

**UNIRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM MATEMÁTICA DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E  
TUBOS**

**ARTHUR VIANA DOS SANTOS NETO**

**Orientador: PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA**

**Trabalho de Conclusão de Curso apresentado  
à Faculdade de Engenharia Mecânica da  
UniRV - Universidade de Rio Verde, como  
parte das exigências para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica.**

**RIO VERDE – GOIÁS**

**2014**

**UNIRV – UNIVERSIDADE DE RIO VERDE  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM MATEMÁTICA DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E  
TUBOS**

**ARTHUR VIANA DOS SANTOS NETO**

**Orientador: PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA**

**Trabalho de Conclusão de Curso apresentado  
à Faculdade de Engenharia Mecânica da  
UniRV - Universidade de Rio Verde, como  
parte das exigências para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica.**

**RIO VERDE – GOIÁS**

**2014**

Santos Neto, Arthur Viana dos

Modelagem matemática de trocadores de calor tipo casco e tubos /Arthur Viana dos Santos Neto – Rio Verde. – 2014.

64f.: il.. ; 27 cm

Monografia para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica apresentada à Universidade de Rio Verde – UNIRV, Faculdade de Engenharia Mecânica, 2014.

Orientador: Prof. Paulo Henrique Pimenta Neves.

1. Trocador de calor. 2. Convecção. 3. Vazão mássica.



**UNIVERSIDADE DE RIO VERDE**

CRENCIADA PELO DECRETO Nº 5.971 DE 02 DE JULHO DE 2004

Fazenda Fontes do Saber  
Campus Universitário  
Rio Verde - Goiás

Cx. Postal 104 - CEP 75901-970  
CNPJ 01.815.216/0001-78  
I. E. 10.210.819-6 / I.M. 021.407

Fone (64) 3620-2200  
e-mail fesurv@fesurv.br  
www.fesurv.br

**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM MATEMÁTICA DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E  
TUBOS**

**ARTHUR VIANA DOS SANTOS NETO**

Esta monografia foi julgada adequada para a obtenção do grau de **BACHAREL EM  
ENGENHARIA MECÂNICA** e aprovada em sua forma final.

**Prof. PAULO HENRIQUE NEVES PIMENTA**

**Orientador**

**Prof. Edson Roberto da Silva**

Examinador

**Prof. Rodrigo Francisco Borges Lourenço**

Examinador

**Prof. Me. João Pires de Moraes**

**Diretor da Faculdade de Engenharia Mecânica**

Rio Verde - GO

2014

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho à minha família, principalmente aos meus pais, Luiz Alexandre dos Santos e Marlene de Fátima Silva Santos, que sempre acreditaram e confiaram na minha capacidade, me ensinaram a superar as dificuldades da vida e me deram forças nos momentos mais difíceis. Dedico, também, aos meus avós, tios, tias, primos, primas e todos outros familiares, que sempre torceram pela minha ‘vitória’, assim como meus pais. Dedico, em especial, ao meu avô Arthur Viana dos Santos (in memória), que além ter sido meu único vô que conheci, também herdei o mesmo nome com muita honra e responsabilidade, e isto me dá mais força e vontade de trilhar um caminho de conquistas, como foi até aqui.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço, primeiramente, a Deus por tudo que eu tenho e também por me dar forças para superar todos os desafios na minha vida, principalmente a conquista de ser engenheiro mecânico.

A toda minha família, principalmente os meus pais, Luiz Alexandre dos Santos e Marlene de Fátima Silva Santos, e minhas irmãs, Mariana Silva Santos e Morgana Silva dos Santos, por sempre me apoiarem e acreditarem na minha capacidade.

Ao meu amigo Brunner, que mesmo alguns dizendo que irmão não se escolhe, eu o escolhi como irmão. Ele sempre acreditou em mim e me ajudou quando precisei.

Ao meu orientador, professor Paulo Henrique Neves Pimenta, por me ajudar a superar mais um desafio na vida, como o desenvolvimento deste trabalho; além de tudo, por ser também um excelente professor, com muita capacidade para elevar o curso de engenharia mecânica entre os melhores da Universidade, com alto nível de ensino.

A todos os outros professores que me deram aula, contribuíram muito para meu desenvolvimento e nível de conhecimento. Quero deixar um agradecimento especial aos meus professores do 4º Período, época em que me ausentei por um longo tempo e mesmo assim me ajudaram a recuperar o tempo perdido, com total aprovação das matérias.

Aos meus amigos: Evandro, Florêncio, Helgner, Marcelo Luiz, Marcos Flávio, Paulo Rogério e Weslei; que também são meus colegas, por sempre estarmos juntos, auxiliando um ao outro, principalmente nas dificuldades.

Aos meus outros colegas que tive a oportunidade de estudar e fazer alguns trabalhos juntos.

A todos que participaram comigo da equipe Xtreme Racing, nas competições Rolimã Racing e Mini Baja da UniRV.

A todas outras pessoas que me ajudaram e estiveram comigo em determinados momentos.

## RESUMO

SANTOS NETO, A. V. dos. **MODELAGEM MATEMÁTICA DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS**. 2014. 64f. Trabalho de Conclusão de Curso<sup>1</sup> (Graduação em Engenharia Mecânica) – UNIRV – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2014.

Trocadores de calor são mecanismos que permitem a troca de calor entre dois fluidos que se encontram com temperaturas diferentes, sem misturá-los. Dentre as muitas formas de construção dos trocadores de calor, o tipo mais comum, graças a sua vasta aplicabilidade, é o trocador de calor tipo casco e tubos. O presente trabalho apresenta uma modelagem matemática do funcionamento de um trocador de calor tipo casco e tubos pelo método da diferença de temperatura média logarítmica através de um programa na linguagem do Fortran, com isso, apresenta os parâmetros de desempenho para avaliar a eficácia do equipamento. Foram avaliadas as variações causadas na área de troca térmica, decorrentes da mudança das temperaturas de saída e entrada dos fluídos, empregadas para projetar esse equipamento ou prever o seu desempenho operando sob condições especificadas. Quando foram fixadas a área do trocador de calor de casco e tubo e as vazões mássicas de óleo e de água, constatou-se que as temperaturas variavam-se proporcionalmente entre si. Com apenas a vazão mássica do óleo fixa, notou-se que a vazão mássica da água é influenciada apenas pelas diferenças de temperaturas, tanto da água quanto do óleo. Em relação a área para troca térmica, notou-se que ela depende, entre outros fatores, das faixas em se encontram as temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Percebeu-se, também, a influência que o regime de escoamento da água (fluido dos tubos) tem sobre o coeficiente global de transferência de calor e, conseqüentemente, na área necessária para troca térmica.

## PALAVRAS-CHAVE

Trocador de calor, convecção, vazão mássica.

---

<sup>1</sup> **Orientador:** Prof. Paulo Henrique Neves Pimenta. Banca: Prof. Edson Roberto da Silva; Prof. Rodrigo Francisco Borges Lourenço.

## ***ABSTRACT***

SANTOS NETO, A. V. dos. **MODELING HEAT EXCHANGERS MATH TYPE HULL AND TUBES**. 2014. 64f. Work Course Conclusion<sup>2</sup> (Graduation in Mechanical Engineering) – UNIRV – University of Rio Verde, Rio Verde, 2014.

Heat exchangers are mechanisms for the exchange of heat between two fluids that are at different temperatures, without mixing them. Among the many forms of construction of the heat exchangers, the most common type, thanks to its wide applicability, is the type heat exchanger hull and tubes. This paper presents a mathematical modeling of the operation of a hull type heat exchanger tubes and the method of the average logarithmic temperature difference through a program in Fortran, therefore, presents the performance parameters to evaluate the effectiveness of the equipment. Variations were evaluated caused in the area of heat transfer, resulting from the change of the output and input temperatures of fluids, used to design such equipment or predict its performance operating under specified conditions. When they were fixed area of the hull and tube heat exchanger and the mass flow rates of oil and water, it has been found that temperatures are varied in proportion to each other. With only fixed oil mass flow, it was noted that the mass flow of water is influenced only by temperature differences, both water and oil. Regarding the area for heat transfer, it was noted that it depends, among other factors, the tracks are in the inlet temperatures and output of fluids. Also be realized that the influence of water flow regime (the pipes fluid) has on the overall coefficient of heat transfer and hence the area required for heat exchange.

## **KEYWORDS**

Heat exchanger, convection, mass flow.

---

<sup>2</sup> **Advisor:** Prof. Paulo Henrique Neves Pimenta. Examiners: Prof. Edson Roberto da Silva; Prof. Rodrigo Francisco Borges Lourenço.



## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 01	Composição de um trocador de calor tipo casco e tubos.....	17
FIGURA 02	Disposição de tubos em uma matriz tubular alinhada. ....	26
FIGURA 03	Disposição de tubos em uma matriz tubular escalonada. ....	26
FIGURA 04	Número de Nusselt e fatores de atrito para o escoamento laminar para tubos de diferentes seções transversais.....	29
FIGURA 05	Distribuições de temperaturas em trocador de calor com escoamento paralelo. ....	32
FIGURA 06	Distribuições de temperaturas em trocador de calor com escoamento contracorrente.....	35
FIGURA 07	Fatores de correção para trocadores de calor tipo casco e tubos e com escoamento cruzado. ....	37
FIGURA 08	Trocador de calor tipo casco e tubos da Usina Floresta S.A. ....	40
FIGURA 09	Módulo <i>constantes</i> .....	43
FIGURA 10	Módulo <i>data_tye</i> . ....	43
FIGURA 11	Módulo <i>declara</i> .....	44
FIGURA 12	1ª Parte do módulo <i>trocador</i> .....	44
FIGURA 13	2ª Parte do módulo <i>trocador</i> .....	45
FIGURA 14	3ª Parte do módulo <i>trocador</i> .....	45
FIGURA 15	4ª Parte do módulo <i>trocador</i> .....	46
FIGURA 16	Temperatura de entrada da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo.....	48
FIGURA 17	Temperatura de entrada da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo. ....	49
FIGURA 18	Temperatura de saída da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo.....	50
FIGURA 19	Temperatura de saída da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo.....	51

FIGURA 20	Temperatura de entrada do óleo conforme aumento da temperatura de saída da água. ....	52
FIGURA 21	Temperatura de entrada do óleo conforme aumento da temperatura de entrada da água. ....	52
FIGURA 22	Área de troca térmica conforme aumento da temperatura de saída da água. ....	55
FIGURA 23	Vazão mássica de água conforme aumento da temperatura de saída da água. ....	56
FIGURA 24	Área de troca térmica conforme aumento da temperatura de entrada do óleo. ....	58
FIGURA 25	Vazão mássica da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo. ....	59
FIGURA 26	Área de troca térmica conforme aumento da temperatura de saída do óleo. ....	61
FIGURA 27	Vazão mássica da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo. ....	62

## LISTA DE TABELAS

TABELA 01	Fatores de deposição ou incrustação representativos para alguns fluidos.....	21
TABELA 02	Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor.....	21
TABELA 03	Correlações para a determinação do número de Nulsselt em matrizes tubulares. ....	28
TABELA 04	Dados de projeto do trocador de calor tipo casco e tubos da Usina Floresta S.A.....	40
TABELA 05	Dimensões do trocador de calor tipo casco e tubos da Usina Floresta S.A.....	41
TABELA 06	Dados referentes ao funcionamento do trocador de calor da Usina Floresta S.A.....	41
TABELA 07	Propriedades da água industrial e do óleo VG 68. ....	41
TABELA 08	Valores obtidos pelo programa baseado no funcionamento real do equipamento. ....	46
TABELA 09	Dados obtidos com a variação da temperatura de saída da água. ....	53
TABELA 10	Dados obtidos com a variação da temperatura de entrada do óleo. ....	57
TABELA 11	Dados obtidos com a variação da temperatura de saída do óleo.....	60

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIACOES

$A$	Área da superfície da parede dos tubos [ $m^2$ ]
$A_a$	Área da superfície de todas as aletas [ $m^2$ ]
$A_c$	Área da seção transversal do tubo [ $m^2$ ]
$A_t$	Área da superfície total dos tubos (aletas mais base exposta) [ $m^2$ ]
$\alpha$	Difusividade térmica [ $\frac{m^2}{s}$ ]
$c_p$	Calor específico [ $\frac{J}{Kg \cdot K}$ ]
$C$	Taxa de capacidade térmica [ $\frac{W}{K}$ ]
$D$	Diâmetro [ $m$ ]
$D_h$	Diâmetro hidráulico [ $m$ ]
$DTML$	Diferença de temperaturas média logarítmica
$F$	Fator de correção da $\Delta T_{ml, CF}$
$h$	Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ]
$i$	Entalpia por unidade de massa [ $\frac{J}{Kg}$ ]
$k$	Condutividade térmica [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]
$L$	Comprimento dos tubos [ $m$ ]
$n$	Número de passes no casco do trocador de calor
$\eta_a$	Eficiência da aleta.
$\eta_o$	Eficiência global da superfície aletada
$N$	Número de tubos do trocador de calor
$Nu$	Número de Nusselt
$Nu_D$	Número de Nusselt para escoamento através de banco de tubos.
$NUT$	Número de unidades de transferência
$\dot{m}$	Vazão mássica [ $\frac{Kg}{s}$ ]
$m$	Massa [ $Kg$ ]

$\rho$	Massa específica $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$
$p$	Perímetro do tubo $[m]$
$Pr$	Número de Prandtl
$Pr_s$	Número de Prandtl de acordo com a temperatura de entrada do fluido
$q$	Taxa de transferência de calor $[W]$
$\dot{Q}$	Vazão do fluido $\left[\frac{m^3}{s}\right]$
$Re$	Número de Reynolds
$Re_D$	Número de Reynolds para escoamento através de banco de tubos
$R''_d$	Fator de deposição ou incrustação $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$
$R$	Resistência térmica $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$
$R_{parede}$	Resistência térmica da parede dos tubos $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$
$R_{total}$	Resistência térmica total $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W}\right]$
$S_D$	Passo diagonal $[m]$
$S_L$	Passo longitudinal $[m]$
$S_T$	Passo transversal $[m]$
$t$	Espessura da aleta ou da parede do tubo $[m]$
$T$	Temperatura $[K]$
$T_b$	Temperatura da superfície onde estão as aletas $[K]$
$T_\infty$	Temperatura do fluido no interior do tubo $[K]$
TEMA	Tubular Exchanger Manufactures Association
$U$	Coefficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
$\nu$	Viscosidade cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$
$\mu$	Viscosidade dinâmica $\left[\frac{Kg}{s \cdot m}\right]$
$V$	Velocidade do fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$
$V_{m\acute{a}x}$	Velocidade máxima do fluido no plano transversal do banco de tubos $\left[\frac{m}{s}\right]$
$\Delta T$	Diferença ou variação de temperaturas entre os fluidos quente e frio $[K]$
$\Delta T_m$	Média apropriada de diferença de temperaturas $[K]$
$\Delta T_{ml}$	Diferença de temperaturas média logarítmica $[K]$

$\Delta T_{ml, CF}$  Diferença de temperaturas média logarítmica de um trocador de calor tipo casco e tubo considerado contracorrente para efeito de cálculos [K]

$x$  Comprimento da seção [m]

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	15
1.1 Objetivo .....	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	17
2.1 Trocadores de calor tipo casco e tubos.....	17
2.2 Coeficiente global de transferência de calor.....	19
2.3 Número de Reynolds .....	23
2.4 Número de Prandtl.....	24
2.5 Número de Nusselt .....	25
2.6 Coeficiente de transferência de calor externo ( <b>he</b> ).....	25
2.7 Coeficiente de transferência de calor interno ( <b>hi</b> ) .....	28
2.7.1 Escoamento laminar no interior dos tubos .....	28
2.7.2 Escoamento turbulento no interior dos tubos .....	29
2.8 Método da diferença de temperatura média logarítmica .....	30
2.8.1 Trocadores de calor com escoamento paralelo.....	31
2.8.2 Trocadores de calor com escoamento contracorrente.....	35
2.8.3 Fator de correção da diferença de temperatura média logarítmica para trocadores de calor tipo casco e tubos .....	36
3 ESTUDO DE CASO E RESULTADOS .....	39
3.1 Equipamento em funcionamento .....	39
3.2 Metodologia aplicada .....	42
3.2.1 Funcionamento real .....	46
3.2.2 Área fixa .....	48
3.2.2.1 Temperatura de entrada da água de acordo com a variação das temperaturas do óleo.....	48
3.2.2.2 Temperatura de saída da água de acordo com a variação das temperaturas do óleo.....	50
3.2.2.3 Temperatura de entrada do óleo em função da variação das temperaturas da água.....	51

3.2.3 Vazão mássica do óleo fixa .....	53
3.2.3.1 Variação da temperatura de saída da água.....	53
3.2.3.2 Variação da temperatura de entrada do óleo .....	56
3.2.3.3 Variação da temperatura de saída do óleo .....	59
CONCLUSÃO.....	63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	64



## 1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são mecanismos que permitem a troca de calor entre dois fluidos que se encontram com temperaturas diferentes, sem misturá-los. Eles têm uma ampla aplicação, principalmente em processos industriais, como: na indústria petroquímica em geral, na geração de potência em usinas sucroalcooleiras, aquecimento e refrigeração de ar nas indústrias alimentícias, entre várias outras aplicações.

Eles podem ser usados para evitar o desperdício de energia que ocorre em várias indústrias, com uma fonte de calor perdida para o meio ambiente, recuperando este calor e o colocando para aquecer outra corrente do processo. Isso evita gastos maiores com a criação de outras fontes de calor, como uma fornalha.

Silva et al. (2005) falam que, em uma planta de refino de petróleo típica, pode ser encontrado um grande número destes equipamentos, desta forma, torna-se bastante úteis o uso de ferramentas computacionais que auxiliam no acompanhamento dos seus desempenhos.

Segundo Esteves (2009), trocadores de calor são equipamentos que não realizam mudança de fase dos fluidos utilizados. No caso de ocorrer mudança de fase, esses são chamados por nomes específicos, como por exemplo: condensador – tem o objetivo de resfriar um dos fluidos e condensá-lo ao escoar através do trocador de calor; evaporador ou caldeira – tem o objetivo de aquecer um dos fluidos até o mesmo se vaporizar; radiador – tem o objetivo de transferir calor para um ambiente circundante por radiação.

A troca térmica nesses equipamentos engloba: convecção em cada tubo e condução pelas paredes que separa os dois fluidos. É apropriado trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor, o qual indica o envolvimento de todos estes fatores sobre a transferência de calor em uma análise de trocadores de calor. Segundo Çengel (2009), a taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um trocador de calor depende da magnitude da diferença de temperatura, que varia ao longo do trocador de calor.

De acordo com Incropera et al. (2008), os trocadores de calor são classificados em função do seu tipo de construção e do tipo de escoamento, quando os fluidos frio e quente entram pela mesma extremidade, o escoamento será paralelo; quando os fluidos entram por

extremidades opostas, o escoamento será contracorrente; quando os fluidos escoam perpendicularmente um ao outro, o escoamento será cruzado.

Dentre as muitas formas de construção dos trocadores de calor, o tipo mais comum, graças a sua vasta aplicabilidade, é o trocador de calor tipo casco e tubos.

### **1.1 Objetivo**

O presente trabalho tem por objetivo modelar numericamente o funcionamento de trocadores de calor tipo casco e tubos pelo método da diferença de temperatura média logarítmica, através de um programa na linguagem do Fortran, com isso, apresentar os parâmetros de desempenho para avaliar a eficácia de um trocador de calor tipo casco e tubo. Avaliar as variações causadas na área de troca de calor, decorrentes da mudança das temperaturas de saída e entrada dos fluidos para esse tipo de equipamento e prever o seu desempenho operando sob condições especificadas.

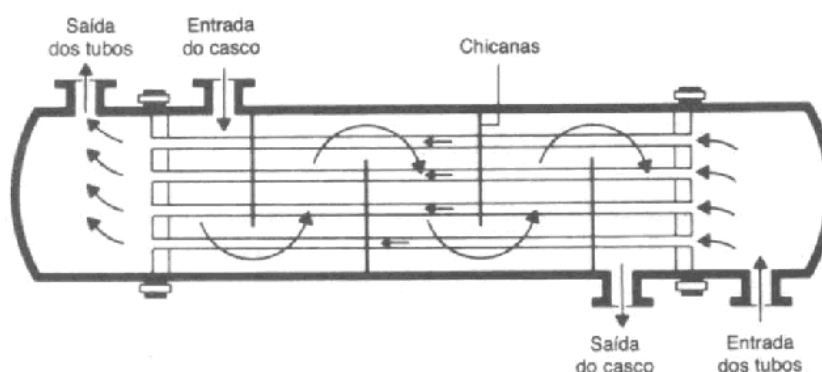
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados, de forma geral, os trocadores de calor tipo casco e tubos, desde a forma construtiva até os métodos para análise em projetos, que são encontrados na literatura.

### 2.1 Trocadores de calor tipo casco e tubos

Trocadores de calor tipo casco e tubos são os mais usados para quaisquer capacidade e condições operacionais, tais como pressões e temperaturas altas, atmosferas altamente corrosivas, fluidos muito viscosos, misturas de multicomponentes, etc. Esses equipamentos são muito versáteis, feitos de uma grande diversidade de materiais e tamanhos, e são vastamente utilizados em processos industriais. De acordo com Çengel (2009), apesar do uso generalizado, trocadores de calor tipo casco e tubos não são adequados para utilização em aplicações automotivas e aeronáuticas devido ao seu tamanho e peso relativamente grandes.

São equipamentos configurados basicamente por um feixe de tubos envolvidos por um casco, com os eixos paralelos entre si. A troca térmica ocorre com um dos fluidos passando dentro dos tubos e o outro entre o casco e o feixe. Os componentes principais dos trocadores de calor tipo casco e tubos são representados pelo cabeçote de entrada, casco, feixe de tubos e cabeçote de retorno ou saída, como mostra a figura 01.



Fonte: INCROPERA et al. (2008, p.426).

FIGURA 01: Composição de um trocador de calor tipo casco e tubos.

Para aumentar a transferência de calor e manter a mesma distância entre os tubos, são colocadas chicanas no casco, como foi mostrado na figura 01, fazendo com que o fluido entre o casco e o feixe escorra através do casco. Incropera et al. (2008) dizem que, geralmente, são instaladas chicanas para elevar o coeficiente convectivo no fluido no lado do casco, forçando turbulência e um componente de velocidade na direção do escoamento cruzado, também servem para minimizarem a vibração dos tubos imposta pelo escoamento, pois, sustentam fisicamente os tubos.

De acordo com Bicca (2006), o cabeçote de entrada também é chamado de estacionário e é ligado ao feixe de tubos, serve para a admissão e/ou descarga do fluido dos tubos e o cabeçote de retorno ou de saída realiza o retorno e/ou descarga do fluido dos tubos além de dar acabamento ao casco.

Esses trocadores de calor são classificados devido às configurações específicas que possuem, envolvendo o número de passes no casco e nos tubos. Na forma mais simples, onde os tubos passam apenas uma vez entre o casco, por exemplo, são chamados trocadores de calor de um único passe nos tubos e no casco. Nos equipamentos onde os tubos fazem uma meia volta no casco, são chamados de trocadores de calor de um único passe no casco e dois passes nos tubos. Na mesma linha de raciocínio, os equipamentos que inclui dois passes no casco e quatro nos tubos, são chamados de trocadores de calor de dois passes no casco e quatro passes nos tubos.

Existe uma classificação alfabética dos componentes que constituem esses trocadores, atribuída pelas normas TEMA (1988). Os trocadores de calor tipo casco e tubos são identificados por três letras que correspondem às partes: tipo de cabeçote estacionário (A, B, C, N, D), tipo de casco (E, F, H, J, K, X), tipo de cabeçote de retorno (L, M, N, P, S, T, U, W). Além disso, possuem também uma indicação numérica do seu tamanho, que designam, respectivamente, a medida do diâmetro interno do casco e do comprimento nominal (BICCA, 2006).

Existem vários métodos para simular o comportamento desses tipos de equipamentos, dentre eles existem os métodos da efetividade NUT e o método da diferença de temperatura média logarítmica.

Silva et al. (2005) desenvolveram um algoritmo para simular o comportamento de trocadores de calor tipo casco e tubos utilizando o método da diferença de temperatura média logarítmica. O algoritmo criado descreve o comportamento de trocadores de calor com mudança de fase como condensadores e evaporadores. Com base nas simulações realizadas observa-se os parâmetros básicos da performance do equipamento, como carga térmica,

temperaturas de saída, etc., assim como perfis das variáveis de estado ao longo dos trocadores.

## 2.2 Coeficiente global de transferência de calor

Çengel (2009) diz que em um trocador de calor, os fluidos envolvidos são separados por uma parede sólida. A troca térmica acontece com o calor transferido do fluido quente para a parede por convecção, depois atravessa toda a parede por condução e enfim da parede para o fluido frio por convecção novamente. Toda interferência da radiação é incluída no coeficiente de transferência de calor por convecção.

Incropera et al. (2008) dizem que o coeficiente global de transferência de calor é definido em função da resistência térmica total entre duas correntes de fluidos e ele é impreciso mais essencial na análise de trocadores de calor. A imprecisão desse coeficiente se deve ao fato que as equações obtidas na literatura consideram somente as paredes limpas e sem aletas, o que dificilmente acontece em trocadores de calor ao longo da operação normal. Como a parede dos tubos é cilíndrica, a resistência térmica da parede do tubo é:

$$R_{parede} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} \quad (1)$$

Onde os subscritos  $e$  e  $i$  representam, respectivamente, as superfícies externa e interna dos tubos,  $D$  é o diâmetro do tubo,  $k$  é a condutividade térmica do material e  $L$  é o comprimento dos tubos.

Com isso, a resistência térmica total é representada por:

$$R_{total} = R_i + R_{parede} + R_e \quad (2)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (3)$$

Onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção e  $A$  é a área das superfícies das paredes dos tubos. As áreas externa e interna são dadas pelas equações:  $A_e = \pi D_e L$ ,  $A_i = \pi D_i L$ .

Incropera et al. (2008), afirmam que os trocadores de calor sempre, quando estão em serviço, estão sujeitos a diversas reações entre o fluido e o material constituinte da parede, como à deposição de impurezas dos fluidos e formação de ferrugem. Essas reações afetam, notoriamente, aumentando a resistência de transferência de calor entre os fluidos, formando um filme ou incrustação na superfície da parede dos tubos, que com o passar do tempo, diminui a capacidade térmica dos trocadores de calor. Com isso, torna-se necessário considerar uma resistência térmica adicional, chamada fator de deposição ou incrustação,  $R_d$ , cujo seu valor depende da temperatura de operação, da velocidade do fluido e do tempo de operação do trocador de calor. Çengel (2009) diz que é indicado associar todas as resistências térmicas no caminho do fluxo de calor. Considerando a adição da resistência do fator de incrustação, associada à equação 3, a resistência térmica total fica:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R''_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (4)$$

Onde  $R''_d$  é o fator de deposição ou incrustação.

De acordo com Çengel (2009), em um trocador de calor novo, o fator de deposição ou incrustação é zero, este fator aumenta conforme ocorre a deposição de sólidos nas paredes desse equipamento.

Portanto, a equação para determinar o coeficiente global de transferência de calor é:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R_{total} \quad (5)$$

Onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor e  $U_i A_i = U_e A_e$ , sendo que  $U_i \neq U_e$  e  $A_i \neq A_e$ .

Incropera et al. (2008) dizem que, quando as paredes são delgadas e com alta condutividade térmica, é comum desprezar a resistência das paredes. De acordo com Çengel (2009), quando a espessura da parede do tubo é fina e seu material possui alta condutividade térmica, a resistência térmica da parede pode ser desprezada e as superfícies internas e externas dos tubos são semelhantes, portanto, a equação para o coeficiente global de transferência de calor pode ser:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (6)$$

Associando-se a equação 4 com a 5, o coeficiente global de transferência de calor para trocadores de calor não-aletados fica:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R''_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (7)$$

As tabelas 01 e 02 apresentam, respectivamente, os valores representativos para os fatores de deposição e para o coeficiente global de transferência de calor.

TABELA 01: Fatores de deposição ou incrustação representativos para alguns fluidos.

<b>Fluido</b>	<b>R''<sub>d</sub> [m<sup>2</sup>·K/W]</b>
Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (abaixo de 50 °C)	0,0001
Água do mar e água de alimentação tratada para caldeira (acima de 50 °C)	0,0002
Vapor (livre de óleo)	0,0001
Óleo 68	0,0005
Refrigerantes (líquido)	0,0002
Refrigerantes (vapor)	0,0004
Ar	0,0004

Fonte: ÇENGEL (2009, p.617).

TABELA 02: Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor.

<b>Fluidos envolvidos</b>	<b>U [W/m<sup>2</sup>·K]</b>
Água-água	850-1700
Água-óleo	100-350
Água-gasolina ou querosene	300-1000
Vapor-óleo combustível leve	200-400
Vapor-óleo combustível pesado	50-200
Condensador de vapor	1000-6000
Condensador de amônia (resfriado a água)	800-1400
Condensador de álcool (resfriado a água)	250-700
Trocador de calor com tubos aletados (água nos tubos, ar em escoamento cruzado).	25-50

Fonte: ÇENGEL (2009, p.615).

Segundo Incropera et al. (2008), é comum adicionar aletas às superfícies em contato com um ou os dois fluidos, com o objetivo de aumentar a área de transferência térmica e de reduzir a resistividade de transferência de calor por convecção. Assim, para trocadores de calor aletados, a equação para determinar o coeficiente global de transferência de calor é:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_i} + \frac{R''_{d,i}}{(\eta_o A)_i} + R_p + \frac{R''_{d,e}}{(\eta_o A)_e} + \frac{1}{(\eta_o h A)_e} \quad (8)$$

Onde  $\eta_o$  é a eficiência global da superfície aletada.

Incropera et al. (2008) dizem que a eficiência global da superfície ou efetividade da temperatura de uma superfície aletada é definida de tal forma que, para a superfície do lado frio ou quente desde que sem deposição, a taxa de transferência de calor é:

$$q = \eta_o h A (T_b + T_\infty) \quad (9)$$

Onde  $T_b$  é a temperatura da superfície onde estão as aletas e  $T_\infty$  é a temperatura do fluido no interior do tubo.

O Valor de  $\eta_o$  é representado a seguir:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_a}{A_t} (1 - \eta_a) \quad (10)$$

Onde  $A_a$  é a área da superfície de todas as aletas,  $A_t$  é a área da superfície total dos tubos (aletas mais a base exposta) e  $\eta_a$  é a eficiência da aleta.

A eficiência de uma única aleta é representada a seguir:

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (11)$$

Onde  $m = (2h/kt)^{1/2}$  e  $t$  é a espessura da aleta.

Incropera et al. (2008) dizem que em trocadores de calor, quando um dos coeficientes convectivos é muito maior do que o outro, ele domina a determinação do coeficiente global de transferência de calor. Isto acontece, por exemplo, quando a troca térmica for entre um gás e um líquido, o coeficiente de calor será muito menor no lado do gás, sendo necessária a utilização de aletas no lado do gás, pois ajuda na melhora da convecção.

De acordo com Çengel (2009), o tipo mais comum de incrustação é a deposição de sólidos, presentes nos fluidos, nas superfícies das paredes dos tubos. Por causa disso, a água deve ser sempre tratada e todo o seu conteúdo sólido deve ser retirado antes de entrar em operação no sistema. Outra forma de incrustação, é a corrosão e outras incrustações químicas,



muito comuns em indústrias químicas, onde os produtos derivados de reações químicas se aglomeram na superfície dos tubos. Uma forma de evitar estes tipos de incrustações é o revestimento dos tubos metálicos com vidros ou a utilização de tubos plásticos em vez de metálicos. Existem várias outras formas de incrustações e uma maneira comum de diminuí-las ou eliminá-las, é uma frequente limpeza nesses equipamentos.

Quando é provável a ocorrência de incrustações, elas devem ser sempre consideradas em um projeto e seleção do tipo de trocador de calor para ser utilizado. Como consequência, deve ser escolhido um trocador de calor maior e mais caro para garantir a troca térmica necessária, mesmo com o surgimento de incrustações (ÇENGEL, 2009).

### 2.3 Número de Reynolds

Çengel (2009) diz que na prática, a maior parte dos escoamentos é turbulento. A ocorrência do escoamento laminar acontece em tubos pequenos ou em passagens estreitas, com fluidos com alta viscosidade, como os óleos.

De acordo com Incropera et al. (2008), o número de Reynolds é um parâmetro adimensional que permite caracterizar o regime do escoamento no interior dos tubos, e depende principalmente da razão das forças de inércia para as forças viscosas do fluido, sendo expresso pela seguinte equação:

$$Re = \frac{V D_i \rho}{\mu} \quad (12)$$

Onde  $V$  é a velocidade do fluido,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido.

No caso de tubos não circulares, Çengel (2009) diz que o número de Reynolds, o número de Nusselt e o fator de atrito, são baseados no diâmetro hidráulico  $D_h$  que é dado por:

$$D_h = \frac{4 A_c}{p} \quad (13)$$

Onde  $A_c$  é a área da seção transversal do tubo e  $p$  é o perímetro do tubo.

De acordo com Bicca (2006) e Çengel (2009), número de Reynolds menores que 2300 indicam escoamento laminar; números de Reynolds entre 2300 e 10000 indicam regime

de transição de escoamento laminar para turbulento; e número de Reynolds maiores que 10000 indicam escoamento turbulento.

Çengel (2009, p.365) diz que o regime laminar é “caracterizado pelas linhas de corrente suaves e movimento altamente ordenado”. De acordo com Bicca (2006), este tipo de escoamento deve ser sempre que possível evitado, pois, os coeficientes de troca de calor são comparativamente baixos.

Bicca (2006) diz que o regime de transição de escoamento laminar para turbulento é caracterizado, quando comparado ao regime laminar, por uma maior velocidade de escoamento e maior turbulência nas partículas dos fluidos, com isso, maiores coeficientes de transferência de calor.

Çengel (2009, p.365) diz que o regime turbulento é “caracterizado por flutuações de velocidade e movimento altamente desordenado”. Diz ainda, que devido à intensa mistura do fluido neste tipo de escoamento, a transferência de calor e a quantidade de movimento entre partículas do fluido aumentam, fazendo com que a força de atrito na superfície e a taxa de transferência de calor por convecção também aumentem.

## 2.4 Número de Prandtl

De acordo com Çengel (2009), o número de Prandtl é um parâmetro adimensional que relaciona as espessuras relativas das camadas limite hidrodinâmica e térmica, definido pelas seguintes equações:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (14)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (15)$$

Onde  $\nu = \mu/\rho$ ,  $\alpha$  é a difusividade térmica,  $\nu$  é a viscosidade cinemática e  $c_p$  é o calor específico.

De acordo com Bicca (2006), o número de Prandtl é um parâmetro de grande importância na transferência de calor e é uma função somente das propriedades físicas do fluido relacionando a distribuição de velocidade e de temperatura.

## 2.5 Número de Nusselt

Çengel (2009) diz que é comum o ato de adimensionalizar o coeficiente de transferência de calor usando o número de Nusselt.

De acordo com Bicca (2006), em um projeto e na análise de um trocador de calor, o número de Nusselt é necessário, pois, está relacionado com o coeficiente convectivo de transferência de calor entre a parede do conduto e o fluido que escoar em seu interior e exterior, representado pela seguinte equação:

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (16)$$

Segundo Çengel (2009), o número de Nusselt representa o aumento da transferência de calor através de uma camada de fluido em toda a camada e quanto maior for o número de Nusselt, mais eficiente será a convecção.

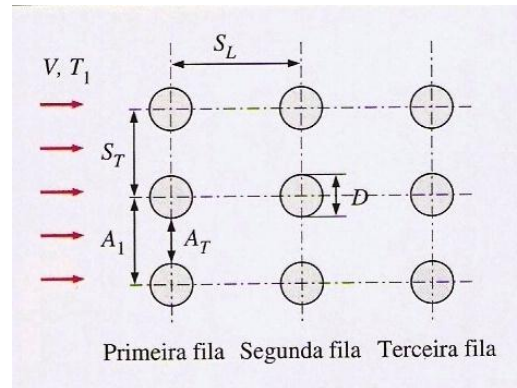
Bicca (2006) diz que o número de Nusselt é uma função dos números de Reynolds, que determina o tipo de escoamento, e de Prandtl, que representa as propriedades físicas do fluido.

## 2.6 Coeficiente de transferência de calor externo ( $h_e$ )

Trocadores de calor tipo casco e tubos são constituídos por um banco de tubos, colocados em um casco onde um dos fluidos escoar através do espaço entre os tubos e o casco.

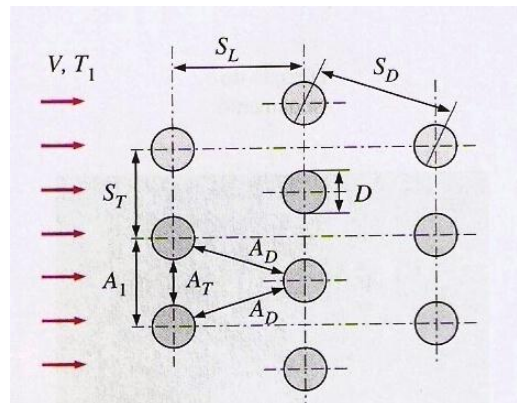
Çengel (2009) diz que ao analisar a transferência de calor em um banco de tubos, devem-se considerar todos os tubos do feixe de uma só vez, pois eles afetam o padrão do escoamento e o nível de turbulência por onde escoar o fluido.

De acordo com Çengel (2009), em um banco de tubos, os tubos geralmente são organizados em linha ou escalonados, na direção do escoamento, com o diâmetro do tubo usado como comprimento característico e o arranjo destes, é caracterizado pelo passo transversal  $S_T$ , passo longitudinal  $S_L$  e passo diagonal  $S_D$ , entre o centro dos tubos, como mostram as figuras 02 e 03.



Fonte: ÇENGEL(2009, p. 418).

FIGURA 02: Disposição de tubos em uma matriz tubular alinhada.



Fonte: ÇENGEL(2009, p. 418).

FIGURA 03: Disposição de tubos em uma matriz tubular escalonada.

Segundo Çengel (2009), o passo diagonal é dado pela equação:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (17)$$

Quando o fluido entra no feixe de tubos, a área de escoamento entre os tubos diminui de  $A_l = S_T L$ , para  $A_r = (S_T - D)L$ , como resultado disto, aumenta a velocidade de escoamento dos fluidos.

De acordo com Çengel (2009), para feixe de tubos arranjados de forma escalonada, se as fileiras de tubos estão muito perto entre si, a velocidade pode aumentar ainda mais na região diagonal. As características de escoamento nos bancos de tubos são dominadas pela velocidade máxima que acontece dentro do banco de tubos. Sendo o número de Reynolds denominado a partir da velocidade máxima, como a seguinte equação:

$$Re = \frac{V_{m\acute{a}x} D_i \rho}{\mu} \quad (18)$$

Onde  $V_{m\acute{a}x}$  é a velocidade máxima do fluido.

De acordo com Çengel (2009, p.418) “a velocidade máxima é determinada a partir da exigência da conservação da massa para escoamento permanente incompressível”. Para o arranjo de tubos em linha, a velocidade máxima é dada pela seguinte equação:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_r}{S_r - D} V \quad (19)$$

Para arranjo de tubos escalonado, se  $2A_D > A_r$  a velocidade máxima pode ser calculada pela equação 19, no entanto, se  $2A_D < A_r$  ou se  $2(S_D - D) < (S_r - D)$ , a velocidade máxima é dada pela seguinte equação:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_r}{2(S_D - D)} V \quad (20)$$

Segundo Çengel (2009), as características do escoamento na primeira fileira é semelhante ao escoamento em torno de um único tubo, principalmente quando os tubos encontram-se mais afastados entre si. A cada fileira subsequente, o coeficiente de transferência de calor aumenta juntamente com o nível de turbulência, no entanto, não há um aumento tão expressivo no nível de turbulência que venha a aumentar significativamente o coeficiente de transferência de calor, então esse se mantém constante.

Çengel (2009) diz que o número de Nusselt, para o escoamento através de bancos de tubos, devem-se usar correlações cuja forma geral, proposta por Zukauskas, é a seguinte equação:

$$Nu_D = \frac{h_e D}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0,25} \quad (21)$$

Neste caso os valores de  $C$ ,  $m$  e  $n$  dependem do número de Reynolds, como mostra a tabela 03. O valor de  $Pr_s$  deve ser avaliado de acordo com a temperatura de entrada do fluido, enquanto os demais valores devem ser avaliados considerando a temperatura média entre a entrada e a saída do fluido.

TABELA 03: Correlações para a determinação do número de Nusselt em matrizes tubulares.

Arranjo	Faixa de $Re_D$	Correlação
Em linha	0 – 100	$Nu_D = 0,9 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	100 – 1000	$Nu_D = 0,52 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1000 – $2 \cdot 10^5$	$Nu_D = 0,27 Re_D^{0,63} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	$2 \cdot 10^5$ – $2 \cdot 10^6$	$Nu_D = 0,033 Re_D^{0,8} Pr^{0,4} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
Escalonado	0 – 500	$Nu_D = 1,04 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	500 – 1000	$Nu_D = 0,71 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1000 – $2 \cdot 10^5$	$Nu_D = 0,35 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	$2 \cdot 10^5$ – $2 \cdot 10^6$	$Nu_D = 0,31 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,8} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$

Fonte: ÇENGEL (2009, p.419).

## 2.7 Coeficiente de transferência de calor interno ( $h_i$ )

De acordo com Çengel (2009), o escoamento interno de tubos pode ser laminar ou turbulento, dependendo das condições do escoamento. O coeficiente de transferência de calor interno depende do regime de escoamento e este depende do número de Reynolds, como mostrado anteriormente.

Incropera et al. (2008, p.308) diz que “um escoamento interno, como o escoamento no interior de um tubo, é aquele no qual o fluido encontra-se confinado por uma superfície”.

### 2.7.1 Escoamento laminar no interior dos tubos

De acordo com Çengel (2009) e Incropera et al. (2008), para um escoamento laminar, caracterizado por um fluxo térmico na superfície constante e completamente desenvolvido em um tubo circular, tem-se:

$$Nu = \frac{h D}{k} = 4,36 \quad (22)$$









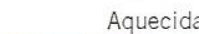


De acordo com Çengel (2009) e Incropera et al. (2008), para um escoamento laminar completamente desenvolvido e temperatura da superfície constante em um tubo circular, tem-se:

$$Nu = \frac{h D}{k} = 3,66 \quad (23)$$

Segundo Incropera et al. (2008), no escoamento laminar em tubos não-circulares, o uso de correlações de tubos circulares é menos preciso, especialmente em seções transversais definidas com cantos vivos.

No caso de tubos de diferentes seções transversais, a figura 04 representa o número de Nusselt e fatores de atrito para o escoamento laminar.

$$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$$

Seção Transversal	$\frac{b}{a}$	$(q_s'' \text{ uniforme})$	$(T_s \text{ uniforme})$	$f Re_{D_h}$
	—	4,36	3,66	64
	1,0	3,61	2,98	57
	1,43	3,73	3,08	59
	2,0	4,12	3,39	62
	3,0	4,79	3,96	69
	4,0	5,33	4,44	73
	8,0	6,49	5,60	82
	$\infty$	8,23	7,54	96
	$\infty$	5,39	4,86	96
	$\infty$	5,39	4,86	96
	—	3,11	2,49	53

Fonte: INCROPERA et al. (2008, p.326).

FIGURA 04: Número de Nusselt e fatores de atrito para o escoamento laminar para tubos de diferentes seções transversais.

### 2.7.2 Escoamento turbulento no interior dos tubos

De acordo com Çengel (2009) e Incropera et al. (2008), os escoamentos turbulentos são frequentemente utilizados por proporcionarem maior coeficiente de transferência de calor, como já citado.

De acordo com Çengel (2009) e Incropera et al. (2008), os escoamentos turbulentos são comumente utilizados na prática por proporcionarem maior coeficiente de transferência de calor.

Segundo Çengel (2009) e Incropera et al. (2008), para o escoamento turbulento no interior de tubos é preferível usar as equações de Dittus-Boelter, que são aplicadas na seguinte forma:

- para aquecimento ( $T_s > T_m$ ):

$$Nu = \frac{h_i D}{k} = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,4} \quad (24)$$

- para resfriamento ( $T_s < T_m$ ):

$$Nu = \frac{h_i D}{k} = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,3} \quad (25)$$

## 2.8 Método da diferença de temperatura média logarítmica

De acordo Çengel (2009), na análise de um trocador de calor, o método da diferença de temperatura média logarítmica é o mais adequado para alcançar uma mudança na temperatura especificada em um escoamento de vazão mássica conhecida.

Incropera et al. (2008) dizem que em um projeto ou análise de desempenho de um trocador de calor é fundamental relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas como: as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor. Desprezando-se a transferência de calor com a vizinhança e as mudanças nas energias cinética e potencial do sistema, as equações para processos contínuos em regime estacionário é a seguinte:

$$q = \dot{m}_q (i_{q, ent} - i_{q, sai}) \quad (26)$$

$$q = \dot{m}_f (i_{f, sai} - i_{f, ent}) \quad (27)$$

Onde os subscritos  $f$  e  $q$  referem-se, respectivamente, aos fluidos frio e quente, os subscritos  $ent$  e  $sai$  referem-se, respectivamente, às condições dos fluídos na entrada e saída,



$q$  é a taxa total de transferência de calor,  $\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido e  $i$  é a entalpia do fluido.

Se os fluidos não mudarem de fase e seus calores específicos forem admitidos como constantes, as equações 26 e 27 se reduzem às seguintes equações:

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (28)$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (29)$$

Onde  $T$  é a temperatura do fluido.

Incropera et al. (2008) também dizem que essas equações são independentes do sentido de escoamento do fluido e do tipo de trocador de calor, além disso as temperaturas nelas utilizadas são as temperaturas médias dos fluidos nas localizações indicadas.

De acordo com Incropera et al. (2008), uma equação pode ser obtida relacionando-se a taxa total de transferência de calor  $q$  com a variação de temperatura  $\Delta T$ , da seguinte forma:

$$q = U A \Delta T \quad (30)$$

Onde:  $\Delta T = T_q - T_f$ .

Como o valor de  $\Delta T$  varia conforme a posição no trocador de calor, esta diferença se torna inviável para efetuar uma análise de trocador de calor, desse modo, a equação 30 se reduz à seguinte equação:

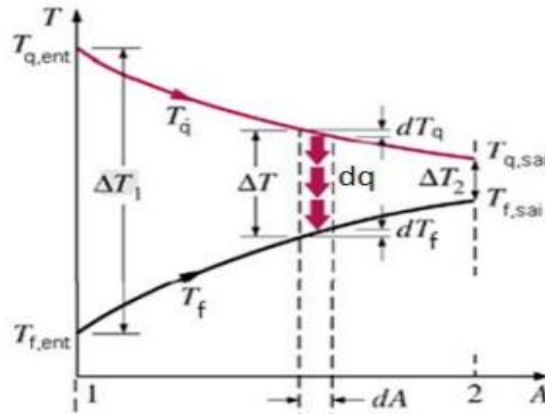
$$q = U A \Delta T_m \quad (31)$$

Onde  $\Delta T_m$  é a média apropriada de diferença de temperaturas e é obtida de forma específica.

### 2.8.1 Trocadores de calor com escoamento paralelo

Segundo Incropera et al. (2008), em um trocador de calor com escoamento paralelo, ou seja, trocadores de calor onde os fluidos escoam na mesma direção, a diferença de temperatura entre os fluidos, no momento inicial, é grande, mas esta diferença diminui conforme os fluidos vão atravessando o trocador de calor. Neste tipo de escoamento a

temperatura de saída do fluido frio nunca será maior que a temperatura do fluido quente. A figura 05 mostra a distribuição da temperatura dos fluidos quente e frio ao longo do trocador de calor com escoamento paralelo.



Fonte: ÇENGEL (2009, p.623).

FIGURA 05: Distribuições de temperaturas em trocador de calor com escoamento paralelo.

De acordo com Incropera et al. (2008), as extremidades opostas de um mesmo trocador de calor são indicadas pelos subscritos 1 e 2, para o melhor entendimento e desenvolvimento do equacionamento. Assim, tem-se para um trocador de calor com escoamento paralelo:  $T_{q,ent} = T_{q,1}$ ;  $T_{q,sai} = T_{q,2}$ ;  $T_{f,ent} = T_{f,1}$ ;  $T_{f,sai} = T_{f,2}$ .

De acordo com Çengel (2009), Incropera et al. (2008) e Bicca (2006), através de um balanço de energia em seções diferenciais dos fluidos quente e frio pode-se obter o valor de  $\Delta T_m$ . Cada seção possui um comprimento  $dx$  e uma área de transferência de calor  $dA$ , assim, análises posteriores e os balanços de energia estão sujeitos às seguintes considerações:

1. O trocador de calor está isolado termicamente da vizinhança, com ocorrência de troca térmica apenas entre os fluidos frio e quente;
2. É desprezível a condução axial ao longo dos tubos;
3. São desprezíveis as variações de energias cinética e potencial;
4. Os calores específicos dos fluidos serão sempre os mesmos, ou seja, serão constantes;
5. O coeficiente global de transferência de calor não modifica.

Bicca (2006) faz ainda, as seguintes considerações:

1. A história térmica de cada partícula é a mesma;
2. Não existe mudança de fase no trocador.

Incropera et al. (2008) dizem que os valores dos calores específicos podem mudar de acordo com a temperatura, e o coeficiente global de transferência de calor pode variar devido

a mudanças nas propriedades dos fluidos e nas condições do escoamento, no entanto, na maioria das aplicações, essas variações não são significativas, tornando-se mais simples trabalhar com valores médios para  $c_{p,q}$ ,  $c_{p,f}$  e  $U$ .

De acordo com Bicca (2006), Çengel (2009) e Incropera et al. (2008), a partir das considerações citadas anteriormente, realiza-se o balanço de energia em uma seção da área de troca de calor da figura 05 com as seguintes equações:

$$dq = -\dot{m}_q c_{p,q} dT_q = -C_q dT_q \quad (32)$$

$$dq = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f = C_f dT_f \quad (33)$$

Onde  $C$  é a taxa de capacidade térmica.

Assim, a taxa de perda de calor do fluido quente em qualquer seção do trocador de calor é igual à taxa de ganho de calor do fluido frio nessa seção. Essas equações podem ser integradas ao longo do trocador de calor, fornecendo-se assim os balanços de energia representados pelas equações 28 e 29. Desse modo, a transferência de calor através da área  $dA$ , pode ser dada pela seguinte equação:

$$dq = U \Delta T dA \quad (34)$$

A determinação da forma integrada da equação 34 começa pela substituição das equações 32 e 33 na forma diferencial de  $\Delta T$ :

$$d(\Delta T) = dT_q - dT_f \quad (35)$$

Obtendo-se:

$$d(\Delta T) = -dq \left( \frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (36)$$

Substituindo-se  $dq$ , a partir da equação 34 e integrando ao longo do trocador de calor, tem-se:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left( \frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \int_1^2 dA \quad (37)$$

Também pode ser escrita na seguinte forma:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U A \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f}\right) \quad (38)$$

Substituindo-se  $C_q$  e  $C_f$  pelas equações 28 e 29, tem-se:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U A \left(\frac{T_{q, ent} - T_{q, sai}}{q} + \frac{T_{f, sai} - T_{f, ent}}{q}\right) \quad (39)$$

Ou:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -\frac{UA}{q} [(T_{q, ent} - T_{f, ent}) + (T_{q, sai} - T_{f, sai})] \quad (40)$$

Como o trocador de calor da figura 05 é paralelo,  $\Delta T_1 = (T_{q, ent} - T_{f, ent})$  e  $\Delta T_2 = (T_{q, sai} - T_{f, sai})$ , com isso, obtém-se:

$$q = U A \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (41)$$

Ao comparar a equação 41 com a equação 31, conclui-se que a diferença de temperatura média apropriada é uma média logarítmica das diferenças de temperaturas  $\Delta T_{mi}$ , desse modo, pode-se obter a seguinte equação:

$$q = U A \Delta T_{mi} \quad (42)$$

Onde:

$$\Delta T_{mi} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (43)$$

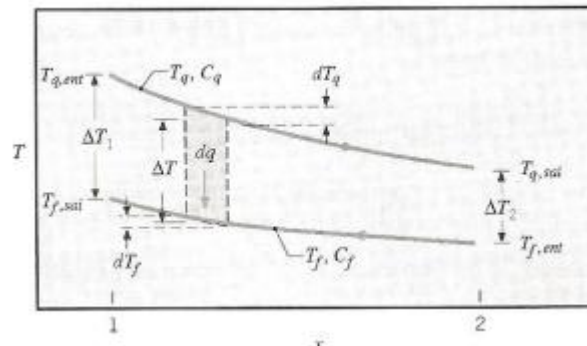
Incropera et al. (2008) fazem as seguintes considerações para um trocador de calor com escoamento paralelo:

$$\Delta T_1 = (T_{q, ent} - T_{f, ent}) \quad (44)$$

$$\Delta T_2 = (T_{q, sai} - T_{f, sai}) \quad (45)$$

### 2.8.2 Trocadores de calor com escoamento contracorrente

Segundo Incropera et al. (2008) e Çengel (2009), em um trocador de calor com escoamento contracorrente, ou seja, trocadores de calor onde os fluidos escoam em direções opostas, ocorre a transferência de calor entre as parcelas mais quentes dos fluidos em uma extremidade, e das parcelas mais frias na outra extremidade; por isso, a diferença de temperatura entre os fluidos ao longo do trocador não é tão grande quanto na entrada de um trocador de calor com escoamento paralelo. Neste tipo de escoamento, a temperatura de saída do fluido frio pode ser maior que a temperatura de saída do fluido quente, porém, a temperatura de saída do fluido frio nunca pode ser maior que a temperatura de entrada do fluido quente. A figura 06 mostra a distribuição da temperatura dos fluidos quente e frio ao longo do trocador de calor com escoamento contracorrente.



Fonte: INCROPERA et al. (2008, p.430).

FIGURA 06: Distribuições de temperaturas em trocador de calor com escoamento contracorrente.

De acordo com Incropera et al. (2008), as equações 28 e 29 se aplicam a todo tipo de trocador de calor e com a análise feita no estudo da diferença de temperatura média logarítmica de um trocador com escoamento paralelo, as equações 42 e 43 também podem ser utilizadas na análise de um trocador de calor contracorrente, no entanto as diferenças de temperaturas passarão a ser:

$$\Delta T_1 = (T_{q, ent} - T_{f, sai}) \quad (46)$$

$$\Delta T_2 = (T_{q, sai} - T_{f, ent}) \quad (47)$$

Incropera et al. (2008) dizem que em um trocador de calor com configuração contracorrente, para as mesmas temperaturas de entrada e saída, o valor de  $\Delta T_{ml}$  é maior que na configuração de escoamento paralelo. Com isso, admitindo-se, para os dois tipos de arranjos, um mesmo valor para o coeficiente global de transferência de calor, a área de troca térmica necessária para ter um taxa de transferência de calor  $q$ , é menor na configuração contracorrente, ou seja, um trocador de calor com escoamento contracorrente permite uma maior transferência de calor entre os fluidos que um trocador de calor com escoamento paralelo com mesma área de troca térmica.

### 2.8.3 Fator de correção da diferença de temperatura média logarítmica para trocadores de calor tipo casco e tubos

Çengel (2009) diz que a relação da diferença de temperatura média logarítmica  $\Delta T_{ml}$  limita-se apenas aos trocadores de calor com escoamento puramente contracorrente ou puramente paralelo. No caso de trocadores de calor com escoamento cruzado e tipo casco e tubo com múltiplos passes, o equacionamento obtido é muito complexo devido às condições do escoamento. Nestes casos, em função das combinações de fluxos e das diferentes geometrias desses equipamentos, a diferença média de temperatura equivalente, compreende com a diferença de temperatura média logarítmica para fluxo contracorrente; desse modo deve-se relacionar a diferença de temperatura média logarítmica para o escoamento contracorrente com um fator de correção  $F$ , como na seguinte equação:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml, CF} \quad (48)$$

Onde o subscrito  $CF$  indica a condição da  $\Delta T_{ml}$  para um trocador de calor contracorrente.

O fator de correção depende da configuração do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio. O  $\Delta T_{ml, CF}$  é determinado como a diferença de temperatura média logarítmica de um trocador de calor, considerando o trocador de calor, sendo de escoamento contracorrente, utilizando-se os mesmos valores para as temperaturas de entrada e saída.

Çengel (2009) diz que esse fator de correção sempre será  $F \leq 1$ , sendo que  $F = 1$  corresponderá a um trocador de calor contracorrente. O fator  $F$  para trocadores de calor casco e tubos e tubos é obtido na figura 07, em função de duas razões de temperaturas  $P$  e  $R$ .

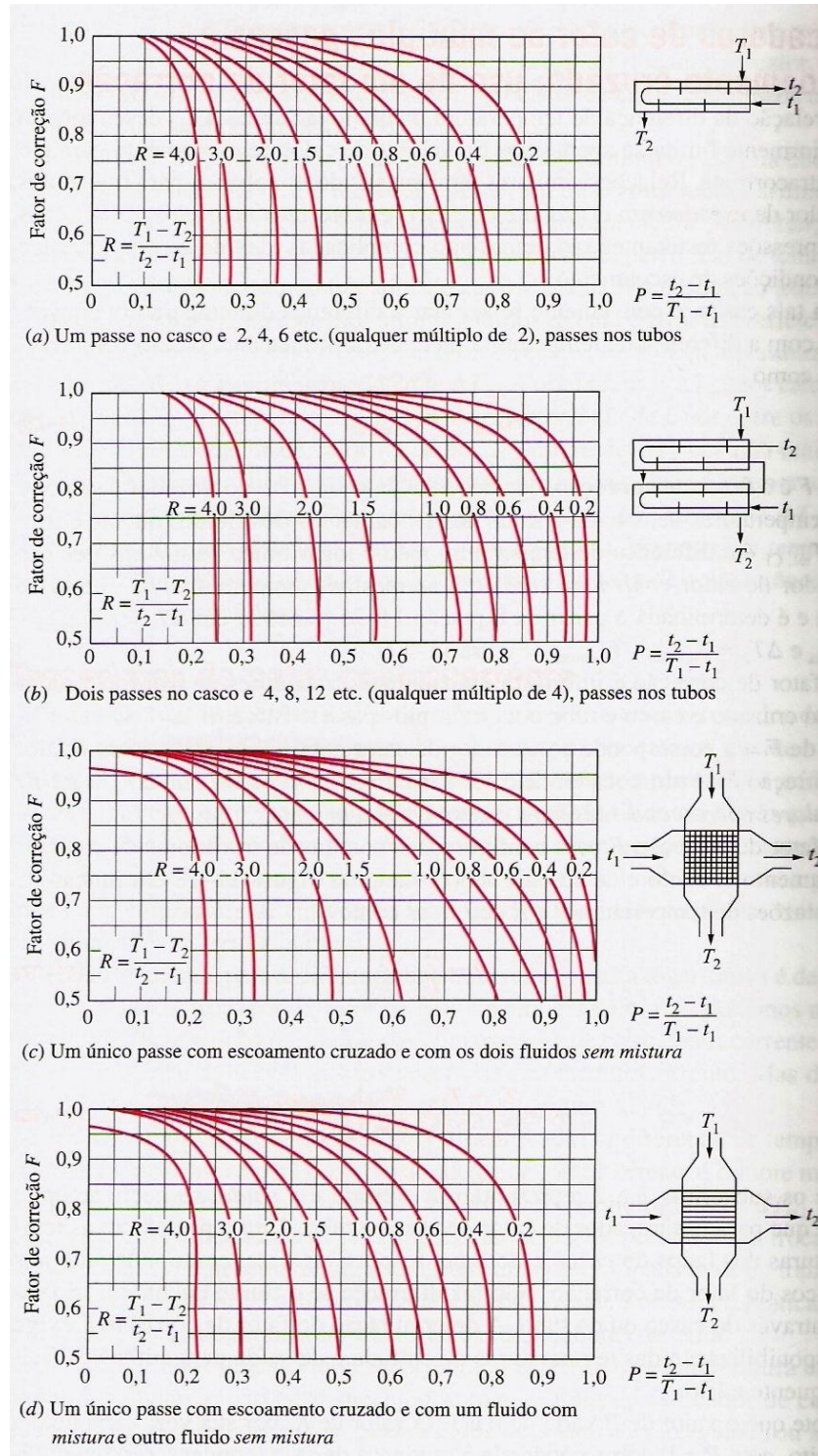


FIGURA 07: Fatores de correção para trocadores de calor tipo casco e tubos e com escoamento cruzado.

As razões de temperaturas  $P$  e  $R$ , são determinadas pelas seguintes equações:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{T_{f, sai} - T_{f, ent}}{T_{q, ent} - T_{f, ent}} \quad (49)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{T_{q, ent} - T_{q, sai}}{T_{f, sai} - T_{f, ent}} \quad (50)$$

Onde, exclusivamente nas equações 49 e 50,  $T$  e  $t$  representam as temperaturas do lado do casco e do tubo, respectivamente. O valor de  $P$  varia de 0 a 1 e o valor de  $R$  varia de 0 a infinito.



### **3 ESTUDO DE CASO E RESULTADOS**

Neste capítulo, serão comparados os resultados obtidos através do funcionamento real de um trocador de calor tipo casco e tubos com os resultados obtidos através de um programa criado com base no método da diferença de temperaturas média logarítmica. Também, será analisado o comportamento do trocador de calor através da solicitação de mudança de temperatura. Os cálculos foram executados por um algoritmo criado na linguagem de programação Fortran.

#### **3.1 Equipamento em funcionamento**

Pimenta (2012) obteve os dados referentes ao funcionamento real de um trocador de calor, no qual foi utilizado um trocador de calor tipo casco e tubos *VMF – TECNOLOGIS EM EQUIPAMENTOS INDÚSTRIAS LTDA* instalado na Usina Floresta S.A., usado no resfriamento de óleo VG 68, fabricado no ano de 2008, utilizando as normas de projetos ASME VIII. DIV1 ED. 2004 E TEMA C, Classificação NR13, Classe B, Grupo 5, Categoria IV. A figura 08 exibe o equipamento e o local que ele foi instalado.



Fonte: Pimenta (2012).

FIGURA 08: Trocador de calor tipo casco e tubos da Usina Floresta S.A.

A tabela 04 apresenta as especificações do trocador de calor de casco e tubo em que os cálculos foram baseados.

TABELA 04: Dados de projeto do trocador de calor tipo casco e tubos da Usina Floresta S.A.

	<b>Lado do Casco</b>	<b>Lado dos Tubos</b>
Fluido de Projeto	Óleo VG 68	Água Industrial
Pressão [Kgf/cm <sup>2</sup> ] / [Kpa]	15 / 1470	8 / 784
Pressão máxima de trabalho admissível [Kgf/cm <sup>2</sup> ]/[Kpa ]	15 / 1470	8 / 784
Temperatura de projeto [°C]	65	80
Temperatura mínima de trabalho [°C]	29	19
Radiografia	N/A	N/A
Alívio de tensões	N/A	N/A
Corrosão admissível [mm]	1,5	1,5
Área de troca térmica [m <sup>2</sup> ]	47	47
Peso vazio [Kgf ] / [ N ]	7178	

Fonte: Pimenta (2012).

A tabela 05 apresenta as dimensões do trocador de calor, as quais são necessárias para a análise do seu comportamento.

TABELA 05: Dimensões do trocador de calor tipo casco e tubos da Usina Floresta S.A.

<b>Parâmetros</b>	<b>Dimensões</b>
Número de tubos	74
Diâmetro dos tubos [in]	1
Diâmetro do casco [in]	14
Comprimento dos Tubos [m]	2
Passo longitudinal [in]	2
Passo transversal [in]	2
Número de passes no casco	2
Número de passes nos tubos	4

Fonte: Pimenta (2012).

A tabela 06 apresenta os dados obtidos por amostragem, com o trocador de calor em funcionamento.

TABELA 06: Dados referentes ao funcionamento do trocador de calor da Usina Floresta S.A.

	<b>Água Industrial</b>	<b>Óleo VG 68</b>
Temperatura de entrada [°C]	23,8	62,2
Temperatura de saída [°C]	26,8	48
Vazão [m <sup>3</sup> /h]	120	62,42

Fonte: Pimenta (2012).

Os dados referentes ao desempenho do trocador de calor tipo casco e tubo foram coletados com o equipamento em funcionamento (PIMENTA, 2012).

A tabela 07 apresenta os valores obtidos, através de interpolação, das propriedades dos fluidos envolvidos na troca térmica. Para a retirada dos dados, foi considerada a temperatura média de 25,3 °C para a água industrial e 55,1 °C para o óleo VG 68 (PIMENTA, 2012).

TABELA 07: Propriedades da água industrial e do óleo VG 68.

	<b>Água industrial</b>	<b>Óleo VG 68</b>
Massa específica $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	996,94	866,8645
Calor específico $\left[\frac{J}{Kg \cdot K}\right]$	4.179,88	2.027,42
Condutividade térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	0,6075	0,1414
Difusividade térmica $\left[\frac{m^2}{s}\right]$		8,0460 exp (-8)

“...continua...”

	Água industrial	Óleo VG 68
“Cont...”		
Viscosidade dinâmica $\left[\frac{Kg}{s \cdot m}\right]$	8,8542 exp (-4)	0,1092
Viscosidade cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$	8,8814 exp (-7)	1,2555 exp (-4)
Número de Prandtl de acordo com a temperatura de entrada do fluido.	6,3488	1.016,123

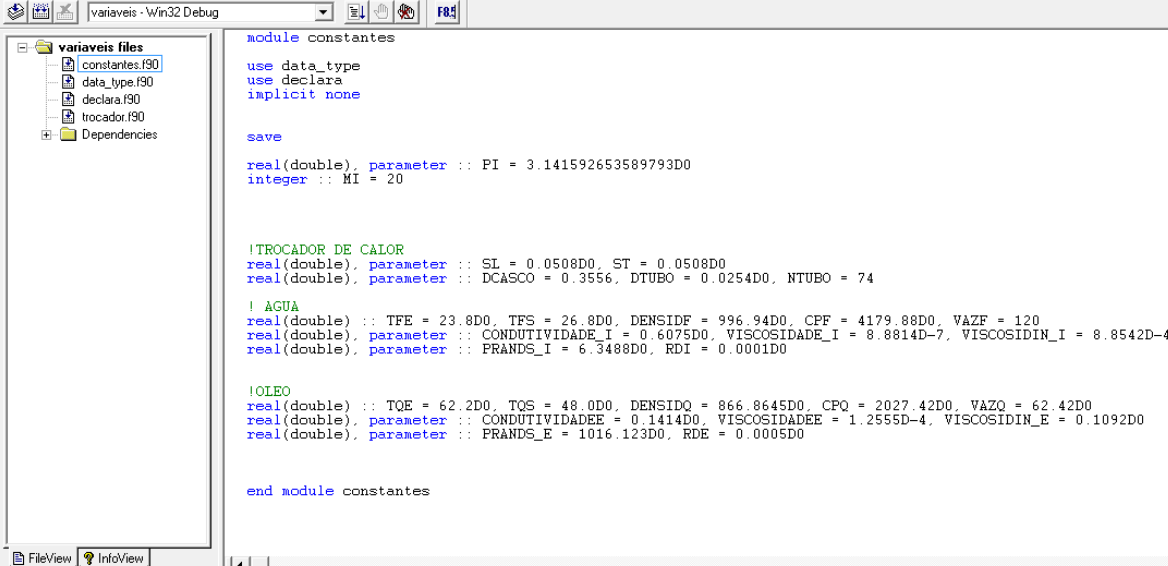
Fonte: Pimenta (2012).

### 3.2 Metodologia aplicada

O modelo matemático para o desenvolvimento do programa foi desenvolvido através do método da diferença de temperatura média logarítmica. Foram feitas as seguintes considerações:

1. As propriedades de transporte de calor dos fluidos do casco e dos tubos não variam com a temperatura;
2. Os calores específicos dos fluidos são considerados constantes;
3. O coeficiente global de transferência de calor é considerado constante;
4. Não há mudança de fase em nenhum dos fluidos considerados;
5. Variação de energia cinética e potencial é desprezível;
6. A transferência de calor ocorre em estado estacionário;
7. Transferência de calor por convecção entre o fluido do casco e as paredes externas dos tubos;
8. Transferência de calor por convecção entre o fluido dos tubos e as paredes internas dos tubos;
9. Espessura das paredes dos tubos desprezíveis;
10. O Trocador possui funcionamento adiabático, assim não há troca de calor com a vizinhança, ocorrendo apenas troca de calor entre os fluidos;
11. O tipo de escoamento é puramente co-corrente (Paralelo), ou contracorrente, assim para trocadores de calor tipo casco e tubos, como é o caso desse trabalho, é necessário utilizar o fator de correção;
12. A história térmica de cada partícula é a mesma;
13. As propriedades dos fluidos foram obtidas através de suas temperaturas médias ao longo do trocador.

O algoritmo foi desenvolvido na linguagem Fortran, dividindo-se em 4 módulos. No primeiro módulo, denominado *constantes*, foram inseridas as constantes, como por exemplo, as propriedades dos fluidos, conforme apresentado na figura 09.



```

module constantes
  use data_type
  use declara
  implicit none

  save

  real(double), parameter :: PI = 3.141592653589793D0
  integer :: MI = 20

  !TROCADOR DE CALOR
  real(double), parameter :: SL = 0.0508D0, ST = 0.0508D0
  real(double), parameter :: DCASCO = 0.3556, DTUBO = 0.0254D0, NTUBO = 74

  ! AGUA
  real(double) :: TFE = 23.8D0, TFS = 26.8D0, DENSIDF = 996.94D0, CPF = 4179.88D0, VAZF = 120
  real(double), parameter :: CONDUTIVIDADE_I = 0.6075D0, VISCOSIDADE_I = 8.8814D-7, VISCOSIDIN_I = 8.8542D-4
  real(double), parameter :: PRANDS_I = 6.3488D0, RDI = 0.0001D0

  !OLEO
  real(double) :: TQE = 62.2D0, TQS = 48.0D0, DENSIDO = 866.8645D0, CPQ = 2027.42D0, VAZQ = 62.42D0
  real(double), parameter :: CONDUTIVIDADEE = 0.1414D0, VISCOSIDADEE = 1.2555D-4, VISCOSIDIN_E = 0.1092D0
  real(double), parameter :: PRANDS_E = 1016.123D0, RDE = 0.0005D0

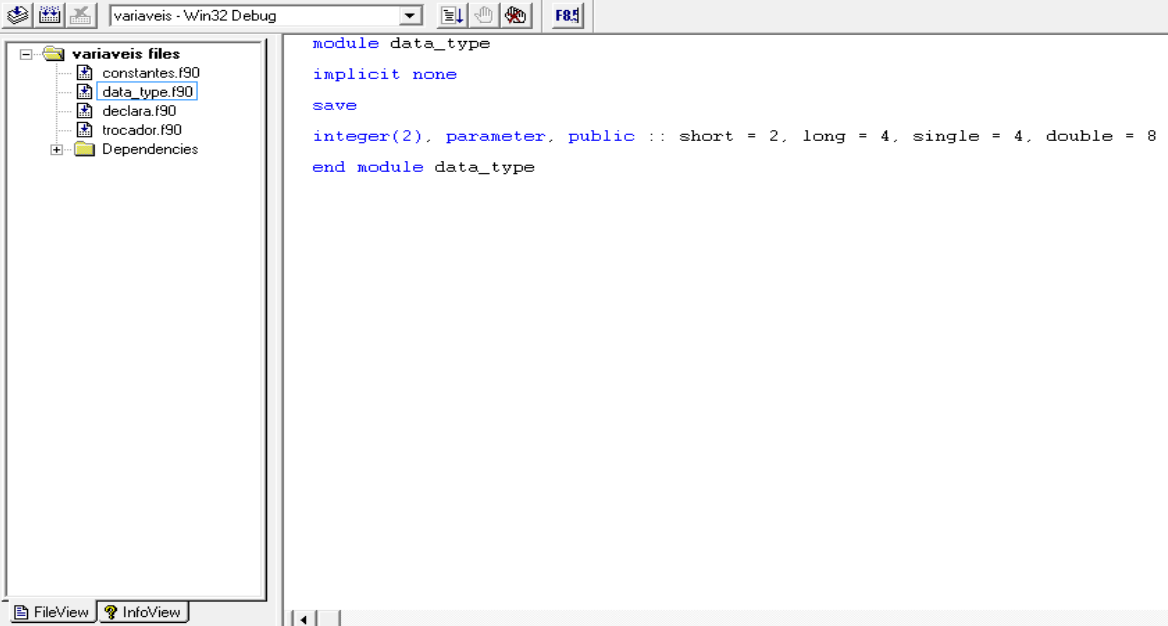
end module constantes

```

Fonte: Próprio autor.

FIGURA 09: Módulo *constantes*.

A figura 10 apresenta o segundo módulo denominado *data\_type*, o qual foram inseridas as dimensões das variáveis, como por exemplo, o número de casas decimais consideradas após a vírgula.



```

module data_type
  implicit none

  save

  integer(2), parameter, public :: short = 2, long = 4, single = 4, double = 8

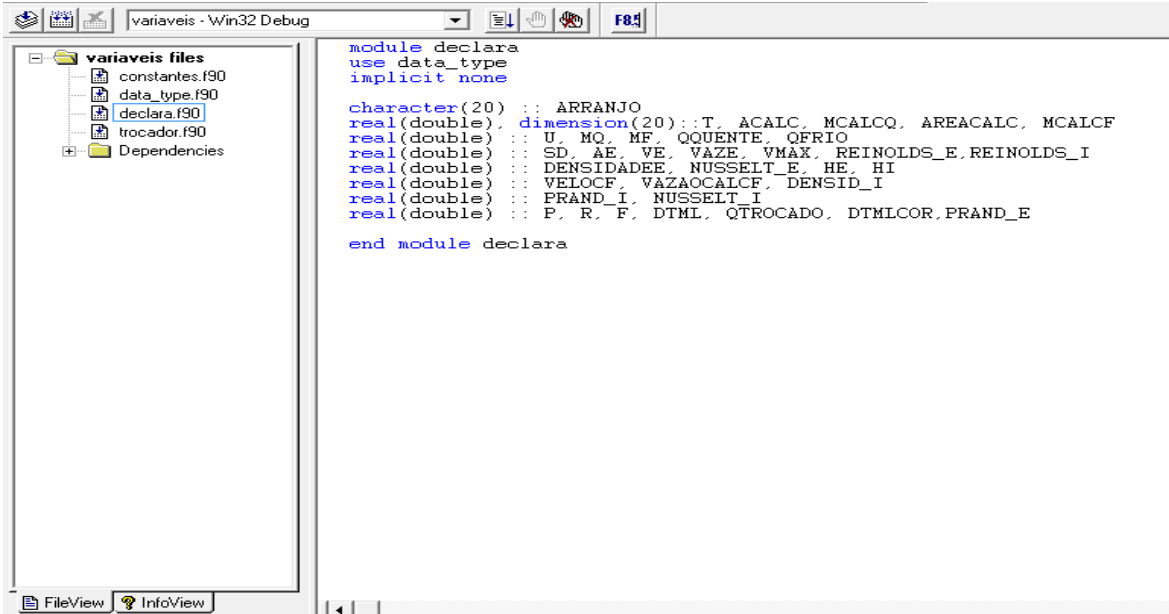
end module data_type

```

Fonte: Próprio autor.

FIGURA 10: Módulo *data\_tye*.

A figura 11 apresenta o terceiro módulo denominado *declara*, o qual foram declaradas as variáveis, como por exemplo, o coeficiente global de transferência de calor.



```

module declara
use data_type
implicit none

character(20) :: ARRANJO
real(double), dimension(20)::T, ACALC, MCALCQ, AREACALC, MCALCF
real(double) :: U, MQ, MF, QQUENTE, QFRIQ
real(double) :: SD, AE, VE, VAZE, VMAX, REINOLDS_E, REINOLDS_I
real(double) :: DENSIDADEE, NUSSELT_E, HE, HI
real(double) :: VELOC, VAZAOCALCF, DENSID_I
real(double) :: PRAND_I, NUSSELT_I
real(double) :: P, R, F, DTML, QTROCADO, DTMLCOR, PRAND_E

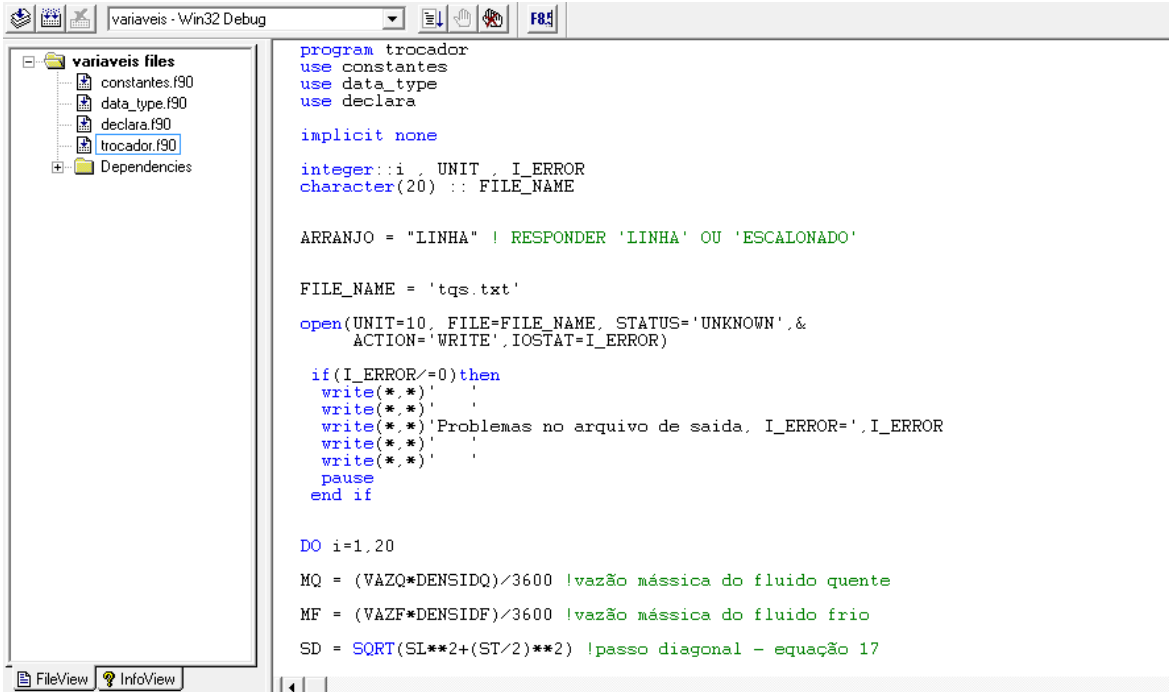
end module declara

```

Fonte: Próprio autor.

FIGURA 11: Módulo *declara*.

As figuras 12, 13, 14 e 15 apresentam, sequencialmente, o quarto módulo denominado *trocador*, o qual foram inseridas as equações, como por exemplo, a equação 19.



```

program trocador
use constantes
use data_type
use declara

implicit none

integer::i, UNIT, I_ERROR
character(20) :: FILE_NAME

ARRANJO = "LINHA" ! RESPONDER 'LINHA' OU 'ESCALONADO'

FILE_NAME = 'tqs.txt'

open(UNIT=10, FILE=FILE_NAME, STATUS='UNKNOWN', &
ACTION='WRITE', IOSTAT=I_ERROR)

if(I_ERROR/=0)then
write(*,*)' '
write(*,*)' '
write(*,*)'Problemas no arquivo de saída, I_ERROR=', I_ERROR
write(*,*)' '
write(*,*)' '
pause
end if

DO i=1,20

MQ = (VAZQ*DENSIDQ)/3600 !vazão mássica do fluido quente
MF = (VAZF*DENSIDF)/3600 !vazão mássica do fluido frio
SD = SQRT(SL**2+(ST/2)**2) !passo diagonal - equação 19

```

Fonte: Próprio autor.

FIGURA 12: 1ª Parte do módulo *trocador*.

```

variaveis - Win32 Debug
variaveis files
├── constantes.f90
├── data_type.f90
├── declara.f90
├── trocador.f90
└── Dependencies
FileView InfoView

AE = (PI*(DCASCO/2)**2)-((PI*(DTUBO/2)**2)*NTUBO) !área de escoamento pelo casco...
!...seção transversal
VE = (VAZQ/AE)/3600 !velocidade do fluido do casco
VMAX = (ST/(ST-DTUBO))*VE !velocidade máxima no casco - equação 19
REINOLDS_E = (VMAX*DTUBO*DENSIDQ)/VISCOSIDIN_E !número de Reynolds para descobrir...
!... o tipo de escoamento no casco - equação 18
PRAND_E = (CPQ*VISCOSIDIN_E)/CONDUTIVIDADEE !número de Prandtl externo - equação 15

IF (ARRANJO=='LINHA') THEN !SE O ARRANJO DOS TUBOS FOR EM LINHA - TABELA 03
  IF (REINOLDS_E>=0.AND.REINOLDS_E<100) THEN
    NUSSELT_E = 0.9*(REINOLDS_E**0.4)*(PRAND_E**0.36)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
  END IF
  IF (REINOLDS_E>=100.AND.REINOLDS_E<1000) THEN
    NUSSELT_E = 0.52*(REINOLDS_E**0.5)*(PRAND_E**0.36)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
  END IF
  IF (REINOLDS_E>=1000.AND.REINOLDS_E<2.0D5) THEN
    NUSSELT_E = 0.27*(REINOLDS_E**0.63)*(PRAND_E**0.36)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
  END IF
  IF (REINOLDS_E>=2.0D5.AND.REINOLDS_E<2.0D6) THEN
    NUSSELT_E = 0.033*(REINOLDS_E**0.8)*(PRAND_E**0.4)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
  END IF
END IF
IF (ARRANJO=='ESCALONADO') THEN !SE O ARRANJO DOS TUBOS FOR ESCALONADO - TABELA 03
  IF (REINOLDS_E>=0.AND.REINOLDS_E<500) THEN
    NUSSELT_E = 1.04*(REINOLDS_E**0.4)*(PRAND_E**0.36)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
  END IF

```

Fonte: Próprio autor.

FIGURA 13: 2ª Parte do módulo *trocador*.

```

variaveis - Win32 Debug
variaveis files
├── constantes.f90
├── data_type.f90
├── declara.f90
├── trocador.f90
└── Dependencies
FileView InfoView

IF (REINOLDS_E>=500.AND.REINOLDS_E<1000) THEN
  NUSSELT_E = 0.71*(REINOLDS_E**0.5)*(PRAND_E**0.36)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
END IF
IF (REINOLDS_E>=1000.AND.REINOLDS_E<2.0D5) THEN
  NUSSELT_E = 0.35*((ST/SL)**0.2)*(REINOLDS_E**0.6)*(PRAND_E**0.36)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
END IF
IF (REINOLDS_E>=2.0D5.AND.REINOLDS_E<2.0D6) THEN
  NUSSELT_E = 0.31*((ST/SL)**0.2)*(REINOLDS_E**0.8)*(PRAND_E**0.36)*(PRAND_E/PRANDS_E)**0.25
END IF
END IF
HE = (NUSSELT_E*CONDUTIVIDADEE)/DTUBO !coeficiente de transferência de calor...
!... externo por convecção - equação 21
MCALCF (i) = MQ*(CPQ/CPF)*((TQE-TQS)/(TFS-TFE)) !vazão mássica do fluido...
!... frio ideal - igualdade das equações 28 e 29
VAZAOCALCF = MCALCF(i)/DENSIDF !vazão do fluido frio calculado
VELOCF = (VAZAOCALCF/NTUBO)/(PI*(DTUBO/2)**2) !velocidade do fluido frio calculada
REINOLDS_I = (VELOCF*DTUBO*DENSIDF)/VISCOSIDIN_I !número de Reynolds do...
!... fluido frio interno - equação 12
PRAND_I = (CPF*VISCOSIDIN_I)/CONDUTIVIDADEI !número de Prandtl interno - equação 15
IF (REINOLDS_I<=10000) THEN
  NUSSELT_I = 4.36 !número de Nusselt para escoamento laminar...
!... dentro dos tubos e com fluxo térmico constante - equação 22
END IF
IF (REINOLDS_I>10000.AND.TFE<TQE) THEN
  NUSSELT_I = 0.023*(REINOLDS_I**0.8)*PRAND_I**0.4 !número de Nusselt para...
!... aquecimento do fluido interno - equação 24
END IF
IF (REINOLDS_I>10000.AND.TFE>TQE) THEN
  NUSSELT_I = 0.023*(REINOLDS_I**0.8)*PRAND_I**0.3 !número de Nusselt para...
!... resfriamento do fluido interno - equação 25
END IF

```

Fonte: Próprio autor.

FIGURA 14: 3ª Parte do módulo *trocador*.

```

variaveis files
├── constantes.f90
├── data_type.f90
├── declara.f90
├── trocador.f90
└── Dependencies

```

```

HI = (NUSSELT_I*CONDUTIVIDADE_I)/DTUBO !coeficiente de transferencia...
U = 1/((1/HI)+RDI+RDE+(1/HE)) !coeficiente global de transferencia de calor...
DTML = ((TQE-TFS)-(TQS-TFE))/log((TQE-TFS)/(TQS-TFE)) !diferença de temperatura...
P = (TFS-TFE)/(TQE-TFE) !fator de correção para DTML - equação 49
R = (TQE-TQS)/(TFS-TFE) !fator de correção para DTML - equação 50

write (*,*)'Fator de correcao P = ',P
write (*,*)'Fator de correcao R = ',R
write (*,*)'Informe o valor do fator de correcao'
read (*,*) F

DTMLCOR = DTML*F !diferença de temperatura média logaritmica corrigida - equação 48
QTROCADO = MQ*CPQ*(TQE-TQS) !taxa de transferencia de calor do...
AREACALC (i) = QTROCADO/(U*DTMLCOR) !area ideal para troca de...
write (10,105) TQE, AREACALC (i), MCALCF (i),REINOLDS_I, U, DTMLCOR, QTROCADO
105 format(1X,F7.3,2X,F7.3,2X,F7.3,2X,F12.3,2X,F7.3,2X,F7.3,2X,F12.3)

!TFS=TFS+0.75
!TQE=TQE+0.5
!TQS=TQS+0.25
!TQS=TQS-0.5

end do
end program

```

Fonte: Próprio autor.

FIGURA 15: 4ª Parte do módulo *trocador*.

### 3.2.1 Funcionamento real

Utilizando o método em estudo e com as considerações citadas anteriormente, foram feitos todos os cálculos com os dados obtidos através do funcionamento real para verificar a funcionalidade do programa. A tabela 08 apresenta todos os valores obtidos através do algoritmo.

TABELA 08: Valores obtidos pelo programa baseado no funcionamento real do equipamento.

Dados	Resultados obtidos
Vazão mássica de óleo $\left[\frac{Kg}{s}\right]$	15,0305
Vazão mássica real de água $\left[\frac{Kg}{s}\right]$	33,2313
Passo diagonal $[m]$	0,0568
Área de escoamento pelo casco $[m^2]$	0,0618
Velocidade de escoamento do óleo $\left[\frac{m}{s}\right]$	0,2805
Velocidade máxima do óleo $\left[\frac{m}{s}\right]$	0,561
Número de Reynolds do óleo	113,1088
“...continue...”	



Dados	Resultados obtidos
“Cont...”	
Número de Nusselt do óleo	87,0547
Número de Prandtl do óleo	1565,7303
Coeficiente de transferência de calor externo $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	484,6275
Vazão mássica ideal de água $\left[\frac{Kg}{s}\right]$	34,508
Vazão ideal através dos tubos $\left[\frac{m^3}{s}\right]$	0,0346
Velocidade ideal da água nos tubos $\left[\frac{m}{s}\right]$	0,9231
Número de Reynolds da água	26400,6633
Número de Nusselt da água	163,2776
Número de Prandtl da água	6,0921
Coeficiente de transferência de calor interno $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	3905,1622
Coeficiente global de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	342,523
DTML [K]	29,4458
P	0,08
R	4,7333
Fator de correção da DTML	0,99
DTML corrigida [K]	29,1514
Área de troca térmica ideal [m <sup>2</sup> ]	43,3367

Fonte: Próprio autor.

Para calcular a vazão mássica ideal de água, considerou-se que o trocador possui funcionamento adiabático, ocorrendo apenas troca de calor entre os fluidos, portanto, foi feita a igualdade entre as equações 28 e 29, isolando a vazão mássica de água.

Através da vazão mássica ideal de água, foi possível calcular a vazão ideal de água utilizando a seguinte equação:

$$\dot{m}_f = \dot{Q}_f \rho \quad (51)$$

Onde  $\dot{Q}$  é a vazão do fluido.

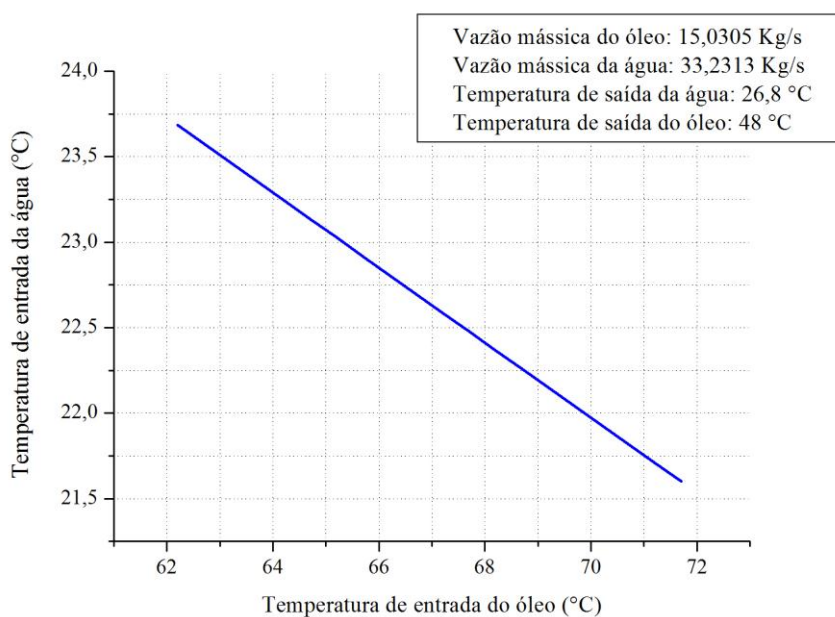
### 3.2.2 Área fixa

Considerando a área fixa do trocador de calor em estudo como a área de troca térmica de projeto,  $47 [m^2]$ , e utilizando a linguagem Fortran, foi feita a igualdade entre as equações 28 e 29, isolando uma das temperaturas (entrada e saída) de cada fluido e mantendo sempre constantes as vazões mássicas de água e de óleo, para analisar as mudanças de temperatura de um fluido de acordo com a variação de temperatura do outro fluido.

Como a área considerada não é a ideal, ou seja, não é a área encontrada de acordo com as considerações feitas nesse trabalho, foram fixadas as vazões mássicas de óleo e de água como sendo as mesmas de trabalho do equipamento, ou seja,  $\dot{m}_o = 15,0305 [Kg/s]$  e  $\dot{m}_f = 33,2313 [Kg/s]$ .

#### 3.2.2.1 Temperatura de entrada da água de acordo com a variação das temperaturas do óleo

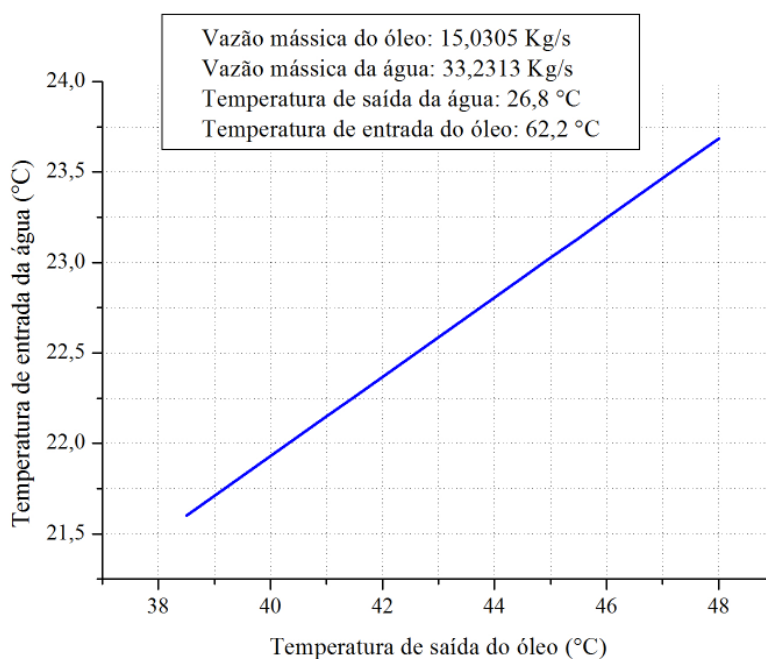
A figura 16 apresenta o comportamento da temperatura de entrada da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo, mantendo-se constantes as temperaturas de saída da água e do óleo.



Fonte: próprio autor.

FIGURA 16: Temperatura de entrada da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo.

A figura 17 apresenta o comportamento da temperatura de entrada da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo, mantendo-se constantes as temperaturas de saída da água e de entrada do óleo.



Fonte: próprio autor.

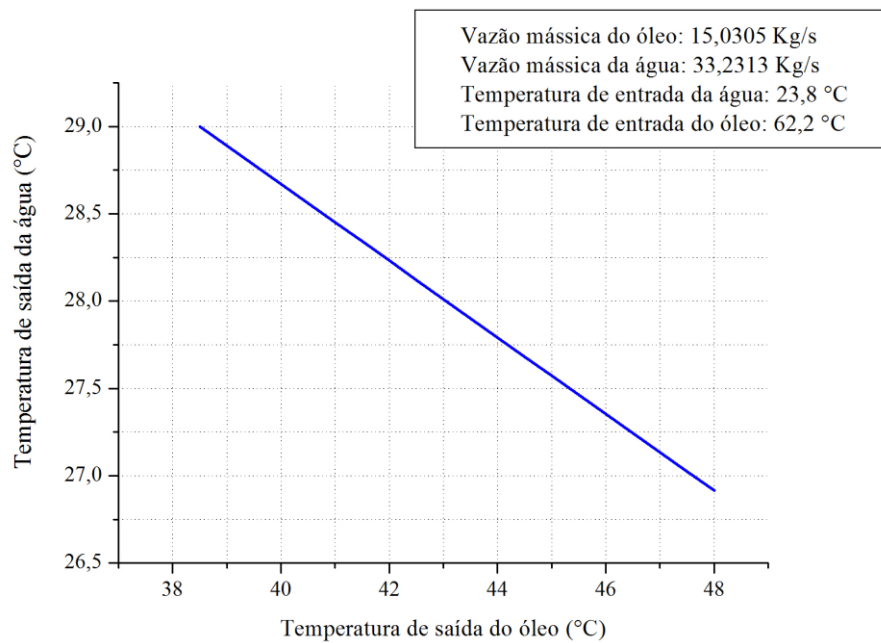
FIGURA 17: Temperatura de entrada da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo.

Observando as figuras 16 e 17, é possível notar que mantendo-se a área fixa, a temperatura de saída da água fixa e variando-se as temperaturas de saída e entrada do óleo, a variação da temperatura de entrada da água é uniforme, ou seja, ela aumenta ou diminui proporcionalmente.

Aumentando-se a temperatura de entrada do óleo ou diminuindo-se a temperatura de saída do óleo em 0,5 °C, ou seja, aumentando-se a diferença de temperaturas do óleo em 0,5 °C, a temperatura de entrada da água necessária diminui aproximadamente 0,1 °C. Isto só é possível se os fluidos mantiverem o estado físico inicial, não havendo mudança de fase.

### 3.2.2.2 Temperatura de saída da água de acordo com a variação das temperaturas do óleo

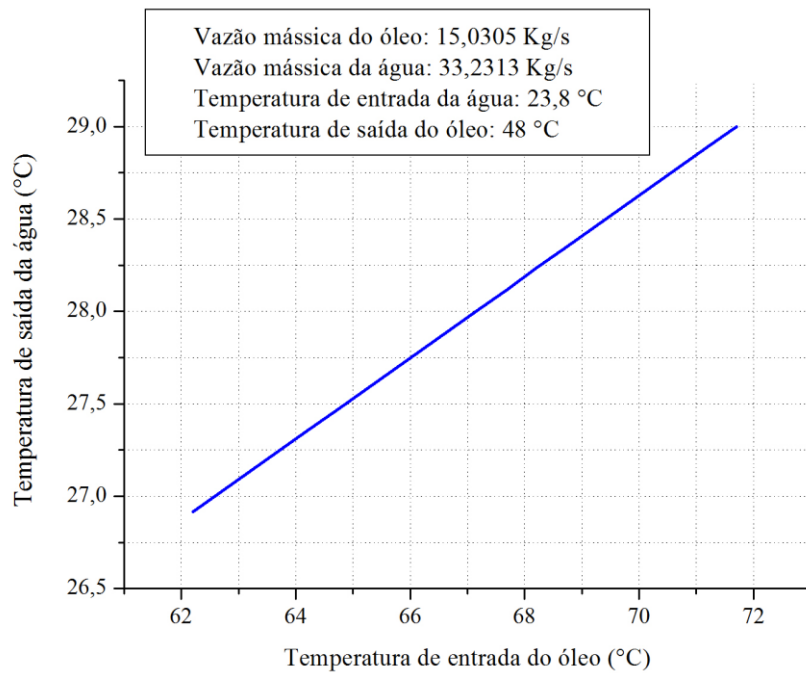
A figura 18 apresenta o comportamento da temperatura de saída da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo, mantendo-se constantes as temperaturas de entrada da água e do óleo.



Fonte: próprio autor.

FIGURA 18: Temperatura de saída da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo.

A figura 19 apresenta o comportamento da temperatura de saída da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo, mantendo-se constantes as temperaturas de entrada da água e de saída do óleo.



Fonte: próprio autor.

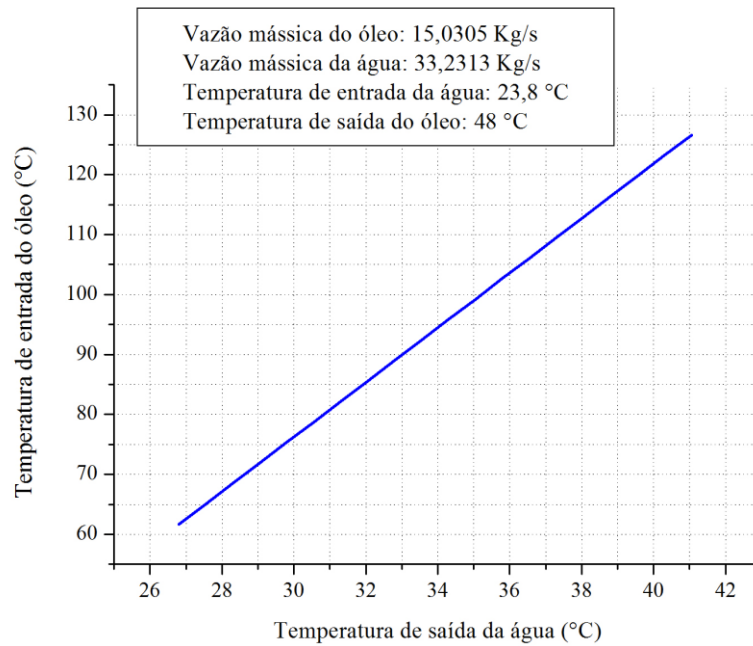
FIGURA 19: Temperatura de saída da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo.

Observando-se as figuras 18 e 19, é possível notar que mantendo-se a área fixa, a temperatura de entrada da água fixa e variando-se as temperaturas de saída e entrada do óleo, a variação da temperatura de saída da água é uniforme, ou seja, ela aumenta ou diminui proporcionalmente.

Aumentando-se a temperatura de entrada ou diminuindo-se a temperatura de saída do óleo em 0,5 °C, ou seja, aumenta-se a diferença de temperaturas do óleo em 0,5 °C, a temperatura de saída da água necessária aumenta aproximadamente 0,1 °C. Isto só é possível se os fluidos mantiverem o estado físico inicial, não havendo mudança de fase.

### 3.2.2.3 Temperatura de entrada do óleo em função da variação das temperaturas da água

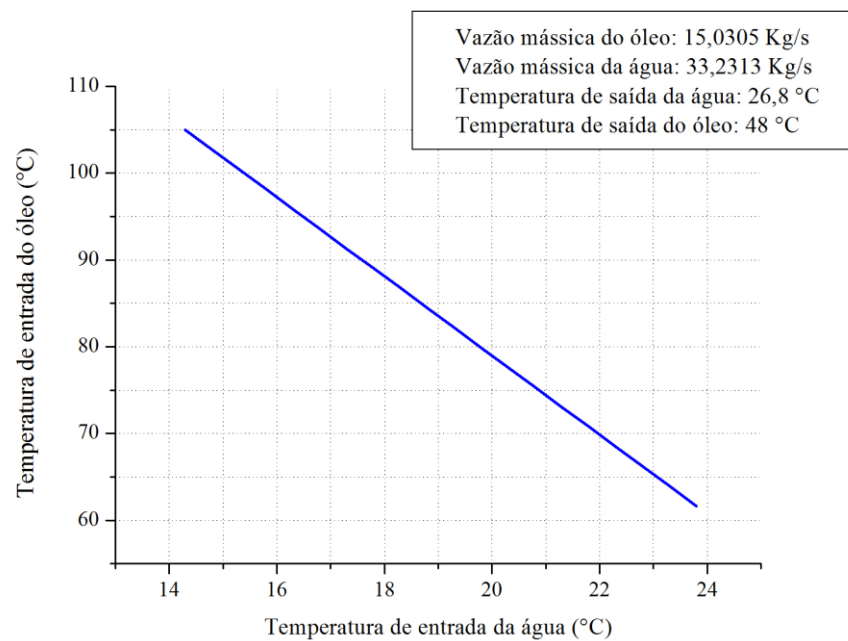
A figura 20 apresenta o comportamento da temperatura de entrada do óleo em função da temperatura de saída da água, mantendo-se constantes as temperaturas de entrada da água e de saída do óleo.



Fonte: próprio autor.

FIGURA 20: Temperatura de entrada do óleo conforme aumento da temperatura de saída da água.

A figura 21 apresenta o comportamento da temperatura de entrada do óleo conforme aumento da temperatura de entrada da água, mantendo-se constantes as temperaturas de saída da água e do óleo.



Fonte: próprio autor.

FIGURA 21: Temperatura de entrada do óleo conforme aumento da temperatura de entrada da água.

Observando as figuras 20 e 21, foi possível notar que mantendo-se a área fixa, a temperatura de saída do óleo fixa e variando-se as temperaturas de saída e entrada da água, a variação da temperatura de entrada do óleo é uniforme, ou seja, ela aumenta ou diminui proporcionalmente.

Diminuindo-se a temperatura de entrada ou aumentando-se a temperatura de saída da água em 0,5 °C, ou seja, aumentando-se a diferença de temperaturas da água em 0,5 °C, a temperatura de entrada do óleo necessária aumenta aproximadamente 2,3 °C. Isto só é possível se os fluidos mantiverem o estado físico inicial, não havendo mudança de fase.

### 3.2.3 Vazão mássica do óleo fixa

Através do método em estudo e com as considerações citadas anteriormente, foram feitas várias projeções, tanto da área necessária para a troca térmica, quanto da vazão mássica da água solicitada para a troca térmica, fixando-se a vazão mássica do óleo e variando-se a temperatura de apenas um fluido.

#### 3.2.3.1 Variação da temperatura de saída da água

A tabela 09 apresenta os resultados obtidos variando-se a temperatura de saída da água.

TABELA 09: Dados obtidos com a variação da temperatura de saída da água.

Temperatura de saída da água [°C]	Área ideal [m <sup>2</sup> ]	Vazão mássica ideal de água [ $\frac{Kg}{s}$ ]	Número de Reynolds da água	Coefficiente global de transferência de calor [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ]	DTML [K]	Taxa de Transferência de calor [W]
26,8	43,337	34,508	26400,663	342,523	29,151	432717,593
27,55	44,583	27,606	21120,531	336,75	28,822	432717,593
28,3	45,833	23,005	17600,442	331,386	28,49	432717,593
29,05	47,091	19,719	15086,093	326,359	28,156	432717,593
29,8	48,363	17,254	13200,332	321,617	27,82	432717,593

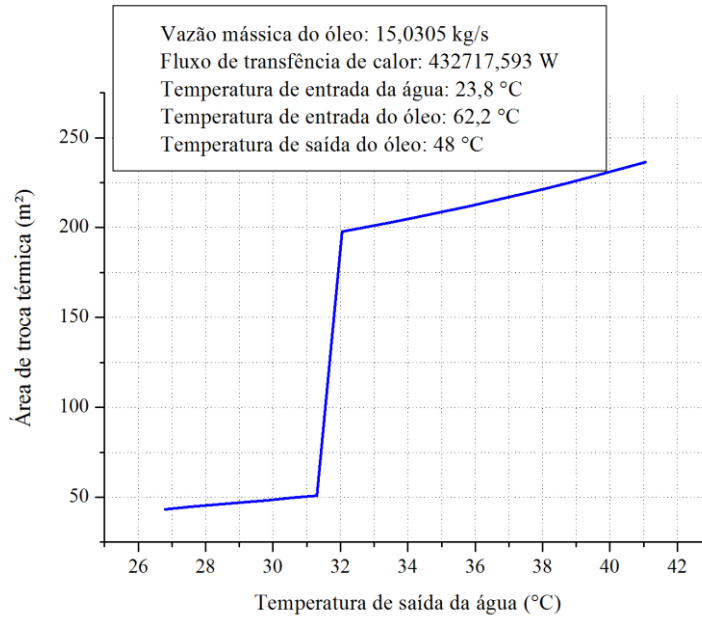
“...continua...”

Temperatura de saída da água [°C]	Área ideal [m <sup>2</sup> ]	Vazão mássica ideal de água [Kg/s]	Número de Reynolds da água	Coefficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> ·K]	DTML [K]	Taxa de Transferência de calor [W]
“Cont...”						
30,55	49,653	15,337	11733,628	317,124	27,481	432717,593
31,3	50,964	13,803	10560,265	312,85	27,14	432717,593
32,05	197,874	12,548	9600,241	81,612	26,795	432717,593
32,8	200,469	11,503	8800,221	81,612	26,449	432717,593
33,55	203,155	10,618	8123,281	81,612	26,099	432717,593
34,3	205,939	9,859	7543,047	81,612	25,746	432717,593
35,05	208,825	9,202	7040,177	81,612	25,39	432717,593
35,8	211,82	8,627	6600,166	81,612	25,031	432717,593
36,55	214,932	8,12	6211,921	81,612	24,669	432717,593
37,3	218,168	7,668	5866,814	81,612	24,303	432717,593
38,05	221,537	7,265	5558,034	81,612	23,933	432717,593
38,8	225,049	6,902	5280,133	81,612	23,56	432717,593
39,55	228,714	6,573	5028,698	81,612	23,182	432717,593
40,3	232,543	6,274	4800,121	81,612	22,801	432717,593
41,05	236,55	6,001	4591,42	81,612	22,414	432717,593

Fonte: Próprio autor.

A figura 22 apresenta a área necessária para a troca térmica, aumentando-se a temperatura de saída da água e mantendo-se constantes a temperatura de entrada da água, as temperaturas de entrada e saída do óleo, o fluxo de transferência de calor e a vazão mássica do óleo.



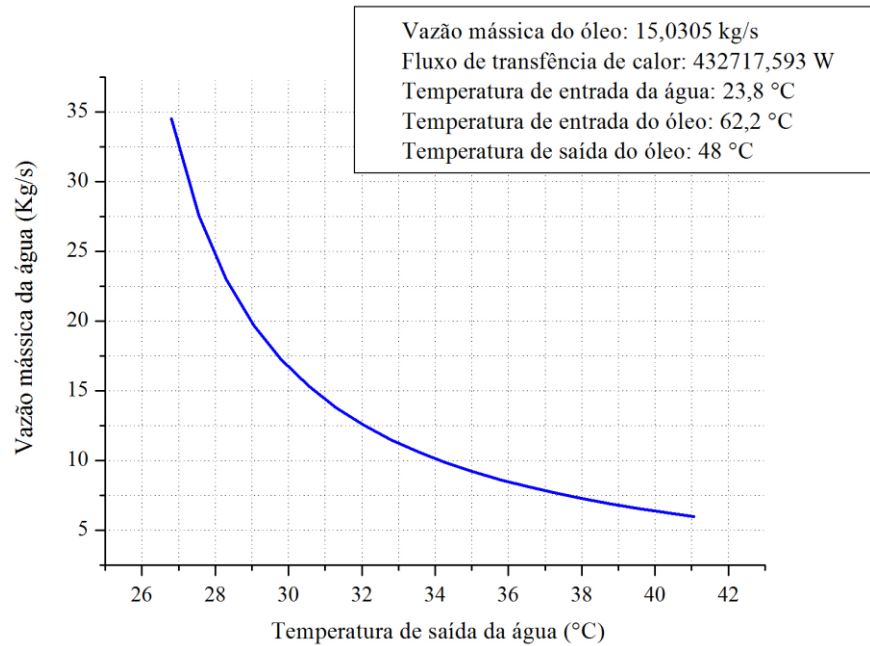


Fonte: próprio autor.

FIGURA 22: Área de troca térmica conforme aumento da temperatura de saída da água.

Analisando a tabela 09 e a figura 22, é possível notar que a área necessária para troca térmica aumenta aproximadamente  $1,25 \text{ m}^2$  a cada  $0,75 \text{ }^\circ\text{C}$  aumentado na temperatura de saída da água até ela atingir aproximadamente  $31,3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Quando a temperatura de saída da água solicitada for  $32,05 \text{ }^\circ\text{C}$ , a área necessária para troca térmica tem um grande aumento, pelo fato de que devido às condições impostas nesta faixa de temperatura, a água entra no regime de transição entre turbulento para laminar e, quanto menor o nível de turbulência da água, menor o coeficiente de transferência de calor. O regime de transição é uma fase na qual não se obtém uma precisão do comportamento do fluido, por isso, houve um grande aumento na área quando o fluido saiu do regime turbulento.

A figura 23 apresenta a vazão mássica de água necessária para a troca térmica, aumentando-se a temperatura de saída da água e mantendo-se constantes a temperatura de entrada da água, as temperaturas de entrada e saída do óleo, o fluxo de transferência de calor e a vazão mássica do óleo.



Fonte: próprio autor.

FIGURA 23: Vazão mássica de água conforme aumento da temperatura de saída da água.

Pelo gráfico da figura 23, é possível notar que aumentando-se a temperatura de saída da água reduz-se a vazão em caráter exponencial decrescente, pois, para um fluxo de calor constante, quanto menor a vazão mássica de água maior será a temperatura de saída deste fluido.

### 3.2.3.2 Variação da temperatura de entrada do óleo

A tabela 10 apresenta os resultados obtidos variando-se a temperatura de entrada do óleo.

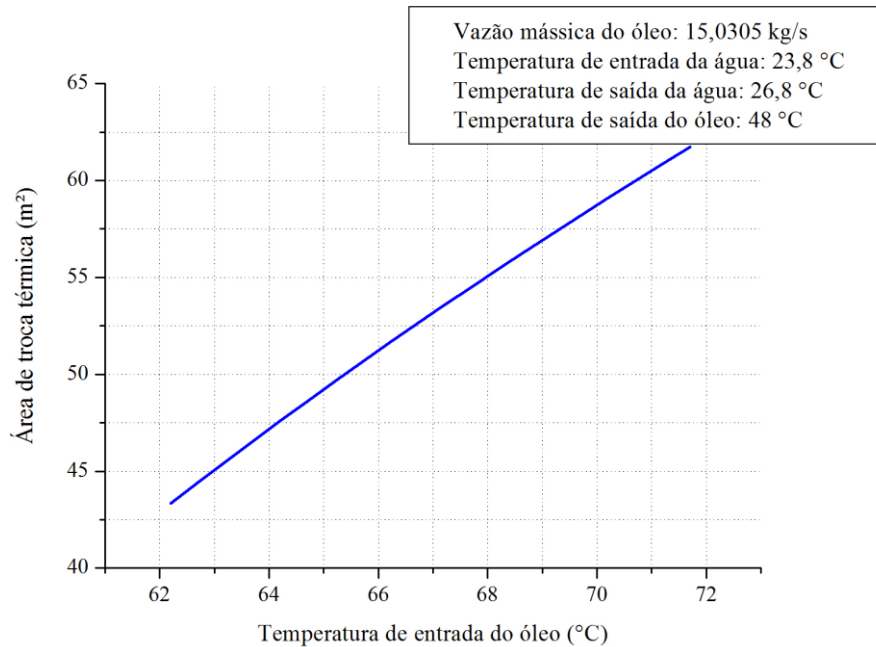
TABELA 10: Dados obtidos com a variação da temperatura de entrada do óleo.

Temperatura de entrada do óleo [°C]	Área ideal [m <sup>2</sup> ]	Vazão mássica ideal de água [ $\frac{Kg}{s}$ ]	Número de Reynolds da água	Coefficiente global de transferência de calor [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ]	DTML [K]	Taxa de Transferência de calor [W]
62,2	43,337	34,508	26400,663	342,523	29,151	432717,593
62,7	44,422	35,723	27330,264	343,345	29,37	447954,128
63,2	45,493	36,938	28259,865	344,122	29,587	463190,663
63,7	46,548	38,153	29189,466	344,858	29,804	478427,198
64,2	47,589	39,368	30119,067	345,555	30,019	493663,732
64,7	48,617	40,583	31048,667	346,218	30,234	508900,267
65,2	49,63	41,798	31978,268	346,848	30,448	524136,802
65,7	50,631	43,013	32907,869	347,448	30,661	539373,337
66,2	51,618	44,229	33837,47	348,02	30,873	554609,872
66,7	52,593	45,444	34767,071	348,566	31,085	569846,407
67,2	53,556	46,659	35696,672	349,088	31,295	585082,942
67,7	54,507	47,874	36626,272	349,588	31,505	600319,477
68,2	55,446	49,089	37555,873	350,067	31,714	615556,012
68,7	56,374	50,304	38485,474	350,526	31,922	630792,547
69,2	57,291	51,519	39415,075	350,967	32,129	646029,082
69,7	58,197	52,734	40344,676	351,39	32,336	661265,617
70,2	59,093	53,949	41274,276	351,797	32,542	676502,152
70,7	59,978	55,164	42203,877	352,189	32,747	691738,687
71,2	60,853	56,379	43133,478	352,567	32,952	706975,222
71,7	61,719	57,594	44063,079	352,931	33,156	722211,757

Fonte: Próprio autor.

Analisando a tabela 10, é possível notar que, devido às condições impostas, o coeficiente de transferência de calor aumenta em consequência do aumento do número de Reynolds da água, resultando num maior nível de turbulência da água. Percebe-se, também, um aumento da diferença de temperaturas média logarítmica causado pelo aumento da temperatura de entrada do óleo.

A figura 24 apresenta a área necessária para a troca térmica, aumentando-se a temperatura de entrada do óleo e mantendo-se constantes as temperaturas de entrada e de saída da água, a temperatura de saída do óleo e a vazão mássica do óleo.

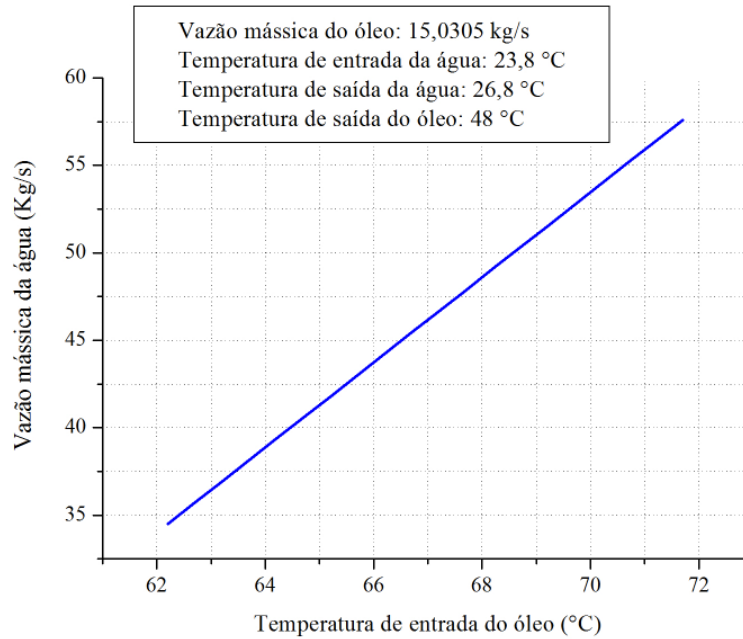


Fonte: próprio autor.

FIGURA 24: Área de troca térmica conforme aumento da temperatura de entrada do óleo.

Analisando a figura 24, é possível notar que a área necessária para troca térmica aumenta ao solicitar um aumento na temperatura de entrada do óleo. O aumento ou diminuição da área para troca térmica depende da faixa de temperatura, devido à forma desproporcional que ela varia na situação apresentada.

A figura 25 apresenta a vazão mássica de água necessária para a troca térmica, aumentando-se a temperatura de entrada do óleo e mantendo-se constantes as temperaturas de entrada e de saída da água, a temperatura de saída do óleo e a vazão mássica do óleo.



Fonte: próprio autor.

FIGURA 25: Vazão mássica da água conforme aumento da temperatura de entrada do óleo.

Pelo gráfico da figura 25, é possível notar que aumentando-se a temperatura de entrada do óleo, a vazão mássica de água necessária aumenta proporcionalmente. A cada aumento de 0,5 °C na temperatura de entrada do óleo a vazão mássica de água aumenta 1,215 Kg/s, pois, para manter as temperaturas de entrada e saída da água constantes, aumentando-se a temperatura de entrada do óleo, necessita-se aumentar a vazão mássica de água para receber uma quantidade de calor maior, transferido pelo fluido quente.

### 3.2.3.3 Variação da temperatura de saída do óleo

A tabela 11 apresenta os resultados obtidos variando-se a temperatura de saída do óleo.

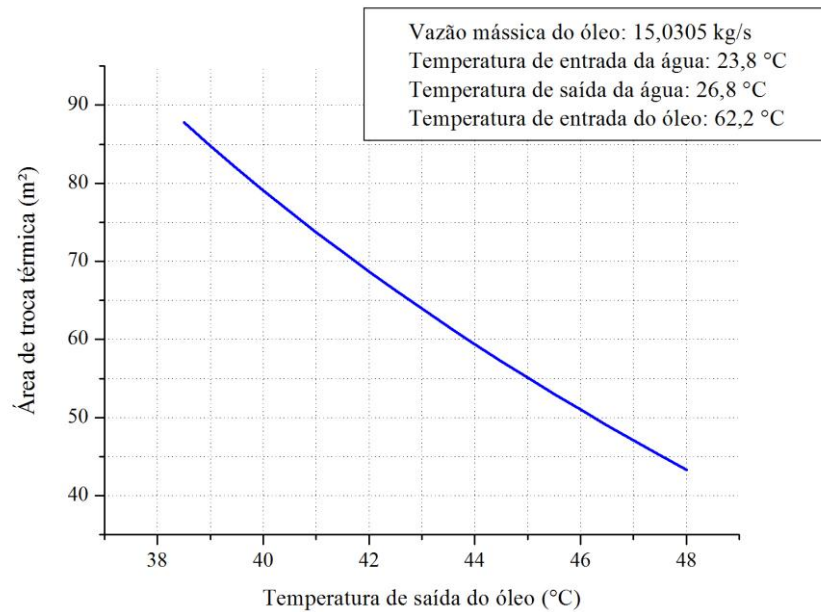
TABELA 11: Dados obtidos com a variação da temperatura de saída do óleo.

Temperatura de saída do óleo [°C]	Área ideal [m <sup>2</sup> ]	Vazão mássica ideal de água [ $\frac{Kg}{s}$ ]	Número de Reynolds da água	Coefficiente global de transferência de calor [ $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ]	DTML [K]	Taxa de Transferência de calor [W]
48	43,337	34,508	26400,663	342,523	29,151	432717,593
47,5	45,194	35,723	27330,264	343,345	28,868	447954,128
47	47,091	36,938	28259,865	344,122	28,583	463190,663
46,5	49,03	38,153	29189,466	344,858	28,295	478427,198
46	51,011	39,368	30119,067	345,555	28,006	493663,732
45,5	53,038	40,583	31048,667	346,218	27,714	508900,267
45	55,113	41,798	31978,268	346,848	27,419	524136,802
44,5	57,237	43,013	32907,869	347,448	27,122	539373,337
44	59,414	44,229	33837,47	348,02	26,822	554609,872
43,5	61,646	45,444	34767,071	348,566	26,52	569846,407
43	63,936	46,659	35696,672	349,088	26,214	585082,942
42,5	66,286	47,874	36626,272	349,588	25,906	600319,477
42	68,701	49,089	37555,873	350,067	25,595	615556,012
41,5	71,184	50,304	38485,474	350,526	25,28	630792,547
41	73,739	51,519	39415,075	350,967	24,963	646029,082
40,5	76,37	52,734	40344,676	351,39	24,641	661265,617
40	79,083	53,949	41274,276	351,797	24,316	676502,152
39,5	81,881	55,164	42203,877	352,189	23,987	691738,687
39	84,771	56,379	43133,478	352,567	23,655	706975,222
38,5	87,759	57,594	44063,079	352,931	23,318	722211,757

Fonte: Próprio autor.

Analisando a tabela 11, é possível verificar que, devido às condições impostas, diminuindo-se a temperatura de saída do óleo, o coeficiente de transferência de calor aumenta em consequência do aumento do número de Reynolds da água, que retrata um aumento no nível de turbulência. Percebe-se, também, uma diminuição da diferença de temperatura média logarítmica devido à diminuição da temperatura de saída do óleo.

A figura 26 apresenta a área necessária para a troca térmica, diminuindo-se a temperatura de saída do óleo e mantendo-se constantes as temperaturas de entrada e de saída da água, a temperatura de entrada do óleo e a vazão mássica do óleo.

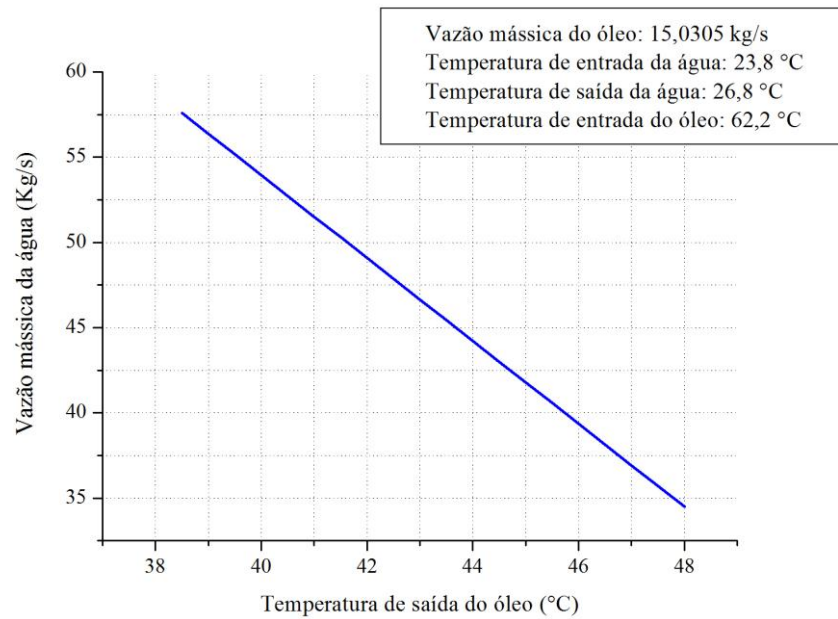


Fonte: próprio autor.

FIGURA 26: Área de troca térmica conforme aumento da temperatura de saída do óleo.

Analisando a figura 26, é possível notar que a área necessária para troca térmica diminui ao solicitar um aumento da temperatura de saída do óleo. A diminuição ou aumento da área para troca térmica depende da faixa de temperatura, devido à forma desproporcional que ela varia na situação apresentada.

A figura 27 apresenta a vazão mássica de água necessária para a troca térmica, aumentando-se a temperatura de saída do óleo e mantendo-se constantes as temperaturas de entrada e de saída da água, a temperatura de entrada do óleo e a vazão mássica do óleo.



Fonte: próprio autor.

**FIGURA 27:** Vazão mássica da água conforme aumento da temperatura de saída do óleo.

Através da figura 27, é possível notar que, aumentando-se a temperatura de saída do óleo, a vazão mássica de água necessária diminui de forma uniforme, na mesma proporção. A cada aumento de 0,5 °C na temperatura de saída do óleo a vazão mássica de água diminui 1,215 Kg/s, pois, mantendo-se as temperaturas de entrada e saída da água constantes e aumentando-se a temperatura de saída do óleo, necessita-se diminuir a vazão mássica de água para receber uma quantidade de calor menor transferida pelo fluido quente.



## CONCLUSÃO

O modelo proposto pelo método da diferença de temperaturas média logarítmica resultou a área de 43,3367 m<sup>2</sup>, a qual é menor que a área de projeto, 47 m<sup>2</sup>, do trocador de calor de casco e tubos estudado neste trabalho. Este resultado era esperado, pois, pelo método da DTML, o trocador de calor foi considerado um equipamento ideal, com troca de calor apenas entre os fluidos e sem perda de calor para o ambiente. Pela diferença de área encontrada, pode-se destacar que o equipamento em funcionamento real está bem dimensionado, pois, é quase impossível um trocador de calor obter um comportamento ideal.

Quando foram fixadas a área do trocador de calor de casco e tubo e as vazões mássicas de óleo e de água, os resultados obtidos foram satisfatórios, pois, constatou-se que as temperaturas variavam-se proporcionalmente entre si.

Já com apenas a vazão mássica do óleo fixa, os resultados eram imprevisíveis por causa da diferença de temperaturas média logarítmica, prevendo-se apenas a necessidade de uma área maior ou menor de acordo com as temperaturas solicitadas. Notou-se que a vazão mássica da água é influenciada apenas pelas diferenças de temperaturas, tanto da água quanto do óleo. Em relação a área para troca térmica, notou-se que ela depende, entre outros fatores, das faixas em que se encontram as temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Percebeu-se também a influência que o regime de escoamento da água (fluido dos tubos) tem sobre o coeficiente global de transferência de calor e, conseqüentemente, na área necessária para troca térmica.

Portanto, com os resultados obtidos, pode-se dizer que o método da diferença de temperaturas média logarítmica é bastante confiável no dimensionamento e análise de trocadores de calor tipo casco e tubos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

SILVA, J. P. et al. Simulação de Trocadores de Calor com mudança de fase. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETROLEO E GAS, 3, 2005, Salvador. **Anais...** Salvador: Copyright 2004/ Instituto Brasileiro de Petróleo e Gás – IBP. 2005, p. 1-6.

ESTEVES, Andrea Cristina. **Desenvolvimento de Modelo Matemático de Trocador de Calor Tipo Casco e Tubo**. 2009. 100f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Escola de Engenharia de Mauá, Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2009.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem pratica**. 3ª ed. São Paulo: McGraw-hill, 2009. 902p.

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

BICCA, Gerson Balbueno. **Modelagem Hierárquica de Trocadores de calor casco e Tubos**. 2006. 189f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

PIMENTA, P. H. N. **Utilização dos métodos da diferença de temperatura média logarítmica e da efetividade – NUT em projetos de trocadores de calor tipo casco e tubos**. 2012. 74f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Rio Verde, Rio Verde, 2012.