

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CAMPUS ARARANGUÁ**

**CAROLINE ANTUNES DO NASCIMENTO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
DE ENERGIA**

**ARARANGUÁ**

**2017**

**CAROLINE ANTUNES DO NASCIMENTO**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA DE ENERGIA**

Trabalho de conclusão de curso na modalidade de artigo científico para a aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Araranguá

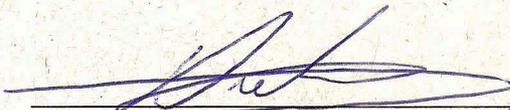
Aprovado em: 01 / 12 / 2017



\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese (Orientador)



\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira (Examinador)



\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Thiago Dutra (Examinador)

# **DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR CASCO – CASCO TERMOSSIFÃO PARA PRÉ-AQUECIMENTO DE AR DE COMBUSTÃO**

**Caroline Antunes do Nascimento <sup>1</sup>**

## **RESUMO**

O aproveitamento do calor dos gases de exaustão das chaminés para o pré-aquecimento de ar de combustão, é relevante em indústrias que utilizam sistemas de combustão, pois proporciona um aumento da eficiência de queima, juntamente com uma economia do combustível. O objetivo desse trabalho é propor um método simplificado para o dimensionamento de trocadores de calor casco – casco termossifão para aplicações de pré-aquecimento de ar de combustão. Para atender esse objetivo, foi realizado o equacionamento do modelo representativo do trocador de calor proposto, seguido pela implementação destas equações no *software* EES, de forma a desenvolver um algoritmo para resolução das mesmas. Com o algoritmo, foi possível determinar a capacidade de transferência de calor do trocador de calor para qualquer aplicação envolvendo trocas de calor entre duas correntes de gases. Dessa forma, com este trabalho foi possível desenvolver uma metodologia simplificada para o algoritmo, com o intuito de simplificar o processo de dimensionamento de trocadores de calor casco – casco termossifão.

Palavras-chaves: Termossifão. Tubos de calor. Trocador de calor. Ar de combustão.

## **1 INTRODUÇÃO**

O processo de combustão é responsável por mais de 80% da energia utilizada pelo homem, sendo que a geração de energia a partir da combustão de derivados do petróleo, gás natural, carvão mineral, lenha, carvão vegetal, dentre outros, corresponde a mais de 80% da energia utilizada no Brasil. Devido essa grande aplicabilidade, câmaras de combustão podem

---

<sup>1</sup> Graduanda do Curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Araranguá, Rodovia Governador Jorge Lacerda, 3201, Jardim das Avenidas, Araranguá, Santa Catarina, Brasil, CEP 88900-000. E-mail: caroline.antunes@grad.ufsc.br

ser encontradas em diversos tipos de equipamentos, desde domésticos, como fornos de cocção, até industriais, como geradores de vapor e fornos industriais de alimento (CRUZ; MANTELLI, 2006; EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2009).

Para essas aplicações que envolvem a queima de combustíveis, o pré-aquecimento do ar utilizado na câmara de combustão representa um aumento na eficiência do processo de queima, e conseqüentemente, economia do combustível utilizado. Esse aumento da eficiência é decorrente do aproveitamento do calor contido nos gases que seriam rejeitados pela chaminé, ou seja, o calor contido nesses gases é parcialmente reaproveitado para pré-aquecer o ar limpo, que será utilizado no processo de combustão, através de trocadores de calor do tipo regenerativo. Dessa forma, a utilização dessa prática resulta em uma economia global de energia considerável, a qual está em torno de 10 a 12% (LEPTEN, 2004).

Visto isso, uma das alternativas que podem ser utilizadas para o aproveitamento dos gases de exaustão da chaminé, é a utilização da tecnologia de tubos de calor, por meio de trocadores de calor com termossifões, sendo este o tema deste trabalho. Os termossifões são um tipo específico de tubo de calor, os quais são dispositivos de troca de calor, altamente eficientes, e que operam em um ciclo bifásico fechado e utilizam calor latente de vaporização para transferência de calor a partir de pequenas diferenças de temperatura (MANTELLI, 2006).

Diante do exposto, o presente trabalho apresenta como objetivo estudar o dimensionamento de um trocador de calor utilizando tubos de calor do tipo termossifão bifásico, para aplicações de pré-aquecimento de ar de combustão, através da proposta de um algoritmo simplificado para o cálculo do mesmo.

De forma a atingir este objetivo, será realizado um estudo preliminar dos conceitos e principais características de funcionamento dos tubos de calor e termossifões, assim também como dos trocadores de calor. Em seguida, será apresentado o equacionamento que descreve o modelo do trocador de calor casco – casco termossifão. A próxima etapa consiste na implementação das equações apresentadas no *software* EES. Com os resultados do algoritmo proposto, será determinado o desempenho do trocador de calor proposto, e se ele atende as necessidades requeridas pelo sistema.

Dessa forma, a partir deste trabalho foi desenvolvida uma metodologia eficaz, funcional e simplificada por meio de um código computacional, que facilita o processo de dimensionamento de trocadores de calor casco – casco termossifão.

## 2 REFERENCIAL TEORICO

Nesta seção serão descritos os principais pressupostos teóricos básicos relacionados ao assunto estudados neste trabalho, a fim de possibilitar a compreensão do tema.

### 2.1 Tubos de calor e termossifões

Tubos de calor e termossifões são dispositivos de alta condutância térmica, que apresentam como finalidade a troca de calor. Estes dispositivos caracterizam-se pela alta eficiência na transferência de calor quando submetidos a pequenos gradientes de temperatura, operando em um ciclo bifásico fechado (REAY; KEW, 2010).

Estruturalmente, os tubos de calor consistem em um tubo metálico, oco, evacuado, com suas extremidades seladas, juntamente com uma estrutura capilar aderida à parede interna do tubo. Esse tubo é preenchido com fluido de trabalho, o qual deve ser suficiente para saturar completamente sua estrutura capilar. Já os termossifões, são variações dos tubos de calor, sendo então caracterizados pela ausência de estrutura capilar em sua parede interna. (MANTELLI et al., 2006).

As regiões presentes nos tubos de calor são: evaporador, condensador e região adiabática, a qual separa as regiões do evaporador e condensador. A Figura 1 mostra as principais regiões presentes nos tubos de calor (REAY; KEW, 2010).

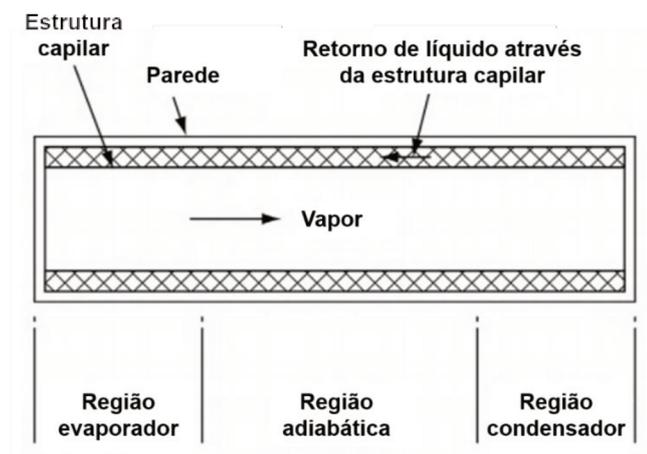


Figura 1 – Principais regiões de um tubo de calor. Fonte: adaptado de Reay; Kew (2010)

Na região do evaporador, é fornecido calor ao tubo, vaporizando o fluido contido nessa região. Devido a diferenças de pressão, esse vapor gerado se desloca para a região mais fria do

tubo, ou seja, a região do condensador, onde ocorre a rejeição do calor transportado. No processo de rejeição do calor, há a condensação do vapor e o retorno deste condensado ao evaporador, fechando o ciclo (MANTELLI, 2012; MANTELLI; ANGELO; MILANEZ, 2006).

A principal diferença entre os tubos de calor e os termossifões está na forma que o fluido condensado retorna ao evaporador. No caso dos tubos de calor, o fluido condensado retorna ao evaporador, por meio do efeito de bombeamento capilar, o qual ocorre através do escoamento do fluido de trabalho pelo meio poroso presente na parede interna do tubo. A Figura 2 mostra o princípio de funcionamento de um tubo de calor (MANTELLI, 2012; REAY; KEW, 2010).

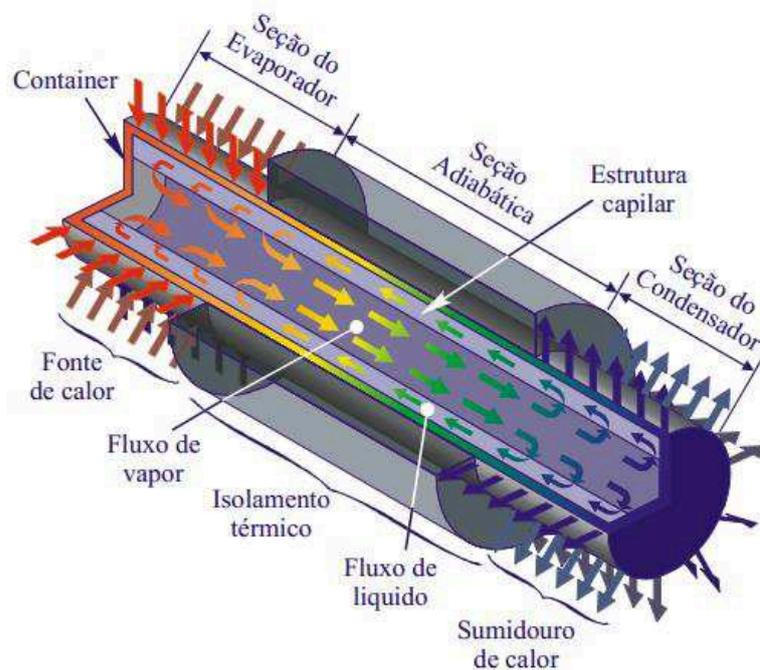


Figura 2 – Princípio de funcionamento de um tubo de calor. Fonte: MANTELLI, 2012.

No caso dos termossifões, o fluido condensado retorna ao evaporador por efeito da gravidade. Dessa forma, o evaporador deve estar localizado abaixo do condensador, de forma a evitar a secagem do fluido de trabalho. A Figura 3 mostra o princípio de funcionamento de um termossifão bifásico (MANTELLI, 2012; REAY; KEW, 2010).

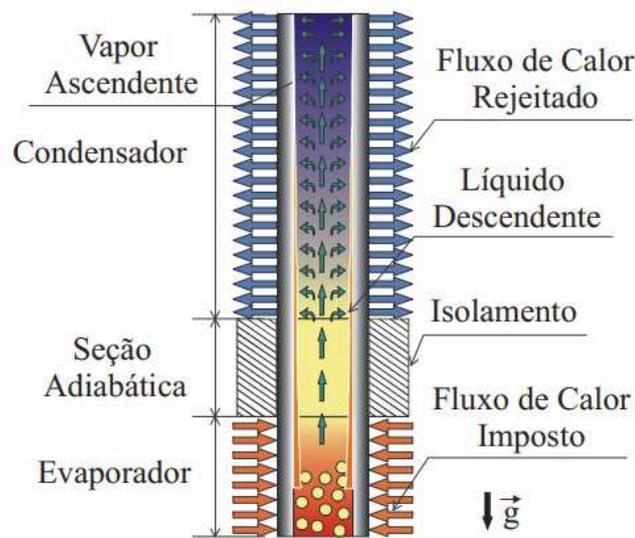


Figura 3 – Princípio de funcionamento de um termossifão bifásico. Fonte: MANTELLI, 2012.

Os tubos de calor e termossifões apresentam características que os tornam muito úteis em diversas aplicações. Algumas destas características são, alta condutância térmica efetiva, capacidade de atuar como transformador de fluxo térmico e superfície isotérmica de baixa impedância térmica (REAY; KEW, 2010).

A grande capacidade desses dispositivos de transferir calor faz com que a resistência térmica ao fluxo de calor entre evaporador e condensador seja muito pequena, podendo resultar em uma mínima diferença de temperaturas entre essas regiões, tornando possível a utilização desses dispositivos como homogeneizadores de temperatura. Além disso, a superfície do condensador tende a operar em temperatura uniforme, ou seja, se ocorre um aumento de potência no evaporador, uma maior quantidade de vapor irá condensar, tendendo a manter a temperatura do dispositivo no nível original, desde que o condensador seja capaz de dissipar o calor entregue ao evaporador (MANTELLI, 2012; REAY; KEW, 2010).

Outra vantagem está na grande flexibilidade geométrica dos dispositivos, tanto na distância entre evaporador e condensador, quanto em suas áreas de troca de calor, isso é possível devido evaporador e condensador operarem de forma independente. Além disso, a capacidade de tubos de calor e termossifões operarem em uma ampla faixa de temperaturas, torna-os ainda mais flexíveis quanto as suas aplicações, e junto disto tem-se a vantagem da rápida resposta à aumentos de potência, os quais ocorrem quando o dispositivo já está em operação (MANTELLI, 2012).

### 2.1.1 Componentes dos termossifões

Apesar dos tubos de calor exigirem processos mais complexos de fabricação e conseqüentemente, com custos mais elevados, estes apresentam maior flexibilidade, podendo operar em circunstâncias adversas, como por exemplo, em aplicações espaciais com ambientes de micro ou ausência de gravidade. Entretanto, a facilidade de fabricação e o custo reduzido dos termossifões, tornam estes os equipamentos mais utilizados para aplicações industriais, sempre que for passível a utilização da gravidade (MANTELLI, 2012).

Basicamente, os tubos de calor apresentam três componentes principais, sendo eles, o fluido de trabalho, a estrutura capilar, e o invólucro ou recipiente, o qual normalmente é um tubo oco de metal, vidro ou cerâmica. Já os termossifões apresentam dois componentes principais, sendo eles, o fluido de trabalho e o invólucro. É importante salientar que ao fazer a combinação destes três elementos, estes devem ser mecânica e quimicamente compatíveis entre si (REAY; KEW, 2010).

#### 2.1.1.1 Fluido de trabalho

Cada aplicação dos tubos de calor possui uma faixa de temperatura específica na qual o tubo de calor deve operar. Visto isso, o principal critério de seleção do fluido de trabalho é a temperatura de operação. Além disso a seleção do fluido de trabalho também deve basear-se em condições termodinâmicas, as quais dizem respeito às várias limitações ao fluxo de calor que ocorrem no dispositivo, podendo atingir os limites de operação. A Figura 4 mostra alguns fluidos de trabalho agrupados de acordo com a temperatura de operação (FAGHRI, 2014; MANTELLI, 2010).

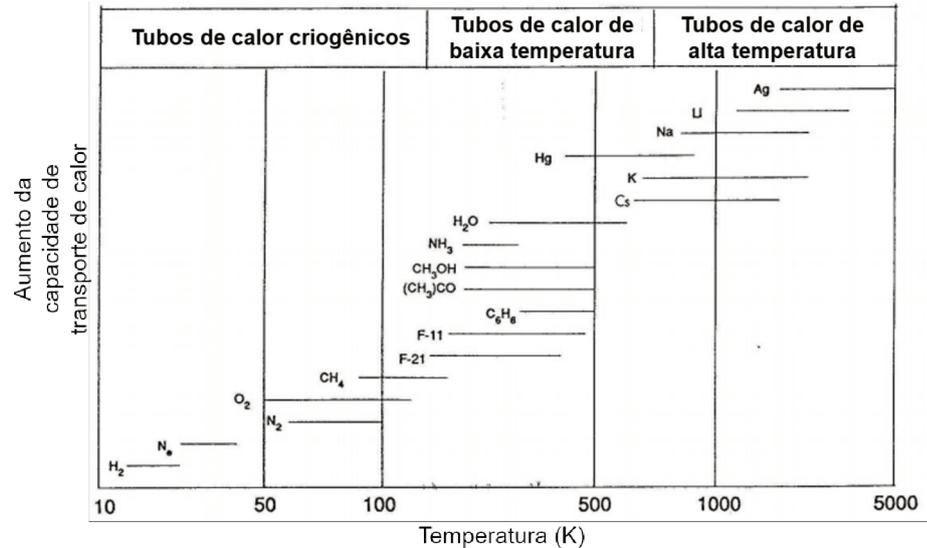


Figura 4 – Fluidos de trabalho típicos para faixas de temperatura de operação. Fonte: adaptado de Mantelli (2012).

Entretanto, dentro da faixa de temperatura desejada pode existir vários fluidos de trabalhos possíveis, sendo necessário analisar diversas características do fluido para determinar o mais adequado (REAY; KEW, 2010).

Segundo Reay e Kew (2010), os principais requisitos a serem analisados são:

- Compatibilidade com os materiais da estrutura capilar e paredes;
- Boa estabilidade térmica;
- Molhabilidade dos materiais da estrutura capilar e paredes;
- Pressões de vapor não muito altas ou baixas em relação ao intervalo de temperatura operacional;
- Alto calor latente;
- Alta condutividade térmica;
- Baixa viscosidade do líquido e do vapor;
- Alta tensão superficial;

Faghri (2014), apresenta uma compilação de informações sobre a compatibilidade de metais com fluidos de trabalho para tubos de calor, a qual é mostrada no Quadro 1.

Quadro 1 – Compatibilidade de metais com fluidos de trabalho

<b>Fluido de trabalho</b>	<b>Materiais compatíveis</b>	<b>Materiais incompatíveis</b>
Água	Aço inoxidável Cobre, Sílica Níquel, Titânio	Alumínio Inconel
Amônia	Alumínio Aço inoxidável Aço laminado a frio Ferro, Níquel	Cobre
Metanol	Aço inoxidável Ferro, Cobre, Latão Sílica, Níquel	Alumínio
Acetona	Alumínio Aço inoxidável Cobre, Latão, Sílica	Não encontrado
Freon-11	Alumínio	Não encontrado
Freon-21	Alumínio, Ferro	Não encontrado
Heptano	Alumínio	Não encontrado
Lítio	Tungstênio, Tântalo Molibdênio, Nióbio	Aço inoxidável Níquel, Inconel, Titânio
Sódio	Aço inoxidável Níquel, Inconel, Nióbio	Titânio
Mercurio	Aço inoxidável	Molibdênio, Níquel Tântalo, Inconel Titânio, Nióbio
Prata	Tungstênio, Tântalo	Rênio

Fonte: adaptado de Faghri (2014)

### 2.1.2 Tipos de tubos de calor

Existe uma ampla variedade de tubos de calor, considerando sua geometria, função e/ou método de utilizado para retornar o fluido de trabalho ao evaporador. Visto isso, os principais tipos de tubo de calor são: termossifão bifásico fechado, tubo de calor convencional, tubo de calor com condutância variável, tubo de calor anular, câmara de vapor, tubo de calor em

circuito, tubo de calor rotativos, tubo de calor pulsante, mini e micro tubos de calor, dentre outros (FAGHRI, 2014; REAY, KEW, 2010).

O termossifão bifásico fechado é um tubo de calor que opera por efeito da gravidade. Nesses dispositivos o limite de arrasto se torna o mais importante, visto que o líquido está livre na superfície. Além disso, a operação do termossifão é sensível ao volume de enchimento do fluido de trabalho, dessa forma, a taxa máxima de transferência de calor aumenta com a quantidade de fluido de trabalho até certo ponto (FAGHRI, 1995).

Os tubos de calor de condutância variável, do inglês *Variable Conductance Heat Pipes* (VCHP), apresentam como principal característica sua capacidade de manter o evaporador a uma temperatura aproximadamente constante, independentemente da energia absorvida pelo dispositivo. Isso é possível devido a presença de gases não condensáveis durante a operação do VCHP, os quais permitem um controle mais refinado da temperatura do fluido de trabalho. A Figura 5 ilustra o esquema de um tubo de calor de condutância variável (CACHUTÉ, 2014; REAY; KEW, 2010).

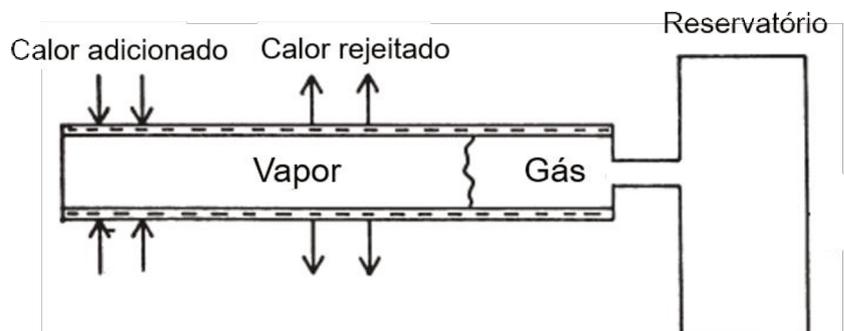


Figura 5 – Tubo de calor de condutância variável. Fonte: adaptado de Reay; Kew (2010)

As câmaras de vapor são tubos de calor de placas planas em forma retangular com uma pequena relação de aspecto. Entre o evaporador e o condensador são adicionadas camadas da estrutura capilar, para auxiliar no retorno do condensado quando o condensador estiver abaixo do evaporador, não sendo necessário na situação inversa. Entretanto o evaporador necessita ter estrutura capilar, para poder distribuir uniformemente o líquido sobre toda a superfície de modo a evitar a secagem. A Figura 6 ilustra o esquema de uma câmara de vapor (FAGHRI, 1995).

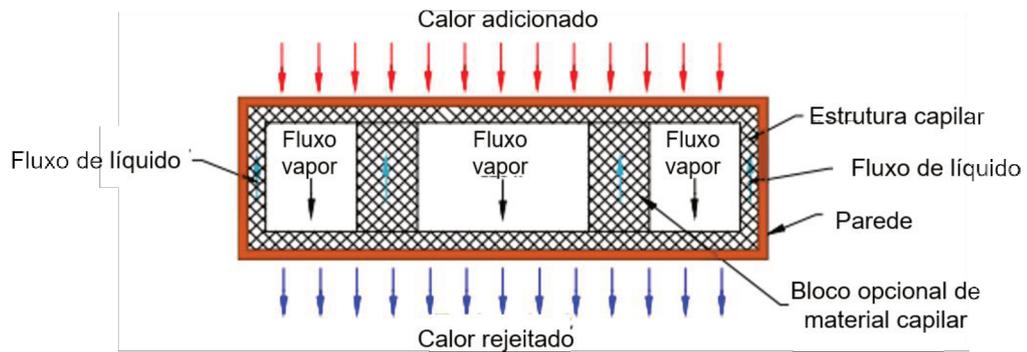


Figura 6 – Câmara de vapor. Fonte: adaptado de Faghri (2014).

Os tubos de calor em circuito, do inglês *Loop Heat Pipes* (LHP) compreende um evaporador e um condensador, porém apresentam linhas de vapor e líquido separadas. Uma característica singular no LHP é a presença de uma câmara de compensação, a qual tem como objetivo armazenar o excesso de fluido de trabalho durante o funcionamento normal do tubo de calor circuitado. A Figura 7 ilustra o esquema de um tubo de calor circuitado (FAGHRI, 1995; REAY; KEW, 2010).

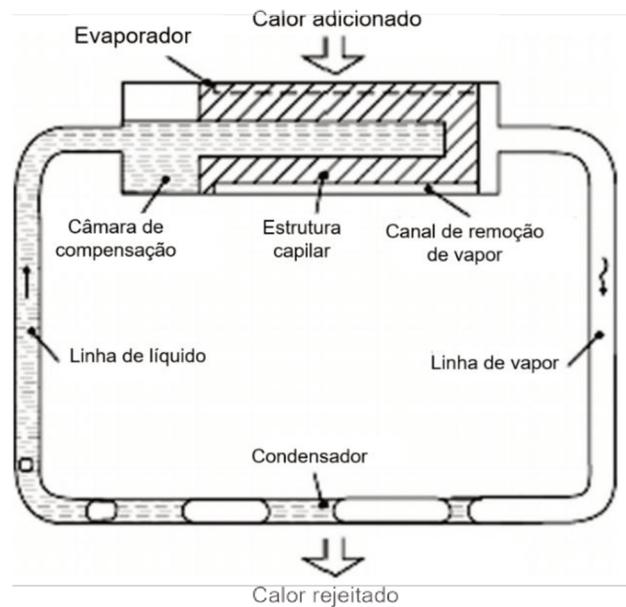


Figura 7 – Tubo de calor circuitado. Fonte: adaptado de Reay; Kew (2010)

Os tubos de calor rotativos são dispositivos nos quais o vapor condensado retorna ao evaporador por ação de uma força centrífuga. Estes podem ser projetados de duas formas: na primeira, o tubo pode ter a forma de um cilindro podendo ou não apresentar afunilamento axial, e gira em torno do próprio eixo de simetria ou gira fora dos eixos; na segunda, o tubo pode ter a forma de um disco, onde dois discos paralelos são unidos para formar o espaço de vapor. Os

tubos de calor rotativos cilíndricos são usados para resfriar peças rotativas, como motores elétricos, e os tubos de calor em disco para resfriar componentes de turbinas e freios de automóveis. A Figura 8 ilustra o esquema de um tubo de calor rotativo (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

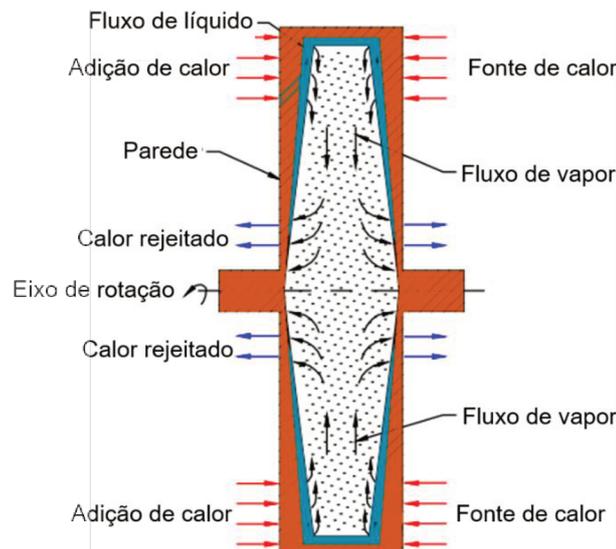


Figura 8 – Tubo de calor rotativo. Fonte: adaptado de Faghri (2014)

### 2.1.3 Limites de operação

Apesar dos tubos de calor e termossifões serem dispositivos muito eficientes, a taxa de transporte de calor nesses dispositivos está sujeita a uma série de limitações operacionais (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

Os mecanismos que podem limitar a taxa de transporte de calor nos tubos de calor e termossifões, atuam nesses dispositivos sob a forma dos limites capilar, viscoso, sônico, de arrasto, dentre outros. Dessa forma, o limite mais baixo dentre os apresentados, define a limitação máxima de transferência de calor de um tubo em determinada temperatura. A Figura 9 mostra os limites de operação de um tubo de calor (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

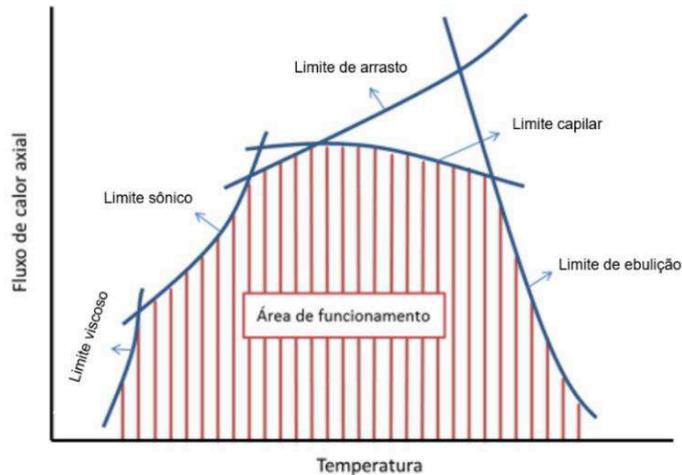


Figura 9 – Limites de transporte de calor em tubos de calor e termossifões. Fonte: adaptado de Oliveira; Checcucci (2012).

### 2.1.3.1 Limite capilar

O limite capilar é aplicável apenas para dispositivos que utilizam estrutura porosa para o retorno do condensado ao evaporador, ou seja, não é aplicável para termossifões. Sendo esta a limitação operacional mais comum em tubos de calor de baixa temperatura (FAGHRI, 2014; MURCIA, 1982).

O limite capilar ocorre quando a taxa de bombeamento capilar não é suficiente para fornecer líquido, ou seja, vapor condensado, ao evaporador. Isso acontece devido ao fato de que a soma das quedas de pressão de líquido e vapor excedem a máxima pressão capilar suportada pela estrutura porosa (FAGHRI, 2014).

A tentativa de aumentar a transferência de calor acima do limite capilar causa a secagem do fluido no evaporador, o que conseqüentemente, provoca um aumento da temperatura da parede ao longo do evaporador (FAGHRI, 2014).

### 2.1.3.1 Limite viscoso

Em baixas temperaturas de operação, o gradiente da pressão de vapor entre evaporador e condensador de um tubo de calor ou termossifão, podem ser muito baixas. Em alguns casos as forças viscosas podem ser maiores que os gradientes de pressão. Nesse caso, o gradiente de pressão de vapor pode não ser suficiente para promover o fluxo de vapor, causando o estancamento do mesmo. Esse fenômeno de não fluxo ou fluxo insuficiente de vapor no evaporador é denominado limite viscoso (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

### 2.1.3.3 Limite sônico

As seções do evaporador e condensador de um tubo de calor ou termossifão representam um canal de fluxo de vapor, com adição e remoção de massa, apresenta um comportamento semelhante a um fluxo compressível em um bocal convergente-divergente (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

Ao aumentar a carga térmica em um tubo de calor ou termossifão, tem-se o aumento da taxa da massa de fluxo de vapor, com correspondente redução de pressão no condensador, nessas condições, a velocidade do vapor vai aumentando até alcançar a velocidade do som no final do evaporador. Quanto mais calor é removido no condensador, a pressão continua a diminuir e a velocidade do vapor no condensador se torna supersônica, fazendo com que a recuperação de pressão tome a forma de uma frente de choque. Essa condição de onda de choque é denominada de limite sônico (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

### 2.1.3.4 Limite de arrasto

Em um tubo de calor ou termossifão em operação, líquido e vapor fluem em direções opostas. Essa interação entre os fluxos e a força viscosa que pode ocorrer na interface líquido-vapor, podem causar a inibição do retorno de condensado para o evaporador (REAY; KEW, 2010).

Um aumento do calor adicionado ao evaporador causa um aumento na velocidade do vapor, quando essa velocidade for suficientemente alta, as forças de cisalhamento que atuam na interface líquido-vapor podem extrair líquido da estrutura porosa e arrastá-lo com o fluxo de vapor. Esse fenômeno reduz a quantidade de condensado no evaporador, e conseqüentemente limita a capacidade de transporte de calor do tubo de calor ou termossifão. Dessa forma, o limite de arrasto é correspondente a taxa de transferência de calor que esse fenômeno ocorre (FAGHRI, 2014).

### 2.1.3.5 Limite de ebulição

O limite de ebulição está diretamente relacionado com a formação de bolhas no líquido. Caso o fluxo de calor radial no evaporador se torne demasiadamente alto, pode ocorrer ebulição nucleada, e as bolhas de vapor formadas podem ficar presas na estrutura capilar impedindo o retorno de líquido, ou seja, também impede que o fluido molhe a parede do tubo, o que causa

uma elevação da temperatura da parede do tubo, e conseqüentemente resulta em uma secagem prematura no evaporador (FAGHRI, 2014).

#### 2.1.4 Aplicações de tubos de calor e termossifões

Em geral, as aplicações dos tubos de calor podem ser divididas em três categorias principais, como, separação de fontes de calor, equalização da temperatura e controle de temperatura, onde cada um descreve uma propriedade do tubo de calor. A seguir são apresentadas algumas aplicações desses dispositivos (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

Uma das primeiras aplicações de tubos de calor, nesse caso, termossifões bifásicos fechados, foi em fornos de cozimento. Com o advento dos tubos de calor e o interesse de evitar a contaminação dos alimentos com os produtos de combustão, o calor passou a ser conduzido à câmara de cozimentos dos fornos, por evaporação e condensação do fluido de trabalho dentro dos tubos (FAGHRI, 2014).

Outra aplicação corresponde ao resfriamento de equipamentos eletrônicos e elétricos. Como exemplo pode-se mencionar os notebooks, os quais usam um trocador de calor remoto, onde um tubo de calor é usado para transferir calor do processador para o trocador de calor (FAGHRI, 2014; MANTELLI, 2012).

Na área de energias renováveis, tem-se a utilização de tubos de calor em sistemas de energia com enfoque no aproveitamento da energia solar. Nesse ponto se destaca o uso de sistemas de captação de energia solar com tubos evacuados, onde se incorpora bancos de termossifões inclinados sob o telhado, de casas por exemplo, e os deixa expostos a radiação solar, tendo como retorno água quente para consumo (FAGHRI, 2014; REAY; KEW, 2010).

Na área espacial os tubos de calor são componentes muito atraentes na refrigeração e na estabilização de temperatura, devido seu baixo peso, alta confiabilidade, nenhuma manutenção e principalmente ao fato de poder operar na ausência de gravidade. Nessa área as principais utilizações são no controle térmico de componentes eletrônicos e manejo de calor dentro dos veículos espaciais (FAGHRI, 2014; MANTELI, 2012).

Na indústria, os trocadores de calor de tubos de calor e termossifões são utilizados como aquecedores de ar primário em caldeiras novas e remotas. Além disso, esse tipo de trocados de calor é utilizado como um sistema compacto de recuperação de calor residual que não requerem energia, e apresentam uma baixa queda de pressão e são de fácil instalação. Como exemplo, pode-se citar o aquecimento indireto de gás natural com o uso de câmaras de vapor (FAGHRI, 2014; MILANEZ et al., 2005).

A Figura 10 ilustra algumas das aplicações de tubos de calor e termossifões.

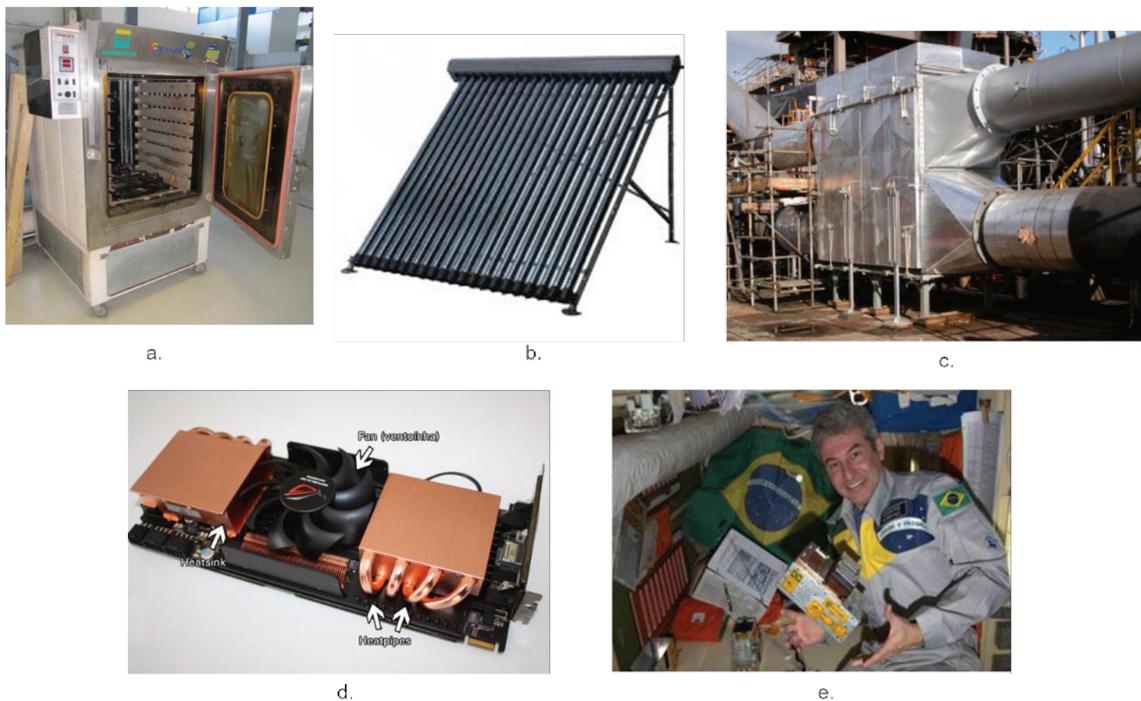


Figura 10 – Aplicação de tubos de calor e termossifões em (a) fornos, (b) coletores solares de tubo evacuado, (c) recuperadores de calor, (d) resfriamento de componentes eletrônicos e (e) aplicações espaciais. Fonte: adaptado de Lepten [20--].

Além das aplicações de tubos de calor e termossifões apresentadas, muitas outras podem ser encontradas na literatura, como por exemplo, podendo ser utilizados em reatores químicos, diodos térmicos, reatores nucleares e instalações de armazenamento de resíduos radioativos, dentre outros (REAY, KEW, 2010).

## 2.2 Trocadores de calor

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para promover a troca de calor entre dois fluidos que estão em diferentes temperaturas e são separados por uma parede sólida, de modo que os fluidos não se misturem (BERGMAN et al., 2014; ÇENGEL, 2009).

Mecanicamente, esses dispositivos apresentam características interessantes para aplicações tecnológicas, como a capacidade de suportar altas temperaturas e pressões. Aplicações de trocadores de calor podem ser encontradas no condicionamento de ar, na produção de potência, na recuperação de calor em processos, no processamento químico, dentre outros (BERGMAN et al., 2014; CAJAMARCA, 2016).

### 2.2.1 Tipos de trocadores de calor

Os trocadores de calor são classificados em função da configuração de escoamento e do tipo de construção. Essa diversidade se faz necessária devido as diferentes aplicações e formas de transferência de calor que o trocador será submetido (BERGMAN et al., 2014; ÇENGEL, 2009).

O trocador de calor de tubos concêntricos é o trocador de calor mais simples, e pode apresentar duas configurações de escoamento. Na primeira, o escoamento é paralelo e os fluidos quente e frio escoam no mesmo sentido, já na segunda configuração, o escoamento é contracorrente e os fluidos escoam em sentidos opostos. A Figura 11 um trocador de calor de tubos concêntricos nas duas configurações de escoamento (BERGMAN et al., 2014).

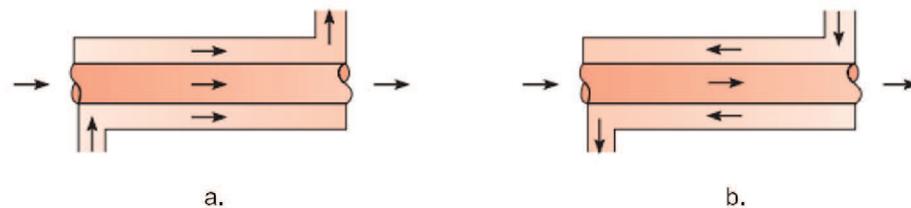


Figura 11 – Trocadores de calor de tubos concêntricos com (a.) escoamento paralelo e (b.) contracorrente. Fonte: BERGMAN et al., 2014.

Alternativamente, os fluidos podem se mover em escoamento cruzado, onde um fluido escoia perpendicularmente ao outro. Os trocadores de calor tubulares com esse tipo de escoamento podem apresentar ou não aletas, os quais podem ser diferenciados por uma classificação do escoamento sobre os tubos, sendo elas, misturado, para o feixe tubular não aletado, e não misturado, para o feixe de tubular aletado. A Figura 12 mostra trocadores de calor com escoamento cruzado (BERGMAN et al., 2014).

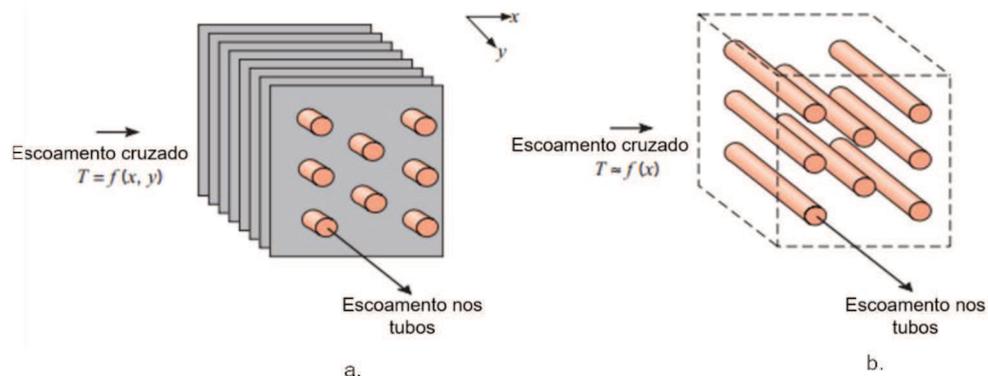


Figura 12 – Trocadores de calor com escoamento cruzado (a.) aletado com ambos os fluidos não misturados, (b.) não aletado com um fluido misturado e outro não misturado. Fonte: adaptado de Bergman et al. (2014).

Outra configuração comum, é o trocador de calor casco e tubo, os quais se caracterizam pelos números de passes no casco e nos tubos. A Figura 13 mostra a forma mais simples desse tipo de trocador, a qual envolve um passe no casco e um passe no tubo (BERGMAN et al., 2014).

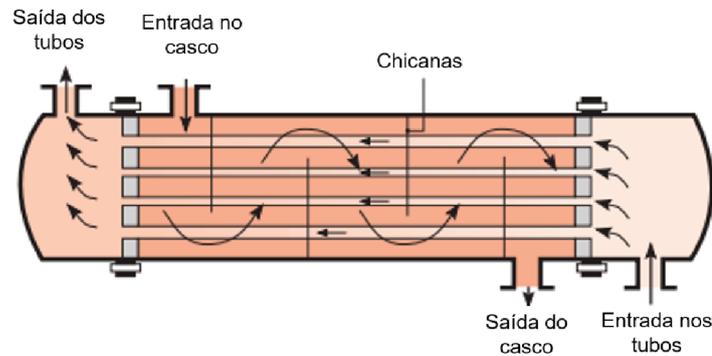


Figura 13 – Trocador de calor casco e tubo com um passe no casco e um passe no tubo. Fonte: adaptado de Bergman et al. (2014).

Um tipo especial e importante de trocador de calor, é o trocador de calor compacto. Esse tipo de trocador apresenta densas matrizes de tubos aletados ou placas, e geralmente são utilizados quando pelo menos um dos fluidos é um gás. A Figura 14 mostra alguns tipos de trocadores de calor compactos (BERGMAN et al., 2014).

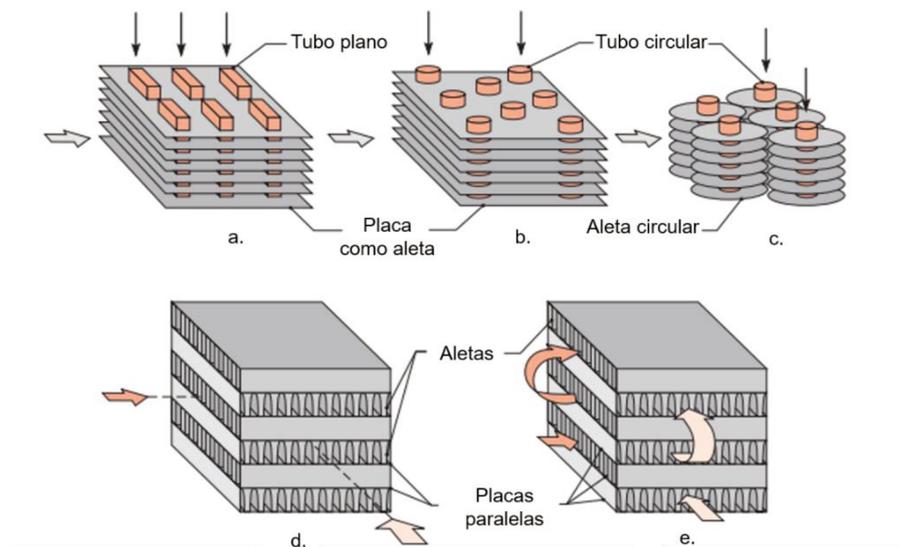


Figura 14 – Trocadores de calor compactos com (a) tubos aletados (tubos planos e aletas de placas contínuas), (b) tubos aletados (tubos circulares e aletas de placas contínuas), (c) tubos aletados (tubos circulares e aletas circulares), (d) placa aletada (único passe), (e) placa aletada (múltiplos passes). Fonte: adaptado de Bergman et al. (2014).

### 2.2.2 Coeficiente global de transferência de calor

Em um trocador de calor, o calor é primeiro transferido do fluido quente para a parede por convecção, através da parede por condução e a partir da parede para o fluido frio por convecção. Dessa forma, a resistência térmica associada nesse processo envolve duas resistências de convecção e uma de condução (BERGMAN et al., 2014; ÇENGEL, 2009).

Uma forma de acoplar em um único termo a influência dessas resistências é através do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), podendo ser expresso também em função da área ( $UA$ ). Então, esse coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Para um trocador de calor tubular não aletado, o coeficiente global de transferência de calor pode ser representado pela Equação 1 (BERGMAN, 2014 et al.; ÇENGEL, 2009).

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_f \cdot A_f} = \frac{1}{U_q \cdot A_q} = \frac{1}{(h \cdot A)_f} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{(h \cdot A)_q} = R_{eq,total} \quad (1)$$

Onde  $A$  é a área do tubo,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $d_e$  e  $d_i$  são respectivamente, o diâmetro externo e interno,  $k$  é a condutividade térmica do material,  $L$  é o comprimento do tubo,  $R_{eq,total}$  é a resistência equivalente do trocador de calor em questão, e os subscritos f e q indicam os fluidos frio e quente (ÇENGEL, 2009).

### 2.2.3 Análise de trocadores de calor

Existem dois métodos utilizados na análise de trocadores de calor, o método da média logarítmica das diferenças de temperaturas e o método da efetividade-NUT. O primeiro método é adequado para quando se deseja uma mudança de temperatura especificada em um escoamento de vazão mássica conhecida. Já o segundo método é adequado quando se deseja prever as temperaturas de saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio em um determinado trocador de calor (BERGMAN et al., 2014; ÇENGEL, 2009).

A partir da primeira lei da termodinâmica, tem-se que a taxa de transferência de calor do fluido quente é igual a taxa de calor para o fluido frio, como é mostrado nas Equações 2 e 3, respectivamente (ÇENGEL, 2009).

$$q = \dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (2)$$

$$q = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (3)$$

onde  $\dot{m}$  são as vazões mássicas,  $c_p$  são os calores específicos,  $T_{sai}$  são as temperaturas de saída e  $T_{ent}$  são as temperaturas de entrada (ÇENGEL, 2009).

A taxa de transferência de calor é considerada uma quantidade positiva e sua direção é a partir do líquido quente para o líquido frio, respeitando a segunda lei da termodinâmica (ÇENGEL, 2009).

A taxa de transferência de calor em um trocador de calor também pode ser expressa em uma forma análoga à lei de Newton do resfriamento (BERGMAN et al., 2014; ÇENGEL, 2009) conforme a seguinte equação:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (4)$$

onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $A$  é a área de transferência de calor e  $\Delta T_m$  é uma média apropriada de diferenças de temperaturas, a qual sua forma específica deve ser estabelecida de acordo com a configuração do escoamento (BERGMAN et al., 2014; ÇENGEL, 2009).

### 2.2.3.1 Método da média logarítmica das diferenças de temperaturas

Como a diferença de temperatura entre os fluidos quente e frio varia ao longo do trocador de calor, é conveniente dispor de uma expressão para a diferença de temperatura média  $\Delta T_m$ . A forma específica de  $\Delta T_m$  pode ser determinada pela aplicação de um balanço de energia em elementos diferenciais nos fluidos quente e frio. Para isso, são feitas algumas considerações, como, o trocador de calor é isolado termicamente da vizinhança e a única troca de calor ocorre entre os fluidos, a condução axial nos tubos é desprezível, as mudanças nas energias cinética e potencial são desprezíveis, os calores específicos são constantes e o coeficiente global de transferência de calor é constante (BERGMAN et al., 2014; ÇENGEL, 2009).

Segundo Bergman et al. (2014), conclui-se que a diferença de temperatura média apropriada é a média logarítmica das diferenças de temperaturas,  $\Delta T_{lm}$ , a qual é expressa pela Equação 5.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (5)$$

Para trocadores de calor com escoamento paralelo, a diferença de temperaturas é grande inicialmente, mas diminui ao longo do trocador. As distribuições de temperatura nos fluidos quente e frio são mostradas na Figura 15 (BERGMAN et al., 2014).

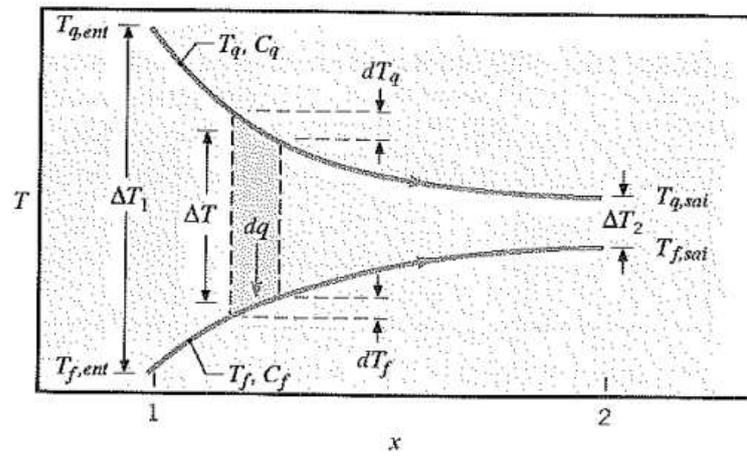


Figura 15 – Distribuições de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo. Fonte: INCROPERA et al., 2008.

Dessa forma, para os trocadores de calor com escoamento paralelo,  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são expressos pelas equações 6 e 7, respectivamente.

$$\Delta T_1 = T_{q,ent} - T_{f,ent} \quad (6)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,sai} - T_{f,sai} \quad (7)$$

Em trocadores de calor com escoamento contracorrente, ocorre a transferência de calor entre as parcelas mais quentes dos fluidos em uma extremidade, e entre as parcelas mais frias dos fluidos na outra extremidade. As distribuições de temperatura nos fluidos quente e frio são mostradas na Figura 16 (BERGMAN et al., 2014).

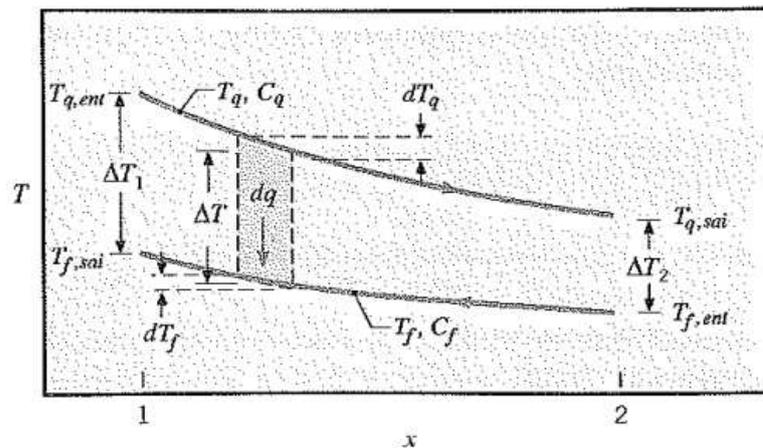


Figura 16 – Distribuições de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente. Fonte: INCROPERA et al., 2008.

Dessa forma, para os trocadores de calor com escoamento contracorrente,  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$  são expressos pelas equações 8 e 9, respectivamente (BERGMAN et al., 2014).

$$\Delta T_1 = T_{q,ent} - T_{f,sai} \quad (8)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,sai} - T_{f,ent} \quad (9)$$

### 2.2.3.2 Método da efetividade-NUT ou $\epsilon$ -NUT

Quando apenas as temperaturas na entrada forem conhecidas, é preferível a utilização de um procedimento alternativo, conhecido por método da efetividade-NUT ou método  $\epsilon$ -NUT (BERGMAN et al., 2014).

A efetividade,  $\epsilon$ , é definida como a razão entre a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível, como é expresso na Equação 10 (BERGMAN et al., 2014).

$$\epsilon \equiv \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (10)$$

Em princípio, a taxa de transferência de calor máxima poderia ser alcançada com um trocador de calor contracorrente de comprimento infinito. Considerando a situação onde a capacidade calorífica do fluido frio é menor que a do fluido quente,  $C_f < C_q$ , o fluido frio então

irá experimentar a maior variação de temperatura, sendo aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente. Para essa situação,  $q_{m\acute{a}x}$  é expresso pela Equação 11 (BERGMAN et al., 2014).

$$q_{m\acute{a}x} = C_f(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (11)$$

Analogamente, se  $C_q < C_f$ , o fluido quente irá experimentar a maior variação de temperatura e seria resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio. Para essa situação,  $q_{m\acute{a}x}$  é expresso pela Equação 12 (BERGMAN et al., 2014).

$$q_{m\acute{a}x} = C_q(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (12)$$

Dessa forma, pode-se definir uma expressão geral para a taxa de transferência de calor máxima, onde  $C_{m\acute{i}n}$  é igual ao menor entre  $C_f$  e  $C_q$ . A expressão geral é mostrada pela Equação 13 (BERGMAN et al., 2014).

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n}(T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (13)$$

Por definição, a efetividade é um parâmetro adimensional e deve estar no intervalo de  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ . Dessa forma, a Equação 10, a qual define efetividade, pode ser reescrita como é mostrado na Equação 14 (BERGMAN et al., 2014).

$$\varepsilon = \frac{C_q(T_{q,ent} - T_{q,sai})}{C_{m\acute{i}n}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{C_f(T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{m\acute{i}n}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (14)$$

Para qualquer trocador de calor, pode-se mostrar que efetividade é função dos parâmetros mostrados na Equação 15 (BERGMAN et al., 2014).

$$\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{m\acute{i}n}}{C_{m\acute{a}x}}\right) \quad (15)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor, e pode ser definido pela Equação 16 (BERGMAN et al., 2014).

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (16)$$

Para cada tipo de trocador de calor, existe uma forma específica para a relação efetividade-NUT. Alguns resultados representativos são apresentados na literatura, os quais são mostrados na Figura 17 (ÇENGEL, 2009).

Tipo de trocador de calor	Relação de efetividade
1 <i>Tubo duplo:</i> Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Casco e tubo:</i> Um passe no casco 2, 4, . . . passes nos tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Escoamento cruzado</i> (Um único passe) Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-c NTU^{0,78}) - 1] \right\}$
$C_{\max}$ com mistura, $C_{\min}$ sem mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp[1 - c[1 - \exp(-NTU)]])$
$C_{\min}$ com mistura, $C_{\max}$ sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos os trocadores de calor com <math>c = 0</math></i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Figura 17 – Relações de efetividade para trocadores de calor, onde  $c = C_{\min}/C_{\max}$ . Fonte: adaptado de Çengel (2009).

Além das relações apresentadas na Figura 17, a efetividade também pode ser determinada em gráficos de efetividade, os quais podem ser encontrados na literatura, como por exemplo, em Çengel (2009).

### 2.3 Pré-aquecimento de ar de combustão

Denomina-se combustão uma série de reações químicas exotérmicas entre oxigênio e elementos combustíveis, como, carbono, hidrogênio e enxofre, presentes no combustível, com

liberação de luz e produção de calor. Na maioria dos casos, o oxigênio é fornecido pelo ar atmosférico, sendo, por esta razão, denominado de ar de combustão (MAGALHÃES, 2007).

O processo de pré-aquecimento de ar, tem como principal objetivo a economia de combustível. Dessa forma, é necessário menos combustível para fornecer os produtos de combustão para a temperatura do forno ou fornalha. Além disso, a temperatura dos gases da chaminé após sua utilização no sistema de recuperação, será menor, assim também como o volume destes gases, diminuindo as emissões de CO<sub>2</sub>, devido a menor queima de combustível (MORRIS, 2015).

O pré-aquecimento de ar pode se dar de duas formas, direta ou indiretamente. O pré-aquecimento direto ocorre quando os gases de exaustão da chaminé são misturados com o ar ambiente, e apesar de apresentar um maior rendimento do que o pré-aquecimento indireto, a mistura dos gases com o ar torna-se indesejável pois pode gerar compostos contaminantes no processo combustão. Já o pré-aquecimento indireto, os gases provenientes da combustão são introduzidos em um trocador de calor, no qual o ar frio ao entrar em contato, será aquecido (MAGALHÃES, 2007).

Morris (2015) afirma que o pré-aquecimento do ar faz uma grande diferença nas propriedades dos gases de exaustão da chaminé. Como justificativa, Morris (2015) traz um caso onde, um forno com a temperatura de 982 °C é analisado com cinco temperaturas diferentes de pré-aquecimento de ar, e além disso, tem uma taxa de combustão ajustada para fornecer um calor líquido disponível de 257.120 BTU/hora. A Figura 18 mostra os resultados obtidos por Morris (2015) para um sistema com pré-aquecimento de ar.

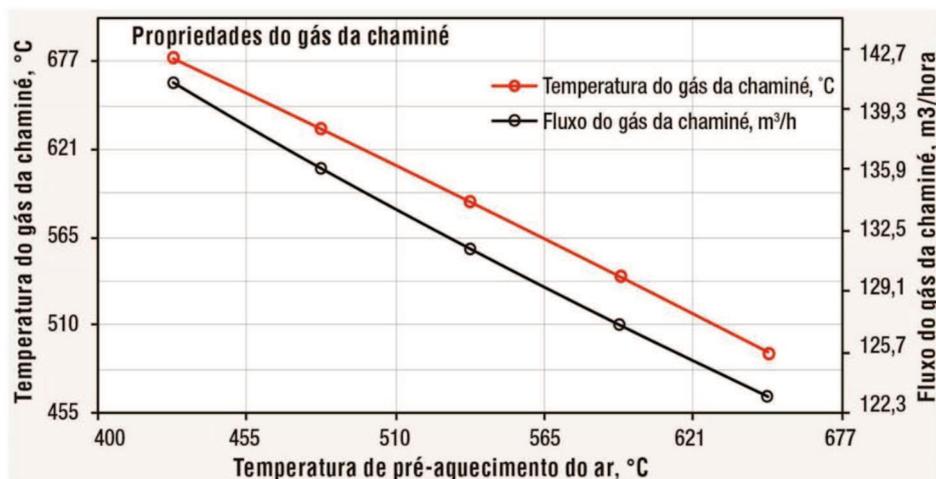


Figura 18 – Vazão e temperatura dos gases de exaustão da chaminé, em um forno a 982°C em função da temperatura de pré-aquecimento do ar. Fonte: MORRIS, 2015.

Como pode ser observado na Figura 18, a temperatura e a vazão dos gases de exaustão, diminuem com o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar. Sendo que, nessa mesma faixa, a economia de combustível aumenta de 24 para 34% (MORRIS, 2015).

Uma forma de pré-aquecer ar de combustão e intensificar a troca de calor é a utilização de trocadores de calor que empregam a tecnologia de termossifões bifásicos. Nesse caso, o pré-aquecimento ocorrerá da seguinte forma. Os gases de exaustão ao invés de serem liberados pela chaminé, são direcionados por uma tubulação de gases quentes, até o evaporador do tubo de calor. O ar ambiente frio é admitido em uma tubulação de ar frio e direcionado até o condensador do tubo de calor. O calor recebido dos gases quentes de exaustão pelo evaporador, é rejeitado no condensador, aquecendo o ar frio. Esse ar aquecido ou pré-aquecido é conduzido até a câmara de combustão, onde será utilizado como oxidante para a reação de combustão, minimizando o desperdício de energia (BORGES; PICKLER; MANTELLI, 2011; MANTELLI; ANGELO; MILANEZ, 2006).

#### 2.4 Trocador de calor casco – casco termossifão

O trocador de calor utilizado nesse trabalho para o pré-aquecimento de ar de combustão é o trocador de calor casco – casco termossifão, o qual é mostrado através de um esquema, na Figura 19.

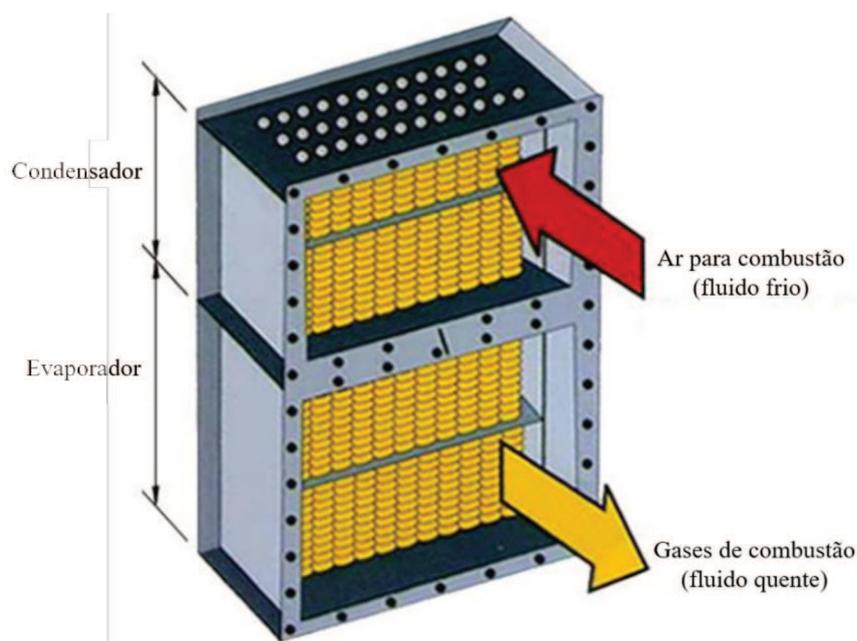


Figura 19 – Esquema de um trocador de calor casco – casco termossifão. Fonte: LEPTEN, 2004.

Como pode ser observado na Figura 19, o trocador de calor casco – casco termossifão consiste em um feixe de tubos termossifões colocados em corrente cruzada com o ar quente e sujo, em sua parte inferior, ou seja, no evaporador, e com ar frio e limpo em sua parte superior, ou seja, no condensador. Esse feixe de tubos é montado no formato de paralelepípedo, sendo internamente dividido em dois cascos (CAJAMARCA, 2016; LEPTEN, 2004).

Considerando o ponto de vista térmico, tem-se que o dimensionamento dessa configuração é equivalente ao dimensionamento de dois trocadores de calor casco – tubos convencionais. Onde a transferência de calor ocorre em duas partes, sendo primeiro entre a corrente quente no casco inferior e o fluido de trabalho em ebulição no interior dos termossifões, e em segundo, entre o fluido de trabalho em condensação localizado no interior do termossifão e a corrente fria do casco superior (CAJAMARCA, 2016).

### **3 METODOLOGIA**

A proposta apresentada neste trabalho é dimensionar um trocador de calor com termossifões para aplicações de pré-aquecimento de ar.

Nesta seção é apresentada a metodologia utilizada na realização desse trabalho, como, a descrição teórica do modelo representativo do trocador de calor com termossifões, as equações utilizadas e a implementação das equações em um *software* de resolução numérica.

#### **3.1 Modelo teórico**

Inicialmente, é assumido que os termossifões e consequentemente, o trocador de calor, operam em regime permanente. Normalmente, adota-se um modelo físico para representação do sistema, onde, no caso do termossifão, a transferência de calor ocorre entre duas correntes fluidas em escoamento contra-corrente, o qual é mostrado na Figura 20 (CAJAMARCA, 2016; MANTELLI, 2012).

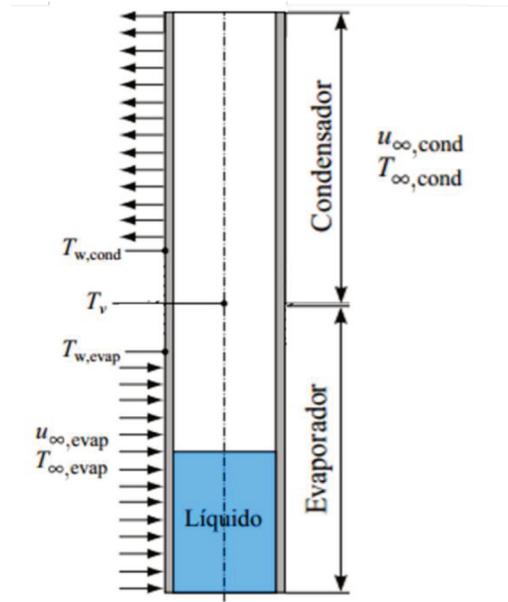


Figura 20 – Modelo físico de um termossifão. Fonte: Adaptado de Cajamarca (2016).

Na Figura 20,  $T_{w,cond}$  é a temperatura da parede no condensador,  $T_{w,evap}$  é a temperatura da parede no evaporador,  $T_v$  é a temperatura de vapor,  $T_{\infty,evap}$  e  $T_{\infty,cond}$  são as temperaturas médias dos fluxos no evaporador e no condensador, e  $u_{\infty,evap}$  e  $u_{\infty,cond}$  são as velocidades dos escoamentos no evaporador e condensador, respectivamente (CAJAMARCA, 2016).

Tradicionalmente, a teoria clássica da transferência de calor é usada para modelar a transferência de calor para dentro e para fora do termossifão. É aplicada a analogia entre circuitos térmicos e elétricos, que se constitui numa poderosa ferramenta de projeto para sistemas unidimensionais e em regime permanente (BERGMAN et al., 2014).

A resistência térmica total de um termossifão representa a dificuldade que o dispositivo possui em transportar calor, e é definida como a razão entre a diferença de temperaturas entre o evaporador e condensador, e a potência térmica transferida. Porém, para obter a resistência térmica total, é necessário construir um circuito térmico equivalente para o termossifão analisado. A Figura 21 mostra o circuito de resistências térmicas que será considerado neste trabalho para análise dos termossifões (CAJAMARCA, 2016; MANTELLI, 2012).

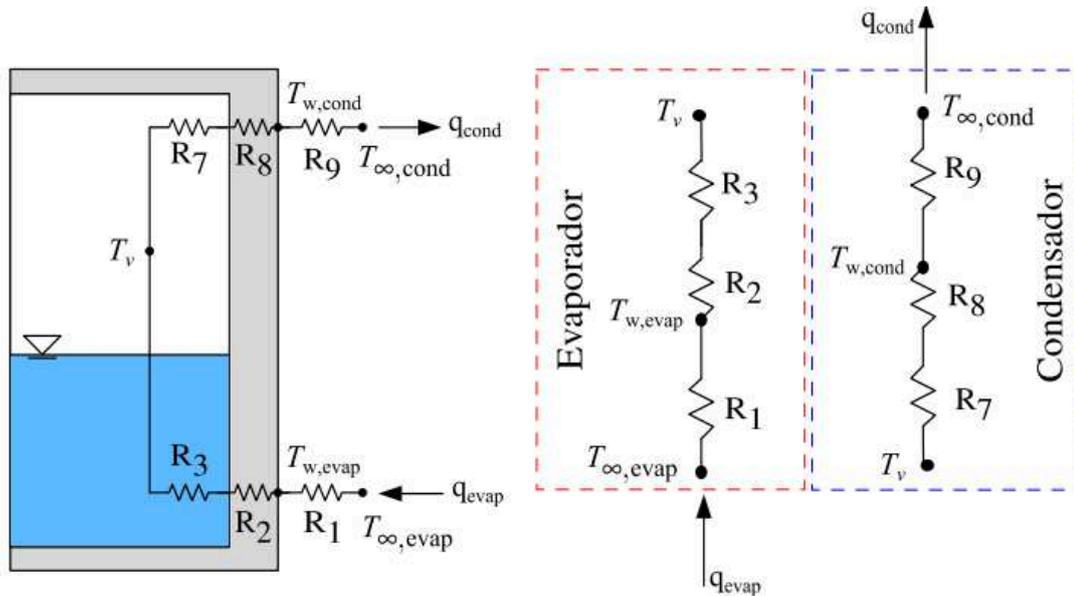


Figura 21 – Circuito de resistências térmicas do termostato. Fonte: CAJAMARCA, 2016.

As resistências mostradas na Figura 21 podem ser definidas da seguinte forma. As resistências R1 e R9 representam as resistências térmicas entre a parede do tubo e o ambiente externo, no evaporador e no condensador, respectivamente, ou seja, elas são definidas pela convecção externa. As resistências R2 e R8 representam as resistências de condução de calor através da parede do evaporador e do condensador, respectivamente, sendo definidas pela condução de calor em um tubo cilíndrico. As resistências R3 e R7 representam as resistências térmicas associadas com a evaporação e a condensação dentro do termostato (FAGHRI, 1995).

Além disso, no modelo adotado, o vapor é considerado saturado na mesma temperatura tanto no evaporador quanto no condensador, sendo essa conhecida como temperatura de vapor,  $T_v$ . A literatura apresenta ainda outras 3 resistências entre R3 e R7, relacionadas a mudanças de temperatura de vapor em função da perda de carga no escoamento de vapor e nas interfaces de evaporação e condensação, mas que são desprezadas aqui por serem muito pequenas (CAJAMARCA, 2016).

### 3.2 Equacionamento

O equacionamento utilizado para o modelo possui a seguinte sequência lógica: realização do balanço de energia para o evaporador e para o condensador, determinação das resistências térmicas e da resistência térmica total, e por fim, determinação e comparação dos valores obtidos para os termos UA.

As equações que serão apresentadas ao longo desta subseção foram retiradas da literatura, e estão presentes em Bergman et al. (2014) e Faghri (1995).

### 3.2.1 Balanço de energia

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, ou conservação de energia, todo calor absorvido pelos evaporadores, é transferido para os condensadores, e conseqüentemente, rejeitado pelos mesmos. As Equações 17, 18 e 19 expressam a taxa de transferência de calor nos evaporadores e nos condensadores, respectivamente, e o balanço de energia.

$$q_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot c_{p,evap} \cdot (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (17)$$

$$q_{cond} = \dot{m}_{cond} \cdot c_{p,cond} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (18)$$

$$q_{evap} = q_{cond} \quad (19)$$

onde  $c_{p,evap}$  e  $c_{p,cond}$  são os calores específicos dos fluidos escoando pelos evaporadores e pelos condensadores, respectivamente, que são avaliados na temperatura de filme, a qual é a temperatura média da corrente de fluido mostrada na Equação 20.

$$T_{filme} = \frac{(T_{sup} + T_{\infty})}{2} \quad (20)$$

onde  $T_{sup}$  é a temperatura da superfície.

### 3.2.2 Resistências térmicas

Para o cálculo das resistências  $R1$  e  $R9$ , as quais correspondem ao processo de convecção externa monofásica, são utilizadas, respectivamente, as seguintes equações:

$$R1 = \frac{1}{h_{evap} \cdot A_{evap}} \quad (21)$$

$$R9 = \frac{1}{h_{cond} \cdot A_{cond}} \quad (22)$$

onde  $A_{evap}$  e  $A_{cond}$  as áreas superficiais externas do evaporador e do condensador, respectivamente, de um único tubo.

Os coeficientes convectivos de transferência de calor são calculados pela seguinte equação:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d_e} \quad (23)$$

onde  $k$  é a condutividade do fluido,  $Nu$  é o número de Nusselt e  $d_e$  é o diâmetro externo do tubo.

Para o determinar os coeficientes convectivos de transferência de calor é necessário determinar os valores para Reynolds e Nusselt, para o evaporador e para o condensador. A correlação para Nusselt utilizada para esse caso, considerando um feixe de tubos é (INCROPERA, 2008) expressa por:

$$Nu = C \cdot (Re_{D,máx})^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad \left[ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 1000 \leq Re_{D,máx} \leq 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (24)$$

Onde

$$Re_{D,máx} = \frac{\rho \cdot V_{máx} \cdot d_e}{\mu_e} \quad (25)$$

onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $V_{máx}$  é a velocidade máxima do escoamento devido a configuração dos tubos,  $\mu_e$  é a viscosidade do fluido e  $Pr$  é o número de Prandtl. Todas as propriedades são obtidas na temperatura de filme do fluido, exceto  $Pr_s$  que é obtido na temperatura de superfície do tubo.

Para determinar  $V_{máx}$  é analisada a disposição dos tubos termossifões no trocador de calor. Dessa forma, é considerado que os termossifões serão dispostos em um arranjo alternado em uma matriz tubular, conforme é mostrado na Figura 22. Este arranjo promove maiores coeficientes de transferência de calor no escoamento ao redor do feixe de tubos.

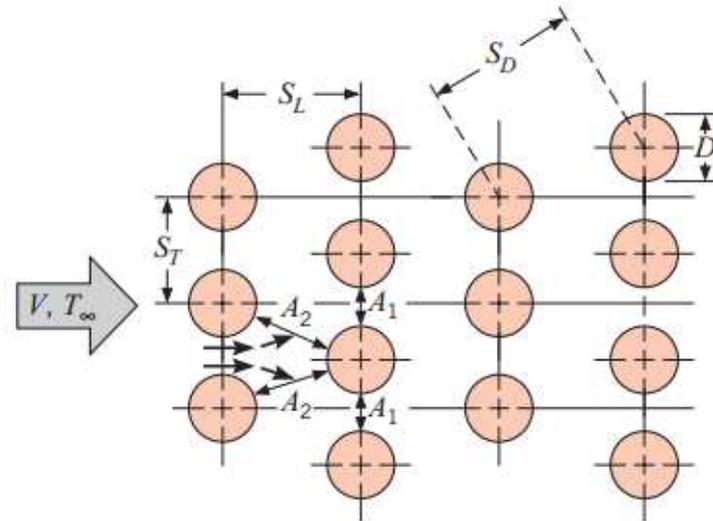


Figura 22 – Arranjo alternado dos tubos em uma matriz tubular. Fonte: BERGMAN et al., 2014

No arranjo alternado, a velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano transversal  $A_1$  quanto no plano diagonal  $A_2$ , indicados na Figura 22. A velocidade máxima ocorrerá em  $A_2$  se as seguintes condições forem atendidas.

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \left( \frac{S_T + D}{2} \right)$$

Dessa forma,  $V_{\text{máx}}$  ocorre em  $A_2$  e é expressa pela seguinte equação:

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \cdot V \quad (26)$$

Caso contrário,  $V_{\text{máx}}$  ocorre em  $A_1$  e é expressa por:

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \quad (27)$$

Além disso, as constantes  $C$  e  $m$  presentes na Equação 24, também dependem da disposição dos termosifões, assim também como do valor de Reynolds. O valor para as constantes  $C$  e  $m$  são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Constantes da Equação 24 para matriz tubular em escoamento cruzado

<b>Arranjo</b>	<b>Re<sub>D,máx</sub></b>	<b>C</b>	<b>m</b>
Alternada	10 - 10 <sup>2</sup>	0,90	0,40
Alternada	10 <sup>2</sup> - 10 <sup>3</sup>	1	1
Alternada (S <sub>T</sub> /S <sub>L</sub> < 2)	10 <sup>3</sup> - 2x10 <sup>5</sup>	0,35(S <sub>T</sub> /S <sub>L</sub> ) <sup>1/5</sup>	0,60
Alternada (S <sub>T</sub> /S <sub>L</sub> > 2)	10 <sup>3</sup> - 2x10 <sup>5</sup>	0,40	0,60
Alternada	2x10 <sup>5</sup> - 2x10 <sup>6</sup>	0,022	0,84

Fonte: adaptado de Bergman et al. (2014).

Para o cálculo das resistências R2 e R8, as quais correspondem ao processo de condução de calor radial no evaporador e no condensador, são utilizadas as Equações 28 e 29, respectivamente.

$$R2 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi \cdot l_e \cdot k_{p,evap}} \quad (28)$$

$$R8 = \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi \cdot l_c \cdot k_{p,cond}} \quad (29)$$

onde  $d_i$  é o diâmetro interno do tubo,  $l_e$  é o comprimento do evaporador,  $l_c$  é o comprimento do condensador,  $k_{p,evap}$  e  $k_{p,cond}$  são as condutividades térmicas da parede do evaporador e do condensador, respectivamente.

Para determinar a resistência R3, a qual está relacionada ao processo de evaporação do líquido, deve-se escolher um modelo para ser utilizado em sua estimativa. Quando o termosifão está em operação, o evaporador está parcialmente preenchido com fluido de trabalho, estando o restante da parede vertical coberta pelo condensado que retorna ao evaporador. Além disso, o volume do fluido de trabalho aumenta quando entra em ebulição, devido ao volume ocupado pelas bolhas. Dessa forma, a expressão para a resistência R3 deve levar em consideração a combinação entre correlações para evaporação em filme e ebulição nucleada em piscina.

As correlações utilizadas são propostas por Groll e Rösler (1992) e utilizadas em Cajamarca (2016), onde a resistência geral de evaporação é mostrada na Equação 30.

$$R3 = R3_p \cdot F + (1 - F)R3_f \quad (30)$$

A resistência associada a evaporação em filme, ou seja, ao filme de líquido descendente, localizado acima da piscina de líquido, na região do evaporador, é representada por  $R3_f$  e é expressa pela Equação 31.

$$R3_f = \frac{0,345 \cdot q_{tubo,evap}^{1/3}}{d_i^{4/3} \cdot g^{1/3} \cdot l_e \cdot \Phi_2^{4/3}} \quad \Phi_2 = \left( \frac{h_{lv} \cdot k_l \cdot \rho_l^{1/2}}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (31)$$

A resistência associada à piscina de líquido em ebulição é representada por  $R3_p$  e é expressa pela Equação 32.

$$R3_p = \frac{1}{g^{0,2} \cdot \Phi_3 \cdot q_{tubo,evap}^{0,4} \cdot (\pi \cdot d_i \cdot l_e)^{0,6}} \quad \Phi_3 = \frac{\rho_l^{0,65} \cdot k_l^{0,3} \cdot c_{p,l}^{0,7}}{\rho_v^{0,25} \cdot h_{lv}^{0,4} \cdot \mu_l^{0,1}} \left( \frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23} \quad (32)$$

Como pode ser observado, as Equação 31 e 32 dependem da taxa de transferência de calor no evaporador de um único tubo. Essa taxa pode ser obtida relacionando a taxa de transferência de calor total no trocador de calor com o número de termosifões,  $N_{tubos}$ , utilizados no mesmo, e é mostrada na Equação 33.

$$q_{tubo,evap} = \frac{q_{evap}}{N_{tubos}} \quad (33)$$

Todas as propriedades necessárias para calcular a resistência  $R3$  são referentes ao fluido de trabalho, e são calculadas na temperatura de vapor,  $T_v$ . Sendo  $F$  é a razão de enchimento do fluido de trabalho,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização,  $k_l$  é a condutividade na fase líquida,  $\rho_l$  é a densidade na fase líquida,  $\mu_l$  é a viscosidade do líquido,  $c_{p,l}$  é o calor específico na fase líquida,  $\rho_v$  é a densidade do fluido na fase de vapor,  $P_v$  é a pressão de vapor. Além disso,  $g$  é a gravidade, considerada  $9,81\text{m/s}^2$  e  $P_{atm}$  é a pressão atmosférica do local.

A razão de enchimento é definida pela razão entre o volume de líquido no evaporador e o volume total do evaporador, conforme é mostrado na Equação 34.

$$F = \frac{Vol_{liq}}{Vol_{evap}} \quad (34)$$

Para determinar diretamente a resistência  $R7$ , a qual está relacionada ao processo de condensação e escoamento do condensado na parede do condensador, Groll e Rösler (1987) apresentaram uma metodologia em que as equações são baseadas na teoria clássica da condensação de Nusselt. Visto isso, a resistência  $R7$  pode ser determinada por:

$$R7 = \frac{0,235 \cdot q_{tubo,cond}^{1/3}}{d_i^{4/3} \cdot g^{1/3} \cdot l_c \cdot \phi_2^{4/3}} \quad (35)$$

Semelhante ao apresentado na Equação 33, a taxa de transferência de calor do condensador em um único tubo pode ser expressa pela seguinte equação:

$$q_{tubo,cond} = \frac{q_{cond}}{N_{tubos}} \quad (36)$$

Após determinar todas as resistências individualmente, estas podem ser agrupadas em resistências equivalente do evaporador e do condensador, sendo expressas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$R_{eq,evap} = R1 + R2 + R3 \quad (37)$$

$$R_{eq,cond} = R7 + R8 + R9 \quad (38)$$

De mesmo modo, pode-se determinar a resistência equivalente total, expressa por:

$$R_{eq,total} = R_{eq,evap} + R_{eq,cond} \quad (39)$$

### 3.2.3 Temperatura de vapor e temperaturas de superfície

Com as resistências térmicas definidas, é possível reformular as expressões para as taxas de transferência de calor no evaporador e no condensador, conforme é mostrado nas Equações 40 e 41.

$$q_{evap} = \left[ \frac{T_{\infty, evap} - T_V}{R_{eq, evap}} \right] \cdot N_{tubos} \quad (40)$$

$$q_{cond} = \left[ \frac{T_V - T_{\infty, cond}}{R_{eq, cond}} \right] \cdot N_{tubos} \quad (41)$$

Refazendo o balanço de energia mostrado na subseção 3.2.1, porém utilizando as Equações 40 e 41 é possível obter uma expressão para a temperatura de vapor, a qual é expressa na Equação 42.

$$T_V = \frac{T_{\infty, evap} \cdot R_{eq, cond} + T_{\infty, cond} \cdot R_{eq, evap}}{R_{eq, total}} \quad (42)$$

Com a definição da temperatura de vapor, é possível determinar as temperaturas das paredes do evaporador e condensador, respectivamente:

$$T_{w, evap} = (q_{tubo, evap} \cdot R2) + T_V \quad (43)$$

$$T_{w, cond} = T_V - (q_{tubo, cond} \cdot R8) \quad (44)$$

### 3.2.4 Coeficiente global de transferência de calor

Neste trabalho, o critério de avaliação utilizado para avaliar os resultados é a condutância global de transferência de calor, ou seja, o termo UA. É comparado o valor de  $UA_{requerido}$ , o qual é obtido através da taxa de transferência de calor que o trocador de calor deve transferir, com  $UA_{obtido}$ , proveniente do trocador de calor dimensionado, respectivamente.

$$UA_{requerido} = \frac{q}{\Delta T_{lm}} \quad (45)$$

$$UA_{obtido} = \frac{1}{R_{eq,total}} N_{tubos} \quad (46)$$

### 3.2.5 Limites de operação

Para garantir que o funcionamento do trocador de calor não está sendo limitado por nenhum parâmetro operacional, são calculados os limites de operação.

O limite viscoso, pode ser determinado por (FAGHRI, 1995):

$$\bar{q}_{m\acute{a}x,viscoso} = \frac{r_v^2 \cdot h_{lv} \cdot A_v \cdot \rho_v \cdot P_v}{16 \cdot \mu \cdot l_{ef}} \quad (47)$$

onde  $r_v$  é o raio do núcleo de vapor,  $A_v$  é a área de vapor e  $l_{ef}$  é o comprimento efetivo do termossifão.

Para determinar o limite sônico, a expressão utilizada é (FAGHRI, 1995):

$$\bar{q}_{m\acute{a}x,s\acute{o}nico} = 0,474 \cdot h_{lv} \cdot A_v \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{1/2} \quad (48)$$

Já o limite de arrasto, pode ser determinado através de (MANTELLI, 2012):

$$q_{m\acute{a}x,arrasto} = c^2 \cdot \left[ \frac{1}{4} (\pi \cdot d_i^2) \right] \cdot h_{lv} \cdot (\rho_l^{-1/4} - \rho_v^{-1/4})^{-2} \cdot [\sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \quad (49)$$

onde  $\sigma$  é a tensão superficial, e  $c$  é uma constante que, quando se utiliza água como fluido de trabalho, é dada por (MANTELLI, 2012):

$$c = 3,2^{1/2} \cdot \tanh\left(\frac{1}{2} B_o^{1/4}\right) \quad (50)$$

onde  $B_o$  o número de Bond, o qual caracteriza a relação de forças gravitacionais com forças de tensão superficiais, definido como:

$$B_o = d_i \cdot \left[ \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (51)$$

Por fim, tem-se o limite de ebulição, o qual é baseado em um parâmetro de calor latente,  $K_L(T)$ . A partir desse parâmetro, é obtido o fluxo máximo de calor radial que representa o limite de ebulição (FAGHRI, 1995).

$$K_L(T) = h_{lv} \cdot [\rho_v^2 \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot \sigma]^{1/4} \quad (52)$$

$$q_{m\acute{a}x,ebuli\c{c}\tilde{a}o} = 0,12 \cdot K_L(T) \quad (53)$$

### 3.3 Implementação do código computacional

Após a definição de todas as equações necessárias para descrever o funcionamento de um trocador de calor casco – casco termossifões, estas foram implementadas em um *software* de resolução numérica, como forma de dimensionar o trocador de calor.

Para este trabalho foi utilizado o *software* EES®, sigla para *Engineering Equation Solver*, o qual é um programa que pode resolver numericamente várias de equações algébricas e diferenciais não-lineares acopladas. Uma característica importante do EES é o banco de dados de propriedades termodinâmicas e de transporte de alta precisão, fornecido para centenas de substâncias de forma que permita a sua utilização com a capacidade de resolução de equação (F-CHART SOFTWARE, 2017).

As condições implementadas no código para análise do trocador de calor, são os limites de operação e as equações para os cálculos de UA. Dessa forma, inicialmente são analisados os limites de operação, os quais servem para garantir o desempenho dos termossifões. Para isso, é comparado o valor dos limites de operações com o calor transferido por um único termossifão. Caso o calor transferido pelo termossifão seja menor que os limites de operações, os termossifões não são afetados operacionalmente, caso contrário, os parâmetros geométricos dos termossifões devem ser modificados.

Os próximos parâmetros analisados são os, de UA requerido pelo sistema e de UA obtido pelo dimensionamento. O objetivo é que ambos os termos sejam iguais ou o mais próximo possível. Caso os valores destes termos sejam iguais e os limites de operação sejam

respeitados, o trocador dimensionado atende aos requisitos estipulados. Caso contrário, uma nova configuração para o trocador de calor deve ser proposta, e todas as equações recalculadas. Nessa nova configuração são redefinidos números de tubos, diâmetros e comprimento dos tubos e espaçamento entre estes. A Figura 23 mostra um fluxograma do processo de resolução do algoritmo.

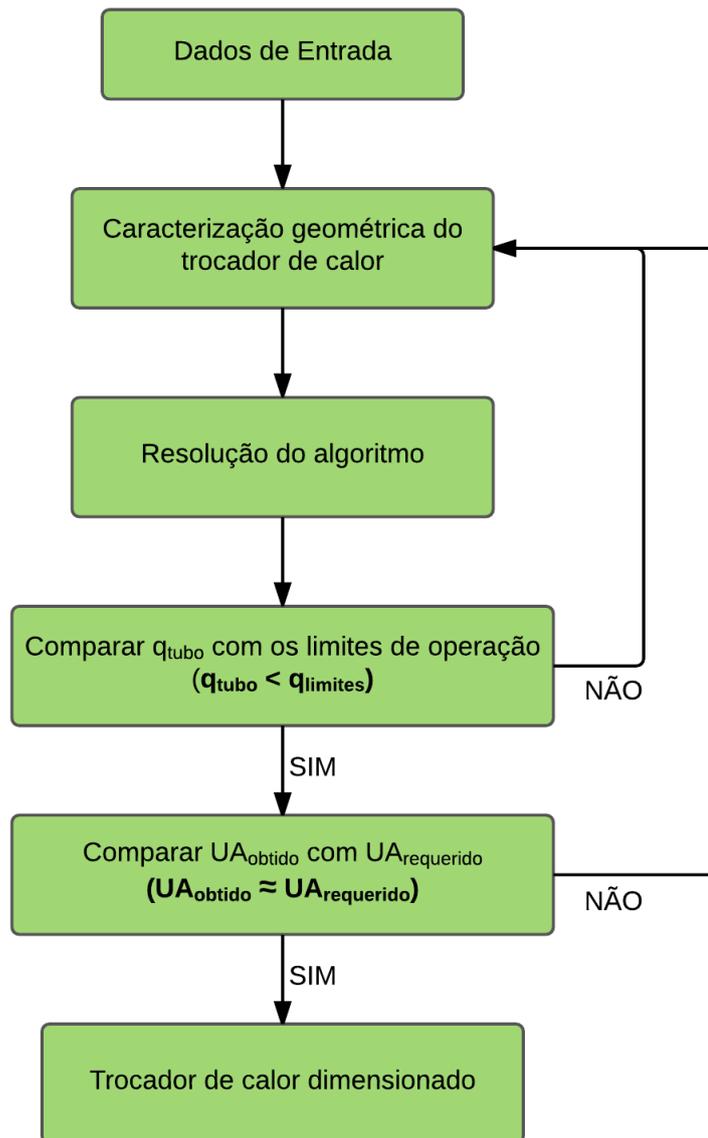


Figura 23 – Fluxograma do funcionamento do algoritmo. Fonte: do autor.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos com a proposta apresentada na seção anterior, através de um algoritmo para o dimensionamento de um trocador de calor com termossifões, baseado em um caso real.

### 4.1 Caso base – TROCATER

O TROCATER foi um projeto de pesquisa entre a PETROBRAS e o Laboratório de Tubos de Calor da UFSC, que teve como objetivo geral o desenvolvimento e fabricação de um trocador de calor do tipo regenerador com uso de termossifões bifásicos, com o intuito de ser utilizado no aproveitamento de energia de gases de combustão em refinarias de petróleo. Esse projeto surgiu de um contrato entre o CENPES e a UFSC, e teve seu financiamento pelo CENPES/PETROBRÁS. O trocador desenvolvido foi instalado e testado na Unidade de Processamento de Xisto, SIX (Superintendência de Industrialização de Xisto) em São Mateus do Sul, no Paraná (LABTUCAL, 2004).

A montagem do trocador na planta ocorreu da seguinte forma, o evaporador, localizado na base do equipamento, recebe calor do gás de exaustão, provindo do forno da unidade, com potência aproximada de 700 kW, e o transfere para o condensador, por onde passa o ar ambiente soprado por ventiladores, pré aquecendo-o. A Figura 24 mostra o esquema de instalação do trocador de calor na unidade (LABTUCAL, 2004).

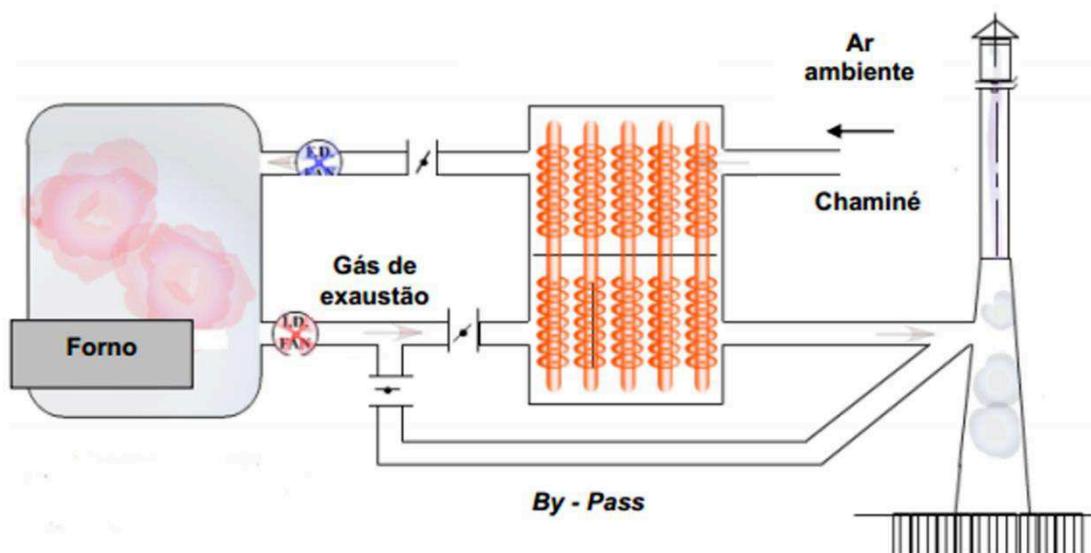


Figura 24 – Esquema de instalação do TROCATER na unidade SIX. Fonte: LABTUCAL (2004).

O funcionamento satisfatório deste trocador de calor na unidade SIX se mostra adequado para poder validar o funcionamento e a qualidade dos resultados apresentados pelo código computacional implementado, através do algoritmo proposto.

#### 4.2 Dados de entrada para o algoritmo

Primeiramente é necessário a inserção dos dados de entrada que caracterizam o sistema. Dessa forma, os dados de entrada utilizados no algoritmo para o dimensionamento do trocador de calor com termossifões foram baseados nos parâmetros de operação do TROCATER, apresentados em Labtucal (2004), e são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Dados de entrada considerando o caso TROCATER

<b>Parâmetros</b>	<b>Valores</b>
Fluido de trabalho do termossifão	Água
Temperatura entrada condensador	25 °C
Temperatura saída condensador	148°C
Temperatura entrada evaporador	300 °C
Vazão mássica condensador	5,28 kg/s
Vazão mássica evaporador	5,28 kg/s
Pressão atmosférica local	93,33 kPa
Pressão entrada do ar (manométrica)	2,95 kPa
Pressão entrada dos gases (manométrica)	-0,98 kPa
Número total de tubos	715
Número de fileiras	43
Diâmetro externo do tubo	0,042 m
Diâmetro interno do tubo	0,0384 m
Comprimento evaporador	1,486 m
Comprimento condensador	1,486 m
Comprimento seção adiabática	0,028 m
Espaçamento transversal ( $S_t$ )	0,092 m
Espaçamento longitudinal ( $S_L$ )	0,046 m

Fonte: Adaptado de Labtucal, 2004.

### 4.3 Dimensionamento do trocador de calor

Com a inserção dos dados de entrada de acordo com a tabela anterior, o algoritmo está em condições de operar. Com a resolução do conjunto de equações apresentado na seção anterior, os principais parâmetros de operação para a configuração proposta para o trocador de calor são obtidos e conseqüentemente tem-se como resultado um trocador de calor com termossifões, dimensionado.

Os primeiros resultados apresentados pelo algoritmo que devem ser analisados, são os limites de operação. A Tabela 3 mostra o resultado obtido para os limites operacionais dos termossifões dimensionados.

Tabela 3 – Limites de operação dos termossifões dimensionados

<b>Parâmetros</b>	<b>Caso dimensionado</b>
Calor transferido por termossifão	0,917 kW
Limite viscoso	540,4 kW
Limite sônico	46,68 kW
Limite de arrasto	34,59 kW
Limite de ebulição	1960 kW

Fonte: do autor

Como pode ser observado na Tabela 3, o calor transferido pelo termossifão é inferior aos limites de operação apresentados, conseqüentemente, o funcionamento dos termossifões dimensionados é adequado. Entretanto, é importante ressaltar que o fator com maior limitação para o sistema é o arrasto, e dessa forma, deve-se ficar atento principalmente a utilização de fontes de calor com temperaturas baixas e tubos de diâmetro pequeno.

Com as condições referentes aos limites de operação dos termossifões atendidas, garantindo a operação de forma correta e segura para o sistema, permite-se a continuação da análise da configuração do trocador de calor proposto.

O próximo passo do algoritmo analisa o desempenho do trocador de calor, com base nas condições do sistema e de escoamento no qual ele está inserido. A Tabela 4 mostra os resultados obtidos para a configuração de trocador de calor proposta e compara com os valores reais no caso TROCATER.

Tabela 4 – Comparação dos resultados obtidos pelo trocador de calor dimensionado, com o caso real

<b>Parâmetro</b>	<b>Caso dimensionado</b>	<b>TROCATER*</b>
Calor total transferido	655,6 kW	654,7 kW
Calor total transferido por termossifão	0,917 kW	0,915 kW
Velocidade escoamento antes dos condensadores	4,83 m/s	-
Velocidade máxima do escoamento através do feixe de tubos condensadores	9,63 m/s	9,77 m/s
Velocidade escoamento antes dos evaporadores	7,18 m/s	-
Velocidade máxima do escoamento através do feixe de tubos evaporadores	14,32 m/s	14,62 m/s
Número de Reynolds no condensador	8857	8981
Número de Reynolds no evaporador	6838	6978
Coefficiente convecção externa condensador	60,40 W/m <sup>2</sup> .K	60,44 W/m <sup>2</sup> .K
Coefficiente convecção externa evaporador	68,57 W/m <sup>2</sup> .K	68,66 W/m <sup>2</sup> .K
Resistência total do termossifão	0,1859 K/W	0,1678 K/W
Resistência total do condensador	0,0843 K/W	0,0747 K/W
Resistência total do evaporador	0,1017 K/W	0,0886 K/W
Resistência convecção externa condensador	0,0837 K/W	0,0743 K/W
Resistência convecção externa evaporador	0,0737 K/W	0,0844 K/W
Resistência condução condensador	0,0002 K/W	-
Resistência condução evaporador	0,0002 K/W	-
Resistência condensação	0,0004 K/W	0,0004 K/W
Resistência ebulição	0,0278 K/W	0,0042 K/W
Número de colunas	17	17 – 16
Espaçamento transversal (S <sub>t</sub> )	0,092 m	0,092 m
Espaçamento longitudinal (S <sub>L</sub> )	0,046 m	0,046 m
Espaçamento diagonal entre termossifões (S <sub>D</sub> )	0,06505 m	0,06505 m
Comprimento total do trocador	1,98 m <sup>2</sup>	1,99 m <sup>2</sup>

Área mínima de escoamento condensador	1,13 m <sup>2</sup>	1,16 m <sup>2</sup>
Área mínima de escoamento evaporador	1,13 m <sup>2</sup>	1,16 m <sup>2</sup>
Temperatura de vapor	156 °C	165,5 °C
Temperatura de saída dos gases	179,7 °C	180 °C
Temperatura parede condensador	155,8 °C	-
Temperatura parede evaporador	156,2 °C	-
UA requerido	4,275 kW/K	4,261 kW/K
UA obtido	3,846 kW/K	4,261 kW/K

Fonte: do autor

\*Dados retirados de Labtucal, 2004.

Os resultados apresentados na coluna TROCATER são referentes aos cálculos apresentados no projeto do TROCATER.

A partir dos resultados apresentados na Tabela 4 alguns pontos importantes podem ser analisados. Inicialmente, observa-se uma pequena diferença, cerca de 0,13%, entre as taxas de transferência de calor do trocador dimensionado e do caso real, essa diferença ocorre principalmente devido aos valores de propriedades do fluido calculados no algoritmo, os quais dependem da temperatura média de escoamento.

Seguindo, tem-se as velocidades de escoamento, as quais possuem grande influência nas divergências dos resultados dos parâmetros do trocador dimensionado e do real. Apesar da vazão mássica em ambos os casos serem iguais, as velocidades máximas finais obtidas apresentam uma pequena diferença. Um dos principais fatores responsáveis por essa diferença, são as estimativas das áreas frontais do trocador de calor.

Em função dessa diferença entre as velocidades, parâmetros como o número de Reynolds, apresentam uma pequena diferença entre o caso real e o caso dimensionado, visto que estes são amplamente influenciados pelas velocidades de escoamento. As diferenças mencionadas entre os casos, estão em torno de, 1,4% e 2,1% para as velocidades, 1,4% e 2% para os números de Reynolds. Já os coeficientes de transferência de calor apresentaram valores praticamente iguais.

A diferença presente no resultado da resistência equivalente do termossifão ocorre principalmente devido à diferença dos valores da resistência de convecção externa, as quais apresentam os valores mais significativos e são influenciadas pela velocidade de escoamento e pela área de troca de calor do termossifão, assim também como devido ao valor da resistência de ebulição. Além disso, as diferenças observadas na maior parte das resistências individuais

ocorrem devido as correlações que foram utilizadas para cada caso, sendo que algumas das correlações utilizadas no algoritmo para o cálculo das resistências são diferentes das correlações utilizadas no dimensionamento do trocador de calor do caso real. Dessa forma, é natural obter certa divergência entre os resultados.

Com relação a dimensão e a geometria do trocador de calor, os resultados se mostram muito semelhantes ao caso real, apresentando uma pequena diferença somente nas áreas mínimas de escoamento, devido as simplificações feitas para os espaçamentos entre os termosifões no caso dimensionado. Essas simplificações são relacionadas ao número de termosifões em cada fileira do trocador de calor, sendo que no caso TROCATER o número de termosifões em cada fileira é alternado entre 16 e 17 termosifões, já no caso dimensionado, todas as fileiras apresentam 17 termosifões. Essas considerações simplificam a análise do escoamento dos fluidos dentro do trocador de calor, o que conseqüentemente influencia no resultado final de desempenho do trocador de calor.

Por fim, são apresentados os valores de UA. Nesse caso, observa-se uma diferença tanto entre  $UA_{\text{requerido}}$  e  $UA_{\text{obtido}}$  para o trocador dimensionado, quanto entre  $UA_{\text{requerido}}$  do trocador dimensionado e  $UA_{\text{requerido}}$  para o caso real. A diferença entre os valores de UA do trocador dimensionado, são decorrentes principalmente do valor superior obtido para a resistência equivalente total, a qual influencia diretamente no resultado de  $UA_{\text{obtido}}$ , sendo essa diferença da ordem de 10%. Quando se compara os valores de  $UA_{\text{obtido}}$  para o caso dimensionado e para o caso TROCATER, essa diferença está na ordem de 9,7%.

A Figura 25 mostra um resumo dos principais resultados obtidos para o trocador de calor dimensionado, juntamente com a configuração do sistema instalado.

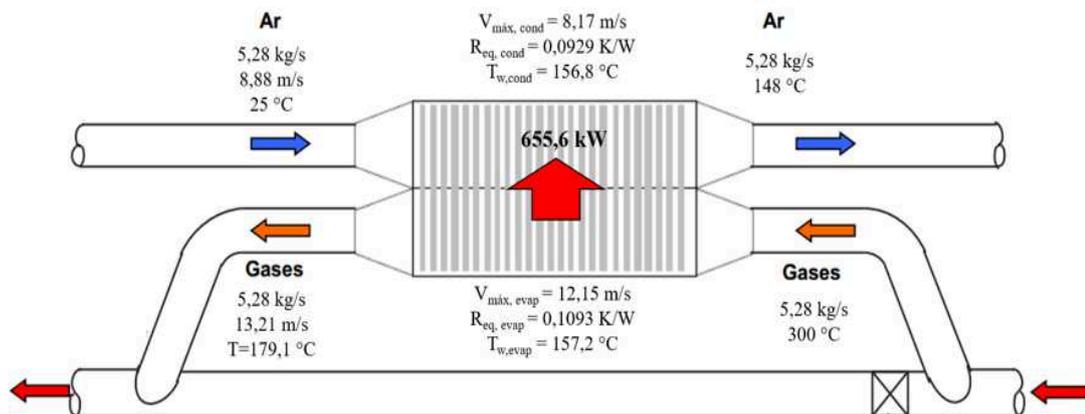


Figura 25 – Pontos representativos sistema composto pelo trocador de calor, com seus principais resultados.

Fonte: do autor

Apesar das diferenças obtidas no resultado final para o trocador dimensionado, os resultados podem ser considerados satisfatórios, visto que estes seguem o padrão e a lógicas dos resultados apresentados no caso real, e também as diferenças de resultados encontradas na comparação entre os casos são dadas como aceitáveis.

#### 4.4 Análise de sensibilidade

Considerando que alguns parâmetros apresentam maior influência do que outros no resultado final do dimensionamento do trocador de calor com termosifões, foram realizadas análises da sensibilidade de alguns parâmetros, onde é analisada a influência destes no resultado final para os valores de UA. Além disso, apenas os parâmetros estudados em cada análise são variados, sendo os outros parâmetros fixados conforme os valores apresentados na Tabela 2.

Iniciando pela vazão mássica de escoamento dos fluidos, a Figura 26 mostra a influência desse parâmetro nos valores de UA requerido e UA obtido pelo trocador proposto.

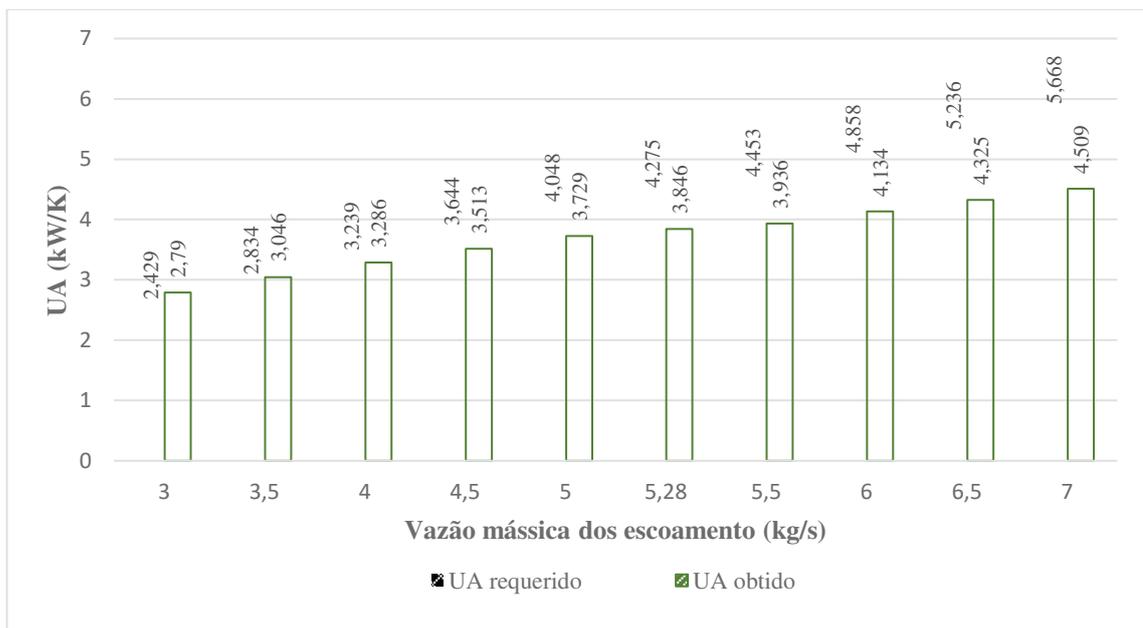


Figura 26 – Influência da vazão mássica nos valores de UA. Fonte: do autor

A partir da Figura 26 observa-se que com o aumento da vazão mássica, tem-se também o aumento da diferença entre os coeficientes  $UA_{obtido}$  e  $UA_{requerido}$ , assim também como o aumento de  $UA_{requerido}$  com o aumento do fluxo de massa. Além disso, em alguns casos há o superdimensionamento do trocador, onde  $UA_{obtido}$  é maior que  $UA_{requerido}$ , como por exemplo, nas vazões de 3 a 4 kg/s.

O segundo parâmetro analisado são os espaçamentos entre os termossifões, onde a Figura 27 mostra sua influência no valor de  $UA_{\text{obtido}}$ .

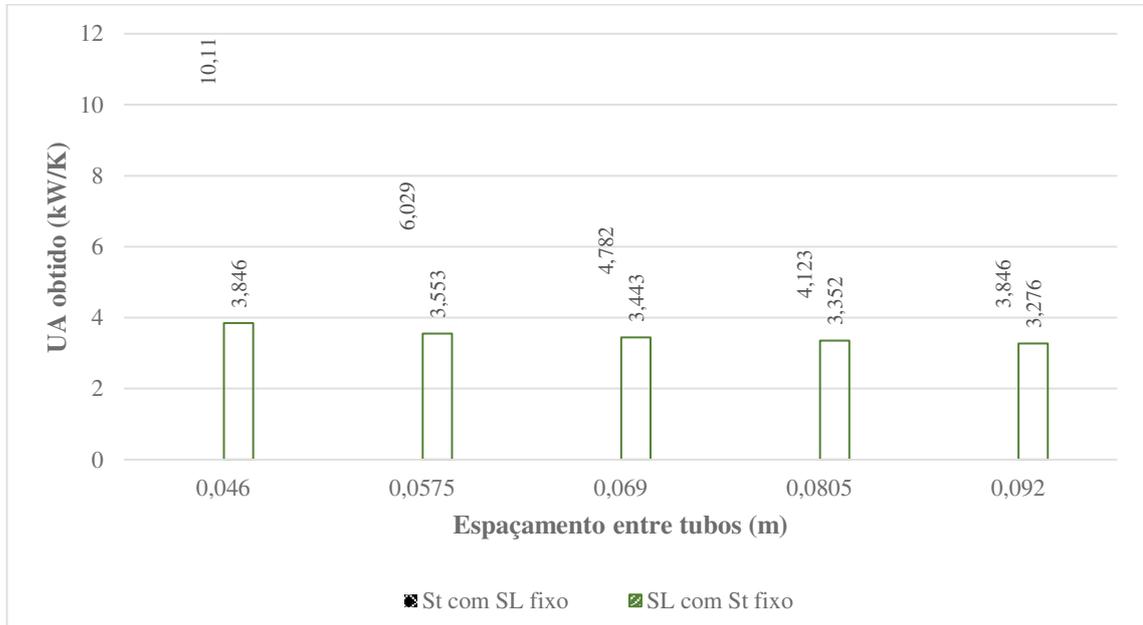


Figura 27 –Influência dos espaçamentos entre os termossifões no valor de  $UA_{\text{obtido}}$ . Fonte: do autor

A partir da Figura 27, observa-se que o espaçamento de maior influência no valor de  $UA$  é o espaçamento transversal ( $S_t$ ), apresentando seu maior valor em  $S_t = 0,046\text{m}$  e  $S_L=0,046\text{m}$ . Entretanto o aumento do espaçamento longitudinal, também provoca um aumento no valor de  $UA$ , porém esse aumento é menos expressivo.

O próximo parâmetro analisado é o diâmetro dos termossifões, onde a Figura 28 mostra a influência do diâmetro externo dos termossifões, considerando a espessura destes sempre de  $3,6\text{mm}$ , com  $UA_{\text{obtido}}$ .

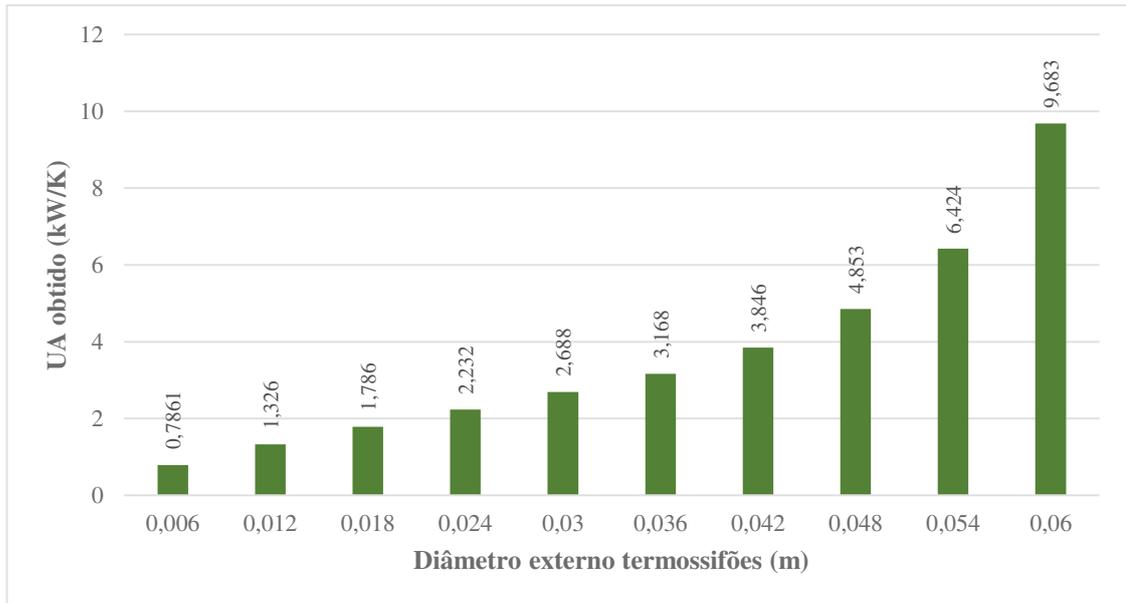


Figura 28 – Influência do diâmetro externo dos termosifões no valor de  $UA_{\text{obtido}}$ . Fonte: do autor

A partir das informações da Figura 28, observa-se que o aumento do diâmetro externo do termosifão, ocasiona o aumento do valor de UA. Além disso, quanto maior o diâmetro do termosifão, maior é o incremento no valor de UA, quando comparado com um diâmetro menor.

Por último, é analisado a influência do número de tubos na capacidade de transferência de calor, do trocador de calor, sendo todos os outros parâmetros fixados conforme apresentado na Tabela 2. A Figura 29 mostra a influência do número de termosifões no valor de  $UA_{\text{obtido}}$  para o trocador de calor.

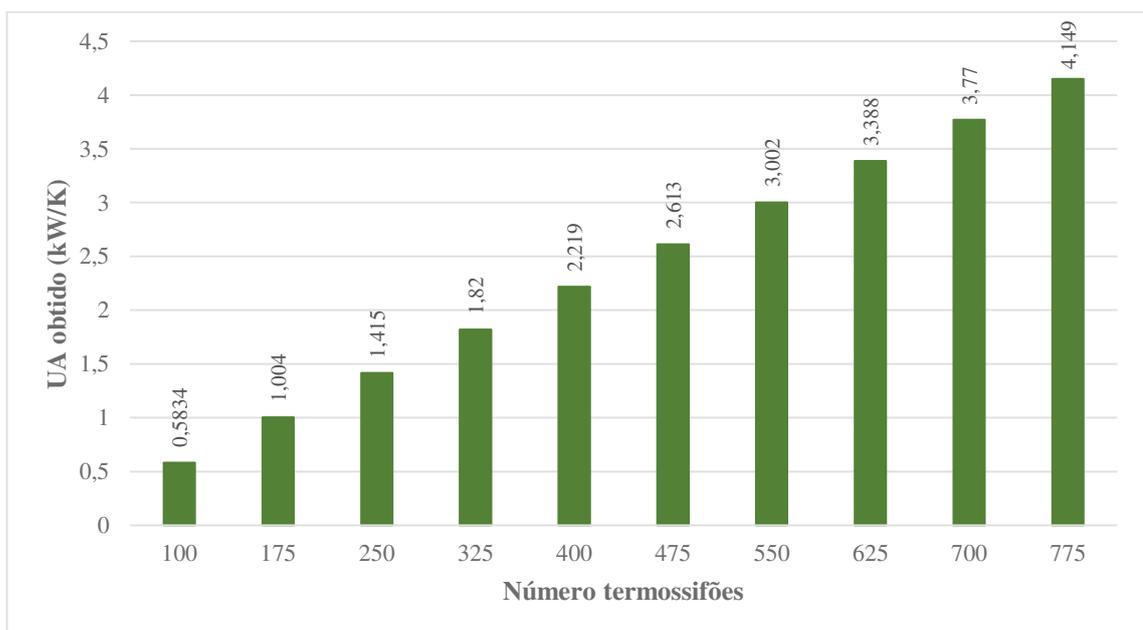


Figura 29 - Influência do número de termosifões utilizados no valor de  $UA_{\text{obtido}}$ . Fonte: do autor

Finalmente, com a Figura 29 observa-se que o valor obtido para UA, aumenta com o aumento do número de termossifões no trocador de calor. Dessa forma, conforme já era esperado, este incremento no valor obtido para UA é proporcional ao número de termossifões utilizados no trocador de calor.

## 5 CONCLUSÃO

Inicialmente, através do equacionamento apresentado, foi possível o desenvolvimento de um algoritmo simplificado para o dimensionamento de trocadores de calor casco – casco termossifões. Assim, a partir desse algoritmo foi dimensionado um trocador de calor casco-casco para a aplicação de pré-aquecimento de ar de combustão.

Os resultados apresentados pelo algoritmo para o trocador de calor estudado, mostraram-se satisfatórios, apresentando uma diferença em torno de 9,7% o termo UA, quando comparado ao caso real. Essa diferença é devida principalmente aos valores obtidos para a resistência térmica total do termossifão. A causa principal são as correlações consideradas aqui, que são diferentes das correlações utilizadas originalmente no projeto do trocador estudado aqui.

Com a análise de sensibilidade foram feitas variações em alguns parâmetros, como vazão mássica, espaçamento, diâmetro e número dos termossifões, e analisado sua influência nos valores de UA. Nessa análise foi possível observar uma maior variação de  $UA_{\text{obtido}}$  com a variação do espaçamento transversal entre os termossifões, entretanto a variação dos espaçamentos entre os tubos deve ser considerada de forma cuidadosa, visto que este além de influenciar na transferência de calor, apresenta influencia na perda de carga, parâmetro de que não foi analisado neste trabalho, assim também como na montagem e fabricação do trocador de calor, a qual pode se tornar complexa e conseqüentemente mais custosa.

A partir das informações apresentadas ao longo deste trabalho, tem-se que o algoritmo desenvolvido e os resultados apresentados atendem a proposta inicial do presente trabalho. O algoritmo construído foi de forma simplificada e funcional, que possibilita o dimensionamento de trocadores de calor casco-casco termossifão para pré-aquecimento de ar de combustão.

Para trabalhos futuros, sugere-se o aperfeiçoamento das considerações feitas para o algoritmo, assim também como a considerações de mais parâmetros para análise, como por exemplo, a perda de carga e a inclusão de aletas nos termossifões.

## THERMAL DESIGN OF SHELL – SHELL THERMOSIPHON HEAT EXCHANGES FOR COMBUSTION AIR PREHEATING

### ABSTRACT

The utilization of exhaust gases heat from the chimneys to preheat of combustion air becomes relevant in industries that use combustion systems as it provides an increase in the burning efficiency along with fuel savings. The objective of this work is to propose a simplified method for the design of heat exchangers shell-shell thermosiphon for combustion air preheating applications. In order to meet this objective, the equation of the representative model of the proposed heat exchanger is performed, followed by the implementation of these equations in the EES software in order to develop an algorithm to determine the performance of the proposed heat exchanger. This work developed a simplified methodology applied to an algorithm, in order to simplify the dimensioning process of heat exchangers shell-shell thermosiphon.

Keywords: Thermosiphon. Heat pipes. Heat exchanger. Combustion air.

### REFERÊNCIAS

- BERGMAN, T. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7. ed. [s.i.]: Ltc, 2014. 1048 p.
- BORGES, T. P. F.; PICKLER, G. P.; MANTELLI, M. B. H.. Heat pipes air heaters in stenters for textile industry. In: 21° BRASILIAN CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 2011, Natal. **Proceedings of COBEM 2011**. Natal: Abcm, 2011.
- CACHUTÉ, L. O.. **Análise experimental e teórica de tubos de calor pulsativos em circuitos abertos**. 2014. 227 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia e Tecnologia Espaciais, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2014.
- CAJAMARCA, A. P. S.. **Análise teórica de trocadores de calor casco - casco termossifões**. 2016. 155 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2016.
- ÇENGEL, Y. A.. **Transferência de calor e massa: Uma abordagem prática**. 3. ed. São Paulo: Mc Graw Hill, 2009. 902 p.
- CRUZ, R. E. da; MANTELLI, M. B. H.. Estudo experimental de parâmetros de influência na distribuição de temperatura em câmaras de combustão. In: BRAZILIAN CONGRESS OF

THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 11., 2006, Curitiba. **Proceedings of ENCIT 2006**. Curitiba: Abcm, 2006.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE) (Brasil). **Balço energético nacional 2009**: Ano base 2008. Brasília: Epe, 2009. 274 p. Disponível em: <[https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio\\_Final\\_BEN\\_2009.pdf](https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2009.pdf)>. Acesso em: 15 mar. 2017.

FAGHRI, A.. Heat Pipes: Review, opportunities and challenges. **Frontiers In Heat Pipes**. Storrs, p. 1-48. dez. 2014.

FAGHRI, A.. **Heat pipes science and technology**. Washington, D.c: Taylor & Francis, 1995. 874 p.

F-CHART SOFTWARE. **EES**: Overview. 2017. Disponível em: <<http://www.fchart.com/ees/>>. Acesso em: 20 out. 2017.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2008. 643 p.

LABTUCAL (Florianópolis). **Desenvolvimento de um trocador de calor assistido por termossifões**. Florianópolis: [s.i.], 2004.

LEPTEN (Florianópolis). Universidade Federal de Santa Catarina. **LABTUCAL**: Linhas de pesquisas. [20--]. Disponível em: <<http://www.lepten.ufsc.br/pesquisa/tucal/linhas.html>>. Acesso em: 20 ago. 2017.

LEPTEN (Florianópolis). Universidade Federal de Santa Catarina. **TROCATER**. 2004. Disponível em: <<https://www.lepten.ufsc.br/pesquisa/tucal/linha3/trocater.html>>. Acesso em: 20 ago. 2017.

MAGALHÃES, E. A.. **Desenvolvimento e análise de uma fornalha para aquecimento direto e indireto de ar utilizando biomassa polidispersa**. 2007. 213 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2007.

MANTELLI, M. B. H. et al. Tecnologia de termossifões aplicada a trocadores de calor de alta temperatura. In: 1º Seminário da Rede Gás & Energia, 2006, Rio de Janeiro, 2006.

MANTELLI, M. B. H. Tubos de calor e termossifões. Brasil: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012. 278 p. Notas de aula.

MANTELLI, M. B. H.; ÂNGELO, W. B.; MILANEZ, F. H. Aquecedores de GN para City-Gates Assistidos por Termossifões e Câmara de Vapor. In: 1º Seminário da Rede Gás & Energia, 2006, Rio de Janeiro, 2006.

MILANEZ, F. H. et al. Aquecimento Indireto de Gás Natural com uso de Câmaras de Vapor. In: Rio Pipeline Conference & Exposition 2005, 2005, Rio de Janeiro.

MORRIS, A.. Melhorando a eficiência energética com a tecnologia de captura térmica. **Industrial Heating**, São Paulo, v. 27, n. 1, p.38-40, abr. 2015. Trimestral. Disponível

em: <<http://revistaih.com.br/melhorando-a-eficiencia-energetica-com-a-tecnologia-de-captura-termica/>>. Acesso em: 20 out. 2017.

MURCIA, N.. **Estudo teórico e experimental em tubos de calor**. 1982. 278 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1982.

REAY, D.; KEW, P.. **Heat pipes: Theory, design and applications**. 5. ed. Oxford: Elsevier, 2010. 384 p.

### AGRADECIMENTOS

Primeiramente à minha família, principalmente aos meus pais, Cátia e Dartagnan, minha irmã Raquel e minha avó Quitéria, e a minha que sempre me apoiaram e incentivaram a nunca desistir dos meus sonhos, independente das dificuldades.

À minha cachorra Luna, que através das suas demonstrações de amor incondicional, me deu forças para continuar nos momentos mais difíceis.

Às minhas amigas, Natalia, Adrieny, Bruna, Juliana e Nágila, que sempre me ajudaram e me deram forças e principalmente, me aguentaram nesse período de fim de curso.

Ao professor Fernando Henrique Milanese, pela disposição e auxílio no desenvolvimento deste trabalho.

À Universidade Federal de Santa Catarina pela oportunidade de realização do curso de Engenharia de Energia, assim também como pelo acesso aos materiais necessários.