

JOSÉ DE ARIMATÉA DA SILVA JÚNIOR

ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO SERPENTINA DE UMA PLANTA DE
HIPOCLORITO DE SÓDIO

Guaratinguetá
2016

JOSÉ DE ARIMATEA DA SILVA JÚNIOR

ANÁLISE DE UM TROCADOR DE CALOR TIPO SERPENTINA DE UMA PLANTA DE
HIPOCLORITO DE SÓDIO

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

Orientadora: Prof.^a Dra. Ivonete Ávila

Guaratinguetá
2016

S586a	Silva Júnior, José de Arimatéa da Análise de um trocador de calor tipo serpentina de uma planta de hipoclorito de sódio / José de Arimatéa da Silva Júnior – Guaratinguetá, 2015. 49 f : il. Bibliografia: f. 44-46 Trabalho de Graduação em Engenharia de Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015. Orientador: Prof.^a Dr^a. Ivonete Ávila 1. Calor – Transmissão 2. Torres de resfriamento 3. Hipoclorito de sódio I. Título CDU 536.24
-------	---

unesp **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

José de Arimatéa da Silva Júnior

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. MARCELO SAMPAIO MARTINS

Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof.^a Dra. IVONETE ÁVILA
Orientadora/UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI
UNESP-FEG


Prof. Dr. CARLOS MANUEL ROMERO LUNA
UNESP-FEG

Janeiro de 2016

DADOS CURRICULARES

José de Arimatéa da Silva Júnior

NASCIMENTO	23.12.1987 – APARECIDA / SP
FILIAÇÃO	José de Arimatéa da Silva Noeli Donizete Pacheco da Silva
2011/2015	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

Dedico este trabalho aos meus pais Arimatéa e Noeli, ao meu irmão Guilherme e a minha noiva Natália.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar aos meus pais, *Arimatéia e Noeli*, por toda dedicação e apoio, sempre me incentivando a chegar mais longe nos meus objetivos,

à minha noiva *Natália* pelo companheirismo e paciência em dividir seu tempo com meus estudos,

à minha orientadora, *Prof.^a Dra. Ivonete Ávila*, pela ajuda, apoio e orientação neste trabalho,

à Banca Examinadora, por ceder seu tempo para analisar e aprimorar esse trabalho, em especial ao *Prof. Dr. José Alexandre Matelli* por sua imprescindível contribuição.

à esta Universidade e seu corpo docente que contribuíram para minha formação pessoal e profissional,

e a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha trajetória durante o curso.

As ciências têm as raízes amargas, porém os frutos são doces.

Aristóteles.

SILVA JÚNIOR, J. A. **Análise de um trocador de calor tipo serpentina de uma planta de hipoclorito de sódio.** 2015. 49 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

RESUMO

Esse trabalho tem como objetivo analisar a capacidade de um trocador de calor tipo serpentina de alcançar as taxas de transferência de calor requisitadas por um processo de produção de hipoclorito de sódio. Esse trocador foi instalado em caráter experimental para o reaproveitamento de uma fonte de água a baixa temperatura, de tal forma a ser um substituto mais econômico de uma torre de resfriamento existente. Inicialmente foram relacionados os conceitos teóricos referentes à transferência de calor aplicáveis ao caso. Em seguida, foi realizado o mapeamento das principais informações referentes ao processo produtivo e levantadas as especificações técnicas dos equipamentos empregados no sistema de resfriamento atual. Utilizando como referência as dimensões do trocador hoje instalado, foram realizados os cálculos para a determinação do comprimento da serpentina ideal para diferentes vazões do fluido quente. Por fim, foi concluído que o trocador de calor empregado atualmente não fornece as taxas de transferência de calor necessárias para o valor de vazão máxima suportada pela torre de resfriamento.

PALAVRAS-CHAVE: Trocador de calor. Serpentina. Hipoclorito de Sódio.

SILVA JÚNIOR, J. A. **Analysis of a helical coil heat exchanger in a sodium hypochlorite plant.** 2015. 49 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

ABSTRACT

This study aims to analyze the capacity of a helical coil heat exchanger to reach the requested heat transfer rates by a sodium hypochlorite production process. This heat exchanger was installed in an experimental way in order to reuse a source of low-temperatures water in such a way to become a more economical alternative than the existing cooling tower. Firstly, the concepts related to the theory of heat transfer applicable to the case were introduced. Then, the mapping of the main information about the production process and the technical specification of the current cooling system equipment's was realized. Using the dimensions of the heat exchanger installed today as reference, the calculations for determining the ideal length of the coil to different flows of hot fluid were performed. Finally, it was concluded that the heat exchanger currently employed does not provide heat transfer rates required for the maximum flow rate value supported by the cooling tower.

KEYWORDS: Heat exchanger. Helical coil. Sodium hypochlorite.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Trocador de calor de placas.	18
Figura 2 - Trocadores de calor compactos: (a) tubos planos e placas contínuas com aletas; (b) tubos circulares e placas contínuas com aletas; (c) tubo circulares e aletas circulares.	19
Figura 3 - Trocador de calor tubo duplo.	20
Figura 4 - Trocador de calor tipo casco e tubo.	21
Figura 5 - Modelo de serpentina de cobre	21
Figura 6 - Representação esquemática do funcionamento de uma torre de resfriamento.	22
Figura 7 - Tipo de escoamentos em trocadores de calor de tubo concêntricos: (a) Escoamento paralelo e (b) Escoamento contracorrente.	24
Figura 8 - Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente.	25
Figura 9 - Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo.	26
Figura 10 - Fluxo produtivo típico do hipoclorito de sódio.	30
Figura 11 - Exemplo de configuração de um sistema de produção por batelada.	30
Figura 12 - Esquema do sistema de resfriamento.	31
Figura 13 - Derivação da vazão de água do circuito indireto de resfriamento.	32
Figura 14 - Dimensões do trocador de calor tipo serpentina.	34
Figura 15 - Modelo simplificado do trocador de calor tipo serpentina.	34
Figura 16 - Temperaturas de entrada e saída dos fluidos.	38

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constantes (C) e (m) para cilindro circular em escoamento cruzado.....	27
Tabela 2 - Dados técnicos da torre de resfriamento existente.	32
Tabela 3 - Dimensões do trocador tipo serpentina.	33
Tabela 4 - Temperaturas de entrada e saída dos fluidos.....	35
Tabela 5 - Propriedades do fluido quente.....	36
Tabela 6 - Propriedades do fluido frio.....	37
Tabela 7 - Comprimento da serpentina para diferentes vazões de fluido quente.....	41

LISTA DE SÍMBOLOS

α	difusividade térmica
β	coeficiente de expansão volumétrica térmica
δ	relação de raio de curvatura
ΔT_m	média logarítmica das diferenças de temperatura
ρ	massa específica do fluido
μ	viscosidade do fluido
ν	viscosidade cinemática
A	área superficial
c_p	calor específico a pressão constante
D	diâmetro do cilindro
D_e	Diâmetro externo da serpentina
D_i	Diâmetro interno da serpentina
D_t	Diâmetro do tanque
g	aceleração da gravidade
h	coeficiente de transferência de calor por convecção
k	coeficiente de condutividade térmica
L	comprimento do tubo
$\dot{m}$	vazão mássica
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
q	fluxo de calor
r	raio do cilindro
R_c	raio de curvatura
Re	número de Reynolds
R_p	resistência térmica da parede
T_∞	temperatura do fluido
T_m	temperatura de média
T_s	temperatura da superfície
U	coeficiente global de transferência de calor
V	velocidade média

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	OBJETIVO GERAL	14
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
1.3	JUSTIFICATIVA	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1.1	Trocadores de calor	17
2.1.1.1	Trocadores de calor de placas	18
2.1.1.2	Trocador de calor de superfície estendida	19
2.1.1.3	Trocadores de calor tubulares	19
2.1.1.3.1	Trocador de calor tubular tipo tubo duplo	20
2.1.1.3.2	Trocador de calor tubular tipo casco e tubo.....	20
2.1.1.3.3	Trocador de calor tubular tipo serpentina	21
2.1.1.4	Outros tipos de trocadores de calor - torre de resfriamento.....	21
2.1.2	Dimensionamento de trocadores de calor.....	22
2.1.2.1	Coeficiente global de transferência de calor.....	22
2.1.2.2	Balanco de energia.....	23
2.1.2.3	Média logarítmica das diferenças de temperatura	24
2.1.2.4	Parâmetros adimensionais	26
2.1.2.5	Escoamento externo em cilindro	27
2.1.2.6	Escoamento interno em um tubo em espiral.....	28
3	LEVANTAMENTO DE DADOS	29
3.1	PROCESSO PRODUTIVO	29
3.2	SISTEMA DE RESFRIAMENTO	31
3.2.1	Características da torre de resfriamento.....	32
3.2.1.1	Especificações da bomba do fluido quente.....	33
3.2.2	Características do trocador de calor tipo serpentina	33
3.2.2.1	Especificações da bomba do fluido frio.....	35
4	RESULTADOS	36
4.1	DESENVOLVIMENTO DOS CÁLCULOS.....	36
5	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	42

6	CONCLUSÕES.....	43
	REFERÊNCIAS.....	44
	ANEXO A – Tabela de propriedades termofísicas da água saturada	47
	ANEXO B – Curva característica da bomba ksb megabloc 32-125.....	48
	ANEXO C – Curva característica da bomba ksb megabloc 25-150	48

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento constante do enfoque global nos impactos ambientais gerados pela crescente demanda de energia, ações para minimizar essas consequências se tornam cada vez mais necessárias e exigidas junto aos diversos segmentos dos setores industriais.

Além dos aspectos ambientais, não é recente a preocupação dentro da indústria de associar a redução de custos com aumento da eficiência nos processos produtivos e uma das oportunidades de economia é a redução do consumo de energia elétrica utilizada para um determinado processo de forma a não alterar o seu desempenho.

Neste contexto, em uma planta de produção de hipoclorito de sódio (NaClO) de uma indústria química da região, foi desenvolvido um sistema que reaproveita a energia térmica do processo, gerando uma fonte de água com temperatura média de 18°C . Foi levantada a possibilidade de se utilizar essa fonte em um trocador de calor que pudesse substituir a torre de resfriamento instalada atualmente, reduzindo o seu tempo de utilização e consequentemente o consumo de energia elétrica desse equipamento.

Em caráter experimental, foi construído e instalado um trocador de calor tipo serpentina, paralelamente a torre de resfriamento existente. O fluxo de água do sistema de resfriamento pode ser desviado da torre e direcionado a esse trocador, porém foi verificado que não houve um trabalho de dimensionamento desse trocador de calor, que atualmente opera em condições desconhecidas, não sendo possível garantir que esse equipamento possa substituir a torre de resfriamento.

1.1 OBJETIVO GERAL

Esse trabalho tem como objetivo principal analisar um trocador de calor tipo serpentina que alcance as taxas de transferência de calor requisitadas pelo processo, atualmente fornecidas em parte pela torre de resfriamento.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atingir o objetivo principal desse trabalho, propõe-se cumprir os seguintes objetivos específicos:

1. Mapear as principais informações referentes ao processo de produção do hipoclorito de sódio;
2. Levantar as especificações técnicas dos equipamentos empregados no sistema de resfriamento existente;
3. Relacionar os conceitos teóricos da transferência de calor aplicáveis ao caso;
4. Realizar e apresentar os cálculos do dimensionamento do trocador de calor.

1.3 JUSTIFICATIVA

A eficiência energética consiste em se obter o melhor desempenho na produção de um serviço ou produto aliando ao menor gasto de energia possível. Para promover a eficiência energética é necessário analisar o processo produtivo identificando perdas a serem eliminadas ou pontos de reutilização. Dentre os vários sistemas que compõe os processos produtivos, os sistemas de refrigeração se destacam pelo alto consumo de energia elétrica, fazendo com que as indústrias se esforcem na busca por formas de aumentar a sua eficiência.

Ao buscar-se uma fonte de energia alternativa, o consumo de energia elétrica empregado no funcionamento da torre de resfriamento é reduzido, o que consequentemente leva à diminuição dos custos de manutenção desse equipamento e ao aumento de sua vida útil. Além disso, promove-se a redução dos impactos ambientais gerados pela demanda por produção de energia.

Sendo assim, este Trabalho de Graduação se justifica para a indústria analisada, por buscar melhorias que aumentem sua competitividade através da redução dos gastos com energia elétrica, para a área da Engenharia, por apresentar uma análise técnica que pode ser adaptada e implantada em outros cenários, para o meio no qual a indústria está inserida e por minimizar os impactos ambientais gerados pela maior demanda de energia.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Trocadores de calor tipo serpentina são comumente encontrados em diversas aplicações industriais, como por exemplo na indústria alimentícia, em reatores nucleares, em sistemas de recuperação de calor, em processos químicos e em equipamentos médicos. Esse tipo de trocador de calor é uma alternativa em situações em que o espaço é limitado pois podem acomodar uma grande área de transferência de calor em um pequeno espaço, se destacando em relação aos trocadores de tubos retos.

Vários estudos ressaltam o desempenho superior do trocador de calor tipo serpentina quando comparado aos trocadores de tubos retos. A força centrífuga gerada devido a curvatura do tubo age sobre o fluido que se move no seu interior, gerando um fluxo secundário que aumenta a transferência de calor.

No início do século 20, foram registradas as primeiras constatações acerca do efeito da curvatura no desempenho dos trocadores tipo serpentina. Segundo Bhalchandra (2014), em 1908 cientistas observaram essa influência enquanto realizavam um experimento sobre a viscosidade do ar. Em 1902 já tinha sido constatado que o local da velocidade máxima axial é deslocado no sentido da parede exterior de um tubo curvado.

A primeira tentativa para descrever matematicamente o escoamento de um fluido em um tubo em espiral aconteceu entre 1927 e 1928, a partir de uma aproximação do movimento contínuo de um fluido incompressível através de um tubo em espiral com uma seção transversal circular (BHALCHANDRA, 2014).

Em 1929, concluiu-se que o escoamento em tubos curvados é mais estável do que em tubos retos (BHALCHANDRA, 2014).

Na década de 80, a transferência de calor em tubos curvados foi intensamente revisada por alguns cientistas e a meados da década de 90 vários experimentos buscaram relacionar o efeito da torção no escoamento de um fluido se movimentando através de um tubo espiral de seção transversal circular em um intervalo de números de Reynolds. No fim dessa mesma década, esses estudos se voltaram também para a área médica já que muitas artérias são curvadas (JAYAKUMAR, 2012).

2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para o desenvolvimento desse trabalho, serão abordados a seguir os aspectos gerais dos diferentes tipos de trocador de calor, os principais conceitos relacionados a transferência de calor relevantes ao caso estudado e uma breve contextualização do setor produtivo do hipoclorito de sódio.

2.1.1 Trocadores de calor

Trocadores de calor são equipamentos responsáveis por realizar a troca térmica entre dois fluidos que se encontram a diferentes temperaturas. Normalmente reserva-se essa denominação aos equipamentos que não promovem a mudança de fase dos fluidos. Uma vez ocorrendo a mudança de fase, os trocadores de calor recebem denominação específica, por exemplo, evaporadores, condensadores e vaporizadores (ESTEVES, 2009).

O processo de troca térmica tem muitas aplicações, tais como no resfriamento de ambientes, na produção de energia, na recuperação de calor, nos processos químicos e nos radiadores de automóveis (ESTEVES, 2009). Em outras aplicações, o objetivo pode ser o de recuperar ou rejeitar o calor, esterilizar, pasteurizar, fracionar, destilar ou controlar um fluido de processo (SEKULIC; SHAH, 2003). Por sua vasta área de aplicação, é de grande importância a pesquisa e desenvolvimento de trocadores de calor de forma a aperfeiçoar a sua eficiência.

Na maioria dos trocadores de calor, os fluidos estão separados por uma superfície metálica. São tipos comuns de trocadores de calor: casco e tubo, torres de resfriamento, a placas, serpentina.

Segundo Sekulic e Shah (2003), os trocadores podem ser classificados conforme a seguir:

- Classificação de acordo com o processo de transferência: direto ou indireto;
- Classificação de acordo com o número de fluidos;
- Classificação de acordo com a compactidade da superfície: gás-líquido, líquido-líquido e com mudança de fase;

- Classificação de acordo com a construção: tubulares, a placas, superfície estendida, regeneradores;
- Classificação de acordo com a disposição do fluxo: passe simples, passes múltiplos;
- Classificação de acordo com os mecanismos de transferências de calor.

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

2.1.1.1 Trocadores de calor de placas

Trocadores de calor de placas são equipamentos que utilizam placas finas metálicas empilhadas que possuem canais de escoamento em suas superfícies. Esse conjunto de placas é comprimido de tal forma a vedar os canais. Os fluidos são então direcionados em canais alternados.

Esses trocadores de calor têm a vantagem de serem bastante compactos e se adaptam bem a mudanças de demanda térmica, pois as placas podem ser retiradas para adequar a capacidade do trocador. Além disso também são simples a limpeza e manutenção.

Figura 1 - Trocador de calor de placas.

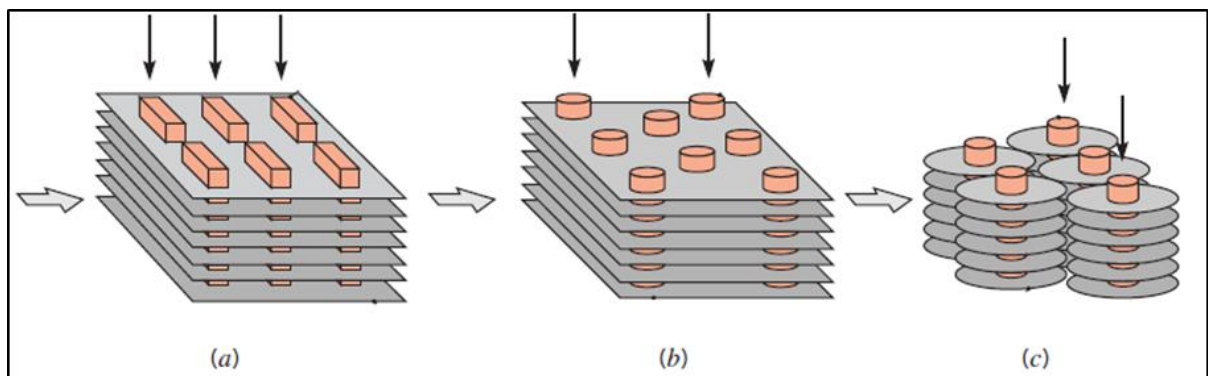


Fonte: (ALFA LAVAL, 2012)

2.1.1.2 Trocador de calor de superfície estendida

Segundo Bergman (2014), esses trocadores de calor também são chamados de trocadores de calor compactos. Esse tipo de trocador é de uma classe especial utilizada para atingir superfícies de transferências de calor muito grandes e são tipicamente usados quando pelo menos um dos fluidos é um gás. Podem ser construídos em diferentes formas de tubos e com aletas planas ou circulares.

Figura 2 - Trocadores de calor compactos: (a) tubos planos e placas contínuas com aletas; (b) tubos circulares e placas contínuas com aletas; (c) tubo circulares e aletas circulares.



Fonte: (BERGMAN, 2014)

2.1.1.3 Trocadores de calor tubulares

Os trocadores de calor tubulares são construídos a partir de tubos circulares e são tipicamente utilizados em aplicações que requerem a transferência de calor entre dois líquidos. Tem bom desempenho em situações com valores altos de pressão e temperatura. Geralmente são classificados como casco e tubo, duplo tubo e espiral (serpentina) (ESTEVES, 2009). Em seu funcionamento, um fluxo se move no interior dos tubos e o outro fluxo passa pelo lado externo aos tubos.

Neste tipo de trocador de calor, o diâmetro dos tubos, número de tubos, comprimento, distância entre os tubos e o arranjo destes tubos podem ser alterados para melhor adequação as requisições do processo. Os trocadores de calor do tipo tubular podem ser classificados como:

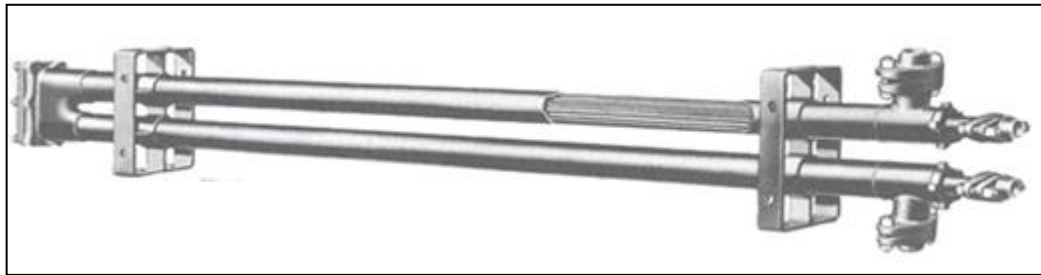
- Trocador de calor de tubo duplo;

- Trocador de calor casco e tubo;
- Trocador de calor tipo serpentina.

2.1.1.3.1 Trocador de calor tubular tipo tubo duplo

Um tubo é colocado concentricamente dentro de outro tubo de diâmetro maior. Um fluido que se encontra a uma certa temperatura se movimenta dentro do tubo de menor diâmetro e outro fluido a uma temperatura diferente se movimenta na parte externa desse tubo, no interior do tubo de maior diâmetro. Esse trocador de calor fornece uma pequena área de transferência de calor. É adequado para situações em que um ou os dois fluidos estão a alta pressão. Esse trocador de calor tem a desvantagem de ter um custo elevado e grandes dimensões quando comparado a outros trocadores de calor.

Figura 3 - Trocador de calor tubo duplo.



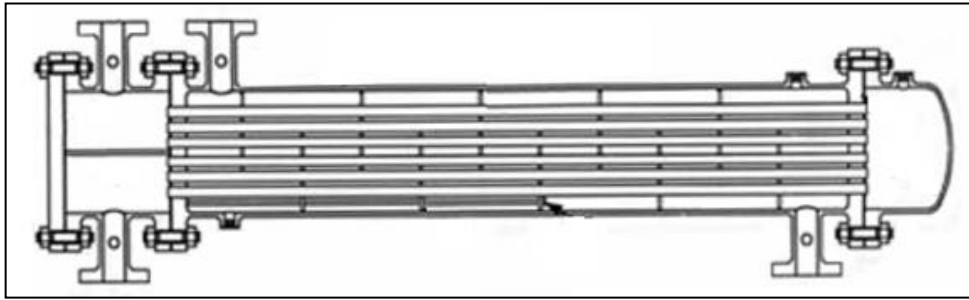
Fonte: (KAKAÇ, 2012)

2.1.1.3.2 Trocador de calor tubular tipo casco e tubo

Nesse trocador de calor tubular, tubos retos são montados dentro de carcaças cilíndricas de grandes dimensões. São bastante aplicados no resfriamento de óleo, como pré-aquecedores em usinas e em processos das indústrias químicas

Costumam fornecer taxas relativamente grandes de transferência de calor. São trocadores de calor robustos e utilizados em condições operacionais de pressões e temperaturas altas, atmosfera altamente corrosiva, fluidos muito viscosos, dentre outras.

Figura 4 - Trocador de calor tipo casco e tubo.

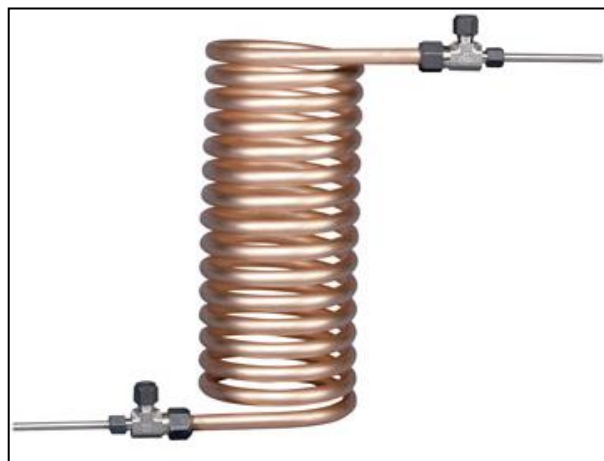


Fonte: (ESTEVES, 2009)

2.1.1.3.3 Trocador de calor tubular tipo serpentina

O trocador de calor tipo serpentina consiste em uma ou mais serpentinas organizadas em um casco (tanque). A taxa de transferência de calor nesse tipo de trocador é mais alta que a associada a um trocador tipo tubo duplo e tem a vantagem de poder acomodar uma grande superfície em um espaço reduzido, conforme destacado anteriormente.

Figura 5 – Modelo de serpentina de cobre



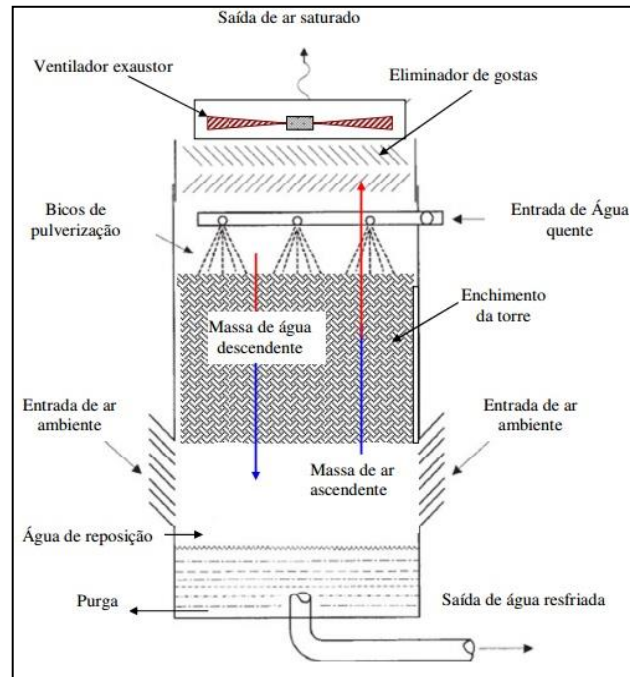
Fonte: (BIYIK et al, 2015)

2.1.1.4 Outros tipos de trocadores de calor - torre de resfriamento

A torre de resfriamento é um equipamento que se baseia no processo de evaporação onde os fluidos podem estar em contato direta ou indiretamente. Seu funcionamento consiste na remoção do calor da água através da aplicação de ventiladores que forçam a circulação de ar atmosférico através da água do condensador da torre.

O desempenho da torre de resfriamento depende de alguns fatores, tais como temperatura do ar ambiente e umidade do ar.

Figura 6 - Representação esquemática do funcionamento de uma torre de resfriamento.



Fonte: (OLIVEIRA, 2010)

2.1.2 Dimensionamento de trocadores de calor

Nessa seção serão apresentados os tópicos relacionados ao processo de dimensionamento de um trocador de calor quando as temperaturas de entrada dos fluidos são conhecidas e as temperaturas de saída estão especificadas.

2.1.2.1 Coeficiente global de transferência de calor

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor é uma etapa fundamental na análise de um trocador de calor e é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre os fluidos (BERGMAN, 2014). No caso de dois fluidos separados por uma parede, o coeficiente global de transferência de calor é escrito na forma apresentada na equação (1).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(h[A])_f} + R_p + \frac{1}{(h[A])_q} \quad (1)$$

sendo que U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área superficial, os subíndices f e q indicam os fluidos frio e quente, respectivamente e R_p é a resistência térmica da parede e h é o coeficiente convectivo associado a cada um dos fluidos, dada pela equação (2).

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k} \quad (2)$$

Para uma parede cilíndrica, a resistência térmica à condução é calculada a partir das medidas do raio interno e externo do tubo e do seu comprimento e da condutividade térmica do material do tubo.

Em muitos casos, a parcela relativa à condução pode ser desprezada se o tubo tiver paredes finas e for construído de um material com alta condutividade térmica, e a equação (1) pode ser escrita na forma apresentada pela equação (3).

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_q}\right) + \left(\frac{1}{h_f}\right)} \quad (3)$$

2.1.2.2 Balanço de energia

Nos projetos e análises de trocadores de calor é necessário relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas como: temperatura de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor. Duas dessas relações são obtidas pela aplicação de balanços globais de energia nos fluidos quente e frio. Se a transferência de calor entre o trocador e a vizinhança e as mudanças de energia potencial e cinética são desprezíveis, se os fluidos não passam por mudança de fase e se forem admitidos calores específicos constantes, com a aplicação da equação da energia para processos contínuos em regime estacionários pode-se escrever a taxa total de transferência de calor q entre os fluidos conforme equações (4) e (5) (BERGMAN, 2014).

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (4)$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,ent} - T_{f,sai}) \quad (5)$$

As temperaturas que aparecem nas equações (4) e (5) se referem as temperaturas médias de entrada e saída dos fluidos quente e frio, respectivamente. Estas equações são independentes do regime de escoamento e do tipo de trocador de calor.

2.1.2.3 Média logarítmica das diferenças de temperatura

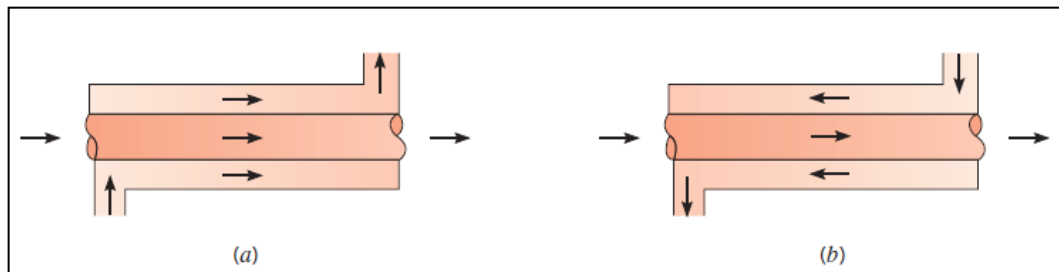
Uma outra expressão pode ser obtida ao se relacionar a taxa de transferência de calor total q à diferença de temperaturas entre os fluidos quente e frio, equação (6), em que ΔT_m é a média logarítmica entre as diferenças de temperatura, equação (7).

$$q = UA\Delta T_m \quad (6)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (7)$$

Conforme ilustrado na Figura 7, nos trocadores de calor de escoamento paralelo, os dois fluidos entram juntos e fluem num mesmo sentido e direção. Em trocadores de calor de escoamento contrário, os dois fluidos escoam em sentidos contrários.

Figura 7 - Tipo de escoamentos em trocadores de calor de tubo concêntricos: (a) Escoamento paralelo e (b) Escoamento contracorrente.



Fonte: (BERGMAN, 2014)

Considerando um trocador de calor com arranjo em contracorrente, as diferenças de temperatura nas extremidades são definidas pelas equações (8) e (9).

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

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

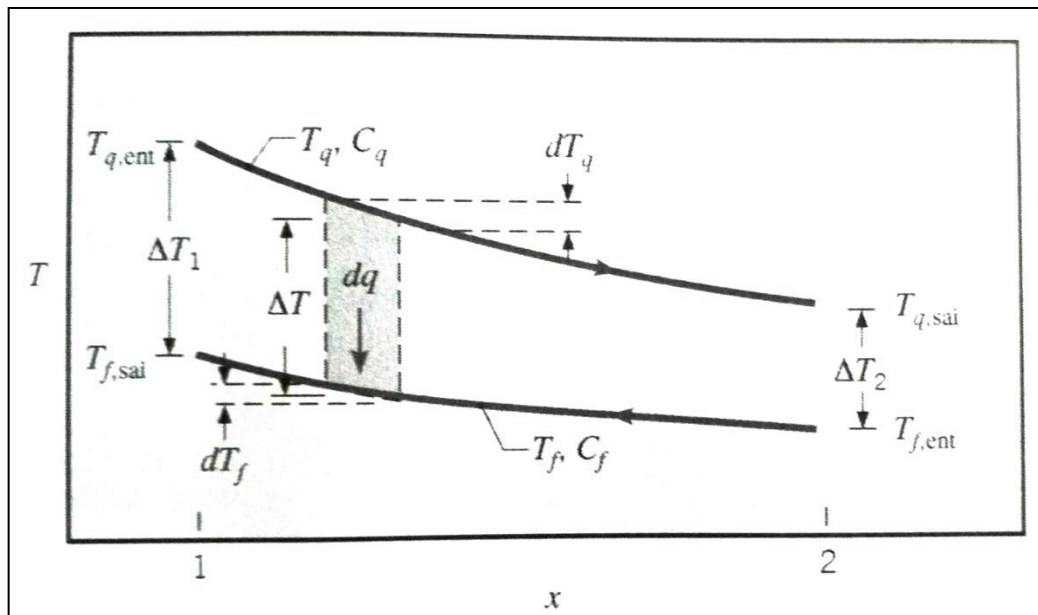
Para um trocador de calor com escoamento paralelo, as diferenças de temperatura são definidas pelas equações (10) e (11).

$$\Delta T_1 = T_{q,ent} - T_{f,ent} \quad (10)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,sai} - T_{f,sai} \quad (11)$$

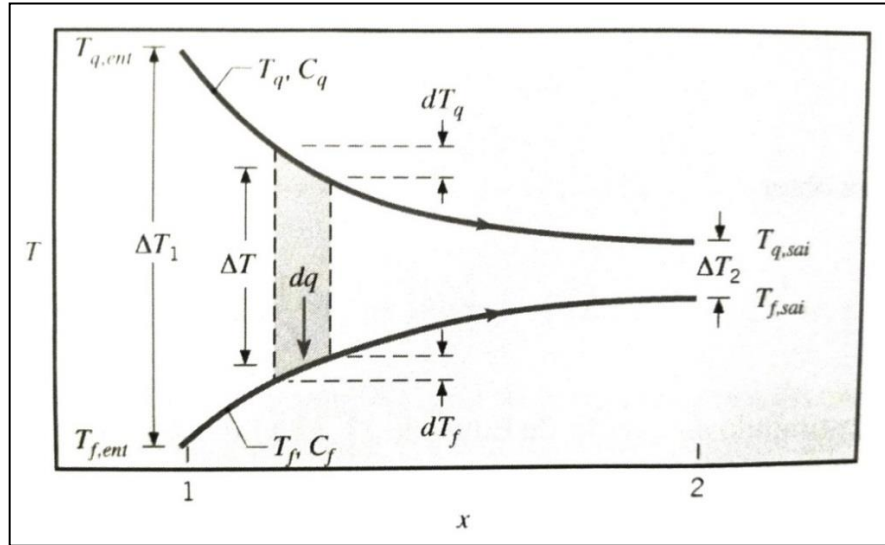
As Figuras 8 e 9 ilustram o perfil de distribuição de temperaturas em trocadores de calor com escoamento contracorrente e paralelo, respectivamente.

Figura 8 - Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente.



Fonte: (BERGMAN, 2014).

Figura 9 - Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo.



Fonte: (BERGMAN, 2014).

Em um trocador de calor com escoamento em paralelo, inicialmente a diferença de temperatura dos fluidos é grande e diminui com o aumento do comprimento, tendendo a zero, conforme Figura 9. Já no escoamento em contracorrente, Figura 8, é possível a transferência de calor entre as partes mais quentes dos dois fluidos em uma extremidade e entre as partes mais frias na outra extremidade, o que faz com que a diferença de temperaturas em relação ao eixo x não seja em posição alguma tão elevada quanto na região de entrada de um trocador de calor com escoamento em paralelo (BERGMAN, 2014)

2.1.2.4 Parâmetros adimensionais

Para o cálculo dos coeficientes convectivos h , associados aos escoamentos interno e externo, é necessária a determinação de alguns parâmetros adimensionais. Para o trocador de calor dimensionado nesse trabalho, os parâmetros requisitados são: o número de Reynolds, o número de Nusselt e o número de Prandtl (BERGMAN, 2014).

O número de Reynolds pode ser interpretado como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. Para o cilindro circular, o número de Reynolds é definido na equação (12).

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu} \quad (12)$$

O número de Nusselt fornece uma medida da razão entre a transferência de calor por convecção e por condução pura, dado pela equação (13).

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (13)$$

O número de Prandtl é definido como a razão entre a viscosidade cinemática, também chamada de difusividade de momento, e a difusividade térmica de um fluido, conforme equação (14).

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (14)$$

2.1.2.5 Escoamento externo em cilindro

Para a determinação do coeficiente convectivo de uma superfície em contato com um escoamento externo é necessária a utilização de correlações empíricas obtidas através de dados experimentais realizados em diferentes regimes de escoamento.

Conforme Bergman (2014), para cilindros expostos a um escoamento externo, na direção normal ao eixo circular, existe uma correlação empírica, dada pela equação (15).

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

Essa correlação é utilizada para fluidos com número de Prandtl $\geq 0,7$, onde as constantes C e m estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Constantes (C) e (m) para cilindro circular em escoamento cruzado.

Re_D	C	m
0,4-4	0,989	0,33
4-40	0,911	0,385
40-4.000	0,683	0,466
4.000-40.000	0,193	0,618
40.000-400.000	0,027	0,805

Fonte: (BERGMAN, 2014).

Conforme Bergman (2014), as propriedades utilizadas na equação (15) deverão ser

avaliadas a uma temperatura da camada limite média, chamada temperatura de média, através da fórmula:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (16)$$

2.1.2.6 Escoamento interno em um tubo em espiral

Dentre as diversas correlações empíricas para a determinação do número de Nusselt para o escoamento interno em um tubo em espiral, Gupta et al. (2012) apresenta a correlação de Roger et al. (1964), correlação essa que pode ser aplicada ao objeto de estudo desse trabalho e que é dada pela equação (17).

$$Nu = 0,023 Re^{0,85} Pr^{0,4} \delta^{0,1} \quad (17)$$

A aplicação dessa correlação é válida para números de Reynolds maiores que 2000, onde o termo δ conhecido com a relação de curvatura, apresentado na equação (18), é dada pela razão entre o raio do tubo e o raio de curvatura do tubo.

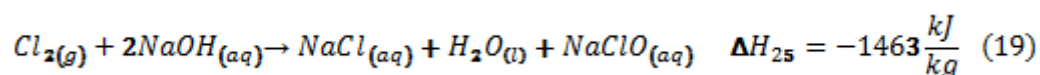
$$\delta = \frac{r}{R_c} \quad (18)$$

3 LEVANTAMENTO DE DADOS

3.1 PROCESSO PRODUTIVO

O composto químico hipoclorito de sódio de fórmula NaClO é um produto à base de cloro. Por suas propriedades oxidantes, desinfetantes e branqueantes, é amplamente aplicado na indústria de papel e celulose, tratamento de água, na desinfecção de ambientes hospitalares e na produção de outros subprodutos. Possui coloração amarelada e contém até 13% de cloro na sua composição (BRASIL, 2009).

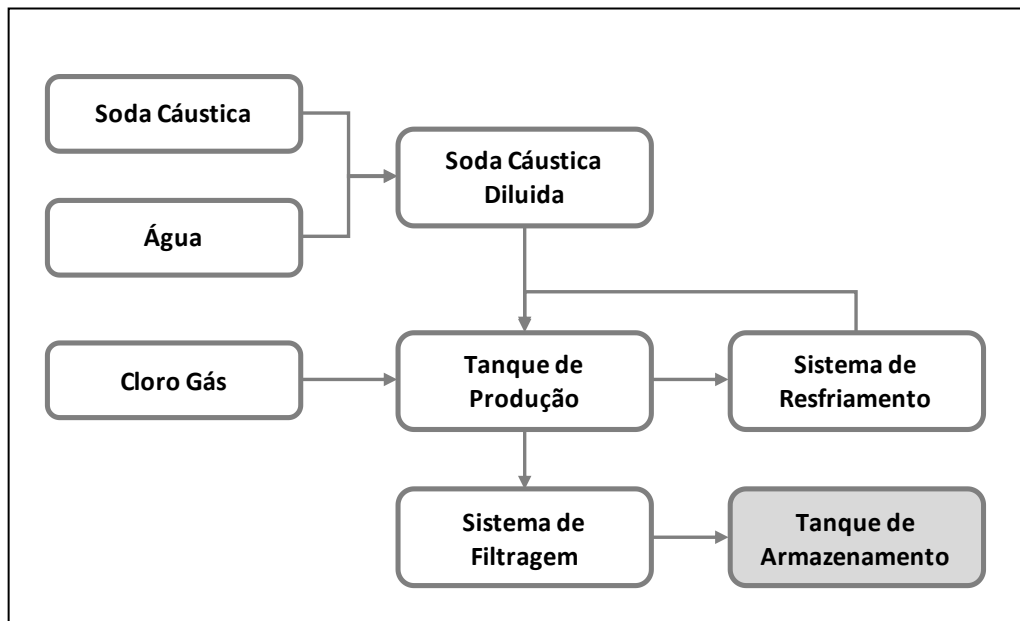
O hipoclorito de sódio é produzido pela absorção exotérmica do cloro gasoso em uma solução de hidróxido de sódio (soda cáustica) conforme descrito pela reação dada na equação (19).



A forma de produção pode ser contínua ou por batelada. No método contínuo, a solução de hidróxido de sódio é continuamente produzida pelo sistema, sem necessidade de paradas para sua retirada ou transporte. Na produção por batelada, o cloro gasoso é injetado em um volume fixo de solução de hidróxido de sódio até que atinja a quantidade de hipoclorito desejada. Neste momento, o sistema de produção é paralisado e o produto é transferido para um tanque de armazenamento.

Na Figura 10 é demonstrado um fluxo produtivo típico. O processo se inicia pela diluição de uma quantidade fixa de hidróxido de sódio (soda cáustica) que é enviada ao tanque de produção. Na sequência, o cloro na forma gasosa é injetado continuamente no tanque, forçando-se a reação com a solução de soda cáustica. Durante o tempo de reação, para garantir que a temperatura não ultrapasse os 40°C, a solução circula entre o tanque e um sistema de resfriamento. Esse ciclo se mantém até se obter o hipoclorito de sódio na concentração desejada. Nesse momento, o funcionamento do sistema é interrompido e o produto final é filtrado e armazenado.

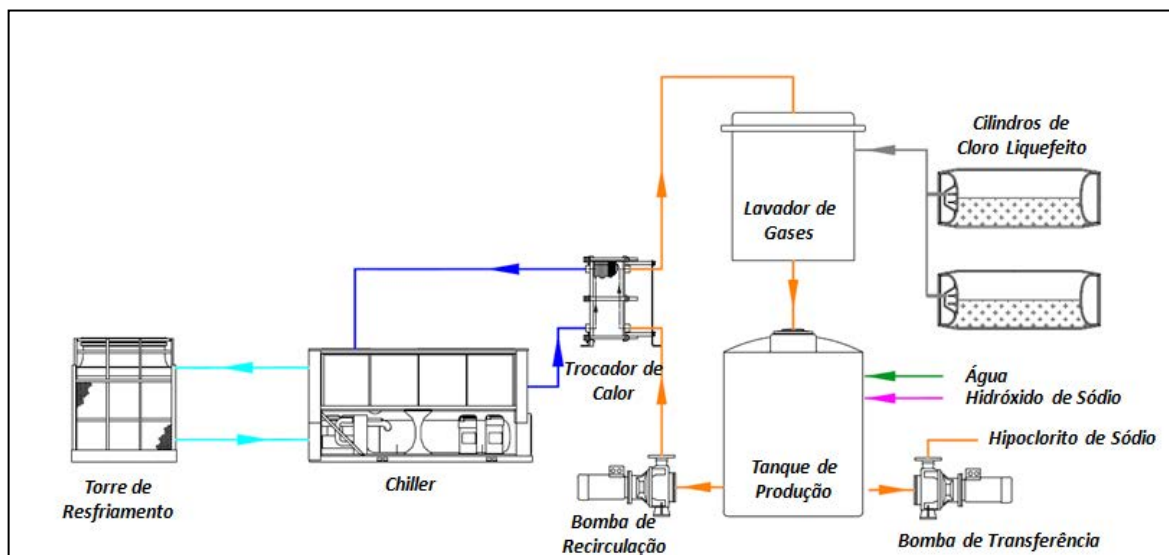
Figura 10 - Fluxo produtivo típico do hipoclorito de sódio.



Fonte: Autoria própria.

A Figura 11 apresenta um exemplo de configuração de um sistema de produção de hipoclorito de sódio por batelada, ilustrando alguns dos principais equipamentos que podem ser encontrados nessa forma de produção.

Figura 11 - Exemplo de configuração de um sistema de produção por batelada.



Fonte: Autoria própria.

A estabilidade da solução de hipoclorito depende, dentre outros fatores, da

temperatura da solução durante a produção e também no armazenamento. Por se tratar de uma reação altamente exotérmica, o sistema de manufatura deve ser projetado de forma a evitar o incremento excessivo da temperatura da solução, que não deve ultrapassar os 40°C. Em altas temperaturas pode haver a decomposição do hipoclorito de sódio em cloreto de sódio (NaCl) e clorato de sódio (NaClO₃), descritos pelas equações (20) e (21), respectivamente (OXYCHEM, 2014).

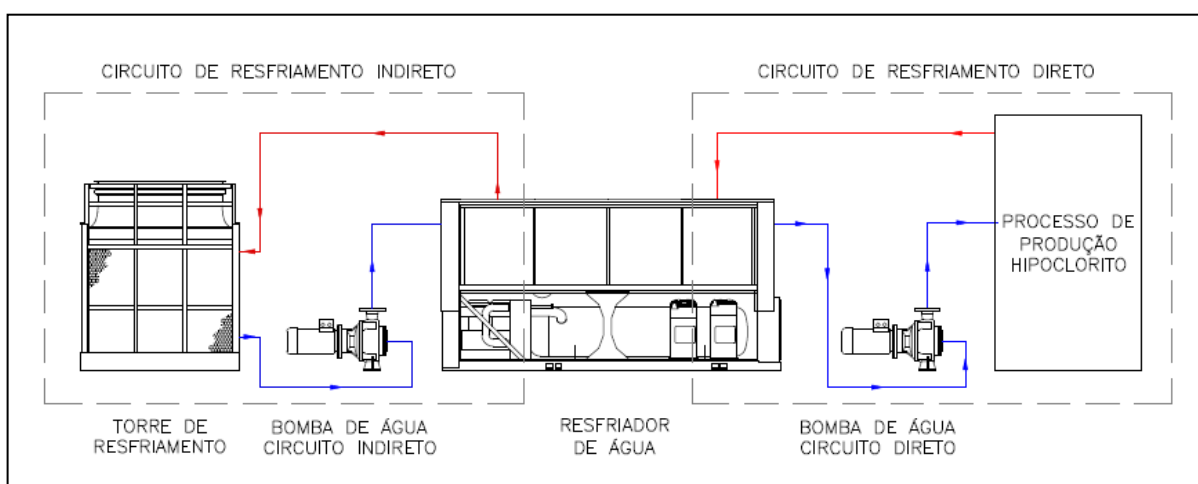


Para o garantir que o hipoclorito não se decomponha em outros produtos se faz necessário o emprego de um sistema de resfriamento que possua uma capacidade térmica compatível com o volume de produção.

3.2 SISTEMA DE RESFRIAMENTO

No processo de produção analisado nesse trabalho, existe um sistema de resfriamento de água composto por um circuito de resfriamento indireto e um circuito de resfriamento direto, conforme ilustrado na Figura 12.

Figura 12 - Esquema do sistema de resfriamento.



Fonte: Autoria própria.

3.2.1 Características da torre de resfriamento

No circuito indireto de resfriamento existe uma torre de resfriamento que, de acordo com os dados fornecido pelo fabricante (Stringal Equipamentos Industriais), apresenta as características técnicas apresentadas na Tabela 2.

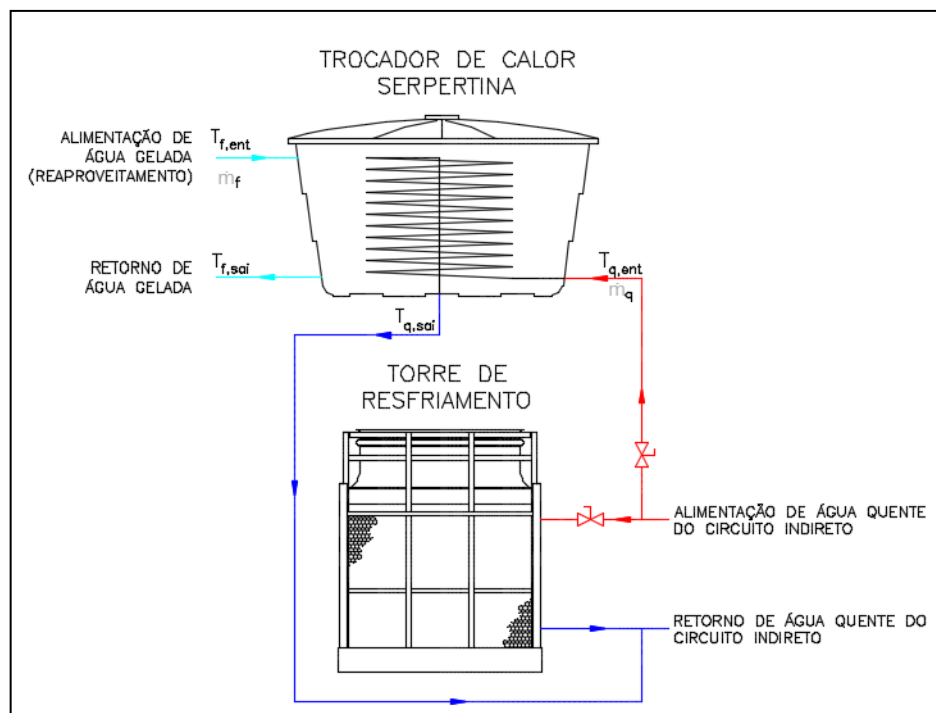
Tabela 2 - Dados técnicos da torre de resfriamento existente.

Parâmetros	Valor
Temperatura da água na entrada	35 °C
Temperatura da água na saída	30 °C
Vazão nominal	20 m ³ /h

Fonte: Autoria própria

Através de um sistema de válvulas, foi criada uma derivação na linha de alimentação da torre de resfriamento onde é possível desviar a vazão de água para um trocador de tipo serpentina, conforme Figura 13.

Figura 13 – Derivação da vazão de água do circuito indireto de resfriamento



Fonte: Autoria própria

3.2.1.1 Especificações da bomba do fluido quente

No sistema indireto de resfriamento, é empregada uma bomba centrífuga monobloco que apresenta as seguintes características, conforme Anexo B:

- Modelo: KSB MEGABLOC 32-125
- Rotor: 119 mm
- Altura manométrica máxima: 24 mca
- Vazão: 20 m³/h (Compatível com a vazão nominal da torre de resfriamento)

3.2.2 Características do trocador de calor tipo serpentina

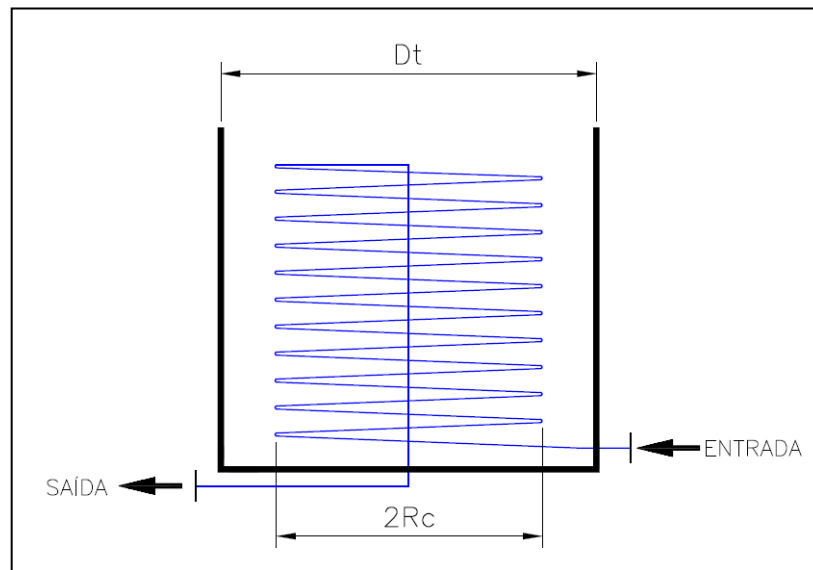
Conforme medições realizadas no local, o trocador de calor tipo serpentina possui as dimensões descritas na Tabela 3 e esquematizadas na Figura 14.

Tabela 3 - Dimensões do trocador tipo serpentina.

Diâmetro externo tubo	Diâmetro interno tubo	Diâmetro médio da serpentina	Comprimento da serpentina	Diâmetro médio do tanque
D _e	D _i	2R _c	L	D _t
19,05 mm	17,46 mm	700 mm	60000 mm	800 mm

Fonte: Autoria própria

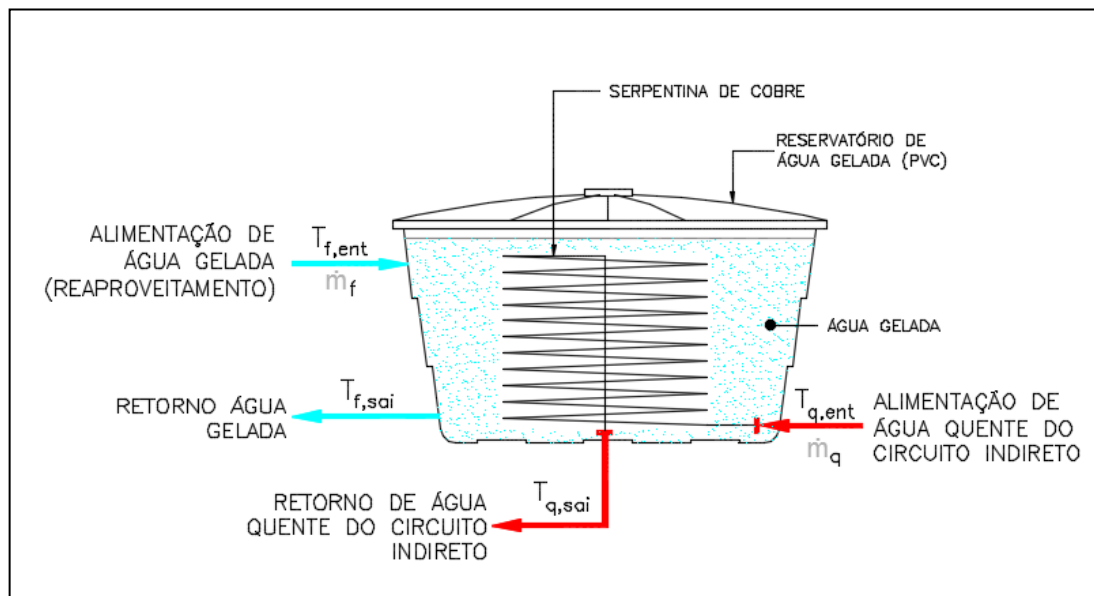
Figura 14 - Dimensões do trocador de calor tipo serpentina.



Fonte: Autoria própria

Na Figura 15 é representado o esquema simplificado do trocador de calor tipo serpentina hoje instalado, sendo que as temperaturas dos fluidos são descritas na Tabela 4.

Figura 15 – Modelo simplificado do trocador de calor tipo serpentina.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 4 – Temperaturas de entrada e saída dos fluidos.

$T_{q,ent}$	$T_{q,sai}$	$T_{f,ent}$	$T_{f,sai}$
35°C	30°C	18°C	a ser calculada

Fonte: Autoria própria

3.2.2.1 Especificações da bomba do fluido frio

A bomba que transporta o fluido frio até o tanque do trocador de calor tipo serpentina, tem as seguintes especificações:

- Modelo: KSB MEGABLOC 25-150
- Rotor: 100 mm

Conforme leitura realizada em loco, foi obtida a altura manométrica máxima de 12 mca. Buscando no Anexo C, foi possível estimar a vazão máxima fornecida pela bomba, vazão essa que será utilizada como parâmetro de cálculo:

- Vazão máxima: 9,5 m³/h.

4 RESULTADOS

Nessa seção serão apresentados os cálculos do dimensionamento de um trocador de calor tipo serpentina que possua as mesmas características geométricas do trocador existente, com o objetivo de determinar o comprimento do tubo necessário para fornecer a taxa de transferência de calor equivalente a fornecida pela torre de resfriamento.

Com esses cálculos será possível realizar a análise da situação e verificar se são necessárias alterações no equipamento hoje instalado.

4.1 DESENVOLVIMENTO DOS CÁLCULOS

De acordo com as temperaturas de entrada e saída da torre de resfriamento apresentadas na Tabela 2, é possível calcular a temperatura média de entrada e saída do fluido quente conforme a equação (16):

$$T_{f,q} = \frac{35 + 30}{2} = 32,5 \text{ }^{\circ}\text{C} = 305,7 \text{ K}$$

A partir da interpolação da tabela de propriedades termofísicas da água saturada (anexo A), para $T_f = 305,7 \text{ K}$, são obtidas as seguintes propriedades para o fluido quente:

Tabela 5 - Propriedades do fluido quente.

ρ_q kg/m³	$c_{p,q}$ J/kg.K	μ_q N.s/m³	K_q W/m.K	Pr_q
994,8	4.178	759×10^{-6}	0,621	5,12

Fonte: Autoria própria

Utilizando a vazão volumétrica nominal da torre de resfriamento da Tabela 2 como a vazão de entrada do fluido quente e a massa específica ρ da Tabela 5 se obtém a vazão mássica do fluido quente:

$$\dot{m}_q = \frac{20}{3600} \times 994,8 = 5,53 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Substituindo a vazão mássica, o calor específico da Tabela 5 e as temperaturas de entrada e saída da Tabela 4 na equação (4) é calculada a taxa de transferência de calor do fluido quente:

$$q_q = 5,53 \times 4.178 \times (35 - 30) = 115.522 \text{ W}$$

Admitindo inicialmente uma temperatura média para o fluido frio de $T_{f,f} = 296 \text{ K}$ e interpolando os valores da tabela de propriedades termodinâmicas da água saturada (anexo A) são obtidas as seguintes propriedades:

Tabela 6 - Propriedades do fluido frio.

ρ_f kg/m^3	$c_{p,f}$ J/kg.K	μ_f N.s/m^2	K_f W/m.K	Pr_f
997,8	4180	930×10^{-6}	0,608	6,40

Fonte: Autoria própria

Utilizando a vazão volumétrica da bomba do fluido e a massa específica ρ_f da Tabela 6 é possível obter a vazão mássica do fluido frio:

$$\dot{m}_f = \frac{9,5}{3600} \times 997,8 = 2,63 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Realizando o balanço de energia global entre os fluidos quente e frio, através das equações (4) e (5) é possível obter a temperatura de saída do fluido frio:

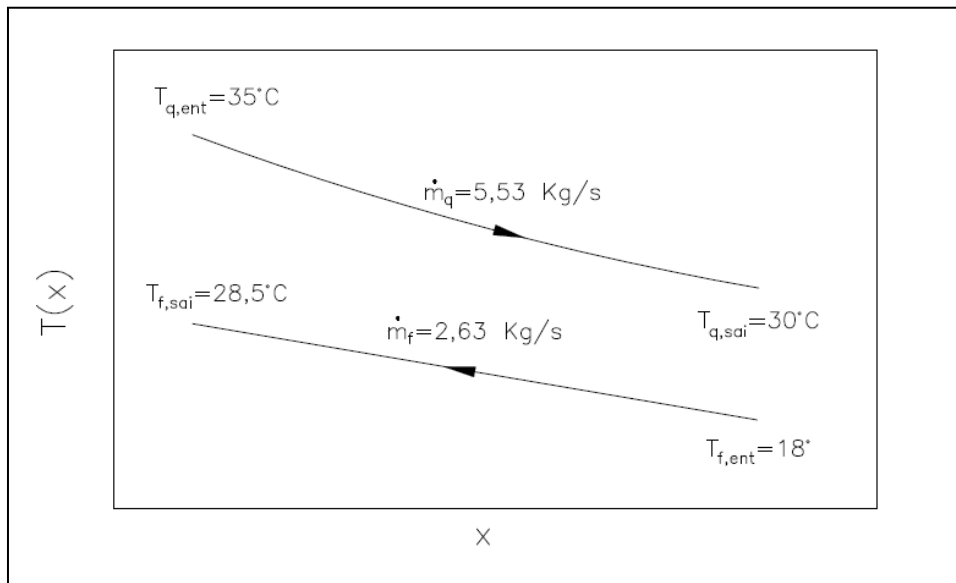
$$T_{f,sai} = \frac{115.522}{2,63 \times 4.180} + 18 = 28,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Substituindo as temperaturas de entrada e de saída do fluido frio na equação (16):

$$T_{f,f} = \frac{28,5 + 18}{2} = 23,3 \text{ } ^\circ\text{C} = 296,4 \text{ K}$$

É verificado que a temperatura de média admitida inicialmente, $T_{f,f} = 296 \text{ K}$, para avaliação das propriedades do fluido frio foi apropriada.

Figura 16 - Temperaturas de entrada e saída dos fluidos.



Fonte: Autoria própria

Substituindo os valores das temperaturas na equação (7) é obtida a média logarítmica das diferenças de temperatura:

$$\Delta T_m = \frac{\frac{(35 - 28,5) - (30 - 18)}{\ln[(35 - 28,5)]}}{(30 - 18)} = 9,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é necessário calcular os coeficientes convectivos dos escoamentos interno e externo da serpentina.

De acordo com a Figura 15, é verificado que o fluido quente escoar internamente pela serpentina e o que fluido frio escoar externamente.

Substituindo as propriedades do fluido da Tabela 5, o diâmetro interno da serpentina da Tabela 3 e vazão mássica do fluido quente na equação (12), é obtido o número de Reynolds para o escoamento interno:

$$Re_D = \frac{4 \times 5,53}{\pi \times 17,46 \times 10^{-3} \times 759 \times 10^{-6}} = 531312$$

Com os valores do raio interno e raio de curvatura da serpentina da Tabela 3, é possível calcular a relação de curvatura pela equação (18):

$$\delta = \frac{17,46/2}{700/2} = 0,0249$$

Substituindo o número de Reynolds, relação de curvatura e número Prandtl da Tabela 5 na equação (17), é obtido o número de Nusselt:

$$Nu = 0,023 \times 531.312^{0,85} \times 5,12^{0,4} \times 0,0249^{0,1} = 2247$$

Utilizando a condutividade térmica do fluido quente da Tabela 5 e igualando as equações (17) e (13), é possível definir o coeficiente convectivo para o escoamento interno:

$$h_i = 2.247 \times \frac{0,621}{17,46 \times 10^{-3}} = 79919 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para os cálculos do escoamento externo da serpentina será considerado um cilindro reto de seção circular exposto a um fluxo cruzado. Essa aproximação pode ser usada como recurso para a continuação da análise proposta nesse trabalho, porém em outras situações pode não ser aplicável devido ao seu grau de imprecisão.

A partir da vazão volumétrica da bomba do fluido frio e do diâmetro médio do tanque da Tabela 3, é determinada a velocidade do escoamento externo:

$$V = \frac{9,5}{3600} \times \frac{1}{\pi \times (800 \times 10^{-3})^2 / 4} = 5,25 \times \frac{10^{-3} m}{s}$$

Substituindo as propriedades do fluido da Tabela 6, o diâmetro externo da serpentina da Tabela 3 e a velocidade do escoamento externo na equação (12), é obtido o número de Reynolds para o escoamento externo:

$$Re_D = \frac{997,7 \times 5,25 \times 10^{-3} \times 19,05 \times 10^{-3}}{930 \times 10^{-6}} = 107,3$$

Utilizando a equação (15) e as propriedades do fluido da Tabela 6 e as constantes C e m da Tabela 1, é calculado o número de Nusselt para escoamento externo:

$$Nu_D = 0,683 \times 107,3^{0,466} \times 6,40^{1/3} = 11,2 \text{ adm}$$

Utilizando a condutividade térmica do fluido frio da Tabela 6 e igualando as equações (15) e (13), é possível definir o coeficiente convectivo externo:

$$h_i = 11,2 \times \frac{0,608}{19,05 \times 10^{-3}} = 357,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Com os coeficientes convectivos interno e externo e utilizando a equação (3), é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{79,919}\right) + \left(\frac{1}{357,6}\right)} = 356 \frac{W}{m^2 K}$$

A partir dos valores obtidos da taxa de transferência de calor, da média logarítmica das temperaturas e do coeficiente global de transferência de calor, substituindo na equação (6) e isolando a área:

$$A = \frac{115.522}{356 \times 9} = 36,1 \text{ m}^2$$

Para uma serpentina com diâmetro interno de 17,46mm possua essa área superficial será necessário um comprimento de:

$$L = \frac{36,1}{\pi \times 17,46 \times 10^{-3}} = 658 \text{ m}$$

Fixando a vazão do fluido frio e aplicando as mesmas etapas de cálculo descritas nessa seção, foram encontrados os comprimentos de tubo necessários para fornecer a troca térmica para diferentes vazões de fluido quente (Tabela 7).

Tabela 7 - Comprimento da serpentina para diferentes vazões de fluido quente.

Qq m³/h	Qf m³/h	T_{fs} °C	hi W/m².K	he W/m².K	U W/m².K	L m
1,0	9,5	18,5	6331	357,6	338,5	22
1,5	9,5	18,8	8927	357,6	343,8	33
2,0	9,5	19,1	11417	357,6	346,7	44
2,5	9,5	19,3	13622	357,6	348,5	55
3,0	9,5	19,6	15934	357,6	349,8	66
3,5	9,5	19,8	18032	357,6	350,7	77
4,0	9,5	20,1	20238	357,6	351,4	89
4,5	9,5	20,4	22443	357,6	352,0	101
5,0	9,5	20,6	24577	357,6	352,5	113
7,5	9,5	21,9	34678	357,6	354,0	178
10,0	9,5	23,3	44423	357,6	354,7	252
20,0	9,5	28,5	79919	357,6	356,0	658

Fonte: Autoria própria

5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

No desenvolvimento dos cálculos, o objetivo foi determinar o comprimento de tubo necessário para que o trocador de calor tipo serpentina apresente a mesma taxa de transferência de calor da torre de resfriamento. Para isso, foram utilizadas as especificações da torre como parâmetros iniciais do fluido quente: vazão máxima de $20 \text{ m}^3/\text{h}$, temperatura de entrada de 35°C e temperatura de saída de 30°C . Para o fluido frio, foram utilizados os parâmetros da fonte de água com uma vazão estimada de $9,5 \text{ m}^3/\text{h}$ e temperatura de 18°C em média.

Fixando todas as demais dimensões do trocador de calor tipo serpentina já instalado (diâmetro interno e externo do tubo, raio de curvatura da serpentina, dimensões do tanque, etc.), foi possível determinar o comprimento de tubo adequado aos parâmetros iniciais. Primeiramente foi verificado que para a vazão máxima da torre de resfriamento, é necessária uma serpentina com comprimento de 658 m, aproximadamente 11 vezes maior que o comprimento da serpentina hoje instalada.

É verificado que o coeficiente convectivo externo (fluido frio) apresenta o valor de $357,6 \text{ W/m}^2.\text{K}$, valor esse muito baixo quando comparado com o coeficiente convectivo interno (fluido quente), $79.919 \text{ W/m}^2.\text{K}$. Essa diferença ocorre pois, além do fluido quente possuir uma vazão maior que o fluido frio, o mesmo escoia através de uma seção muito menor (diâmetro interno do tubo, 17,46 mm) do que o fluido frio (diâmetro do tanque, 800 mm).

Mantendo a vazão do fluido frio, os cálculos foram refeitos para diferentes valores de vazão do fluido quente e os resultados foram apresentados na Tabela 7. Analisando essa tabela, é observado que para o comprimento de 60 m (comprimento da serpentina atual), a vazão máxima de fluido quente deve ser de aproximadamente $2,8 \text{ m}^3/\text{h}$.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou a análise de um trocador de calor tipo serpentina instalado em caráter experimental em uma planta de hipoclorito de sódio de uma indústria química da região.

Para atingir o objetivo principal, inicialmente foram mapeados os parâmetros iniciais e levantadas as especificações dos equipamentos do processo. Na sequência foi feita uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionados a análise de trocadores de calor tipo serpentina e da teoria da transferência de calor, de modo a fundamentar a elaboração da estrutura de cálculo. Finalmente, os cálculos foram desenvolvidos e discutidos.

A partir dos resultados, foi verificado que o trocador de calor tipo serpentina hoje instalado não é capaz de substituir totalmente a capacidade que a torre de resfriamento possui. Também foi concluído que a ampliação do comprimento da serpentina mantendo o padrão dimensional existente não é uma solução possível de ser implantada pois não existe espaço físico disponível no tanque para acomodar uma serpentina com o novo comprimento. Sendo assim, a torre de resfriamento continua a ser a melhor solução disponível para esse caso.

Como sugestão para desenvolvimento de trabalhos futuros, pode ser dimensionado um trocador de calor tipo serpentina com outras dimensões ou até mesmo um outro tipo de trocador de calor. Para maior precisão dos cálculos, as perdas térmicas e fatores de incrustação podem ser levados em consideração.

REFERÊNCIAS

ALFA LAVAL. **Série M de trocadores de calor a placas pintados**: catálogo comercial. 2010. Disponível em: <<http://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/pd-sheet---m-series-plate-heat-exchangers---en.pdf>> Acesso em: 20 ago. 2015.

ARAÚJO, E. C. da C. **Trocadores de calor**. São Carlos: EdUFSCar, 2002. 108 p.

BHALCHANDRA, S. et al. Fabrication and analysis of counter flow helical coil heat exchanger. **International Journal of Engineering Trends and Technology**, v. 15, n. 5, p. 229 – 240, sep. 2014. Disponível em: <<http://www.ijettjournal.org/volume-15/number-5/IJETT-V15P245.pdf>>. Acesso em: 23 ago. 2015

BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014. 672 p.

BRASIL. Banco Nacional do Desenvolvimento. **O setor de soda-cloro no Brasil e no mundo**. Brasília: BNDES, 2009. 43 p. Disponível em: <https://web.bndes.gov.br/bib/jspui/bitstream/1408/2682/1/BS%2029_O%20setor%20de%20soda-cloro%20no%20Brasil_P.pdf>. Acesso em: 23 ago. 2015.

BIYIK, E. et al.. Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review. **International Journal of Energy and Buildings**, v. 104, p. 215 – 232, out. 2015. Disponível em <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778815301250>>. Acesso em: 27 ago. 2015

CLOSUR - ASSOCIAÇÃO LATINO-AMERICANA DA INDÚSTRIA DE CLORO, ALCALIS E DERIVADOS. **Manual de cloro**. São Paulo, 2004.

CORTINOVIS, G. F.; SONG, T. W. Funcionamento de uma torre de resfriamento de água. **Revista de Graduação da Engenharia Química**, São Paulo, v.6, n.14, 2005. Disponível em <<http://hottopos.com/regeq14/giorgia.pdf>>. Acesso em: 27 set. 2015.

ENCONTRO LATINO AMERICANO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA, 7., ENCONTRO LATINO AMERICANO DE PÓS-GRADUAÇÃO, 4., 2004. São José dos Campos. **Modelagem e simulação de um sistema de resfriamento de soda cáustica**. São José dos Campos: Universidade do Vale do Paraíba. 2004. Disponível em: <http://www.inicepg.univap.br/cd/INIC_2004/trabalhos/epg/pdf/EPG3-7certo.pdf>. Acesso em: 23 ago. 2015.

ESTEVES, A. C. **Desenvolvimento de modelo matemático de trocador de calor tipo casco-tubos**. 2009, 100 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Escola de Engenharia Mauá, Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2009.

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

GUPTA, R. et al. Parametric Analysis of Helical Coil Heat Exchanger. **International Journal of Engineering Research & Technology**, v. 1, n. 8, p. 1 – 5, out. 2012. Disponível em <http://users.ugent.be/~mvbelleg/literatuur%20SCHX%20-%20Stijn%20Daelman/ORCNext/Supercritical/Literature%20Study/Literature/Heat%20exchanger%20design/Helical%20coil/IJERTV1IS8376.pdf>. Acesso em: 20 ago. 2015.

GUSMÃO, W. C. **Comparação da eficiência térmica de trocadores de calor no laboratório de sistemas térmicos da Faculdade de Engenharia**. 2013, 97 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

JAYAKUMAR, J. S. **Helically Coiled Heat Exchangers**. Kollam: InTech, 2012. 33 p.

KAKAÇ, S. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. 2.ed. Florida: CRC PRESS, 2002. 501 p.

LUCCA, L. De. **Controle de qualidade do Hipoclorito de Sódio no Processo de Produção**. 2006, 40 f. Relatório de Estágio (Bacharelado em Química) – Centro de Ciências Físicas e Matemáticas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

MACEDO, F. G. **Dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo para resfriamento do mosto na fabricação de cerveja artesanal**. 2012, 15 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

MAYHEW, Y. R.; ROGERS, G. F. C. Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 7, n. 11, p. 1207 – 1216, nov. 1964. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0017931064900626>. Acesso em: 25 ago. 2015.

MORAN, M. J. et al. **Introdução à Engenharia de Sistemas Térmicos**. Rio de Janeiro: LTC, 2011. 604 p.

OLIVEIRA, V. F. **Diagnóstico de eficiência energética de uma torre de resfriamento de água na Arcelormittal Inox Brasil**. 2010, 111 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2010.

OXYCHEM - OCCIDENTAL CHEMICAL CORPORATION. **Sodium Hypochlorite Handbook**. Dallas: OxyChem, 2014. 24 p.

SEKULIC, D. P.; SHAH, R. K. **Fundamentals of heat exchanger design**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003. 941 p.

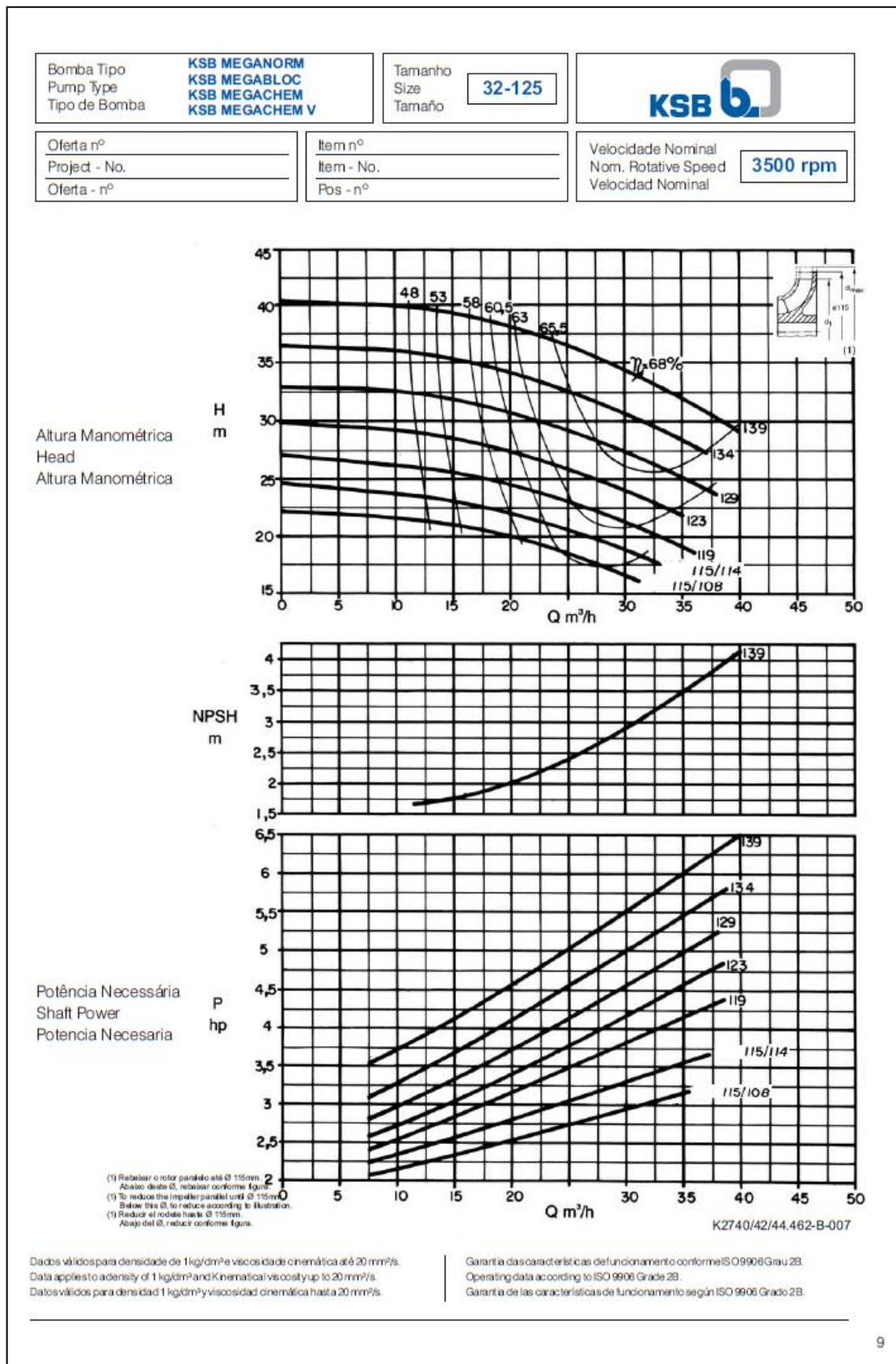
SPINOLA, F. G. **Estudo de parâmetros de projeto de trocadores de calor**. 2010, 61 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2010.

THE CHLORINE INSTITUTE. **Sodium Hypochlorite Manual**. 4. ed. Arlington: The Chlorine Institute, 2011. 87 p.

ANEXO A – TABELA DE PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA ÁGUA SATURADA

Thermophysical Properties of Saturated Water ^a															
Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, <i>h_g</i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, <i>σ</i> · 10 ³ (N/m)	Expansion Coef- ficient, <i>β</i> · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temper- ature, <i>T</i> (K)
		<i>v</i> · 10 ³	<i>v_g</i>		<i>c_p</i>	<i>c_{p,g}</i>	<i>μ</i> · 10 ⁶	<i>μ_g</i> · 10 ⁶	<i>k</i> · 10 ³	<i>k_g</i> · 10 ³	<i>Pr</i>	<i>Pr_g</i>			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430

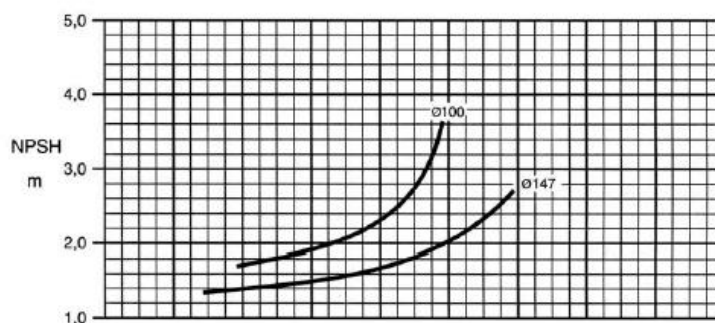
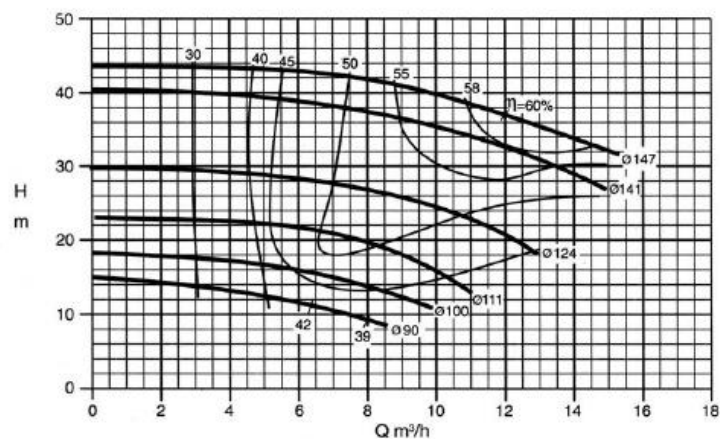
ANEXO B – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA KSB MEGABLOC 32-125



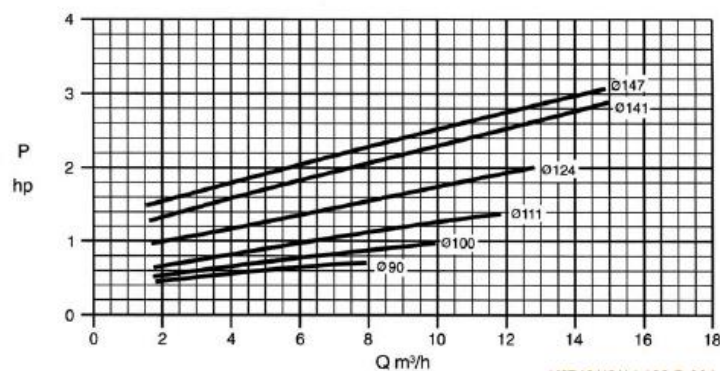
ANEXO C – CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA KSB MEGABLOC 25-150

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB MEGANORM KSB MEGABLOC	Tamanho Size Tamaño	25-150	
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal	3500 rpm	

Altura Manométrica
Head
Altura Manométrica



Potência Necessária
Shaft Power
Potencia Necesaria



K2740/42/44.462-B-001

Dados válidos para densidade de 1 kg/dm³ e viscosidade cinemática até 20 mm²/s.
Data applies to a density of 1 kg/dm³ and Kinematic viscosity up to 20 mm²/s.
Datos válidos para densidad 1 kg/dm³ y viscosidad cinemática hasta 20 mm²/s.

Garantia das características de funcionamento conforme ISO 9906 Grau 2B.
Operating data according to ISO 9906 Grade 2B.
Garantía de las características de funcionamiento según ISO 9906 Grado 2B.