

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MICHEL PANASSOL MOREIRA**

**AVALIAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR UTILIZADO NO AQUECIMENTO  
DE ÁGUA DE DESENGRAXE**

**CAXIAS DO SUL  
2015**

**MICHEL PANASSOL MOREIRA**

**AVALIAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR UTILIZADO NO AQUECIMENTO  
DE ÁGUA DE DESENGRAXE**

Relatório de Estágio II, apresentado como requisito parcial à conclusão do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Área de concentração: Trocadores de calor

Orientador Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini.

**CAXIAS DO SUL  
2015**

MICHEL PANASSOL MOREIRA

**AVALIAÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR UTILIZADO NO AQUECIMENTO  
DE ÁGUA DE DESENGRAXE**

Relatório de Estágio II, apresentado como requisito parcial à conclusão do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Área de concentração: Trocadores de calor.

Aprovado em 08/07/2015.

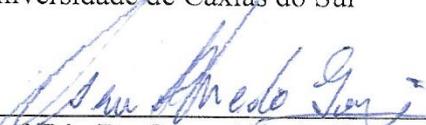
**Banca Examinadora**



Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini.  
Universidade de Caxias do Sul



Prof. M<sup>SC</sup>. Sérgio da Silva Kucera.  
Universidade de Caxias do Sul



Prof. Pós-Dr. Oscar Alfredo Garcia de Suarez.  
Universidade de Caxias do Sul

Aos meus pais, Jocemara e Claudemir, meus  
exemplos de vida. À Fran minha inspiração.

## RESUMO

Devido às exigências ambientais e do mercado faz-se necessário, por parte da empresa, a melhoria de seus processos para aproveitamento racional dos recursos disponíveis. A obtenção da máxima eficiência energética possível só pode ser alcançada quando se conhece o comportamento de cada equipamento pertencente ao processo. Em um processo de pintura *e-coat*, onde a qualidade final é de suma importância, existem requisitos obrigatórios para que o objetivo final seja alcançado. Este trabalho avalia um trocador de calor a placas utilizado em uma linha de pintura por eletrodeposição, especificamente no estágio de desengraxante por *spray*. Para avaliação do equipamento foram estimadas as vazões de entrada e saída, através da curva da bomba pertencente ao sistema, para duas condições de operação: a atual e uma condição teste em que a temperatura do banho desengraxante foi aumentada. Conhecendo as vazões e dados como temperaturas e pressões, foram calculados os coeficientes globais de transferência de calor pelo método da média logarítmica das temperaturas, apresentando valores de 2604,7 W/m<sup>2</sup>.K para condição de operação atual e 2770,0 W/m<sup>2</sup>.K para a condição teste. Em ambas as condições o trocador de calor apresentou valores de efetividade ( $\epsilon$ ) e eficiência ( $\eta$ ) muito próximos. Isso indica que o equipamento pode atender à temperatura de 60 °C (condição teste) sem que haja necessidade de aumento da área de troca térmica.

**Palavras-chave:** Processo de desengraxante; trocadores de calor a placa; coeficiente global de transferência de calor.

**Áreas de conhecimento:** Termodinâmica, Sistemas térmicos.

## ABSTRACT

Due to environmental and market requirements, it is necessary for the company to optimize its processes for better use of the available resources. Obtainment of the maximal energetic efficiency can only be achieved when you know the behavior of each unit belonging to the process. In the E-coat painting process, where the final quality is of the utmost importance, there exist mandatory requirements to see that the ultimate goal is achieved. This study evaluates a plate heat exchanger utilized in an e-coat paint line, more specifically in the degreasing spray stage. The input and output flow of the evaluated heat exchanger were obtained by the performance curve of the pump system. From the flow rates as well as temperature and pressure data of the equipment were calculated the global heat transfer coefficient by the logarithmic mean of the temperatures method. Values of 2604,7 W/m<sup>2</sup>.K, for actual condition and 2770,0 W/m<sup>2</sup>.K for a test condition were obtained. In both conditions the heat exchanger showed effectiveness ( $\epsilon$ ) and efficiency ( $\eta$ ) values very close. It indicates that the equipment can operate at a temperature of 60 °C (test condition) without increasing its area of thermal exchange.

**Keywords:** Degreasing process; plate heat exchanger; global heat transfer coefficient.

**Knowledge Areas:** Thermodynamics. Thermal systems.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Análise microscópica em uma superfície com ativação bem e mal sucedida .....	17
Figura 2 - Eletrodeposição catódica e anódica .....	18
Figura 3 - Partes de um trocador de calor tipo placas .....	21
Figura 4 - Fluxo do fluido entre as placas do trocador de calor .....	22
Figura 5 - Instalação de uma gaxeta na placa do trocador de calor .....	22
Figura 6 - Diferentes configurações para distribuição das correntes.....	23
Figura 7 - Distribuição das temperaturas em trocadores de calor .....	25
Figura 8 - Gráfico para determinação do fator de correção F .....	26
Figura 9 - Aplicação de bombas com relação à vazão e altura de trabalho.....	30
Figura 10 - Fluxograma atual do sistema de aquecimento .....	34
Figura 11 - Tanque superior e inferior.....	35
Figura 12 - Anel com bicos direcionados para o produtos.....	36
Figura 13 - Tela de controle da temperatura do sistema supervisorio para o desengraxe.....	37
Figura 14 - Fluxograma da instalação da caldeira de aquecimento.....	39
Figura 15 - Instalação do trocador de calor .....	41
Figura 16 - Gráfico das temperaturas do desengraxante .....	43
Figura 17 - Diagrama de blocos da sequência das atividades para estimar a vazão.....	46
Figura 18 - Gráfico das temperaturas do banho de desengraxe.....	48
Figura 19 - Gráfico $\epsilon$ -NUT para as duas condições de operação .....	53
Figura 20 - Gráfico da eficiência do TC para ambas as condições .....	54
Figura 21 - Efetividade e eficiência para o trocador de calor estudado .....	55
Figura 22 - Percentual de tempo em que o combustor ficou ligado e desligado.....	56

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características das bombas de pressurização .....	37
Tabela 2 - Características da caldeira de aquecimento de água .....	38
Tabela 3 - Características técnicas do trocador de calor .....	40
Tabela 4 - Diâmetro das tubulações do sistema de aquecimento .....	41
Tabela 5 - Ocupação da linha de pintura <i>e-coat</i> .....	42
Tabela 6 - Temperatura média e de projeto no trocador de calor.....	44
Tabela 7 - Resultados do ensaio com o picnômetro .....	49
Tabela 8 - Dados de entrada para os cálculos térmicos no lado da água.....	51
Tabela 9 - Dados de entrada para cálculos térmicos no lado do desengraxante.....	51

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

CAD-HP	Caldeira de aquecimento direta horizontal pressurizada.
NUT	Número de unidades de transferência.
TC	Trocador de calor.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área de troca térmica	[m <sup>2</sup> ]
$A_a$	Área aletada	[m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
$C$	Capacidade térmica	[W/K]
$C_{min}$	Capacidade térmica mínima	[W/K]
$C_r$	Relação entre capacidade térmica mínima e máxima	[ - ]
$F$	Fator de correção da média logarítmica das temperaturas	[ - ]
$h$	Entalpia	[kJ/kg]
$h_c$	Coefficiente convectivo	[W/m <sup>2</sup> .K]
$H$	Altura manométrica	[m]
$\dot{m}$	Fluxo de massa	[kg/s]
$N$	Velocidade de rotação do motor	[rpm]
$P$	Parâmetro adimensional para determinar F	[ - ]
$P$	Parâmetro adimensional para determinar F	[ - ]
$P_e$	Potência no eixo	[W]
$P_i$	Potência ativa demandada da rede de alimentação	[W]
$q'$	Parâmetro adimensional para determinar F	[ - ]
$Q$	Vazão	[m <sup>3</sup> /s]
$\dot{Q}$	Taxa de calor transferido	[W]
$\dot{Q}_{máx}$	Taxa de calor transferido máxima	[W]
$R$	Parâmetro adimensional para determinar F	[ - ]
$r_o$	Parâmetro adimensional para determinar F	[ - ]
$R$	Parâmetro adimensional para determinar F	[ - ]
$R_d$	Fator de incrustação devido à deposição de impurezas	[ - ]
$R_p$	Fator de resistência térmica da parede à condução	[ - ]
$T$	Temperatura dos fluidos	[°C]
$\Delta T$	Diferença de temperatura	[°C]
$\Delta T_{lm}$	Média logarítmica das diferenças de temperatura	[°C]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> .K]

## LETRAS GREGAS

$\varepsilon$	Efetividade térmica	[ - ]
$\eta$	Eficiência térmica	[ - ]
$\eta_a$	Eficiência da aleta	[ - ]
$\eta_b$	Rendimento da bomba	[ - ]
$\eta_m$	Rendimento do motor	[ - ]
$\eta_0$	Eficiência do conjunto de aletas	[ - ]
$\rho$	Massa específica do fluido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\gamma$	Peso específico do fluido	[N/m <sup>3</sup> ]

## SUBSCRITOS

$e$	entrada	[ - ]
$f$	fluido frio	[ - ]
$q$	fluido quente	[ - ]
$s$	saída	[ - ]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
1.1	DESCRIÇÃO DA EMPRESA .....	13
1.2	JUSTIFICATIVA .....	13
1.3	OBJETIVOS DO ESTÁGIO .....	14
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>15</b>
2.1	PROCESSO DE PINTURA POR ELETRODEPOSIÇÃO .....	15
<b>2.1.1</b>	<b>Pré-tratamento.....</b>	<b>15</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Eletrodeposição.....</b>	<b>18</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Estufagem.....</b>	<b>19</b>
2.2	CALDEIRA DE AQUECIMENTO .....	19
2.3	TROCADORES DE CALOR.....	20
<b>2.3.1</b>	<b>Trocador de calor a placas.....</b>	<b>20</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Métodos de análise dos trocadores de calor .....</b>	<b>23</b>
2.4	PROCESSOS DE BOMBEAMENTO .....	30
2.5	CONSERVAÇÃO DE MASSA E ENERGIA .....	32
<b>3</b>	<b>PROBLEMÁTICA E METODOLOGIA.....</b>	<b>34</b>
3.1	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO ATUAL .....	34
3.2	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA .....	42
3.3	METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR .....	45
<b>4</b>	<b>AVALIAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR .....</b>	<b>48</b>
4.1	ESTIMATIVA DA VAZÃO DE DESENGRAXANTE.....	49
4.2	AVALIAÇÃO TÉRMICA DO TC .....	50
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>57</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>58</b>
	<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>61</b>
	<b>APÊNDICE B.....</b>	<b>63</b>
	<b>APÊNDICE C .....</b>	<b>64</b>
	<b>APÊNDICE D .....</b>	<b>64</b>
	<b>APÊNDICE E.....</b>	<b>65</b>

<b>APÊNDICE F</b> .....	<b>66</b>
<b>APÊNDICE G</b> .....	<b>68</b>
<b>APÊNDICE H</b> .....	<b>70</b>
<b>APÊNDICE I</b> .....	<b>71</b>
<b>APÊNDICE J</b> .....	<b>72</b>
<b>APÊNDICE K</b> .....	<b>75</b>
<b>ANEXO A</b> .....	<b>78</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Neste trabalho é avaliado um trocador de calor a placas o qual integra um sistema de aquecimento de água de desengraxe utilizado em uma linha de pintura *e-coat* de implementos rodoviários. O trabalho faz parte da disciplina Estágio II do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul.

O trocador de calor estudado nesta empresa faz parte do processo *e-coat*, especificamente no estágio de desengraxe por *spray*. Basicamente o sistema de aquecimento é constituído por uma caldeira e bombas de recirculação, além do objeto deste estudo.

Neste capítulo apresenta-se a empresa, a justificativa e os objetivos a serem alcançados. No capítulo 2 é feita uma revisão dos assuntos que envolvem este trabalho, servindo de embasamento para tomadas de decisões. No capítulo 3 estão descritos a situação atual do sistema de aquecimento, os equipamentos do processo de desengraxe por *spray* e a metodologia de avaliação para o trocador de calor. No capítulo 4 é aplicada a metodologia de avaliação proposta e apresentados os resultados obtidos. Por fim, no capítulo 5 as conclusões deste estudo.

### 1.1 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

As atividades deste trabalho foram realizadas na empresa Endosul Pinturas Automotivas Ltda., na unidade filial, que está situada dentro do parque fabril da Randon S/A Implementos e Participações. A empresa foi inaugurada em janeiro de 2009 através de uma parceria tipo BOT (*Build, Operate, Transfer*) entre Randon S/A e a multinacional alemã Eisenmann. A Endosul é responsável pela pintura de chassis e grande parte das peças pequenas, agregadas posteriormente no produto final produzido pela Randon Implementos.

O trabalho foi desenvolvido junto ao Departamento de Manutenção da empresa, que é responsável por garantir o perfeito funcionamento dos diversos equipamentos do processo de pintura. Os parâmetros deste processo são controlados pela Engenharia de Processo. É este setor que define as temperaturas dos banhos, a qual o sistema de aquecimento opera.

### 1.2 JUSTIFICATIVA

A situação atual de mercado exige cada vez mais das empresas um conhecimento bastante apurado do valor gasto para produzir um produto ou prestar um serviço, já que implica diretamente no preço cobrado e no lucro final da organização. A Endosul, além de atender

requisitos como prazo de entrega e qualidade, ainda deve manter um preço competitivo. Para isto necessita ter um processo com o mínimo de desperdícios.

Para se conhecer os desperdícios de um processo é necessário que haja medições, verificações e acompanhamentos sobre ele. Nesta linha de raciocínio, verificou-se que não havia conhecimento do desempenho do trocador de calor estudado. No equipamento existem manômetros e termômetros instalados que servem como indicadores de que os requisitos do processo são atendidos; porém não se conhece a sua eficiência e a forma em que ele está operando para cumprir estas demandas.

Portanto, faz-se necessário conhecer o funcionamento e as características operacionais do equipamento, permitindo realizar melhorias no processo que podem levar a redução de gastos.

### 1.3 OBJETIVOS DO ESTÁGIO

Este trabalho teve como objetivo geral avaliar um trocador de calor a placas para conhecer o quanto as suas dimensões atendem às necessidades do processo em estado atual e um teste com o aumento da demanda térmica.

Para atender o objetivo geral do trabalho foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- a) descrever cada equipamento componente do sistema de aquecimento e verificar sua importância para o processo *e-coat*;
- b) realizar medições das temperaturas e pressões em ambas as entradas e saídas do trocador de calor, para estados de operação atual e com aumento da demanda térmica;
- c) realizar medições da potência elétrica consumida pelo motor da bomba de circulação de desengraxante pelo trocador de calor;
- d) estimar a vazão de fluido desengraxante que entra no trocador de calor através das curvas características da bomba;
- e) calcular o coeficiente global de transferência de calor através do método da média logarítmica das temperaturas para condição atual e teste;
- f) calcular a efetividade NUT e a eficiência do equipamento para as duas condições de operação e posteriormente comparar os resultados.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica sobre o tema do estágio. Primeiramente é abordado sobre o processo de pintura industrial por eletrodeposição. Posteriormente são revisados os conceitos sobre caldeiras de aquecimento, trocadores de calor e seus métodos de análise; processos de bombeamento e, por último, os fundamentos da termodinâmica aplicados a este trabalho.

### 2.1 PROCESSO DE PINTURA POR ELETRODEPOSIÇÃO

O principal método para o tratamento de superfícies metálicas que necessitam de alta proteção anticorrosiva é o processo de pintura por eletrodeposição. Este fato decorre da resina alcalina utilizada na fabricação da tinta atuar como inibidor natural da corrosão (SOARES, 2006).

Outro motivo para que esse processo seja largamente utilizado para alta proteção contra corrosão é citado por Arnold et al. (2002). Segundo os autores o processo é indicado onde as peças dificilmente possuam uma geometria plana, podendo ter diversas formas e tamanhos. Como o processo de pintura por eletrodeposição é realizado por imersão em um banho eletricamente carregado de partículas de tinta, todas as superfícies podem fazer interface com a tinta e receber uma espessura de película protetora.

Além de dar a devida proteção anticorrosiva, é um processo que age em conformidade com o ambiente, dada a reduzida produção de compostos orgânicos voláteis e isenção total de metais pesados. É altamente automatizado, com perdas insignificantes de produto, o que transforma em um processo eficiente, dos pontos de vista técnico e econômico (REIS, 2008).

Para PPG INDUSTRIAL COATINGS (2014), o processo de pintura por eletrodeposição pode ser dividido nas quatro etapas apresentadas abaixo e detalhadas na sequência:

- a) pré-tratamento;
- b) eletrodeposição;
- c) lavagem posterior; e
- d) estufagem.

#### 2.1.1 Pré-tratamento

Um revestimento anticorrosivo eletrodepositado só é bem sucedido se conseguir estabelecer com o substrato metálico forças de aderência adequadas. Para isso é necessário que

seja convenientemente limpo. Deste modo, a superfície tem de estar isenta de óleos, gorduras, poeiras, produtos de corrosão e quaisquer outras matérias estranhas (REIS, 2008).

Torna-se obrigatório então o pré-tratamento de peças automotivas fabricadas a partir de diversos metais. É este processo que proporcionará a melhor proteção contra corrosão e também uma melhor aderência no caso de revestimentos por processo de eletrodeposição. O pré-tratamento é um processo difundido e usado por quase todos os fabricantes de peças automotivas no mundo (STREITBERGER; DÖSSEL, 2008).

Ainda conforme Streitberger e Dössel (2008), o processo de pré-tratamento ideal para carrocerias automotivas compreende cinco operações de preparação da superfície do metal:

- a) pré-limpeza (opcional);
- b) desengraxe;
- c) ativação;
- d) fosfatização; e
- e) passivação.

O desengraxe é um dos primeiros processos do pré tratamento. A limpeza da superfície afeta todos os processos subsequentes, sendo considerado um dos estágios mais importantes na preparação para a pintura (SOARES, 2013).

O processo de desengraxe normalmente consiste em pelo menos dois estágios. O primeiro é por *spray* e é seguido por outro de imersão. Em ambos o desengraxante está a temperatura maior que a do ambiente. A vantagem de ter duas fases é que a maior parte do óleo e sujidade será removida por alto impacto do *spray*, devido à pressão de pulverização (DEBNATH, 2013).

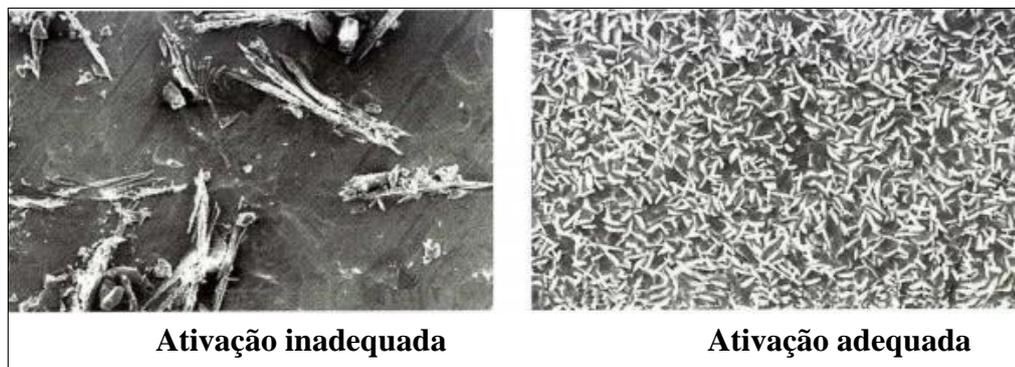
Para Streitberger e Dössel (2008), o processo por *spray* oferece tempos curtos de tratamento e requer apenas o volume do banho. Em contrapartida, este processo é falho em peças com geometrias de difícil acesso. No processo por imersão as peças com geometrias complicadas são excelentemente desengorduradas; porém requer um volume do tanque maior devido ao fato de que a peça deve estar totalmente submersa. Na prática, desengraxantes são tipicamente aplicados por *spray* seguido por imersão, a fim de fazer o uso das vantagens de ambas as tecnologias.

Ainda para Soares (2013), o processo de desengraxe por *spray* necessita de demandas de bombas e tubulações de maior porte e maiores capacidades caloríficas das instalações industriais. Já no processo por imersão as instalações de bombeamento são mais simples e as demandas térmicas são menores.

A ativação acelera o processo de fosfatização (processo subsequente). Nesta etapa o banho possui sais de titânio que são atraídos eletrostaticamente para a superfície do metal base, criando áreas onde a peça é ativada. A superfície ativada auxilia na formação de cristais que garantem a uniformidade da camada de fosfato (DEBNATH, 2013).

Na Figura 1 pode-se notar a morfologia do cristal desenvolvido na fosfatização em processos onde as ativações (processo antecedente) foram realizadas de forma adequada e inadequada. Na imagem à esquerda pode-se observar que há grandes cristais desenvolvidos e as áreas abertas, sem a cobertura desses cristais, podem se tornar os principais sítios de corrosão. Na imagem à direita, onde a ativação foi realizada adequadamente, há cristais menores e o revestimento é muito mais uniforme, diminuindo as áreas que podem gerar corrosão.

Figura 1- Análise microscópica em uma superfície com ativação bem e mal sucedida



Fonte Adaptado de Arnold et al. (2002).

Os revestimentos de fosfato são produzidos em superfícies metálicas ferrosas e não ferrosas, e são constituídos por cristais de fosfato de ferro, zinco ou manganês. Este revestimento inorgânico produzido em superfícies metálicas retarda a corrosão e promove uma melhor aderência da tinta (UTECH, 2002).

Conforme Soares (2013), os processos mais utilizados são os de fosfato de ferro e de zinco. Porém está surgindo um terceiro tipo de fosfato, denominado comercialmente de nanocerâmico, composto basicamente de zircônio em baixas concentrações, e que atua de maneira a conectar-se no metal base.

A fim de melhorar a resistência à corrosão sobre a superfície do aço, faz-se uma lavagem após a fosfatização com soluções contendo cromo. Este tratamento é conhecido como passivação e proporciona uma estabilidade adicional à superfície fosfatada (DEBNATH, 2013).

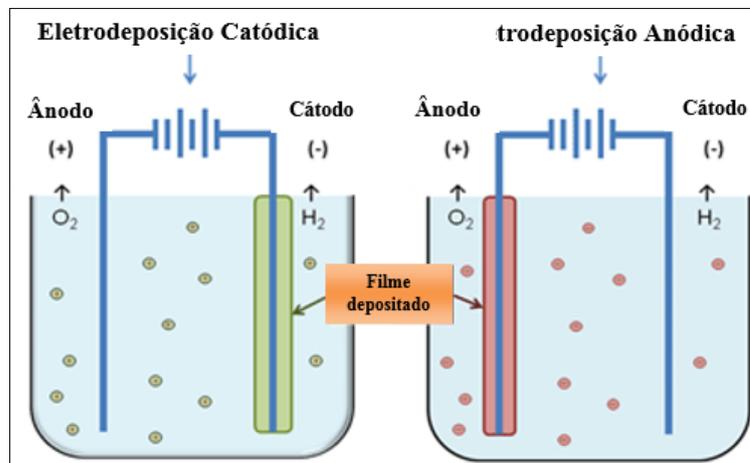
Após a passivação faz-se um enxágue com água deionizada para ajudar a garantir uma película uniforme protetora e sem contaminantes (ARNOLD et al., 2002).

### 2.1.2 Eletrodeposição

Segundo Arnold et al. (2002), o princípio fundamental da eletrodeposição é que os opostos se atraem. Mergulhando-se a peça em um banho de eletrorevestimento e aplicando-se uma corrente elétrica através de um conjunto de eletrodos a tinta é depositada na peça. Quando uma tensão elétrica é aplicada, as peças e os eletrodos terão polaridades opostas, sendo uma delas o ânodo, positivo, e o outro o cátodo, negativo. À medida que a deposição de tinta acontece o revestimento isola eletricamente a peça. A eletrodeposição inicia-se nas regiões mais próximas dos eletrodos, e conforme essas áreas tornam-se isoladas da corrente elétrica, os sólidos são obrigados a migrar para regiões mais distantes com a finalidade de proporcionar uma cobertura completa.

Dependendo da polaridade das peças e das partículas de tinta, a eletrodeposição pode ser classificada como anódica ou catódica. A Figura 2, representa esquematicamente os dois processos de eletrodeposição.

Figura 2 - Eletrodeposição catódica e anódica



Fonte: Adaptado de PPG INDUSTRIAL COATINGS (2014).

Na eletrodeposição anódica, a peça a ser revestida é o ânodo, com uma carga elétrica positiva, que atrai as partículas de tinta carregadas negativamente. Durante o processo, uma pequena quantidade de ferro solúvel pode migrar para longe da peça e para dentro da película de tinta, o que resulta em uma redução das propriedades de desempenho destes sistemas. Seu principal uso é para produtos em ambientes internos e de uso moderado. A tecnologia anódica é econômica e oferece excelente controle de cor e brilho (PPG INDUSTRIAL COATINGS, 2014).

Considerando o processo de eletrodeposição catódica, a peça recebe cargas negativas e, uma vez que as partículas sólidas em suspensão no banho são mantidas com cargas positivas, ocorre a atração destas partículas pela peça, Neste caso o processo só é encerrado quando a superfície metálica da peça estiver isolada eletricamente, ou seja, quando toda a superfície estiver coberta com o filme de tinta (SOARES, 2013).

A deposição catódica apresenta elevado desempenho anticorrosivo e é aplicada para atender difíceis requisitos de durabilidade e em ambientes agressivos (PPG INDUSTRIAL COATINGS, 2014).

### **2.1.3 Estufagem**

A estufagem da tinta eletrodepositada é a etapa que finaliza uma linha de pintura. A estufa onde as peças são introduzidas deve funcionar entre 105°C e 205°C, dependendo do tipo de produto utilizado, e permanecer até que a cura da tinta seja finalizada. A cura da tinta dá origem a um revestimento duro e aderente com as propriedades de proteção pretendidas (REIS, 2008).

## **2.2 CALDEIRA DE AQUECIMENTO**

Caldeiras são equipamentos utilizados para a geração de vapor de água, por meio da combustão em condições controladas de combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos (BRAGA, 2009).

Em determinadas aplicações, a água não vaporiza, sendo aproveitada nos processos de calefação, ainda na fase líquida, apenas com a temperatura elevada, formando a linha das caldeiras de água quente e dos aquecedores (TAMBELLINI, 1992).

As caldeiras são classificadas quanto ao tipo de troca térmica que ocorre na câmara de combustão em aquatubulares e fumotubulares ou flamotubulares.

Nas aquatubulares a água passa pelo lado interno dos tubos e os gases da combustão, pelo lado externo. São caldeiras de grande porte e produzem grandes volumes de vapor a alta pressão. Sua aplicação é geralmente em indústrias de geração térmica de energia elétrica, petroquímica e de papel (BRAGA, 2009).

As caldeiras flamotubulares ou fumotubulares são construídas de forma que a água circule ao redor de diversos tubos, montados entre espelhos, na forma de um único feixe tubular.

Os gases de combustão circulam por dentro dos tubos, em duas ou mais passagens, em direção à chaminé, por onde são lançados ao meio ambiente (BAZZO, 1995).

Ainda para Bazzo (1995), a primeira passagem ocorre na própria fornalha, onde é predominante a troca de calor por radiação. A segunda passagem ocorre por dentro dos tubos, onde a troca de calor se desenvolve por ação combinada de convecção e radiação gasosa.

Este tipo de caldeira é geralmente projetada para queimar óleo ou gás natural. Embora apresente bom rendimento térmico, é limitada na pressão e na produção de vapor. Em aplicações que demandem grandes produções de vapor, as caldeiras flamotubulares não são indicadas, por implicarem em dimensões exageradas, tornando-as menos competitivas (BAZZO, 1995).

## 2.3 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para transferir energia térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas, que podem estar separados por uma interface sólida. De maneira simples, eles podem ser classificados quanto ao mecanismo de transferência de calor, quanto ao tipo de construção e quanto ao arranjo do escoamento (TOMAZETI, 2006).

Ainda para Tomazeti (2006), o mecanismo de transferência de calor pode ser classificado em contatos direto e indireto. Em um trocador de calor de contato indireto, os fluidos permanecem separados e o calor é transferido através de uma parede. Nos trocadores de contato direto os dois fluidos se misturam.

Com relação à forma construtiva, os mais comumente encontrados são os de tubos concêntricos, os de casco e tubos, a placas e os de tubos aletados; sendo estes últimos especialmente indicados para aquecimento ou resfriamento de gases (GODOY, 2008).

### 2.3.1 Trocador de calor a placas

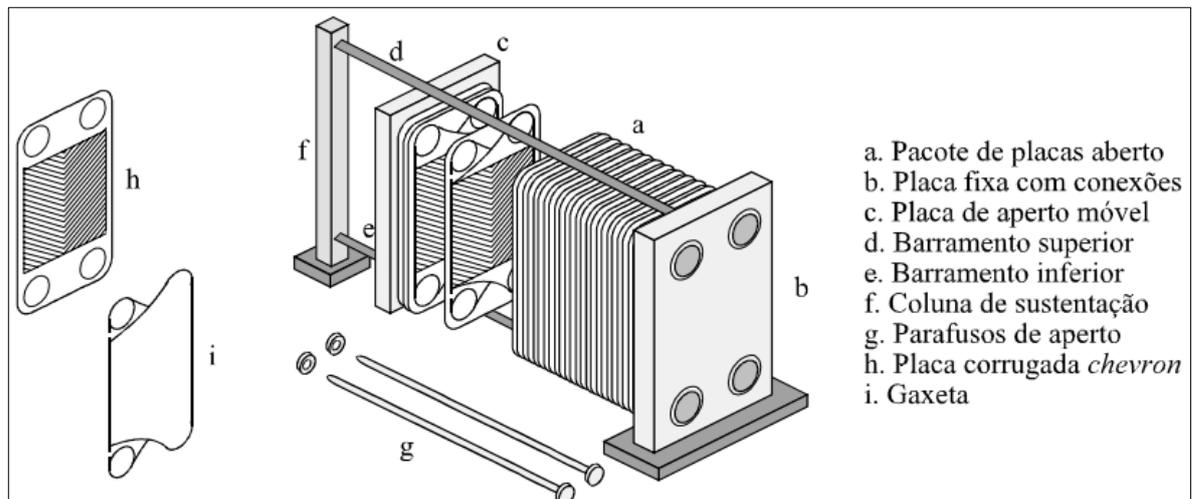
Trocadores de calor a placas têm um grande número de aplicações nos diversos setores industriais, sendo largamente utilizados se comparados com outros tipos de trocadores. Isto acontece por ser compacto, de fácil manutenção, e por apresentar boa eficiência (NIKHIL, 2012). Para Gut (2003), os trocadores a placas são extensamente empregados em operações líquido-líquido com temperaturas e pressões moderadas e que exijam flexibilidade e alta eficiência térmica.

Para Godoy (2008), uma grande vantagem nesse tipo de trocador de calor é que a alteração das condições de operação e aumento de capacidade de um equipamento já em funcionamento pode ser realizada facilmente, pela alteração ou adição de placas, podendo ser modificados tanto o arranjo dos escoamentos, tipo de placas e a área de troca térmica. A facilidade de manutenção e limpeza ocorre simplesmente soltando os parafusos entre os cabeçotes e assim pode-se expor toda a superfície de troca térmica.

Uma desvantagem nesse tipo de equipamento é a alta perda de carga devido aos estreitos canais corrugados por onde escoam os fluidos. Entretanto, a turbulência gerada provoca também uma melhora significativa dos coeficientes convectivos (GUT, 2003).

Os componentes de um trocador de calor a placas são mostrados na Figura 3. Este equipamento é basicamente uma série de placas individuais pressionadas entre um cabeçote fixo e outro móvel, de modo a formar canais para que os fluidos passem. A abertura dos canais é entre 1,3 e 1,5 mm. As placas são vedadas por gaxetas, solda ou brasagem, dependendo da aplicação do trocador. Aço inoxidável é largamente utilizado para fabricação das placas, devido a sua capacidade para resistir a altas temperaturas e resistência a corrosão (NIKHIL, 2012).

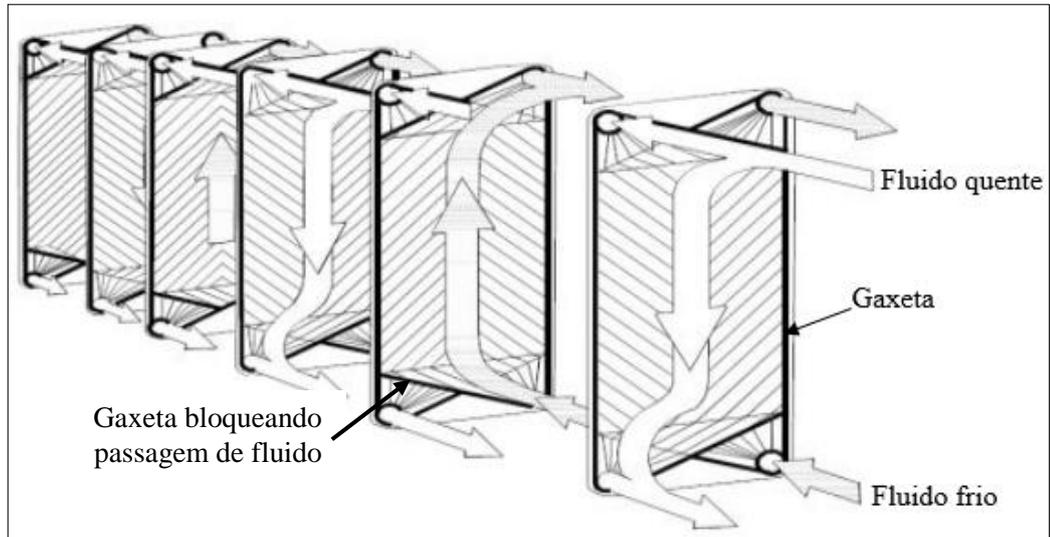
Figura 3 - Partes de um trocador de calor tipo placas



Fonte: Gut (2003).

O fluxo do fluido é controlado pelas gaxetas instaladas nas placas. Fazendo variar a posição do anel de vedação da gaxeta, o fluido pode ser canalizado através da placa ou passar por ela (NIKHIL, 2012). A Figura 4 representa o fluxo do fluido definido pela gaxeta.

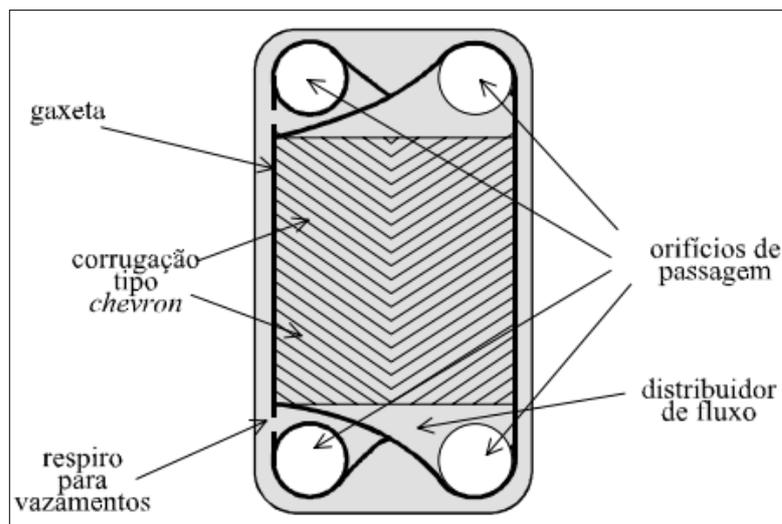
Figura 4 - Fluxo do fluido entre as placas do trocador de calor



Fonte: Nikhil (2012).

As gaxetas são instaladas de tal forma que uma falha não irá resultar na mistura dos fluidos. Além disso, a circunferência exterior das gaxetas fica exposta à atmosfera, assim caso ocorra um vazamento, visualmente pode ser identificado (NIKHIL, 2012). A Figura 5 representa a instalação da gaxeta na placa do trocador de calor.

Figura 5 - Instalação de uma gaxeta na placa do trocador de calor

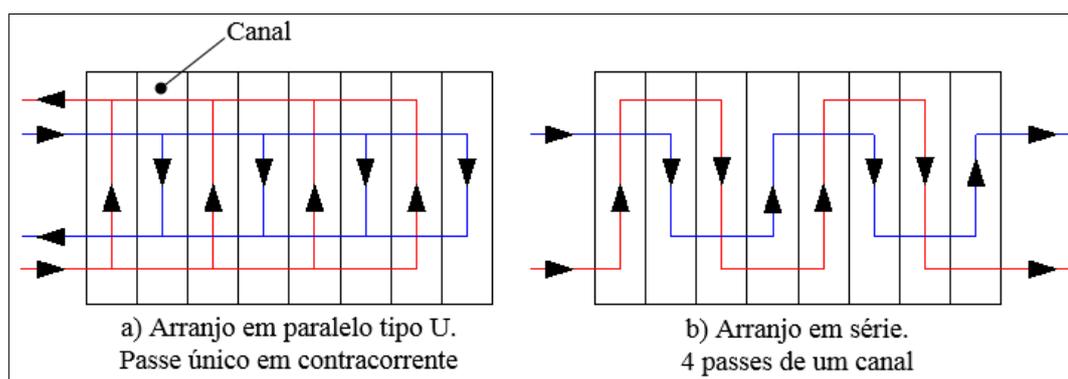


Fonte: Gut (2003).

É possível um grande número de arranjos de fluxo dos fluidos de trabalho em trocadores de calor a placas. Na Figura 6 é mostrado dois arranjos de fluxo de trabalho para um trocador com 8 canais. Um conjunto de canais no qual o fluxo principal é distribuído, escoando em um

único sentido, é denominado de “passe”. Os dois arranjos demonstrados nesta figura são bastante comuns. No caso do arranjo em paralelo a corrente faz um único passe no trocador de calor e no arranjo em série o fluxo segue por cada um dos canais sequencialmente (SHAH; KANDLIKAR, 1988).

Figura 6 - Diferentes configurações para distribuição das correntes



Fonte: Adaptado de Shah e Kandlikar (1988).

O arranjo de passes mais convencional é o paralelo do tipo U, pois apresenta alta eficiência térmica, devido ao escoamento contracorrente nos canais. Neste caso todas as conexões de tubulação localizam-se na placa fixa, deixando a placa móvel livre. Este tipo de arranjo também é normalmente empregado para vazões altas (GUT, 2003).

Existem dois principais tipos de corrugação das placas, sendo eles: *chevron* ou *herringbone* e *intermating* ou *washboard*. O tipo de corrugação e o ângulo de inclinação das ranhuras têm grande influência no desempenho térmico e hidráulico do equipamento. A placa *chevron* é o tipo mais utilizado comercialmente. Estas placas, quando comprimidas no pacote, formam diversos pontos de contato que elevam consideravelmente a resistência mecânica do equipamento (GUT, 2003).

### 2.3.2 Métodos de análise dos trocadores de calor

Um passo importante para qualquer análise de trocadores de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor  $U$ . Este coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos (INCROPERA et al, 2008). Para Godoy (2008), deve-se levar em consideração que as superfícies de troca térmica estão sujeitas à deposição de impurezas. Então o coeficiente  $U$  pode ser determinado pela Equação (1).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(\eta_0 h_c A)_f} + \frac{R_{df}}{(\eta_0 A)_f} + R_p + \frac{R_{dq}}{(\eta_0 A)_q} + \frac{1}{(\eta_0 h_c A)_q} \quad (1)$$

onde,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor [W/m<sup>2</sup>.K],  $A$  é a área de troca térmica [m<sup>2</sup>],  $h_c$  é o coeficiente convectivo [W/m<sup>2</sup>.K],  $\eta_0$  é a eficiência do conjunto de aletas,  $R_d$  é o fator de incrustação devido à deposição de impurezas e  $R_p$  é o fator de resistência térmica da parede à condução. O índice  $f$  indica o fluido frio enquanto  $q$  indica o fluido quente.

A eficiência da superfície pode ser calculada pela Equação (2).

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_a}{A} (1 - \eta_a) \quad (2)$$

onde  $\eta_0$  é a eficiência do conjunto de aletas,  $A_a$  é a área aletada [m<sup>2</sup>],  $A$  é a área total [m<sup>2</sup>] e  $\eta_a$  é a eficiência da aleta.

Ainda para Godoy (2008), normalmente o termo referente à resistência térmica da parede possui valor muito menor que os demais e pode ser desprezado. Também ocorre frequentemente que um dos coeficientes de convecção é muito maior que o outro, e diz-se que este escoamento é dominante na determinação do coeficiente global.

Para Kakaç e Liu (2002), pode-se fazer uma análise de trocadores de calor utilizando os métodos da média logarítmica das diferenças de temperatura  $\Delta T_{lm}$  ou o da efetividade – Número de Unidades de Transferência (NUT).

Kakaç e Liu (2002), ainda citam uma sequência de equacionamentos que são utilizadas para análise de um trocador de calor com fluxo paralelo e contracorrente, pelo método  $\Delta T_{lm}$ . O primeiro passo é calcular a taxa de calor transferido utilizando as Equações 3 e 4, que levam em consideração a capacidade térmica do fluido e as temperaturas de entrada e saída do fluido frio e quente.

$$\dot{Q} = C_q (T_{qe} - T_{qs}) \quad (3)$$

$$\dot{Q} = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (4)$$

onde  $\dot{Q}$  é a taxa de calor transferido [W],  $C$  é a capacidade térmica [W/K] e  $T$  é a temperatura dos fluidos [°C]; os índices  $q$  e  $f$  indicam o fluido quente e frio, respectivamente.

Para Tomazeti (2006), as capacidades térmicas do fluidos quente e frio podem ser calculas pelas Equações 5 e 6, respectivamente.

$$C_q = \dot{m}_q c_{pq} \quad (5)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} \quad (6)$$

onde  $\dot{m}$  é o fluxo de massa [kg/s] e  $c_p$  é o calor específico a pressão constante [J/kg.K]. Os índices  $q$  e  $f$  indicam fluido quente e frio, respectivamente.

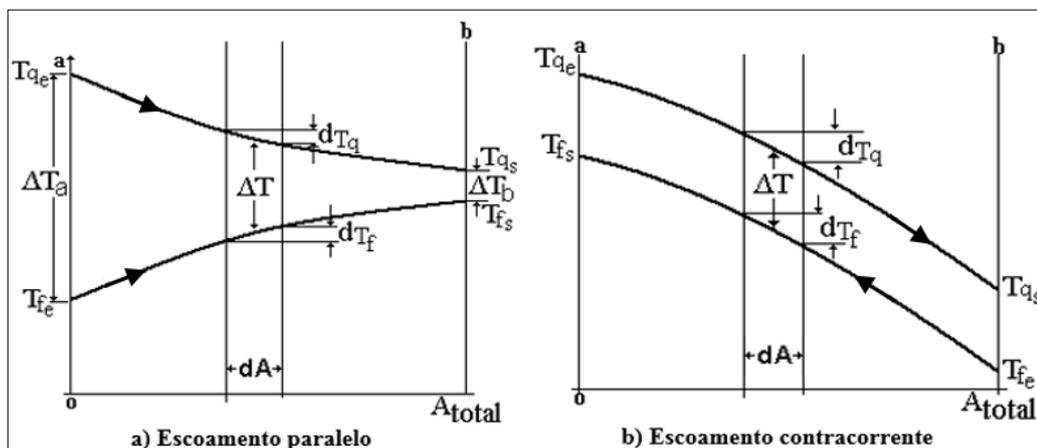
O cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura é a partir da Equação 7.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \left( \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s} \right)} \quad (7)$$

onde  $\Delta T_{lm}$  é a média logarítmica das diferenças de temperatura [°C] e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura [°C].

As distribuições de temperaturas nos fluidos quente e frio para trocadores de calor de escoamento paralelo e contracorrente são mostradas na Figura 7. Para o primeiro caso inicialmente a diferença de temperatura  $\Delta T$  é grande, mas diminui com o aumento da área, conforme Figura 7a. No escoamento contracorrente, ao contrário do escoamento paralelo, a transferência de calor entre as parcelas mais quentes do fluido é em uma extremidade, assim como entre as parcelas mais frias na outra extremidade conforme Figura 7b (INCROPERA et al, 2008).

Figura 7 - Distribuição das temperaturas em trocadores de calor



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2008).

Então a área de troca de calor pode ser determinada pela Equação 8.

$$\dot{Q}=UA\Delta T_{lm} \quad (8)$$

Para Godoy (2008), nas diferentes configurações de escoamentos, com arranjos cruzados e múltiplos passes, o valor de  $\Delta T_{lm}$  é corrigido por um fator  $F$  que é obtido através de curvas conhecidas como cartas de Bowman. Neste caso deve-se utilizar a Equação 9 e considerar como se o trocador de calor fosse de correntes contrárias.

$$\dot{Q}=UA\Delta T_{lm}F \quad (9)$$

onde  $F$  é o fator de correção da média logarítmica das temperaturas.

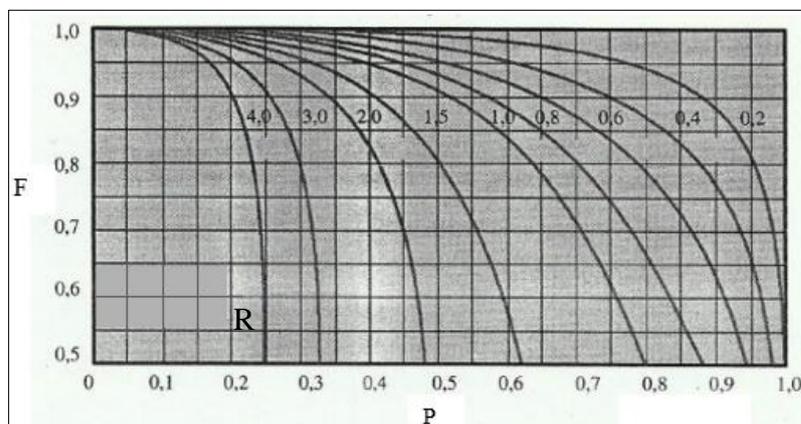
Para Perussi (2010), o fator de correção  $F$ , para diversos arranjos de trocadores de calor, pode ser determinado através de correlações de dois parâmetros adimensionais,  $P$  e  $R$  apresentados nas Equações 10 e 11.

$$P = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (10)$$

$$R = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (11)$$

Ainda para Perussi (2010), com esses parâmetros pode-se verificar na Figura 8 o fator de correção  $F$  para um trocador com escoamento cruzado com passe único e os dois fluídos não misturados.

Figura 8 - Gráfico para determinação do fator de correção  $F$



Fonte: adaptado Bowman, Muller e Nagel (1940).

Perussi (2010) ainda cita que o fator de correção F pode ser calculado pela razão entre as taxas de transferências de calor atual e máxima. Para isso é necessário usar um método no qual as relações da diferença de temperatura dependam de três parâmetros que são definidos pelas Equações 12, 13 e 14. Esse método foi inicialmente desenvolvido por Nusselt em 1940 e concluído por Smith em 1934 e Bowman em 1940.

$$p = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (12)$$

$$q' = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (13)$$

$$r = \frac{\Delta T_{lm}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (14)$$

onde,  $\Delta T_{lm}$  é a média logarítmica das diferenças de temperatura [°C].

A substituição destes parâmetros na equação da média logarítmica da diferença de temperaturas para um trocador de calor contracorrente puro resulta na criação da Equação 15. Este parâmetro representa a máxima transferência de calor e, portanto, o fator de correção F pode ser calculado pela Equação 16 (PERUSSI, 2010).

$$r_o = \frac{p - q'}{\ln \frac{(1 - q')}{(1 - p)}} \quad (15)$$

$$F = \frac{r}{r_o} \quad (16)$$

O método da média logarítmica das diferenças de temperatura é bastante útil se forem conhecidas as temperaturas de entrada e saída dos dois fluidos e a razão entre as suas capacidades térmicas. Se apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas, este método leva a uma solução iterativa. Nestes casos é mais vantajoso utilizar o método da efetividade NUT (GODOY, 2008).

Neste método a efetividade de um trocador de calor é a razão entre a troca de calor real e a máxima possível e pode ser calculada pela Equação 17 (TOMAZETI, 2006).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{C_q(T_{qe}-T_{qs})}{C_{min}(T_{qe}-T_{fe})} = \frac{C_f(T_{fs}-T_{fe})}{C_{min}(T_{qe}-T_{fe})} \quad (17)$$

onde  $\varepsilon$  é a efetividade do trocador,  $C_q$  é a capacidade térmica do fluido quente [W/K],  $C_f$  é a capacidade térmica do fluido frio [W/K],  $C_{min}$  é o menor valor entre  $C_q$  e  $C_f$  [W/K] e T é a temperatura dos fluidos [°C].

O número de unidades de transferência (NUT) é uma grandeza adimensional, definida pela Equação 18 (TOMAZETI, 2006).

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (18)$$

Para Godoy (2008), pequenos valores de NUT fornecem efetividades baixas para o trocador de calor. Porém, com o aumento de NUT, a efetividade tende a um valor fixo, geralmente o máximo. Perussi (2010) comenta que, para um trocador de calor de fluxo cruzado com passe único e ambos os fluídos não misturados, a efetividade pode ser calculada conforme a Equação 19.

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C_r} NUT^{0,22} (e^{-C_r NUT^{0,78}} - 1)} \quad (19)$$

onde  $C_r$  é a relação entre capacidade térmica mínima e máxima.

Outro método para avaliação de um trocador de calor pode ser através da sua eficiência. Perussi (2010) apresenta um procedimento para calcular esse parâmetro relacionando-o com o método da efetividade. Para um trocador de calor de fluxo cruzado e com ambos os fluidos não misturados a eficiência pode ser calculada pela Equação (20).

$$\eta = \frac{1}{NUT} \times \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[-\frac{1}{C_r} NUT^{0,22} (e^{-C_r NUT^{0,78}} - 1)\right]} - \frac{(1+C_r)}{2}} \quad (20)$$

onde,  $\eta$  é a eficiência do trocador de calor.

O conceito de eficiência, apresentado por Perussi (2010), mostra que existe uma taxa de transferência de calor ótima para cada dimensionamento de trocador de calor e que será sempre

maior que a taxa de transferência de calor do TC real. Portanto, a razão entre as taxas de transferência do TC real e do TC ótimo refletem no conceito de eficiência.

Métodos alternativos podem ser aplicados para dimensionamento de trocadores de calor. Um desses métodos foi desenvolvido por Shah e Kandlikar (1988), que analisaram trocadores de calor pelo método numérico de diferenças finitas para arranjos de fluxos de passagem do fluido mais usuais. Obtiveram tabelas com resultados da efetividade, de NUT e do fator de correção para o método da média logarítmica das diferenças de temperatura, variando o número de unidades de transferência (NUT), número de placas térmicas e a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos. Estas tabelas podem ser usadas para dimensionamento de trocadores de calor a placas.

Gut (2003) visou técnicas de otimização para determinação da melhor configuração para trocadores de calor a placas, utilizando um conjunto de seis parâmetros para caracterização da configuração. Para tanto criou uma modelagem estacionária do trocador de calor na forma de um algoritmo. O sistema resultante foi composto por equações diferenciais ordinárias de valor de contorno e por equações algébricas não lineares, o qual foi resolvido numericamente pelo método de diferenças finitas. O autor propôs um algoritmo para a resolução do problema de otimização da configuração do trocador. Neste procedimento, as restrições são aplicadas sucessivamente para a eliminação de elementos inviáveis ou não desejados. Através da identificação de configurações equivalentes, todos os trocadores com a menor área de troca térmica podem ser obtidos. Essa simulação foi realizada utilizando o *software* gPROMS.

Outro método alternativo para análise de trocadores de calor foi realizado por Tomazeti (2006), que avaliou o desempenho de um trocador de calor compacto de correntes cruzadas, com placas aletadas e canais de seção transversal arbitrária. Em seu trabalho obteve os coeficientes convectivo e de atrito através de simulação numérica utilizando o pacote computacional *PHOENICS*. Os resultados foram então usados junto com o método da efetividade para avaliar as características térmicas e de escoamento do trocador de calor.

Godoy (2008) também propôs em seu estudo um novo método para cálculo do desempenho térmico de trocadores de calor com fluxos cruzados. Usando esta metodologia, o autor obteve dados referente de  $\varepsilon$ -NUT para vários arranjos de escoamento. O estudo foi aplicado em trocadores de calor de fluxo cruzado com um ou múltiplos passes, possuindo de uma até várias fileiras de tubos, com ambos os fluidos não misturados. Por fim ele validou os resultados através da comparação com soluções analíticas conhecidas, apresentando erros muito pequenos.

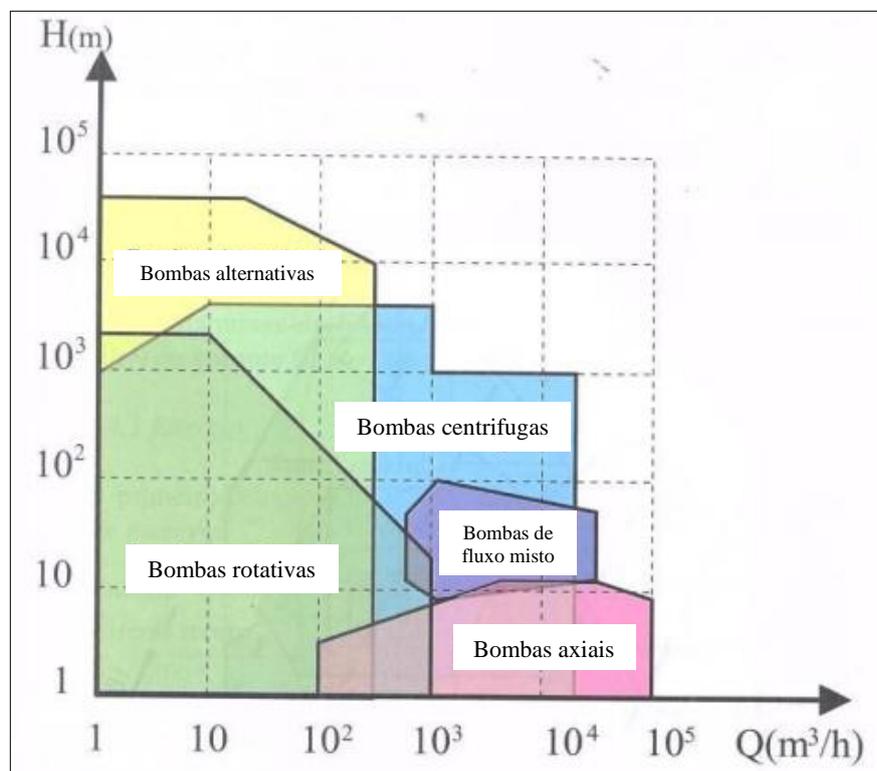
## 2.4 PROCESSOS DE BOMBEAMENTO

Bombas são máquinas geratrizes, isto é, que recebem trabalho mecânico e o transformam em energia hidráulica. Fornecem ao líquido um acréscimo de energia sob as formas de pressão e cinética. Podem ser classificadas em bombas de deslocamento positivo, onde a principal característica é que o fluido de trabalho fica confinado na sua passagem através da máquina; e em turbobombas, onde o fluido em nenhum momento fica confinado no interior da máquina, e sim passa por ela num fluxo contínuo (MACINTYRE, 1997).

As máquinas de fluxo em geral, e as bombas centrífugas em particular, foram intensivamente pesquisadas no aspecto do projeto até meados do século passado, pelo fato de serem um dos equipamentos mais usados em ambientes industriais e comerciais, só superados pelos motores elétricos de indução. Bombas de pequeno porte já operavam com eficiências até 65 % e as bombas maiores já atingiam mais de 80% de eficiência máxima (AMARAL, 2007).

O campo de aplicação desses equipamentos é muito amplo e muitas vezes torna-se difícil definir qual a melhor máquina para determinada aplicação. A Figura 9 mostra a aplicação de diversas bombas em relação à vazão e altura (HENN, 2006).

Figura 9 - Aplicação de bombas com relação à vazão e altura de trabalho



Fonte: Henn (2006).

Para vazões médias e grandes sugere-se o uso de máquinas de fluxo. As bombas centrífugas também trabalham com boas alturas de elevação. Outros critérios devem ser levados em conta na seleção de uma bomba, como viscosidade do líquido bombeado, presença de sólidos em suspensão, facilidade de manutenção e custos (HENN, 2006).

É importante conhecer o rendimento da bomba para a vazão que está sendo proporcionada por um sistema de bombeamento. Um baixo rendimento da máquina pode ser indício da existência de defeitos, da escolha incorreta ou de problemas na tubulação do sistema (BRIDI, 2013). O rendimento da bomba pode ser calculado pela Equação (21), para o caso de acionamento direto entre motor e bomba.

$$\eta_b = \frac{\gamma QH}{P_e} \times 100 \quad (21)$$

onde  $\eta_b$  é o rendimento da bomba [%],  $\gamma$  é o peso específico do fluido [ $\text{N}/\text{m}^3$ ],  $Q$  é a vazão proporcionada pelo sistema [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $H$  é a altura manométrica para a vazão proporcionada [m] e  $P_e$  é a potência no eixo [W].

Ainda para Bridi (2013), o rendimento de um motor elétrico pode ser calculado pela relação entre as potências fornecida no eixo e a ativa, demandada da rede de alimentação. A Equação 22 mostra essa relação.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \times 100 \quad (22)$$

onde  $\eta_m$  é rendimento do motor elétrico [%],  $P_e$  é a potência líquida fornecida no eixo [W] e  $P_i$  é a potência ativa demandada da rede de alimentação [W].

Além do rendimento de uma bomba, existem as curvas características que podem apresentar informações importantes sobre esta máquina. Para Henn (2006), a análise dos aspectos destas curvas podem resultar em importantes conclusões sobre o comportamento da máquina.

Para Bridi (2013), a curva característica de uma bomba pode ser obtida através da equação da altura manométrica, para diversos valores de vazão. A altura manométrica é a soma da altura geométrica com a altura representativa da perda de carga, que ocorre no escoamento do fluido pela tubulação.

A forma da curva característica de uma bomba depende do tipo de seu rotor, e portanto da sua velocidade de rotação específica. Elas podem ser expressas também em relação ao rendimento e à potência absorvida (HENN, 2006).

Para Rathke (2011), as curvas características de uma bomba geralmente são fornecidas pelo fabricante, pois a obtenção delas de maneira teórica nem sempre é confiável e pode apresentar imprecisões.

Mesquita et al. (2006) comentam que em algumas situações a bomba pode operar com velocidade variável. Nestes casos ela obedece o princípio da semelhança, onde uma bomba é sempre homóloga a ela própria em velocidades de rotação distintas. Portanto as leis de similaridade que governam as relações entre a velocidade, a vazão, a altura manométrica e a potência de uma mesma bomba podem ser expressas pelas Equações 23, 24 e 25.

$$\frac{P_e}{P'_e} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \times \frac{\rho}{\rho'} \quad (23)$$

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \times \frac{\rho}{\rho'} \quad (24)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \times \frac{\rho}{\rho'} \quad (25)$$

onde  $P_e$  é a potência no eixo da bomba (kW),  $n$  é a velocidade de rotação do motor [rpm],  $\rho$  é a massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>],  $Q$  é a vazão proporcionada pela bomba [m<sup>3</sup>/s] e  $H$  é a altura manométrica de elevação para a vazão proporcionada. Os itens com apóstrofe apresentam como resultado os valores corrigidos.

## 2.5 CONSERVAÇÃO DE MASSA E ENERGIA

O volume de controle é uma região do espaço delimitado por uma superfície de controle através da qual a energia e matéria podem passar. Pela impossibilidade de criar ou destruir matéria, a taxa de variação da massa no volume de controle é igual à somatória dos fluxos de massa que entram no volume de controle menos a somatória dos que saem dele. A Equação 26 define este conceito (SONNTAG; BORGNAKKE; VAN WYLEN, 2003).

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (26)$$

onde  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  são os fluxos de massa que entra e que sai do volume de controle [kg/s], respectivamente.

Ainda para Sonntag, Borgnakke e Van Wylen (2003), se o processo ocorre em regime permanente, desprezando-se as variações de energias cinética e potencial, considerando que o trabalho seja nulo, como é o caso de trocadores de calor, então a primeira lei da termodinâmica pode ser escrita conforme a Equação 27.

$$\sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s \quad (27)$$

onde  $\dot{m}$  é o fluxo de massa [kg/s] e  $h$  é a entalpia [kJ/kg]. Os índices  $e$  e  $s$  indicam a entrada e saída do volume de controle.

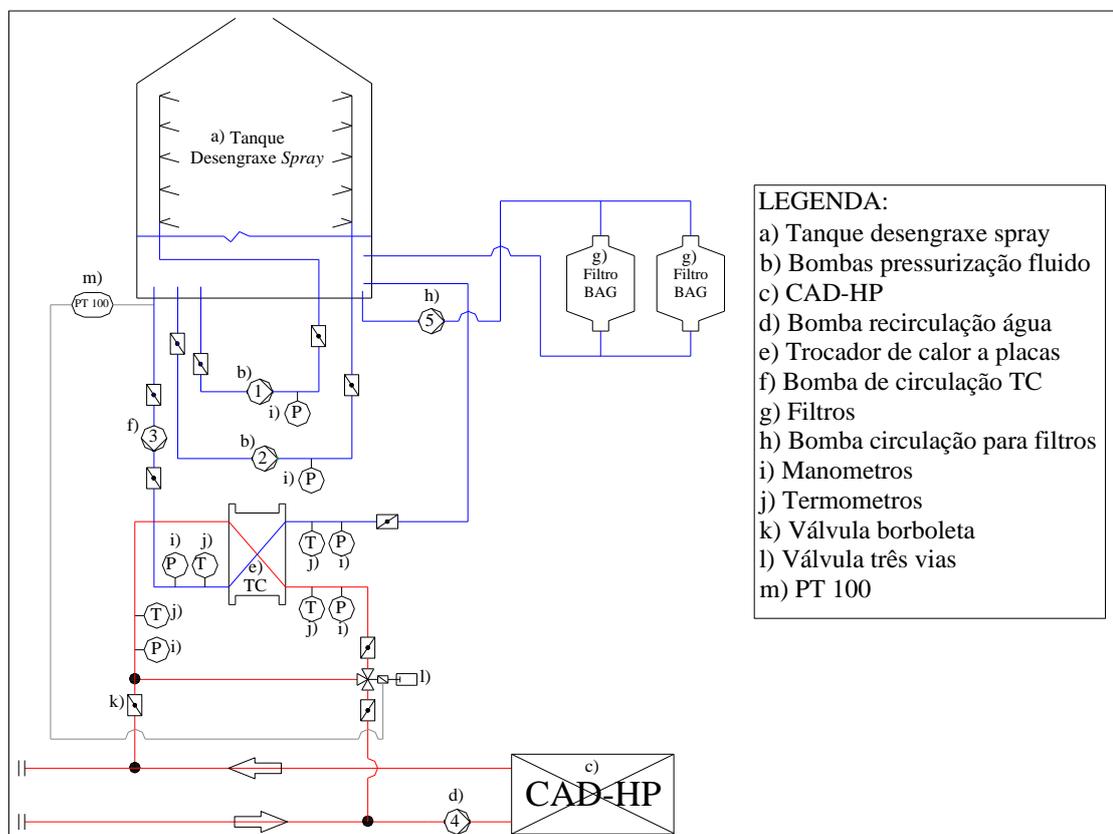
### 3 PROBLEMÁTICA E METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada uma descrição detalhada dos equipamentos que compõem o sistema de aquecimento, onde o trocador de calor está instalado, a caracterização do problema e a metodologia das atividades desenvolvidas.

#### 3.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO ATUAL

O trocador de calor a ser analisado faz parte de um sistema de aquecimento do processo de pré-tratamento, especificamente no desengraxante por *spray*, sendo este o primeiro estágio do processo de pintura. Conforme a Figura 10, o sistema é composto por um tanque de desengraxante por *spray* (a), duas bombas para pressurização do fluido desengraxante (b), uma caldeira de aquecimento de água (c), uma bomba de recirculação para água (d), um trocador de calor a placas (e) e uma bomba para circulação do fluido desengraxante pelo trocador de calor (f). Além desses equipamentos, o sistema possui filtros (g), manômetros (i), termômetros (j) e sensores de temperatura instalados (m) em locais específicos.

Figura 10 - Fluxograma atual do sistema de aquecimento



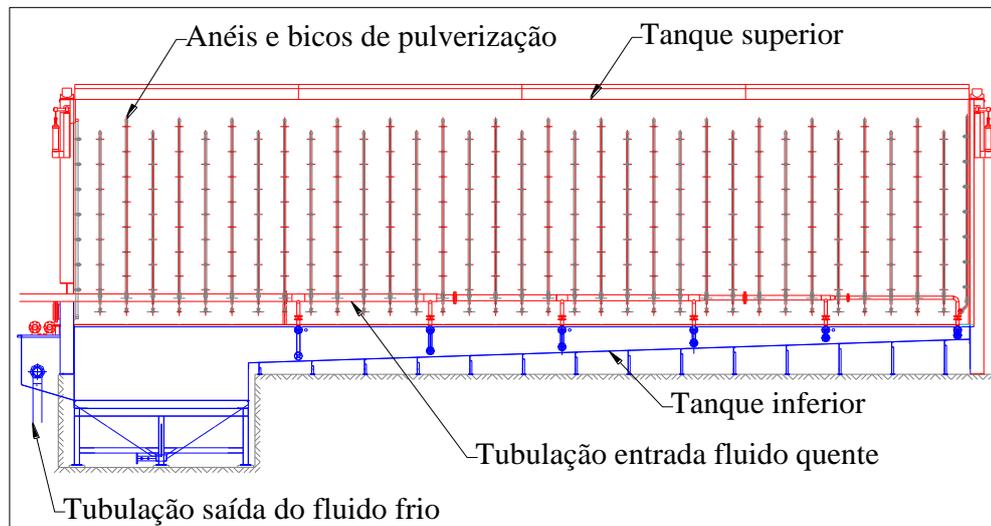
Fonte: Autor (2014).

A instalação desse sistema foi realizada no ano de 2008, sendo que os dimensionais dos equipamentos provêm de cálculos de engenharia que levam em consideração à geometria dos produtos processados, o tempo de processo, a demanda de produção por hora e a temperatura do banho de desengraxe, entre outros.

O tanque de aplicação do desengraxante, denominado de tanque superior, mostrado na Figura 11, possui dimensões de 17 m de comprimento, 2,35 m de largura e 4,30 m de altura. Abaixo deste tanque está localizado o reservatório do líquido desengraxante, chamado de tanque inferior, com capacidade de armazenar 26 m<sup>3</sup> de fluido.

No interior do tanque superior existem 33 anéis de *spray*, cada um com 20 bicos de pulverização que fazem a limpeza do produto a uma pressão média de 260 kPa. O funcionamento acontece a partir da entrada do produto em seu interior pelo transportador. Após isto as tampas pneumáticas fecham-se e as bombas de pressurização são acionadas fazendo com que o desengraxante alojado no tanque inferior seja pulverizado no produto.

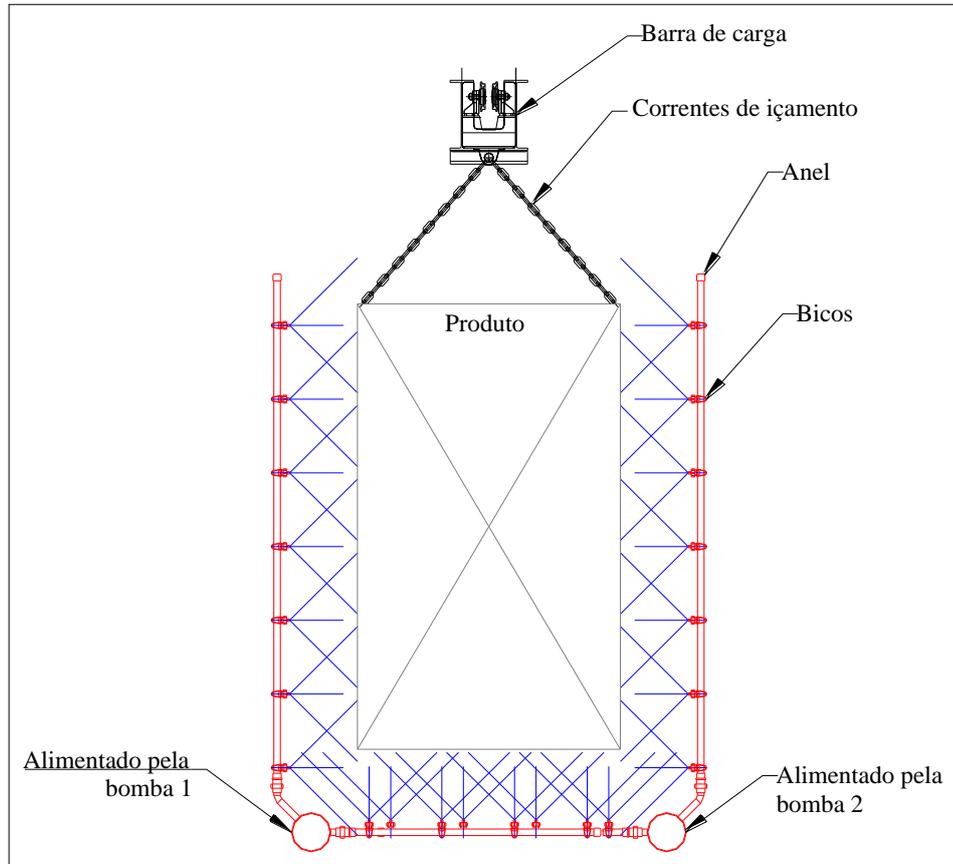
Figura 11 - Tanque superior e inferior



Fonte: Endosul (2014)

Os bicos de pulverização alojados no interior do tanque superior são posicionados de forma que o jato de desengraxante seja direcionado para o produto. Este por sua vez adentra o tanque de desengraxe fixado em um dispositivo denominado barra de carga. O sistema suporta produtos com até 4500 kg; 16 m de comprimento; 1,7 de largura; 2,9 de altura e área superficial de 200 m<sup>2</sup>. Na Figura 12 é possível verificar o interior do tanque, o direcionamento do jato de desengraxe, a barra de carga e o produto.

Figura 12 - Anel com bicos direcionados para o produto.



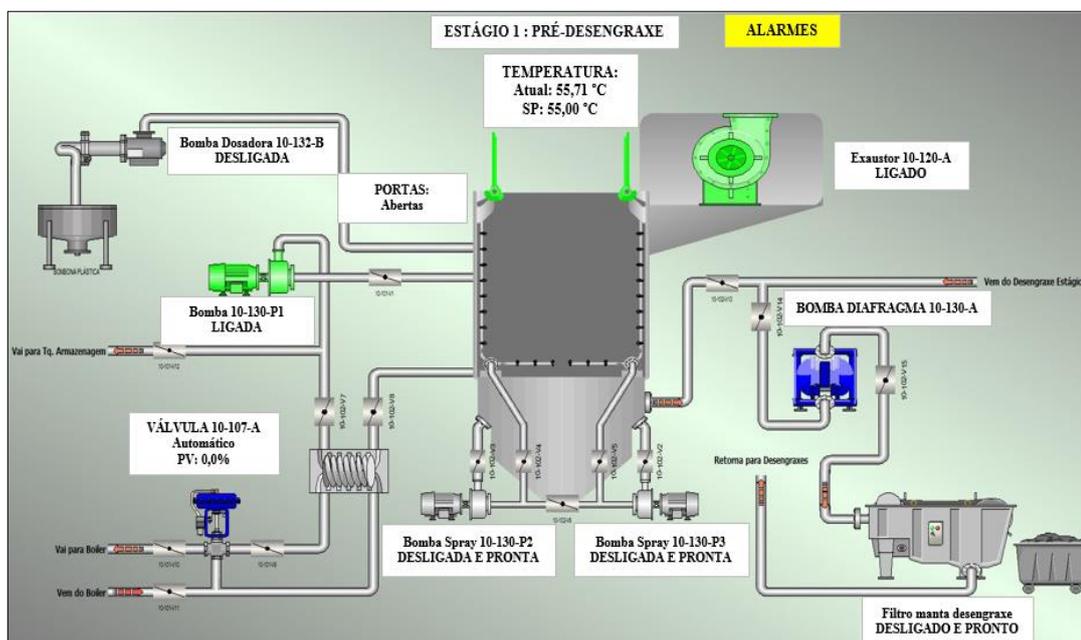
Fonte: Endosul (2014).

O tempo de limpeza é de 120 s e após isso as bombas desligam-se, o acionamento pneumático abre as portas e o produto é retirado de dentro do tanque pelo transportador. O volume de fluido desengraxante atualmente no sistema é de 22 m<sup>3</sup>.

O fornecedor do líquido desengraxante sugere que este seja aplicado a uma temperatura entre 48,9 e 71,1 °C para que uma excelente efetividade seja alcançada. Portanto requer um aquecimento antes do uso. O fluido desengraxante é diluído em água e atualmente encontra-se na temperatura de 55 °C. O controle da temperatura é feita através de um sensor do tipo PT100, com faixa de medição de 25 a 100 °C, que se encontra instalado na parte frontal do tanque inferior, antes da tubulação de saída para o trocador de calor.

O PT100 está conectado ao controle dos equipamentos da fábrica, denominado sistema supervisor. Nele a temperatura do desengraxante pode ser conferida em tempo real ou consultada através de gráficos. Além desta informação pode-se verificar a situação dos equipamentos do sistema de aquecimento como, por exemplo, ligado ou desligado, em manutenção ou apresentando falha. A Figura 13 mostra a tela do sistema contendo estas informações.

Figura 13 - Tela de controle da temperatura do sistema supervisorio para o desengraxante.



Fonte: Endosul (2014).

Existem duas bombas para pressurização do desengraxante, ambas do fabricante KSB e modelo Megachem, uma atendendo os anéis de pressurização do lado esquerdo e a outra, as do lado direito. A Tabela 1 apresenta as características técnicas deste modelo de bomba.

Tabela 1 - Características das bombas de pressurização

Características	KSB Megachem 150-315
Diâmetro do flange de recalque	150 mm
Diâmetro nominal do rotor	315 mm
Rotação	1750 rpm
Vazão máxima	450 m <sup>3</sup> /h
Elevação	30 mca

Fonte: Autor (2014).

Em cada bomba existe um manômetro do fabricante Naka instalado, com faixa de medição de 0 a 400 kPa e divisão da escala em 5 kPa, para verificação da pressão de trabalho. Atualmente as bombas operam à pressão manométrica entre 250 e 260 kPa.

Existem dois filtros do tipo *bag* com uma barra metálica e magnética em seu interior para a remoção da gralha e das demais sujidades do sistema. Lembrando que este é o primeiro estágio e o produto que adentra o tanque encontra-se bastante sujo.

O aquecimento da água é realizado por uma caldeira do fabricante Arauterm, modelo CAD-HP1500, ano de fabricação 2007. A caldeira é do tipo fumotubular, de formato horizontal e a combustão é pressurizada, que consiste na reversão da chama dentro da própria fornalha. A tampa frontal serve de fixação do combustor e contém uma abertura para acesso às partes internas sujeitas à chama. O combustor é da marca F.B.R., modelo GAS-P-250/M, possuindo funcionamento automático e construção monobloco, sendo alimentado por gás natural.

A tiragem dos gases da caldeira é forçada pela ação do ventilador do próprio combustor, sendo os gases conduzidos ao exterior pela chaminé, que é conectada à tubulação de exaustão dos demais equipamentos da empresa.

Para evitar perda de calor ao ambiente, a caldeira é isolada termicamente no lado externo, com uma camada de lã de vidro com 50 mm de espessura, seguido de capa externa de acabamento em chapa fina de aço galvanizado.

No painel de comando da caldeira pode-se verificar a temperatura de operação. O combustor opera em dois estágios; no momento da partida até a caldeira atingir a temperatura de 95 °C a chama é alta; a partir desta temperatura desliga-se o segundo estágio e a chama fica baixa até atingir a temperatura de 99 °C; neste momento o combustor desliga-se e somente torna a ligar quando a temperatura for de 95 °C. As características técnicas da caldeira de aquecimento podem ser conferidas na Tabela 2.

Tabela 2 - Características da caldeira de aquecimento de água

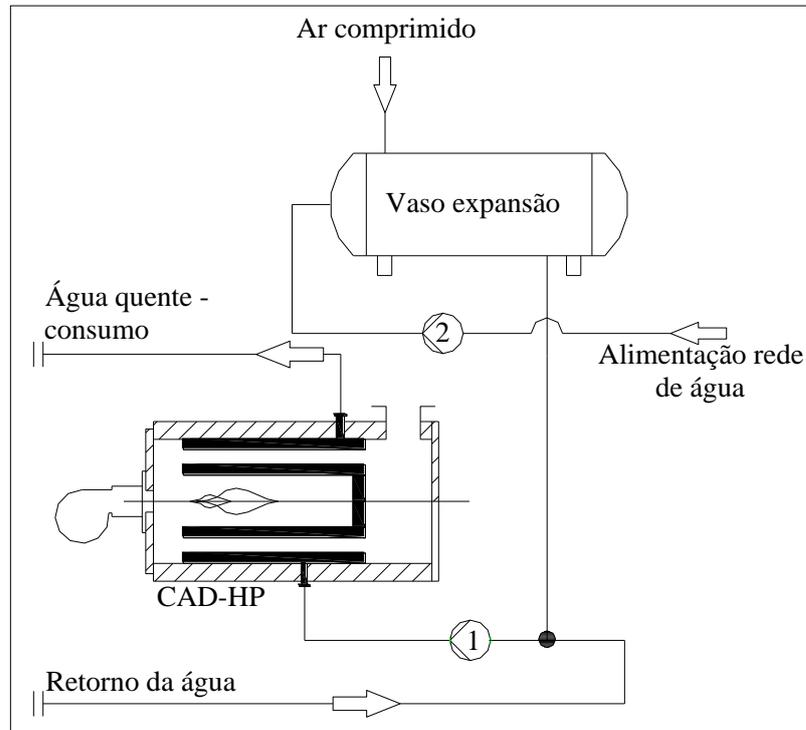
<b>Características</b>	<b>CAD-HP 1500</b>
Capacidade térmica nominal	1800 kW
Volume interno	2,3 m <sup>3</sup>
Pressão manométrica de projeto	588,4 kPa
Pressão manométrica de trabalho	196,1 kPa
Vazão de água quente projetada	87,5 m <sup>3</sup> /h
Temperatura máxima de operação	130 °C
Temperatura de operação	90 °C

Fonte: Autor (2014).

Juntamente com a caldeira de aquecimento há um vaso de expansão pressurizado, com capacidade de 750 litros, para evitar que água vaporize e também manter o abastecimento em caso de eventual fuga ou perdas por vazamento.

Ressalva-se que além do estágio de desengraxante por *spray*, a água aquecida pela caldeira também é utilizada nos processos de desengraxante por imersão e fosfatização. Na Figura 14 é mostrado o fluxograma desta instalação.

Figura 14 - Fluxograma da instalação da caldeira de aquecimento



Fonte: Endosul (2014).

A bomba que faz a recirculação da água pela caldeira de aquecimento é da marca KSB modelo Megabloc 50-125R, com diâmetro nominal do flange do recalque de 50 mm, diâmetro nominal do rotor de 125 mm e rotação de 1750 rpm. Antes da instalação desta bomba há um termômetro da marca Famabrás com faixa de medição de 0 a 120 °C e com divisão de escala em 1 °C.

O trocador de calor utilizado no sistema é a placas, no padrão *chevron* com corrugação em "V". O fluxo dos fluidos acontece de forma paralela com correntes contrárias. O fabricante do equipamento é a Tranter e o modelo é GCP-026-L-5-NJ. Na instalação inicial este trocador de calor possuía 20 placas de troca térmica, porém a temperatura requerida no banho desengraxante não era atendida e o número de placas foi aumentado. Atualmente ele possui 51 placas como é verificado na Tabela 3.

Tabela 3 - Características técnicas do trocador de calor

<b>Características</b>	<b>GCP-026-L-5-NJ</b>
Capacidade de troca térmica dimensionada	600 kW
Área de troca térmica de cada placa	0,26 m <sup>2</sup>
Quantidade de placas	51
Área total de troca térmica	13,26 m <sup>2</sup>
Espessura da placa	0,7 mm
Altura da placa	939,8 mm
Largura da placa	385,0 mm
Vazão máxima permitida	0,0739 m <sup>3</sup> /s
Volume do canal entre as placas	0,001 m <sup>3</sup>

Fonte: Autor (2014).

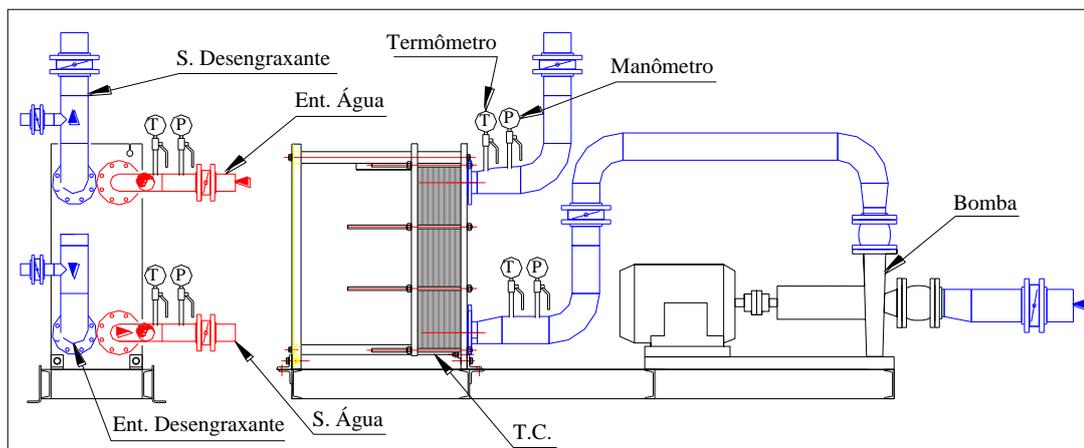
A capacidade de troca térmica foi dimensionada levando em consideração que o banho de desengraxe operasse a 60 °C.

A cada final de semana é realizado uma limpeza química no trocador de calor com produto líquido alcalino diluído em água em uma proporção 1:1 e aquecido a 82 °C. Esta solução circula pelo interior do trocador de calor durante 1 hora. Anualmente o trocador é desmontado e submetido a um processo de limpeza manual e mais agressivo.

Em cada entrada e saída do trocador de calor existe um termômetro e um manômetro. Na entrada e saída da água quente o termômetro é do fabricante Famabrás, com faixa de medição de 0 a 200 °C e divisão da escala em 2 °C. Na entrada e saída do desengraxante o termômetro também é do fabricante Famabrás, porém com faixa de medição de 0 a 120 °C e com divisão da escala em 2 °C. Os manômetros instalados para medição da pressão da água, tanto na entrada quanto na saída, são da marca Naka com faixa de medição de 0 a 1200 kPa com divisão de escala de 10 kPa. No lado do desengraxante os manômetros são do fabricante Autom, com faixa de medição de 0 a 400 kPa e com divisão de escala de 10 kPa.

A bomba que faz a circulação do desengraxante pelo trocador de calor é do fabricante KSB modelo Megachem100-250, com diâmetro nominal do flange de recalque de 100 mm, diâmetro do rotor de 265 mm e rotação nominal de 1750 rpm. No Anexo A podem ser verificadas as curvas características fornecidas pelo fabricante e na Figura 15 o desenho desta instalação.

Figura 15 - Instalação do trocador de calor



Fonte: Endosul (2014).

O motor da bomba do trocador de calor é do fabricante WEG, modelo Plus Alto Rendimento, com potência de 20 kW, velocidade de rotação nominal de 1750 rpm, frequência de 60 Hz e alimentado por corrente alternada trifásica. O rendimento deste equipamento é de 92,6 %, conforme informado na sua placa de identificação.

Quando a temperatura do desengraxante ultrapassa o valor padrão, configurado no sistema supervisor, o PT100 envia um sinal para uma válvula três vias da marca Honeywell com atuador também desta marca, que controla a vazão de entrada de água quente no trocador de calor.

A tubulação no sistema é toda isolada termicamente com lã de rocha com espessura de parede de 50 mm. Na Tabela 4 podem-se verificar os dimensionais das tubulações.

Tabela 4 - Diâmetro das tubulações do sistema de aquecimento

<b>Norma</b>	<b>Localização</b>	<b>ØNOMINAL (pol)</b>	<b>ØEXTERNO (mm)</b>	<b>ØINTERNO (mm)</b>
Schedule 40	Entrada e saída da água no TC	3	88,90	77,92
	Entrada e saída do desengraxante no TC	5	141,30	128,3
	Entrada da bomba do TC	6	168,30	155,6
	Saída da bomba do TC	5	141,30	128,3
	Pressurização do desengraxante	8	219,07	202,71

Fonte: Autor (2014).

### 3.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Alguns dados foram levantados para verificar o funcionamento do trocador de calor na condição atual, ou seja, com o fluido desengraxante a 55 °C. Além disso, foi realizado um teste com a temperatura de desengraxe a 60 °C, a mesma prevista no projeto da instalação, com intenção de verificar se o equipamento atenderia essa demanda térmica.

Os dados para condição de 55 °C foram coletados nos dias 28 e 29 de outubro de 2014 das 08:00 às 18:00 horas e o teste foi realizado nos dias 04 e 05 de novembro de 2014, também no mesmo horário. Nestas datas a ocupação da linha de pintura *e-coat* é mostrada na Tabela 5. Nesta tabela, a quantidade processada é o número de barras de carga, carregadas com produtos, que entraram no tanque de desengraxe por *spray* durante o período da coleta dos dados; a capacidade é a quantidade de barras de carga que a linha suportaria processar durante o mesmo período; e a ocupação é a relação entre a quantidade processada e a capacidade.

Tabela 5 - Ocupação da linha de pintura *e-coat*

<b>Data</b>	<b>Quantidade processada (nº barra de carga)</b>	<b>Capacidade (nº barra de carga)</b>	<b>Ocupação</b>
28/10/14	51	67	76 %
29/10/14	49	67	73 %
04/11/14	43	67	64 %
05/11/14	57	67	85 %

Fonte: Endosul (2014).

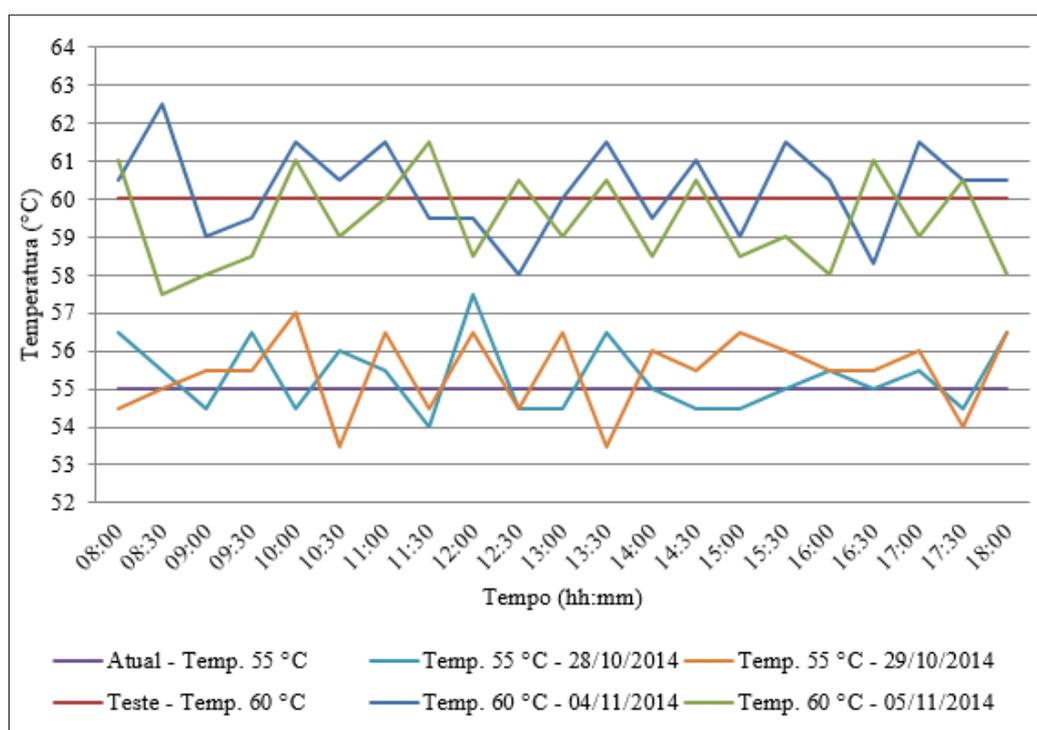
A temperatura do fluido desengraxante no tanque foi acompanhada através do sistema supervisão, sendo coletada a cada 30 minutos no período das 8 as 18 horas.

Na condição atual a menor temperatura registrada no período foi de 53,5 °C; a maior, 57,5 °C; e a média ficou em aproximadamente 55,4 °C. No teste realizado à temperatura de desengraxe de 60 °C, a menor temperatura foi 57,5 °C; a maior, 62,5 °C; e a média 59,8 °C.

Em operação atual a temperatura variou ao longo do período em  $\pm 2$  °C, enquanto que no teste a temperatura variou em  $\pm 2,5$  °C. Das 42 medições realizadas, foi observado que na condição atual há uma prevalência de valores acima de 55 °C, ao passo que na condição teste a maioria das leituras efetuadas registrou valores abaixo de 60 °C.

Este fato fica mais visível quando se compara a produção na data das medições. Na condição teste, no dia 04, onde a produção foi menor, prevaleceram marcações acima de 60 °C e a média foi de 60,2 °C. No dia 05, onde a ocupação da linha foi maior, a situação se inverteu havendo mais marcações abaixo de 60 °C, com média de 59,3 °C. Isto pode indicar que, mesmo com o aumento do número de placas do trocador de calor, se a linha estivesse operando em capacidade máxima, a temperatura de 60 °C, definida no projeto da fábrica, não seria atendida. Os dados levantados podem ser verificados na Figura 16.

Figura 16 - Gráfico das temperaturas do desengraxante



Fonte: Autor (2014).

Na condição teste a caldeira operou com a mesma regulagem das temperaturas dos estágios de queima da condição atual para não afetar no consumo de combustível.

Apesar da temperatura atual de 55 °C atender aos requisitos do processo, sabe-se que a limpeza do produto é mais efetiva quando se trabalha com o desengraxante em temperaturas mais elevadas.

O funcionamento do trocador de calor foi verificado através de 18 medições, durante as datas citadas acima, nos termômetros de entrada e saída, tanto para água quanto para o fluido desengraxante. Na Tabela 6 são mostrados os valores médios e também os considerados no

projeto do sistema. Não foi considerado nas medições o período que o sistema levou para aquecer o desengraxante de 55 °C até 60 °C.

Tabela 6 - Temperatura média e de projeto no trocador de calor

Descrição	Condição atual	Condição teste	Projeto
Entrada de água no TC (°C)	88,8	88,8 °C	90
Saída de água do TC (°C)	64,2	64,7	75
$\Delta T_{\text{água}}$ (°C)	24,6	24,1	15
Entrada do desengraxante no TC (°C)	49,3	53,4	58
Saída de desengraxante do TC (°C)	54,8	58,8	62,5
$\Delta T_{\text{desengraxante}}$ (°C)	5,5	5,4	4,5
Efetividade ( $\epsilon$ ) – Eq. 15	0,623	0,681	-

Fonte: Autor (2014).

Em uma primeira avaliação, pode-se verificar que a condição atual e o teste a 60 °C apresentam valores muito parecidos, podendo-se dizer que o TC operou de maneira idêntica em ambas as situações.

Pode ser observado que para o atendimento da temperatura do desengraxe, a variação de temperatura da água é aproximadamente 10 °C a mais do que o previsto no projeto. Isto pode ser atribuído ao fato de que o trocador de calor possui mais que o dobro de placas do que na sua instalação inicial. Entretanto, a variação de temperatura do desengraxante é muito parecida com a esperada pelo projeto, mas ainda assim menor. Assim, foi calculada a efetividade para o TC nas condições atual e teste.

O cálculo foi feito através da Equação 15 e considerando que a capacidade térmica do fluido quente é igual a mínima, já que a água, fluido quente, sofreu maior variação de temperatura. Os valores encontrados mostram que para a condição de desengraxante a 60 °C o trocador de calor foi mais efetivo.

Um dos fatos que podem levar à baixa eficiência no TC é a sujidade apresentada pelo fluido desengraxante, que pode causar incrustações de impurezas nas placas. Existe a possibilidade de verificar este fato fazendo as medições logo após a limpeza semanal do equipamento e comparar com os dados obtidos. Lembrando que a limpeza semanal é química e anualmente o trocador é desmontado para uma limpeza mais agressiva.

Mesmo após a avaliação dos dados acima, não se tem o conhecimento de algumas informações importantes sobre o trocador de calor, como por exemplo, o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor transferido e a eficiência com que o equipamento está atendendo as necessidades do processo.

### 3.3 METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

Para avaliação do funcionamento do trocador de calor foram propostas algumas verificações para mostrar o quanto o equipamento atende as demandas térmicas exigidas pelo sistema de desengraxe, onde o mesmo está instalado. Essas avaliações englobaram medições com o objetivo de levantar dados e posteriormente eles foram aplicados aos métodos de análise para trocadores de calor descritos no item 2.3.2 da revisão bibliográfica.

Inicialmente foi medida a potência consumida pelo motor elétrico da bomba com um wattímetro do fabricante Minipa modelo ET-4091, com faixa de medição de 7,5 a 150 kW, apresentado resolução de 0,1 kW e precisão de  $\pm 3$  %. A velocidade de rotação do eixo da bomba foi medida através de um tacômetro do fabricante Icel modelo TC5030, com faixa de medição de 5 a 20.000 rpm, apresentando resolução de 1 rpm e precisão de  $\pm 0,05$  %. Ambos os instrumentos pertencem ao setor de manutenção da empresa e são calibrados regularmente conforme normativas internas. A operação dos instrumentos durante as medições foram realizadas por um técnico deste setor.

A potência da bomba foi calculada através da Equação 22, usando as medidas de potência consumida pelo motor elétrico e seu rendimento, que de acordo com as informações de placa é de 92,6 %.

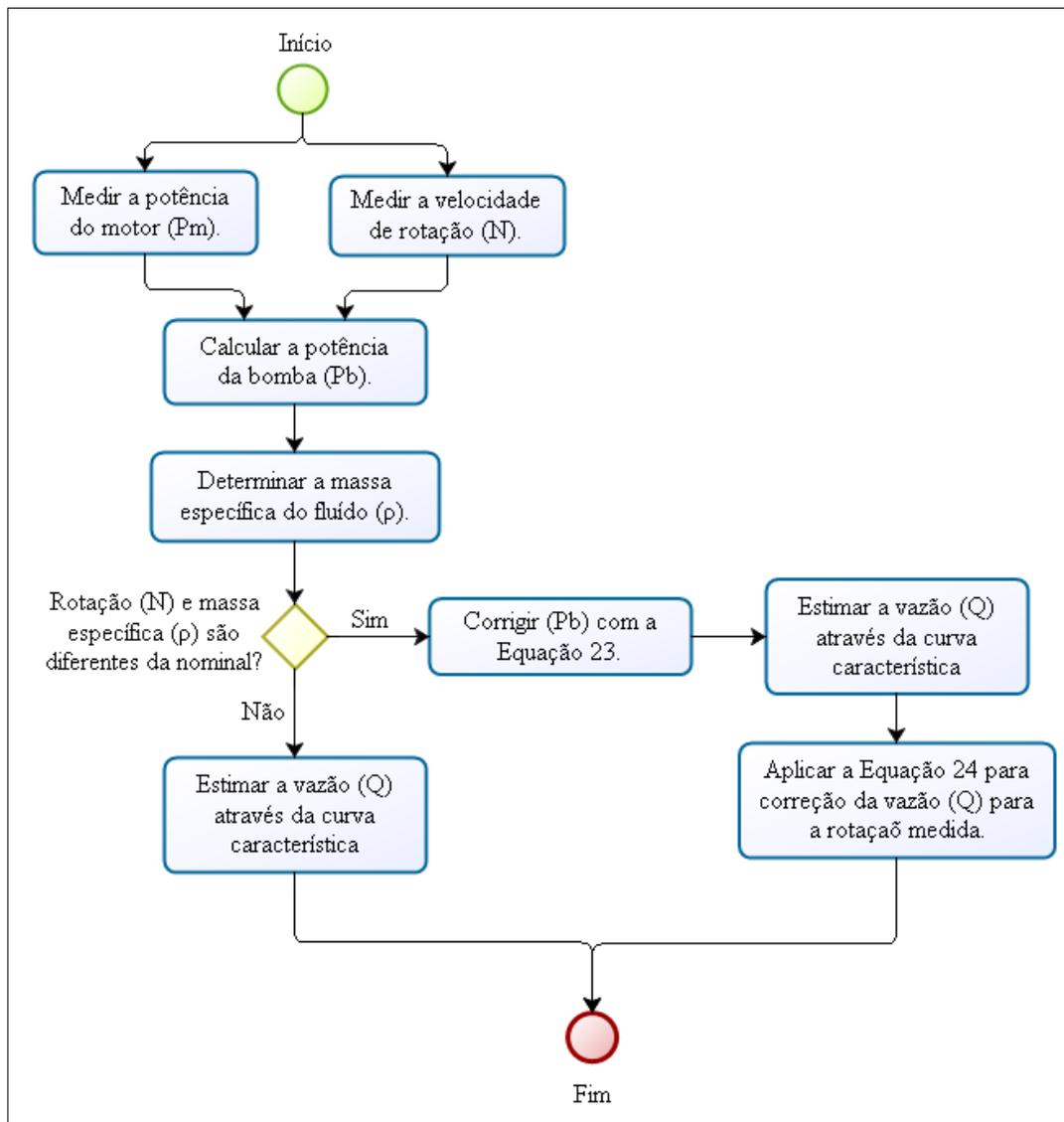
O ensaio para obtenção da massa específica do fluido foi realizado através da determinação da densidade relativa utilizando um picnômetro com capacidade de 25 mL. O ensaio consistiu em, primeiramente realizar a calibração do instrumento através da determinação do seu peso em vazio e do peso de seu conteúdo com água destilada na temperatura de 20 °C. Após, foi colocado a amostra no picnômetro, na temperatura de 20 °C e pesado. A densidade relativa da amostra foi obtida através da diferença de peso do picnômetro cheio e vazio, dividindo o resultado pelo peso da água destilada.

A massa específica do fluido foi obtida através da multiplicação da densidade da água na temperatura de 20 °C pela densidade relativa da amostra, obtida conforme citado anteriormente. Esse método foi baseado na Norma ASTM D1480 (1997) e é válido para temperatura de 20 °C.

Os dados de peso para determinação da massa específica foram obtidos através de uma balança analítica do fabricante Marte, modelo AY220, com faixa de medição de 0 a 220 g e escala de 0,0001 g.

A vazão de desengraxante foi estimada, apesar da bomba não ser nova, através da curva característica da bomba do Anexo A. Conhecendo os valores da potência, velocidade de rotação e a massa específica do fluido bombeado, compararam-se esses dados com os nominais, informados na curva. Como os dados foram diferentes dos valores nominais, foi feita a correção da curva para a condição de operação real e após isso a vazão foi estimada. A Figura 17 representa, em forma de diagrama de blocos, o sequenciamento dos procedimentos realizados para estimar a vazão.

Figura 17 - Diagrama de blocos da sequência das atividades para estimar a vazão.



No mesmo momento em que foram levantados os dados para estimar a vazão, foram também realizadas as medições das temperaturas e pressões nas entradas e saídas do trocador de calor através dos instrumentos já instalados no equipamento conforme descrito no item 3.1 deste capítulo.

Os dados obtidos foram aplicados nos métodos de análise de trocadores de calor e conhecidos os valores de taxa de calor transferido, coeficiente global de transferência de calor do equipamento, efetividade – NUT e eficiência em que o mesmo está operando, tanto na condição atual, quanto para condição teste, com temperatura do banho de desengraxe a 60 °C.

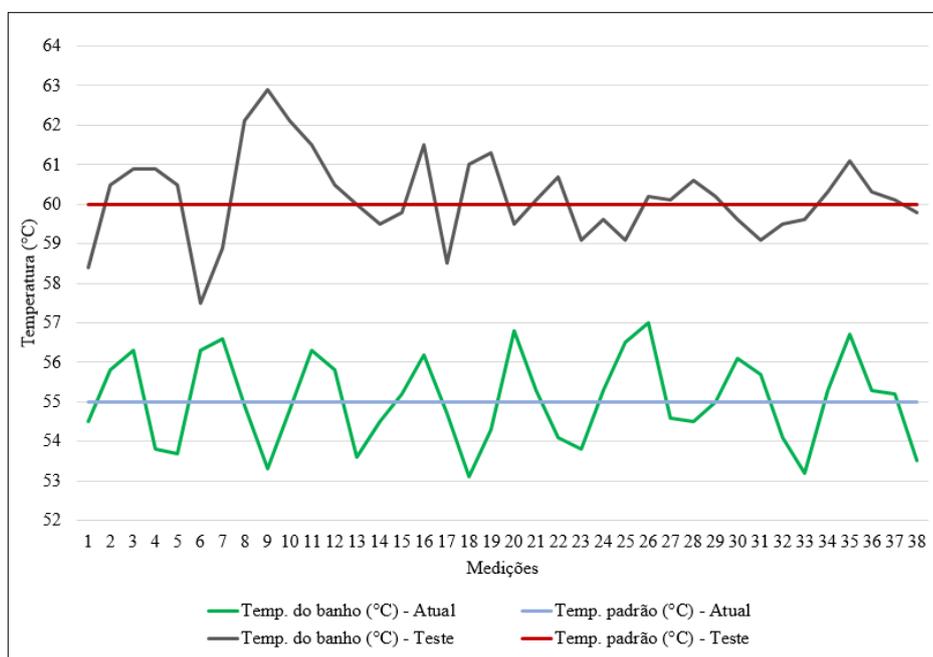
## 4 AVALIAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

Neste capítulo foram levantados os dados e aplicados na metodologia proposta para avaliação do funcionamento do trocador de calor tanto na condição atual, com o fluido desengraxante a 55 °C, como também na condição teste, com o fluido a 60 °C. Ao final foram comparados os resultados e avaliou-se em qual dos casos o equipamento foi mais eficiente.

As medições para a condição de operação atual foram realizadas nos dias 27 e 28 de maio de 2015 das 08:00 às 17:00 horas, e o teste foi realizado nos dias 01 e 02 de junho de 2015 também no mesmo horário.

Inicialmente foram coletados os dados de temperatura do banho de desengraxante para as duas condições com a intenção de verificar se os requisitos do processo estavam sendo atendidos. A Figura 18 mostra um gráfico das temperaturas durante os períodos de levantamento de dados citados acima.

Figura 18 - Gráfico das temperaturas do banho de desengraxe



Fonte: Autor (2015).

A temperatura média para a condição de operação atual foi de 55,04 °C e para o teste, 60,18 °C. Os picos de temperaturas podem representar intervalos em que não há produtos entrando no tanque. Já as quedas de temperaturas indicam que o sistema estava operacional. Portanto, apesar da variação ao longo do período em  $\pm 2$  °C para condição atual e  $\pm 2,9$  °C para

condição teste, no geral o requisito temperatura do banho foi atendido. Os dados coletados no painel supervisorio do sistema podem ser verificados no Apêndice A.

#### 4.1 ESTIMATIVA DA VAZÃO DE DESENGRAXANTE

Para obtenção da velocidade de rotação e da potência consumida no motor da bomba foram utilizados o tacômetro diretamente no eixo do motor, e o wattímetro, instalado no painel de comandos elétricos do sistema de pré-desengraxe.

Foram realizadas 18 medições para cada condição de operação e os dados podem ser verificados no Apêndice B.

A velocidade média de rotação do eixo da bomba para a condição atual foi de 1780 rpm. Para condição teste a velocidade média resultante foi de 1785 rpm.

A potência média consumida pelo motor da bomba para a condição de operação atual foi de 18,4 kW (24,67 hp). Na condição de operação com o desengraxante a 60 °C a potência consumida foi de 18,85 kW (25,28 hp).

Com esses dados foi calculada a potência da bomba através da Equação 22. Lembrando, como já mencionado, que o rendimento do motor elétrico de acionamento da bomba é de 92,6 %, sendo o seu eixo diretamente acoplado ao da bomba. O resultado para condição atual foi de 17,03 kW (22,84 hp) e para condição teste de 17,46 kW (23,41 hp).

A massa específica do desengraxante foi obtida através do método descrito no Capítulo 3. O ensaio foi realizado no laboratório da empresa e os resultados podem ser verificados na Tabela 7. Lembrando que o método é normatizado apenas para a temperatura de 20 °C. Nos casos de 50 e 60 °C não foi encontrado nenhum laboratório que realizasse este ensaio de forma padronizada e, portanto, o desengraxante foi aquecido até a referida temperatura e então o mesmo método foi aplicado. Os valores de massa específica da água informadas na tabela foram retirados da Norma ASTM D1480 (1997) e têm caráter informativo.

Tabela 7 - Resultados do ensaio com o picnômetro

Temperatura do desengraxante (°C)	Massa específica desengraxante (kg/m <sup>3</sup> )	Massa específica água (kg/m <sup>3</sup> )
20	1033,813	998
50	1024,042	988
60	1018,102	983

Fonte: Autor (2015).

Pode-se verificar que a variação da massa específica do desengraxante em relação à temperatura é muito parecida com a da água ( $\approx 15 \text{ kg/m}^3$ ). Isso pode indicar que, mesmo não sendo padronizado para as temperaturas de 50 e 60 °C, o método pode apresentar uma boa aproximação do resultado. Nos Apêndices C, D e E são apresentados os valores medidos para deste ensaio.

Como visto no capítulo 2 a vazão de uma bomba pode ser determinada através das suas curvas características, que para o equipamento analisado são especificadas para rotação de 1750 rpm e massa específica do fluido bombeado de  $1000 \text{ kg/m}^3$ . Portanto, foi necessária a correção da potência da bomba para as condições de operação da curva característica, haja vista que a bomba opera em condições diferentes. Aplicando a Equação 23 obteve-se para o estado atual a potência da bomba corrigida de 15,8 kW (21,19 hp) e para o teste 16,16 kW (21,67 hp).

A vazão do desengraxante para os parâmetros de operação real da bomba foi obtido através da Equação 24. Para a condição atual o valor foi de  $156,24 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $0,0434 \text{ m}^3/\text{s}$ ) e na condição teste,  $163,04 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $0,04529 \text{ m}^3/\text{s}$ ). Admitindo que não haja nenhum vazamento na tubulação que conecta a bomba ao trocador de calor, então esses valores representam a vazão de entrada de desengraxante no TC. Os cálculos para determinação destes valores podem ser verificados nos Apêndices F e G.

#### 4.2 AVALIAÇÃO TÉRMICA DO TC

Para os cálculos térmicos do trocador de calor foram realizadas 18 medições de temperaturas e pressões de entrada e saída do trocador de calor nos dias já mencionados. Os instrumentos utilizados para medições foram descritos no capítulo 3.

Os dados levantados para condição operacional atual podem ser verificados no Apêndice H e para a condição teste no Apêndice I. Nas Tabela 8 e Tabela 9 é possível verificar os valores médios dessas medições. Os valores de entalpia foram determinados através do programa *Computer Aided Thermodynamic Tables 3* (CAT3) versão 1.0. Como não foi encontrada uma tabela com as propriedades termodinâmicas do desengraxante, foram utilizadas as propriedades iguais às da água. Para esta decisão foi considerado os valores da Tabela 7 e o fato de que o desengraxante é composto de 96 % de água.

A vazão mássica de desengraxante foi calculada através da multiplicação da vazão estimada no subitem 4.1 deste capítulo pela massa específica determinada no ensaio.

Tabela 8 - Dados de entrada para os cálculos térmicos no lado da água

Descrição	Condição atual	Condição teste
Temp. de entrada da água no TC (°C)	88,8	89,8
Temp. de saída da água do TC (°C)	58,9	64,1
$\Delta T_{\text{água}}$ (°C)	29,9	25,7
Pressão de entrada da água no TC (kPa)	410,0	430,0
Pressão de saída da água do TC (kPa)	370,0	390,0
$\Delta P_{\text{água}}$ (kPa)	40,0	40,0
Entalpia de entrada da água no TC (kJ/kg)	372,1	376,3
Entalpia de saída da água do TC (kJ/kg)	246,8	268,6

Fonte: Autor (2015).

Tabela 9 - Dados de entrada para cálculos térmicos no lado do desengraxante

Descrição	Condição atual	Condição teste
Temp. de entrada do deseng. no TC (°C)	50,6	56,2
Temp. de saída do deseng. do TC (°C)	54,1	59,4
$\Delta T_{\text{deseng.}}$ (°C)	3,5	3,2
Pressão de entrada do deseng. no TC (kPa)	360,0	380,0
Pressão de saída do deseng. do TC (kPa)	300,0	310,0
$\Delta P_{\text{deseng.}}$ (kPa)	60,0	70,0
Entalpia de entrada do deseng. no TC (kJ/kg)	212,1	235,5
Entalpia de saída do deseng. do TC (kJ/kg)	226,4	248,8
Vazão mássica de deseng. (kg/s)	44,44	46,12

Fonte: Autor (2015).

A taxa de calor trocado, entre os fluidos, foi calculada através da Equação 27. Para a condição atual o valor foi de 635,5 kW [44,44 x (226,4 – 212,1)]. Na condição teste esse valor foi de 613,4 kW [46,12 x (248,8 – 235,5)]. Admitindo que todo o calor cedido pela água (fluido quente) seja recebido pelo desengraxante (fluido frio), tem-se então que a vazão mássica da água, calculada pela mesma equação, é de 5,1 kg/s para a condição atual e de 5,7 kg/s para condição teste. Desta maneira estimou-se a vazão de água que adentra no trocador de calor em 19 m<sup>3</sup>/h para condição atual e de 21,3 m<sup>3</sup>/h para condição teste. Considerando que a massa específica da água para a temperatura de 90 °C é de 965 kg/m<sup>3</sup>.

Como o escoamento no trocador de calor é de contracorrente, a média logarítmica das temperaturas foi determinada através da Figura 7b e da Equação 7. Para a condição atual o  $\Delta T_{lm}$  foi de 18,4 °C e para a condição teste de 16,7 °C.

O fator de correção F foi calculado pela Equação 16, já que pelo gráfico da Figura 8 não foi possível sua determinação, pois os valores dos parâmetros P e R (Equações 10 e 11) encontrados para o trocador de calor estudado não são mostrados no gráfico. O valor obtido para F em ambas as condições foi de 1. Portanto, não há necessidade de corrigir a diferença média logarítmica das temperaturas.

Conhecendo os valores da taxa de calor trocado, o fator de correção F e o  $\Delta T_{lm}$  calculou-se, através da Equação 9, o coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ). Para a condição atual foi de 2604,7 W/m<sup>2</sup>.K, e para condição teste, de 2770,0 W/m<sup>2</sup>.K. Lembrando que o trocador de calor estudado possui área total de troca térmica de 13,26 m<sup>2</sup>.

Uma provável causa do aumento desse coeficiente são as limpezas químicas realizadas no equipamento nos finais de semana. Porém, essa limpeza não foi realizada na final de semana anterior à coleta de dados para condição atual. Ou seja, provavelmente durante o teste para esta condição o trocador de calor apresentava maior quantidade de impurezas depositadas na placa de troca térmica.

Incropera et al. (2008) afirmam que o coeficiente global de transferência de calor pode variar de 900 a 2.500 W/m<sup>2</sup>.K em um trocador de calor água/água. Gut (2003) realizou uma análise de um trocador de calor à placas de grande porte, com área total de troca térmica de 148,35 m<sup>2</sup> e com ambos os fluídos sendo água desmineralizada, e encontrou o valor de 3.502 W/m<sup>2</sup>.K. Isso mostra que os valores encontrados para o coeficiente global em ambas as condições aqui testadas estão de acordo com a literatura.

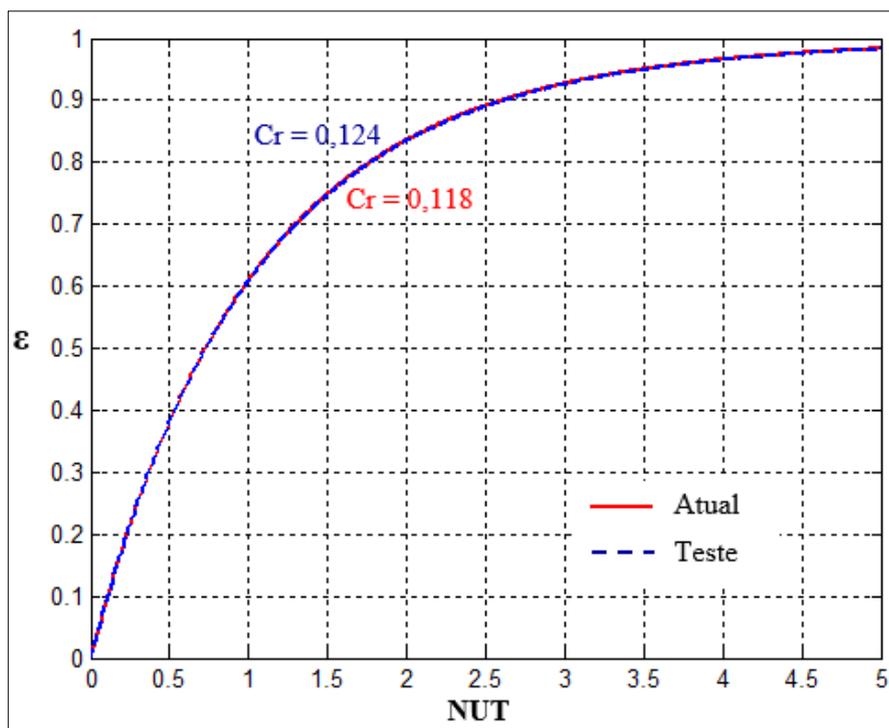
Gut (2003) comenta em seu trabalho que foi realizado um modelo de troca térmica em um trocador de calor a placas com arranjos complexos e operando com leite. Através do modelo de simulação foi possível prever a massa de sujeira depositada em cada placa, a redução do coeficiente global de troca térmica e a eficiência do equipamento ao longo do tempo. Esse estudo foi importante para determinação da política de limpeza do TC. Sendo que no caso citado pelo autor o coeficiente de troca térmica era reduzido em até 50 % após quatro horas de operação continua sem o processo de limpeza.

A efetividade do TC em estudo foi calculada através da Equação 17. Como a capacidade térmica da água foi a capacidade térmica mínima, calculada pelas Equações 5 e 6, então a efetividade foi determinada apenas pelas temperaturas de entrada e saída dos fluidos. O resultado para a condição atual foi de 0,78 contra 0,76 na condição teste. Isso mostra que o

trocador de calor na condição de desengraxante a 60 °C obteve uma efetividade aproximadamente igual à condição atual.

O NUT do trocador de calor foi obtido através da Equação 18. Considerando o  $C_{min}$  igual ao  $C_q$  ou seja, 21,37 kJ/s.K para o estado atual e 23,88 kJ/s.K para a condição teste. O valor do número de unidades de transferência para o estado atual é de 1,62 e de 1,54 para a condição teste. Na Figura 19 são mostradas as curvas de  $\epsilon$ -NUT para ambos os casos estudados, onde  $Cr$  é a razão entre os valores de  $C_{min}$  e  $C_{máx}$ .

Figura 19 - Gráfico  $\epsilon$ -NUT para as duas condições de operação

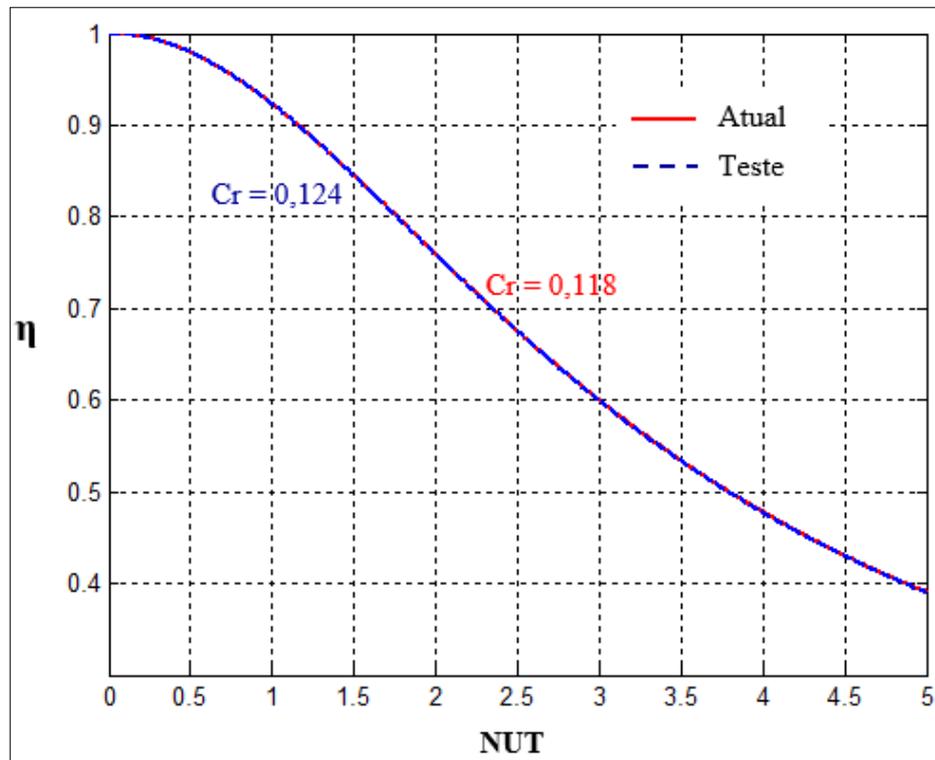


Fonte: Autor (2015).

As curvas foram geradas com o auxílio do programa *MatLab* versão R2011a e da Equação 19. Observa-se no gráfico da Figura 19 que as duas condições de operação apresentaram curvas de efetividade praticamente sobrepostas. Isto sugere que, havendo a alteração da temperatura do banho para 60 °C, o trocador de calor poderá atender a demanda térmica com efetividade muito próxima da que ele o faz na condição de operação atual.

Conhecendo os valores de NUT foi então calculada a eficiência do trocador de calor através da Equação 20. Para a condições atual a eficiência foi de 82,5 % contra os 83,8 % para a condição teste. A Figura 20 mostra as curvas de eficiência para ambos os casos.

Figura 20 - Gráfico da eficiência do TC para ambas as condições

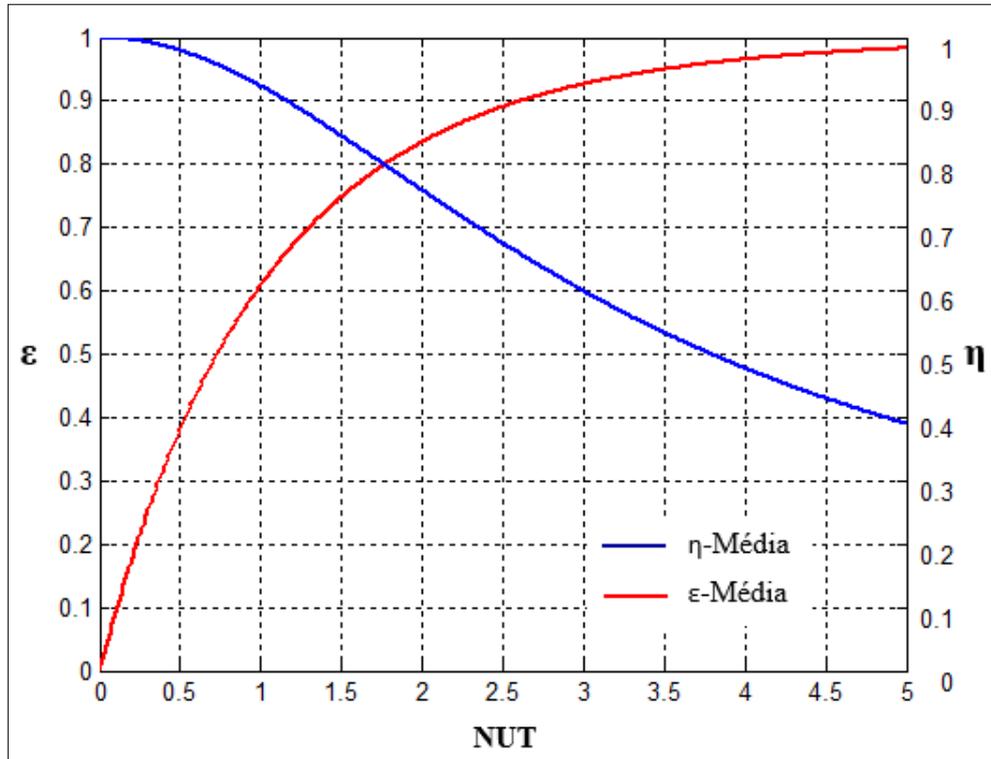


Fonte: Autor (2015).

Admitindo a relação entre efetividade e eficiência, pois ambas variam conforme o valor de NUT, pode-se então encontrar um valor de NUT em que haverá igualdade da efetividade e da eficiência para o caso estudado. Traçando ambas as curvas no mesmo gráfico, o ponto em que elas se encontram pode ser considerado esse ponto de igualdade para este dimensionamento de trocador de calor. A Figura 21 mostra o gráfico de efetividade e eficiência geradas para os valores de  $Cr$  expressos anteriormente.

Na Figura 21 é apresentado o gráfico de efetividade e eficiência para valor de  $Cr$  médio ( $Cr = 0,121$ ) entre as duas condições calculadas, expressas anteriormente. Verifica-se que o ponto em que é obtido maior efetividade e eficiência do trocador de calor é para valor de NUT entre 1,5 e 2. Isto mostra que os valores de NUT para ambas as condições de operação estão muito próximos do ponto de igualdade. O número de unidades de transferência em que ocorrerá essa igualdade é de 1,76 e apresentará eficiência e efetividade de 0,8. A condição de operação atual apresentou valor de NUT mais próximo desse ponto, Porém como a diferença de ambas (condições) foi muito pequena e existem incertezas nas medições das temperaturas e pressões, pode-se concluir que nas duas condições testadas o trocador de calor apresentou resultados semelhantes.

Figura 21 - Efetividade e eficiência para o trocador de calor estudado

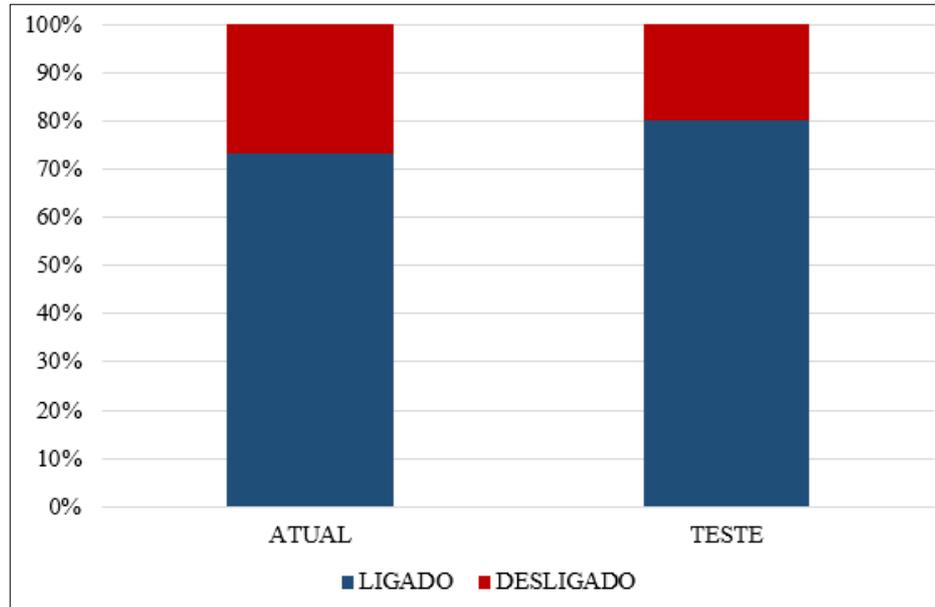


Fonte: Autor (2015).

Aumentando a temperatura do banho de desengraxe para 60 °C existe a possibilidade de aumento do consumo de combustível por parte da caldeira de aquecimento da água. Como não há um medidor de gás instalado no equipamento para comprovar esse fato, foram levantados os tempos em que o combustor ficou ligado e desligado. A Figura 22 mostra que dos 1080 minutos em operação, o combustor, na condição atual, ficou 73,3 % ligado. Na condição teste, o equipamento ficou 80 % do tempo ligado. Vale ressaltar que durante o período de teste, as configurações da caldeira não foram alteradas. Os dados para este gráfico foram retirados diretamente do sistema supervisor da empresa durante os períodos de coleta de dados para avaliação do trocador de calor.

Desta forma, em caso de alteração dos parâmetros do banho para a temperatura de 60 °C, existirá um provável aumento do consumo de combustível por parte da caldeira de aquecimento da água. Através da estimativa realizada, o aumento na conta mensal de gás pode ser em torno de 7 %.

Figura 22 - Percentual de tempo em que o combustor ficou ligado e desligado



Fonte: Autor (2015).

Os cálculos térmicos para as duas condições estudadas podem ser verificados nos Apêndices J e K. Deve-se considerar que a linha de pintura, durante as realizações das medições, não estava operando em capacidade de produção máxima. Em uma situação de aumento de demanda produtiva, é indicada uma nova coleta de dados e posteriormente uma nova avaliação do trocador de calor.

## 5 CONCLUSÃO

O trabalho buscou avaliar o atendimento de um trocador de calor a placas, que foi empregado em um sistema de aquecimento de fluido desengraxante em uma linha de pintura *e-coat*. A avaliação foi realizada para duas temperaturas de banho: condição atual de 55 °C e a condição teste de 60 °C. Através da estimativa da vazão de desengraxante pela curva característica da bomba utilizada no sistema e do levantamento de dados de pressão e temperatura, foi possível chegar a resultados que mostram que em termos de efetividade e eficiência ambas as condições de operação apresentaram resultados muito próximos e isso indicou que o equipamento está adequadamente dimensionado para os dois casos.

Para a empresa este trabalho mostra que o trocador de calor analisado, em uma eventual modificação da temperatura do banho de desengraxe para 60 °C, atenderá adequadamente a demanda térmica sem haver a necessidade de aumento da área de troca térmica do equipamento. Entretanto esse aumento da temperatura do banho poderá causar um aumento no consumo de combustível pela caldeira de aquecimento em torno de 7 % a mais na conta mensal de gás.

Como sugestão para trabalhos futuros é, primeiramente, proposto a instalação de medidores de vazão no lado da água e do desengraxante para validação dos dados estimados. Posteriormente, sugere-se a avaliação do fator de deposição de impurezas na superfície de troca térmica e então predizer o quanto isso afeta na eficiência do trocador de calor ao longo do tempo. A partir disso, dever-se-á verificar se o intervalo de limpeza do equipamento é adequado. Por fim, sugere-se aplicar as metodologias de melhoria de trocadores de calor para melhor aproveitamento da energia convertida.

Na caldeira de aquecimento propõe-se também a instalação de medidores de vazão de gás natural para se conhecer o perfil de consumo de combustível do equipamento. A partir disso, poder-se-á identificar possíveis fontes de energias alternativas para aquecimento da água, como por exemplo, a energia solar, ou calor residual das estufas de cura do *e-coat*, que é desperdiçado no meio ambiente. Com isso, poder-se-á reduzir os custos com consumo de energia e melhorar a lucratividade da empresa.

## REFERÊNCIAS

- AMARAL, G. D. L. **Modelagem do escoamento monofásico em bomba centrífuga submersa operando com fluidos viscosos**. 2007. 234 p. Dissertação (Mestrado em engenharia de Petróleo) – Programa de Pós-Graduação Interdisciplinar de Ciências e Engenharia de Petróleo, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 2007.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM D1480**: Relative Density (Specific Gravity) of Viscous Materials by Bingham Pycnometer – Test and methods. Washington, D.C., 1997.
- ARNOLD, M. et.al. **A guidebook for finishers**. 1 ed. Cincinnati: Electrocoat Association, 2002.
- BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2 ed. Florianópolis: Ed da UFSC, 1995.
- BRAGA, R.M. **Medição da camada de óxidos em tubos de superaquecedores de caldeiras aquatubulares por ultrassom**. 2009. 98 p. Tese (Doutorado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2009.
- BOWMAN, R.A.; MULLER, A.C.; NAGEL, W.M. Mean Temperature Difference in Design. **Transaction of the ASME**, v. 62, p. 283-294, 1940.
- BRIDI, A.B. **Avaliação do consume energético no controle de vazão em sistema de bombeamento utilizando válvulas mecânicas e inversores de frequência: experiências laboratoriais e estudo de caso**. 2013. 138 p. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de edificações e Ambiental, Faculdade de Arquitetura Engenharia e Tecnologia, Universidade Federal do Mato Grosso, Cuiabá. 2013.
- DEBNATH, N.C. Importance of surface preparation for corrosion protection of automobiles. **Journal of Surface Engineered Materials and Advanced Technology**, v. 3, p. 94-105, 2013.
- GODOY, S.M. **Eficiência térmica de trocadores de calor compactos através de simulação numérica**. 2008. 97 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos. 2008.
- GUT, J.A.W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. 244f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 2003.
- HENN, E. A. L. **Máquinas de fluido**. 2 ed. Santa Maria: Ed. da UFSM, 2006.
- INCROPERA F. P.; DEWITT D. P.; BERGMAN T. L.; LAVINE A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 2 ed. Coral Gables: CRC Press, 2002.

MACINTYRE, A. J. **Equipamentos industriais e de processo**. Rio de Janeiro: LTC, 1997.

MESQUITA, A.A. et al. Aspectos importantes na utilização de bombas centrífugas em velocidade variável para a redução do consumo de energia. In: VI Seminário Iberoamericano sobre Sistemas de Abastecimento Urbano de Água, 2006, João Pessoa. **Anais eletrônicos...** João Pessoa, 2006. Disponível em: [http://www.lenhs.ct.ufpb.br/?page\\_id=171](http://www.lenhs.ct.ufpb.br/?page_id=171). Acesso em 14/10/2014.

NIKHIL, G.J. Heat transfer analysis of corrugated plate heat exchanger of diferente plate geometry. **International Journal of Emerging Technology an Advanced Engineering**, v. 2, ed. 10, p. 110-115, 2012.

PPG INDUSTRIAL COATINGS. **Process electrocoating basics**. Disponível em: <http://www.ppg.com/coatings/industrial/Pages/default.aspx>. Acesso em: 22 setembro 2014.

PERUSSI, R. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. 2010. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos. 2010.

RATHKE, T. **Um estudo de viabilidade de instalações de bombeamento para irrigação**. 2011. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2011.

REIS, C. **Otimização de processo de pintura por electrodeposição cataforética na indústria do automóvel**. 2008. 92 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa.2008.

SHAH, R.K.; KANDLIKAR, S.G. The influence of the number of thermal plates on plate heat exchanger performance. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 31, ed. 2, p. 227-241, 1988.

SOARES, B.B. **Reestruturação produtiva baseada na divisão de peças em famílias aplicada a uma empresa de pinturas automotivas**.2006. 82 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia de Produção) – Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul. 2006.

\_\_\_\_\_. **A utilização do modelo de simulação computacional para análise e modificação de um sistema de produção de pinturas automotivas**. 2013. 128 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul. 2013.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da termodinâmica**. 6 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2003. 576 p.

STREITBERGER, H. J.; DÖSSEL, K.F. **Automotive paints and coatings**. 2 ed. Weinheim: WILEY-VCH, 2008. 493 p.

TAMBELLINI, F. **Otimização do projeto termohidráulico de caldeiras flamotubulares escocesas**. 1992. 150 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 1992.

TOMAZETI, C.A. **Análise numérica do desempenho térmico de trocadores de calor de correntes cruzadas**. 2006. 162 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.2006.

UTECH, B. **A guide to high performance powder coating**. 1 ed. Dearborn: Society of Manufacturing Engineers, 2002.

## APÊNDICE A

## VALORES DE TEMPERATURA NO BANHO DE DESENGRAXE

Medição	Condição atual		Condição teste	
	Temp. banho (°C)	Temp. padrão (°C)	Temp. banho (°C)	Temp. padrão (°C)
1	54,5	55	58,4	60
2	55,8	55	60,5	60
3	56,3	55	60,9	60
4	53,8	55	60,9	60
5	53,7	55	60,5	60
6	56,3	55	57,5	60
7	56,6	55	58,9	60
8	54,9	55	62,1	60
9	53,3	55	62,9	60
10	54,8	55	62,1	60
11	56,3	55	61,5	60
12	55,8	55	60,5	60
13	53,6	55	60,0	60
14	54,5	55	59,5	60
15	55,2	55	59,8	60
16	56,2	55	61,5	60
17	54,7	55	58,5	60
18	53,1	55	61,0	60
19	54,3	55	61,3	60
20	56,8	55	59,5	60
21	55,3	55	60,1	60
22	54,1	55	60,7	60
23	53,8	55	59,1	60
24	55,3	55	59,6	60
25	56,5	55	59,1	60
26	57,0	55	60,2	60
27	54,6	55	60,1	60

28	54,5	55	60,6	60
29	55,0	55	60,2	60
30	56,1	55	59,6	60
31	55,7	55	59,1	60
32	54,1	55	59,5	60
33	53,2	55	59,6	60
34	55,3	55	60,3	60
35	56,7	55	61,1	60
36	55,3	55	60,3	60
37	55,2	55	60,1	60
38	53,5	55	59,8	60
Média	55,04	55	60,18	60

## APÊNDICE B

### DADOS DE POTÊNCIA E VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO MOTOR DE ACIONAMENTO DA BOMBA

Medição	Condição atual		Condição teste	
	P <sub>m</sub> (kW)	n (rpm)	P <sub>m</sub> (kW)	n (rpm)
1	18,6	1781	18,8	1786
2	18,4	1780	18,9	1784
3	18,3	1778	19,1	1787
4	18,6	1781	19,1	1785
5	18,3	1779	18,9	1786
6	18,4	1780	18,9	1785
7	18,4	1781	18,8	1783
8	18,3	1781	18,8	1784
9	18,4	1779	18,6	1785
10	18,4	1781	18,8	1783
11	18,6	1779	19,1	1785
12	18,3	1778	18,8	1783
13	18,3	1780	18,8	1786
14	18,3	1781	18,6	1785
15	18,4	1778	18,6	1786
16	18,4	1780	19,1	1787
17	18,4	1782	18,8	1786
18	18,4	1781	18,8	1785
MÉDIA	18,40	1780	18,85	1785

### APÊNDICE C

#### DADOS DO ENSAIO DE DENSIDADE RELATIVA NA TEMPERATURA DO FLUIDO DE 20 °C E MASSA ESPECÍFICA DA ÁGUA DE 998 kg/m<sup>3</sup>

Medição	P <sub>v</sub> (g)	P <sub>a</sub> (g)	P <sub>d</sub> (g)	P <sub>a</sub> - P <sub>v</sub> (g)	P <sub>d</sub> - P <sub>v</sub> (g)	Densidade Relativa	ρ deseng. (kg/m <sup>3</sup> )
1	24,316	50,442	51,347	26,125	27,030	1,03463	1032,559
2	23,652	49,684	50,600	26,032	26,948	1,03517	1033,097
3	23,491	49,797	50,794	26,306	27,302	1,03786	1035,782
Média	23,820	49,975	50,913	26,155	27,093	1,03589	1033,813

### APÊNDICE D

#### DADOS DO ENSAIO DE DENSIDADE RELATIVA NA TEMPERATURA DO FLUIDO DE 50 °C E MASSA ESPECÍFICA DA ÁGUA DE 988 kg/m<sup>3</sup>

Medição	P <sub>v</sub> (g)	P <sub>a</sub> (g)	P <sub>d</sub> (g)	P <sub>a</sub> - P <sub>v</sub> (g)	P <sub>d</sub> - P <sub>v</sub> (g)	Densidade Relativa	ρ deseng. (kg/m <sup>3</sup> )
1	23,767	48,556	49,468	24,789	25,701	1,03679	1024,344
2	23,567	48,558	49,399	24,990	25,831	1,03365	1021,249
3	23,987	48,394	49,346	24,407	25,359	1,03900	1026,532
Média	23,774	48,503	49,405	24,729	25,631	1,03648	1024,042

## APÊNDICE E

### DADOS DO ENSAIO DE DENSIDADE RELATIVA NA TEMPERATURA DO FLUIDO DE 60 °C E MASSA ESPECÍFICA DA ÁGUA DE 983 kg/m<sup>3</sup>

<b>Medição</b>	<b>P<sub>v</sub> (g)</b>	<b>P<sub>a</sub> (g)</b>	<b>P<sub>d</sub> (g)</b>	<b>P<sub>a</sub> - P<sub>v</sub> (g)</b>	<b>P<sub>d</sub> - P<sub>v</sub> (g)</b>	<b>Densidade Relativa</b>	<b>ρ deseng. (kg/m<sup>3</sup>)</b>
1	23,986	47,634	48,475	23,648	24,489	1,03558	1017,975
2	23,781	47,239	48,083	23,458	24,302	1,03598	1018,363
3	23,564	47,295	48,139	23,731	24,575	1,03557	1017,969
Média	23,778	47,390	48,233	23,612	24,455	1,03571	1018,102

## APÊNDICE F

### CÁLCULOS PARA ESTIMAR A VAZÃO DE ENTRADA NO TROCADOR DE CALOR NA CONDIÇÃO ATUAL

Aplicando na Equação 22 os dados de potência medida no motor de 24,67 hp e eficiência de 92,6 % chega-se ao seguinte resultado:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \times 100$$

$$92,6 = \frac{P_e}{24,67} \times 100$$

$$P_e = 22,84 \text{ hp}$$

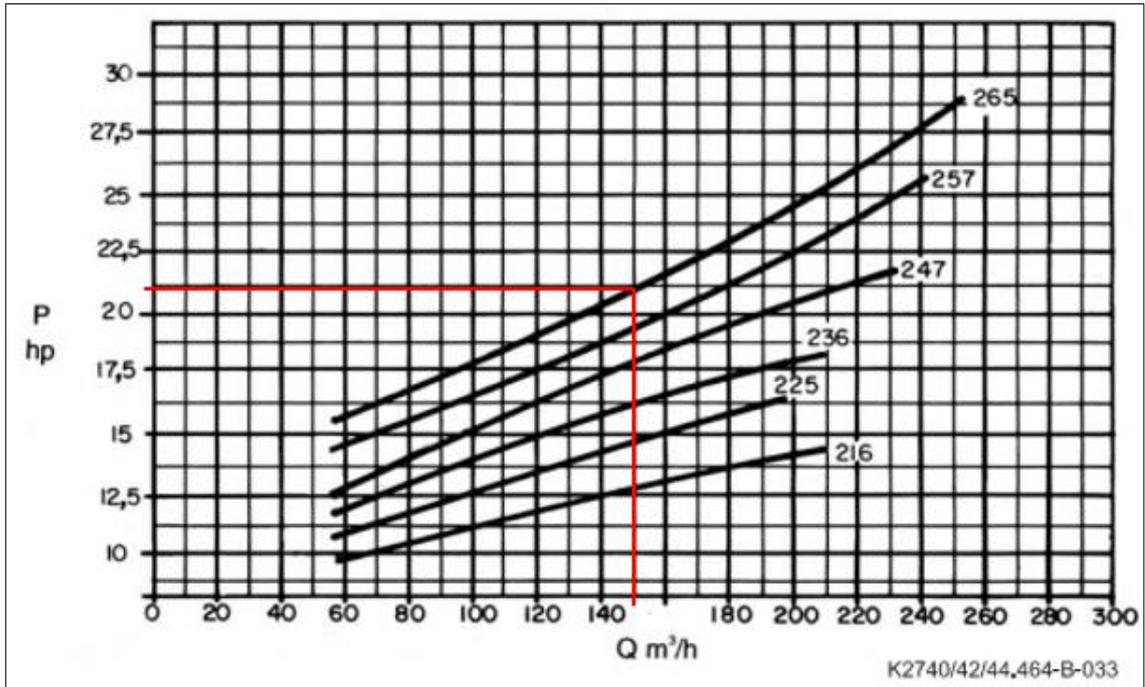
Usando a Equação 23 para corrigir a potência medida para os parâmetros da curva característica da bomba tem-se o seguinte resultado:

$$\frac{P_e}{P_e'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \times \frac{\rho}{\rho'}$$

$$\frac{22,84}{P_e'} = \left(\frac{1780}{1750}\right)^3 \times \frac{1024,042}{1000}$$

$$P_e' = 21,19 \text{ hp}$$

A vazão estimada na curva da bomba (Anexo A) para potência de 21,19 hp foi de 150 m<sup>3</sup>/h.



Corrigindo essa vazão, utilizando a Equação 24, para a condição de operação real tem-se o seguinte resultado:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \times \frac{\rho}{\rho'}$$

$$\frac{Q}{150} = \frac{1780}{1750} \times \frac{1024,042}{1000}$$

$$Q = 156,239 \frac{m^3}{h} = 0,0434 \frac{m^3}{s}$$

## APÊNDICE G

### CÁLCULOS PARA ESTIMAR A VAZÃO DE ENTRADA NO TROCADOR DE CALOR NA CONDIÇÃO TESTE

Aplicando na Equação 22 os dados de potência medida no motor de 25,28 hp e eficiência de 92,6 % chega-se ao seguinte resultado:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \times 100$$

$$92,6 = \frac{P_e}{25,28} \times 100$$

$$P_e = 23,41 \text{ hp}$$

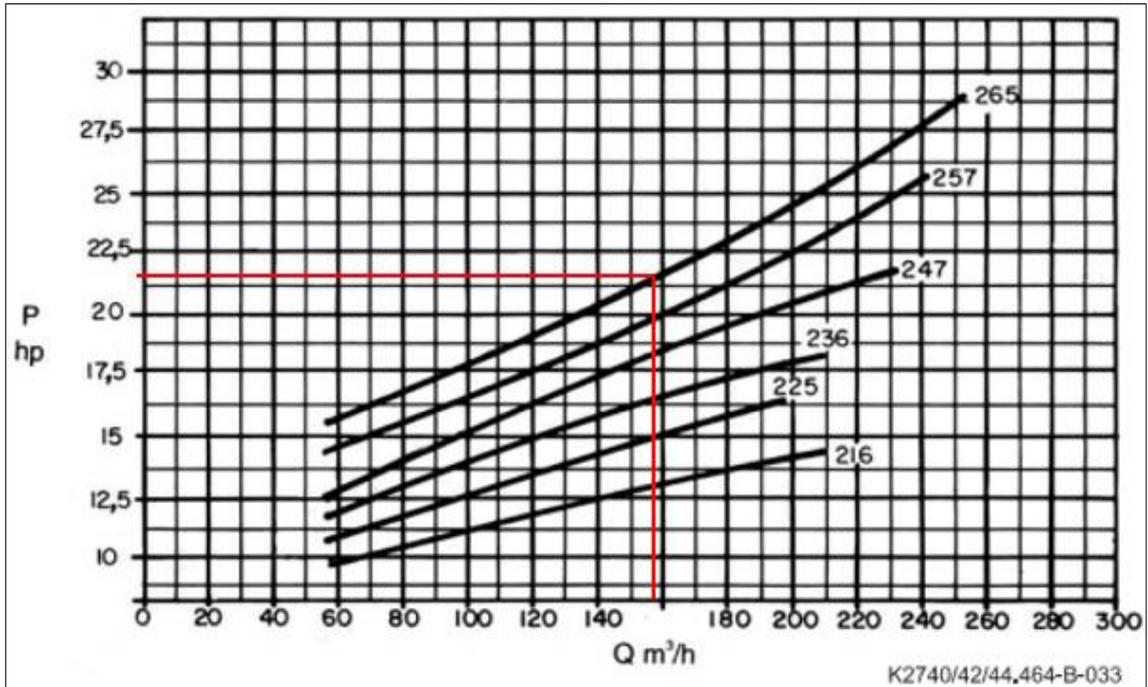
Usando a Equação 23 para corrigir a potência medida para os parâmetros da curva característica da bomba tem-se o seguinte resultado:

$$\frac{P_e'}{P_e} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \times \frac{\rho}{\rho'}$$

$$\frac{23,41}{P_e'} = \left(\frac{1785}{1750}\right)^3 \times \frac{1018,102}{1000}$$

$$P_e' = 21,67 \text{ hp}$$

A vazão estimada na curva da bomba (Anexo A) para potência de 21,67 hp foi de 157 m<sup>3</sup>/h.



Corrigindo essa vazão, utilizando a Equação 24, para a condição de operação real tem-se o seguinte resultado:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \times \frac{\rho}{\rho'}$$

$$\frac{Q}{157} = \frac{1785}{1750} \times \frac{1018,102}{1000}$$

$$Q = 163,039 \frac{m^3}{h} = 0,04529 \frac{m^3}{s}$$

## APÊNDICE H

### DADOS NA CONDIÇÃO ATUAL DE TEMPERATURA E PRESSÃO NO TROCADOR DE CALOR

<b>Medição</b>	<b>T<sub>fe</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>T<sub>fs</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>T<sub>qe</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>T<sub>qs</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>P<sub>fe</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>fs</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>qe</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>qs</sub></b> <b>(kPa)</b>
1	50	54	88	60	370	300	400	380
2	50	54	88	60	360	280	410	380
3	52	54	88	60	360	300	420	380
4	52	56	88	58	360	300	420	380
5	50	54	88	58	360	300	410	380
6	50	54	90	58	370	300	420	360
7	50	54	88	58	360	300	410	380
8	50	54	90	58	370	300	420	380
9	50	52	90	58	370	300	410	380
10	50	54	90	58	370	300	420	380
11	52	54	88	58	360	300	410	360
12	52	54	90	58	370	300	420	380
13	50	54	88	58	360	320	410	380
14	50	54	88	58	360	300	410	360
15	50	54	88	60	360	320	410	360
16	52	56	90	60	370	300	420	360
17	50	54	90	62	370	300	420	380
18	50	54	88	60	360	300	410	380
Média	50,6	54,1	88,8	58,9	360	300	410	370

## APÊNDICE I

**DADOS NA CONDIÇÃO TESTE DE TEMPERATURA E PRESSÃO NO  
TROCADOR DE CALOR**

<b>Medição</b>	<b>T<sub>fe</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>T<sub>fs</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>T<sub>qe</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>T<sub>qs</sub></b> <b>(°C)</b>	<b>P<sub>fe</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>fs</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>qe</sub></b> <b>(kPa)</b>	<b>P<sub>qs</sub></b> <b>(kPa)</b>
1	56	60	90	66	360	320	430	390
2	58	60	90	66	380	300	420	390
3	56	60	90	66	380	320	430	400
4	56	60	88	64	380	320	430	390
5	56	60	90	64	380	320	430	390
6	56	58	90	64	380	300	430	390
7	56	58	90	64	380	300	430	390
8	56	58	90	62	380	300	420	390
9	58	60	90	62	380	320	420	390
10	56	60	90	64	380	320	430	410
11	56	60	88	64	380	300	430	390
12	56	60	90	64	380	300	430	390
13	56	58	90	64	380	320	430	410
14	56	58	90	64	380	300	430	390
15	56	60	90	64	380	320	430	390
16	56	60	90	64	360	320	430	410
17	56	60	90	64	380	300	430	390
18	56	60	90	64	360	300	430	390
Média	56,2	59,4	89,8	64,1	380	310	430	390

## APÊNDICE J

### CALCULOS TÉRMICOS PARA O TC NA CONDIÇÃO ATUAL

Conhecendo o valor de vazão e multiplicando-o pela massa específica do desengraxante na temperatura de 50 °C tem-se o fluxo de massa.

$$\dot{m} = Q \times \rho_{50^{\circ}\text{C}}$$

$$\dot{m} = 0,0434 \times 1024,042$$

$$\dot{m} = 44,44 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Pela Equação 27 tem-se a taxa de calor trocado no trocador de calor. Nesta etapa foi considerado as tabelas termodinâmicas da água para as entalpias do desengraxante.

$$\dot{Q} = \dot{m} \times (h_e - h_s)$$

$$\dot{Q} = 44,44 \times (226,4 - 212,1)$$

$$\dot{Q} = 635,5 \text{ kW}$$

Pela mesma equação tem-se o fluxo de massa de água.

$$635,5 = \dot{m} \times (372,1 - 246,8)$$

$$\dot{m} = 5,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Admitindo a massa específica da água de 965 kg/m<sup>3</sup> na temperatura de 90 °C, tem-se a vazão de água que adentra o TC.

$$Q_{\text{água}} = \frac{5,1}{965}$$

$$Q_{\text{água}} = 0,00528 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cong 19,0 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

A média logarítmica das temperatura foi obtida através da Equação 7 e do gráfico da Figura 7b.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \left( \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(88,8-54,1)-(58,9-50,6)}{\ln \left[ \frac{(88,8-54,1)}{(58,9-50,6)} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = 18,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para cálculo do fator de correção F foi aplicado as equações desenvolvidas por Bowman apresentadas no Capítulo 2.

$$p = \frac{88,8-58,9}{88,8-50,6} \cong 0,78$$

$$q' = \frac{54,1-50,6}{88,8-50,6} \cong 0,09$$

$$r = \frac{18,4}{88,8-50,6} \cong 0,48$$

$$r_o = \frac{0,78-0,09}{\ln \frac{(1-0,09)}{(1-0,78)}} \cong 0,48$$

$$F = \frac{0,48}{0,48} = 1$$

O coeficiente global de transferência de calor foi calculado pela Equação 9. A área de troca térmica total do TC é de 13,26 m<sup>2</sup>.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm}F$$

$$635,5 \times 1000 = U \times 13,26 \times 18,4 \times 1$$

$$U = 2604,7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

O cálculo do calor específico dos fluidos foi realizado através da divisão do diferencial das entalpias pelo diferencial das temperaturas. Esse cálculo foi necessário para obtenção dos valores de  $C_{min}$  e  $C_{máx}$  os quais, posteriormente, forma utilizados para o cálculo da efetividade NUT do TC. Admitindo as tabelas termodinâmicas da água para as entalpias do desengraxante.

$$c_{p_{\text{água}}} = \frac{(h_s - h_e)}{(T_s - T_e)} = \frac{(246,8 - 372,1)}{(58,9 - 88,8)} = 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$c_{p_{\text{deseng.}}} = \frac{(h_s - h_e)}{(T_s - T_e)} = \frac{(226,4 - 212,1)}{(54,1 - 50,6)} = 4,08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

As capacidades térmicas dos fluidos são calculadas pelas Equações 5 e 6.

$$C_q = \dot{m}_q c_{pq} = 5,1 \times 4,19 = 21,37 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} = 44,44 \times 4,08 = 181,31 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

Como  $C_{min}$  é igual ao  $C_q$ , a efetividade do trocador de calor pode ser obtida pela Equação 17.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} = \frac{C_q (T_{qe} - T_{qs})}{C_{min} (T_{qe} - T_{fe})} = \frac{(88,8 - 58,9)}{(88,8 - 50,6)} \cong 0,78$$

O número de unidades de transferência foi calculado pela Equação 18.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{2604,7 \times 13,26}{21,37 \times 1000} \cong 1,62$$

A eficiência do equipamento foi calculada através da Equação 20. O parâmetro  $C_r$  é calculado pela divisão de  $C_{min}$  e  $C_{máx}$ .

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{máx}} = \frac{21,37}{181,31} = 0,118$$

$$\eta = \frac{1}{1,618} \times \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[\frac{1}{0,118} \times 1,618^{0,22} (\exp(-0,118 \times 1,618^{0,78}) - 1)\right]} - \frac{(1+0,118)}{2}}} \cong 0,825$$

## APÊNDICE K

### CALCULOS TÉRMICOS PARA O TC NA CONDIÇÃO TESTE

Conhecendo o valor de vazão e multiplicando-o pela massa específica do desengraxante na temperatura de 60 °C tem-se o fluxo de massa.

$$\dot{m} = Q \times \rho_{60^{\circ}\text{C}}$$

$$\dot{m} = 0,04529 \times 1018,102$$

$$\dot{m} = 46,12 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Pela Equação 27 tem-se a taxa de calor trocado no trocador de calor. Nesta etapa foi considerado as tabelas termodinâmicas da água para as entalpias do desengraxante.

$$\dot{Q} = \dot{m} \times (h_e - h_s)$$

$$\dot{Q} = 46,12 \times (248,8 - 235,5)$$

$$\dot{Q} = 613,4 \text{ kW}$$

Pela mesma equação tem-se o fluxo de massa de água.

$$613,4 = \dot{m} \times (376,3 - 268,6)$$

$$\dot{m} = 5,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Admitindo a massa específica da água de 965 kg/m<sup>3</sup> na temperatura de 90 °C, tem-se a vazão de água que adentra o TC.

$$Q_{\text{água}} = \frac{5,7}{965}$$

$$Q_{\text{água}} = 0,00591 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 21,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

A média logarítmica das temperatura foi obtida através da Equação 7 e do gráfico da Figura 7b.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \left( \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(89,8-59,4)-(64,1-56,2)}{\ln \left[ \frac{(89,8-59,4)}{(64,1-56,2)} \right]}$$

$$\Delta T_{lm} = 16,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para cálculo do fator de correção F foi aplicado as equações desenvolvidas por Bowman apresentadas no Capítulo 2.

$$p = \frac{89,8-64,1}{89,8-56,2} \cong 0,76$$

$$q' = \frac{59,4-56,2}{89,8-56,2} \cong 0,09$$

$$r = \frac{16,7}{89,8-56,2} \cong 0,49$$

$$r_o = \frac{0,76-0,09}{\ln \left[ \frac{(1-0,09)}{(1-0,76)} \right]} \cong 0,49$$

$$F = \frac{0,49}{0,49} = 1$$

O coeficiente global de transferência de calor foi calculado pela Equação 9. A área de troca térmica total do TC é de 13,26 m<sup>2</sup>.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm}F$$

$$613,4 \times 1000 = U \times 13,26 \times 16,7 \times 1$$

$$U = 2770,0 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

O cálculo do calor específico dos fluidos foi realizado através da divisão do diferencial das entalpias pelo diferencial das temperaturas. Esse cálculo foi necessário para obtenção dos valores de  $C_{min}$  e  $C_{máx}$  os quais, posteriormente, forma utilizados para o cálculo da efetividade NUT do TC. Admitindo as tabelas termodinâmicas da água para as entalpias do desengraxante.

$$C_{p_{\text{água}}} = \frac{(h_s - h_e)}{(T_s - T_e)} = \frac{(268,6 - 376,3)}{(64,1 - 89,8)} = 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$C_{p_{\text{deseng.}}} = \frac{(h_s - h_e)}{(T_s - T_e)} = \frac{(248,8 - 235,5)}{(59,4 - 56,2)} = 4,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

As capacidades térmicas dos fluidos são calculadas pelas Equações 5 e 6.

$$C_q = \dot{m}_q c_{pq} = 5,7 \times 4,19 = 23,88 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{pf} = 46,12 \times 4,16 = 191,86 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}$$

Como  $C_{min}$  é igual ao  $C_q$ , a efetividade do trocador de calor pode ser obtida pela Equação 17.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} = \frac{C_q(T_{qe} - T_{qs})}{C_{min}(T_{qe} - T_{fe})} = \frac{(89,8 - 64,1)}{(89,8 - 56,2)} = 0,76$$

O número de unidades de transferência foi calculado pela Equação 18.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{2770,0 \times 13,26}{23,88 \times 1000} = 1,54$$

A eficiência do equipamento foi calculada através da Equação 20. O parâmetro  $C_r$  é calculado pela divisão de  $C_{min}$  e  $C_{máx}$ .

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{máx}} = \frac{23,88}{191,86} = 0,124$$

$$\eta = \frac{1}{1,538} \times \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[\frac{1}{0,124} \times 1,538^{0,22} (\exp(-0,124 \times 1,538^{0,78}) - 1)\right]} - \frac{(1+0,124)}{2}}} = 0,838$$

ANEXO A

CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA DO TROCADOR DE CALOR

