

UNESP
FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

RAFAEL SOUZA FELÍCIO

**Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de
um processo de lingotamento contínuo**

Guaratinguetá

2012

RAFAEL SOUZA FELÍCIO

Dimensionamento de trocadores de calor aplicados a refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para a obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho

Guaratinguetá

2012

S729d	Felício, Rafael Souza Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo / Rafael Souza Felício – Guaratinguetá : [s.n], 2012. 92 f : il. Bibliografia: f. 89-90 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012. Orientador: Prof Dr Pedro Magalhães Sobrinho 1. Calor – Transmissão 2. Fundição contínua I. Título CDU 536.24
-------	---

**DIMENSIONAMENTO DE TROCADORES DE CALOR APLICADOS A
REFRIGERAÇÃO DA ÁGUA DO MOLDE DE UM PROCESSO DE
LINGOTAMENTO CONTÍNUO**

RAFAEL SOUZA FELÍCIO

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE
DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE "GRADUADO EM
ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dra. ELIANA VIEIRA CANETTIERI
UNESP-FEG


Eng. FABRÍCIO VIEIRA SILVA
Membro Externo

Novembro de 2012

DADOS CURRICULARES
RAFAEL SOUZA FELÍCIO

NASCIMENTO	08/07/1987 – APARECIDA / SP
FILIAÇÃO	Antonio Celso Felício Lúcia de Fátima Souza Felício
2007/2012	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá Da Universidade Estadual Paulista.

Dedico este trabalho aos meus pais Celso e Lúcia, por toda a dedicação e apoio. Sem eles nada disso seria possível. E a Vanessa pelo apoio compreensão e paciência.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço aos meus pais, Celso e Lúcia que sempre foram os pilares da minha educação, me incentivando e me apoiando em meus projetos de vida.

À minha namorada Vanessa por sempre estar ao meu lado me apoiando e pela paciência em dividir seu tempo com meus estudos.

Ao Engenheiro Fabrício Vieira Silva por sua paciência em me ajudar e seu grande apoio no desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu orientador Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho pela ajuda, apoio e orientação neste trabalho.

Aos meus irmãos, Celso e Luciane, que sempre estiveram ao meu lado em todos os momentos.

A todos os meus amigos pessoais e de trabalho que contribuíram de certa forma para meu crescimento.

À UNESP-FEG, de forma geral que me auxiliou neste trabalho.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1	Lingotamento Contínuo	16
2.1.1	Histórico e evolução do processo de lingotamento contínuo.....	16
2.1.2	Tipos de máquinas de lingotamento contínuo.....	18
2.1.3	Descrição do processo de lingotamento contínuo.....	19
2.1.4	Extração de calor no processo de lingotamento contínuo.....	21
2.1.5	O molde no lingotamento contínuo.....	22
2.2	Trocadores de calor.....	23
2.2.1	Recuperadores e regeneradores.....	23
2.2.2	Processo de transferência de calor.....	24
2.2.3	Tipo de construção dos trocadores de calor.....	24
2.2.3.1	Trocadores de calor tubular.....	24
2.2.3.2	Trocadores de calor de placas.....	27
2.2.4	Regime de fluxo.....	29
2.3	Seleção dos trocadores de calor.....	30
2.4	Projeto de um trocador de calor.....	30
3	DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR.....	32
3.1	Definição do problema.....	32
3.2	Propriedades termofísicas dos fluidos.....	33
3.3	Balanço de energia.....	33
3.4	Coeficiente global de transferência de calor.....	35
3.5	Média logarítmicas das diferenças de temperatura.....	38
3.6	Cálculos do dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo com fluidos em contracorrente.....	43

3.6.1	Definição da localização dos fluidos.....	43
3.6.2	Comprimento máximo do trocador de calor.....	44
3.6.3	Diâmetro do tubo.....	45
3.6.4	Disposição dos tubos.....	46
3.6.5	Fator de correção do MLDT (F).....	47
3.6.6	Estimativa preliminar da área de troca de calor.....	49
3.6.7	Cálculo do número de tubos.....	52
3.6.8	Número de passes dos tubos.....	52
3.6.9	Seleção do número de tubos e diâmetro do casco segundo tabela de referência de construção.....	54
3.6.10	Verificação térmica do trocador de calor.....	56
3.6.10.1	Análise do coeficiente de transferência de calor no tubo.....	56
3.6.10.2	Análise do coeficiente de transferência de calor no casco.....	57
3.6.10.3	Coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor selecionado.....	61
3.6.10.4	Carga térmica do trocador de calor calculado.....	63
3.6.11	Verificação das perdas de carga.....	63
3.6.11.1	Análise da perda de carga nos tubos.....	63
3.6.11.2	Análise da perda de carga no casco.....	64
3.6.12	Avaliação do projeto.....	65
3.6.13	Trocador de calor projetado.....	66
3.7	Cálculos do dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo com fluidos escoando em paralelo.....	67
3.8	Cálculos do dimensionamento de um trocador de calor de placas com fluidos em contracorrente.....	68
3.8.1	Estimativa preliminar da área de troca de calor.....	68
3.8.2	Seleção de um modelo de trocador de calor de placas.....	69
3.8.3	Dimensões da placa chevron do trocador de calor M30.....	71
3.8.4	Fator de alargamento da placa.....	72

3.8.5	Número total de placas.....	73
3.8.6	Número de canais.....	74
3.8.7	Diâmetro equivalente do canal.....	75
3.8.8	Verificação das perdas de carga no trocador de calor.....	75
3.8.9	Verificação térmica no trocador de calor.....	79
3.8.9.1	Análise do coeficiente de transferência de calor.....	79
3.8.9.2	Coeficiente global de transferência de calor para o trocador de calor selecionado.....	81
3.8.9.3	Carga térmica do trocador de calor calculado.....	82
3.8.10	Avaliação do projeto.....	82
3.8.11	Trocador de calor projetado.....	83
3.9	Dimensionamento de um trocador de calor de placas com fluidos em correntes paralelas.....	83
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	84
4.1	Comparação entre os trocadores de calor casco e tubo operando em contracorrente e em corrente paralela.....	84
4.2	Comparação entre os trocadores de calor de placas operando em contracorrente e em corrente paralela.....	85
4.3	Comparação entre os trocadores de calor tipo casco e tubo e de placas operando em contracorrente.....	86
5	CONCLUSÕES.....	87
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	89

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Esquema da máquina de lingotamento contínuo desenvolvida por Bressemer.....	17
Figura 2	Tipos de máquinas de lingotamento contínuo.....	18
Figura 3	Sequência do processo de lingotamento contínuo.....	19
Figura 4	Formação da pele solidificada.....	21
Figura 5	Trocador de calor de tubo duplo.....	25
Figura 6	Esquema de um trocador de calor multitubular.....	26
Figura 7	Trocador de calor de placas com gaxeta.....	28
Figura 8	Partes principais do trocador de calor tipo placa.....	29
Figura 9	Fluxograma de projeto de um trocador de calor.....	31
Figura 10	Esquema de funcionamento do trocador de calor.....	32
Figura 11	Parede plana.....	36
Figura 12	Parede cilíndrica.....	37
Figura 13	Distribuição de temperatura em um condensador de passe único.....	38
Figura 14	Distribuição de temperatura em um evaporador de passe único.....	39
Figura 15	Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas..	39
Figura 16	Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes contrárias.	40
Figura 17	Arranjo de tubos, conforme norma TEMA.....	46
Figura 18	Fator de correção para trocadores de calor casco e tubo, com um passe no casco e qualquer número par de passes nos tubos.....	48
Figura 19	Fator de correção para trocadores de calor casco e tubo, com um passe no casco e qualquer número par de passes nos tubos.....	49
Figura 20	Tipos de chicanas.....	58
Figura 21	Principais dimensões de uma placa chevron.....	71
Figura 22	Representação do pacote de placas de um trocador de calor.....	73
Figura 23	Escoamento alternado nos canais.....	74

Figura 24	Comparação entre os trocadores de calor casco e tubo e placas.....	86
-----------	--	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Coeficientes globais de troca de calor para análises preliminar.....	51
Tabela 2	Perda de carga no tubo em função do número de passes no tubo.....	54
Tabela 3	Resistência de incrustação para água em m ² .K/W.....	62
Tabela 4	Modelos de trocadores de calor de placas série M Alfa Laval.....	70
Tabela 5	Parâmetros para fator de atrito em trocadores de calor com placas chevron	77
Tabela 6	Parâmetros para cálculo de Nusselt em trocadores de calor com placas chevron.....	79
Tabela 7	Resistência de incrustação recomendada para trocadores de calor de placas.....	81
Tabela 8	Comparação entre trocadores de calor de casco e tubo operando em contracorrente e em corrente paralela.....	85
Tabela 9	Comparação entre trocadores de calor de placas operando em contracorrente e em corrente paralela.....	86
Tabela 10	Comparação entre trocadores de calor tipo casco e tubo e placas operando em contracorrente.....	87

FELICIO, R. S. **Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo.** 2012. 92f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo determinar o tipo mais adequado de trocador de calor a ser aplicado para o resfriamento da água do molde de um processo de lingotamento contínuo. Basicamente foi estudado quatro tipos de trocadores de calor: tipo casco e tubo operando em contracorrente, tipo casco e tubo operando em corrente paralela, tipo placas operando em contracorrente e placas operando em corrente paralela. Inicialmente é apresentado o dimensionamento destes trocadores de calor para as condições de aplicação proposta. Com os trocadores de calor dimensionados foram realizadas comparações a fim de se definir o trocador de calor mais adequado à aplicação. Com o estudo, chega-se a conclusão de que os trocadores de calor tipo placas operando em contracorrente demonstram maior vantagem para esta aplicação.

PALAVRAS CHAVES: Trocador de calor. Casco e Tubo. Placas. Lingotamento Contínuo.

FELICIO, R. S. **Design of heat exchanger applied to the water cooling mold of a continuous casting process.** 2012. 92f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

This study aims to determine the most suitable type of heat exchanger to be applied to the water cooling the mold of a continuous casting process. Basically been studied four types of heat exchangers: shell and tube operating in counterflow, shell and tube operating in parallel flow, plate type and operating counterflow and plates operating in parallel flow. Initially is displayed design of heat exchangers for the conditions of the proposed application. With the heat exchangers dimensioned comparisons were made in order to set the heat exchanger more suitable for application. In the study, one comes to the conclusion that the plate type heat exchangers operating shows counterflow major advantage for this application.

PALAVRAS CHAVES: Heat Exchanger. Shell and Tube. Plate. Continuous Casting Process.

1 INTRODUÇÃO

No cenário econômico atual, extremamente competitivo, a oferta de produtos de qualidade vem sendo foco constante das empresas.

Na indústria siderúrgica, além de oferecer produtos de qualidade, a redução de retrabalhos e sucateamento são fatores de extrema importância, garantindo menores custos de produção e maximizando os lucros. Para garantir a qualidade dos tarugos de aço e a redução destes fatores, é muito importante garantir que todas as etapas da produção sejam realizadas corretamente. Dentre estas etapas de produção, será destacado neste trabalho o processo de lingotamento contínuo.

O processo de lingotamento contínuo é o último estágio em aciaria. Tem como missão solidificar o aço, em uma forma pré-estabelecida, de tal maneira que possa ser utilizado nas etapas seguintes da cadeia produtiva.

Diversas variáveis e parâmetros operacionais afetam na qualidade do aço lingotado, dentre os quais se podem citar: Tamanho da seção transversal, comprimento do molde, temperatura de vazamento do aço líquido no molde, velocidade de lingotamento, frequência e amplitude de oscilação do molde, refrigeração, propriedades físicas e químicas do sistema molde-metal líquido e lubrificação (TACONI, 2007) .

Pode-se destacar o correto resfriamento do metal líquido até sua solidificação um fator importantíssimo a ser observado para redução de defeitos gerados no processo de lingotamento contínuo. O resfriamento com água no lingotamento contínuo ocorre em dois momentos: no molde, denominado resfriamento primário e na câmara de spray denominado resfriamento secundário. Sendo que no resfriamento primário a água não entra em contato com o metal, ela circula dentro do molde para retirar calor do mesmo, e no resfriamento secundário a água é borrifada em direção ao lingote.

É importante observar que este presente trabalho trata apenas de um sistema, dentre vários envolvidos no resfriamento do aço no lingotamento contínuo, o sistema de trocadores de calor de arrefecimento da água que circula nas lingoteiras.

É comum encontrar nas instalações industriais, reservatórios de emergência para eventuais falhas no sistema de bombeamento de água para as lingoteiras. Comum também é encontrar sistemas superdimensionados devido à responsabilidade dentro do processo, chegando até a operar com desperdícios. O objetivo deste trabalho é realizar uma comparação

entre os trocadores de calor casco e tubo e de placa, operando em contra fluxo e com fluxo paralelo e ainda será demonstrado como são realizados os cálculos para o projeto destes equipamentos.

No capítulo 2 deste trabalho são apresentados conceitos sobre o processo de lingotamento contínuo, capítulo 2.1, abordando história e evolução do processo, tipos de máquinas e a descrição do processo. Também são apresentados conceitos sobre trocadores de calor, capítulo 2.2, como sua classificação, os tipos de construção, regime de fluxo, considerações para seleção e projeto. No capítulo 3 é apresentado o dimensionamento dos trocadores de calor e no capítulo 4 é feita a análise comparativa dos resultados obtidos. Por fim, o capítulo 5 expressa as conclusões sobre o presente trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Lingotamento Contínuo

2.1.1 Histórico e evolução do processo de lingotamento contínuo

O método tradicional, conhecido como lingotamento convencional, consistia em colocar o aço líquido, depois de pronto, em moldes individuais denominados lingoteiras, onde eram resfriados até sua completa solidificação. O resultado era um produto chamado lingote, que seria posteriormente aquecido e laminado na forma de placas, tarugos ou perfis, conforme o projeto de cada instalação.

Cada lingote era lingotado de forma independente. A quantidade de lingotes dependia do tamanho da panela e do tamanho das lingoteiras. Após o enchimento das lingoteiras, o aço solidificava com o decorrer do tempo, para depois serem removidos através do processo de estripamento, que utilizava uma ponte rolante especial, chamada de ponte pinça, dotada de pinças de grandes dimensões que tiravam o lingote solidificado da forma.

É uma grande vantagem lingotar continuamente o tarugo destinado à laminação de barras, eliminando assim o trabalhoso e caro processo de laminação de desbaste, e isso foi buscado por anos.

A concepção inicial do projeto de lingotamento contínuo surgiu em 1840, G.E. Sellers nos Estados Unidos patenteando um processo de lingotamento contínuo de tubos de chumbo

(U. S. Patent 1908). Em 1843, J. Laing (EE. UU.) e, em 1865, Sir Henry Bessemer, haviam solicitado patentes para o lingotamento contínuo de ferro maleável, destinado a fabricação de chapas. Em 1886 B. Atha obteve a patente americana Nº 425846 para lingotamento contínuo de tarugos de aço carbono de 100 x 100 mm (ARAÚJO, 1997).

O conceito básico do lingotamento contínuo, como conhecemos hoje, com molde resfriado a água, resfriamento secundário, barra-falsa, roletes de empuxo e dispositivo de corte foi apresentado na Alemanha em 1887 por Rainer M. Delen (ARAÚJO, 1997).

Em 1933 Siegfried Junghans patenteou um sistema de oscilação do molde, fazendo que o processo fosse utilizado em larga escala. Junghans é considerado, por isso, o pai das modernas máquinas de lingotamento contínuo (MOURÃO, 2007). Após a segunda guerra mundial, uma planta piloto iniciou a produção contínua de aço; a primeira máquina construída foi uma máquina vertical instalada em 1946 na Inglaterra. A partir daí, uma série de outras máquinas iniciaram a produção, e cada uma delas apresentava inovações que impulsionavam ainda mais o processo (MOURÃO, 2007).

O processo de lingotamento contínuo no Brasil foi introduzido pela Companhia Riograndense em 1960, com uma máquina de tarugos de dois veios, seguida pela siderúrgica Dedini, em 1968, com uma máquina de tarugos de três veios (VALADARES, 2002). A partir daí, o número de máquinas de lingotamento contínuo no Brasil cresceu. Em 1976, a Usiminas iniciou a produção de placas, com a instalação de duas máquinas de lingotamento com dois veios cada, seguida pela CSN, Cosipa e CST (VALADARES, 2002).

A figura 1 apresenta um desenho esquemático da máquina de lingotamento contínuo desenvolvida por Bressemer em 1969.

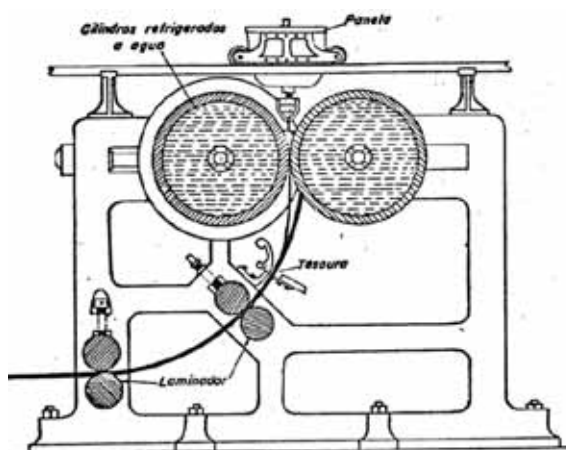


Figura 1 – Esquema da máquina de lingotamento contínuo desenvolvida por Bressemer (BRESSEMER, 1969).

2.1.2 Tipos de máquinas de lingotamento contínuo

Pode-se citar três tipos fundamentais de máquinas de lingotamento contínuo:

Com molde reto – Vertical

Com Molde reto – Dobramento do veio

Com molde curvo (com um ou vários raios de dobramento posterior).

A figura 2 apresenta um desenho esquemático destas três máquinas.

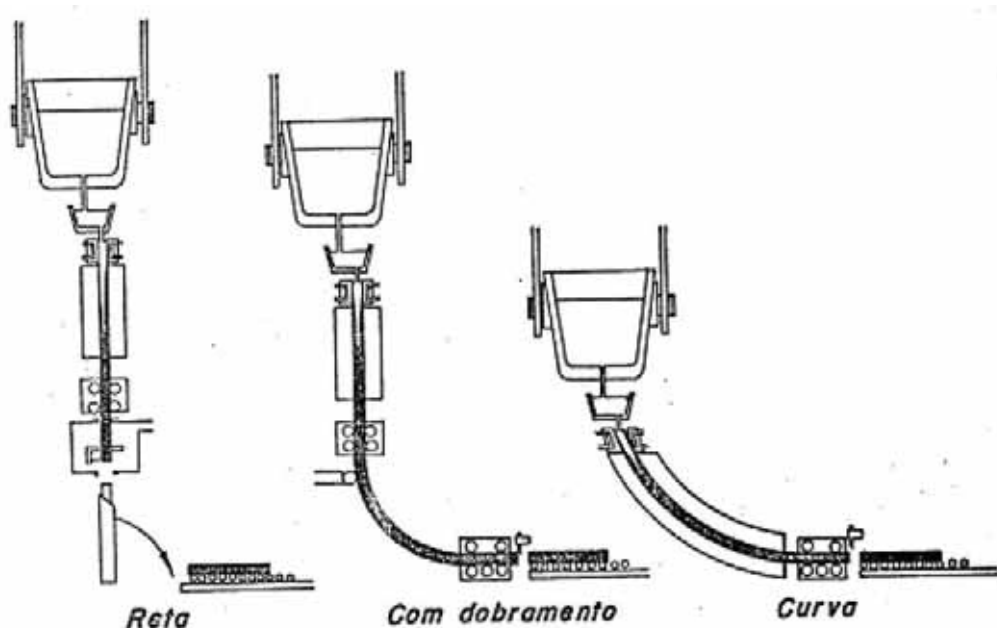


Figura 2 – Tipos de máquinas de lingotamento contínuo (TACONI, 2007).

Na máquina de lingotamento contínuo vertical, com molde reto, o aço atravessa o molde, a câmara de resfriamento secundário, os rolos de empuxe e é cortado, sempre na vertical. Os pedaços são submetidos a um rebatimento para o plano horizontal, para serem transportados. Tem a vantagem de não necessitar de rolos de curvatura e de endireitamento, porém, ainda assim demanda um investimento maior devido à altura total das instalações, que é da ordem de 25 m (ARAÚJO, 1997) e que limita o comprimento do veio. Além disso, apresenta um problema de segurança, pois a panela está muito acima do nível do solo durante o vazamento, e em caso de algum acidente seu acesso é difícil.

As máquinas verticais são hoje restritas a alguns tipos de aços especiais ou para tubos sem costura, onde a segregação axial é muito importante.

Em 1963, foi desenvolvido o sistema de curvar o tarugo depois de solidificado e cortá-lo na horizontal, o que trouxe benefício na altura das instalações e também sensível melhora no sistema de vazamento.

Outro tipo de máquina de lingotamento contínuo é a de molde curvo, que tem como característica a baixa pressão ferrostática, reduzindo assim o “*estufamento*” do veio no resfriamento secundário. Esta máquina também, como a de dobramento do veio, tem como vantagem a menor altura das instalações.

2.1.3 Descrição do processo de lingotamento contínuo

O princípio básico do processo de solidificação do aço, utilizando uma máquina de lingotamento contínuo, compreende o vazamento do aço líquido verticalmente a partir de uma panela que está depositada em uma torre de panela a caminho do distribuidor para dentro de um molde de cobre refrigerado. Como mostrado na figura 3.

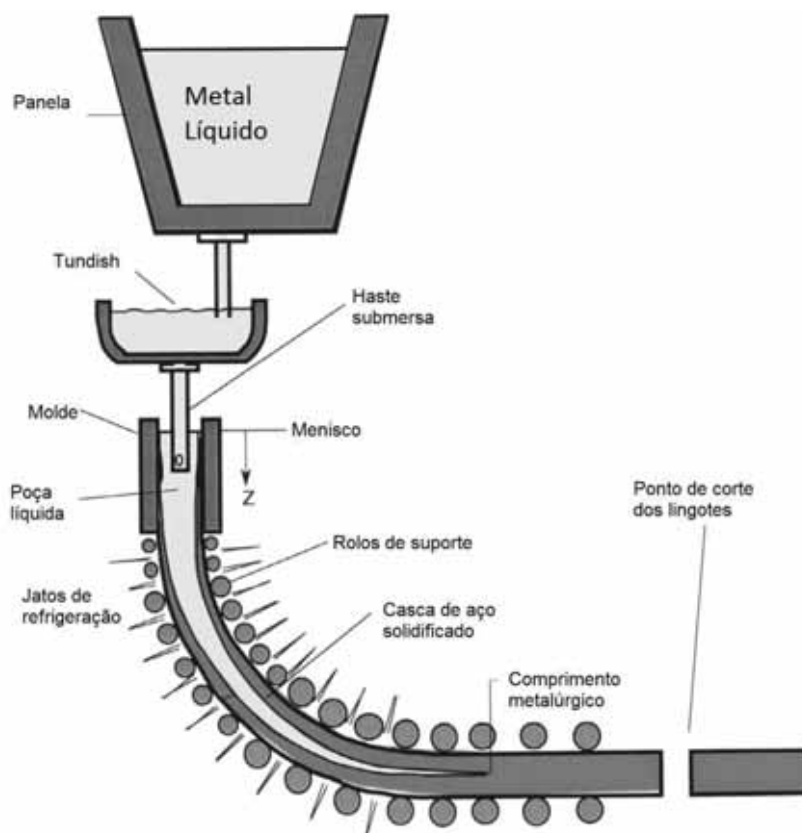


Figura 3 – Sequência do processo de lingotamento contínuo (Adaptado de SAMARASEKERA, 2003).

O calor é extraído do aço líquido e transportado através da parede do molde, por onde circula a água responsável pelo resfriamento do molde, solidificando imediatamente o aço em contato com o molde, formando uma pele solidificada. Levado pelo movimento de extração da máquina, o invólucro formado pela pele aumentará em espessura. Durante este estágio, dois princípios são fundamentais para garantir o sucesso do processo: o movimento de oscilação do molde e a lubrificação da pele solidificada.

O molde alterna movimentos de subida e descida que são ajustados por dois parâmetros denominados curso e frequência. Curso é a distância em milímetros percorrida pelo molde no movimento de oscilação, e frequência é o número de ciclos por minuto com que o molde se desloca na vertical. O ajuste desses parâmetros definirá a capacidade de estripamento ou destacamento do aço solidificado em relação à lingoteira, denominado estripamento negativo, medido pelo tempo de estripamento negativo, que nada mais é do que o tempo em que a velocidade de descida do molde é mais rápida que a velocidade de extração da pele solidificada. Esse tempo deve ser maior que 0,20 segundos (MOURÃO, 2007), para que não haja aderência da pele formada sobre a superfície do molde.

Em qualquer processo de lingotamento contínuo, um lubrificante é necessário, a fim de evitar a aderência da pele formada sobre a superfície do molde. No caso de lingotamento de placas e blocos, o lubrificante utilizado é denominado fluxante, em forma de pó, e no caso de tarugos é utilizado óleo de colza (MOURÃO, 2007). No estado líquido, eles deverão passar pelo vazio formado entre a pele solidificada e o molde.

A pele solidificada é suficiente mente forte para suportar as pressões ferrostáticas e as pressões mecânicas e térmicas no processo, formando uma espécie de bolsa, contendo em seu interior aço líquido, que será arrastado para o interior da máquina de lingotamento. A pele formada, cada vez mais, aumenta e sofre a ação da força criada pela coluna de aço. Devido a ação desta força, a pele solidificada tende a expandir provocando um fenômeno denominado abaulamento ou “*bulging*”, como pode ser observado na Figura 4. Nesta etapa, o lingote será suportado por uma parede de rolos, que o manterá pressionado, impedindo sua expansão.

Após o material deixar o molde, ele passa por um resfriamento secundário, feito por um conjunto de chuveiros de água (sprays), distribuídos uniformemente ao longo da extensão da máquina, por entre os pares de rolos. Este resfriamento secundário retira calor até a completa solidificação do aço líquido existente no interior do invólucro.

A condução do aço lingotado, por entre os pares de rolos, continua até a parte final do equipamento, onde todo o aço terá se solidificado. Após esta etapa de solidificação um maçarico automático faz o corte de acordo com um comprimento definido.

A figura 4 ilustra a formação da pele solidificada no molde.

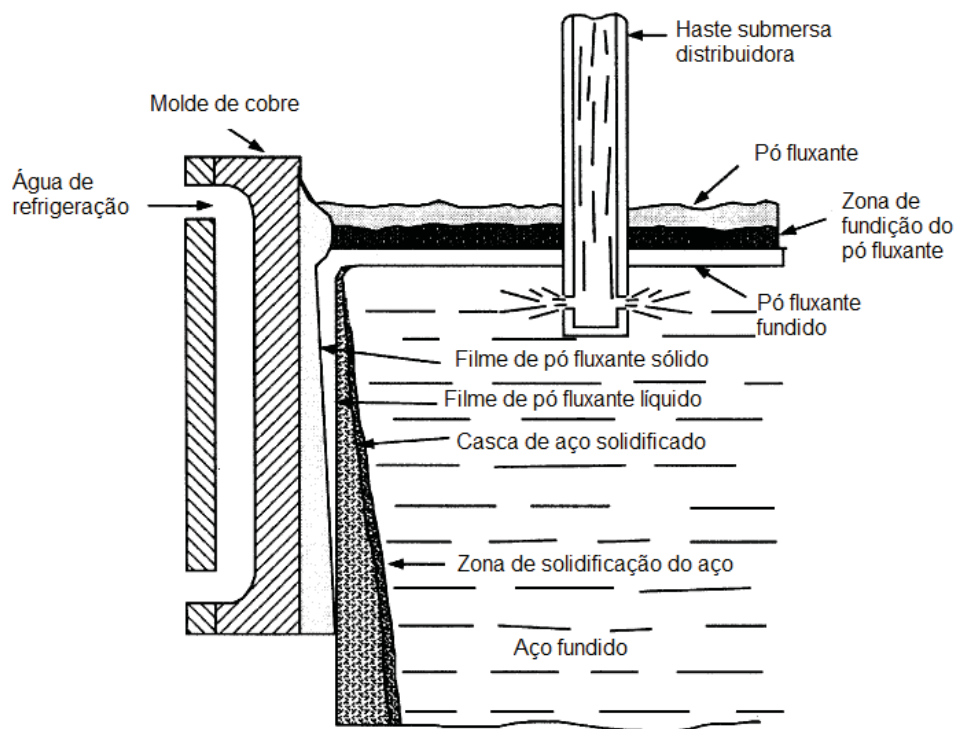


Figura 4 – Formação da pele solidificada (Adaptado de SAMARASEKERA, 2003).

2.1.4 Extração de calor no processo de lingotamento contínuo.

A extração de calor no processo de lingotamento contínuo é de fundamental importância para a garantia da qualidade do aço lingotado. Esta extração de calor acontece em 3 etapas com o objetivo de assegurar um fluxo térmico adequado ao processo:

Resfriamento primário: acontece quando o metal passa pelo molde. Dentro do molde o metal sofre a primeira etapa de resfriamento, com o objetivo de formar uma casca sólida com uma espessura tal que suporte a pressão ferrostática e as tensões mecânica e térmica do processo, de tal maneira, evitando rupturas ou trincas no material lingotado.

A transferência de calor no molde pode ser classificada (PENNA, 2005) em: transferência de calor horizontal entre o molde e a casca sólida e transferência de calor vertical entre a superfície do aço líquido e a atmosfera.

O calor é transferido da superfície do aço lingotado para a água de arrefecimento do molde, que posteriormente será resfriada no sistema de trocadores de calor.

Resfriamento secundário: se encontra após a saída do molde, é também chamado de região de sprays. É a segunda etapa de resfriamento do metal. O resfriamento é realizado através do borrifamento de água sobre o metal, feito pelos sprays, que estão dispostos em boa parte do raio da máquina de lingotamento. Essa região objetiva a solidificação final do aço antes da região do corte. É de fundamental importância que esta extração de calor aconteça de maneira uniforme, evitando o surgimento de trincas no material.

A temperatura na superfície do tarugo e a vazão de água dos sprays diminuem gradativamente do primeiro ao último conjunto de sprays. A medida que a casca solidificada aumenta, a resistência do fluxo de calor do aço líquido para o exterior também aumenta.

Resfriamento por convecção natural e radiação: esta etapa de resfriamento acontece depois da região de sprays. A transferência de calor da superfície do tarugo para o meio é dada por radiação e convecção natural, além desta transferência de calor, existe ainda a transferência por condução na região de contato com os rolos extratores.

2.1.5 O molde no lingotamento contínuo

É considerada a parte mais importante do processo de lingotamento contínuo (MOURÃO, 2007). Nele, ocorre o início da solidificação do aço proveniente do distribuidor, e é no molde que se definirá o perfil do produto. Ele consiste de um tubo de cobre (lingoteira) geralmente de seção quadrada e com cantos arredondados, que é montado concentricamente dentro de uma jaqueta de aço. A água flui através de um espaço entre a jaqueta e o tubo, e tem a função de retirar calor do tubo.

Uma grande variedade de problemas que ocorrem no lingotamento contínuo, que vão desde *breakouts* (perfuração) a defeitos superficiais e trincas, estão ligados a fenômenos que ocorrem no molde. Uma extração de calor apropriada no molde resulta em tarugos com boa qualidade superficial e previne a ocorrência de *breakouts*. Uma taxa de transferência de calor alta ou irregular pode levar à geração de tensões térmicas na pele solidificada, causando trincas longitudinais. E uma extração de calor insuficiente pode levar a formação de uma pele fina e mais propensa a abaulamentos e *breakouts* (PENNA, 2005).

Portanto, o fornecimento da água de resfriamento do molde em temperatura adequada é de fundamental importância para a qualidade dos produtos lingotados.

A água que circula no molde, geralmente, é desmineralizada, para que não ocorra incrustações ou corrosão no molde, que levaria a uma deficiência na troca de calor. Esta água, através de convecção forçada, retira o calor do molde e é resfriada posteriormente em um sistema de trocadores de calor, retornando novamente para o molde, em um ciclo.

2.2 Trocadores de calor

Os trocadores de calor são equipamentos ou dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois ou mais fluidos que se encontram em temperaturas diferentes. Os trocadores de calor podem ser usados em uma variedade de aplicações, como por exemplo em aquecedores de ar, em sistemas de ar-condicionado, em indústrias alimentícias, indústrias químicas, em processos de aciaria e em produção de energia em usinas.

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com os seguintes critérios (KAKAÇ, 2002):

- Recuperadores ou regeneradores;
- Processo de transferência: contato direto e contato indireto;
- Tipo de construção: tubulares, placas e superfícies estendidas;
- Mecanismo de troca de calor: única fase e duas fases;
- Fluxo: paralelo, contrário e cruzado.

2.2.1 Recuperadores e regeneradores

O trocador de calor, com transferência de calor entre dois fluidos, é chamado de recuperador quando um fluido que entrará em um processo passa por um trocador de calor e retira (recupera) calor de um fluido que já está saindo do processo com temperatura superior, ou seja, estes dois fluidos trocam calor pela parede que os separam.

Nos regeneradores a mesma passagem de fluxo é alternadamente ocupada por um dos dois fluidos. O fluido quente armazena energia térmica na matriz durante sua passagem e quando o fluido frio passa, posteriormente, este calor é transferido da matriz para ele. Portanto, a energia térmica não é transferida através da parede entre dois fluidos como nos recuperadores.

2.2.2 Processo de transferência de calor

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com o processo de transferência de calor em: contato direto e contato indireto.

- Contato indireto: neste tipo de trocador de calor os fluidos permanecem separados e há um fluxo contínuo de calor do fluido quente ao frio através de uma parede que os separa. Não há mistura entre eles, pois cada fluxo percorre caminhos separados.
- Contato direto: neste tipo de trocador de calor os fluidos se misturam. Comparando com os trocadores de calor do tipo de contato indireto, as taxas de transferência de calor alcançadas pelo de contato direto são muito superiores. Normalmente são utilizados em aplicações que envolvem transferência de calor e de massa, sendo raras as aplicações que envolvem somente transferência de calor. Sua aplicação é limitada a casos em que o contato direto entre os fluidos é permitido.

2.2.3 Tipo de construção dos trocadores de calor

Trocadores de calor são frequentemente descritos em termos de suas características de construção. Os principais tipos são trocadores de calor tubular, de placas e de superfície estendida.

2.2.3.1 Trocadores de calor tubular

Trocadores de calor tubular são construídos de tubos circulares. Um fluxo percorre o interior dos tubos e o outro fluxo passa pelo lado de fora dos tubos. Diversas características podem ser mudadas neste trocador de calor, diâmetro dos tubos, número de tubos, comprimento, distância entre os tubos e o arranjo destes tubos. Portanto, existe uma boa flexibilidade no projeto deste tipo de trocador de calor.

Os trocadores de calor do tipo tubular podem ser classificados como:

- Trocador de calor de tubo duplo
- Trocador de calor casco e tubo
- Trocador de calor tipo serpentina

a. Trocador de calor de tubo duplo

Um típico trocador de calor de tubo duplo consiste de um tubo colocado concentricamente dentro de outro tubo de diâmetro maior. Onde um fluxo com uma temperatura passa por dentro do tubo de diâmetro menor e o outro com temperatura diferente passa pelo tubo de diâmetro maior. Vários trocadores de calor de tubo duplo podem ser colocados em série ou paralelo para atender a perda de carga e a temperatura adequada do projeto. O principal uso deste trocador de calor se faz em processos que necessitem de sensível aquecimento ou resfriamento onde pequenas áreas são requeridas (até 50 m²). Este tipo de trocador também é muito adequado quando um ou ambos os fluidos estão à alta pressão. As maiores desvantagens do trocador de calor de tubo duplo são que seu custo e tamanho são superiores a de outros tipos de trocadores de calor. O tubo interno pode ser único ou com vários tubos. Conforme mostrado na figura 5. Se o coeficiente de troca de calor do tubo interno for pequeno, podem-se usar tubos aletados.



Figura 5 – Trocador de calor de tubo duplo (KAKAÇ, 2002)

b. Trocador de calor tipo casco e tubo

Este trocador de calor é construído com tubos montados dentro de grandes carcaças cilíndricas. Um dos fluidos passa por dentro dos tubos e o outro entre a carcaça e os tubos. Existe uma variedade de possibilidades de construções diferentes destes trocadores de calor, dependendo da transferência de calor desejada, do desempenho, da perda de carga e dos métodos usados para reduzir tensões térmicas, prevenir vazamentos, facilitar a limpeza, suportar altas temperaturas e pressões elevadas e também suportar diferentes situações de corrosão. Eles são muito usados como resfriadores de óleo, pré-aquecedores em usinas, em indústrias químicas e em várias aplicações de processos industriais.

Trocadores de calor do tipo casco e tubo fornecem taxas relativamente grandes de transferência de calor. São também facilmente encontradas empresas especializadas na fabricação destes trocadores.

São trocadores de calor robustos e utilizados em condições operacionais de pressões e temperaturas altas, atmosfera altamente corrosiva, fluidos muito viscosos, misturas multicomponentes e outras.

A figura 6 apresenta o esquema de um trocador de calor multitubular com seus respectivos componentes construtivos.

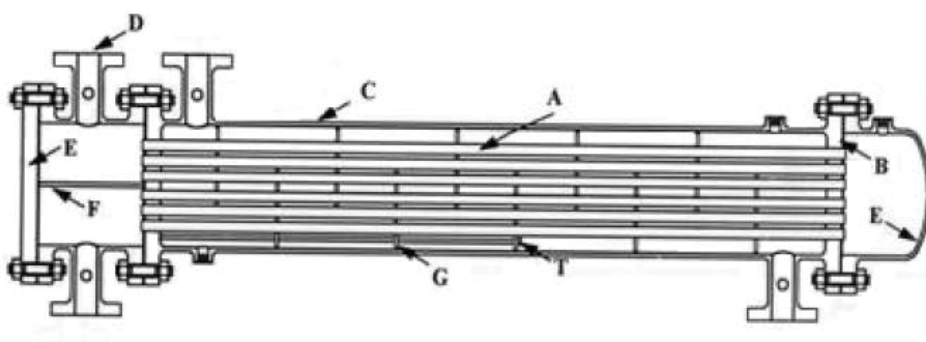


Figura 6 – Esquema de um trocador de calor multitubular (ESTEVES, 2009).

A – Tubos: Componentes básicos, onde ocorre a troca de calor entre os fluidos interno e externo;

B – Espelhos: Elementos de fixação das extremidades dos tubos do trocador de calor;

C – Casco: Componente por onde circulará o outro fluido, ela é que define o diâmetro das chicanas. É dentro do casco que estão os feixes de tubos, as chicanas e os tirantes;

D – Bocais do casco: Elemento que dá acesso ao fluido passar para o interior do trocador de calor;

E – Cabeçotes: Controla e orienta o escoamento no feixe de tubos;

F – Chicanas longitudinais – Promove a multiplicidade de passagens das correntes dos fluidos no trocador;

G – Chicanas: dão sustentação ao feixe de tubos, diminuem os efeitos das vibrações e auxiliam no aumento de troca térmica.

c. Trocador de calor tipo serpentina

Este tipo de trocador de calor consiste de uma ou mais bobinas em forma de espiral (serpentinhas) ordenadas em uma carcaça. A transferência de calor associada a um tubo espiral é mais alta que em um tubo reto. Tem a vantagem de poder acomodar uma grande superfície de troca de calor em um espaço pequeno. São apropriados para expansão térmica, porém a limpeza deste tipo de trocador de calor é muito problemática.

2.2.3.2 Trocadores de calor de placas

Trocadores de calor de placas são construídos de placas finas que formam canais de escoamento. Os fluxos de fluido são separados por estas placas lisas ou placas onduladas que formam um canal entre as aletas. Estes trocadores de calor são utilizados para transferência de calor entre qualquer combinação de gases, líquidos ou fluxos de fases diferentes. Os trocadores de calor de placas são classificados em espiral, lamela e trocador de calor a placas com gaxeta (usualmente designados pela sigla PHE – plate heat exchanger). Como característica comum todos tem placas paralelas que formam canais para o escoamento alternado dos fluidos e a troca térmica acontece das finas chapas metálicas.

A figura 7 apresenta um modelo de trocador de calor de placas com gaxeta da fabricante Alfa Laval.



Figura 7 – Trocador de calor de placas com gaxeta (ALFA LAVAL, 2012)

Atualmente os trocadores de calor tipo placa com gaxeta são muito empregados em processos que exijam alta eficiência e flexibilidade, com temperaturas inferiores a 250°C e pressões menores que 25 bar (KAÇAK, 2002).

Estes trocadores de calor são bastante compactos, exigem pouco espaço físico se comparado com os trocadores de calor de casco e tubo e são fáceis de serem adaptados a mudanças de demanda térmica, possibilitando a inclusão ou a retirada de placas. Tem também como vantagem a facilidade de manutenção e limpeza, pois são fáceis de desmontar e montar. São diversas as aplicações deste tipo de trocador de calor, por exemplo resfriamento de óleo de turbinas a vapor, resfriamento da água de geradores ou de plantas nucleares e resfriamento de banhos de acabamento de metais e também em processos de regeneração de calor (GUT, 2003).

Os trocadores de calor tipo placa com gaxeta, consistem de um pacote de placas corrugadas, geralmente de aço inoxidável, agrupadas e comprimidas em um pedestal de aço carbono. Estas placas são seladas por gaxetas e possuem orifícios de passagem nos quatro

cantos. Este conjunto de placas seladas forma uma sequencia de canais por onde os fluidos quente e frio iram passar alternadamente, trocando calor entre eles através das placas de aço.

A figura 8 mostra as partes principais de um trocador de calor de placas com gaxetas.

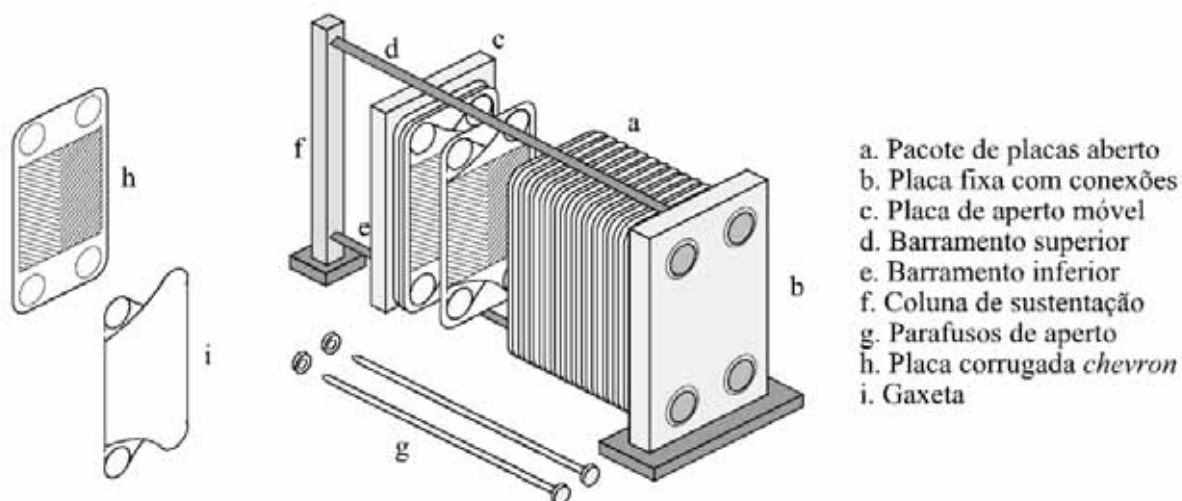


Figura 8 – Partes principais do trocador de calor tipo placa (GUT, 2003).

2.2.4 Regime de fluxo

Os trocadores de calor também podem ser classificados de acordo com o caminho do fluxo dos fluidos através do trocador de calor. As três configurações básicas são:

- Fluxo paralelo
- Fluxo contrário
- Fluxo cruzado

Nos trocadores de calor de fluxo paralelo, os dois fluxos entram juntos e fluem num mesmo sentido e direção. Em trocadores de calor de fluxo contrário, os dois fluxos fluem em sentidos contrários. Já nos trocadores de fluxo cruzado, um dos fluidos flui em um sentido, na superfície de transferência de calor, e o outro flui formando um ângulo de 90° com este.

A diferença mais relevante entre os tipos de fluidos está em como se dá a distribuição de temperatura ao longo do comprimento do trocador de calor, o que influencia diretamente na quantidade de transferência de calor do equipamento.

2.3 Seleção dos trocadores de calor

De acordo com Kaçak (2002), os critérios básicos para seleção de um trocador de calor são:

- O trocador de calor deve atender as especificações do processo, e deve estar apto ao uso até a próxima parada programada para manutenção;
- O trocador de calor deve suportar as condições de serviço do ambiente, deve também resistir à corrosão dos fluxos que por ele passaram bem como a do meio ambiente onde será exposto. O trocador de calor deve também resistir às incrustações pelo período especificado pelo projeto;
- O trocador de calor deve ser de fácil manutenção, o que implica na escolha de uma configuração que permita que a limpeza ou a substituição de algum componente seja facilitada;
- O trocador de calor deve também possuir bom custo benefício. Os custos de instalação, de operação e de manutenção, incluindo as perdas de produção devido à eventual indisponibilidade do trocador de calor devem ser calculados e o trocador de calor deve custar tão pouco quanto possível.

2.4 Projeto de um trocador de calor

O primeiro critério para o projeto de um trocador de calor é que ele deve atender as necessidades do processo. Deve-se definir primeiramente o problema com todas as condições necessárias detalhadas sobre a vazão dos fluidos, pressões operacionais, limitações de perda de carga, temperaturas, tamanho, duração e restrições do projeto tais como custo, tipo de material ou tipo do trocador de calor que deveram ser atendidas.

Baseado nas especificações do problema, o tipo do trocador de calor, o tipo de fluxo, a geometria e os materiais adequados poderão ser selecionados. Na seleção do tipo de trocador de calor, a pressão de operação e níveis de temperatura, requisitos de manutenção, confiabilidade, segurança, disponibilidade no mercado ou capacidade de fabricação e custos devem ser considerados.

Em problemas de trocadores de calor, podemos nos deparar com duas linhas de projeto, a de dimensionamento (elaboração de um novo projeto) ou a de avaliação de um trocador já existente (análise de performance). Nos problemas de dimensionamento, a área da superfície de troca de calor e as dimensões do trocador de calor serão determinadas. As variáveis de

entrada para um problema de dimensionamento são: vazão dos fluidos, temperaturas de entrada e uma temperatura de saída, geometria da superfície, limitações de perda de carga e propriedades termofísicas dos fluidos e materiais.

Nos problemas de avaliação de desempenho, o trocador de calor já existe ou a configuração do trocador de calor é selecionada por dimensionamento aproximado. Assim, as variáveis de entrada para problemas de avaliação de desempenho são: dimensões e geometrias do trocador de calor, vazão dos fluidos, temperaturas de entrada, e limitações de perda de carga. As temperaturas de saída dos fluidos, a transferência de calor e a perda de carga de ambos os fluidos serão calculadas. Se a análise mostra um desempenho térmico aceitável, com perdas de cargas dentro dos limites já estabelecidos no projeto então a configuração do trocador de calor em questão pode ser considerada a solução do problema. Muitas vezes mais de um tipo de configuração atendem a estes requisitos, então deve-se usar outros critérios para a escolha mais adequada, normalmente o critério utilizado é o custo do trocador de calor.

O fluxograma para o projeto de um trocador de calor pode ser observado na figura 9

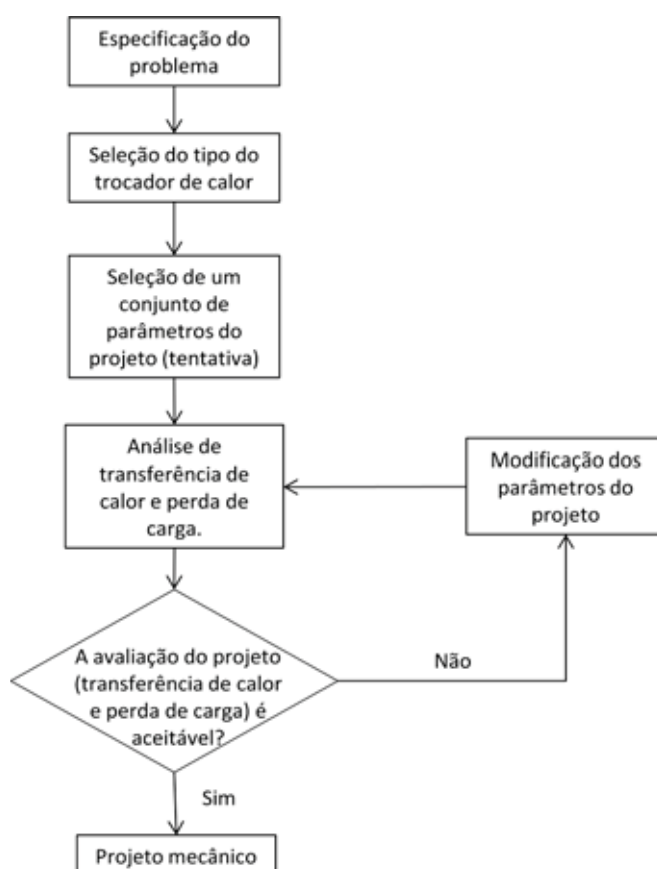


Figura 9 – Fluxograma de projeto de um trocador de calor

3 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

3.1 Definição do problema

O trocador de calor deve resfriar a água desmineralizada que sai do molde do processo de lingotamento contínuo a uma temperatura de 45 °C até a temperatura de 35°C. Esta água após resfriada é armazenada em um tanque com capacidade de 200 m³ e por meio de um sistema de bombeamento retorna ao molde. Como fonte fria utiliza-se a água industrial de uma estação de tratamento de água que entra no trocador de calor a 30 °C e deve sair a 34 °C, retornando para a torre de resfriamento.

Para o bom funcionamento do processo de lingotamento contínuo, a vazão de água no molde deverá ser de 666 m³/h.

É feita uma ilustração deste problema na figura 10.

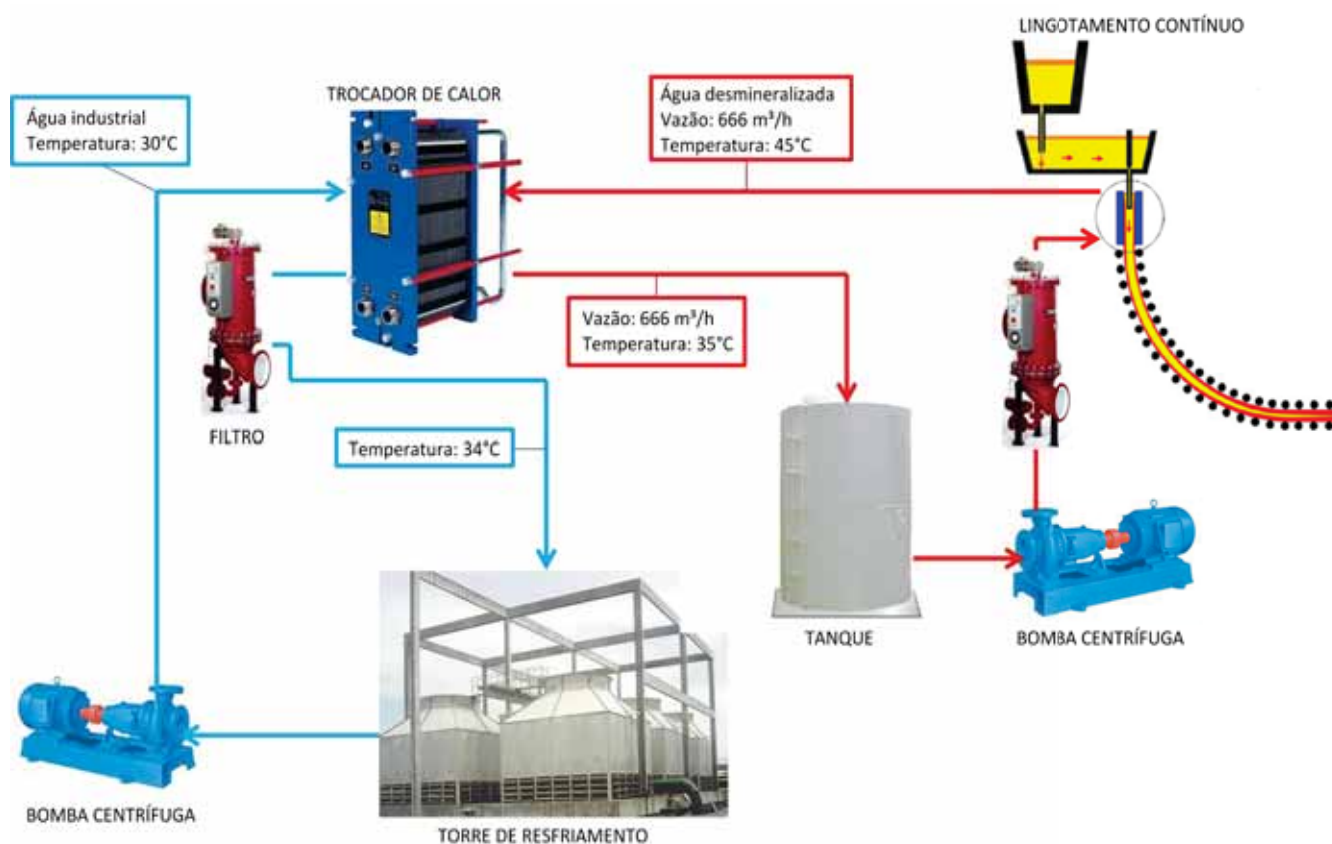


Figura 10 – Esquema de funcionamento do trocador de calor

3.2 Propriedades termofísicas dos fluidos

As propriedades termofísicas dos fluidos foram obtidas baseadas na média entre as temperaturas de entrada e saída dos mesmos.

Fluido quente:

Água desmineralizada;

Temperatura de entrada $T_{q1} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura de saída $T_{q2} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura média $T_{q \text{ média}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Calor específico $C_{p_q} = 4178 \text{ J/(kg.K)}$;

Densidade $\rho = 992 \text{ kg/m}^3$;

Viscosidade cinemática $\mu = 0,000657 \text{ N.s/m}$

Condutividade térmica $K = 0,6316 \text{ W/(m.K)}$;

Prandtl $Pr = 4,344$;

Fluido frio:

Água industrial;

Temperatura de entrada $T_{f1} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura de saída $T_{f2} = 34 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Temperatura média $T_{m_f} = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Calor específico $C_{p_f} = 4178 \text{ J/(kg.K)}$;

Densidade $\rho = 995 \text{ kg/m}^3$;

Viscosidade cinemática $\mu = 0,000769 \text{ N.s/m}$

Condutividade térmica $K = 0,62 \text{ W/(m.K)}$;

Prandtl $Pr = 5,2$;

3.3 Balanço de energia

O balanço de energia para sistemas abertos sem reação química pode ser escrito como:

$$\Delta E = Q + W - \Delta(H + E_c + E_p) \quad (1)$$

Sendo E a energia total, Q o calor transferido, W o trabalho mecânico ou elétrico realizado, H a entalpia, E_c a energia cinética e E_p a energia potencial.

Considerando que o equipamento de troca de calor opera em estado estacionário, no trocador de calor não há trabalho sendo realizado, a energia cinética e potencial podem ser desprezadas e não há acúmulo de energia, a equação 1 se reduz, para cada corrente no trocador, a:

$$q = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Onde $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido em circulação, h_1 e h_2 as entalpias por unidade de massa dos fluxos na entrada e na saída, respectivamente.

No trocador de calor, pode haver troca de calor com o ambiente, porém como a quantidade é pequena se comparada com as trocas entre o fluido, podem ser desprezadas. Com esta suposição, o calor que um fluido perde é igual ao calor que o outro fluido recebe.

Assim a equação para cada fluido que escoa no trocador de calor é representada a seguir.

Para o fluido quente, onde a vazão mássica é representada por $\dot{m}_q$, as temperaturas de entrada e saída por T_{q1} e T_{q2} e as entalpias h_{q1} e h_{q2} temos:

$$q_q = \dot{m}_q \times (h_{q2} - h_{q1}) \quad (3)$$

Para o fluido frio, onde a vazão mássica é representada por $\dot{m}_f$, as temperaturas de entrada e saída por T_{f1} e T_{f2} e as entalpias h_{f1} e h_{f2} temos:

$$q_f = \dot{m}_f \times (h_{f2} - h_{f1}) \quad (4)$$

Como o fluido frio recebe o calor do fluido quente temos:

$$q_f = -q_q \quad (5)$$

$$\dot{m}_f \times (h_{f2} - h_{f1}) = \dot{m}_q \times (h_{q2} - h_{q1}) \quad (6)$$

Não havendo mudança de fase em nenhum dos fluidos, apenas calor sensível será trocado e a equação 4 pode ser escrita como:

$$\dot{m}_f \times C_p \times (T_{f2} - T_{f1}) = \dot{m}_q \times C_p \times (T_{q2} - T_{q1}) \quad (7)$$

Calculando então a taxa total de troca de calor entre os fluidos quente e frio, temos:

$$q_q = 183,52 \times 4178 \times (35 - 45)$$

$$q_q = -7667465,6 \text{ W}$$

Da equação 5 temos que:

$$q_f = 7667465,6 \text{ W}$$

Utilizando a equação 7 definimos então o valor da vazão mássica necessária para o fluido frio:

$$\dot{m}_f = 458,8 \text{ Kg/s}$$

3.4 Coeficiente global de transferência de calor

Uma das etapas mais importantes para a escolha ou análise de um trocador de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos.

O coeficiente é determinado levando em consideração as resistências condutiva e convectiva entre fluidos separados por paredes planas.

Por exemplo, em casos de paredes planas, demonstrada na figura 11, temos:

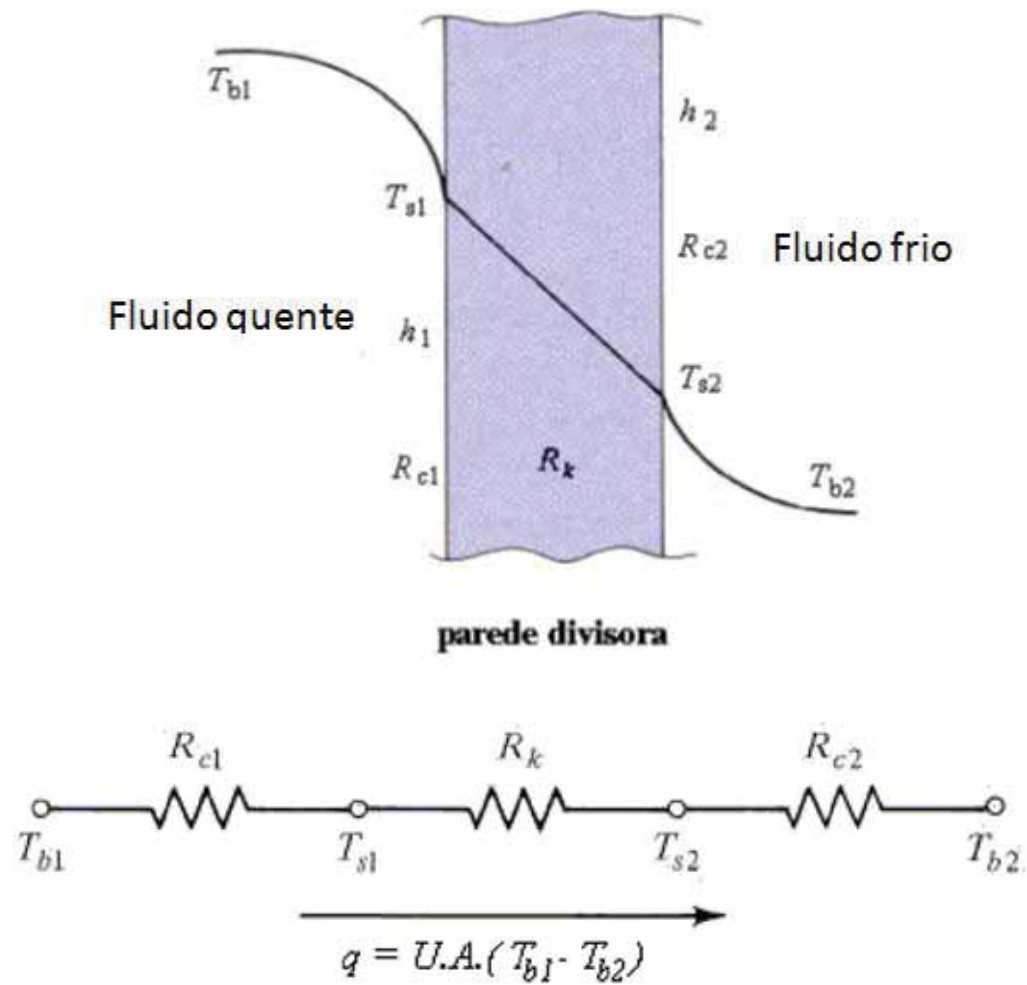


Figura 11 – Parede plana (INCROPERA, 2008).

Então, para este circuito, temos:

$$q = U \times A \times (T_{b1} - T_{b2}) \quad (8)$$

Onde T_b indica a temperatura média de mistura de cada um dos fluidos.

Para casos de paredes cilíndricas, demonstrada na figura 12, temos:

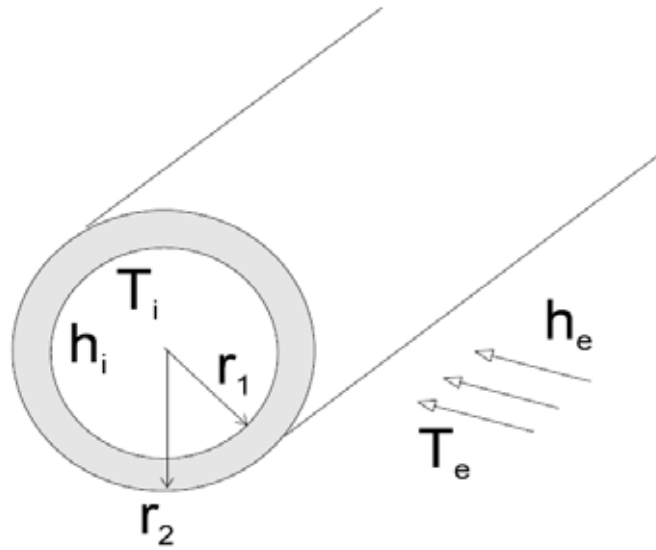


Figura 12 – Parede cilíndrica (INCROPERA, 2008).

$$q = \frac{(\Delta T)_{total}}{R_t} = \frac{(\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i \times A_i} + R_{cond} + \frac{1}{h_e \times A_e}} \quad (9)$$

Sendo:

$(\Delta T)_{total}$ = diferença de temperatura entre os fluidos

h_i, h_e = coeficientes de película dos fluidos interno e externo

A_i, A_e = áreas superficiais interna e externa dos tubos

R_{cond} = resistência térmica a convecção nos tubos

Considerando desprezível a resistência térmica a convecção na parede dos tubos de um trocador de calor (tubos de paredes fina de metal), a equação 9 pode ser reescrita com segue:

$$q = \frac{A_e \times (\Delta T)_{total}}{\frac{A_e}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (10)$$

Como o objetivo do trocador de calor é facilitar a troca térmica, os tubos metálicos usados são de parede fina ($r_i \sim r_e$). Logo, as área das superfícies interna e externa dos tubos são aproximadamente iguais, o seja, $A_i = A_e$. Assim, temos:

$$q = \frac{A_e \times (\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (11)$$

O coeficiente global de transferência de calor é definido como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (12)$$

Combinando as equações 11 e 12 temos então:

$$q = U \times A \times (\Delta T)_{total} \quad (13)$$

3.5 Média logarítmicas das diferenças de temperatura

As temperaturas dos fluidos no interior de um trocador de calor não são, geralmente, constantes, variando de ponto a ponto à medida que os fluidos, quente e frio, trocam calor.

As figuras 13, 14, 15 e 16, ilustram como pode ocorrer a variação de temperatura no interior de um trocador de calor simples.

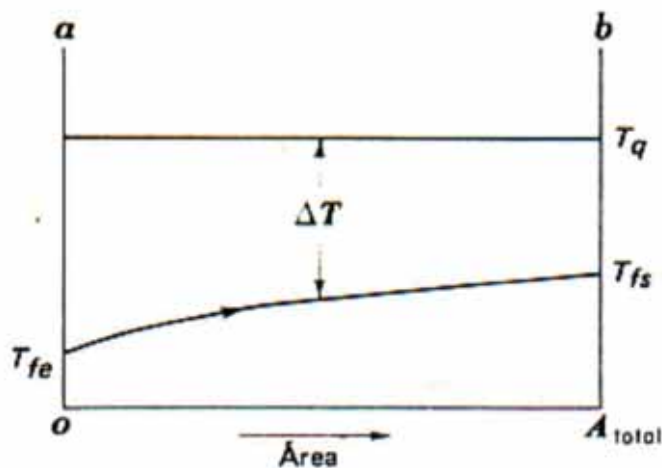


Figura 13 – Distribuição de temperatura em um condensador de passe único (INCROPERA, 2008).

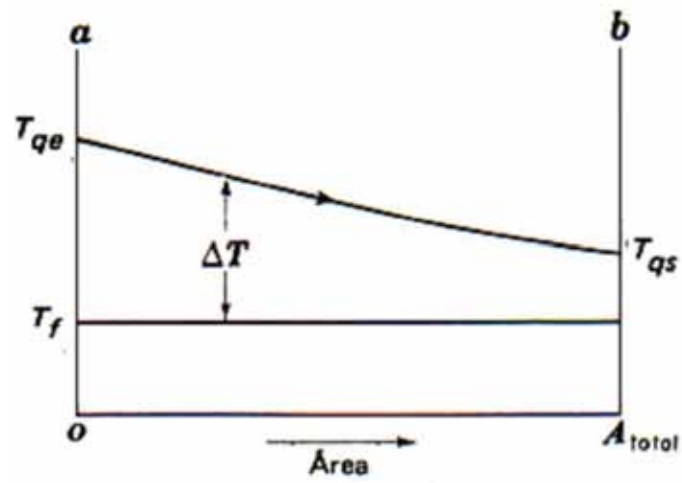


Figura 14 – Distribuição de temperatura em um evaporador de passe único (INCROPERA, 2008).

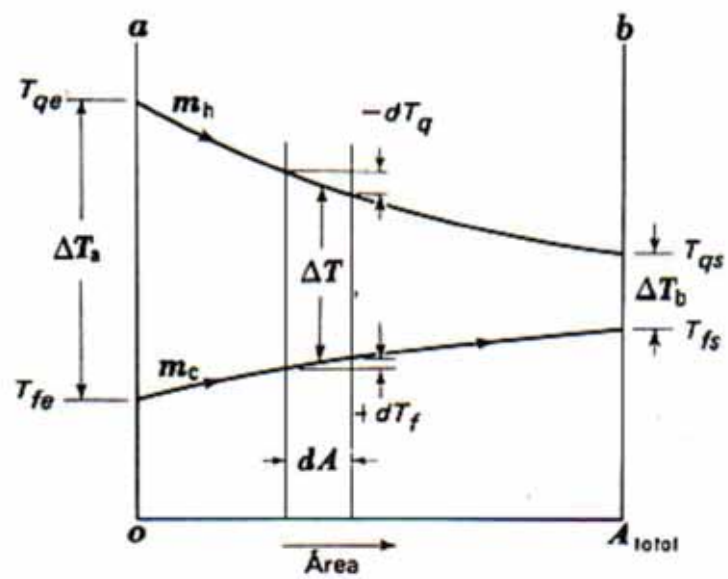


Figura 15 – Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas (INCROPERA, 2008).

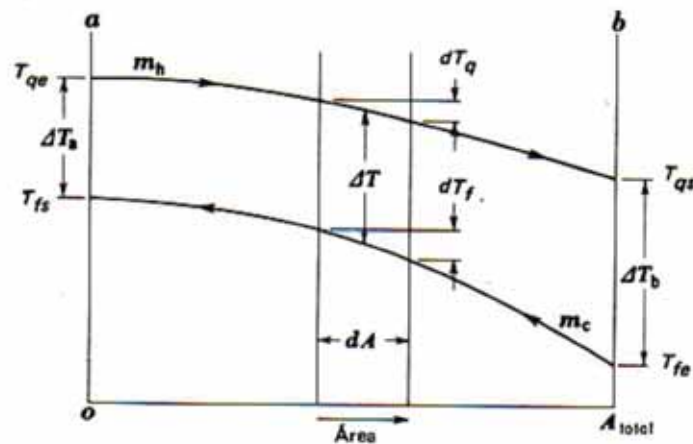


Figura 16 – Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes contrárias (INCROPERA, 2008).

O balanço de energia, no estado estacionário, para uma seção diferencial do trocador de calor pode ser representada pela equação 14, abaixo:

$$dq = U\Delta_t dA \quad (14)$$

Logo, para determinar a quantidade de calor transferido do fluido quente para o fluido frio por unidade de tempo, a equação 14 deve ser integrada sobre a área de transferência de calor A ao longo do comprimento do trocador de calor.

Considerando o coeficiente global de transferência de calor U constante, desprezando as variações de energia cinética e a troca de calor com o ambiente, a equação 14 poderá ser integrada para os casos de correntes paralelas e contra corrente, obtendo-se:

$$dq = -\dot{m}_f \times C_p \times dT_f = \dot{m}_q \times C_p \times dT_q = U dA (T_q - T_f) \quad (15)$$

Considerando,

$$C_q = \dot{m}_q \times C_p = \text{Capacidade térmica do fluido quente}$$

$$C_f = \dot{m}_f \times C_p = \text{Capacidade térmica do fluido frio}$$

Substituindo na equação 7, temos:

$$T_{q2} = T_{q1} - \frac{C_f}{C_q} \times (T_{f2} - T_{f1}) \quad (16)$$

De onde se obtém:

$$T_{q2} - T_{f2} = - \left(1 + \frac{C_f}{C_q} \right) \times T_{f2} + \frac{C_f}{C_q} \times T_{f1} + T_{q1} \quad (17)$$

Substituindo na equação 15 o valor de $T_q - T_f$ da equação 17, obtém-se:

$$\frac{dT_{f2}}{- \left[1 + \left(\frac{C_f}{C_q} \right) \right] \times T_{f2} + \left(\frac{C_f}{C_q} \right) \times T_{f1} + T_{q1}} = \frac{UdA}{C_f} \quad (18)$$

Integrando a equação 18, tem-se:

$$\ln \left[\frac{\left(1 + \frac{C_f}{C_q} \right) \times (T_{f1} - T_{f2}) + T_{q1} - T_{f1}}{T_{q1} - T_{f1}} \right] = - \left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_q} \right) \times U \times A \quad (19)$$

Como:

$$\frac{C_f}{C_q} = - \frac{T_{q2} - T_{q1}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (20)$$

Obtem-se a equação 19:

$$\ln \left(\frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right) = [(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1})] \times \frac{U \times A}{q} \quad (21)$$

Pois

$$q = C_f \times (T_{f2} - T_{f1}) = C_q \times (T_{q1} - T_{q2})$$

Fazendo $T_q - T_f = \Delta T$, a equação 19 pode ser reescrita como:

$$q = U \times A \times \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (22)$$

Onde os índices a e b se referem às extremidades do trocador de calor, conforme figura 15 e 16.

Então,

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (23)$$

Para o problema em questão, pode-se calcular as médias logarítmicas da diferença de temperaturas para trocadores de calor com escoamento paralelo e escoamento em contra corrente como segue:

Escoamento paralelo

Utilizando a equação 23, tem-se:

$$\Delta T_a = 45 - 30 = 15 \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta T_b = 35 - 34 = 1 \text{ } ^\circ C$$

$$MLDT_{paralelo} = \frac{15 - 1}{\ln\left(\frac{15}{1}\right)}$$

$$MLDT_{paralelo} = 5,17$$

Escoamento contrário

Utilizando a equação 23, tem-se:

$$\Delta T_a = 45 - 34 = 11^\circ C$$

$$\Delta T_b = 35 - 30 = 5^\circ C$$

$$MLDT_{contrário} = \frac{11 - 5}{\ln\left(\frac{11}{5}\right)}$$

$$MLDT_{contrário} = 7,61$$

3.6 Cálculos do dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo com fluidos em contracorrente

3.6.1 Definição da localização dos fluidos

Em um trocador de calor do tipo casco e tubo, definir qual dos fluidos deve circular do lado interno (feixe tubular) e qual fluido deve circular do lado externo (casco), é uma etapa importante que deve ser feita no início do projeto.

Para decidir a localização dos fluidos, segundo Sobrinho (2012), deve-se considerar:

- Fluido com maior tendência de incrustação

A velocidade de escoamento nos tubos é mais uniforme e mais fácil de controlar. Já no casco, as chicanas e outros tipos de desvio que possa ocorrer, a velocidade não é regular em todo o trajeto do fluxo, podendo haver regiões com velocidades pequenas ou até nulas. Como a velocidade com que o fluido escoar interfere diretamente na incrustação, recomenda-se que o fluido mais sujo circule do lado do tubo. Pois além da velocidade existe ainda a facilidade de

limpeza mecânica ou química, que no lado do tubo é bem mais fácil de ser realizada que no casco.

- Fluido corrosivo

É preferível circular os fluidos corrosivos pelo lado do tubo, pois é mais barato se construir um trocador com tubos de materiais mais resistentes a corrosão ou com revestimentos internos, do que fazer isto no lado do casco. Podendo assim construir casco e o tubo de materiais diferentes.

- Fluidos a alta temperatura ou pressão

Para fluidos a alta temperatura ou pressão pode-se requerer materiais especiais para circulação, então pelo mesmo motivo dos fluidos corrosivos, estes fluidos devem ser colocados do lado do tubo, além disso em caso de algum tipo de vazamento o risco de algum acidente grave é reduzido.

- Fluido mais viscoso

Um fluido com alta viscosidade tem sua troca térmica diminuída, logo estes tubos devem ser colocados do lado do casco, por haver a possibilidade de colocação de chicanas, que aumentam a turbulência do fluido e conseqüentemente aumentam a troca de calor. Mas se a diferença de viscosidade entre os dois fluidos for pequena torna-se indiferente a localização do fluido no trocador.

Com estas informações, neste projeto, deve-se decidir como melhor opção pelo fluido frio circulando pelo lado do tubo e o fluido quente pelo lado do casco, pois o fluido frio é água industrial com maior incrustação que o fluido quente é água desmineralizada. Sendo assim a incrustação será maior no tubo desta forma.

3.6.2 Comprimento máximo do trocador de calor

É mais barato construir trocadores de calor com tubos mais longos possíveis e cascos com menor diâmetro (KERN, 1980), porém o fator limitante do comprimento do trocador é o espaço disponível para a instalação do mesmo. Logo, o comprimento máximo possível do trocador de calor casco e tubo deve ser uma condição inicial do projeto.

É importante observar que em trocadores casco e tubo, o comprimento disponível no local de instalação deve ser o dobro do comprimento do trocador de calor (TRANTER, 1999), pois o feixe de tubo deve ter disponibilidade de ser retirado do casco para manutenção e limpeza.

Considerar-se-á neste projeto comprimento máximo disponível do local de instalação de 10 metros, conseqüentemente o comprimento máximo que o trocador de calor deverá ter é de 5 metros.

3.6.3 Diâmetro do tubo

A seleção do diâmetro do tubo depende da natureza de incrustação do fluido, do espaço disponível e do custo (ARAÚJO, 2002). Trocadores de calor com tubos de diâmetros muito pequenos e pequeno espaçamento entre eles serão mais compactos, porém pode-se ter problemas com incrustações e dificuldades em removê-las e também perda de carga muito elevada. Por outro lado trocadores de calor com diâmetros de tubo muito grandes podem ter troca térmica ineficiente, obrigando a construção de trocadores maiores e conseqüentemente mais caros.

Os diâmetros de tubos mais utilizados segundo Araújo (2002), para situações nas quais o fluido do lado do tubo não é muito viscoso e nem tem uma incrustação muito elevada, são de $\frac{3}{4}$ " (19,05 mm) e 1" (25,4 mm). Fluidos com alta viscosidade, como óleos pesados, podem exigir tubos de até 2" (50,8 mm).

Recomenda-se que, se o fator de incrustação do fluido no lado do tubo for menor que 0,00053 ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$), utiliza-se tubos com diâmetro externo de $\frac{3}{4}$ " (ARAÚJO, 2002).

Quanto à espessura da parede dos tubos, Araújo (2002) apresenta as seguintes considerações:

- A espessura da parede deve ser capaz de resistir à pressão interna e à externa separadamente ou à máxima pressão diferencial através da parede.
- Em alguns casos, a pressão não é o fator determinante, devendo-se considerar uma adequada margem para a corrosão, resistência à vibração ocasionada pelo escoamento no casco, padronização quanto à estocagem de partes sobressalentes e custos.
- As espessuras da parede dos tubos são definidas pela escala de fio Birmingham, a qual normalmente é designada pela escala ou símbolo BWG (KERN, 1980). Uma tabela com as

dimensões de tubos comerciais e seus respectivos BWG encontra-se no anexo 1 deste trabalho.

Para o caso do dimensionamento que estamos fazendo, baseado nas informações acima, será escolhido o tubo de diâmetro externo de 3/4" BWG 13, com diâmetro interno de 0,56".

3.6.4 Disposição dos tubos

A norma TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) quatro tipos de configurações para a disposição dos tubos em um trocador de calor de casco e tubo, são elas arranjos triangular 30°, triangular 60°, quadrado 90° e quadrado 45°. Estes arranjos podem ser observados na figura 17.

A distancia entre centros de tubos adjacentes é denominada arranjo ou passo, P_T (pitch). A diferença entre o passo e o diâmetro externo do tubo é a abertura, C .

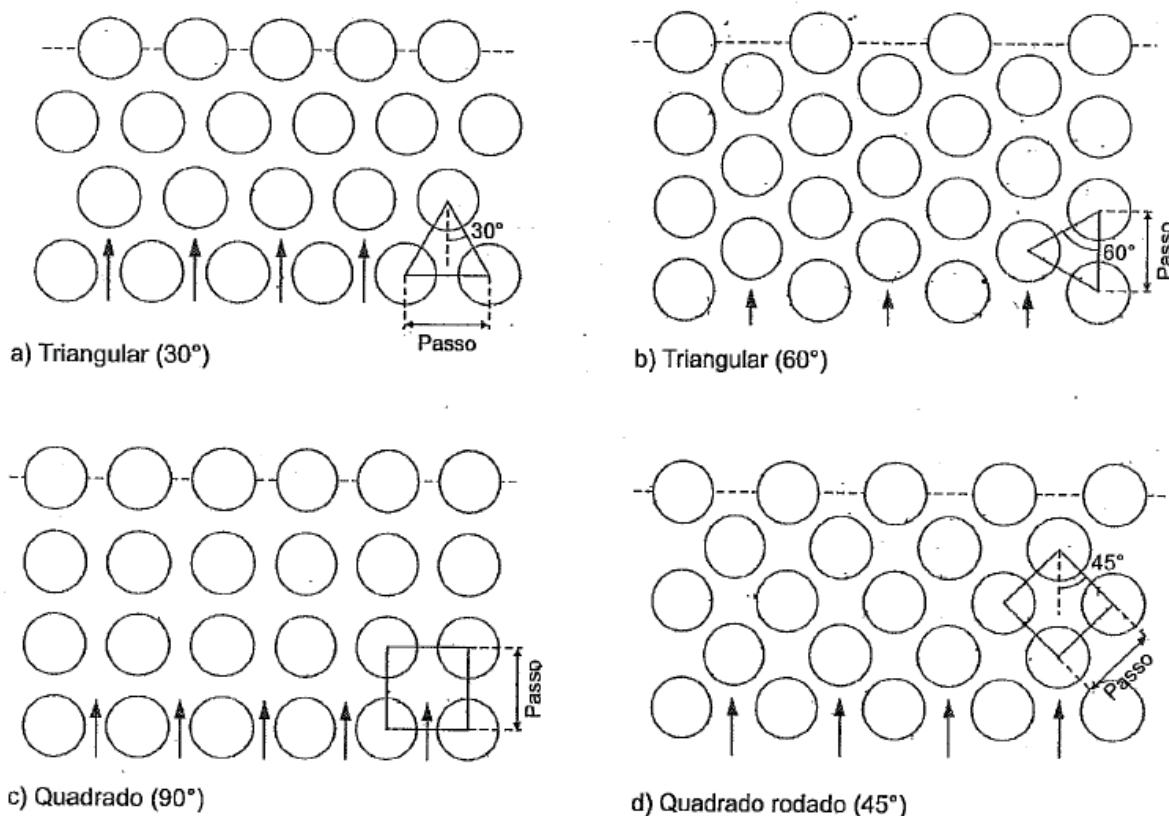


Figura 17 – Arranjo de tubos, conforme norma TEMA (ARAÚJO, 2002).

Deve-se sempre que possível utilizar arranjos triangulares (ARAÚJO, 2002), pois fornecem trocadores mais compactos que os arranjos quadrados. Em situações onde há muita incrustação no lado do casco, deve-se preferir os arranjos quadrados, pois os triangulares por fornecerem arranjos mais compactos dificultam a limpeza.

Normalmente, o passo (pitch) não é inferior a 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo, exceto quando se tem fluidos limpos, que praticamente não incrustam (ARAÚJO, 2002). Neste caso, o passo pode ser reduzido para até 1,2 vezes o diâmetro externo. Geralmente esta relação está entre 1,25 e 1,5.

Será usado para nossos cálculos o valor do passo P_T igual a 1”.

Os tubos não podem ficar muito próximos um do outro para não enfraquecer os espelhos, e também não podem ficar muito longes para não prejudicar a troca térmica, por este motivo, as distâncias dos tubos são padronizadas e o número de tubos que é possível alocar em determinado diâmetro de casco depende do diâmetro externo do tubo, do tipo e do valor do passo e do número de passagens no lado do tubo. Uma tabela com estas relações é fornecida no anexo 2.

3.6.5 Fator de correção do MLDT (F)

Já foi demonstrado neste trabalho como determinar a média logarítmica da diferença das temperaturas. Porém, esta dedução é válida para trocadores de calor de um único passe no casco, e também válida para trocadores de calor com igual número de passagens no casco e no tubo.

Passe está relacionado com o percurso do fluido de uma extremidade a outra do trocador de calor. Por exemplo, o fluido entra por uma extremidade e sai pela outra, atravessando o trocador de calor uma única vez, este trocador é de um passe. Já se o fluido entra em uma extremidade, percorre o trocador de calor até a outra extremidade e retorna novamente para extremidade inicial e sai, este é de dois passes, e assim sucessivamente.

Quando houver, por exemplo, duas passagens no tubo, uma delas estará em paralelo com o fluido do casco, enquanto a outra estará em contracorrente, ou seja, ao contrário do que ocorre em trocadores de casco e tubo com um único passe, não há operação em paralelo ou em contracorrente e sim uma combinação destas. Então a MLDT apresentará valor inferior ao obtido em contracorrente pura, pois uma das passagens está em paralelo com o casco. Pode-se observar na determinação das MLDT, que a operação em paralelo fornece MLDT menor que

a operação em contracorrente. Para corrigir o valor das MLDT, aplica-se então um fator de correção F .

Este fator de correção é determinado neste trabalho é determinado através de gráficos, Figuras 18 e 19, em função de números adimensionais de temperatura R e P

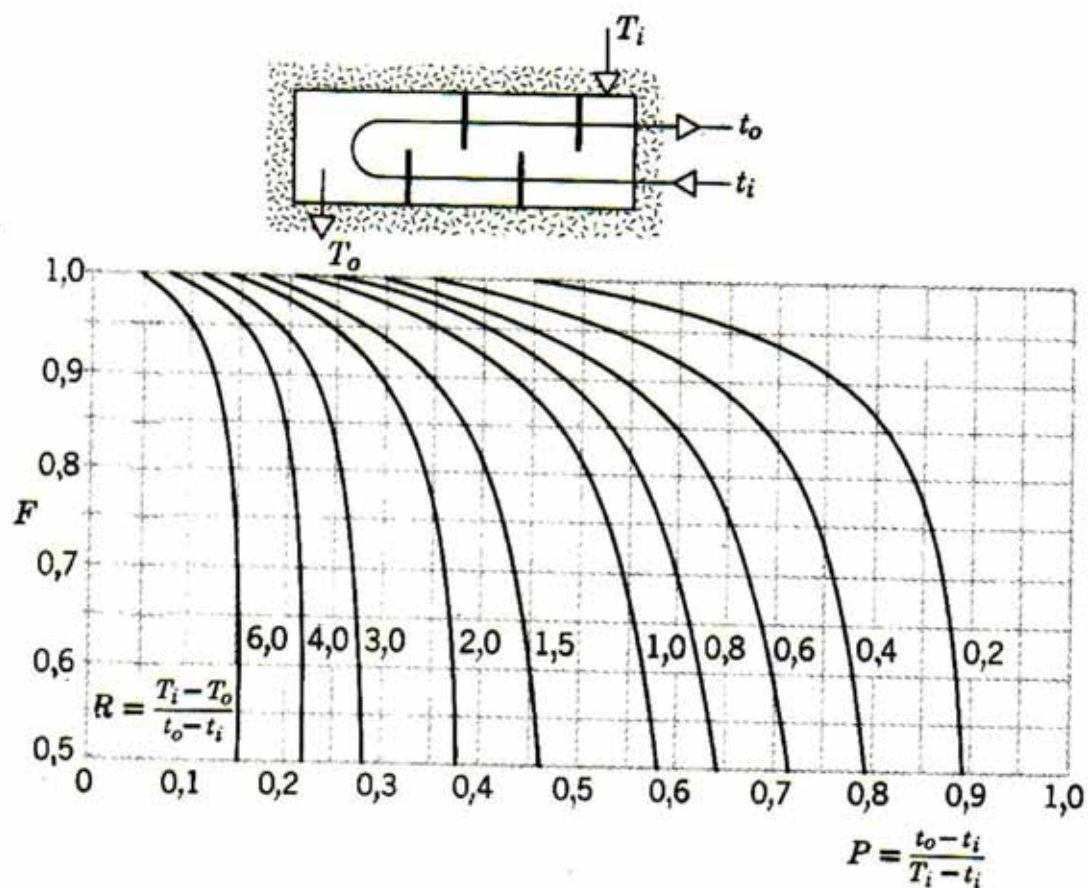


Figura 18 – Fator de correção para trocadores de calor casco e tubo, com um passe no casco e qualquer número par de passes nos tubos (INCROPERA, 2008).

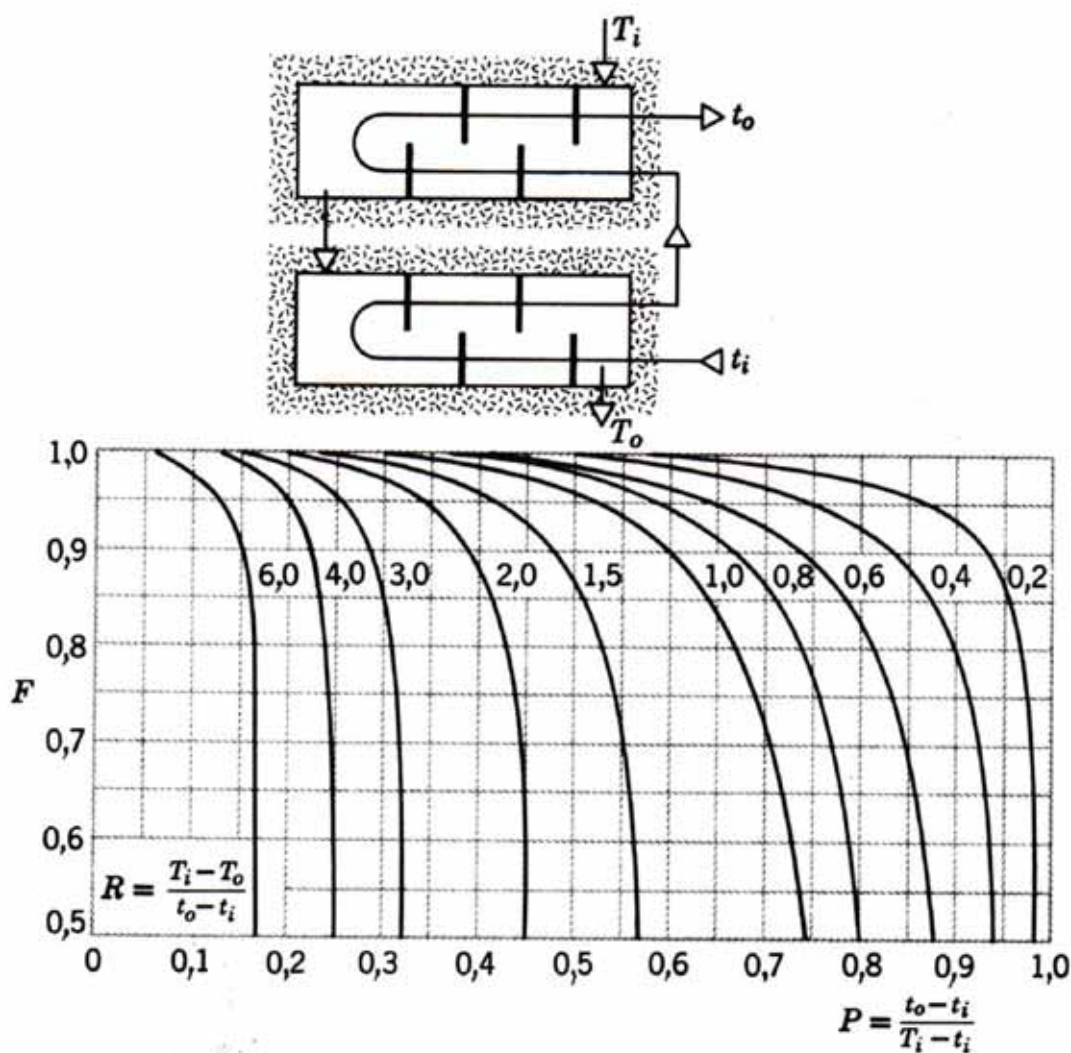


Figura 19 – Fator de correção para trocadores de calor casco e tubo, com um passe no casco e qualquer número par de passes nos tubos (INCROPERA, 2008).

3.6.6 Estimativa preliminar da área de troca de calor

O próximo passo para o dimensionamento de um trocador de calor de casco e tubo é fazer uma estimativa preliminar da área de troca de calor necessária para o trocador. Esta etapa é o início do processo iterativo, o objetivo é supor um trocador de calor existente e verificar se ele atende ao projeto, conforme fluxograma de projeto da figura 9.

Para a estimativa da área, usaremos a equação 16:

$$q = U \times A \times MLDT \times F \quad (16)$$

Lembrando que a MLDT deve ser multiplicado por um fator de correção, conforme já explicado anteriormente.

A taxa total de transferência de calor para as condições do projeto já foi calculada no item 3.3.

$$q = 7667465,6 \text{ W}$$

A MLDT também já foi calculada no item 3.5

$$MLDT_{contrário} = 7,61$$

O fator de correção F ainda não pode ser determinado, pois ainda não se tem condições de determinar o número de passes para este trocador de calor. Porém, segundo KAKAÇ (2002), para análise preliminar pode-se usar $F = 0,9$.

O valor do coeficiente global de transferência de calor U , também não pode ainda ser determinado, logo este valor deve ser estimado com base em coeficientes globais de transferência de calor típicos para trocadores de calor casco e tubo, como o apresentado por Kakaç (2002), na Tabela 1:

Tabela 1 - Coeficientes globais de troca de calor para análises preliminar (KAKAÇ, 2002).

Fluidos	U [W/(m².K)]
Água - água	1300-1500
Amônia - água	1000-2500
Gases - água	10-250
Água - ar comprimido	50-170
Água - óleo lubrificante	110-340
Vapor - água	2200-3500
Vapor - amônia	1000-3400
Água para condensar amônia	850-1500
Água para ebulição de Freon-12	280-1000
Vapor - gases	25-240
Petróleo bruto - gasóleo	130-320
Trocador de calor de placas: água - água	3000-4000
Evaporador: vapor/água	1500-6000
Evaporador: vapor/outros fluidos	300-2000
Evaporador de refrigeração	300-1000
Condensador: vapor/água	1000-4000
Condensador: vapor/outros fluidos	300-1000
Caldeira à gás	10-50

Com base nesta tabela, o coeficiente global de transferência de calor escolhida para primeira estimativa da área é:

$$U = 1500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Com estes valores, a estimativa inicial da área de troca de calor para o trocador de calor casco e tubo, operando em contracorrente será:

$$A = \frac{q}{U \times MLDT \times F}$$

$$A = 746,35 \text{ m}^2$$

3.6.7 Cálculo do número de tubos

Com a área de troca de calor A e o comprimento máximo que o trocador de calor de casco e tubo poderá ter e o diâmetro dos tubos, já adotados, pode-se agora calcular o número de tubos que comportará o feixe do trocador, necessário para atingir a área de troca de calor determinada.

Utilizando a equação 18 abaixo, tem-se:

$$N_t = \frac{A}{\pi \times d_e \times L} \quad (18)$$

Sendo:

A = área total de troca de calor em metro

d_e = diâmetro externo dos tubos em metro

L = Comprimento dos tubos do trocador de calor em metro

Logo:

$$N_t = 2494 \text{ tubos}$$

3.6.8 Número de passes dos tubos

O uso de passes múltiplos no casco resulta em uma diminuição do total de número de tubos percorridos pelos fluidos, aumentando a velocidade do fluido no interior do tubo, que consequentemente resulta em um aumento do coeficiente de transferência de calor h , do coeficiente global de transferência de calor U e redução da incrustação, porém com este aumento de velocidade aumenta-se também a perda de carga do fluido no tubo, portanto o número de passes deve ser o máximo possível para aumentar a transferência de calor, porém não pode ultrapassar os limites de perda de carga.

Para determinar o número de passes necessários do fluido no tubo, deve-se calcular então a perda de carga em função do número de passes.

Para o cálculo da perda de carga no interior de um tubo do trocador de calor tipo casco e tubo, deve-se utilizar a equação 18, abaixo:

$$\Delta P = \left(4 \times f \times L \times \frac{N_p}{d_i} + 4 \times N_p \right) \times \rho \times \frac{u_m^2}{2} \times 10^{-5} \quad (19)$$

Sendo:

ΔP = Perda de carga total nos tubos em bar

f = fator de atrito de Fanning

N_p = número de passes no tubo

d_i = diâmetro interno do tubo em metro

L = Comprimento do tubo em metro

ρ = densidade da água no interior do tubo em kg/m³

u_m = velocidade média do fluxo em m/s

$$f = [1,58 \times \ln(R_e) - 3,28]^{-2} \quad (20)$$

Onde:

R_e = número de Reynold

$$R_e = \frac{\rho \times u_m \times d_i}{\mu} \quad (21)$$

Onde:

u_m = velocidade média do fluido no interior do tubo em m/s

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho \times A_{tr}} \quad (22)$$

Onde:

A_{tr} = soma da área da seção transversal de todos os tubos em m²

$$A_{tr} = \frac{\pi \times d_i^2 \times N_t}{N_p} \quad (23)$$

A perda de carga em função do número de passes no tubo está apresentada na Tabela 2:

Tabela 2 – Perda de carga no tubo em função do número de passes no tubo

Número de passes no tubo	Perda de carga [bar]
1	0,039
2	1,1437
4	34,4070
6	254,2141

Pode-se observar nesta Tabela 2 que o número de passes no tubo adequado a perda de carga é de 1 passes, pois para 2 passes a perda de carga já ultrapassa 1 bar e 4 passes no tubo, a perda de carga ultrapassa 34 bar. Segundo Araújo (2002) a perda de carga típica em trocadores de calor trabalhando com líquidos vai de 0,69 a 1,72 bars, mas para este trabalho será adotado perda de carga máxima igual a 1 bar.

3.6.9 Seleção do número de tubos e diâmetro do casco segundo tabela de referência de construção

Nesta etapa, escolhe-se o número de tubos e o diâmetro do casco que comportará este feixe de tubos, baseado em tabelas de referência de fabricação, que é fornecida por Hewitt (2008), e está disponível no anexo 2 deste trabalho.

Para a seleção do trocador de calor adequado, deve-se escolher o que possuir números de tubos mais próximo do calculado, com o diâmetro de tubos escolhidos e o passe também já definido.

Para este dimensionamento temos:

$$N_t = 2495 \text{ tubos}$$

$$d_i = 0,0190 \text{ m}$$

$$\text{Passe} = 0,0254 \text{ m}$$

$$N_p = 1 \text{ passe}$$

Referência de construção mais adequada segundo anexo 2:

$$N_t = 2559 \text{ tubos}$$

$$\text{Diâmetro do casco} = 1372 \text{ mm}$$

$$\text{Nova área de transferência de calor} = 765,72 \text{ m}^2$$

Neste ponto do projeto, conclui-se a etapa de seleção do trocador de calor. Agora se deve analisar se este trocador de calor definido é capaz de atender as solicitações térmicas e hidráulicas (perda de carga) do projeto. Seguindo o fluxograma de projeto, figura 9, conclui-se a etapa de seleção do conjunto de parâmetros do trocador de calor e deve-se iniciar a etapa análise e avaliação da transferência de calor e perda de carga do trocador. Caso este trocador de calor selecionado atenda as necessidades do processo, o projeto estará concluído e o trocador de calor especificado, porém, se a transferência de calor ou a perda de carga não atenderem as necessidades, deve-se selecionar um novo número de tubos e diâmetros do casco para teste, segundo a referência de fabricação, e testar novamente. Estas iterações devem ser realizadas até que se obtenha o trocador de calor adequado às condições iniciais do projeto, ou seja, as necessidades do processo.

3.6.10 Verificação térmica do trocador de calor

3.6.10.1 Análise do coeficiente de transferência de calor no tubo

Os cálculos de transferência de calor no lado do tubo são simples. O cálculo do coeficiente de transferência de calor é realizado utilizando correlações disponíveis para convecção forçada no interior de tubos.

Como o número de tubos foi alterado de acordo com a tabela de referência de construção de trocadores de calor de casco e tubo, deve-se recalcular os parâmetros abaixo:

$$R_e = \frac{\rho \times u_m \times d_i}{\mu} \quad (21)$$

$$R_e = 20870,26$$

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho \times A_{tr}} \quad (22)$$

$$u_m = 1,13 \text{ m/s}$$

$$A_{tr} = \frac{\pi \times d_i^2 \times N_t}{N_p} \quad (23)$$

$$A_{tr} = 0,4066 \text{ m}^2$$

$$f = [1,58 \times \ln(R_e) - 3,28]^{-2} \quad (20)$$

$$f = 0,00646$$

Como $Re > 10^4$, o fluxo é turbulento e podemos usar a correlação de Gnielinski para determinação do número de Nusselt:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)} \quad (23)$$

$$Nu = 151,84$$

A partir do número de Nusselt, podemos então determinar o coeficiente de transferência de calor (h):

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_i} \quad (24)$$

$$h_i = 4941,66 \text{ W}/(m^2K)$$

3.6.10.2 Análise do coeficiente de transferência de calor no casco

O coeficiente de transferência de calor do lado de fora dos tubos é conhecido como coeficiente de transferência de calor do casco. Quando o casco emprega chicanas, o coeficiente de transferência de calor do lado do casco é aumentado se comparado com casco sem chicanas.

As chicanas têm duas funções em um trocador de calor de casco e tubo, uma é suportar o feixe de tubos, evitando vibrações e possíveis curvaturas, a outra é desviar o fluxo, direcionando, de maneira a se obter um maior coeficiente de transferência de calor e evitar regiões mortas, onde a velocidade do fluxo é zero.

A figura 20 apresenta alguns tipos de chicanas.

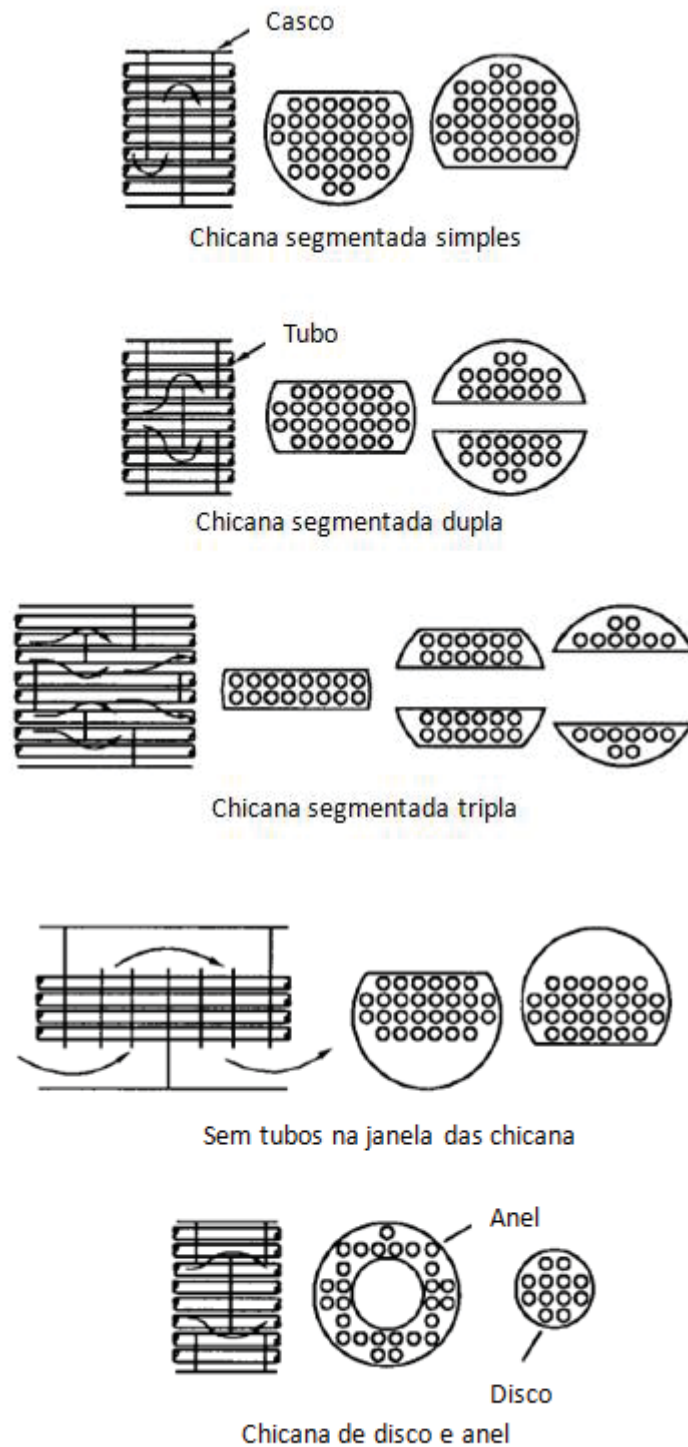


Figura 20 – Tipos de chicanas (SHAH, 2003).

Caso o casco não apresente chicanas, o cálculo do coeficiente de transferência de calor é o mesmo para fluidos escoando no interior de tubos.

Kakaç (2002) apresenta a seguinte correlação, equação 25, sugerida por McAdams para o cálculo do coeficiente de transferência de calor:

$$\frac{h_0 \times D_e}{k} = 0,36 \times \left(\frac{D_e \times G_s}{\mu} \right)^{0,55} \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k} \right)^{1/3} \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (25)$$

Como:

$$\left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \approx 1$$

$$\frac{h_0 \times D_e}{k} = 0,36 \times \left(\frac{D_e \times G_s}{\mu} \right)^{0,55} \times \left(\frac{C_p \times \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (26)$$

Onde:

h_0 é o coeficiente de transferência de calor no lado do casco, D_e o diâmetro equivalente no lado do casco e G_s a vazão mássica por unidade de área no casco.

$$R_e = \frac{G_s \times D_e}{\mu} \quad (27)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (28)$$

$$D_e = \frac{4 \times \left(\frac{P_T^2 \times \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \times d_0^2}{8} \right)}{\frac{\pi \times d_0}{2}} \quad (29)$$

Para o cálculo da área por onde o fluido escoar no casco, podemos utilizar a equação 30:

$$A_s = \frac{D_s \times C \times B}{P_T} \quad (30)$$

Sendo C a distância entre as paredes de tubos adjacentes e pode ser calculada subtraindo o diâmetro externo do tubo, d_0 , do passe, P_T . B é o espaçamento entre as chicanas. O espaçamento ideal entre chicanas é de 0,4 a 0,6 vezes o diâmetro do casco (KAKAÇ, 2002). Será adotado neste projeto espaçamento de 0,5 vezes o diâmetro do casco.

$$C = P_T - d_0 \quad (31)$$

$$B = 0,5 \times D_s \quad (32)$$

Calculando estes valores, temos então:

$$C = 0,00635 \text{ m}$$

$$B = 0,686 \text{ m}$$

$$A_s = 0,2353 \text{ m}^2$$

$$D_e = 0,0183 \text{ m}$$

$$G_s = 779,95 \text{ m/s}$$

$$Re = 21731,19$$

$$h_0 = 4836,39 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

3.6.10.3 Coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor selecionado

Ao realizar o cálculo do coeficiente global de transferência de calor de trocadores de calor, devemos prever as possíveis incrustações que ocorreram no trocador, depois de algum tempo de operação, e que certamente influenciarão na transferência de calor entre os fluidos, pois representarão uma resistência térmica à troca de calor. Como o fluxo de calor é dado por:

$$q = \frac{\text{potencial térmico}}{\text{soma das resistências}} \quad (34)$$

Esta resistência térmica adicional, provocada pelas incrustações, deve aparecer no denominador da equação 34. Esta resistência adicional é denominada fator de fuligem e pode ser simbolizada por R_d . Podemos então reescrever a equação 11, incluindo o fator de fuligem como segue:

$$q = \frac{A_e \times (\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_d} \quad (35)$$

Onde, $R_d = R_{di} + R_{de}$, sendo R_d o fator de fuligem, R_{di} o fator de fuligem interno e R_{de} o fator de fuligem externo.

Não se pode prever a natureza das incrustações e nem a sua velocidade de formação. Portanto, o fator de fuligem só pode ser obtido por meio de testes em condições reais ou por experiência. A Tabela 3 fornece os fatores de fuligem associados à água.

Tabela 3 – Resistência de incrustação para água em m².K/W (KAKAÇ, 2002).

Temperatura da água	Até 50 °C		Mais de 50 °C	
	0,9 ou menos	mais de 0,9	0,9 ou menos	mais de 0,9
Velocidade da água (m/s)				
Água do mar	0,000088	0,000088	0,000176	0,000176
Água salobra	0,000352	0,000176	0,000528	0,000352
Torre de resfriamento				
Água tratada	0,000176	0,000176	0,000352	0,000352
Água não tratada	0,000528	0,000528	0,000881	0,000705
Água de rio				
Limp	0,000352	0,000176	0,000528	0,000352
Média	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Lamacento	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Sujo	0,000528	0,000528	0,000881	0,000881
Água desmineralizada	0,000088	0,000088	0,000088	0,000088

O coeficiente global de transferência de calor, levando em conta o acúmulo de fuligem, ou seja “sujo”, pode ser calculado da seguinte maneira:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_d} \quad (36)$$

Para o caso deste dimensionamento, temos escoando nos tubos água tratada, proveniente de uma torre de resfriamento ($R_{di} = 0,000176 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$) e escoando no casco água desmineralizada ($R_{de} = 0,000088 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$).

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{16388,03} + \frac{1}{4836,39} + 0,000088 + 0,000176}$$

$$U_D = 1485,60 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$$

3.6.10.4 Carga térmica do trocador de calor calculado

Nesta etapa, deve-se calcular a taxa total de transferência de calor para o trocador selecionado.

De acordo com a equação 16, para o trocador de calor selecionado, temos:

$$q = U \times A \times MLDT \times F \quad (16)$$

Lembrando, que como já se escolheu o número de passes do trocador de calor igual a 1, então o fator de correção F é igual a 1

$$q = 1485,60 \times 765,72 \times 7,61 \times 1$$

$$q = 8656624,00 \text{ W}$$

3.6.11 Verificação das perdas de carga

3.6.11.1 Análise da perda de carga nos tubos

A perda de carga nos tubos pode ser calculada conhecendo-se o número de passes (N_p) e o comprimento (L) do trocador de calor. Esta perda de carga é então obtida pela equação 37:

$$\Delta p_t = 4 \times f \times \frac{L \times N_p}{d_i} \times \rho \times \frac{u_m^2}{2} \quad (37)$$

A mudança de direção do fluido nos passes introduz uma perda de carga adicional, Δp_r , devido as súbitas expansões e contrações que o fluido experimenta durante estas mudanças. Esta perda de carga adicional pode ser calculada pela equação 38:

$$\Delta p_r = 4 \times N_p \times \frac{\rho \times u_m^2}{2} \quad (38)$$

Somando as equações 37 e 38, obtemos então a perda de carga total do fluido no lado do tubo.

$$\Delta p_{total} = \left(4 \times f \times \frac{L \times N_p}{d_i} + 4 \times N_p \right) \times \frac{\rho \times u_m^2}{2} \quad (39)$$

Calculando a perda de carga nos tubos, para o trocador de calor selecionado, temos:

$$\Delta p_{total} = 0,069 \text{ bar}$$

3.6.11.2 Análise da perda de carga no casco

A perda de carga no casco depende do número de vezes que o fluido atravessa o feixe de tubos, conseqüentemente depende do número de chicanas presentes no casco, bem como o comprimento de cada cruzamento destes feixes. Uma correlação foi obtida (KAKAÇ, 2002) utilizando o produto do diâmetro do casco, D_s , e do número de vezes que o feixe é atravessado. O diâmetro equivalente utilizado para o cálculo da perda de carga é o mesmo utilizado nos cálculos de transferência de calor. A perda de carga no casco é então calculada pela seguinte equação:

$$\Delta p_{casco} = \frac{f \times G_s^2 \times (N_b + 1) \times D_s}{2 \times \rho \times D_e} \quad (40)$$

Sendo $N_b = L/B - 1$ é o número de chicanas no casco e (N_b+1) é o número de vezes que o fluido atravessa os feixes no casco. O fator de atrito f , para o casco é calculado como segue:

$$f = \exp (0,576 - 0,19 \times \ln R_e) \quad (41)$$

Onde:

$$400 < R_e = \frac{G_s \times D_e}{\mu} \leq 1 \times 10^6$$

Para o trocador de calor selecionado, tem-se a perda de carga no casco sendo:

$$\Delta p_{casco} = 0,45 \text{ bar}$$

Sendo

$$f = 0,2667$$

3.6.12 Avaliação do projeto

Nesta etapa, deve-se fazer uma avaliação das análises térmicas e hidráulicas realizadas no trocador de calor selecionado.

Com relação à perda de carga nos tubos e no casco, pode-se considerar aceitável para o trocador de calor em questão, pois foi assumido, no item 3.6.8, que seriam aceitáveis perdas de carga de até 1 bar para este projeto.

Sobre a análise térmica, deve-se comparar a carga térmica exigida para o bom funcionamento do processo e a carga térmica calculada para o trocador de calor selecionado.

A taxa total de transferência de calor para as condições do processo já foi calculada no item 3.3.

$$q = 7667465,6 \text{ W}$$

E a taxa total de transferência de calor calculada para o trocador de calor selecionado é de:

$$q = 8656624,00 \text{ W}$$

A taxa total de transferência de calor do trocador de calor selecionado é muito superior à taxa necessária para o bom funcionamento do processo. Ou seja, este trocador de calor está superdimensionado, e sua construção ou aquisição será mais custosa que a de um trocador de

calor bem projetado. Deve-se nesse caso, realizar novo cálculo para um trocador de calor com área inferior ao selecionado anteriormente.

3.6.13 Trocador de calor projetado

Devem ser realizadas interações com diferentes áreas de troca de calor, até que o trocador de calor selecionado seja o mais adequado possível às condições do processo. Neste trabalho, utilizou-se de uma planilha em Excel para facilitar estas interações. Foram incluídas todas as fórmulas dos cálculos necessários para o projeto e testadas, as áreas até que a mais adequada fosse encontrada. Desta forma, diferentes áreas puderam ser testadas sem a necessidade de refazer os cálculos novamente, economizando tempo. Muitos fabricantes de trocadores de calor utilizam de softwares que ajudam a encontrar este trocador de calor mais adequado, inserindo apenas as variáveis de entrada. O que se fez neste trabalho é bem parecido. Esta mesma planilha foi utilizada para as iterações realizadas nas seções 3.7, 3.8.11 e 3.9, mais adiante.

O trocador de calor casco e tubo mais adequado a esta aplicação possui a seguinte configuração:

Número de tubos = 2278

Diâmetro dos tubos = 19,05 mm

Passo entre tubos = 25,4 mm

Número de passes = 1

Diâmetro do casco = 1295 mm

Número de chicanas = 6

Espaçamento entre chicanas = 648 mm

Comprimento dos tubos = 5 m

Área de troca térmica = 681,64 m²

Perda de carga no lado do tubo = 0,085 bars

Perda de carga no lado do casco = 0,55 bars

Coefficiente global de transferência de calor = 1559,92 W/(m².K)

Taxa de transferência de calor total = 8091566,00 W

3.7 Cálculos do dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo com fluidos escoando em paralelo

Para o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo com fluidos em correntes paralelas, os cálculos serão idênticos aos realizados na seção 3.6, para trocadores de calor em com fluidos em contracorrente. Lembrando que para estes cálculos o MLDT já não será mais o mesmo, alterando todos valores do dimensionamento. Acreditando que não se faz necessário a demonstração dos cálculos novamente, definiu-se como trocador de calor de casco e tubo ideal para operação em correntes paralelas com as seguintes características:

Número de tubos = 4209

Diâmetro dos tubos = 19,05 mm

Passo entre tubos = 25,4 mm

Número de passes = 1

Diâmetro do casco = 1753 mm

Número de chicanas = 4

Espaçamento entre chicanas = 877 mm

Comprimento dos tubos = 5 m

Área de troca térmica = 1259,45 m²

Perda de carga no lado do tubo = 0,028 bars

Perda de carga no lado do casco = 0,18 bars

Coefficiente global de transferência de calor = 1179,62 W/(m².K)

Taxa de transferência de calor total = 7680585,073 W

3.8 Cálculos do dimensionamento de um trocador de calor de placas com fluidos em contracorrente

3.8.1 Estimativa preliminar da área de troca de calor

Para iniciarmos o dimensionamento do trocador de calor tipo placa para a aplicação em questão, faremos inicialmente a estimativa preliminar da área de troca de calor necessária. Para que assim seja possível determinar o modelo de trocador de calor a ser utilizado.

Para a estimativa da área, usaremos a equação 16:

$$q = U \times A \times MLDT \quad (16)$$

A taxa total de transferência de calor para as condições do projeto já foi calculada no item 3.3.

$$q = 7667465,6 \text{ W}$$

A MLDT também já foi calculada no item 3.5

$$MLDT_{contrário} = 7,61$$

O coeficiente global de transferência de calor, U , não pode ainda ser determinado, logo, como no caso do trocador de calor casco e tubo, este deverá ser estimado com base em coeficientes globais de transferência de calor típicos deste tipo de trocador de calor, apresentado na Tabela 1.

Com base nesta tabela, o coeficiente global de transferência de calor escolhida para primeira estimativa da área é:

$$U = 3000 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

Com estes valores, a estimativa inicial da área de troca de calor para o trocador de calor de placas, operando em contracorrente será:

$$A = \frac{q}{U \times MLDT}$$

$$A = 335,86 \text{ m}^2$$

3.8.2 Seleção de um modelo de trocador de calor de placas

Existe uma grande variedade de combinações de dimensões de placas, ângulos e tipos de ranhuras. A determinação de qual combinação é a mais eficiente envolve um estudo extremamente complexo e que não será possível ser realizado neste trabalho. Para este dimensionamento, partiremos de um modelo comercial já existente de trocador de calor, assim as dimensões das placas, os ângulos das ranhuras, profundidade de corrugação e outras características das placas já estarão determinadas.

Serão utilizados neste trabalho, como referência para construção, trocadores de calor da marca Alfa Laval, uma empresa muito bem conceituada no segmento de trocadores de calor.

Nesta etapa do projeto deve-se então selecionar o modelo de trocador de calor de placas mais adequado à aplicação, levando-se em conta o tipo de fluido, a vazão destes fluidos e a área total de transferência de calor necessária.

Das especificações do processo e do balanço de energia realizado no item 3.3 temos:

$$\dot{m}_q = 183,52 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_f = 458,8 \text{ Kg/s}$$

Para o caso de trocadores de calor operando com água no lado quente e também no lado frio, recomenda-se a utilização dos modelos da série M fabricante ALFA LAVAL.

Na Tabela 4 pode ser visualizada uma comparação entre os diferentes modelos de trocadores de calor da série M, com relação a área máxima de transferência de calor possível e a vazão mássica máxima suportada para cada modelo:

Tabela 4 – Modelos de trocadores de calor de placas série M Alfa Laval

Modelo	Vazão mássica máxima [kg/s]	Superfície máxima de transf. de calor [m²]
M3	4	3,9
M6	16	38
M10	50	90
M15	80	390
M30	650	1400

Com relação à área de troca de calor, poderíamos escolher o modelo M15, pois a estimativa preliminar desta área nos fornece área igual a 335,86 m², porém como a vazão mássica máxima no trocador de calor que deverá ser projetado é de 458,8 Kg/s, deve-se então optar pelo trocador de calor M30.

3.8.3 Dimensões da placa chevron do trocador de calor M30

Na figura 21 estão demonstradas as dimensões principais para a construção de uma placa chevron.

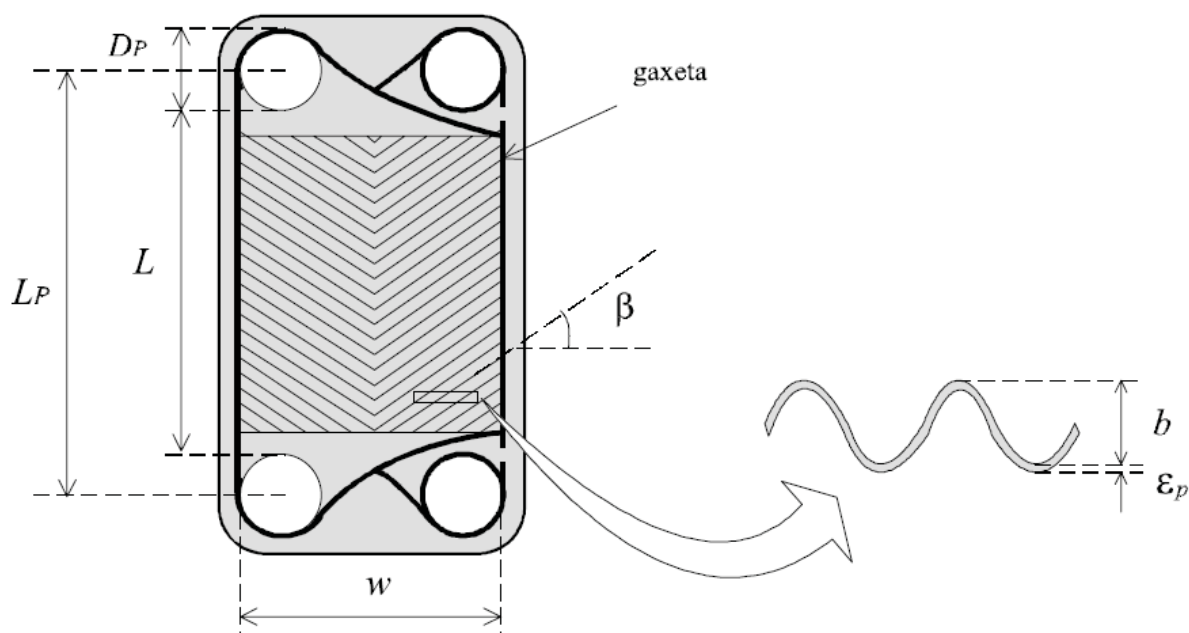


Figura 21 – Principais dimensões de uma placa chevron (GUT, 2003).

Onde:

L é o comprimento efetivo para troca térmica (medido entre as bordas dos orifícios);

L_P é o comprimento efetivo de escoamento (medido entre os centros dos orifícios);

w é a largura efetiva do canal (medida entre as gaxetas);

D_P é o diâmetro do orifício;

β é o ângulo de inclinação das ranhuras chevron;

b é a profundidade de corrugação;

ϵ_p é a espessura da placa.

Para placas Alfa Laval modelo M30, temos:

$$L = L_P - D_p = 1517 \text{ mm}$$

$$L_P = 1842 \text{ mm}$$

$$w = 921 \text{ mm}$$

$$D_p = 325 \text{ mm}$$

$$\beta = 60^\circ$$

$$b = 3,4 \text{ mm}$$

$$\epsilon_P = 0,6 \text{ mm}$$

3.8.4 Fator de alargamento da placa

A área projetada de troca térmica de uma placa é calculada pelo produto de $w \times L$. Porém, devido ao efeito das ranhuras, a área real da placa, A_P , é maior que a área projetada. Esta diferença é quantificada pelo fator de alargamento, Φ , que é obtido da relação entre o comprimento desenvolvido e o comprimento projetado da placa, conforme a equação 42.

$$\Phi = \frac{L_{desenvolvido}}{L_{projetado}} = \frac{A_P}{w \times L} \quad (42)$$

O valor de Φ normalmente é fornecido pelo fabricante da placa, mas muitos fabricantes apresentam apenas o valor de A_P , como é o caso deste projeto.

Para o tipo de trocador de calor selecionado, o fabricante fornece o valor de $A_P = 1,84 \text{ m}^2$.

Logo, para o tipo de trocador de calor selecionado temos:

$$\phi = \frac{1,84}{0,921 \times 1,517}$$

$$\phi = 1,32$$

3.8.5 Número total de placas

Um trocador de calor de placas pode ser visto, essencialmente, como um pacote de N_p placas corrugadas, separadas por gaxetas, figura 22 (GUT, 2003).

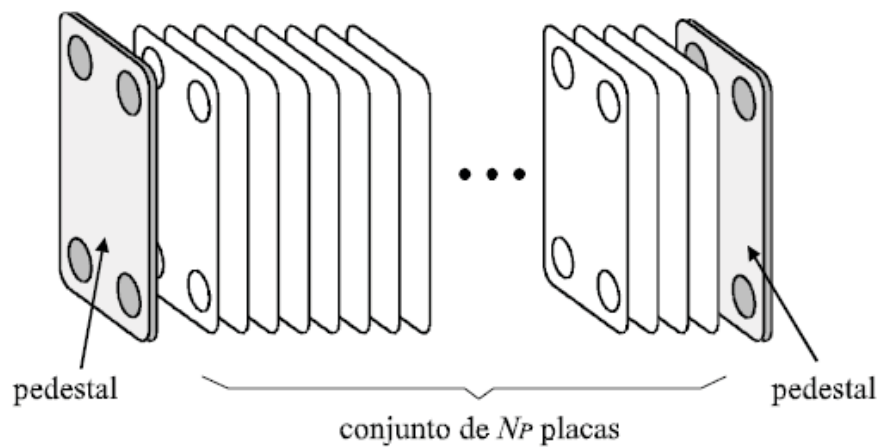


Figura 22 – Representação do pacote de placas de um trocador de calor (GUT, 2003).

As duas extremidades de placas do pacote não trocam calor, por este motivo, apenas as placas internas são consideradas no cálculo da área de transferência de calor, cujo número é $N_p - 2$. Sendo assim, pode-se calcular o número de placas de um trocador de calor como segue:

$$N_p = \frac{A_t}{A_p} + 2 \quad (42)$$

Onde N_p é o número total de placas, A_t é a área total de transferência de calor necessária e A_p é a área de transferência de calor por placa.

Com isso, temos para o trocador de calor em discussão:

$$N_p = 185$$

3.8.6 Número de canais

As placas formam entre si, canais por onde os fluidos quentes e frio escoaram. O fluxo de cada fluido forma um escoamento alternado entre os canais, como pode ser visto na figura 23.

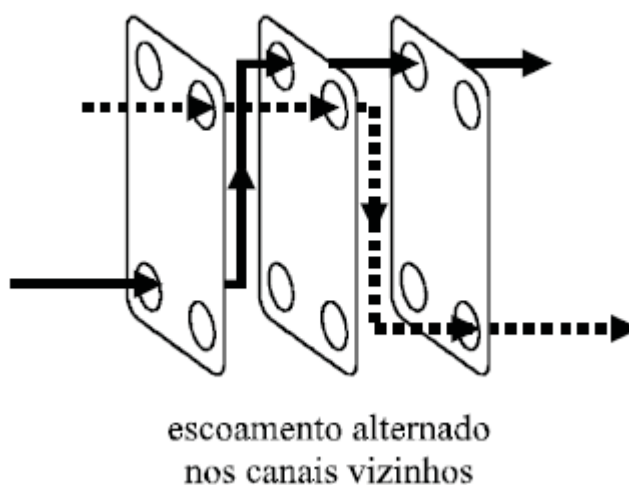


Figura 23 – Escoamento alternado nos canais (GUT, 2003).

O número de canais de escoamento pode ser calculado pela equação 43:

$$N_c = N_p - 1 \tag{43}$$

$$N_c = 184$$

3.8.7 Diâmetro equivalente do canal

Considera-se o diâmetro equivalente do canal como sendo o seu diâmetro hidráulico, definido como o quádruplo da razão entre a área de escoamento, A_e , e o perímetro molhado, P_w (GUT, 2003). Para o caso de dutos circulares, o diâmetro hidráulico se reduz ao diâmetro da tubulação.

$$D_e = \frac{4 \times A_e}{P_w} = \frac{4 \times (b \times w)}{2 \times (b + w \times \phi)} \cong \frac{2 \times b}{\phi} \quad (44)$$

$$D_e = \frac{2 \times 3,4}{1,32}$$

$$D_e = 5,15 \text{ mm}$$

3.8.8 Verificação das perdas de carga no trocador de calor

A perda de carga de um fluido em um trocador de calor do tipo placa se deve a três principais fatores (GUT, 2003), a perda de carga por atrito no escoamento dentro dos canais corrugados, a perda de carga no escoamento dos dutos de distribuição e orifícios das placas a variação de pressão por mudança de elevação para um fluxo vertical.

A soma das perdas de carga geradas pelos três fatores citados acima nos fornece a perda de carga total do fluxo. A equação 45 representa a soma destas perdas de carga.

$$\Delta P = \frac{1,5 \times G_p^2 \times n_p}{2 \times \rho} + \frac{4 \times f \times L_p \times G^2}{2 \times D_e} \times \left(\frac{1}{\rho}\right) + (\rho \times g \times L_p) \quad (45)$$

O primeiro termo do lado direito da equação é referente à perda de carga nos dutos e orifícios, onde G_p é o fluxo mássico no orifício e n_p o número de passes do trocador de calor, que nesse projeto consideraremos igual a 1. O segundo termo é referente à perda de carga por atrito, onde f é o fator de atrito de Fanning, L_p o comprimento efetivo de escoamento no canal e G o fluxo mássico do escoamento. O terceiro termo representa a perda de carga devido a variação de pressão do fluido onde g é a aceleração da gravidade.

O fluxo mássico no orifício é calculado por:

$$G_p = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times D_p^2} \quad (46)$$

O fluxo mássico do escoamento para trocadores de calor de placas é calculado por:

$$G = \frac{\dot{m}}{N_p \times w \times b} \quad (47)$$

O fator de atrito de Fanning, f , é calculado a partir de correlações como a da equação 48, com três parâmetros empíricos a_4 , a_5 e a_6 . No caso de regime turbulento, $a_4 = 0$ e no caso de regime laminar considera-se que $a_6 = 1$. Na Tabela 5 são apresentados os valores típicos destes parâmetros para placas chevron com ângulo de inclinação das ranhuras β .

$$f = a_4 + \frac{a_5}{R_e^{a_6}} \quad (48)$$

Onde Reynold é:

$$R_e = \frac{G \times D_e}{\mu} \quad (49)$$

Tabela 5 – Parâmetros para fator de atrito em trocadores de calor com placas chevron (GUT, 2003).

β	Re	a_5	a_6
$\leq 30^\circ$	< 10	50	1
	10 – 100	19,40	0,589
	> 100	2,990	0,183
45°	< 15	47	1
	15 – 300	18,29	0,652
	> 300	1,441	0,206
50°	< 20	34	1
	20 – 300	11,25	0,631
	> 300	0,772	0,161
60°	< 40	24	1
	40 – 400	3,24	0,457
	> 400	0,760	0,215
$\geq 65^\circ$	< 50	24	1
	50 – 500	2,80	0,451
	> 500	0,639	0,213

Calculando-se então para os fluidos no trocador de calor que estamos dimensionando, obtemos:

Para o lado quente:

$$G = \frac{183,52}{185 \times 0,921 \times 0,0034} = 316,79 \text{ kg}/(m^2 \cdot s)$$

$$G_p = \frac{4 \times 183,52}{\pi \times 0,325^2} = 2212,28 \text{ kg}/(m^2 \cdot s)$$

$$Re = \frac{316,79 \times 0,00515}{0,000657} = 2485,46$$

Utilizando a Tabela 5 para o cálculo do fator de atrito de Fanning, com $\beta = 60^\circ$, $Re = 2185,46$, temos então:

$$a_5 = 0,760 \text{ e } a_6 = 0,215$$

$$f = \frac{0,760}{2485,46^{0,215}} = 0,1415$$

E a perda de carga total do fluido quente será:

$$\Delta P_{\text{fluido quente}} = 0,27 \text{ bars}$$

Para o lado frio:

$$G = \frac{458,80}{185 \times 0,921 \times 0,0034} = 791,98 \text{ kg}/(m^2 \cdot s)$$

$$G_p = \frac{4 \times 458,80}{\pi \times 0,325^2} = 5539,69 \text{ kg}/(m^2 \cdot s)$$

$$R_e = \frac{791,98 \times 0,00515}{0,000769} = 5305,44$$

Utilizando a Tabela 5 para o cálculo do fator de atrito de Fanning, com $\beta = 60^\circ$, $R_e = 5305,44$, temos então:

$$a_5 = 0,760 \text{ e } a_6 = 0,215$$

$$f = \frac{0,760}{5305,44^{0,215}} = 0,1202$$

E a perda de carga total do fluido frio será:

$$\Delta P_{\text{fluido frio}} = 0,83 \text{ bars}$$

3.8.9 Verificação térmica no trocador de calor

3.8.9.1 Análise do coeficiente de transferência de calor

O número de Nusselt para trocadores de calor de placas pode ser calculado utilizando-se a correlação da equação 50, que tem quatro parâmetros empíricos: a_1 , a_2 , a_3 e a_μ (GUT, 2003).

$$Nu = a_1 \times Re^{a_2} \times Pr^{a_3} \times \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{a_\mu} \quad (50)$$

Os parâmetros empíricos dependem do tipo de placa usada e dos limites de operação (Re e Pr). Normalmente considera-se que o coeficiente do número de Prandtl é $a_3 = 1/3$ e despreza-se o fator de correção para viscosidade na parede ($\mu_m/\mu_w = 1$) para regime turbulento (GUT, 2003). Esta simplificação deixa a equação 50 com apenas dois parâmetros empíricos. Na Tabela 6 são apresentados valores típicos destes parâmetros para placas com corrugação chevron.

Tabela 6 – Parâmetros para cálculo de Nusselt em trocadores de calor com placas chevron (GUT, 2003).

β	Re	a_1	a_2
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0,718	0,349
	> 10	0,348	0,663
45°	< 10	0,718	0,349
	$10 - 100$	0,400	0,598
	> 100	0,300	0,663
50°	< 20	0,630	0,333
	$20 - 300$	0,291	0,591
	> 300	0,130	0,732
60°	< 20	0,562	0,326
	$20 - 400$	0,306	0,529
	> 400	0,108	0,703
$\geq 65^\circ$	< 20	0,562	0,326
	$20 - 500$	0,331	0,503
	> 500	0,087	0,718

Os adimensionais Nusselt (Nu) e Prandtl (Pr) são definidos pelas equações 51 e 52, respectivamente. O número de Reynold (Re) é definido conforme equação 49.

$$Nu = \frac{h \times D_e}{k} \quad (51)$$

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k} \quad (52)$$

Calculando-se então para os fluidos no trocador de calor que estamos dimensionando, obtemos:

Para o lado quente:

$$Pr = 4,344$$

$$Nu = 0,108 \times 2485,46^{0,703} \times 4,344^{\left(\frac{1}{3}\right)} = 42,96$$

$$h = 5266,62 \text{ W}/(m^2.K)$$

Para o lado frio:

$$Pr = 5,200$$

$$Nu = 0,108 \times 5305,44^{0,703} \times 5,200^{\left(\frac{1}{3}\right)} = 77,73$$

$$h = 9354,65 \text{ W}/(m^2.K)$$

3.8.9.2 Coeficiente global de transferência de calor para o trocador de calor selecionado

Como acontece nos casos de trocadores de calor do tipo casco e tubo, item 3.6.9.3, para trocadores de calor de placas também devemos prever as possíveis incrustações nas placas. É importante observar que os valores dos coeficientes de resistência térmica de incrustação para trocadores de calor de placas são muito inferiores as de trocadores de calor casco e tubo, pois as incrustações dentro dos canais são reduzidas devido a grande turbulência do fluido, ao acabamento liso do metal e a boa distribuição de fluido no canal (GUT, 2003).

A Tabela 7 fornece alguns coeficientes de resistência térmica típicos para trocadores de placa.

Tabela 7 – Resistência de incrustação recomendada para trocadores de calor de placas (MARRIOT, 1971).

Fluido	$R_f (m^2.K/W)$
Água destilada / desmineralizada	$8,6 \cdot 10^{-6}$
Água mole	$1,7 \cdot 10^{-5}$
Água dura	$4,3 \cdot 10^{-5}$
Água de resfriamento (tratada)	$3,4 \cdot 10^{-5}$
Água do mar (costa) / Estuário	$4,3 \cdot 10^{-5}$
Água do mar (oceano)	$2,6 \cdot 10^{-5}$
Água de rio, canal ou poço	$4,3 \cdot 10^{-5}$
Água de cilindro de motores	$5,2 \cdot 10^{-5}$
Óleos de lubrificação	$1,7 \cdot 10^{-5}$ a $4,3 \cdot 10^{-5}$
Óleos Vegetais	$1,7 \cdot 10^{-5}$ a $5,2 \cdot 10^{-5}$
Solventes Orgânicos	$8,6 \cdot 10^{-6}$ a $2,6 \cdot 10^{-5}$
Fluidos de Processo, geral	$8,6 \cdot 10^{-6}$ a $5,2 \cdot 10^{-5}$

Utilizando-se agora da equação 36, podemos então calcular o coeficiente global de transferência de calor para o trocador selecionado.

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_d} \quad (36)$$

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{5266,62} + \frac{1}{9354,65} + 0,0000086 + 0,000034}$$

$$U_D = 2946,60 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

3.8.9.3 Carga térmica do trocador de calor calculado

Nesta etapa, deve-se calcular a taxa total de transferência de calor para o trocador selecionado.

De acordo com a equação 16, para o trocador de calor selecionado, temos:

$$q = U \times A \times MLDT \quad (16)$$

$$q = 3000 \times 340,4 \times 7,61$$

$$q = 7632808,67 \text{ W}$$

3.8.10 Avaliação do projeto

Do mesmo modo que foi realizado para o trocador de calor casco e tubo, e seguindo o fluxograma da figura 9, nesta etapa, deve-se fazer uma avaliação das análises térmicas e hidráulicas realizadas no trocador de calor selecionado. Com esta avaliação pode-se concluir se o projeto está adequado ou necessita ser modificado.

Com relação à perda de carga no lado quente e no lado frio, pode-se considerar aceitável para o trocador de calor em questão. Segundo Araújo (2002) a perda de carga típica em trocadores de calor trabalhando com líquidos vai de 0,69 a 1,72 bars.

Comparando a taxa de transferência de calor calculada para o trocador de calor projetado ($q = 7632808,67 \text{ W}$) com a taxa de transferência de calor calculada para que o processo funcione adequadamente ($q = 7667466,60 \text{ W}$), observamos que a taxa total de transferência de calor do trocador de calor selecionado é um pouco inferior a que o processo necessita, portanto, deve-se realizar novo cálculo para um trocador de calor com área superior ao selecionado anteriormente.

3.8.11 Trocador de calor projetado

Assim como foi realizado nos cálculos do trocador de calor tipo casco e tubo, deve-se fazer iterações com diferentes áreas de troca de calor, até que o trocador de calor selecionado seja o mais adequado possível às condições do processo. Também para estes cálculos, utilizou-se de uma planilha em Excel para facilitar estas interações.

Logo, o trocador de calor de placas mais adequado a esta aplicação possui as seguintes características:

Número de placas = 188;

Área total de troca de calor = 345,92 m²;

Perda de carga no lado frio = 0,81 bar;

Perda de carga no lado quente = 0,27 bar;

Coefficiente global de transferência de calor = 2917,59 W/(m².K);

Taxa de transferência de calor total = 7680203,01 W.

3.9 Dimensionamento de um trocador de calor de placas com fluidos em correntes paralelas

Para o dimensionamento de um trocador de calor de placas com fluidos em correntes paralelas, os cálculos serão idênticos aos realizados na seção 3.8, para trocadores de calor em com fluidos em contracorrente. Lembrando que para estes cálculos o MLDT já não será mais o mesmo, alterando todos valores do dimensionamento. Acreditando que não se faz necessário a demonstração dos cálculos novamente, definiu-se como trocador de calor de placa ideal para operação em correntes paralelas com as seguintes características:

Número de placas = 547;

Área total de troca de calor = 1006,48 m²;

Perda de carga no lado frio = 0,44 bar;

Perda de carga no lado quente = 0,20 bar;

Coefficiente global de transferência de calor = 1473,78 W/(m².K);

Taxa de transferência de calor total = 7668455,3 W.

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste trabalho foram dimensionados quatro tipos de trocadores de calor: o de casco e tubo operando em contracorrente, o de casco e tubo operando em corrente paralela, o de placas operando em contracorrente e o de placas operando em corrente paralela.

Nesta etapa, serão feitas comparações entre os trocadores de calor dimensionados com o intuito de se definir qual destes trocadores de calor é o mais indicado para a aplicação proposta.

4.1 Comparação entre os trocadores de calor casco e tubo operando em contracorrente e em corrente paralela.

Observa-se que o trocador de calor dimensionado para operar em corrente paralela, tem um coeficiente global de transferência de calor 24% menor que o trocador operando em contra corrente. A área de troca térmica deve ser 85% maior no trocador de calor operando em paralelo, o que acarreta em custos de construção mais elevados. O volume ocupado pelo trocador de calor operando em paralelo é 83% maior que o trocador de calor dimensionado para operar em contracorrente.

As dimensões e características dos dois tipos de trocadores de calor podem ser visualizadas na Tabela 8.

Tabela 8 – Comparação entre trocadores de calor de casco e tubo operando em contracorrente e em corrente paralela

Ítem	Tipo de fluxo	
	Paralelo	Contracorrente
Coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	1179,62	1559,92
Área de troca térmica [m^2]	1259,45	681,64
Comprimento total [mm]	5000	5000
Diâmetro do casco [mm]	1753	1295
Número de chicanas	4	6
Espaçamento entre as chicanas [mm]	877	648
Número de tubos	4209	2278
Diâmetro dos tubos [mm]	19,05	19,05
Passo entre os tubos [mm]	25,4	25,4
Número de passes dos tubos	1	1
Perda de carga nos tubos [bar]	0,028	0,086
Perda de carga no casco [bar]	0,184	0,551
Volume ocupado pelo trocador [m^3]	12,07	6,59

4.2 Comparação entre os trocadores de calor de placas operando em contracorrente e em corrente paralela.

Para o dimensionamento dos trocadores de calor tipo placas, observa-se que o coeficiente global de transferência de calor no trocador de calor projetado para operar em paralelo é 49% inferior ao coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor projetado para operar em contracorrente. A área de troca térmica é 191% maior para os trocadores de calor operando em paralelo. O volume ocupado por cada trocador não foi considerado nesta comparação, pois como este trocador de calor é construído com o empacotamento de placas, o volume ocupado pelos dois é praticamente o mesmo, já que a estrutura é a mesma, só diferenciando o número de placas colocadas.

As dimensões e características dos dois tipos de trocadores de calor podem ser visualizadas na Tabela 9.

Tabela 9 – Comparação entre trocadores de calor de placas operando em contracorrente e em corrente paralela

Ítem	Tipo de fluxo	
	Paralelo	Contracorrente
Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² K]	1473,78	2917,59
Área de troca térmica [m ²]	1006,48	345,92
Número de placas	547	188
Perda de carga do lado frio [bar]	0,444	0,813
Perda de carga do lado quente [bar]	0,198	0,267

4.3 Comparação entre os trocadores de calor tipo casco e tubo e de placas operando em contracorrente

Comparando o trocador de calor tipo casco e tubo e o de placas, ambos operando em contracorrente, observa-se que o trocador de calor tipo placas tem um coeficiente global de transferência de calor 87% maior que o trocador de calor tipo casco e tubo e uma área de troca térmica 49% menor. Com relação ao espaço físico ocupado, o trocador de calor tipo casco e tubo necessitaria de no mínimo 10 metros de comprimento disponível para sua instalação, enquanto o tipo placa necessitaria apenas de 2,165 metros. Isto se deve ao fato de que o trocador de calor do tipo casco e tubo necessita de uma área de no mínimo o dobro de seu comprimento para uma instalação adequada, possibilitando assim futuras manutenções que necessitariam a retirada do feixe de tubos. Já nos trocadores de calor do tipo placas a retirada das placas para manutenções se faz pela lateral do trocador de calor, não necessitando de tanto espaço. Na figura 24 pode se observar a diferença nas dimensões dos trocadores de calor.

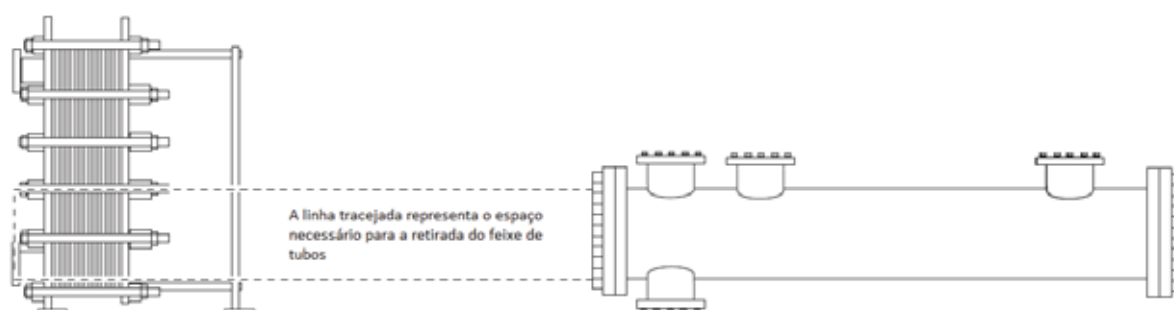


Figura 24 – Comparação entre os trocadores de calor casco e tubo e placas

Para esta comparação foi realizada uma cotação do custo de aquisição de cada um destes equipamentos, podendo-se destacar a grande economia obtida, aproximadamente 71%, mediante a escolha do trocador de calor do tipo placas.

As dimensões e características dos dois tipos de trocadores de calor podem ser visualizadas na Tabela 10.

Tabela 10 – Comparação entre trocadores de calor tipo casco e tubo e placas operando em contracorrente.

Ítem	Tipo de trocador de calor	
	Casco e tubo	Placas
Coeficiente global de transferência de calor [W/m ² K]	1559,92	2917,59
Área de troca térmica [m ²]	681,64	345,92
Comprimento total necessário para instalação[mm]	10000	2165
Largura total [mm]	1295	1150
Custo de aquisição (R\$)	700.000,00	200.000,00

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho se estudou a melhor escolha do tipo de trocador de calor aplicado a um processo de lingotamento contínuo.

Para o estudo, inicialmente foi dimensionado quatro tipos de trocadores de calor: tipo casco e tubo operando em contracorrente, tipo casco e tubo operando em fluxo paralelo, tipo placas operando em contracorrente e tipo placas operando em fluxo paralelo. Após o dimensionamento, realizou-se a comparação dos trocadores de calor e observou-se que para ambos os tipos, casco e tubo e placas, mostrou-se mais eficiente o regime de fluxo contrário, com trocadores de menores dimensões e maior coeficiente global de transferência de calor. Fazendo a comparação entre os trocadores de calor tipo casco e tubo e tipo placas, ambos operando em contracorrente, observou-se maior benefício na aplicação do trocador de calor tipo placas, com uma eficiência aproximadamente duas vezes maior, área necessária para troca térmica 49% menor, espaço físico necessário para instalação muito inferior e valor de mercado aproximadamente 71% menor. Além destes benefícios citados, podem-se destacar ainda os benefícios com relação à manutenção do equipamento, pois este tipo de trocador de

calor é de fácil desmontagem, bastando apenas soltar parafusos, consequentemente é um equipamento que pode ser mais facilmente inspecionado, caso necessário sua limpeza pode ser feita facilmente e em caso de vazamentos suas placas podem ser facilmente substituídas. Ainda é possível destacar sua flexibilidade em relação à taxa de produção, pois a alteração da área de troca térmica pode ser realizada adicionando ou retirando placas do trocador.

Com isto, conclui-se que o trocador de calor ideal para a aplicação é o trocador de calor tipo placas operando em contracorrente.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alderetes, C.; Maiocchi, M. **Intercambiadores de Calor de Placas, Cálculo y Selección de Equipos**, 25f. Facultad Regional Resistencia, 2002.
- Alfa Laval, **Série M de Trocadores de Calor a Placas Pintados**, Catálogo comercial.
- Alfa Laval, **The Teory behind heat transfer**, Informativo técnico.
- APV, **APV Heat Transfer Handbook A History Of Excellence**, Informativo técnico, SPX Corporation, Getzville, Nova York, 2008.
- Araújo, E. C. C. **Trocadores de Calor**. São Carlos: EdUFSCar, 2002.
- Araújo, L.A. **Manual de Siderurgia**. São Paulo: Editora Arte & Ciência, 1997. V.2. p. 512
- Esteves, A. C. **Desenvolvimento de modelo matemático de trocador de calor tipo casco-tubos**, 100 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Escola de Engenharia de Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, São Paulo, 2009.
- Fernandes, C. S. V. **Optimização de Projecto e Desempenho de Permutadores de Calor de Placas Para Fluidos Alimentares**, 184f. Tese (Doutorado em Ciência e Engenharia de Polímeros – Processamento e Projecto de Materiais Poliméricos – Universidade do Minho, 2009.
- Gerdau S.A., **Operação básica do lingotamento contínuo**, Sistema de Capacitação Industrial, 2012.
- Grupo B2B, Soluções Para Siderurgia e Fundição. **Escória e inclusões em aço: cresce a importância de controlar as inclusões endógenas**. Disponível em: <<http://b2bgroup.com.br/index.php/2011/10/11/inclusoes-em-acos/>>
- Gut, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**, 268f. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.
- Hewitt, G. F. **Heat Exchanger**. Design handbook 2008. executive editor. p cm.
- Hewitt, G. F.; Shires, G. L.; Bott, T. R. **Process Heat Transfer**, Florida, Estados Unidos: CRC Press, 1993.
- Incropera, F. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- Kakaç, S. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. Florida: CRC PRESS, 2002. Ed.2 p.501.

Kern, D. Q. **Processos de Transmissão de Calor**, Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.A, 1980.

Mourão, M. B. (coord.). **Introdução à siderurgia**. São Paulo: Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, 2007 p.428 Vários autores.

Penna, L. V. **Trinca de solidificação Off-Shore no lingotamento contínuo de tarugos**, 220 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Metalúrgica e de Materiais) – Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, 2005

Samarasekera, I. V., Chow, C. **The Making, Shaping and Treating of Steel** – Casting Volume. 11 ed., Pittsburg, AISE Steel Foundation , 2003.

Shah, R. K.; Sekulic, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**, New Jersey, Estados Unidos: John Wiley & Sons, 2003.

Spinola, F. G. **Estudo de Parâmetros de Projeto de Trocadores de Calor**, 81f. Trabalho de Graduação (Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, São Paulo, 2010.

Taconi, L. L. **Análise térmica do molde de lingotamento contínuo de tarugos**, 143 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Materiais) – Rede temática em Engenharia de Materiais, Ouro Preto, 2007.

Tranter, **Heat Exchanger in The Basic Metals Industry**, Informativo técnico, Texas, EUA, 1999.

Valadares, C. A. G.; Bezerra, M. C. C. **Lingotamento contínuo de placas**. São Paulo: ABM, 2002. p. 1-14.

ANEXO 1 – Dados dimensionais de tubos comerciais

Dimensional Data for Commercial Tubing

OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. ²)	Sq. Ft. External Surface per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface per Ft. Length	Weight per Ft. Length, Steel (lb.)	ID Tubing (in.)	OD/ID
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1.168
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1.233
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1.133
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1.126
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.49s	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1.155
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.136
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	1.210
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	1.183
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	1.103
7/8	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	1.441
7/8	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	1.378
7/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	1.277
7/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	1.234
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	1.126
7/8	20	0.035	0.5090	0.2291	0.2107	0.313	0.805	1.087
1	8	0.165	0.3526	0.2618	0.1754	1.462	0.670	1.493
1	10	0.134	0.4208	0.2618	0.1916	1.237	0.732	1.366
1	11	0.120	0.4536	0.2618	0.1990	1.129	0.760	1.316
1	12	0.109	0.4803	0.2618	0.2047	1.037	0.782	1.279
1	13	0.095	0.5153	0.2618	0.2121	0.918	0.810	1.235
1	14	0.083	0.5463	0.2618	0.2183	0.813	0.834	1.199
1	15	0.072	0.5755	0.2618	0.2241	0.714	0.856	1.167
1	16	0.065	0.5945	0.2618	0.2278	0.649	0.870	1.119

ANEXO 2 – Tabela de referência de construção trocadores de calor casco e tubo

Table 2a Tube counts for fixed tubesheet exchangers (Continued)

Shell ID, mm (in)	19.05-mm ($\frac{3}{4}$ -in) OD $\times$ 25.4-mm (1-in) pitch Δ								25.4-mm (1-in) OD $\times$ 31.75-mm ($1\frac{1}{4}$ -in) pitch Δ							
	1 pass		2 pass		4 pass		6 pass		1 pass		2 pass		4 pass		6 pass	
	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33	0.0	0.33
203	46	43	40	37	29	26	23	20	28	27	24	23	17	16	17	12
(8)																
254	75	71	67	63	53	49	46	42	47	44	42	39	33	30	29	26
(10)																
305	112	106	102	96	86	80	77	71	70	66	64	60	54	50	48	44
(12)																
337	138	130	127	119	110	102	100	92	87	82	80	75	69	64	63	58
(13)																
387	187	176	175	164	154	143	143	132	115	110	107	102	94	89	87	82
(15)																
438	243	227	229	213	206	190	193	177	153	143	144	134	129	119	121	111
(17)																
489	306	286	290	270	264	244	250	230	193	180	183	170	167	154	158	145
(19)																
540	376	351	359	334	330	305	315	290	238	220	227	209	209	191	199	181
(21)																
591	454	423	435	404	404	373	387	356	287	267	275	252	255	235	244	224
(23)																
635	527	491	507	471	473	437	455	419	334	311	321	298	300	277	288	265
(25)																
686	619	576	597	554	561	518	541	498	392	365	378	351	355	328	342	315
(27)																
737	717	667	694	644	654	604	633	583	455	423	440	408	415	383	402	370
(29)																
787	823	765	798	740	756	698	734	676	522	485	506	469	479	442	465	428
(31)																
838	935	869	908	842	864	798	840	774	594	551	577	534	549	506	533	490
(33)																
889	1 056	980	1 028	952	980	904	955	879	671	622	653	604	623	574	607	558
(35)																
940	1 183	1 098	1 153	1 068	1 103	1 018	1 076	991	752	697	734	678	701	646	684	629
(37)																
991	1 318	1 222	1 286	1 190	1 234	1 138	1 206	1 110	838	776	818	756	784	722	766	704
(39)																
1 067	1 533	1 421	1 499	1 387	1 442	1 330	1 412	1 300	975	903	953	881	917	845	897	825
(42)																
1 143	1 765	1 635	1 729	1 599	1 668	1 538	1 635	1 505	1 123	1 040	1 100	1 017	1 061	978	1 040	957
(45)																
1 219	2 014	1 864	1 975	1 825	1 911	1 761	1 875	1 725	1 282	1 186	1 257	1 161	1 216	1 120	1 193	1 097
(48)																
1 295	2 278	2 109	2 237	2 068	2 168	1 999	2 131	1 962	1 451	1 342	1 424	1 315	1 381	1 272	1 357	1 248
(51)																
1 372	2 559	2 368	2 515	2 324	2 443	2 252	2 403	2 212	1 630	1 508	1 602	1 480	1 556	1 434	1 530	1 408
(54)																
1 448	2 856	2 641	2 810	2 595	2 733	2 518	2 692	2 477	1 820	1 680	1 790	1 652	1 741	1 603	1 715	1 577
(57)																
1 524	3 170	2 931	3 121	2 882	3 040	2 801	2 997	2 758	2 020	1 867	1 989	1 836	1 937	1 784	1 909	1 756
(60)																
1 600	3 500	3 235	3 449	3 184	3 364	3 099	3 318	3 053	2 231	2 061	2 198	2 028	2 144	1 974	2 115	1 945
(63)																
1 676	3 846	3 554	3 793	3 501	3 704	3 412	3 656	3 364	2 452	2 265	2 418	2 231	2 361	2 174	2 330	2 143
(66)																
1 753	4 209	3 888	4 153	3 832	4 060	3 739	4 010	3 689	2 684	2 479	2 648	2 443	2 589	2 384	2 557	2 351
(69)																
1 829	4 587	4 237	4 529	4 179	4 432	4 082	4 379	4 029	2 926	2 701	2 889	2 664	2 827	2 602	2 793	2 568
(72)																
1 981	5 394	4 981	5 331	4 918	5 226	4 813	5 169	4 756	3 441	3 177	3 400	3 136	3 334	3 070	3 297	3 033
(78)																
2 134	6 266	5 783	6 198	5 715	6 085	5 602	6 024	5 541	3 998	3 689	3 954	3 645	3 882	3 573	3 843	3 534
(84)																
2 286	7 203	6 646	7 130	6 573	7 009	6 452	6 943	6 386	4 598	4 241	4 551	4 194	4 474	4 117	4 432	4 075
(90)																
2 438	8 206	7 571	8 128	7 493	7 999	7 364	7 929	7 294	5 238	4 832	5 188	4 782	5 106	4 700	5 061	4 655
(96)																
2 591	9 274	8 553	9 191	8 470	9 054	8 333	8 980	8 259	5 921	5 460	5 868	5 407	5 781	5 320	5 732	5 271
(102)																
2 743	10 407	9 597	10 320	9 510	10 174	9 364	10 095	9 285	6 645	6 127	6 589	6 071	6 496	5 978	6 445	5 927
(108)																
2 896	11 606	10 701	11 514	10 609	11 360	10 455	11 277	10 372	7 412	6 833	7 353	6 774	7 255	6 676	7 201	6 622
(114)																
3 048	12 869	11 864	12 772	11 767	12 610	11 605	12 522	11 517	8 220	7 576	8 158	7 514	8 055	7 411	7 998	7 354
(120)																

Note: 0.0 refers to full count, and 0.33 refers to reduced count.