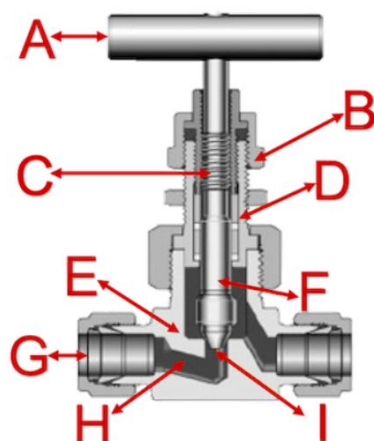


Figura 5.5: Válvula de expansão do tipo agulha. (A) Alavanca; (B) Porca de travamento; (C) Rosca de ajuste da válvula; (D) Tampo da válvula; (E) Carcaça da válvula; (F) Haste; (G) Conexão com tubos da bomba de calor; (H) Orifício de passagem do fluido refrigerante; (I) Extremidade pontiaguda cônica.

Fonte: Tameson.

5.3.4 Projeto do Evaporador/Coletor Solar

O calor necessário a ser absorvido pelo evaporador é o parâmetro inicial, para a obtenção de um dimensionamento otimizado do evaporador na bomba de calor. A determinação do comprimento deste trocador de calor é obtida a partir de inúmeras leis termodinâmicas e correlações matemáticas que dependem de parâmetros dos fluidos tais como a viscosidade, condutividade, número de Prandtl e difusividade térmica. Os parâmetros geométricos da tubulação por onde o fluido refrigerante passa complementam a base de dados necessária para os cálculos.

A modelagem da bomba de calor de expansão direta com assistência solar exige a determinação da irradiação solar média da região onde o dispositivo será instalado, este fator é de extrema relevância no cálculo da área do coletor solar e no comprimento da tubulação do trocador de calor.

5.3.4.1 Irradiação Solar

A energia absorvida pelo evaporador e a eficiência nessa transferência de calor será amplamente afetada de acordo com a disponibilidade de energia solar do local. A obtenção dos dados de irradiação solar está disponível em diversos sites governamentais, ou de desenvolvimento de projetos associados a aquecedores solar.

O site da National Renewable Energy Laboratory - NREL (2020) os dados de irradiação solar diária de acordo com a latitude e longitude são disponibilizados. Através destas informações, pode-se definir um valor que otimize o dimensionamento da bomba de calor de acordo

com a sua localidade. Na Figura 5.6, observa-se a média mensal de irradiação solar incidente sobre uma superfície unitária ao longo do ano. Para a obtenção destes valores seguiu-se o seguinte procedimento:

- Coletou-se os dados de irradiação solar nas coordenadas 21,22°S, 44,97°O (Coordenadas geográficas de Lavras - MG) no ano de 2018;
- Filtrou-se as irradiações solares diárias entre os horários de 11:00 às 14:00 (horários de maior irradiação solar incidente);
- Realizou-se a média dos dados obtidos por dia e mês.

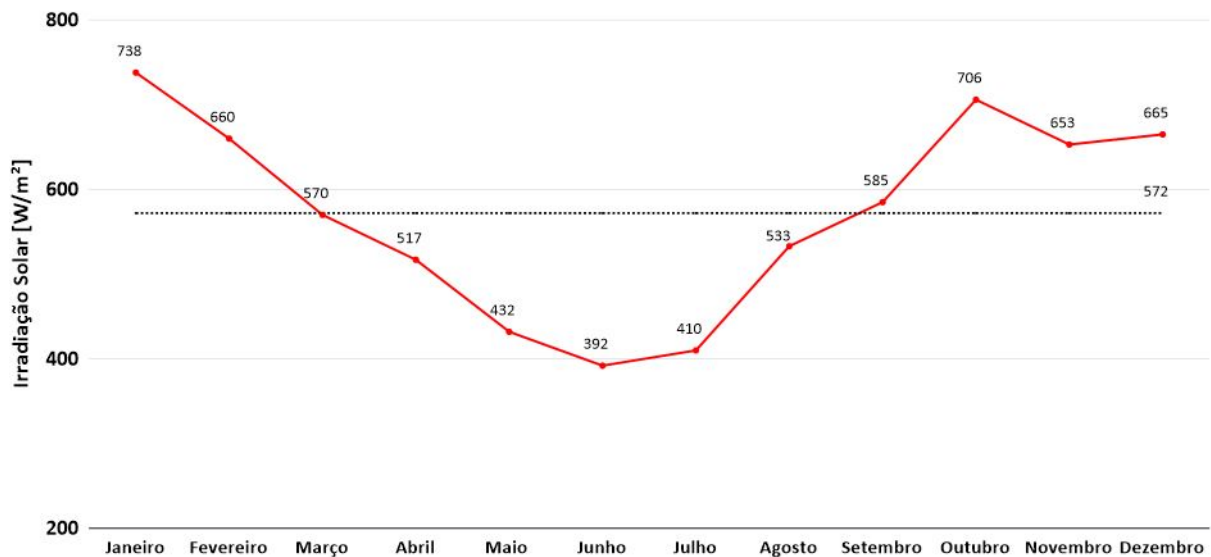


Figura 5.6: Irradiação Solar mensal média incidente nas coordenadas 21,22°S, 44,97°O
Fonte: Arquivo Pessoal.

O calor absorvido pelo evaporador a partir do ambiente ocorrerá através dos fenômenos de irradiação e convecção, portanto, após as obtenções de todos os parâmetros necessários, pode-se utilizar as equações 4.11 e 4.15 para determiná-los. Todavia, algumas correlações e números adimensionais devem ser determinados previamente:

- Deve-se determinar o número de Rayleigh, que pode ser obtido através do conhecimento do coeficiente de expansão volumétrica (equação 5.6), da temperatura ambiente, da temperatura da superfície do evaporador, do diâmetro externo do tubo, da viscosidade e da difusividade térmica do ar. A equação 5.5 evidencia o cálculo deste número adimensional, nela a variável g é o valor da aceleração da gravidade, T_{amb} é a temperatura do ambiente

e T_{sup} é a temperatura da placa do evaporador.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_a - T_{sup})D_e^3}{\nu_{ar}\alpha_{ar}} \quad (5.5)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{media_{ar}}} \quad (5.6)$$

- Após a obtenção do número de Rayleigh, deve-se utilizar a correlação para tubos longos horizontais de Churchill e Chu (1975) ($Ra_D \leq 10^{12}$) para a obtenção do número adimensional de Nusselt. A correlação é apresentada na equação 5.7:

$$Nu = \left[0,6 + \frac{0,387Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{8}{27}} \right]} \right]^2 \quad (5.7)$$

- Finalmente, o coeficiente de transferência de calor por convecção é obtido a partir do número de Nusselt, da condutividade térmica do ar e do diâmetro interno da tubulação, conforme a equação 4.19.

A área do coletor-solar é então determinada através da equação 5.8.

$$A_{placa} = \frac{\dot{Q}_L}{\eta_{coletor}(\dot{q}_{grad} + \dot{q}_{conv})} \quad (5.8)$$

5.3.4.2 Dimensionamento do evaporador

O dimensionamento do evaporador engloba a modelagem do fluido refrigerante em seu estado bifásico e superaquecido, ou seja, em duas zonas. A modelagem envolvendo fluxos bifásicos exige a utilização correlações matemáticas que foram evidenciadas na seção 4.4.4. Para facilitar a compreensão dos cálculos iterativos realizados no dimensionamento de cada zona, serão apresentados dois fluxogramas indicando o processamento de cálculos.

Zona 1 - Fluido refrigerante no Estado bifásico

Inicialmente, deve-se coletar o título de saída da válvula de expansão definido na modelagem do ciclo termodinâmico, e os parâmetros gerais de projetos tais como: fluxo mássico de fluido refrigerante, temperatura de evaporação, pressão de evaporação, temperatura ambiente considerada, dimensões das tubulações e condutividade do material das tubulações. As propriedades físicas do fluido refrigerante tais como viscosidade, condutividade, número de Prandtl e a densidade na condição de líquido e vapor também devem ser armazenadas em uma

variável para serem utilizadas. A partir destes parâmetros, pode-se iniciar os cálculos prévios que são necessários para alimentar as condições iniciais da simulação da mudança de estado do fluido até a condição de vapor saturado.

A correlação utilizada neste modelo (Kandlikar, 1990), depende do número de Froude (equação 4.57) para determinar a condição do fluido durante a transição de fase e alterar o modelo conforme o fluido se aproxima da condição de vapor saturado. Para determinar este adimensional é necessário ter conhecimento da velocidade mássica do fluido, obtida através da equação 4.33. O calor latente de vaporização é determinado através da diferença de entalpia entre os pontos em que o fluido encontra-se no estado de vapor saturado e líquido saturado. Este parâmetro é utilizado para alimentar o cálculo do número de ebulição da correlação. Além disso, o calor necessário para transferir o fluido do estado de saída da válvula de expansão para a condição de vapor saturado é uma parcela deste calor latente de vaporização, ele é encontrado através da multiplicação do fluxo mássico de fluido refrigerante pela variação da entalpia entre o vapor saturado e a entalpia do fluido na saída da válvula de expansão.

Os parâmetros de projeto, então, podem ser inseridos no modelo, são eles:

- Inclinação do coletor solar;
- Irradiação solar incidente;
- Distância entre os tubos do evaporador;
- Espessura da placa;
- Espessura da solda de união da placa;
- Temperatura média na união entre a placa e o tubo.

A partir destes parâmetros, podem ser efetuados os cálculos acerca do fator de eficiência do coletor (equação 4.86), principalmente na determinação da condutância da união entre o tubo e placa (equação 4.89) e a variável auxiliar definida pela equação 4.78. O coeficiente global de troca, U_L é determinado através da aplicação da equação 4.24 para as condições de transferência de calor entre céu e coletor, e o solo e o coletor incorporando o fator de forma conforme equações 5.10 e 5.11. Posteriormente, são calculados os coeficientes de troca para as duas situações (utilizando a equação 4.24), considerando a parcela de energia que é transferida pelo ar (deve-se utilizar a correlação de Watmuff *et al.* (1977)), e somados resultarão no coeficiente global procurado.

$$h_{ex} = 2,8 + 3V_{vento} \quad (5.9)$$

$$h_{rcev} = \sigma\varepsilon(T_{mpt} + T_{amb})(T_{mpt} + T_{amb})^2\left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2}\right) \quad (5.10)$$

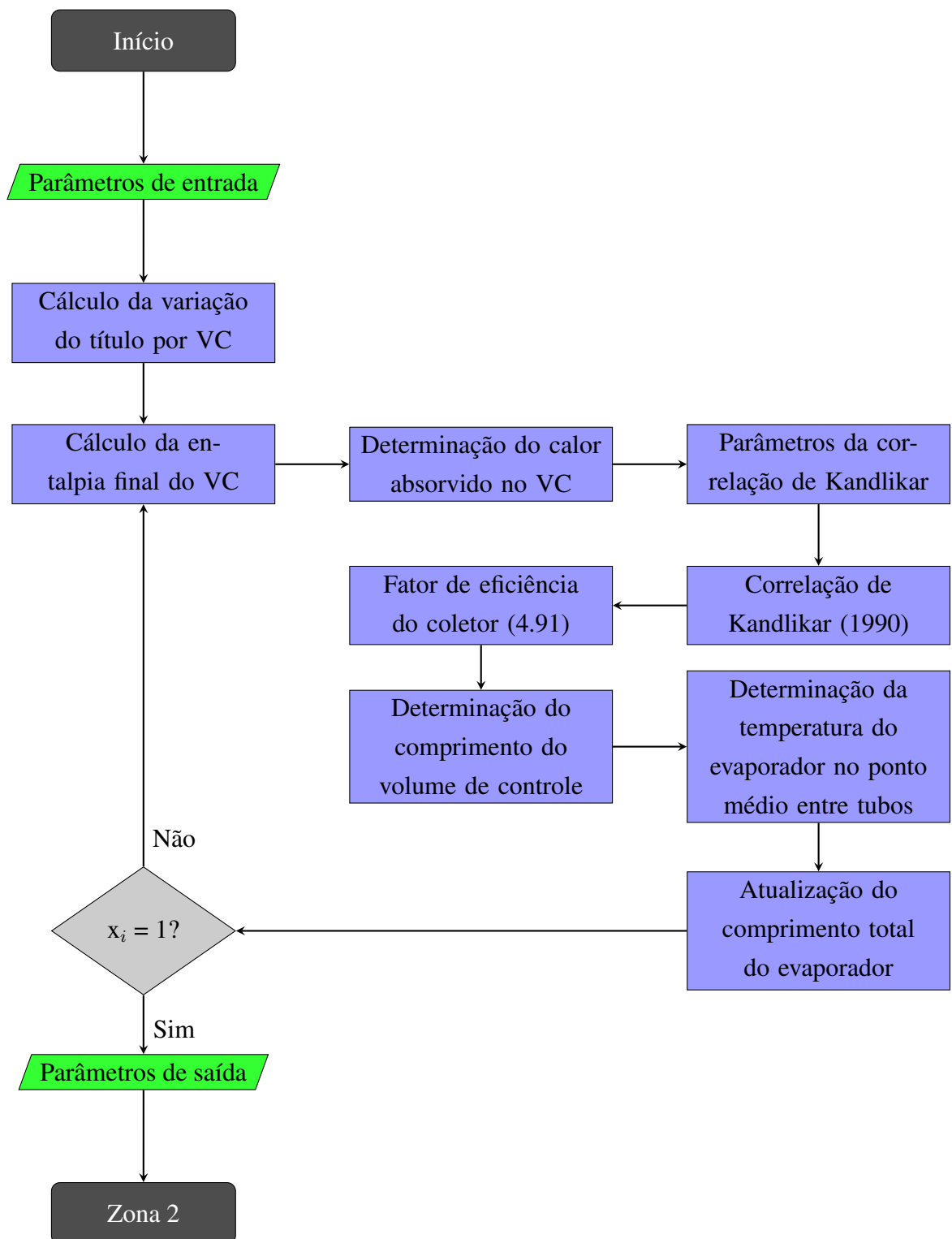
$$h_{rsev} = \sigma\varepsilon(T_{mpt} + T_{amb})(T_{mpt} + T_{amb})^2\left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2}\right) \quad (5.11)$$

$$U_L = U_{sev} + U_{cev} \quad (5.12)$$

Além disso, para o dimensionamento do evaporador, o efeito relativo a ação do vento ao redor do do componente deve ser contemplado. Para isso, considerou-se a sua velocidade média de 1,4 m/s e aplicou-se a correlação proposta por Watmuff *et al.* (1977) (equação (5.9)). O coeficiente de transferência de calor encontrado para o vento foi de 7 [W/m²K].

Diante do exposto, pode-se definir as condições iniciais da iteração que será realizada, e definirá o comprimento da tubulação na região de mudança de fase no evaporador. As condições iniciais para a simulação devem ser definidas, e serão:

- Título inicial: Título de saída da válvula de expansão;
- Entalpia inicial: Entalpia na temperatura de evaporação e no título inicial;
- Comprimento inicial: Zero;
- Número de iterações: dependerá da capacidade do EES de armazenar as variáveis. Quanto maior o número de iterações, mais preciso serão os resultados obtidos. Este valor também estará diretamente associado ao fator incremental do título. Vale ressaltar que a simulação tem como ponto inicial o título de saída da válvula de expansão, e ponto final quando o título atinge a magnitude 1, a soma de todos os incrementos é exatamente a subtração dos títulos destes dois pontos. O número de iterações utilizados neste trabalho foi igual a 100.



Zona 2 - Fluido refrigerante superaquecido

A modelagem da zona de superaquecimento do evaporador é iniciada a partir dos resultados obtidos após a região de vaporização do fluido refrigerante. Todavia, ao invés do título indicar o início e o fim da iteração, a zona de superaquecimento é delimitada pela temperatura, sendo o seu ponto final a temperatura de evaporação somada ao grau de superaquecimento (α). A implementação deve ser iniciada com a inserção dos seguintes parâmetros:

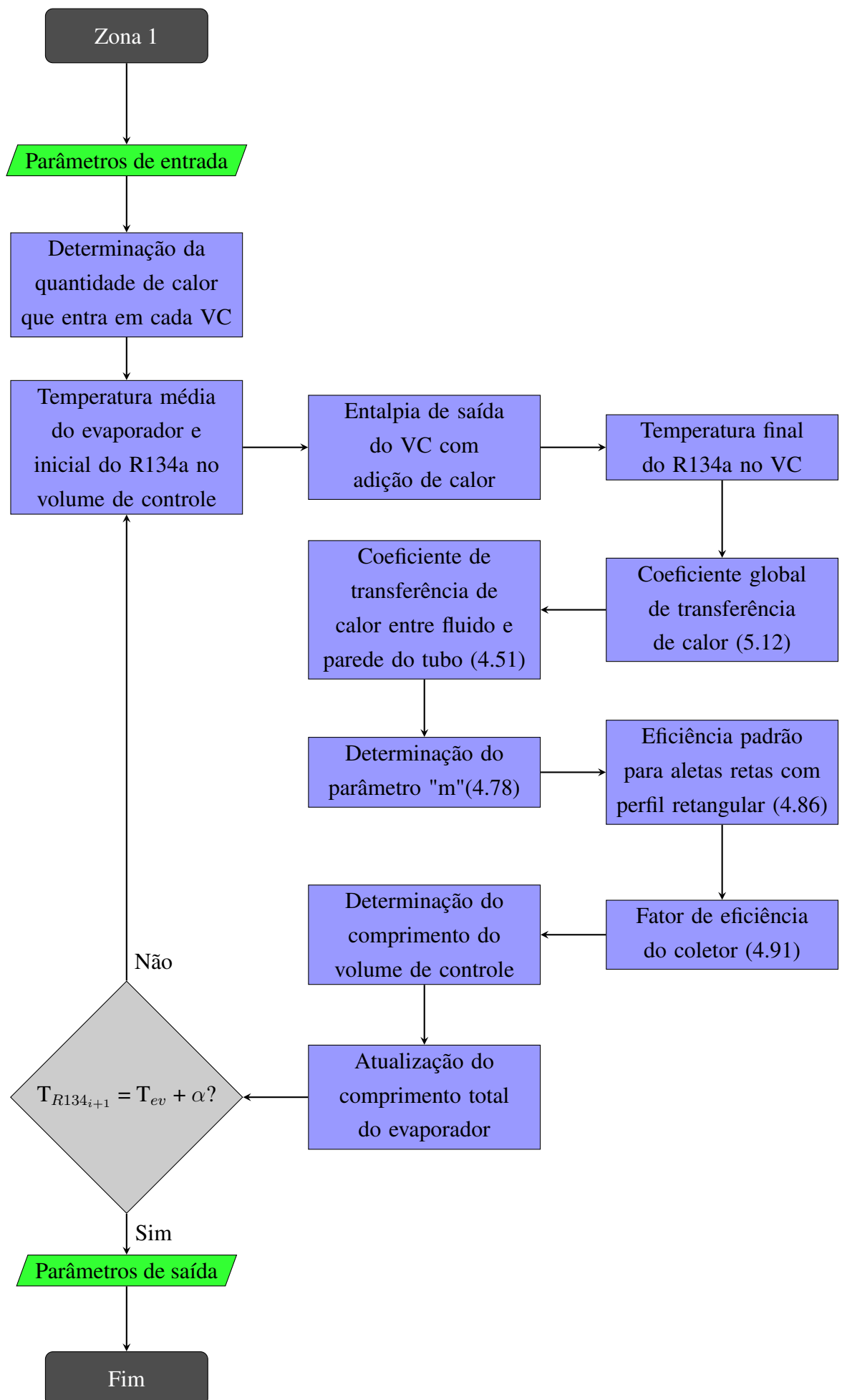
- Fluxo mássico do fluido refrigerante;
- Entalpias dos pontos 1 e 2 conforme a Figura 4.2 - Entalpia do vapor saturado e do vapor superaquecido na entrada do compressor;
- Temperatura de evaporação;
- Grau de superaquecimento;
- Pressão de evaporação;
- Diâmetro dos tubos;
- Parâmetros do projeto da placa;
- Número de iterações;
- Temperatura ambiente considerada;
- Velocidade do vento;

Após determinar os parâmetros genéricos, deve-se determinar as condições iniciais da simulação:

- Temperatura inicial do fluido após sair da zona bifásica: deve-se acrescentar um valor incremental na temperatura que caracterizará o superaquecimento até o grau de superaquecimento definido;
- Calor transferido ao fluido inicialmente: zero;
- Entalpia do fluido inicial: Entalpia na pressão de evaporação e título igual a 1;
- Quantidade de calor absorvida pelo fluido em cada iteração: definido pelo calor total transferido ao fluido na transição do ponto 1 para o ponto 2 dividido pelo número de iterações;

A temperatura da placa deve ser atualizada a cada iteração, pois se ela não for diferente da temperatura do fluido, não há transferência de calor do coletor para o fluido. A partir desta temperatura média, determinam-se as características físicas dos materiais, tais como: condutividade, número de Prandtl, viscosidade e o calor específico do fluido.

Uma vez que a parcela de calor que entra no fluido na região de superaquecimento e o fluxo mássico são constantes e conhecidos, pode-se determinar a entalpia de saída do fluido deste volume de controle, e por conseguinte a sua temperatura final. As equações 5.10, 5.11 e 5.12 são novamente utilizadas para determinar a nova temperatura da placa, e utilizar o equacionamento de determinação da temperatura da aleta T_b . O coeficiente de transferência de calor é determinado a partir das propriedades do fluido e dos tubos para posteriormente ser aplicado na equação de determinação do fator de eficiência do coletor.



5.3.5 Projeto do Condensador

A modelagem do condensador é dividida em três implementações complementares. A zona 1 calcula o comprimento do trocador de calor a ser desenvolvido na região em que o fluido refrigerante está no estado superaquecido, a zona 2 calcula o comprimento do trocador de calor na região em que o fluido refrigerante encontra-se na transição do estado de vapor saturado para líquido saturado e a zona 3 calcula o comprimento do trocador de calor na região em que o fluido encontra-se como um líquido sub resfriado até atingir a válvula de expansão.

A mesma metodologia aplicada ao evaporador é aplicada ao condensador. Serão realizadas 3 iterações, uma para cada zona do condensador, utilizando-se das propriedades termodinâmicas do fluido para que se determine o seu estado em cada volume de controle. A condição inicial do fluido na entrada do condensador é a sua condição final ao sair do compressor. Estas condições foram definidas na implementação que define o ciclo termodinâmico.

O condensador escolhido é de tubos concêntricos de passagem única, ou seja, a água deve atingir a sua temperatura final no final da zona 3. Além disso, em busca de uma maior eficiência na transferência de calor entre o fluido refrigerante e a água, escolheu-se uma geometria de tubos concêntricos devido à área de contato entre a parede do tubo do fluido refrigerante e a água.

Zona 1 - Fluido refrigerante superaquecido

Os dados iniciais a serem inseridos nesta implementação deverão ser a pressão de condensação, a temperatura do fluido na condição superaquecida após sair do compressor, a vazão mássica de água e fluido refrigerante e as entalpias do fluido na saída do compressor e na condição de vapor saturado na pressão de condensação. As propriedades das tubulações também devem ser inseridas, mas, neste caso, deve-se inserir o diâmetro externo da mangueira do condensador, e o diâmetro interno do tubo de cobre. Deve-se ressaltar que o condensador apresenta uma geometria circunscrita, ou seja, um tubo dentro de outro, em que o fluido refrigerante passa pelo tubo interno e a água passa externamente, em contracorrente, pela mangueira.

Os conceitos acerca da transferência de calor apresentados por Bergman *et al.* (2011) em um fluxo laminar devem ser empregados. Portanto, a partir da geometria das tubulações, deve-se determinar o número de Nusselt através da interpolação dos dados apresentados na Tabela 4.1.

Como o condensador é projetado de forma que os fluidos encontram-se em contracorrente, o ponto de maior temperatura do fluido refrigerante será o ponto de maior temperatura da água, e vice versa. Portanto, a temperatura de saída da água no final do condensador deve ser determinada nesta implementação. Vale ressaltar que a modelagem é realizada em função

do espaço, portanto os resultados obtidos a partir das iterações se apresentarão de forma que os dois fluidos - água e fluido refrigerante - estarão se resfriando, pois o primeiro ponto da iteração será o ponto em que a água estará na sua maior temperatura, assim como o fluido refrigerante. A Figura 5.7 evidencia o fluxo de iteração em contraste com o fluxo dos fluidos no protótipo real.

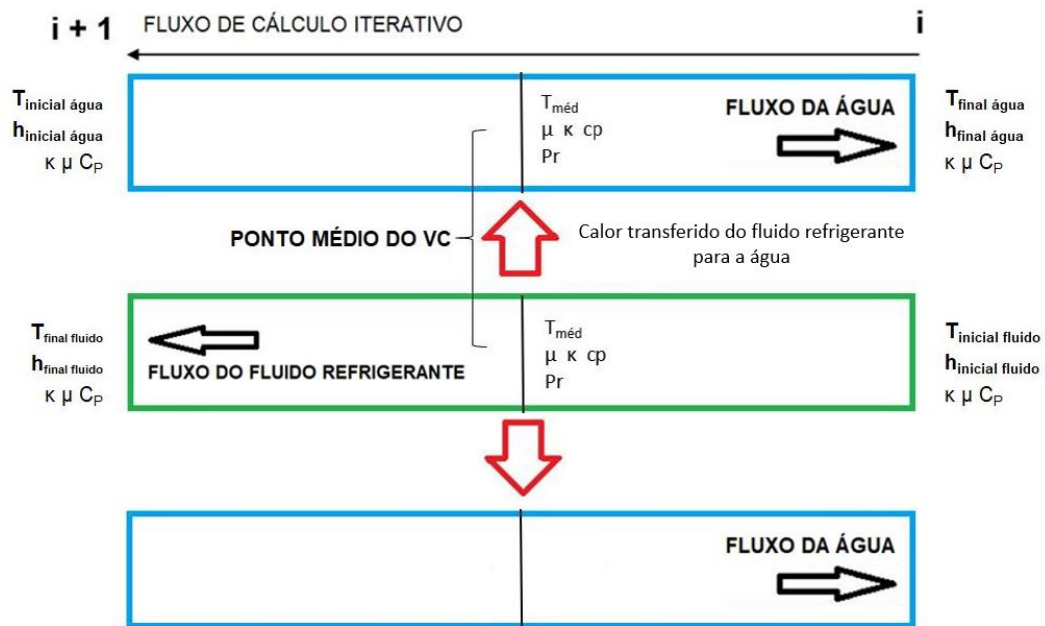
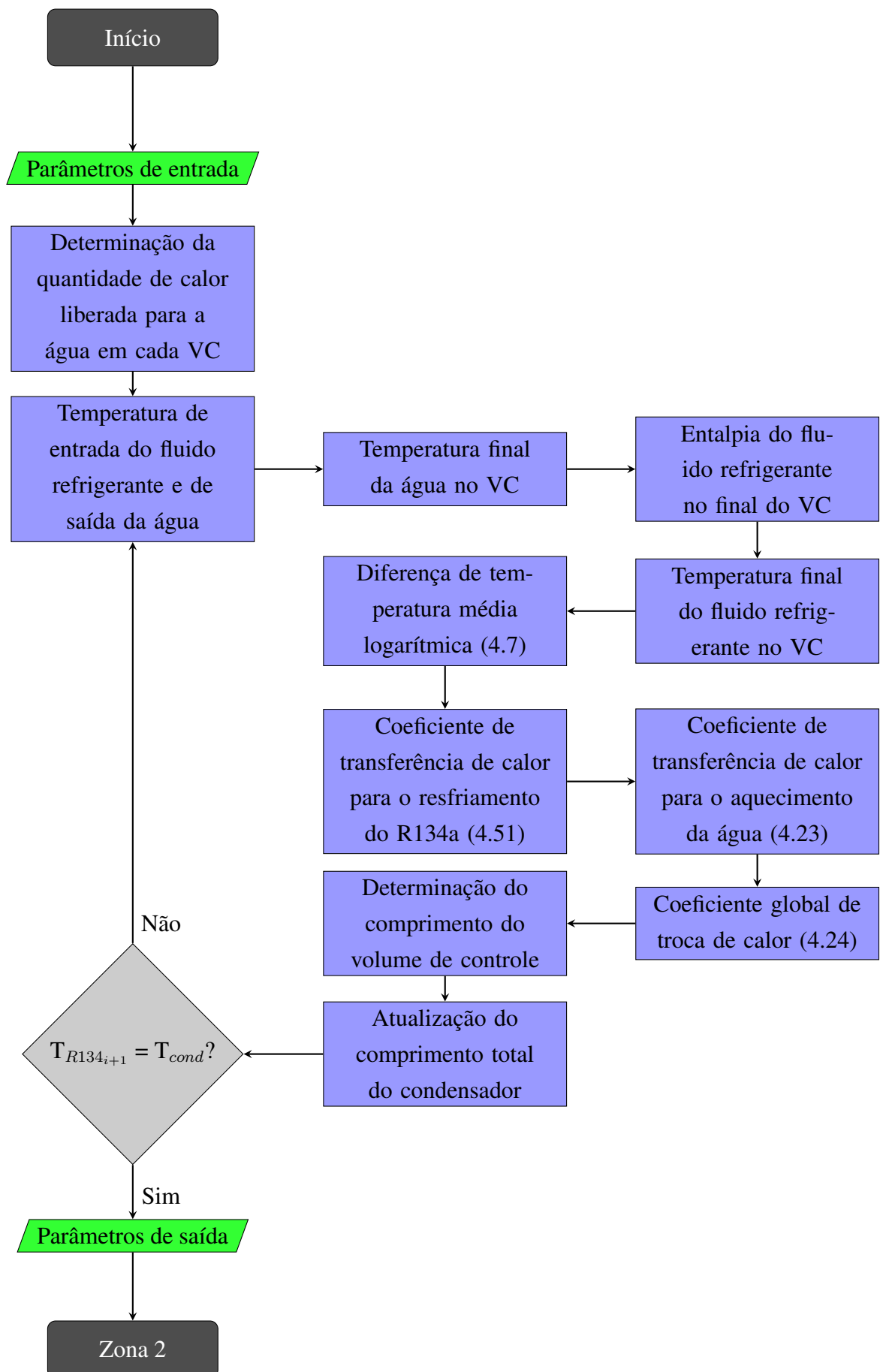


Figura 5.7: Fluxo de cálculos iterativos versus fluxo em contracorrente dos fluidos da bomba de calor.

Fonte: Arquivo Pessoal.

Posteriormente, deve-se determinar as condições iniciais da iteração realizada nesta parte do modelo, são elas:

- Comprimento inicial: Zero;
- Temperatura inicial do fluido refrigerante: Temperatura no ponto 3, ou seja, na saída do compressor;
- Temperatura de saída da água do condensador;
- Quantidade de calor liberada para a água por volume de controle: consiste na energia total transferida para o fluido calculada na definição do ciclo termodinâmico dividida pelo número de iterações;
- Entalpia do fluido refrigerante na saída do compressor;
- Número de iterações.



Ao final das iterações, o comprimento final da tubulação na Zona 1 será a soma de cada Δx calculado em cada iteração. Além disso, a temperatura dos fluidos no início da zona 2 deverão ser as temperaturas finais obtidas na iteração. A temperatura final do fluido refrigerante nesta implementação deverá ser igual a sua temperatura de condensação definida pela pressão de condensação determinada na implementação do ciclo termodinâmico.

Zona 2 - Fluido refrigerante no Estado Bifásico

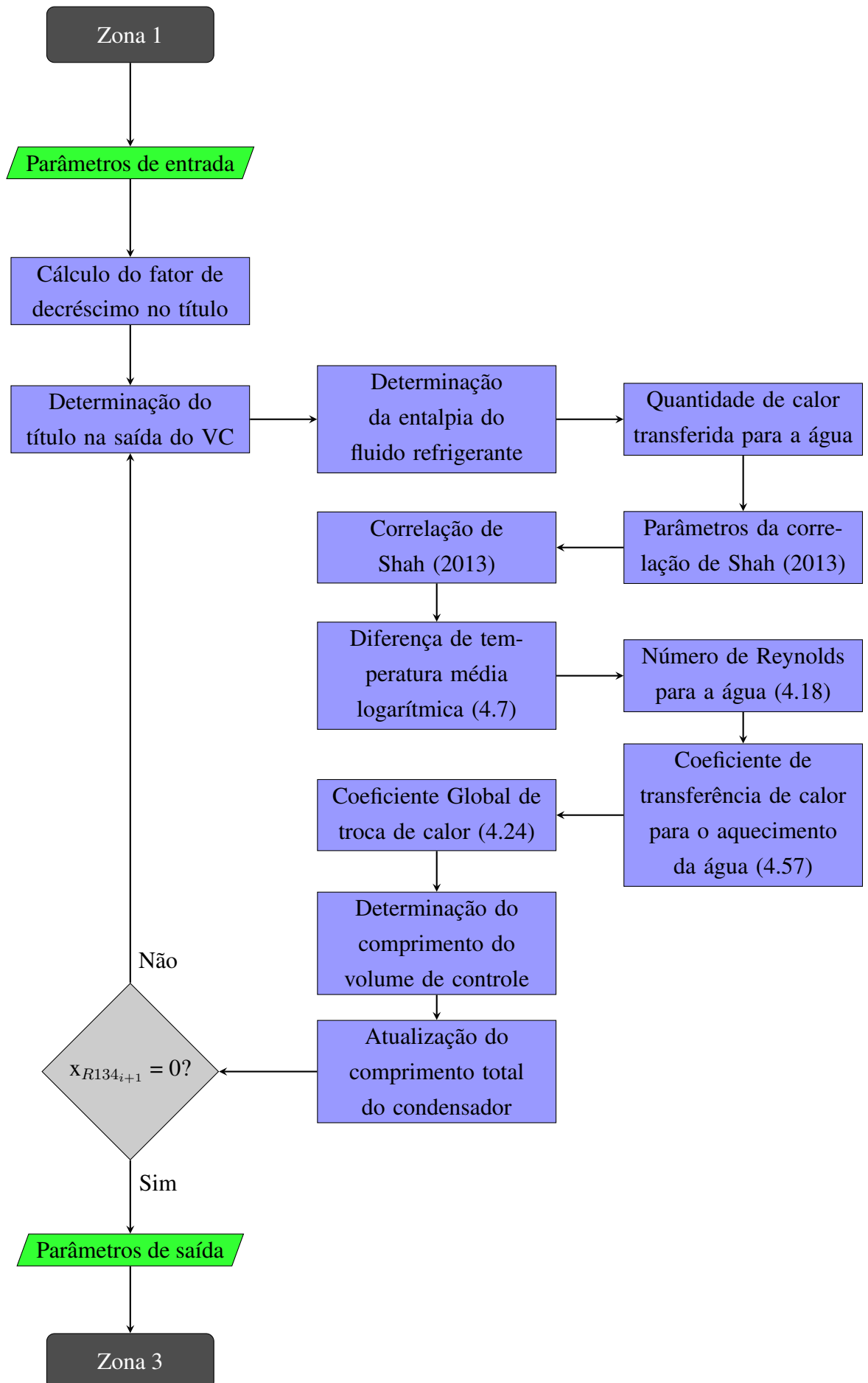
A implementação na zona bifásica do condensador deve iniciar com a inserção dos parâmetros que regem o ponto inicial e final do fluido. Portanto, a pressão de condensação deve ser introduzida, bem como a entalpia do fluido refrigerante na condição de vapor saturado e líquido saturado nesta pressão. A partir destes dados, pode-se determinar a quantidade de energia total que será transferida do fluido refrigerante para a água nesta região, que consistirá na multiplicação da massa do fluido refrigerante pela variação das entalpias nas extremidades. Para este cálculo, deve-se inserir o fluxo mássico de fluido refrigerante e de água que passará pelo condensador. A temperatura de condensação, como abordado anteriormente, estará diretamente associada à pressão de condensação, e vice versa. Da mesma forma que nas implementações anteriores, as propriedades geométricas dos tubos por onde passarão os dois fluidos envolvidos deverão ser definidos.

Sabendo que o fluido refrigerante na condição de vapor saturado apresenta um título igual a 1, e na condição de líquido saturado o título igual a 0, através da temperatura de condensação pode-se determinar todas as propriedades do fluido (entalpia, viscosidade, condutividade, número de Prandtl e densidade) na condição inicial e final desta Zona do condensador. Além disso, deve ser inserir a pressão crítica do fluido refrigerante

A primeira condição inicial a ser inserida é o título do fluido na iteração, que será igual a 1, e a entalpia do fluido nesta condição, que já foi previamente definida. Com os dados de fluxo mássico e da geometria da tubulação em que o fluido refrigerante passará, determina-se a velocidade mássica através da equação 4.33. Finalmente, deve-se coletar as informações da implementação anterior, ou seja, os resultados finais da Zona 1, são eles: Temperatura média final da água no último volume de controle e o comprimento final da tubulação do trocador de calor na zona 1. A partir da temperatura média final definida anteriormente, deve-se determinar a temperatura da água no primeiro volume de controle da zona 2, pode-se considerar a temperatura média do primeiro volume de controle como a mesma temperatura de entrada do volume

de controle.

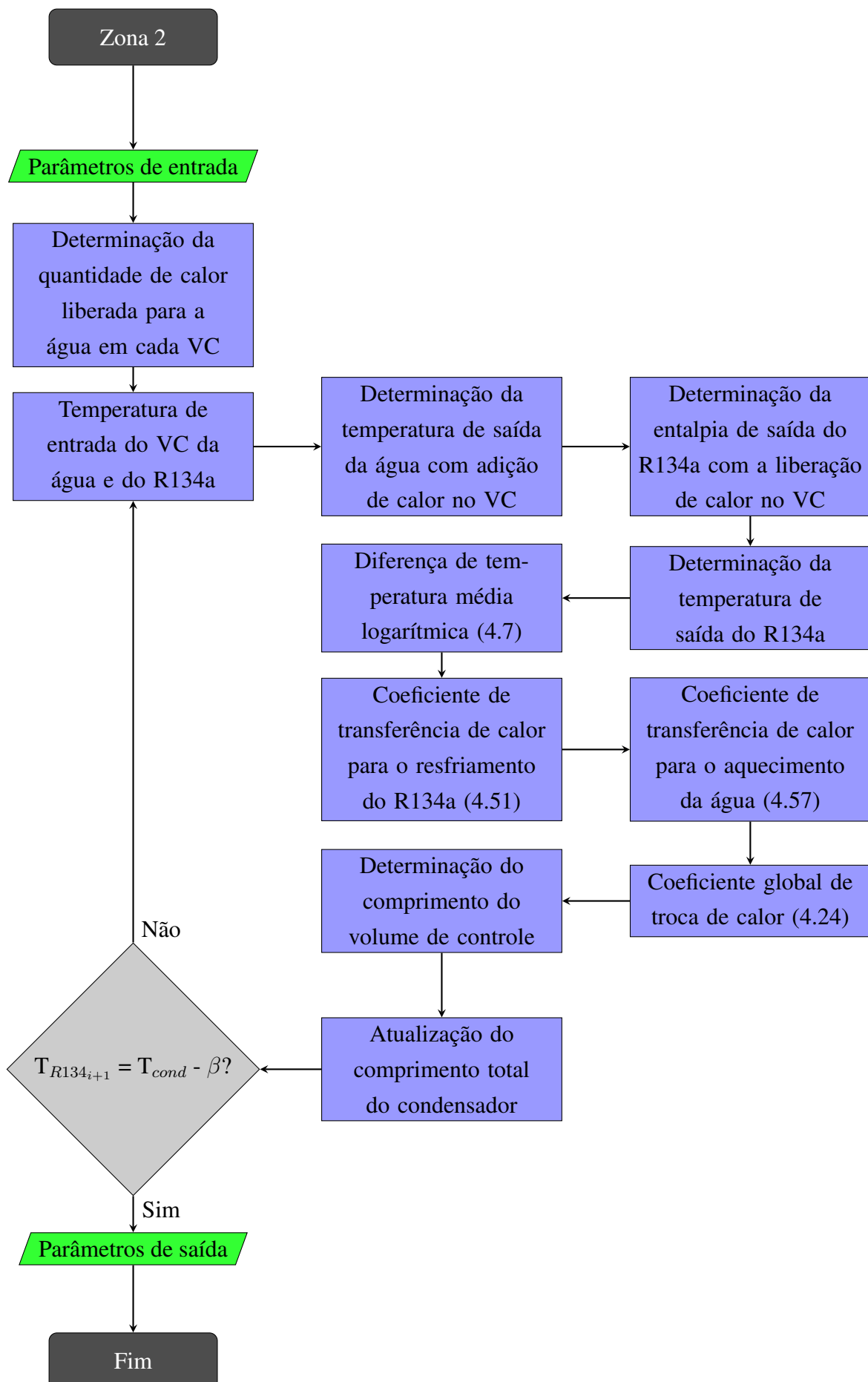
As iterações na zona 2 do condensador são controladas pela variação do título do fluido refrigerante. A variação no título será dada por um valor constante dependente do número de iterações, ou seja, a cada iteração o título será subtraído em um valor decremental de $1/n$, até atingir o seu ponto final, título igual a zero.



Zona 3 - Fluido refrigerante Sub resfriado

A zona 3 do condensador apresenta o fluido refrigerante em seu estado líquido. Portanto, assim como na zona 1, a implementação envolve uma região monofásica. Os dados iniciais a serem inseridos nesta implementação deverão ser a pressão de condensação, a temperatura inicial na zona 3 que é a mesma temperatura de saída da zona 2, a vazão mássica de água e fluido refrigerante e as entalpias do fluido na saída da zona 2 e na condição de líquido sub resfriado na temperatura determinada pelo grau de sub resfriamento. As propriedades das tubulações também devem ser inseridas, mas, neste caso, deve-se inserir o diâmetro externo da mangueira do condensador, e o diâmetro interno do tubo de cobre. O grau de sub resfriamento é uma margem de segurança fundamental para assegurar a vida útil da válvula de expansão.

Na zona 3, as iterações serão delimitadas pela variação na temperatura do fluido refrigerante, sendo a sua temperatura inicial igual á temperatura de condensação, e a temperatura final igual à temperatura de condensação subtraída do grau de sub resfriamento (β).



6 Resultados e discussões

A modelagem matemática de um sistema termodinâmico deve apresentar uma base robusta de correlações que possam descrever os fenômenos físicos e termodinâmicos que ocorrem com o fluido refrigerante e os componentes da bomba de calor de expansão direta com assistência solar. A revisão bibliográfica auxiliou nos fundamentos termodinâmicos gerais associados ao sistema e gerenciou a metodologia com um fluxo lógico de implementação formulada no software EES. Ao longo da modelagem matemática, os parâmetros que definem o ambiente, o funcionamento do compressor, o projeto de condensador e do evaporador foram inseridos permitindo atingir resultados discutíveis e fundamentais para a validação do modelo nas hipóteses e condições de contorno propostas.

Nesta seção, serão apresentadas as propriedades de cada ponto do ciclo termodinâmico previamente definido, limitados pelas pressões de evaporação e condensação. O cálculo da energia térmica transferida em cada trocador de calor, e em cada zona destes componentes, derivam da definição do ciclo termodinâmico de trabalho do fluido refrigerante. Além disso, através das correlações matemáticas utilizadas, os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor, variação de temperatura da água e do fluido refrigerante bem como o seu fluxo mássico e a variação da temperatura e do fator de eficiência da placa do coletor-evaporador poderão ser analisados e discutidos. Por fim, as variáveis de saída do modelo matemático serão fundamentais para o desenvolvimento de um projeto CAD e a construção de um protótipo que permita confrontar os dados teóricos com os dados reais.

6.1 Modelagem do ciclo termodinâmico

As condições de contorno adotadas na Tabela 5.1 são as principais variáveis de entrada da modelagem proposta, sendo que estes parâmetros regem o funcionamento de toda a bomba de calor. A temperatura ambiente de 24 °C está em linha com a temperatura média do dia selecionado como base para a modelagem, 21 de junho. Neste dia a declinação solar (δ) é de +23,45° em relação ao hemisfério sul e incidência de irradiação solar é a menor ao longo de todo o ano, esta data apresenta a particularidade de ser o dia mais curto do ano e delimita o início do inverno.

A determinação do fluxo mássico do fluido refrigerante deriva das temperaturas de evaporação e condensação impostas ao ciclo termodinâmico. Utilizando-se dos polinômios definidos pelas equações 5.1 e 5.2, o fluxo mássico e a potência gasta pelo compressor quando a bomba de calor trabalha em regime estacionário são obtidos. A temperatura de condensação (60°C) e evaporação (10°C) determinam as pressões do circuito de alta e baixa pressão respectivamente, e foram definidas em uma relação entre o consumo do compressor e a máxima transferência de calor nos trocadores de calor, os resultados obtidos para estes parâmetros constam na Tabela

6.1.

Tabela 6.1: Resultados obtidos para a vazão mássica de fluido refrigerante e potência consumida pelo compressor.

Variável	Magnitude
P_{cond}	1683 kPa
P_{evap}	414,9 kPa
\dot{m}_{R134a}	27,74 kg/hora (0,007706 kg/s)
\dot{W}	549,2 W (0,549 kW)

A modelagem matemática da bomba de calor tem como principal diretriz o ciclo termodinâmico de trabalho do fluido refrigerante. Após definir as temperaturas de condensação e evaporação, as propriedades termodinâmicas que definem cada ponto do ciclo apresentado na Figura 5.1 podem ser determinadas e sintetizadas na Tabela 6.2. O ciclo termodinâmico definido está representado graficamente na Figura 6.1.

Tabela 6.2: Propriedades termodinâmicas dos pontos do ciclo

Ponto	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Título
1	10	414,9	256,2	0,9264	1,00
2	17	414,9	262,7	0,9493	Superaquecido
3	71,1	1683	292,9	0,9493	Superaquecido
4	60	1683	278,5	0,9067	1,00
5	60	1683	139,4	0,4892	0,00
6	52	1683	126,5	0,4500	Sub Resfriado
7	10	414,9	126,5	0,4684	0,32

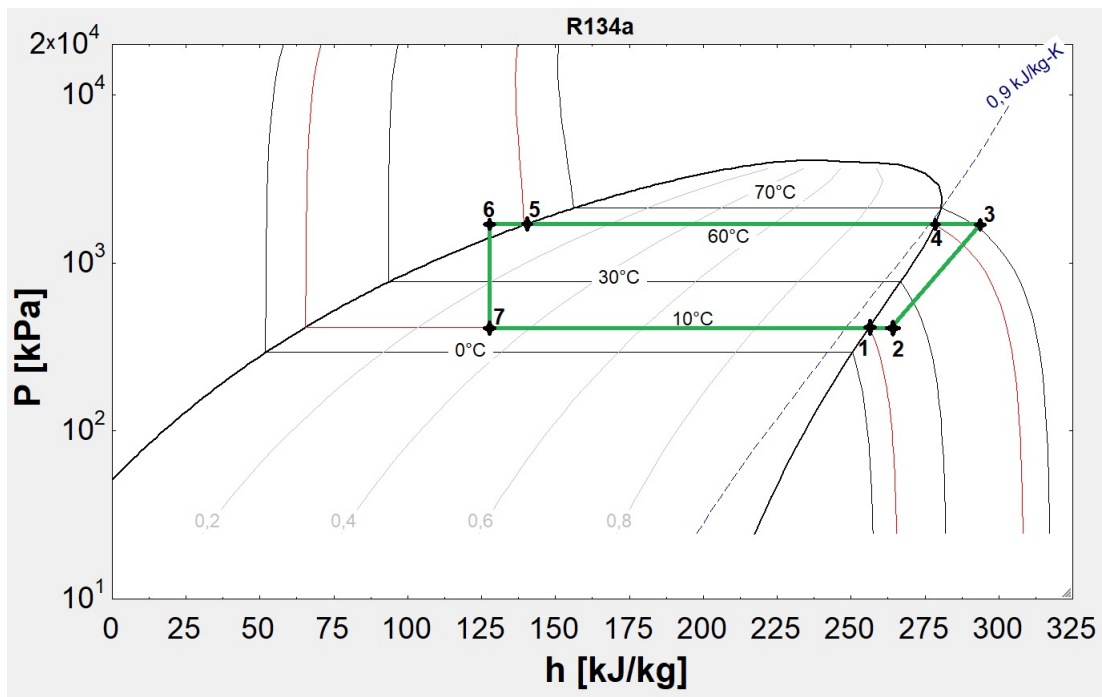


Figura 6.1: Ciclo termodinâmico modelado.
Fonte: Arquivo pessoal.

A partir das propriedades termodinâmicas de cada estado termodinâmico do fluido refrigerante no ciclo, pôde-se calcular o trabalho teórico consumido pelo compressor, a energia térmica que será bombeada do ambiente (absorvida pelo evaporador) para a água (liberada pelo condensador), assim como a definição do fluxo mássico de água que deve atravessar o condensador para que ele atinja a temperatura final definida. O calor absorvido pelo evaporador e liberado pelo condensador em cada zona são sintetizados na Tabela 6.3. A vazão mássica de água obtida para o condensador foi de $\dot{m}_{H_2O} = 45,99$ kg/hora, ou 0,01278 kg/s.

Tabela 6.3: Parâmetros energéticos obtidos para cada zona dos trocadores de calor.

Componente	Zona	Energia térmica	Total
Evaporador	Zona 1	0,9995 kW	1,0496 kW
	Zona 2	0,0501 kW	
Condensador	Zona 1	0,1110 kW	1,2823 kW
	Zona 2	1,0719 kW	
	Zona 3	0,0994 kW	

Os resultados apresentados na Tabela 6.3 são preponderantes para o cálculo do coeficiente de performance (COP) do ciclo termodinâmico ideal e real modelado para a bomba de calor, este parâmetro determinará o quão eficiente este dispositivo é em relação ao chuveiro elétrico. Utilizando-se da equação 4.2 o valor do COP do ciclo ideal é de 5,52, por outro lado o cálculo

realizado com o consumo de potência estimada do compressor retorna um COP de 2,33. Este resultado indica que para cada Watt de energia consumida pelo compressor 2,33 Watts de energia térmica são transferidas para a água, ou seja, uma economia de 42,9% em relação ao chuveiro elétrico, uma vez que a sua relação de conversão de energia elétrica para térmica é de um para um. No trabalho desenvolvido por Bastos e Torres (2016), obteve-se um COP real de 2,21 e teórico de 5,51, por outro lado, no trabalho desenvolvido por Del Amo *et al.* (2019) valores médio de COP iguais a 6 puderam ser obtidos. Portanto, pode-se concluir que o resultado obtido neste trabalho apresentam valores médios dentre as bibliografias utilizadas como base para o seu desenvolvimento. Vale ressaltar que a obtenção de um COP baixo é devido à temperatura de condensação determinada para o dispositivo, quanto menor a temperatura de condensação, maior será o COP. Todavia, optou-se a obtenção de um COP baixo em função de uma melhor troca de calor no condensador e para que a água obtivesse uma maior temperatura na saída.

Através da modelagem matemática desenvolvida, pode-se variar a temperatura de condensação do ciclo termodinâmico e observar a sua influência no coeficiente de performance (COP). A Figura 6.2 apresenta os resultados obtidos para o COP ao variar a temperatura de condensação de 30°C a 70°C.

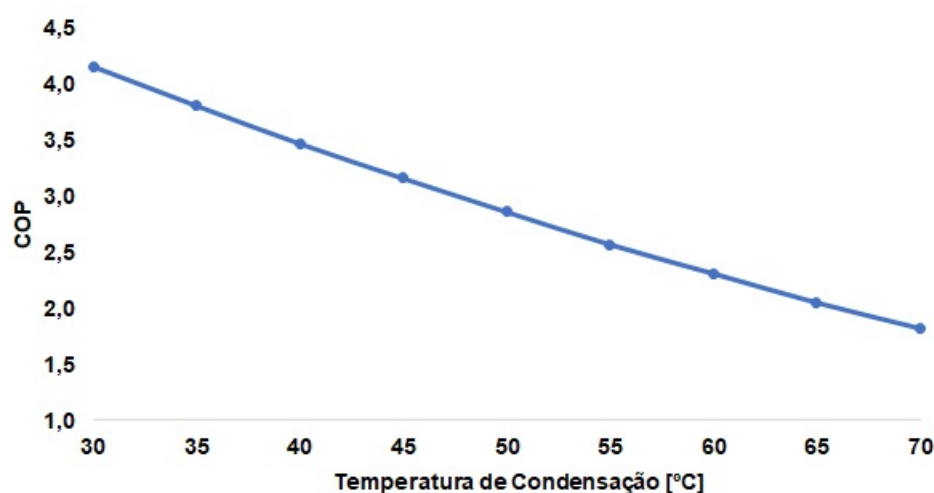


Figura 6.2: Variação do COP em função da temperatura de condensação.
Fonte: Arquivo pessoal.

A eficiência do coletor solar modelado é um parâmetro que compõe um grupo de variáveis que devem ser ajustados após a construção de um modelo para validação, portanto exige um maior estudo acerca deste parâmetro específico para a sua determinação. De acordo com dados observados no banco de dados de grande parte dos fabricantes destes componentes, considerou-se uma eficiência de 92% um valor aceitável para o tipo de coletor solar aplicado.

6.1.1 Condensador

Os componentes de maior criticidade no projeto de uma bomba de calor são os trocadores de calor. O condensador deve ser projetado de forma que a interface de transferência de energia térmica do fluido refrigerante para a água seja o mais eficiente possível. Isto pode ser conseguido através da configuração de projeto, dos materiais que o compõe e das condições do fluido ao atravessar este dispositivo. As implementações matemáticas desenvolvidas seguindo o fluxograma demonstrado na metodologia deste trabalho, juntamente com as correlações matemáticas que promovem uma simulação da condição do fluido refrigerante permite a obtenção de resultados otimizados e parâmetros para a sua construção. Os dados associados ao condensador são apresentados nesta seção.

Dentre os resultados obtidos para o condensador, os perfis de temperatura para a água e para o fluido refrigerante são importantes, pois demonstram de forma visual o comportamento de temperatura de cada fluido ao longo do trocador de calor. A Figura 6.3 apresenta os perfis de temperatura de cada fluido, assim como as transições entre as zonas 1, 2 e 3 previamente estabelecidas de acordo estado do R134a e o ciclo termodinâmico de trabalho da bomba de calor. O fluxo em contracorrente torna-se evidente uma vez que na zona 1 há a transferência de calor entre a água e o fluido refrigerante em suas maiores temperaturas, e, reciprocamente, na zona 3, em suas menores temperaturas. A transição de fase do fluido refrigerante (substância pura) do estado de vapor saturado para líquido saturado é evidenciando na Zona 2, em que a sua temperatura mantém-se constante na temperatura de condensação. No início do condensador (comprimento igual a 0) a temperatura do fluido refrigerante é de 71,1 °C e ele encontra-se no estado de vapor superaquecido, neste mesmo ponto a temperatura da água é de 48 °C. No final do condensador a temperaturas do fluido refrigerante é de 52 °C, em seu estado de líquido comprimido, enquanto a temperatura da água é de 24 °C. Os comprimentos obtidos para cada zona do condensador estão evidenciados na Tabela 6.4. Na zona 2, durante a transição de fase do fluido refrigerante do estado de vapor saturado para líquido saturado, a temperatura mantêm-se constante e todo o calor latente do R134a é transferido para a água, portanto é a zona que detêm o maior comprimento. Por outro lado, as Zonas 1 e 3, apresentam comprimentos relativamente pequenos diante da Zona 2, isto deve-se ao fato do fluxo estar em uma condição monofásica e há a transferência de calor sensível do R134a para a água. Além disso, apesar do fluxo de fluido refrigerante apresentar o mesmo regime nas zona 1 e 3, o comprimento da zona 1 é menor pois o fluido encontra-se em um estado gasoso, em que há uma maior agitação das moléculas e como consequência uma maior eficiência na transferência de calor, além de que a variação de temperatura da Zona 3 é maior do que a da Zona 1.

Tabela 6.4: Comprimento de cada zona do condensador.

		ΔT_{H_2O}	ΔT_{R134a}
Condensador	Zona 1	0,7532 m	2,08 °C
	Zona 2	4,9048 m	20,05°C
	Zona 3	1,1642 m	1,87 °C
Comprimento total		6,069 m	24,00°C a 48,00°C
			71,09°C a 52,00°C

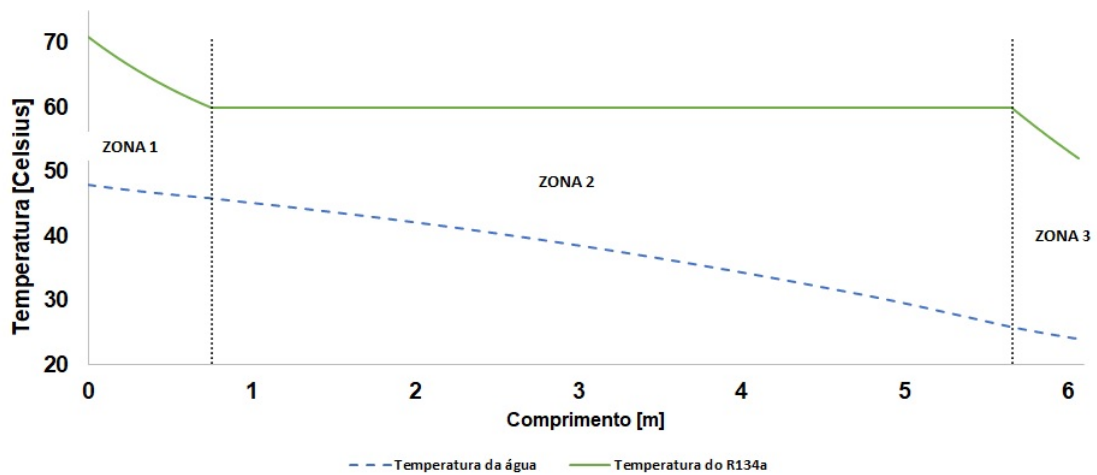


Figura 6.3: Perfis de temperatura da água e do fluido refrigerante R134a.

Fonte: Arquivo pessoal.

A obtenção dos perfis de temperatura permite confrontar os demais resultados obtidos para o condensador, uma vez que os parâmetros de cada fluido envolvido na transferência de calor são totalmente dependentes de suas temperaturas e a condição em que estão fluindo através da tubulação. O coeficiente de transferência de calor para a água, por exemplo, não varia consideravelmente com a temperatura devido as suas propriedades (condutividade, viscosidade, calor específico) e ao número de Reynolds baixo, que garantirá um fluxo laminar ($Re < 2300$) na água. Os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor da água variam de 245,9 $[W/m^2K]$ até 232,2 $[W/m^2K]$. Esta pequena diminuição no coeficiente de transferência de calor é devido ao aumento da temperatura da água. A Figura 6.4 apresenta a variação do coeficiente de transferência de calor da água ao longo do condensador.

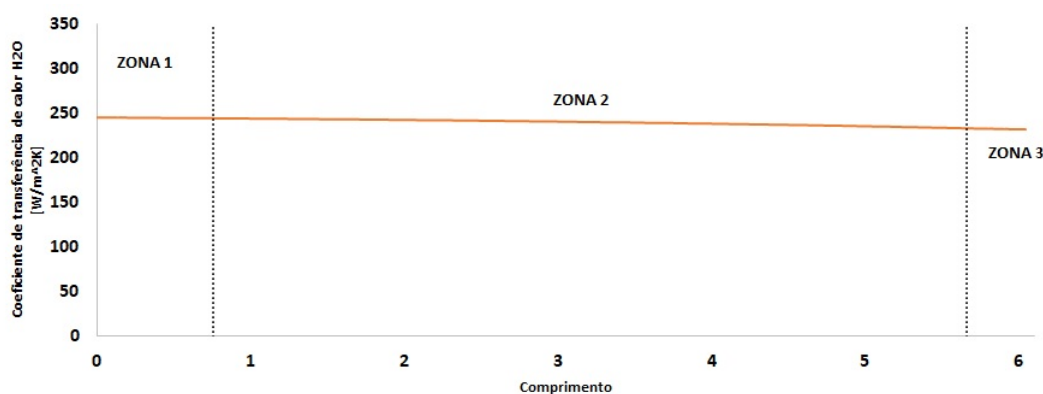


Figura 6.4: Coeficiente de transferência de calor da água.
Fonte: Arquivo pessoal.

Por outro lado, o coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante apresenta variações significativas ao longo do seu percurso no condensador. Inicialmente, na zona 1, enquanto ele se encontra na condição de vapor superaquecido há uma variação de apenas 3,64% em sua magnitude. Na zona 2, onde ocorre a transição de fase de vapor saturado para líquido saturado, o coeficiente de transferência de calor varia de 2608 $[\text{W/m}^2\text{K}]$, em seu valor máximo, a 727 $[\text{W/m}^2\text{K}]$, em seu valor mínimo. Neste ponto da implementação as correlações matemáticas tentam prever o que ocorre com o fluido refrigerante em seu estado bifásico a partir das teorias associadas à fração de vazão. A correlação de Shah (2013) para o coeficiente de transferência de calor na condensação, por exemplo, é fundamental na determinação deste parâmetro no projeto proposto, esta variável é determinada a partir de um adimensional (J_g) que indicará a sua magnitude de acordo com o regime em que o fluido se encontra.

- Se o adimensional J_g for maior que um valor definido como $J_{turbulento}$ (4.45), o fluido encontra-se em um regime turbulento;
- Se o adimensional J_g for menor que um valor definido como $J_{laminar}$ (4.48), o fluido encontra-se em um regime laminar;
- Se o adimensional J_g estiver entre $J_{turbulento}$ e $J_{laminar}$, o fluido encontra-se em um regime misto.

A Figura 6.5 evidencia o comportamento deste número adimensional ao longo da zona 2 do condensador. Através dela, observa-se que inicialmente o fluido refrigerante encontra-se em um regime misto, posteriormente ele passa por um regime turbulento e finaliza a sua transição de fase em um regime misto. As transições de regime ocorridas impactam diretamente no cálculo do coeficiente de transferência de calor calculado para o fluido refrigerante, este comportamento pode ser observado na Figura 6.6. Os parâmetros que influenciam diretamente no regime do

fluido ao longo da tubulação são a velocidade mássica do fluido, o diâmetro da tubulação e a densidade dos fluido no seu estado líquido e gasoso. Ressalta-se que quanto menor o diâmetro do tubo, maior a velocidade mássica, conseqüentemente há um número de Reynolds elevado, assim como a tendência de um fluxo turbulento.

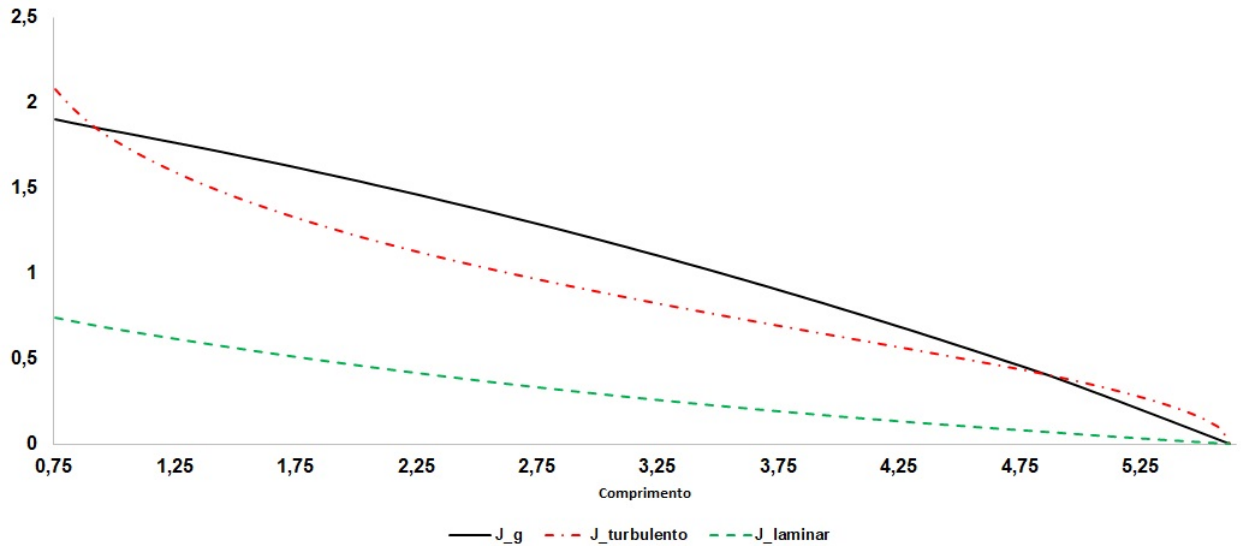


Figura 6.5: Comportamento do adimensional J_g ao longo da zona 2 do condensador.
Fonte: Arquivo pessoal.

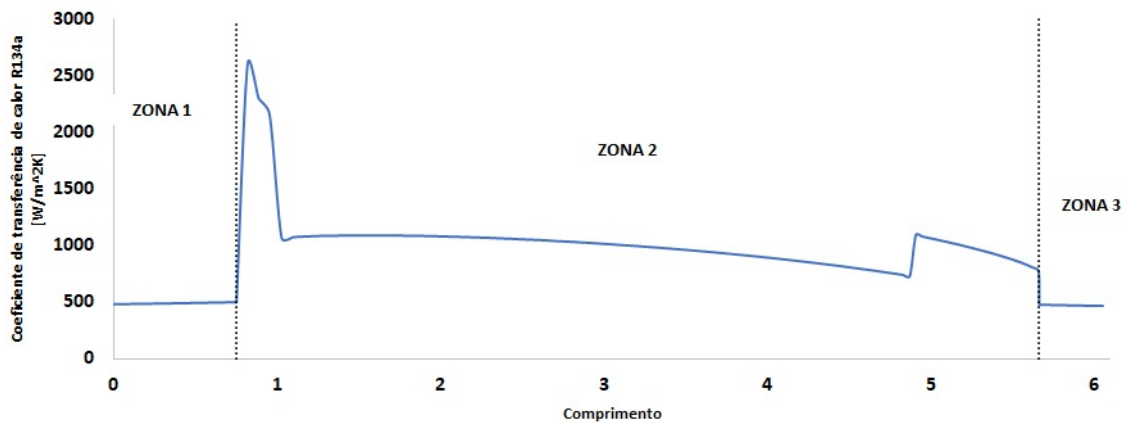


Figura 6.6: Coeficiente de transferência de calor do refrigerante R134a.
Fonte: Arquivo pessoal.

O coeficiente global de troca é determinado pela equação (4.24), ou seja, depende diretamente dos coeficientes de transferência de calor dos dois fluidos envolvidos. A água é o fluido que apresenta o menor coeficiente de transferência de calor, sendo assim o coeficiente global de troca será limitado por este parâmetro. Em outras palavras, um fluido apresenta bastante energia térmica para ceder ao outro, todavia a taxa em que isso ocorrerá dependerá diretamente

da capacidade da água de absorver esta mesma energia térmica. A Figura 6.7 ilustra o comportamento do coeficiente global de troca de calor ao longo do condensador. Os resultados obtidos evidenciam descontinuidades nos pontos em que há transição do regime de fluxo do fluido refrigerante da condição de misto para turbulento e vice-versa (Deve-se confrontar as imagens 6.5 e 6.6). Todavia, deve-se ressaltar que durante o funcionamento da bomba de calor o fluido refrigerante não apresentará um comportamento descontínuo como apresentado. Estas descontinuidades obtidas nos cálculos matemáticos se devem somente às limitações das correlações aplicadas, que tentam descrever os fenômenos físicos e termodinâmicos ocorridos no R134a, sendo assim estão propensos a estes tipos de eventos.

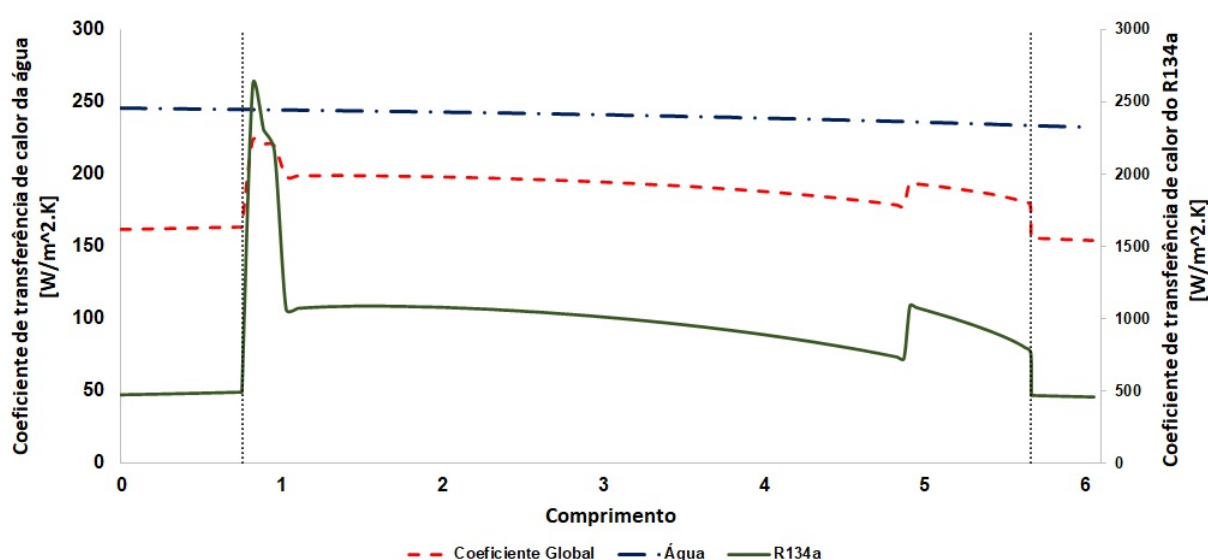


Figura 6.7: Coeficiente global de troca da do condensador.

Fonte: Arquivo pessoal.

Após a obtenção de todos os resultados necessários para o projeto do condensador, pode-se compilar estes parâmetros na Tabela 6.5. Para a construção de um protótipo de forma a validar a modelagem proposta será necessário a construção de um condensador em que os fluidos circularão em contracorrente cujo comprimento total seja de 6,1 metros. Os tubos do condensador serão de cobre, devido as suas propriedades térmicas, e apresentarão o diâmetro nominal de saída do compressor, ou seja, 3/8" (9,525 mm). O tubo externo, por onde passará a água apresentará um diâmetro nominal de 5/8" (15,875 mm), o material selecionado é uma mescla entre PVC/borracha com o objetivo de isolar a água do ambiente e preservar a energia térmica à ela transferida. Os demais parâmetros constantes na tabela foram discutidos anteriormente e estão associados às temperaturas de entrada e saída do condensador, bem como o fluxo mássico de cada fluido.

Tabela 6.5: Parâmetros de projeto do condensador

Parâmetro	Magnitude
Comprimento total	6,1 metros
Diâmetro do tubo interno	3/8"
Diâmetro do tubo externo	5/8"
Material do tubo interno	Cobre
Material do tubo externo (mangueira)	PVC/Borracha
Temperatura de saída da água	48 °C
Temperatura de entrada da água	24 °C
Temperatura de entrada do R134a	71,09°C
Temperatura de saída do R134a	52°C
Vazão mássica de R134a	0,007706 [Kg/s]; ou 27,74 [Kg/h]
Vazão mássica de água	0,01278 [Kg/s]; ou 45,99 [Kg/h]
Área de transferência de calor	0,1825 m ²

6.2 Evaporador

O evaporador deve ser projetado de forma que absorção de energia térmica proveniente do ambiente e da energia solar seja a maior possível. Diversos fatores são fundamentais para contribuir com a eficiência da placa-coletora solar, dentre eles estão a inclinação da placa, o material da placa e da tubulação por onde o fluido passará, o regime em que o R134a encontra-se ao atravessar a tubulação, a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e o ambiente, e até mesmo o meio de fixação dos tubos com a placa coletora. As implementações matemáticas desenvolvidas seguindo o fluxograma demonstrado na metodologia deste trabalho, juntamente com as correlações matemáticas que promovem uma simulação da condição do fluido refrigerante permite a obtenção de resultados otimizados e parâmetros para a sua construção. Os dados associados ao evaporador são apresentados nesta seção.

As implementações realizadas para a evaporação utilizaram como base a correlação de Kandlikar (1990). Através dela, tem-se a habilidade de prever corretamente a dependência entre o coeficiente de troca de calor e vários outros parâmetros do sistema. Dentre os principais parâmetros que alimentam a correlação está o parâmetro dependente do fluido, que neste trabalho é igual a 1,63 devido à utilização do R134a. Além disso, os números de convecção (Co) e ebulição (Bo) são fundamentais para o entendimento do comportamento do fluido durante a sua evaporação. O número de ebulição apresentou um valor de 0,0004948 o que indica que a evaporação ocorreu integralmente em uma região convectiva. (Kandlikar, 1990)

Conforme mencionado anteriormente, o evaporador projetado apresenta 2 zonas. Na primeira há a transição do fluido bifásico para a condição de vapor saturado, e posteriormente um superaquecimento definido pelo grau de superaquecimento da modelagem. O comprimento calculado cada zona do evaporador, bem como o seu comprimento total, estão evidenciados na

Tabela 6.6

Tabela 6.6: Comprimento de cada zona do Evaporador.

Evaporador	Zona 1	15,74 m
	Zona 2	1,27 m
Comprimento total		17,01 m

O comprimento do evaporador é 2,78 vezes maior que o condensador. Apesar da assistência solar, que promove um fornecimento de energia térmica extra do ambiente, o fluido refrigerante no evaporador apresenta propriedades físicas e termodinâmicas que determinam uma maior distância para que o fluido atinja a condição final de interesse. São elas:

- A pressão do fluido refrigerante no evaporador é quatro vezes menor que a pressão de condensação: Isto influencia diretamente no regime em que o fluido se desloca através da tubulação. No evaporador, durante a mudança de fase, o fluido refrigerante encontra-se integralmente em um regime laminar, em que a taxa de transferência de calor é significativamente diminuída. (Cengel e Boles, 2015)
- Durante a evaporação há transferência de calor para o fluido na forma de irradiação (energia solar) e convecção (ar ambiente). No primeiro caso, os materiais de construção da bomba de calor podem impactar severamente na troca de calor, bem como condições ambientais tais como o vento. Na convecção, a troca de calor com o ar é muito menos eficiente do que com a água, isto deve-se ao baixo calor específico do ar.

A radiação solar absorvida pelo coletor, definida pela equação (4.70), foi determinada considerando o pior cenário anual, ou seja, o mês em que a irradiação solar disponível é a menor: Junho. Este mês contém o menor dia do ano - caracterizado pelo solstício de inverno - os dados solarimétricos desta data constam na Tabela 6.7

Tabela 6.7: Parâmetros solarimétricos do dia e hora selecionados.

Parâmetro	Valor
Dia do ano	21 de Junho
Número do dia do ano (n)	172
Declinação (δ)	+23,45°
Hora angular (ω)	0°(meio dia)

A irradiação solar disponível de acordo com os dados históricos do mês de Junho para lavras é de $S = 392 \text{ [W/m}^2\text{]}$.

A implementação exige a consideração de alguns parâmetros associados ao coletor solar, dentre eles a absorvância, que está associada ao material da tubulação, a transmissibilidade e a sua inclinação. O valor da absorvância do cobre utilizado foi de $\alpha = 0,35$ (Duffie *et al.*, 2013), a transmissibilidade foi considerada igual a 1, uma vez que o coletor projetado não apresenta uma cobertura de vidro. Determinou-se uma inclinação de 30° .

Quanto maior a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e o ambiente, e o coletor solar em que a tubulação estará acoplada, maior será a taxa de transferência de calor para o fluido refrigerante para que ele mude de fase, isto explica a escolha da temperatura de evaporação de trabalho da máquina térmica. A amplitude térmica entre a temperatura de evaporação e a temperatura ambiente foi de 16°C . A partir da modelagem matemática de aletas apresentada na seção 4.5.4, pode-se determinar o comportamento da temperatura da placa durante o funcionamento da bomba de calor ao longo do comprimento da tubulação do evaporador (Figura 6.8). A temperatura no evaporador varia de 10°C até 17°C . O superaquecimento estabelecido foi de 7°C e serve para garantir que todo o fluido refrigerante evapore completamente, evitando que qualquer partícula líquida entre no compressor e cause danos.

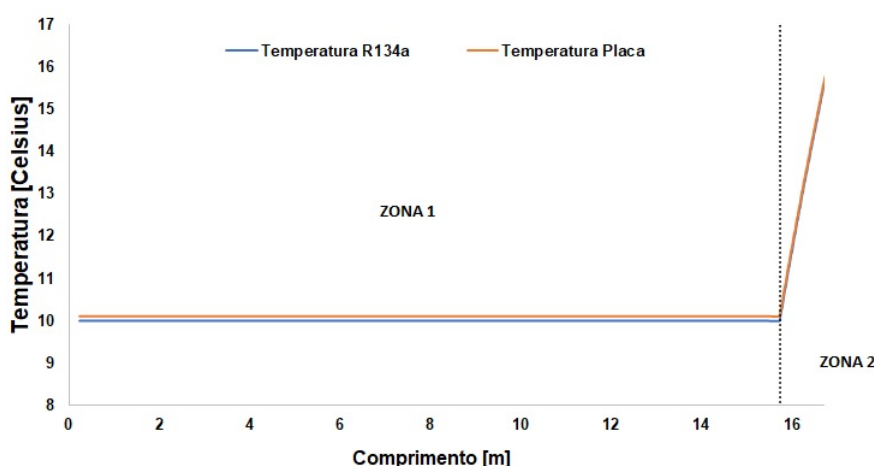


Figura 6.8: Temperatura da placa e do fluido refrigerante ao longo do evaporador.

O fator de eficiência do coletor é demonstrado na Figura 6.9, nela é observado que quando o coletor entra na região de superaquecimento há um decréscimo significativo na eficiência do coletor. Isto se deve ao fato de que na região de mistura o coletor apresenta uma maior capacidade de absorver calor diante de um alto coeficiente de transferência de calor nessa região. Portanto, o fator de eficiência depende das propriedades do fluido refrigerante e da eficiência da aleta. O fator de eficiência variou de $96,76\%$ até $82,69\%$. A queda súbita é causada pela transição entre o regime bifásico para o regime monofásico, quando o fluido percorre $15,72$ m no evaporador, devido ao menor coeficiente de transferência de calor por parte do vapor superaquecido.

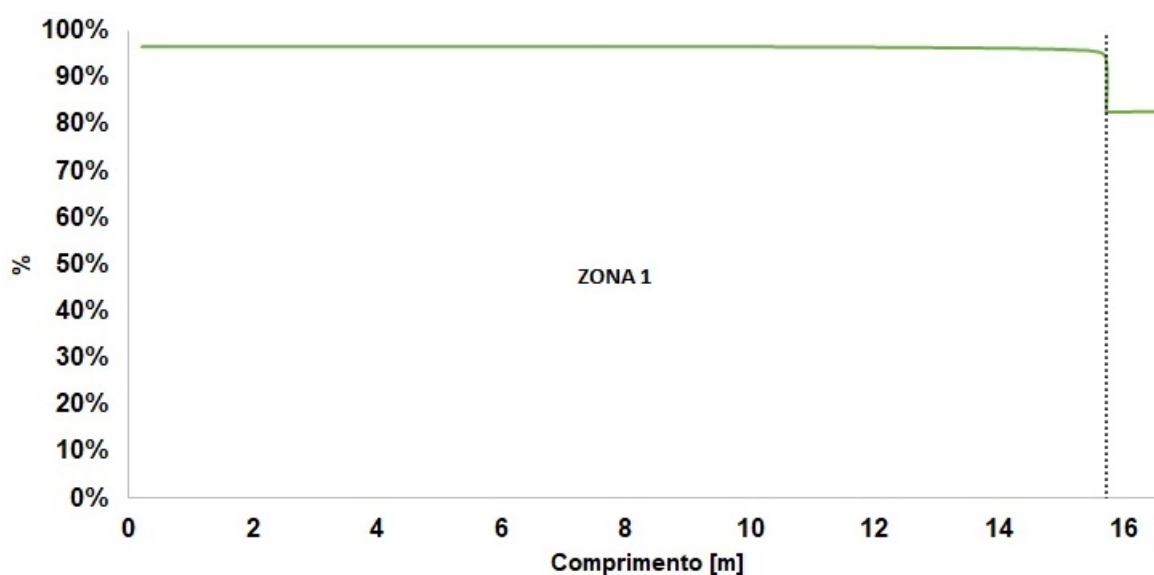


Figura 6.9: Fator de eficiência ao longo do evaporador.
Fonte: Arquivo pessoal.

A variação do coeficiente de transferência de calor ao longo do evaporador está representado na Figura 6.10, é observado que há uma diminuição neste coeficiente a medida em que o título aumenta. O coeficiente de transferência de calor varia de 2988 [W/m²K] a 1443 [W/m²K] na zona bifásica, e na zona monofásica ele se estabelece em torno de 383 [W/m²K]. A mudança de fase gera um fluxo não uniforme no fluido, o que contribui para uma melhor troca de calor com o ambiente e, conseqüentemente, um maior coeficiente de transferência de calor. Por outro lado, o fluido em seu estado gasoso apresenta um calor específico muito baixo em comparação ao líquido e a uma mistura bifásica, por isso observa-se uma queda significativa neste mesmo coeficiente quando há transição da zona 1 do evaporador para a zona 2. (Bergman *et al.*, 2011)

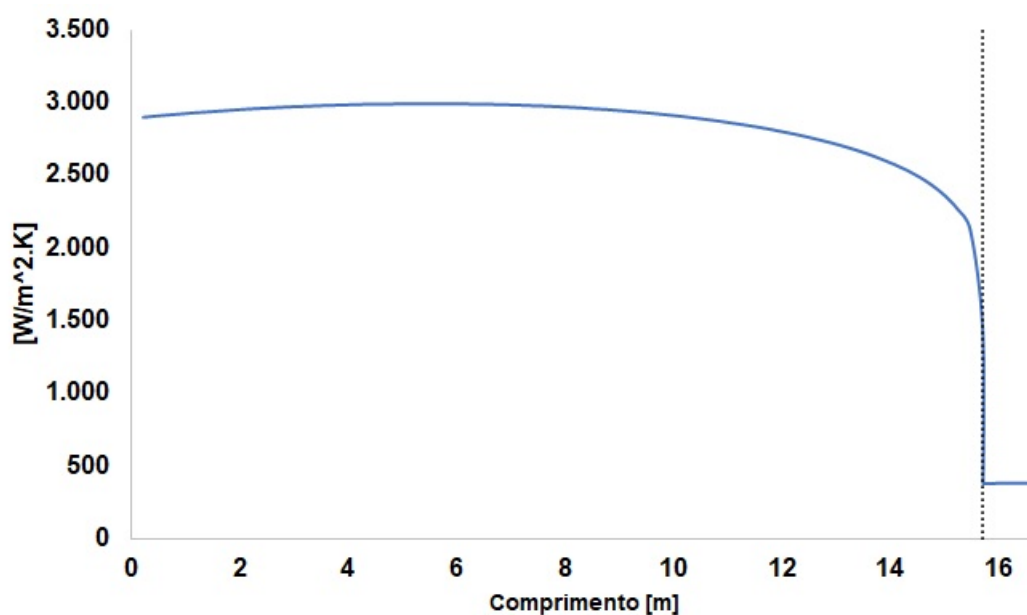


Figura 6.10: Coeficiente de transferência de calor do refrigerante R134a no evaporador.
Fonte: Arquivo pessoal.

Assim como no condensador, os resultados obtidos para o evaporador permitem a obtenção de parâmetros suficientes para o desenvolvimento de um protótipo para validação do modelo. A Tabela 6.8 sintetiza os parâmetros de projeto adotados para o coletor-evaporador solar. O evaporador apresentará um comprimento total de 17,0 metros de tubos de cobre de 3/8" (9,525 mm), a temperatura ambiente considerada foi de 24°C, todavia este valor pode ser alterado em eventuais correções de modelo para se adequar à temperatura ambiente do local de experimentação. A área total da placa do coletor-evaporador é de 1,71 m², onde os tubos estarão dispostos em fileiras com uma distância de 10 cm entre si. A espessura da placa considerada é de 1 mm, numa inclinação de 30°.

Tabela 6.8: Parâmetros de projeto do coletor- evaporador solar

Parâmetro	Magnitude
Comprimento total	17,0 metros
Diâmetro do tubo	3/8"
Material do tubo	Cobre
Temperatura ambiente	24°C
Velocidade do vento	1,4 m/s
Irradiação solar média anual (G_{solar})	572 [W/m ²]
Radiação solar absorvida, S	392 [W/m ²]
Temperatura de entrada do R134a	10,0°C
Temperatura de saída do R134a	17,0°C
Área da Placa (A_p)	2,078 m ²
Área de transferência de calor	0,5087 m ²
Distância circunferencial entre tubos (W_d)	10 cm
Espessura da placa (y_e)	1 mm
Inclinação da placa (β)	30 °
Absortância do cobre (α)	0,35
Transmissibilidade (τ)	1

6.3 Massa de fluido refrigerante R134a

A massa de fluido refrigerante é um parâmetro fundamental para garantir a validação do modelo no caso da construção de um protótipo. O funcionamento correto da bomba de calor, conforme calculado, só acontecerá se o fluido estiver submetido às condições do ciclo termodinâmico modelado, para isso é necessário que não haja espaço vazio ao longo do sistema, algo que acarretará na diminuição da pressão ao longo da tubulação do fluido refrigerante, alterando as suas propriedades físicas e termodinâmicas. As massas de fluido refrigerante em cada trocador de calor podem ser estimadas através da densidade do fluido na pressão e temperatura média do volume de controle, do diâmetro interno da tubulação e de seu comprimento.

Além disso, para o cálculo da massa de fluido refrigerante para o compressor, válvula de expansão e tubulações de conexão entre os componentes foi seguida a seguinte estratégia:

- O compressor modelado é totalmente hermético, ou seja, ele é totalmente preenchido pelo R134a. A massa de fluido refrigerante que preenche este componente foi determinada a partir do cálculo aproximado do volume ocupado por ele, utilizou-se também a densidade do refrigerante no tubo de admissão;
- Para a válvula de expansão e a tubulação entre os componentes pôde-se estimar através do projeto do protótipo um comprimento equivalente de aproximadamente 1,85 metros, ademais utilizou-se a densidade do fluido quando ele encontra-se submetido à maior pressão do ciclo termodinâmico.

As massas calculadas para cada trocador de calor, assim como a massa dos outros componentes do dispositivo, e a massa total do sistema estão sintetizados na Tabela 6.9. Através dos valores obtidos, é observável que, proporcionalmente, a massa de fluido refrigerante no condensador é muito maior que a do evaporador. Isto deve-se principalmente à variação da densidade do R134a de $19,46 \text{ kg/m}^3$ na região de baixa pressão para 1050 kg/m^3 na região de alta pressão, ou seja, uma variação de 5411%.

Tabela 6.9: Massa de refrigerante R134a

	Condensador	Evaporador
Zona 1	0,002764 kg	0,11730 kg
Zona 2	0,052690 kg	0,00112 kg
Zona 3	0,055600 kg	-
Total	0,111054 kg	0,11842 kg
Válvula/Compressor	0,107373 kg	
Massa Total	0,336940 kg	

Os freezers/geladeiras que utilizam compressores de potência semelhante, apresentam uma carga de refrigerante de aproximadamente 0,250 kg (Cônsul, Eletrolux), todavia apresentam um comprimento de condensador e evaporador menores.

6.4 Projeto do protótipo de validação

O desenvolvimento de um protótipo é fundamental para a validação da modelagem matemática proposta. Após a sua construção, pode-se controlar as variáveis de entrada do ciclo termodinâmico (Pressão de condensação, pressão de evaporação, irradiação solar incidente, fluxo mássico de água, entre outras) de modo a obter variáveis de saída que poderão ser confrontadas com os resultados obtidos no modelo matemático. Os resultados obtidos em um protótipo permitem, também, um ajuste do modelo matemático, para que as suas condições de contorno se tornem mais precisas e atendam à diversas condições em estado estacionário impostas à bomba de calor. Nesta seção, será abordada o projeto realizado no software SolidWorks que servirá de orientação para a construção de um protótipo da bomba de calor. Além disso, os custos aproximados de cada material utilizado no projeto do protótipo será apresentado, para que uma análise do custo de desenvolvimento deste trabalho seja realizada. Deve-se ressaltar que os custos abordados neste presente foram orçados no ano de 2020.

6.4.1 Bancada de testes

O projeto da estrutura de bancada de testes foi desenvolvida utilizando-se dos materiais dispostos na Tabela 6.10. Nela, é observável a utilização de tubos de aço com secção quadrada

de 30x30 mm e 35x35 mm, além de chapas metálicas de 110x90x1,9 mm. As Figuras 6.11 e 6.12 apresentam respectivamente a estrutura projetada e o seu desenho técnico com as respectivas dimensões. Os componentes metálicos deverão ser unidos pelo processo de soldagem.

Tabela 6.10: Materiais utilizados na estrutura da bancada de testes

Material	Quantidade	Observações	Custo
Tubo quadrado 30x30 mm	13 metros	Aço 1020	R\$ 170,58
Tubo quadrado 35x35 mm	0,7 metros	Aço 1020	R\$ 12,35
Chapas de Aço	4	110x90x1,2 mm Aço 1020	R\$ 40,52
Chapa de madeira	1	1030x600x3 mm MDF	R\$ 17,86
Rodas Girantes Colson	4	3 polegadas Colson GLP312PP	R\$ 56,68
Dobradiças	2	30x30mm	R\$ 1,40
Parafusos	8	M4x30	R\$ 1,00
Parafusos	16	M8x25	R\$ 13,60
Parafusos	6	M8x50	R\$ 6,00
Porcas	22	M8 Autotravante	R\$ 11,00



Figura 6.11: Representação da estrutura da bancada de testes via SolidWorks.
Fonte: Arquivo Pessoal.

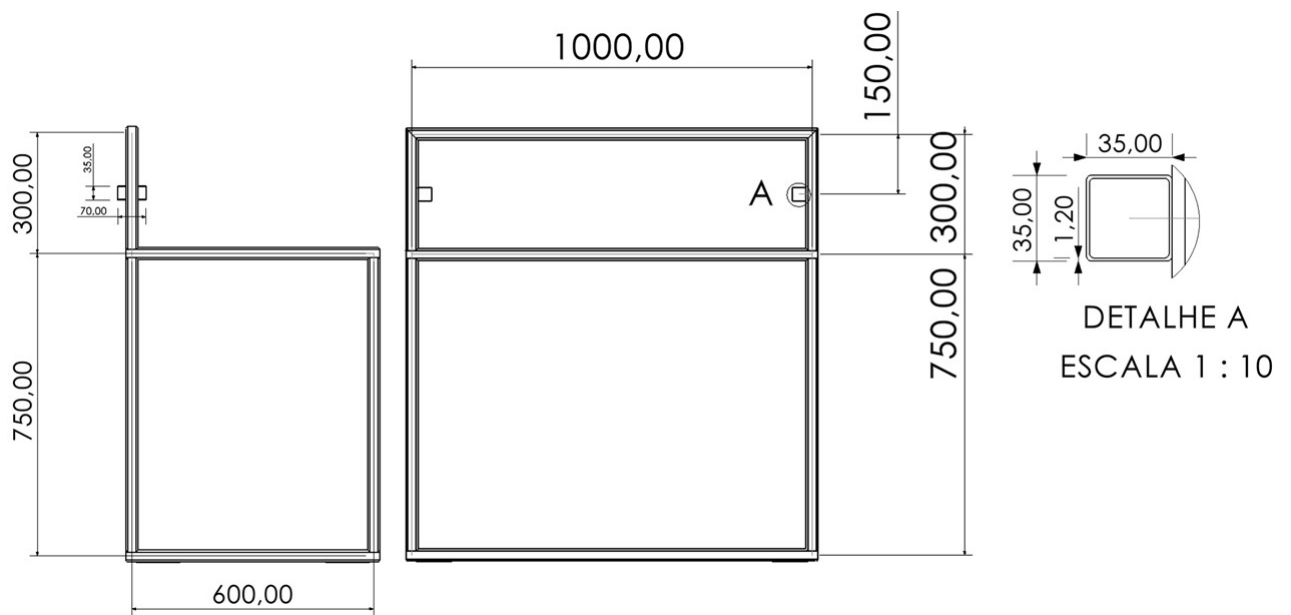


Figura 6.12: Dimensões da estrutura da bancada projetada.
Fonte: Arquivo Pessoal.

De modo a tornar o ângulo de incidência da placa do evaporador variável, foram projetadas 4 barras móveis (2 lineares e 2 angulares) que permitem um ajuste do ângulo de inclinação entre 20° a 45° . Estas barras são evidenciadas nas Figuras 6.13 e 6.14. A barra de elevação deverá ser encaixada na região destacada como "Detalhe A" da Figura 6.12, e o seu deslocamento linear promoverá a alteração do ângulo de incidência da placa do evaporador, ao definir a configuração desejada, o deslocamento linear é travado através de um parafuso M8x50 e porca.

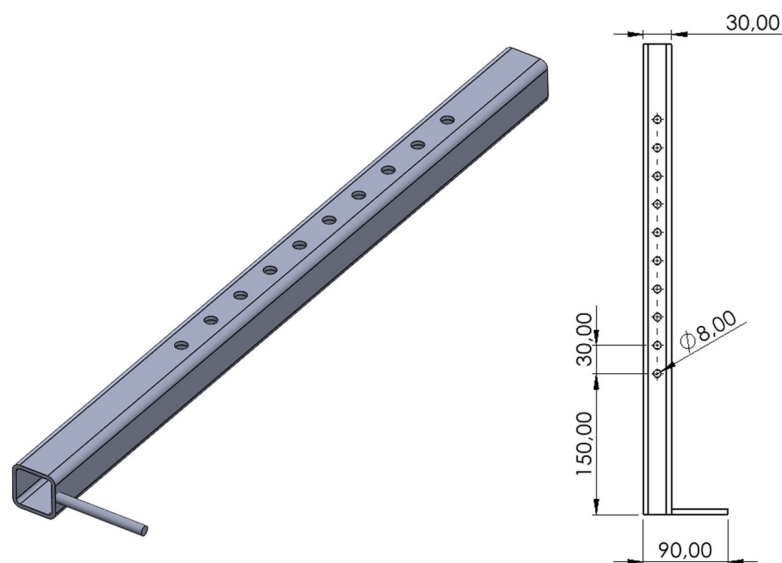


Figura 6.13: Barra projetada para alterar o ângulo de incidência do evaporador/coletor solar.
Fonte: Arquivo Pessoal.

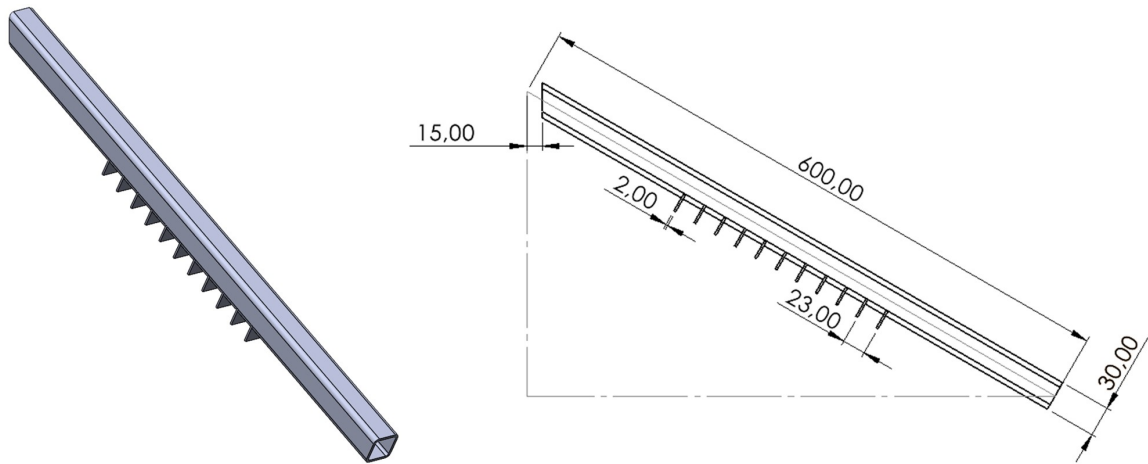


Figura 6.14: Barra suporte para o evaporador/coletor solar com catracas posições de trava do ângulo de incidência da placa.

Fonte: Arquivo Pessoal.

Os parafusos m8x25mm serão utilizados para a fixação das 4 rodas girantes de 3 polegadas (sugestão de modelo: GLP312PP Cosol), nas chapas de 1,2 mm de espessura soldadas na base da bancada. As dimensões das chapas com as coordenadas dos furos para encaixe das rodas são apresentados na Figura 6.15, além disso a roda girante de 3 polegadas da empresa Cosol é mostrada na Figura 6.16. A chapa de madeira que servirá de apoio para todos os componentes da bomba de calor possui o dimensionamento conforme a Figura 6.17, ela será fixada com os 4 parafusos m8x50mm. A montagem dos componentes da bancada de testes é evidenciada na Figura 6.18.

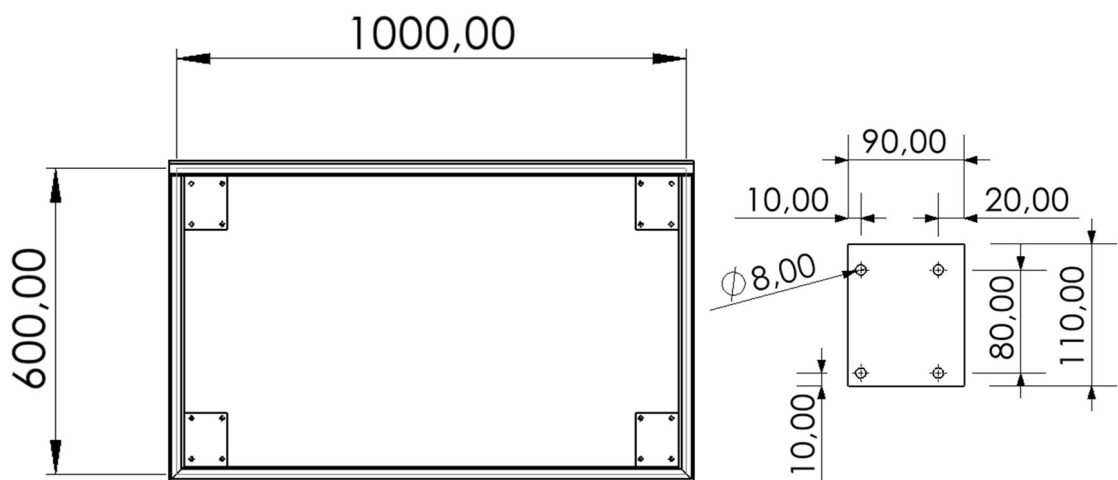


Figura 6.15: Vista inferior da bancada de testes e dimensões da chapa de fixação da roda girante.

Fonte: Arquivo Pessoal.



Figura 6.16: Roda girante Cosol GLP312PP.
Fonte: Cosol.

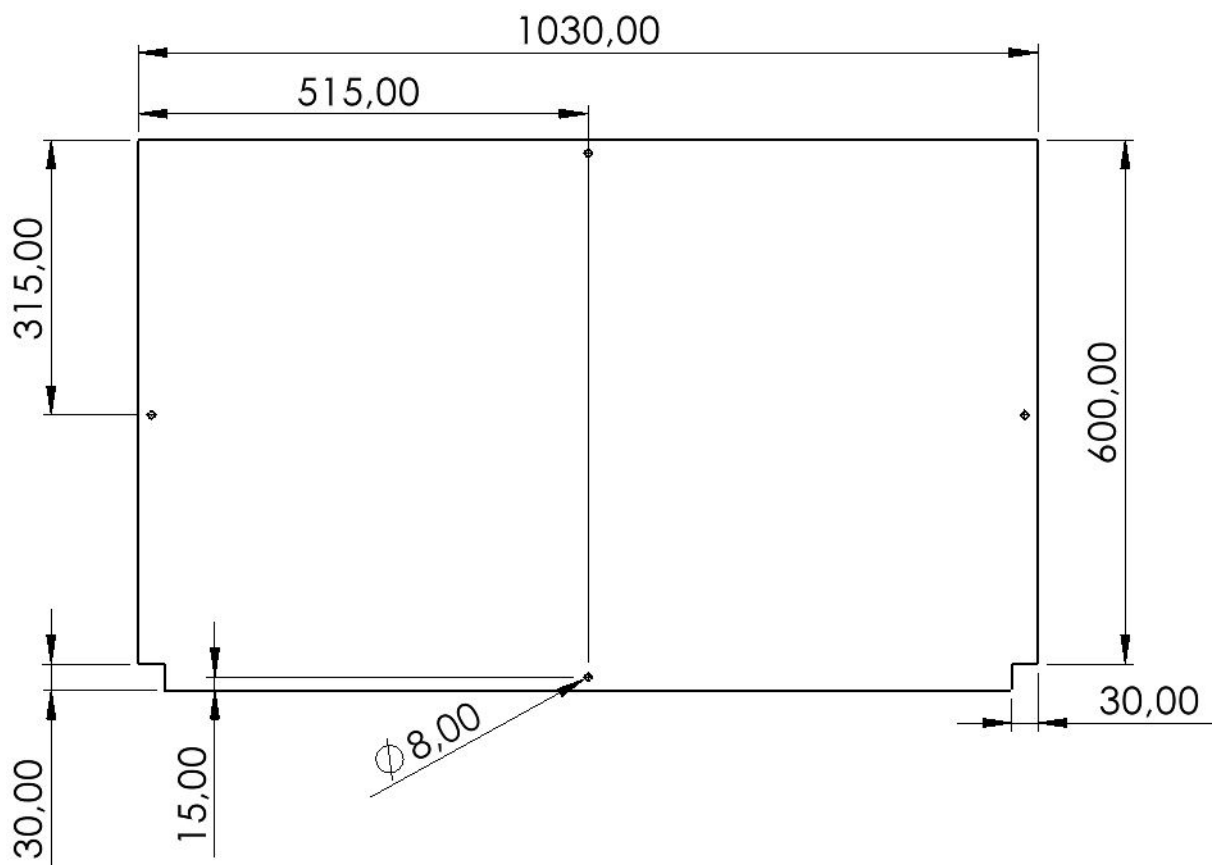


Figura 6.17: Dimensões da chapa de madeira, base da bancada de testes.
Fonte: Arquivo Pessoal.

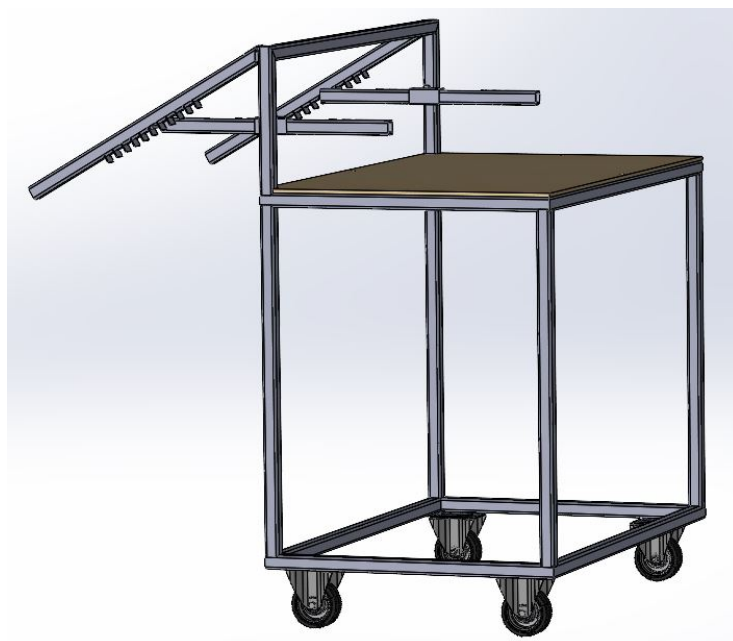


Figura 6.18: Montagem da bancada de testes com as rodas girantes.
Fonte: Arquivo Pessoal.

6.4.2 Placa coletora do evaporador e Serpentina

O evaporador apresentado é composto por dois componentes principais: a placa coletora solar e a serpentina (tubos de cobre por onde o fluido refrigerante circula). A discretização dos materiais utilizados na construção deste elemento da bomba de calor estão sintetizados na Tabela 6.11.

Tabela 6.11: Materiais utilizados na construção do evaporador.

Material	Quantidade	Observações	Custo
Tubo de cobre	18,45 metros	3/8"	R\$ 214,00
Chapa de Aço	1430x1450x1 mm	Aço 1020	R\$ 169,04
Parafusos	4	M6x50mm	R\$3,34
Porcas	4	M6 Autotravante	R\$1,00

A chapa de aço metálica apresenta uma área de 2,074 m², um valor próximo da área da placa calculada conforme a Tabela 6.8. Esta chapa será fixa à bancada de testes através dos 4 parafusos e porcas M6 mencionadas na Tabela 6.11. A serpentina de tubos de cobre apresentou um comprimento total de 18,45 metros, sendo considerado os comprimentos de tubo que realizam a conexão do evaporador ao compressor e à válvula de expansão. As Figuras 6.19, 6.21 e 6.20 ilustram os componentes projetados e as dimensões nominais para a construção de cada dispositivo.

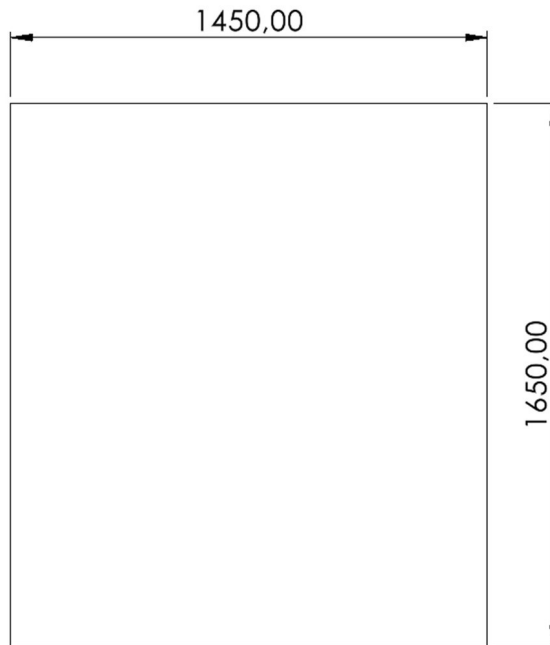


Figura 6.19: Placa do evaporador com dimensões de projeto.
Fonte: Arquivo Pessoal.

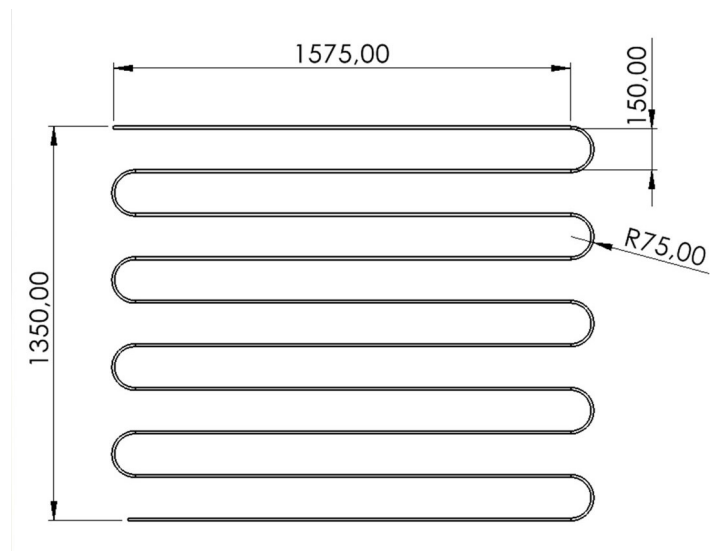


Figura 6.20: Dimensões da serpentina de tubos de cobre de 3/8".
Fonte: Arquivo Pessoal.



Figura 6.21: Montagem do evaporador coletor solar (placa + serpentina).
Fonte: Arquivo Pessoal.

6.4.3 Condensador

Diante dos parâmetros de saída evidenciados na Tabela 6.5, o condensador foi dimensionado de modo que os fluidos pudesse apresentar um fluxo em contracorrente e em tubos concêntricos entre si. Para o desenvolvimento deste projeto, foram utilizados os materiais apresentados na Tabela 6.12

Tabela 6.12: Materiais utilizados na construção do evaporador.

Material	Quantidade	Observações	Custo
Tubo de cobre	6,7 metros	3/8"	R\$ 134,00
Mangueira de PVC/borracha	8 metros	5/8"	R\$ 32,44
Tubo de aço	20 cm		R\$ 2,00
Abraçadeiras	4	5/8" a 1"	R\$4,00
Silicone de alta temperatura	1 bisnaga		R\$13,90

De acordo com os parâmetros obtidos para o condensador, este trocador de calor deve possuir um comprimento de 6,09 metros para garantir a ocorrência de todos os fenômenos físicos e termodinâmicos modelados. Deste modo, o condensador projetado apresenta um formato espiral de 30 centímetros de diâmetro com 6 espiras (Figura 6.22). A montagem do condensador com a mangueira de borracha externa de forma concêntrica é apresentada na Figura 6.23.

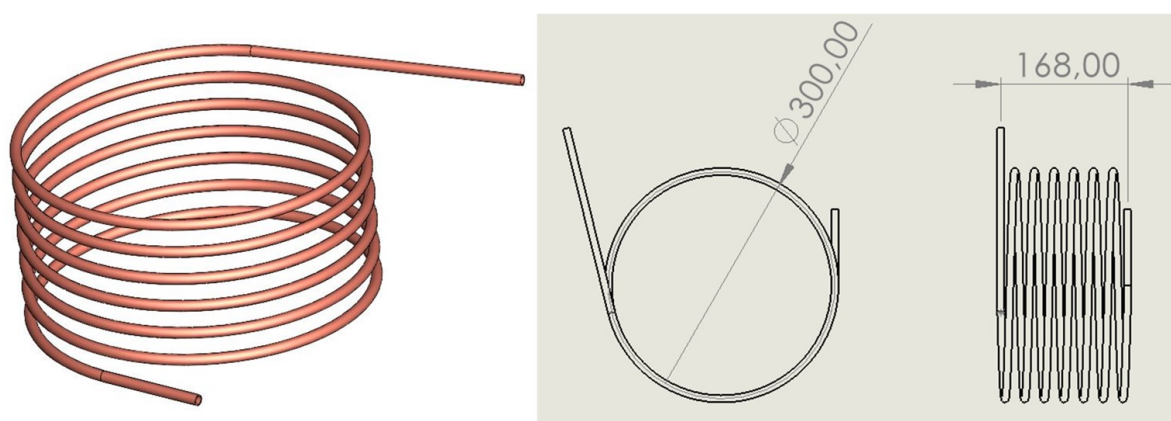


Figura 6.22: Serpentina do condensador.
Fonte: Arquivo Pessoal.



Figura 6.23: Montagem entre serpentina e mangueira de água.
Fonte: Arquivo Pessoal.

Para inserir água no condensador é necessário a utilização de um conector de mangueiras que permita a continuidade dos tubos de cobre e ao mesmo tempo um fluxo contínuo de água na entrada e na saída do condensador. O projeto deste conector é evidenciado na Figura 6.24. A montagem completa do condensador é evidenciada na Figura 6.25. O silicone de alta temperatura deverá ser utilizado para garantir a estanqueidade do sistema.

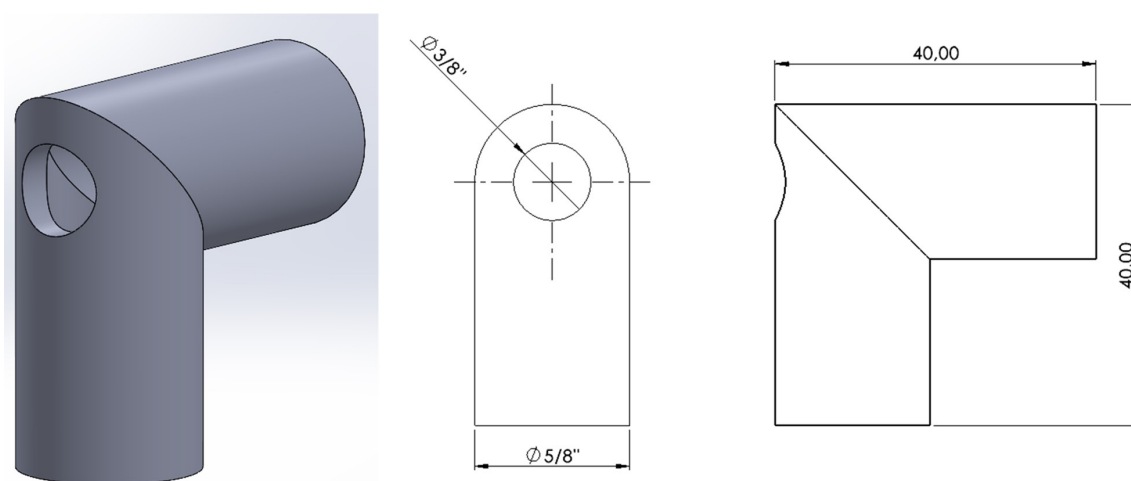


Figura 6.24: Conexão entre mangueiras aplicadas nas extremidades do condensador.
Fonte: Arquivo Pessoal.

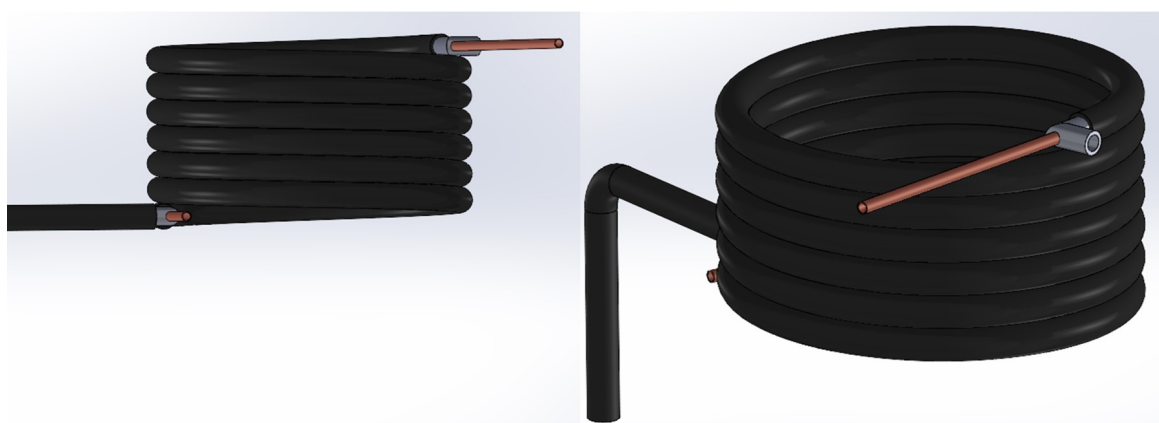


Figura 6.25: Montagem completa do condensador.
Fonte: Arquivo Pessoal.

6.4.4 Manômetros

Para a validação do modelo matemático, além do controle do fluxo de água que passará pelo condensador, será necessário a utilização de dois manômetros para aferir a pressão na tubulação do condensador e do evaporador. Para inserir estes sensores de pressão é necessário a utilização de algumas conexões que estão sintetizadas na Tabela 6.13.

Tabela 6.13: Materiais utilizados conexão dos sistemas e dos manômetros.

Material	Quantidade	Observações	Custo
Manômetro	2	BAR e PSI, conexão 1/4"	N/A
Tê	2	3/8" (Figura 6.26)	R\$ 15,00
Porca Flangeada	4	3/8" (Figura 6.27)	R\$ 20,00
Conexão fêmea-fêmea	2	3/8" para 1/4" (Figura 6.28)	R\$ 6,00



Figura 6.26: Conexão Tê para inserção do manômetro na tubulação de cobre.
Fonte: MaltaMC.



Figura 6.27: Porca flangeada utilizada em conjunto ao Tê.
Fonte: MaltaMC.

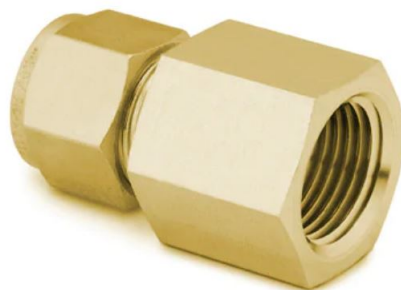


Figura 6.28: Conexão fêmea-fêmea 3/8" para 1/4" utilizada para conectar o manômetro ao Tê.
Fonte: Swagelok.

A Figura 6.29 ilustra as junção das conexões com o manômetro para incorporá-lo à tubulação de cobre da bomba de calor.

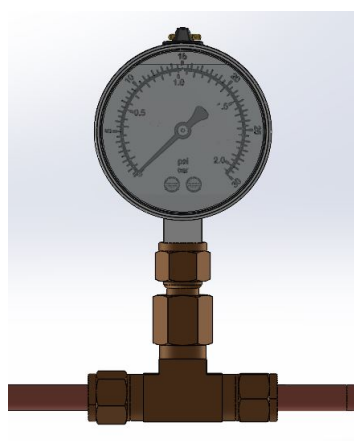


Figura 6.29: Manômetro incorporado à tubulação da bomba de calor através das conexões referenciadas na Tabela 6.13.

Fonte: Arquivo Pessoal.

6.4.5 Montagem Geral

A união dos subcomponentes supracitados permite a construção do protótipo da bomba de calor de expansão direta com assistência solar. As Figuras 6.30 e 6.31 evidenciam o projeto do protótipo da bomba de calor montado e com todos os elementos interconectados.

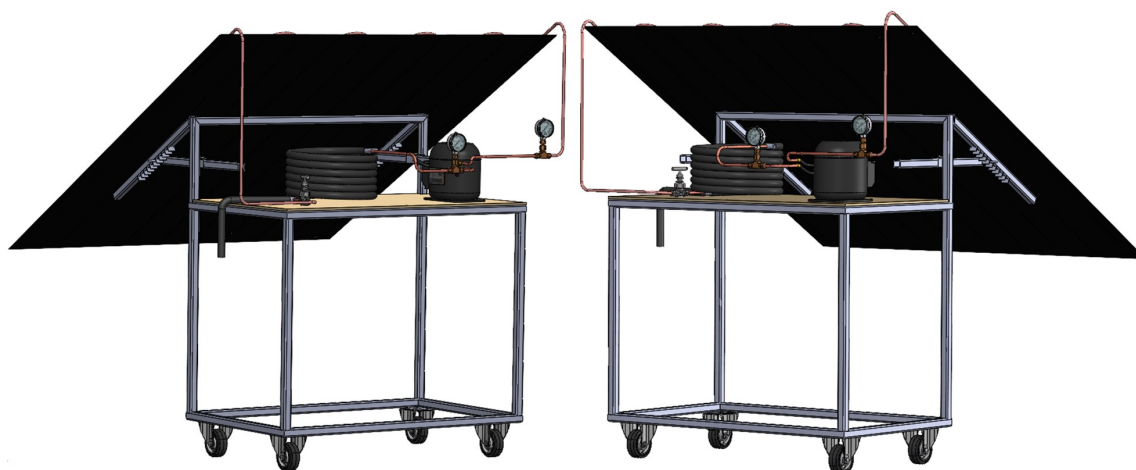


Figura 6.30: Vistas da montagem geral do protótipo da bomba de calor.

Fonte: Arquivo Pessoal.

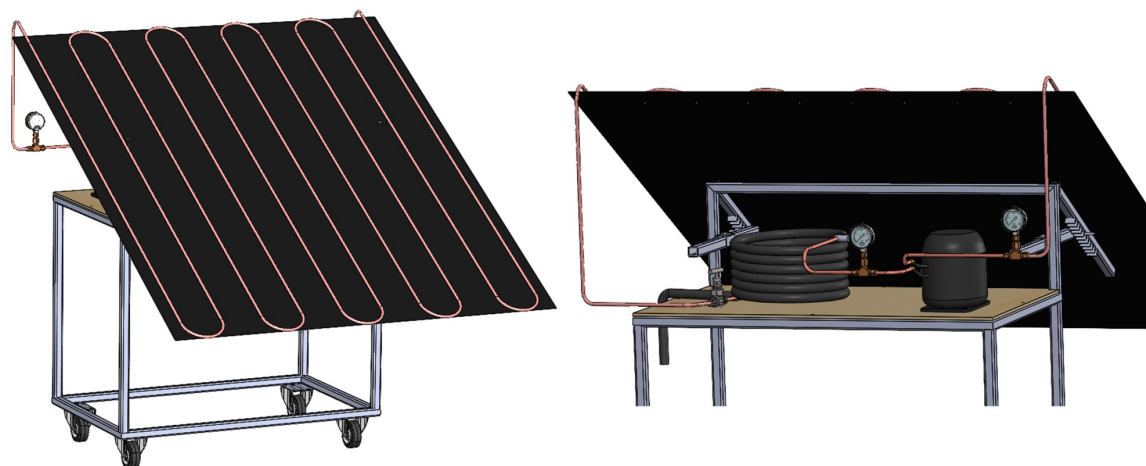


Figura 6.31: Vistas da montagem geral do protótipo da bomba de calor.
Fonte: Arquivo Pessoal.

O custo total de construção do protótipo é apresentado na Tabela 6.14, ressalta-se que não serão considerados os custos associados aos manômetros, pois estes instrumentos são dispensáveis no funcionamento da bomba de calor, e só serão utilizados para a validação do modelo. Nesta tabela, serão considerados os custos da válvula de expansão e compressor.

Tabela 6.14: Custo total para a construção do protótipo (Valores aproximados).

Componente	Observações	Custo
Estrutura da Bancada		R\$ 330,99
Evaporador	-	R\$ 387,38
Condensador		R\$ 186,34
Compressor	Embraco FFI12HBX	R\$ 400,00
Válvula de expansão	Tipo Agulha	R\$ 40,00
Conexões		R\$ 41,00
Total		R\$1385,71

7 Conclusão

Diante do exposto, o modelo matemático em regime estacionário da bomba de calor de expansão direta com coletor-evaporador solar, utilizando o refrigerante R134a, para o aquecimento de água foi desenvolvido e apresentou resultados cruciais para o projeto de um protótipo de validação.

Para atingir estes resultados, o ciclo termodinâmico teórico foi esboçado considerando as temperaturas do evaporador de 10°C e do condensador de 60°C. Diante da bibliografia estudada, estas temperaturas estabelecidas garantem a eficiência dos trocadores de calor, devido à diferença de temperatura entre o fluido refrigerante, o ar e a água. A partir delas, os principais pontos termodinâmicos que delimitam o ciclo e permitem a obtenção das propriedades do fluido refrigerante ao longo da bomba de calor foram determinados, assim como o calor absorvido pelo evaporador e liberado pelo condensador. A irradiação solar incidente na região de Lavras pôde ser obtida através de dados históricos do Instituto Nacional de Meteorologia, todavia um estudo utilizando um piranômetro permitiria a obtenção de dados mais precisos deste parâmetro fundamental para o projeto.

As temperaturas de evaporação e condensação são dois parâmetros fundamentais para o projeto, pois elas determinam as pressões do ciclo de baixa pressão e de alta pressão, além de serem fundamentais na determinação do fluxo mássico e da potência consumida pelo compressor. Estes parâmetros foram descritos com precisão através de um polinômio determinado a partir da utilização do Software Matlab. Após a obtenção do fluxo mássico de fluido refrigerante, pôde-se obter o fluxo mássico de água que seria aquecida pelo condensador.

Através de cálculos iterativos realizados a partir de implementações utilizando o software EES, e diversas correlações matemáticas que descreveram o comportamento do fluido refrigerante em cada zona do evaporador e condensador, o comprimento de cada trocador de calor foi obtido para que se pudesse desenvolver um protótipo para validação. O condensador apresenta três zonas em que o fluido refrigerante estará na condição de fluxo misto e turbulento, com um comprimento total de 6,09 metros, enquanto o evaporador apresentará um comprimento total de 17,00 metros ao longo de suas duas zonas.

Os parâmetros de entrada inseridos na modelagem matemática geraram um ciclo termodinâmico ideal com COP de 5,51, ou seja, para cada 1W de energia elétrica consumida no ciclo, são transferidos 5,52W de energia para a água, este resultado evidencia uma economia de energia em relação a outras fontes para o aquecimento de água. Ao considerar o consumo real do compressor, este COP reduz-se a 2,34, um valor relativamente baixo em relação ao ideal, mas ainda desejável para a aplicação proposta, uma vez que representa uma economia de 57,3% em consumo de energia elétrica. Os parâmetros estabelecidos como condições de contorno ainda

podem ser atualizados de forma a reproduzir melhor a realidade na realização de validações experimentais, e, a partir disso, coeficientes de performance ainda maiores podem ser obtidos.

A bomba de calor modelada apresenta total conformidade com os objetivos apresentados. Uma metodologia de desenvolvimento do modelo matemático que orienta a lógica de programação desenvolvida, bem como as correlações matemáticas utilizadas para descrever o fluido refrigerante nas diversas condições físicas e termodinâmicas ao longo da bomba de calor foi apresentada. Além disso, o projeto de um protótipo para a validação dos resultados obtidos foi apresentado juntamente com os custos envolvidos para a sua construção.

O modelo matemático desenvolvido permite, de forma simples, estabelecer relações diretas entre as condições de contorno inseridas como parâmetros de entrada e os parâmetros de saída. Através disso, pode-se otimizar o desenvolvimento/projeto de quaisquer bombas de calor de expansão direta e com assistência solar operando em regime estacionário, desde que os parâmetros do fluido refrigerante e do ambiente estejam de acordo com as limitações das correlações matemáticas utilizadas.

7.1 Trabalhos futuros

Espera-se que a realização desta modelagem sirva como base para o desenvolvimento de novos trabalhos, e que alguns itens aqui apresentados possam ser ainda mais otimizados, aprofundados ou extrapolados, são exemplos:

- Construção da bomba de calor de acordo com o projeto em CAD apresentado;
- Análise de viabilidade técnica e econômica para a implantação de bombas de calor que operem com evaporadores solares em relação aos sistemas tradicionais de aquecimento de água;
- Estudo sobre o comportamento do evaporador solar operando com diferentes ângulos de inclinação, buscando otimizar a captação solar;
- Desenvolvimento de um modelo matemático transiente que consiga apresentar com bastante precisão o comportamento da bomba de calor de acordo com a variação das condições do ambiente externo;
- Desenvolvimento de estudos acerca da irradiação solar e correlações mais simples que auxiliem na determinação da radiação absorvida principalmente para coletores solares planos sem cobertura de vidro;
- Estudo da aplicação de outros materiais nos tubos da bomba de calor e da placa do evaporador solar.

8 Apêndice

Neste trabalho, todos os símbolos são explicitados quando utilizados pela primeira vez. Este apêndice inclui uma lista genérica que pode ser consultada em caso de dúvida. Deve-se notar, todavia, que apenas os símbolos mais genéricos e mais utilizados estão incluídos na lista a seguir.

Subscritos

a	Ambiente
b	Direta; União
c	Compressor
cev	Céu-evaporador
d	Difusa
ev	Evaporação
ex	Externo
<i>f</i>	Fluido
g	Gás; Refletido pelo chão
h	Hidráulico
in,e	Entrada
l	Líquido
loc	Local
LS	Líquido Saturado
on	Incidente em um plano normal
out,s	Saída
sev	Solo-evaporador
st	Horário local na zona do meridiano
sup	Superfície
t	Irradiação em um plano inclinado
TP	Duas fases
tr	Transversal
v	Vapor
w	Parede
z	Zênite

Símbolos

A	Área [m ²]
b	Largura da união [m]
Bo	Número de ebulição
C _b	Condutância da união [W/m.°C]
Co	Número de convecção
COP	Coefficiente de performance
c _p	Calor específico [J/kg.K]
E	Energia [J]
E _{vc}	Energia do volume de controle [J]
D	Diâmetro [m]
f	Fator de atrito
F	Eficiência padrão para aletas retas com perfil retangular
F'	Fator de eficiência de aletas
F _{fl}	Parâmetro dependente do fluido
Fr _{lo}	Número de Froude
g	Gravidade [m/s ²]
G	Velocidade Mássica [kg/s.m ²]; Constante Solar
G _{on}	Irradiação solar extraterrestre medida numa superfície normal [W/m ²]
h	Entalpia específica [kJ/kg]; Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]
h _r	Coeficiente de transferência de calor por irradiação [W/m ² .K]
H _o	Irradiação solar total extraterrestre em uma superfície horizontal em um dia [J/m ²]
I	Irradiação solar absorvida em uma hora [J/m ²]
J _g	Velocidade de vapor
k	Condutividade térmica [W/m.K]; Constante de Stefan-Boltzmann
L	Comprimento [m]; Longitude [graus]
n	Número do dia do ano
Nu	Número de Nusselt
\dot{m}	Fluxo mássico total [kg/s]
\dot{m}_l	Fluxo mássico de líquido [kg/s]
\dot{m}_v	Fluxo mássico de vapor [kg/s]
P	Perímetro [m]
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor[J]
\dot{Q}	Potência[W]
\dot{Q}_{cond}	Energia térmica liberada pelo condensador[W]
\dot{q}_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção [W/m ²]
\dot{q}_{rad}	Taxa de transferência de calor por irradiação [W/m ²]

\dot{Q}_{evap}	Energia térmica absorvida pelo evaporador[W]
\dot{Q}_H	Carga térmica transferida à fonte quente [W]
\dot{Q}_L	Carga térmica absorvida da fonte fria [W]
\dot{Q}_{rad}	Calor emitido por irradiação[W]
\dot{W}_{in}	Potência elétrica de alimentação do compressor[W]
R	Taxa de energia útil recebida pelo coletor [W]
Ra_D	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
S	Energia solar absorvida [W]
t	Tempo [s]
T	Temperatura[°C]
U_L	Coeficiente global de transferência de calor[W/m ² .K]
V	Velocidade [m/s]
x	Coordenada retangular [m]; Título
Z	Altura; Parâmetro da Correlação de Kandlikar

Letras gregas

α	Fração de vazio; Absortividade
β	Inclinação do coletor solar [graus]; Coeficiente de difusividade térmica do ar [K ⁻¹]
γ	Fator de interceptação do coletor solar
γ_s	Espessura média da união [m]
δ	Declinação [graus]; Espessura [m]
ε	Emissividade
η	Eficiência
θ	Ângulo de incidência solar [graus]
μ_m	Viscosidade [kg/s.m]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
τ	Transmissibilidade
ϕ	Ângulo zenital [graus]
ω	Hora solar [graus]

Referências

General Training Air Conditioning - Module 1: Refrigerant Characteristics.

Carrier Corporation, 1996.

Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro: Fevereiro / 2020. Ministério de Minas e Energia MME, 2020.

ALVAREZ, C.E.C. **Projeto de um controlador para o ajuste da temperatura de saída da água de uma bomba de calor a CO₂ com evaporador solar.** UFMG, 2015.

AMMAR, A.; SOPIAN, K.; ALGHOUL, M.; ELHUB, B. and ELBREKI, A. Performance study on photovoltaic/thermal solar-assisted heat pump system. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v. 136, n. 1, 79–87, 2019.

BANKS, D. **An introduction to thermogeology: ground source heating and cooling.** John Wiley & Sons, 2012.

BARION, I. Boiler: Saiba como funciona e sua importância | aquecenorte. <https://aquecenorte.com.br/blog/boiler-como-funciona>, 2018. (Acesso em: 30/07/2020).

BASTOS, H.M.C. and TORRES, P.J.G. **Modelamiento, simulación y diseño de una bomba de calor con asistencia solar y refrigerante r134a para ACS.** Universidade Francisco de Paula Santander, 2016.

BENFORD, F. and BOCK, J.E. **A time analysis of sunshine**, v. 200. 1939.

BERGMAN, T.L.; INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. and LAVINE, A.S. **Fundamentals of heat and mass transfer.** John Wiley & Sons, 2011.

CENGEL, Y.A. and BOLES, M.A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**

Eighth Edition. McGraw-Hill Companies, 2015.

CHURCHILL, S.W. and CHU, H.H. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. **International journal of heat and mass transfer**, v. 18, n. 9, 1049–1053, 1975.

DA ROCHA, S.P.; GONÇALVES, J.M. and ABREU, S.L. Mini-bomba de calor acoplada a coletores solares. 2010.

DE AZEVEDO, J.P.M.; DO NASCIMENTO, R.S. and SCHRAM, I.B. Energia eólica e os impactos ambientais: um estudo de revisão. **REVISTA UNINGÁ**, v. 51, n. 1, 2017.

DE FARIA, R.N. **Projeto e construção de uma bomba de calor a CO₂ operando em ciclo transcrito e modelagem dinâmica do conjunto evaporador solar-válvula de expansão.** UFMG, 2013.

DE OLIVEIRA, E.L.; ROCHA, D.L. and GIVISIEZ, G.H.N. Projeção demanda demográfica de energia elétrica no brasil de 2010-2040. **Anais**, pp. 1–17, 2019.

DE PESQUISA ENERGÉTICA, E. **Projeção de Demanda de Energia Elétrica para os Próximos 10 anos (2017-2026).** 2017.

DE PESQUISA ENERGÉTICA, E. **Plano Decenal de Expansão de Energia 2029.** 2019.

DEITERS, U.K. **Some remarks on the nomenclature of refrigerants**, v. 132. Elsevier, 1997.

DEL AMO, A.; MARTÍNEZ-GRACIA, A.; BAYOD-RÚJULA, A.A. and CAÑADA, M. Performance analysis and experimental validation of a solar-assisted heat pump fed by photovoltaic-thermal collectors. **Energy**, v. 169, 1214–1223, 2019.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. and WOREK, W. **Solar engineering of thermal processes**, v. 3. Wiley Online Library, 2013.

GAUGHAN, R. How does temperature affect solar panels? <https://sciencing.com/temperature-affect-solar-panels-20687.html>, 4 2017. (Accessed on 04/20/2020).

GHISI, E.; GOSCH, S. and LAMBERTS, R. Electricity end-uses in the residential sector of brazil. **Energy Policy**, v. 35, n. 8, 4107–4120, 2007.

GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow**, v. 16. 1976.

GOROZABEL-CHATA, F.B. and CARBONELL-MORALES, T. Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión directa con energía solar. **Ingeniería Mecánica**, v. 19, n. 1, 49–58, 2016.

HOLLAND, F.A.; WATSON, F.A. and DEVOTTA, S. **Thermodynamic design data for heat pump systems: a comprehensive data base and design manual**. Elsevier, 2013.

KALOGIROU, S.A. **Solar energy engineering: processes and systems**. Academic Press, 2013.

KANDLIKAR, S.G. **A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes**, v. 112. American Society of Mechanical Engineers, 1990.

KONG, X.; WANG, B.; SHANG, Y.; LI, J. and LI, Y. Influence of different regulation modes of compressor speed on the performance of direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. **Applied Thermal Engineering**, v. 169, 115007, 2020.

LEVENSPIEL, O. **Engineering flow and heat exchange**. Springer, 2014.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N.; BOETTNER, D.D. and BAILEY, M.B. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2010.

NONI, B.; ABREU, S.L. and GONÇALVES, J.M. Simulação de uma bomba de calor a co2

com evaporador tipo coletor solar de placa plana. **Revista Brasileira de Energia Solar**, v. 9, n. 1, 11–19, 2018.

NREL. <https://pwwatts.nrel.gov/pwwatts.php>, 4 2020. (Accessed on 20/04/2020).

PINHO, J.T. and GALDINO, M.A. **Manual de engenharia para sistemas fotovoltaicos**, v. 1. 2014.

SENS, N.; GONALVES, G. and FIGUEIREDO, P. Usos finais de energia elétrica no setor residencial brasileiro. **Florianópolis**, p. 94, 2009.

SHAH, M.M. A new flow pattern based general correlation for heat transfer during condensation in horizontal tubes. **Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference**, 2013.

SOH, A. and DUBEY, S. Performance study of co2 heat pump under tropical conditions of singapore. **Energy Procedia**, v. 158, 1366–1371, 2019.

THOME, J. **Engineering Data Book III, Wolverine Tube Inc., 2004**. 2004.

TOLMASQUIM, M.T.; GUERREIRO, A. and GORINI, R. Matriz energética brasileira: uma perspectiva. **Novos estudos CEBRAP**, , n. 79, 47–69, 2007.

TOMCZYK, J. Condensing temperature clues. <https://www.achrnews.com/articles/91476-condensing-temperature-clues>, 2004. (Acesso em: 30/07/2020).

TRENBERTH, K.E.; FASULLO, J.T. and KIEHL, J. **Earth's global energy budget**, v. 90. American Meteorological Society, 2009.

WATMUFF, J.; CHARTERS, W. and PROCTOR, D. **Solar and wind induced external coefficients-solar collectors**. 1977.

XU, S.; SONG, H.; TIAN, S. and SHAN, S. Method for controlling expansion valve of frequency conversion heat pump clothes dryer. dezembro 3 2019. US Patent 10,494,757.

ZHANG, D.; WU, Q.; LI, J. and KONG, X. Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. **Applied thermal engineering**, v. 73, n. 1, 522–528, 2014.

ZIVI, S. **Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production**, v. 86. American Society of Mechanical Engineers, 1964.