



UNIVERSIDADE DO SUL DE SANTA CATARINA

BRENDA ELZA AMARO

**ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA DA IMPLANTAÇÃO DE UM SISTEMA DE
TROCA TÉRMICA**

TUBARÃO

2017

BRENDA ELZA AMARO

**ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA DA IMPLANTAÇÃO DE UM SISTEMA DE
TROCA TÉRMICA**

Relatório de Estágio Supervisionado
apresentado ao Curso de Engenharia
Química da Universidade do Sul de Santa
Catarina como requisito parcial à obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Jonathan Alexsander Bork, Dr.

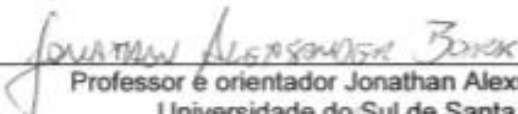
Tubarão
2017

BRENDA ELZA AMARO

**ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA DA IMPLANTAÇÃO DE UM SISTEMA DE
TROCA TÉRMICA**

Relatório Técnico/Científico de Estágio
Supervisionado julgado adequado à obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Química e
aprovado em sua forma final pelo Curso de
Engenharia Química da Universidade do Sul de
Santa Catarina.

Tubarão, 29 de junho de 2017


Professor e orientador Jonathan Alexsander Bork, Dr.
Universidade do Sul de Santa Catarina


Prof. César Renato Alves da Rosa, MSc.
Universidade do Sul de Santa Catarina


Prof. Suzana Cimara Batista, Dra.
Universidade do Sul de Santa Catarina

Dedico este trabalho às pessoas que realmente acreditaram em meus sonhos e me deram forças para realizá-los. Principalmente à minha mãe Célia, pois sem o seu apoio incondicional nada seria possível.

AGRADECIMENTOS

À esta força divina que nos guia, fazendo-nos ter fé e a paz necessária para irmos atrás de nossos objetivos.

À minha mãe Célia e meu padrasto, que tiveram uma dedicação extrema, deram o apoio necessário a cada dificuldade que surgia durante o curso. Sempre com grandes conselhos para as decisões importantes que foram tomadas durante esse período.

Aos meus colegas da universidade que se tornaram grandes amigos, apoiávamos uns aos outros a cada novo desafio, em especial ao Bruno Cidade e ao Junior Andrade, vivemos momentos incríveis dos quais me lembrarei para sempre.

Ao meu orientador, Dr. Eng. Jonathan Alexsander Bork, ao qual agradeço por ter aceitado participar deste trabalho e contribuído em muito para que tudo ocorresse da melhor forma.

A professora Msc. Maria Lúcia Cochlar, a qual foi extremamente solícita ao ceder seu vasto conhecimento sobre o tema para que fosse possível a execução deste trabalho.

A todos os professores que contribuíram para minha formação e na consolidação de minha postura ética profissional e pessoal.

A empresa Anotécnica Anodização e Pintura pela oportunidade de realizar o estágio. Um agradecimento especial ao senhor Djalma Rocha que surgiu com a ideia deste projeto e colaborou muito com seu conhecimento sobre com os detalhes técnicos do mesmo.

Ao curso de Engenharia Química e a Universidade do Sul de Santa Catarina por todo o aprendizado e oportunidades proporcionadas no decorrer desses anos.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis.” (José de Alencar)

RESUMO

O uso de energia elétrica como fonte de calor gera um grande consumo de energia e consequentemente um alto custo financeiro. Alternativas ao uso de energia elétrica são constantemente estudadas para otimização de processos e redução de custos nas empresas, quando a otimização traz consigo benefícios ao meio ambiente se torna ainda mais relevante. Assim sendo, o estágio foi realizado em uma empresa de pintura eletrostática que utiliza em seu processo de pré tratamento em alumínio um tanque aquecido com uso de resistências elétricas, o objetivo do relatório foi então verificar a viabilidade técnica de implantação de um sistema de troca térmica no tanque de desengraxe do processo em questão, através de serpentinas utilizando como fonte de calor uma estufa de secagem a gás, para isso foram levantados os dados de temperatura do processo, verificadas as perdas de calor existentes, realizados os cálculos de projeto levando em consideração possibilidades de isolamento e dimensionado o sistema de recuperação térmica utilizando possíveis materiais a serem empregados no sistema como referência. Com cálculos foi possível evidenciar a viabilidade de implantação do sistema de troca térmica, devido aos resultados de potencial de calor e comprimento de serpentina, além do cálculo de isolamento do tanque para garantir menor perda de calor.

Palavras-chave: Troca térmica. Calor. Serpentina.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Fluxograma do processo de pré tratamento.....	18
Figura 2: Transferência de calor unidimensional por condução.	19
Figura 3: Faixas de condutividade térmica de vários estados da matéria a temperaturas e pressões normais	20
Figura 4: Representação da resistência térmica	21
Figura 5: Termopar tipo PT100	25
Figura 6: Classificação de trocadores de calor.....	26
Figura 7: Trocador de calor tipo serpentina.....	28
Figura 8: Planta do Pré Tratamento	32
Figura 9: Bomba centrífuga	38
Figura 10: Sistema de serpentinas.....	45

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Variação das temperaturas no tanque	33
Gráfico 2: Variação das temperaturas da estufa	34

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dados para cálculo de isolamento37

Tabela 2: Resultado do cálculo de isolamento37

Tabela 3: Dados para cálculo da serpentina da estufa39

Tabela 4: Cálculos para serpentina da estufa41

Tabela 5: Dados para cálculo da serpentina do tanque42

Tabela 6: Cálculos para serpentina do tanque43

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 JUSTIFICATIVA E PROBLEMA.....	14
1.2 OBJETIVOS.....	15
1.2.1 Objetivo geral.....	15
1.2.2 Objetivos específicos	15
2 REVISÃO DE LITERATURA	16
2.1 REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO	16
2.2 PRÉ TRATAMENTO PARA PINTURA ELETROSTÁTICA	17
2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR	18
2.3.1 Condução.....	19
2.3.1.1 Condutividade Térmica.....	20
2.3.1.2 Sistema de Isolamento	20
2.3.1.3 Resistência Térmica.....	21
2.3.2 Convecção	22
2.3.2.1 Número de Stanton	23
2.3.2.2 Analogia de Von Kármán.....	23
2.4 MEDIÇÃO DE TEMPERATURA	24
2.5 TROCADORES DE CALOR	25
2.5.1 Coeficiente global de transferência de calor (U)	26
2.5.2 Trocador de calor de contato indireto do tipo serpentina.....	27
2.6 GLP.....	28
2.6.1 PROPANO	28
2.6.2 BUTANO	29
2.7 AÇO INOXIDÁVEL 316L.....	29
3 METODOLOGIA	30
3.1 TIPO DE PESQUISA REALIZADA	30
3.2 MATERIAIS UTILIZADOS PARA OS CÁLCULOS	31
3.3 MÉTODOS UTILIZADOS PARA OS CÁLCULOS.....	31
3.4 INÍCIO DO ESTUDO.....	31
3.5 A FÁBRICA	32
3.6 BANHO DE DESENGRAXE	32
3.7 ESTUFA DE SECAGEM.....	33
3.7.1 Condições do ar da estufa.....	34

3.8 CÁLCULO DE ISOLAMENTO DO TANQUE	35
3.9 CÁLCULO DAS SERPENTINAS	38
3.9.1 Bomba de circulação	38
3.9.2 Cálculo para serpentina da estufa	38
3.9.3 Cálculo para serpentina do tanque.....	42
3.9.4 Considerações sobre a serpentina.....	43
3.10 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	44
4 CONCLUSÃO	46
REFERÊNCIAS.....	47

1 INTRODUÇÃO

Sabe-se que a busca por fontes energéticas alternativas que gerem baixo impacto ambiental e também reduzam o custo operacional das indústrias é cada vez maior. Muitas vezes os equipamentos e sistemas que já existem podem ser alterados ou operados de maneira diferente para que as fontes de energia sejam melhor aproveitadas. A energia elétrica utilizada em indústrias para realização de seus processos representa uma grande fatia dos custos operacionais, em alguns ramos chega a ser inviável a realização de certos processos devido a este custo.

A energia assim como vários outros recursos é advinda da natureza. Ela é transformada e utilizada por todos, e é parte muito importante para o desenvolvimento de qualquer país. A energia pode ser obtida através de vários meios, sendo a energia elétrica produzida por grandes usinas térmicas e hidrelétricas, que modificam completamente a região onde são instaladas.

A energia elétrica por muitas vezes é utilizada de maneira incorreta ocasionando desperdício. Desperdícios são as piores perdas que podem acontecer em qualquer ramo de negócio, pois significa perda direta de dinheiro.

Neste contexto surge a recuperação energética, a energia liberada por um processo pode ser aproveitada em outro. Associado ao conceito de integração energética, os sistemas que operam em consonância com as boas práticas fabris e que tenham um sistema bem projetado e corretamente operado podem trazer inúmeros ganhos a quaisquer que sejam os ramos de atividade. A ideia de reduzir e reutilizar a energia em um sistema trará benefícios tanto para a empresa que economizará evitando gastos desnecessários com energia extra quanto trará benefícios ambientais pelo simples fato de consumir menos.

Outra característica relevante no processo de recuperação energética consiste em que não há tamanho definido de um empreendimento para que esta técnica possa trazer benefícios. Sabendo que há um ponto de energia não aproveitada, mesmo a menor escala produtiva poderá operar recuperando energia barateando os custos do produto final.

1.1 JUSTIFICATIVA E PROBLEMA

A preocupação com redução de custos nas empresas é sempre constante, assim como com o meio ambiente, procura-se sempre a otimização de processos como meio para ter-se ganhos econômicos e também para a não degradação, recuperação e redução do impacto gerado pelas atividades industriais à natureza.

De acordo com uma pesquisa realizada pela Universidade Federal de Goiás em 2016 (UFG, 2016) a indústria consome cerca de 39% da energia elétrica gerada no Brasil, grande parte desta energia é proveniente de usinas hidrelétricas que geram impacto social e ambiental devido ao represamento do rio e possui dependência (limitada) das condições climáticas. Na região onde foi realizado o estudo há geração de energia através de usina termelétrica, este tipo de usina por sua vez gera gases de efeito estufa e poluição local do ar com elementos que causam chuva ácida e afetam a respiração da coletividade.

A demanda de energia elétrica vem crescendo cada dia mais e para as indústrias este tipo de energia é um insumo que corresponde a uma grande parcela da produção, sendo que as taxas cobradas pelos fornecedores de energia elétrica no Brasil são consideradas umas das maiores do mundo.

O uso da troca térmica pode ser uma boa alternativa para um processo industrial que utiliza energia elétrica para aquecimento. Indústrias metalúrgicas tem grande demanda de energia, como é o caso da empresa onde foi realizado o estudo.

Há sempre necessidade de otimização de processos para redução de custos através de análises dos processos industriais. Muitas vezes um processo já existente pode contribuir para a execução de um outro e ainda gerar redução de custos.

Dessa forma, apresenta-se a questão central dessa pesquisa: **é tecnicamente viável a instalação de um sistema de reaproveitamento de calor gerado em estufa de secagem para o aquecimento de um tanque de desengraxe de uma empresa de pinturas eletrostáticas do sul de Santa Catarina, em estudo realizado no primeiro semestre de 2017?**

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Analisar a viabilidade técnica da utilização de um sistema de troca térmica, aproveitando o calor gerado em estufa de secagem para aquecimento do tanque de desengraxe no processo de pré tratamento de alumínio.

1.2.2 Objetivos específicos

- Calcular o potencial de aproveitamento energético do sistema a ser estudado;
- Realizar os cálculos de projeto do sistema de troca térmica considerando necessidades de isolamentos e outras resistências presentes;
- Dimensionar o sistema de recuperação energética contemplando o aproveitamento da energia gerada em estufa e consumida no tanque de aquecimento;
- Selecionar os materiais possíveis de serem empregados na empresa visando viabilidade e eficiência do sistema.

2 REVISÃO DE LITERATURA

O capítulo de Fundamentação Teórica descreverá a base de informações utilizadas para a realização do projeto descrito neste relatório de estágio, fornecendo parâmetros que reforcem a justificativa e forneçam uma compilação de informações úteis necessárias para o entendimento das estratégias adotadas.

2.1 REAPROVEITAMENTO ENERGÉTICO

Quando se fala de energia sabemos que a maioria de suas fontes são oriundas da natureza, e hoje fala-se cada vez mais em sustentabilidade e preservação. A maior parte da energia gerada no Brasil é proveniente de usinas hidrelétricas, em muitos lugares já há escassez de água nos rios utilizados como fonte de geração das usinas, os recursos de nosso planeta estão cada vez mais escassos e a demanda por este tipo de energia cresce cada vez mais, e de acordo com relatório de projeção energética feito pela Empresa de Pesquisa Energética – EPE um conjunto de relativamente poucos segmentos industriais representa quase 40% do consumo total de eletricidade da indústria brasileira (EPE, 2015 p.8).

Ainda de acordo com a EPE desta vez em relatório sobre demanda de energia projetada para 2050 no Brasil (EPE, 2016 p.49):

O consumo de eletricidade também aumenta sua participação na matriz de consumo energético industrial, a despeito da taxa menos acelerada de expansão de segmentos eletrointensivos [...] Dessa forma, estima-se que a eletricidade saia dos atuais 20,3% do consumo industrial e atinja aproximadamente 22,6% em 2050, sendo parte suprida pela rede elétrica e o restante através de autoprodução.

Surge então a necessidade de criar outras fontes de energia alternativa ou meios para reaproveitamento energético, buscando também economia financeira.

A indústria metalúrgica necessita de muita energia, principalmente a elétrica em seus processos. São utilizados fornos, sistemas de aquecimento e resfriamento, equipamentos para movimentação de carga, entre outros que consomem energia em grande escala.

A linha de pintura industrial onde este estudo foi realizado possui muitos destes equipamentos, acima citados, alguns deles funcionam com a utilização de gás

natural e os demais com eletricidade, demonstrando-se desta forma a importância do presente trabalho.

2.2 PRÉ TRATAMENTO PARA PINTURA ELETROSTÁTICA

Revestimentos de pintura são utilizados a milhares de anos, sua demanda foi crescendo cada vez mais e a partir do século XIX as indústrias direcionadas a essa área surgiram.

No início a pintura tinha apenas fins estéticos, mas após alguns anos a necessidade de proteger a superfície das peças e equipamentos se tornou prioridade. Desta forma a qualidade do produto pintado não depende exclusivamente da tinta utilizada ou do processo em questão, mas depende em muito dos produtos e processos utilizados no tratamento da superfície pré pintura. De acordo com o manual técnico da empresa WEG (2014), “sem uma boa preparação da superfície antes da pintura, a aderência da tinta será mínima ou nenhuma.”

A limpeza de superfície pode ser feita de forma química, manual, jateamento abrasivo, aplicação de nanocerâmico ou fosfatização. No caso da empresa onde foi realizado este estudo a pintura é realizada somente em peças de alumínio e a limpeza é feita por imersão, onde são feitas as seguintes etapas: desengraxe, banhos com água limpa e conversão.

O processo de imersão tem como vantagens o baixo custo de instalação, melhor proteção em áreas difíceis de limpar (partes internas), peças pequenas são facilmente limpas e a manutenção é simples, mas traz consigo também algumas desvantagens como a difícil automatização. Trata-se de um processo lento, necessita de tanques grandes que requerem longo tempo de aquecimento e assim consomem muita energia.

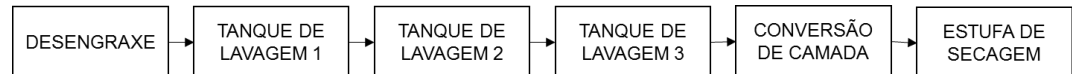
O desengraxe remove óleos e sujidades depositadas nas superfícies das peças provenientes dos processos de manufatura. Este banho é composto por uma solução aquosa com tensoativos e ácidos. “Os decapantes mais comuns são a base de ácidos, que reagem com a camada de óxido formada produzindo sais solúveis de fácil remoção por meio de lavagem.” (Manual Técnico WEG, 2014 p.29).

As lavagens em água são realizadas após o desengraxe para que os resíduos não contaminem os banhos posteriores.

O último banho trata-se de um conversor de camada, onde as peças de alumínio receberão uma camada de titânio que irá cobrir a porosidade, aumentará a resistência a corrosão e melhorará a aderência do pó de pintura.

Abaixo pode-se visualizar o fluxograma desse processo:

Figura 1: Fluxograma do processo de pré tratamento



Fonte: da autora, 2017

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O fenômeno de transferência de calor vem sendo estudado durante muitos anos por pesquisadores que começaram observando os acontecimentos da natureza e realizando experimentos posteriormente, para então serem desenvolvidos os equipamentos e processos que temos hoje.

Para Bergman [et al.] (2014, p. 1) “transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura.” Ainda de acordo com os mesmos autores (2014, p. 1) “sempre que existir uma diferença de temperatura em um meio ou entre meios diferentes, ocorre, necessariamente, transferência de calor.”

A transferência de calor pode ocorrer de três modos diferentes, a *condução* que ocorre dentro de uma substância ou entre substâncias que estão em contato físico direto. A energia cinética dos átomos e moléculas é transferida por colisões entre átomos e moléculas vizinhas. O modo de *convecção* ocorre quando há transferência de calor entre uma superfície e um fluido em movimento quando estes se encontram em temperaturas diferentes. Todas as superfícies a uma temperatura não nula emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas e a transferência de calor por *radiação* ocorre quando não há um meio que se interponha entre duas superfícies a diferentes temperaturas.

É possível quantificar os processos de transferência de calor através de equações apropriadas. O presente relatório utiliza cálculos que envolvem troca de calor por condução e convecção.

2.3.1 Condução

A condução ocorre através de processos físicos. Pode ser entendida como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as partículas de menor energia. Pode ocorrer através de sólidos, líquidos e gases.

Na condução térmica a equação de taxa utilizada é chamada de *lei de Fourier*. Que é descrita através de seguinte equação:

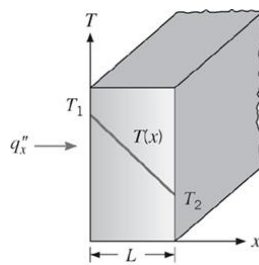
$$q''_x = -k \frac{dT}{dx}$$

Por Bergman et al. (2014) na equação proposta temos o *fluxo térmico* q''_x (W/m²), que pode ser entendido como a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área perpendicular à direção da transferência e ele é proporcional ao *gradiente de temperatura*, dT/dx , nesta direção, como é mostrado na figura 2. Já k é uma propriedade de transporte conhecida como *condutividade térmica* (W/(m · K)) e é uma característica do material de condução. O sinal negativo é uma consequência do fato do calor ser transferido no sentido decrescente da temperatura.

Quando se tratar de condições de estado estacionário, com distribuição de temperatura linear tem-se a seguinte equação:

$$q''_x = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L}$$

Figura 2: Transferência de calor unidimensional por condução.



Fonte: Bergman, 2014.

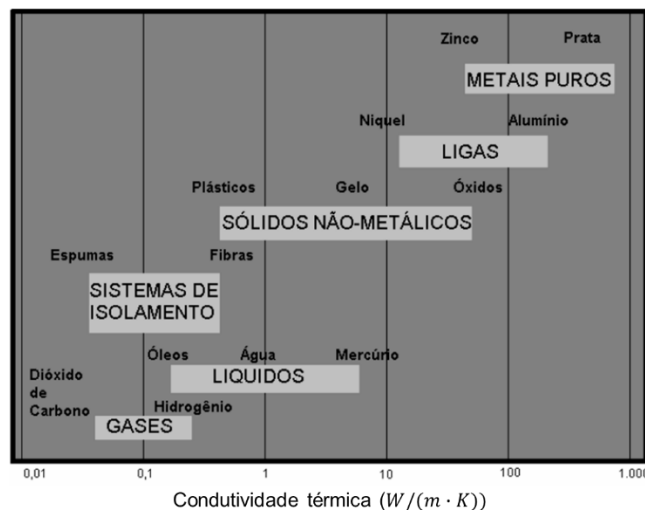
Devido ao espaçamento intermolecular em líquidos e gases o movimento é aleatório e o transporte de energia térmica é menos efetivo.

2.3.1.1 Condutividade Térmica

A condutividade térmica (k) é uma propriedade do material condutivo, depende da estrutura física da matéria, atômica e molecular, que está relacionada ao estado da matéria. Quando o valor de k é elevado o material é considerado condutor térmico e, caso contrário, isolante térmico.

O fluxo térmico por condução aumenta com o aumento da condutividade térmica. Pode-se dizer que a condutividade térmica de um sólido é maior do que a de um líquido, e a do líquido maior que de um gás, a Figura 3 mostra essa relação dos estados da matéria de alguns materiais com a condutividade térmica.

Figura 3: Faixas de condutividade térmica de vários estados da matéria a temperaturas e pressões normais



Fonte: Bergman, 2014.

2.3.1.2 Sistema de Isolamento

Alguns dos isolantes tradicionais são do tipo fibra, pós ou flocos que são feitos de materiais de baixa condutividade térmica, sendo que o material sólido do qual é constituído se encontra espalhado em um espaço de ar. A caracterização destes sistemas é feita pela condutividade térmica efetiva, que depende da condutividade térmica e das propriedades radiantes da superfície do material sólido, além das características do ar contido nos espaços. Outra propriedade que deve ser citada é a

densidade aparente, trata-se da massa de sólido por volume total, que possui grande dependência da forma pela qual o material está empacotado.

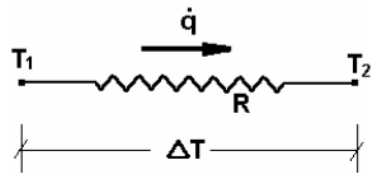
Arcaro [et al.] (2016) dizem que: “dependendo da composição química e da estrutura de poros do material, a condutividade térmica e a refratariedade podem variar significativamente, possibilitando assim a seleção de materiais com propriedades adequadas para aplicações específicas.”

2.3.1.3 Resistência Térmica

Para se obter o valor da resistência térmica são utilizadas equações análogas às equações de cálculo de resistência elétrica, tendo alteração nas variáveis das mesmas.

Assim pode ser citado o exemplo dado por Quites e Lia (1998), onde uma parede de resistência R , que é submetida a um potencial ΔT e atravessada por um fluxo de calor $\dot{q}$, tem a representação a seguir:

Figura 4: Representação da resistência térmica



Fonte: Quites e Lia, 1998.

O conceito de resistência térmica pode ser aplicado à vários formatos como placas e paredes planas, em série e associadas, à esferas e também à cilindros.

Em cilindros pode ser representada pela equação:

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

Se houver caso de associação de paredes n cilíndricas em paralelo o cálculo é feito pela seguinte equação:

$$\dot{q} = \frac{(\Delta T)_{total}}{R_t} \text{ onde, } R_t = \sum_{i=1}^n R_1 + R_2 + \dots + R_n$$

2.3.2 Convecção

Grande parte dos processos de transporte de calor em fluidos é acompanhada por alguma forma de movimentação do fluido, dessa forma o transporte não é realizado apenas por condução.

A transferência de calor por convecção possui dois mecanismos, o movimento molecular aleatório (difusão) e o movimento global. Quando as moléculas se movem coletivamente em um instante qualquer com um gradiente de temperatura, isso contribui para a transferência de calor.

A convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento. Chama-se convecção forçada quando o escoamento é causado por meios externos, como por exemplo, um ventilador ou uma bomba. E a convecção livre ou natural quando o escoamento do fluido ocorre por forças de empuxo, originadas a partir de diferenças de densidades devido a variações de temperatura. Pode acontecer uma convecção de mistura onde estão presentes a forçada e a natural.

Além da troca térmica que acontece por energia sensível (energia térmica interna), existe também a troca por calor latente, onde ocorre mudança de fase entre os estados líquido e vapor do fluido (ebulição e condensação).

O calor transferido por convecção pode ser calculado através da equação proposta por Isaac Newton:

$$\dot{q} = h \cdot A \cdot \Delta t$$

Onde:

q = *fluxo de calor transferido por convecção (kcal/h)*

A = *área de transferência de calor (m²)*

ΔT = *diferença de temperatura entre a superfície e o fluido (°C)*

h = *coeficiente de transferência de calor por convecção ou coeficiente de película*

A convecção possui muitas variantes que devem ser analisadas, dentre elas estão as camadas-limite, esta existirá devido ao escoamento e seu atrito na superfície. Quando houver diferença entre as temperaturas de superfície e de corrente livre haverá transferência de calor por convecção e assim uma camada-limite térmica. Já quando a concentração de uma espécie na superfície se diferenciar da

concentração na corrente livre haverá uma camada-limite de concentração e transferência de massa por convecção.

Quando um fluido em um tubo está em regime turbulento ele necessita de maior gradiente de pressão do que se ele estivesse em regime laminar, assim sendo energia dissipada causa resistência ao avanço do fluido. A camada limite tende a aumentar quando o fluxo passa do regime laminar para o turbulento devido a quantidade de movimento do fluido em direção transversal, que promove uma maior troca.

A camada-limite de velocidade tem uma extensão $\delta(x)$ e é caracterizada pela presença de gradientes de velocidade e de tensões cisalhantes. A camada-limite térmica apresenta uma espessura $\delta_t(x)$ e é caracterizada por gradientes de temperatura e pela transferência de calor. Finalmente, a camada limite de concentração tem espessura $\delta_c(x)$ e é caracterizada por gradientes de concentração e pela transferência da espécie. Podem ocorrer situações onde as três camadas estão presentes. (Bergman, 2014, p. 223).

2.3.2.1 Número de Stanton

O número de Stanton (St) é um número adimensional que relaciona o calor transferido de um fluido com sua capacidade calorífica. É utilizado para caracterizar a transferência de calor em fluidos de convecção forçada.

É obtido pela seguinte equação:

$$\ln\left(\frac{T_L - T_s}{T_0 - T_s}\right) + \left(\frac{4 \cdot L}{D}\right) \cdot St = 0$$

Onde,

T_L = temperatura de saída do fluido

T_s = temperatura de superfície do tubo

T_0 = temperatura de entrada do fluido

L = comprimento do tubo

2.3.2.2 Analogia de Von Kármán

Com o uso das analogias é possível prever o comportamento dos sistemas dos quais a quantidade de dados quantitativos é limitada, e assim entender do fenômeno de transferência.

Para a aplicação de analogias o sistema deve apresentar as seguintes condições de acordo com Luporini (2005), ter propriedades físicas constantes, não ter produção de energia ou massa, não deve ocorrer nenhuma reação química, não ter emissão ou absorção de energia radiante, não apresentar dissipação viscosa e seu perfil de velocidade não deve ser afetado pela transferência de massa.

A analogia de Von Kármán é uma extensão à analogia de Prandtl considerando a zona de transição em adição a subcamada laminar e o núcleo turbulento, com isso tem-se a seguinte equação:

$$St = \frac{\left(\frac{f_D}{8}\right)}{1 + 5 \cdot \left(\sqrt{\frac{f_D}{8}}\right) \cdot \left(Pr - 1 + \ln\left(1 + \frac{5}{6} \cdot (Pr - 1)\right)\right)}$$

Onde:

St = Número de Stanton

f_D = Fator de atrito

Pr = Número de Prandtl

2.4 MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

Quanto maior a energia de um corpo, maior será o calor e assim mais quente ele é, mas para realizar a medição de temperatura foram feitos muitos estudos para se obter um método e equipamento. Os primeiros métodos de medição eram feitos de maneira indireta, observando-se o efeito do calor em alguma peça e depois deduzindo a temperatura a partir disso.

Para medições de temperatura em indústrias é comum a utilização de termopares, que de acordo com o fabricante de equipamentos de medição Ômega “é constituído de dois metais distintos, unidos por suas extremidades e ligados a um termômetro termopar ou outro dispositivo com capacidade termopar, na outra extremidade.” O termopar quando é exposto ao calor, transforma a energia recebida em pulso elétrico, e mostra essa temperatura verificada em um controlador de temperatura.

É utilizado o termopar PT100 para a verificação de temperatura no tanque de desengraxe, este tipo de medidor é fabricado em vários modelos e tamanhos, possui alta precisão e é capaz de medir temperaturas em um range de -70 até 500 °C.

Figura 5: Termopar tipo PT100



Fonte: Ômega, 2017.

Já na estufa o medidor utilizado é do tipo J que possui um range de temperatura de 0 a 760 °C. Este tipo de termopar pode ser aplicado em atmosferas redutoras, inertes e em vácuo.

2.5 TROCADORES DE CALOR

Em muitas aplicações de engenharia ocorre o processo de troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, para realizar esta troca são utilizados equipamentos chamados trocadores de calor. Suas aplicações mais comuns são aquecedores, resfriadores, condensadores, evaporadores, torres de refrigeração, caldeiras, etc.

Os trocadores de calor são normalmente classificados de acordo com o arranjo do escoamento e o tipo de construção. Trocadores de configuração mais simples são os de tubos concêntricos, onde fluidos quentes e frios se movem em mesmo sentido ou em sentidos opostos. Há a configuração paralela, onde fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam para o mesmo sentido e saem também pela mesma extremidade. Outra configuração é a contracorrente, nesta os fluidos entram por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e também saem por extremidades opostas.

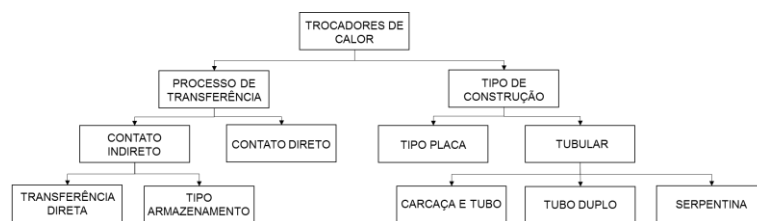
Tem-se como alternativa o movimento de fluidos em escoamento cruzado, esse tipo de escoamento acontece em trocadores de calor tubulares, com e sem aletas. No trocador de calor casco e tubos, ocorre um único passe nos tubos e no casco. Quando necessário atingir superfícies de transferência de calor muito grandes são necessários trocadores de calor compactos, estes possuem densas matrizes de

tubos aletados ou placas e são utilizados quando pelo menos um dos fluidos é um gás.

Os tubos e aletas utilizados em trocadores de calor podem ser planos ou circulares. Já as placas paralelas podem ser aletadas ou corrugadas, seu modo de operação pode ser em um único passe ou com múltiplos passes.

Na figura 5 é possível verificar a classificação dos tipos de trocadores de calor.

Figura 6: Classificação de trocadores de calor



Fonte: da autora, 2017.

2.5.1 Coeficiente global de transferência de calor (U)

Este coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos, ou seja, para obtê-lo é necessário saber os coeficientes de transferência de calor nos fluidos, os fatores de deposição de sujidades e os parâmetros geométricos.

Para o início de seu cálculo é necessário saber quais as resistências térmicas que envolvem o sistema.

Resistência térmica à condução:

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{s1} - T_{s2}}{q_x} = \frac{L}{k \cdot A}$$

Resistência térmica à convecção:

$$q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

$$R_{t,conv} \equiv \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{h \cdot A}$$

Assim, com estas condições o calor trocado pode ser escrito como:

$$q = U \cdot A \cdot (T_{b1} - T_{b2})$$

Em operação normal os trocadores de calor estão sujeitos a terem deposição de impurezas dos fluídos, aumentando a resistência à transferência de calor, com isso pode ser levado em conta uma resistência térmica adicional, o fator de deposição (R_f).

Para o aumento da área superficial de troca térmica são adicionadas aletas, que reduzem a resistência térmica à transferência de calor por convecção.

Com as aletas o coeficiente de transferência de calor pode ser obtido pela seguinte equação:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{(\eta_0 \cdot hA)_c} + \frac{R_{f,c}''}{(\eta_0 \cdot A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}''}{(\eta_0 \cdot A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 \cdot hA)_h}$$

Sendo:

c, h = fluidos frio e quente respectivamente

R_f = resistência térmica por deposição de partículas

R_w = resistência térmica de condução

η_0 = eficiência da superfície, calculada por: $\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$

Para os trocadores de calor sem aletas, o coeficiente global de troca de calor é obtido pela equação:

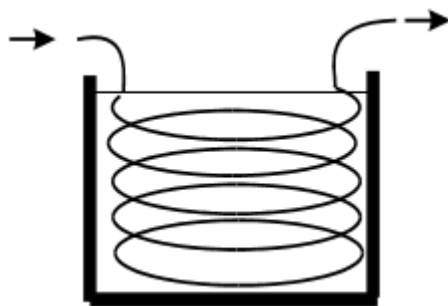
$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} \\ &= \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} + \frac{R_{f,o}''}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \end{aligned}$$

2.5.2 Trocador de calor de contato indireto do tipo serpentina

São formados por um tubo enrolado na forma de espiral, formado por uma ou mais serpentinas, que é colocada em uma carcaça ou recipiente. Uma grande superfície pode ser acomodada em um determinado espaço utilizando as serpentinas.

É relevante falar que as expansões térmicas não são problema, mas que a limpeza deste sistema problemática devido formato das serpentinas. Para realizar a limpeza e retirar incrustações podem ser utilizados produtos para este fim, que sejam adequados ao tipo de material do qual é feita a serpentina. A área de troca de calor é todo o tubo da serpentina.

Figura 7: Trocador de calor tipo serpentina



Fonte: Quites e Lia, 1998.

2.6 GLP

De acordo com a distribuidora de combustíveis Liquigás, o gás liquefeito de petróleo (GLP), “é composto da mistura de gases hidrocarbonetos, principalmente Propano (C_3H_8) e Butano (C_4H_{10}), que apresentam grande aplicabilidade como combustível devido às suas características de alto poder calorífico”. O fornecedor diz ainda que o combustível que como características, excelente qualidade de queima, fácil manuseio, baixo impacto ambiental, facilidade de armazenamento e transporte. O gás tem adição de compostos a base de enxofre, para que seja identificado qualquer vazamento.

O GLP quando em temperatura ambiente e a pressões entre 4 kgf/cm² e 15 kgf/cm², se encontra em sua forma líquida, nessa forma sua densidade é menor que a da água, quando em fase gasosa sua densidade é maior do que a do ar.

Relacionando, 1 kg de GLP corresponde a 13,37 kW/h de energia elétrica, sendo que na região onde foi aplicado o estudo o 1 kg de GLP custa cerca de R\$ 3,80 de acordo com a Agência Nacional de Petróleo (ANP) e a energia elétrica de acordo com a distribuidora de energia elétrica 0,33 R\$/kWh. Assim 13,37 kW/h de energia custa R\$ 4,41, R\$ 0,61 mais cara que o GLP.

2.6.1 PROPANO

O propano é um hidrocarboneto saturado que possui até 99% de pureza em volume quando tem utilização específica como combustível. Ele é gasoso, incolor e inodoro quando em seu estado natural é gasoso, incolor e inodoro, tem adição de

etil-mercaptana, pois o mesmo oferece odor característico ao propano, para possível detecção de vazamento.

2.6.2 BUTANO

O butano também é um hidrocarboneto saturado, sua comercialização é feita na forma gasosa, tem como característica ser incolor e inodoro. Sua aplicação mais comum é como propelente em aerossóis e isqueiros.

2.7 AÇO INOXIDÁVEL 316L

O aço inoxidável 316L é um aço de liga cromo-níquel-molibdênio, inoxidável austenítico, com baixo teor de carbono. É não magnético e não temperável. Tem boa ductilidade e boa conformabilidade a frio. Sua resistência à oxidação é de até 875 °C. Possui uma vasta gama de bitolas e soldagem.

O aço inox 316L foi escolhido para realizar o projeto da serpentina, pois o mesmo é utilizado nos tanques, apresenta boa resistência a corrosão mesmo submetido a soluções ácidas e também boa resistência a temperatura.

3 METODOLOGIA

3.1 TIPO DE PESQUISA REALIZADA

O estudo realizado foi caracterizado como estudo de caso, bibliográfico e, sendo assim, de abordagem qualitativa e de nível exploratório. Ao investigar um estudo de caso é possível elaborar e determinar o isolamento do objeto de estudo de forma mais centralizada, sendo o caso em questão o “sistema de troca térmica”.

Para que os resultados sejam alcançados de forma fidedigna o estudo de caso requer do pesquisador uma preocupação com o planejamento do mesmo.

Adotar o estudo de caso como estratégia de pesquisa faz com que seja compreendido um método onde é abrangido o tratamento da lógica do planejamento, das técnicas de coleta de dados e das abordagens específicas à análise dos mesmos. (YIN, 2005, p. 33).

Deve-se ter cuidado ao realizar a análise dos dados obtidos para que sejam seguidos os objetivos operacionais previamente determinados e também para que esteja de acordo com o referencial teórico adotado para o estudo.

Quando não há necessidade de serem verificados conhecimentos e competência de maior profundidade pode ser requerido o nível exploratório de estudo. Assim sendo, explorar se torna uma manifestação adequada para evidenciar o problema investigado.

Com a abordagem qualitativa é possível ter controle absoluto sobre a pesquisa e sua trajetória, se tornando mais simples rever, reordenar e reestabelecer as metas propostas inicialmente, e assim manifestar as percepções e vislumbrar os resultados de maneira gradativa.

Inobstante o exposto, a pesquisa teórica é condição fundamental para a efetiva construção de conhecimento. Ao pesquisador a adoção de quadros de referência o permitem materializar o estado da arte.

[...] orientada para a (re)construção de teorias, quadros de referência, condições explicativas da realidade, polêmicas e discussões pertinentes. É certamente condição de competência e sobretudo de formação básica propedêutica atualizar-se teoricamente, e sobretudo produzir teoricamente, para compartilhar a vanguarda do conhecimento, nas suas várias codificações vigentes e paradigmas específicos. (DEMO, 2012, p. 38).

Com esses elementos há a possibilidade de permanência na vanguarda do conhecimento específico determinado para o estudo. Vale lembrar que coma a manifestação da pluralidade teórica relacionada a algum assunto, faz com que o pesquisador se torne imparcial e gere fidedignidade aos resultados em construção.

3.2 MATERIAIS UTILIZADOS PARA OS CÁLCULOS

Para realização dos cálculos foram utilizadas tabelas, gráficos e manuais técnicos oriundos de livros, sites, e catálogos de fabricantes, para que fossem obtidas informações sobre características dos fluidos e dos equipamentos envolvidos no sistema estudado.

3.3 MÉTODOS UTILIZADOS PARA OS CÁLCULOS

Todos os cálculos realizados foram feitos baseando-se em equações definidas por literatura, e aplicadas conforme adequação de cada caso, conforme revisão bibliográfica.

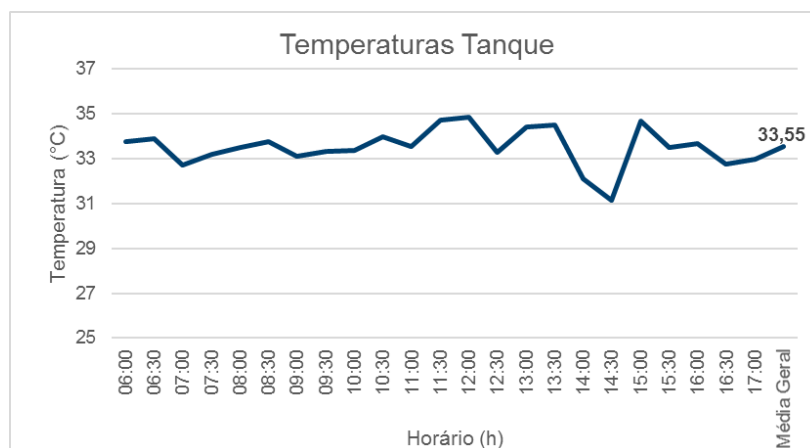
3.4 INÍCIO DO ESTUDO

Inicialmente foram verificadas as características do processo e os parâmetros que seriam envolvidos no estudo. Dentre eles estão quais fluidos são aquecidos no tanque, a qual temperatura, qual o equipamento de aquecimento, o calor por ele fornecido e qual o tamanho desse tanque, após foram vistos também quais as características da estufa que seria a fonte de calor para o novo sistema de aquecimento do tanque, então seria necessário saber primeiramente sua temperatura, tamanho, como funciona seu sistema de aquecimento e sua distância do tanque. Com o decorrer do estudo outras características e fatores foram levantados para que fosse possível ter um melhor resultado.

durante todos os dias da semana, apenas são desativadas automaticamente durante o horário de ponta que é das 18:00h às 21:00h.

Foram levantados os dados reais de temperatura do banho de desengraxe durante o mês de abril de 2017, esses dados foram retirados da planilha de acompanhamento da produção que é preenchida a cada 30 minutos pelo operador do pré tratamento, com isso foram obtidos os seguintes números:

Gráfico 1: Variação das temperaturas no tanque



Fonte: da autora, 2017.

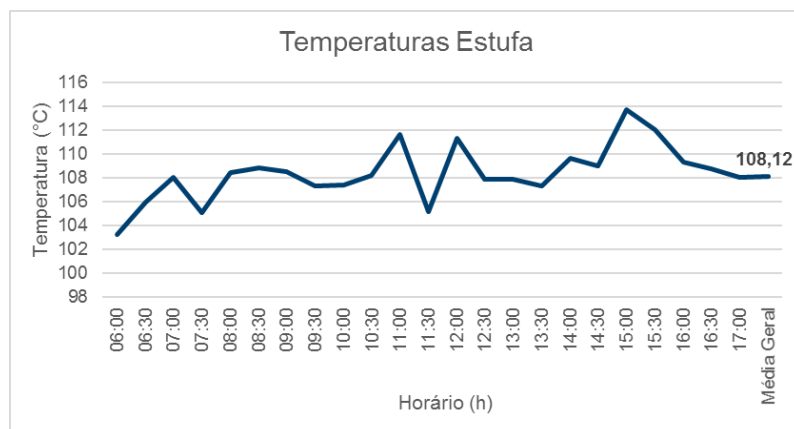
Pode-se perceber que não há uma variação muito grande entre a temperatura mais baixa e entre a mais alta, gerando um desvio padrão de 2,68 pontos, mesmo com o baixo desvio vê-se que a média é de 33,55 °C, para uma temperatura ideal de 35 °C, ficando dentro dos limites indicados.

Preferiu-se fazer este gráfico relacionando as temperaturas e horários para que fosse verificado algum possível desvio de temperatura em algum horário específico.

3.7 ESTUFA DE SECAGEM

A estufa de secagem é uma etapa utilizada para acelerar o processo de pré tratamento, para que as barras de alumínio estejam secas para as próximas etapas de processamento. Ela possui um sistema de programação por CLP, onde podem ser programados horário de ativação e desativação e temperatura ideal.

Gráfico 2: Variação das temperaturas da estufa



Fonte: da autora, 2017.

Os dados de temperatura da estufa também foram obtidos através da planilha de acompanhamento da produção, esse dado assim como a temperatura do tanque é verificado a cada 30 minutos.

As temperaturas foram relacionadas com o horário para verificação de algum desvio em relação ao mesmo, sendo que é possível observar que a temperatura é menor às 06:00h, isso ocorre pois, a estufa é ligada ao início do turno e leva cerca de 15 minutos para atingir a temperatura de 100 °C que é considerada ideal para o processo. Isso não prejudica o processo já que os materiais que são colocados no processo de pré tratamento levam 1 hora até chegar à estufa.

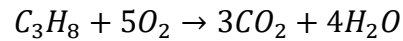
Obteve-se o desvio padrão de 6,45 pontos, isso se deve à queda de temperatura que ocorre quando as portas da estufa são abertas para colocação e retirada de materiais, operação que dura 1 minuto.

3.7.1 Condições do ar da estufa

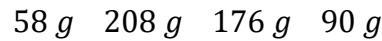
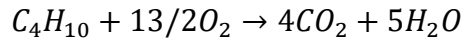
Utiliza-se GLP para produzir a chama de aquecimento da estufa, a queima é ativada e desativada automaticamente por sistema CLP para manter a temperatura constante.

Apresenta-se a seguinte condição do ar dentro da estufa com a queima do gás:

Considerando 10 kg/h de GLP com 50% de propano e 50% de butano tem-se a seguinte reação:



$$x = 18181,81\text{ g de } O_2, y = 15000\text{ g de } CO_2 \text{ e } z = 8181,81\text{ g de } H_2O$$



$$x = 17931,03\text{ g de } O_2, y = 15172,41\text{ g de } CO_2 \text{ e } z = 7758,62\text{ g de } H_2O$$

A fração mássica de O_2 no ar é de 21%.

$$O_2 \text{ consumido: } 18181,81\text{ g} + 17931,03\text{ g} = 36112,84\text{ g}$$

Se 36112,81 g representa 21%, 100% corresponde a 171965,50 g no balanço estequiométrico.

Qual o excesso de ar usado para queima do GLP?

Usando 50% de ar, e multiplicando por 1,5 tem-se:

$$m_{ar} = 257948,85\text{ g, sendo } 21\% O_2 = 54169,25\text{ g e } 79\% N_2 = 203779,59\text{ g}$$

$$O_2 \text{ no efluente fornecido - queimado: } 54169,25 - 18181,81\text{ g} = 35987,44\text{ g}$$

Com isso a composição do efluente é formada por:

$$30172,41\text{ g de } CO_2 = 10,56\%; 15940,43\text{ g de } H_2O = 5,57\%; 35987,11\text{ g de } O_2 = 12,59\%; 203779,59\text{ g de } N_2 = 71,28\%; \text{ totalizando } 285879,87\text{ g}$$

3.8 CÁLCULO DE ISOLAMENTO DO TANQUE

Para que não haja perda de calor no tanque e assim a temperatura se mantenha mais estável foi verificado um sistema de isolamento para o tanque de desengraxe.

O tanque é feito de aço inox e tem espessura de 0,3 mm, e não possui qualquer isolamento de temperatura, perdendo calor pelas paredes principalmente quando o clima é mais frio.

Verificando os isolantes disponíveis no mercado como a lã de vidro, o silicato de cálcio, a fibra cerâmica, a manta, entre outros, optou-se em realizar o

cálculo utilizando lã de vidro em painel por ser um material com custo baixo e fácil instalação.

Além das características citadas acima vale ressaltar que os painéis são leves, encontrados em forma rígida e/ou semi-rígida, são incombustíveis, e são constituídos de lã de vidro aglomerados com resinas sintéticas especiais. Resiste a temperaturas de até 550 °C, possui alto poder de isolamento térmica, não propagam chamas, além de muitas outras.

O painel de lã de vidro é comumente comercializado nas espessuras de 50, 75 e 100 mm. Preferiu-se realizar o cálculo com a menor espessura inicialmente para verificar o resultado de diferença de temperatura do isolante, caso o valor não atendesse seria realizado o cálculo com as espessuras maiores.

Foi realizado o cálculo da área das laterais do tanque através das medidas do mesmo, com essas medidas foi possível obter o volume e consequentemente a massa do fluido, que para efeito de cálculo foi considerado em sua totalidade água, desprezando o fluido ácido por se tratar de pouco volume.

Com o fluido água a temperatura de 35 °C foi obtido o valor do calor específico, que é um valor tabelado para cada fluido em temperaturas específicas.

Foi relacionada a temperatura do ideal do tanque com a temperatura mínima do ambiente, considerando um clima frio, para saber qual o a diferença de temperatura (ΔT) deste sistema.

Foram levantados os valores do coeficiente de condutividade térmica (k) para o aço inox que é o material utilizado no tanque e também do painel de lã de vidro que são valores tabelados. Conforme método descrito anteriormente abaixo estão os valores obtidos para o cálculo de isolamento do tanque.

Para o cálculo do isolante foram utilizados os dados a seguir:

Tabela 1: Dados para cálculo de isolamento

MEDIDAS DO TANQUE	
Largura (m)	0,96
Altura (m)	1,50
Comprimento (m)	7,55
1m ³ =1000L	10,87
Volume do tanque (L)	10872,00
Área do tanque lateral (m ²)	11,33
Área do tanque frente (m ²)	1,44
Área fundo do tanque (m ²)	7,25
Área total do tanque - sem fundo (m ²)	25,53
Espessura do tanque (m)	0,03
CARACTERÍSTICAS DO FLUIDO NO TANQUE	
Massa de água no tanque (kg)	10872
Cp água 35°C (J/kg.K)	4175
CARACTERÍSTICAS DO ISOLANTE	
Espessura da lã de vidro (m)	0,05
k lã de vidro (W/m*K)	0,033
CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL DO TANQUE	
k inox (W/m*K)	14,2
TEMPERATURAS	
Temperatura mínima ar ambiente (°C)	15
Temperatura tanque (°C)	35

Fonte: da autora, 2017.

Com esses dados foi possível realizar o cálculo da taxa do fluxo de calor (Q) do sistema, desprezando a resistência de convecção interna e externa, assim resultado é apresentado da seguinte forma:

Tabela 2: Resultado do cálculo de isolamento

	Equação Q do tanque com isolante:
	$Q/1m^2 = (\Delta T / ((L/k_{aço}) + (L/k_{isolante}))) * A_{tanque}$
Q (W)	135701,29
	Equação Q do fluido no tanque:
	$Q = m * c_p * \Delta T$
ΔT água do tanque com isolante (°C)	0,0030

Fonte: a autora, 2017.

Com o valor do fluxo de calor foi calculada a diferença de temperatura (ΔT) considerando o uso do isolante para saber quantos graus poderiam ser trocados com o ambiente. Com o resultado pode-se verificar que com a adição do isolante a diferença de temperatura do tanque sobre pouca alteração, mostrando a eficiência do sistema de isolamento mesmo com a menor espessura fornecida.

3.9 CÁLCULO DAS SERPENTINAS

3.9.1 Bomba de circulação

O fluido a circular dentro da serpentina será a água, por ser de mais fácil controle e oferecer segurança. A água de circulação ficará em um tanque ao lado da estufa, estipulou-se o volume do tanque em $0,3 \text{ m}^3$.

A circulação da água será feita através de uma bomba centrífuga, que apresenta vazão de $3,5 \text{ m}^3/\text{h}$, a escolha da bomba foi feita a partir das características do sistema, essa bomba apresenta baixa vazão, serve para circular fluidos em superfície e os diâmetros de sucção e recalque são de $\frac{3}{4}$ pol (anexo D).

Figura 9: Bomba centrífuga



Fonte: Schneider, 2017.

3.9.2 Cálculo para serpentina da estufa

Para o cálculo da taxa de transferência de calor e do comprimento da serpentina para dentro da estufa foram obtidos os seguintes dados:

Tabela 3: Dados para cálculo da serpentina da estufa

MEDIDAS DA ESTUFA	
Largura (m)	1,93
Altura (m)	1,50
Comprimento (m)	7,55
1m ³ =1000L	21,86
Volume da estufa (L)	21857,25
Área da estufa lateral (m ²)	11,33
Área da estufa frente (m ²)	2,90
Área fundo da estufa (m ²)	14,57
Área total da estufa (m ²)	28,44
MEDIDAS DA TUBULAÇÃO	
.1/2	
Diâmetro externo (m)	0,02134
Diâmetro interno (m)	0,01580
Parede (m)	0,00277
Raio interno (m)	0,00790
Área do tubo (m ²)	0,00020
ϵ/D	0,00095
.3/4	
Diâmetro externo (m)	0,02667
Diâmetro interno (m)	0,02093
Parede (m)	0,00287
Raio interno (m)	0,01047
Área do tubo (m ²)	0,00034
ϵ/D	0,00072
.1	
Diâmetro externo (m)	0,03340
Diâmetro interno (m)	0,02664
Parede (m)	0,00338
Raio interno (m)	0,01332
Área do tubo (m ²)	0,00056
ϵ/D	0,00056
TEMPERATURAS ESTUFA	
Temperatura de entrada do fluido (°C)	15
Temperatura de saída do fluido (°C)	80
Temperatura da superfície do tubo (°C)	90
Temperatura do ar da estufa (°C)	108
Temperatura média entrada e saída (°C)	47,5
VAZÃO	
Quantidade de água a circular na serpentina (m ³)	3,5
Q (m ³ /s)	0,0010
CARACTERÍSTICAS DA ÁGUA NO TUBO	
Pr da água a 47,5 °C	3,82
μ da água a 47,5°C (kg/(m*s))	0,00058686
ρ da água a 47,5°C (kg/m ³)	988,76
Cp água a 47,5°C (J/kg.K)	4177

Fonte: da autora, 2017.

Primeiramente foram verificados os dados dimensionais da estufa, para que fosse obtido o seu volume e área.

Foram então consideradas três possibilidades de diâmetros para a tubulação da serpentina, para que fosse possível realizar comparações entre elas, utilizando como referência os diâmetros de sucção e recalque da bomba que será utilizada para a circulação do fluido. Esses dimensionais de diâmetro foram obtidos através de tabelas fornecidas por fabricantes de tubulações, que possuem schedules padrões entre eles (anexo B).

Foi então calculado o coeficiente de fricção (ϵ/D) que relaciona a rugosidade do material com o seu diâmetro.

Para a temperatura de entrada do fluido foi considerado um clima frio, para que o sistema esteja preparado temperatura menor, já a temperatura de saída do fluido foi estipulada de acordo com a temperatura que deve ser atingida no tanque com o funcionamento do sistema, e a temperatura de superfície do tubo foi considerada como sendo 10 °C superior a temperatura de saída pois o aço é um material condutor.

Os parâmetros de viscosidade (μ), densidade (ρ) e número de Prandtl (Pr) foram obtidos através de tabela de características do fluido (anexo C).

Para obter o valor a taxa de calor (Q) e o comprimento da estufa foram calculados a vazão do fluido, o número de Reynolds e o fator de atrito (f_D) desta etapa, o f_D foi obtido através dos dados de coeficiente de fricção e número de Reynolds e verificado no gráfico de Moody (anexo A).

Foi então calculada a equação de Stanton para cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção (h), foi utilizada essa equação devido a configuração do sistema. Com o resultado do coeficiente de convecção foi calculada a taxa de transferência de calor. Para o cálculo do comprimento foi utilizada a analogia de Von Kármán.

Tabela 4: Cálculos para serpentina da estufa

	.1/2	.3/4	.1
	Velocidade do fluido:		
	$v=Q/A$		
v (m/s)	4,96	2,83	1,75
	Número de Reynolds:		
	$Re=(Di*v*\rho)/\mu$		
Re	132068	99698	78329
Fd	0,0221	0,0220	0,0210
	Equação de Stanton:		
	$St=f/8=h/(\rho*v*cp)$		
h (W/m²K)	56602,85	32110,30	18919,56
	Equação de Calor:		
	$Q=h*cp*\Delta T$		
Q (W)	721,00	717,74	685,11
	Analogia de Von Kármán:		
	$St=(f/8)/(1+5*(\sqrt{f/8}*(Pr-1+\ln(1+5/6*(Pr-1))))$		
St	0,00134	0,00134	0,00129
	Equação comprimento da tubulação dentro da estufa:		
	$(\ln((TL-Ts)/(To-Ts)))/((4*L/D)*St)$		
L (m)	5,51	7,32	9,65

Fonte: da autora, 2017.

Os resultados tanto para o comprimento quanto para a taxa de transferência de calor foram correspondentes aos diâmetros dos tubos, quanto maior o diâmetro menor a taxa e maior o comprimento, respectivamente.

O comprimento da tubulação é maior com o aumento do diâmetro devido ao fato de o centro do tubo ser sempre a região mais fria, tornando mais difícil o aquecimento.

Considerando a tubulação de $\frac{3}{4}$ para a aplicação no sistema, para funcionamento adequado da bomba, tem-se como resultado taxa fluxo de calor de 717,74 W e 7,32 m de comprimento de serpentina.

3.9.3 Cálculo para serpentina do tanque

Os cálculos para a serpentina do tanque foram realizados de forma similar à da estufa. Os dados estão demonstrados na tabela 5 abaixo.

Tabela 5: Dados para cálculo da serpentina do tanque

MEDIDAS DO TANQUE	
Largura (m)	0,96
Altura (m)	1,50
Comprimento (m)	7,55
1m ³ =1000L	10,87
Volume do tanque (L)	10872,00
Área do tanque lateral (m ²)	11,33
Área do tanque frente (m ²)	1,44
Área fundo do tanque (m ²)	7,25
Área total do tanque - sem fundo (m ²)	25,53
Espessura do tanque (m)	0,05
MEDIDAS DA TUBULAÇÃO	
.1/2	
Diâmetro externo (m)	0,02134
Diâmetro interno (m)	0,01580
Parede (m)	0,00277
Raio interno (m)	0,00790
Área do tubo (m ²)	0,00020
ϵ/D	0,00542
.3/4	
Diâmetro externo (m)	0,02667
Diâmetro interno (m)	0,02093
Parede (m)	0,00287
Raio interno (m)	0,01047
Área do tubo (m ²)	0,00034
ϵ/D	0,00523
.1	
Diâmetro externo (m)	0,03340
Diâmetro interno (m)	0,02664
Parede (m)	0,00338
Raio interno (m)	0,01332
Área do tubo (m ²)	0,00056
ϵ/D	0,00444
TEMPERATURAS TANQUE	
Temperatura de entrada do fluido (°C)	80
Temperatura de saída do fluido (°C)	35
Temperatura da superfície do tubo (°C)	45
Temperatura da água no tanque (°C)	35
Temperatura média entrada e saída (°C)	57,5
VAZÃO	
Quantidade de água a circular na serpentina (m ³)	3,5
Q (m ³ /s)	0,0010
CARACTERÍSTICAS DA ÁGUA NO TUBO	
Pr da água a 57,5 °C	3,1529
μ da água a 57,5°C (kg/(m*s))	0,0005
ρ da água a 57,5°C (kg/m ³)	984,235
Cp água a 57,5°C (J/kg.K)	4180,30

Fonte: da autora, 2017.

Tabela 6: Cálculos para serpentina do tanque

	.1/2	.3/4	.1
Velocidade do fluido: $v=Q/A$			
v (m/s)	4,96	2,83	1,75
Número de Reynolds: $Re=(D_i \cdot v \cdot \rho)/\mu$			
Re	156367,78	118041,61	92740,65
Fd	0,0215	0,0211	0,0205
Equação de Stanton: $St=f/8=h/(\rho \cdot v \cdot c_p)$			
h (W/m²K)	54857,55	30680,06	18399,14
Equação de Calor: $Q=h \cdot A \cdot \Delta T$			
Q (W)	483,76	474,76	461,26
Analogia de Von Kármán: $St=(f/8)/(1+5 \cdot (\sqrt{f/8}) \cdot (PR-1+\ln(1+5/6 \cdot (PR-1))))$			
St	0,00147	0,00145	0,00142
Equação comprimento da tubulação dentro da estufa: $(\ln((T_L-T_s)/(T_o-T_s)))+(4 \cdot L/D) \cdot St$			
L (m)	4,03	5,42	7,06

Fonte: da autora, 2017.

O mesmo fenômeno de aumento do diâmetro ter como consequência o aumento do comprimento acontece neste caso.

Para a serpentina do tanque para a tubulação de $\frac{3}{4}$ obteve-se como resultado 474,76 W de taxa de transferência de calor e 5,42 m de comprimento de tubulação.

3.9.4 Considerações sobre a serpentina

O sistema funcionará da seguinte forma, a bomba centrífuga irá fazer a sucção da água do tanque de circulação através da serpentina para dentro da estufa, esta serpentina de 7,32 metros deverá ser instalada em formato “zig zag” para melhor distribuição de temperatura. Ao lado da estufa há uma área disponível para colocação do tanque que armazenará a água de circulação da serpentina, entre esse tanque e a estufa haverá uma distância de cerca de 0,5 metros.

Tem-se a distância de 5,63 metros do início da lateral do tanque à lateral da estufa onde a tubulação deverá ser isolada com lã de vidro, considerando assim que não haverá perda de calor.

A serpentina do tanque que terá 5,42 metros também deverá ser instalada em formato “zig zag” para distribuir a temperatura e na lateral do mesmo, pois no fundo dificultará a limpeza do tanque.

A distância entre tanque de desengraxe e o tanque da água de circulação é de 8 metros.

Com todos os comprimentos delimitados tem-se o valor de 26,9 metros de serpentina ao total no sistema.

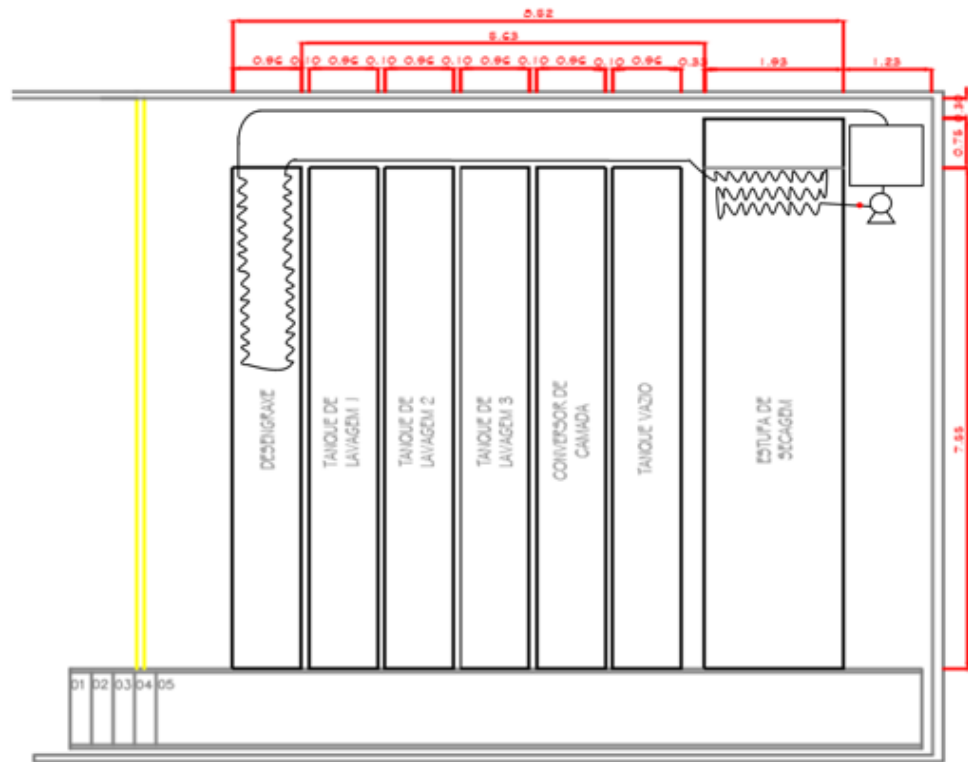
3.10 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O sistema de troca de calor com serpentinas se mostrou viável por apresentar valores de taxa de transferência de temperatura menores do que a utilizada hoje pelas resistências elétricas, sendo uma grande diferença, onde as resistências utilizam 15000 W para aquecimento do tanque e com a utilização de serpentina os valores são de 717,14 W e 474,78 W para a estufa e para o tanque respectivamente. As resistências apresentam taxa maior para manter o tanque aquecido, pois o mesmo não possui isolamento térmico.

Com o isolamento e o sistema de serpentinas a temperatura se mantém mais estável, além de não utilizar energia elétrica. O sistema pode fazer com que a estufa utilize mais gás, devido à perda de calor que ocorrerá devido a instalação da serpentina, sendo que a queima do gás é ativada e desativada automaticamente para a manutenção da temperatura.

O gás apresenta custo menor em relação a energia elétrica, então mesmo que seja utilizado mais GLP, ocorrendo a desativação das resistências elétricas haverá redução de custo com energia.

Figura 10: Sistema de serpentinas



Fonte: da autora, 2017.

4 CONCLUSÃO

A redução de custos com energia elétrica para qualquer empresa representa muito ganho financeiro.

Com o relatório foi possível evidenciar que a implantação de um sistema de troca térmica de serpentinas em relação ao sistema de resistências elétricas atualmente utilizado, é possível utilizar o potencial térmico da estufa de secagem como fonte de calor para aquecimento do tanque de desengraxe do processo de pré tratamento de alumínio para pintura eletrostática.

Com cálculos realizados pode-se constatar a eficiência de implantação de um sistema de isolamento térmico para o tanque com material comercialmente viável e de implantação fácil, onde haverá perda de apenas 0,0030 °C de temperatura, é possível dizer que não haverá perdas térmicas pelas laterais do tanque isolado.

Com o isolamento foi possível dimensionar qual a melhor bomba para circulação do fluido, qual o comprimento das serpentinas a serem utilizadas, quais as taxas de transferência de calor e comprimento das mesmas. Mostrando valores adequados, onde os resultados da taxa de transferência se mostram menores quando relacionadas ao sistema de resistências elétricas, devido a maior estabilidade de temperatura.

É possível dizer que com a instalação do sistema de troca térmica e a desativação do sistema elétrico haverá redução de custo financeiro, por não ser mais necessário o uso de energia elétrica.

Este trabalho pode ser complementado futuramente com a inserção de dados econômicos para instalação dos equipamentos necessários e assim implantação efetiva do sistema.

REFERÊNCIAS

39% da energia elétrica produzida no Brasil é utilizada por Indústrias, aponta pesquisa da UFG. 2016. UFG. Goiânia. Disponível em:

<<https://www.ascom.ufg.br/p/17725-39-da-energia-eletrica-produzida-no-brasil-e-utilizada-por-industrias-aponta-pesquisa-da-ufg>>. Acesso em: 20 Abr. 2017.

ARCARO, S.; ALBERTIN, A.; CESCNETO, F. R.; MAIA, B. G. de Oliveira; SILIGARDI, C.; OLIVEIRA, A. P. Novaes de. Isolantes térmicos produzidos a partir de resíduos sólidos industriais. Cerâmica, São Paulo, v. 62, n. 361, p. 32-37. 2016.

BENNETT, Carroll Osborn; MYERS, J. E. **Fenômenos de transporte de quantidade de movimento, calor e massa**. 3. ed. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1978.

BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S.; INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

Demanda de Energia. Empresa de Pesquisa Energética - EPE. Ministério de Minas e Energia. Rio de Janeiro, 2016.

DEMO, Pedro. Pesquisa e construção de conhecimento: metodologia científica no caminho de Habermas. 7. ed. Rio de Janeiro: Tempo brasileiro, 2012.

LOPES, Maria Immacolata Vassallo de. Pesquisa em comunicação. Edições Loyola, 1990.

LUPORINI, Samuel. Transferência de Massa. Universidade Federal da Bahia. 2005. Manual Técnico.

MATA, Rogério Souza da. Instrumentação Básica. 2008. Apostila. Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG. Belo Horizonte. Disponível em:

<http://www.cpdee.ufmg.br/~michelle/fabrai/index_arquivos/InstrumentacaoBasica_MedicaodeTemperatura.pdf>. Acesso em: 26 Abr. 2017.

O que é GLP. GLP. Liquigás. 2008. Disponível em:
<https://www.liquigas.com.br/wps/portal/glp/?WCM_GLOBAL_CONTEXT=/wps/porta/!ut/p/z0/fY1BCslwEEWvkk3WMwYUXQpFq4JoV-1sJJYaRuM0sal6fEMP4PJ9Hv8BQQ0k9s3OJu7F-swNLS6HlXpTbg1isTFoquq0OpfFbLmbwx7ov5Af-B4jrYHaXIL3TVB_uquaQJJGz3HMwUHjs5NRo_NB442HEDUG61isCi-WloP1atohPKj5AVOMkg4!/>>. Acesso em: 18 jun. 2017.

Pintura industrial com revestimentos a pó. Manual Técnico. 2014. WEG Indústrias S.A. Disponível em: <<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-apostila-curso-dt-13-pintura-industrial-com-tintas-em-po-treinamento-portugues-br.pdf>>. Acesso em: 22 Abr. 2017.

Projeção da demanda de energia elétrica para os próximos 5 anos. Empresa de Pesquisa Energética - EPE. Anuário. Ministério de Minas e Energia. Rio de Janeiro, 2015.

Saiba o que é um Termopar. 2017. Ômega. Disponível em:
<<https://br.omega.com/prodinfo/termopares.html>>. Acesso em: 20 jun. 2017.

Sistema de levantamento de preços. Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – ANP. Disponível em:
<http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo_Por_Estado_Municipio.asp>. Acesso em: 20 jun. 2017.

QUITES, Eduardo Emery Cunha; LIA, Luiz Renato Bastos. Introdução à transferência de calor. 1998. Manual Técnico.

Tabela de conversão energética. Tabelas. Servgás. Disponível em: <
<http://www.servgas.com/principal.php?tipo=tabelas&titulo=Tabelas>>. Acesso em: 20 jun. 2017.

Tabela para seleção de bombas e motobombas. Scheider Motobombas. Catálogo Técnico. 2017

Tabela de Tarifas. Tarifas. Celesc. Disponível em:
<<http://www.celesc.com.br/portal/index.php/duvidas-mais-frequentes/1140-tarifa>>.
Acesso em: 20 jun. 2017.

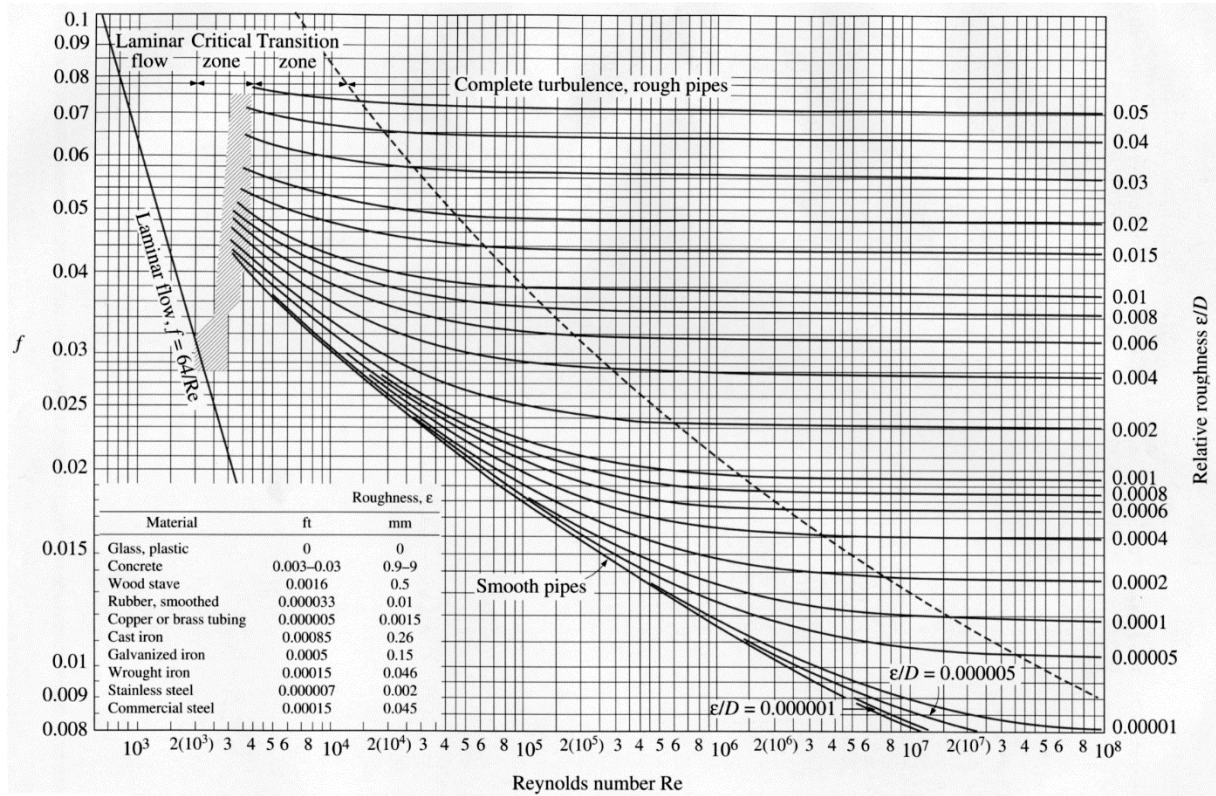
Tubo Schedule. Tabela Schedule Tubos. 2017. Brastetubos. Disponível em:
<<http://www.brastetubos.com.br/tubo-schedule.php>>. Acesso em: 20 jun. 2017.

WELTY, James R. et al. Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer. 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 2001.

YIN, Robert K. Estudo de caso: planejamento e métodos. Tradução: Daniel Grassi. 3. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

ANEXOS

ANEXO A – GRÁFICO DE MOODY



Fonte: Bergman, 2014.

ANEXO B – TABELA SCHEDULE TUBULAÇÃO DE AÇO

TUBO SCHEDULE						
Com ou Sem Costura					Aços Carbono/Ligado/Inox Preto/Galvanizado	
NOMINAL POLEGADAS	EXTERNO MM	INTERNO MM	PAREDE MM	PESO KG/MT	DENOMINAÇÃO	SCHEDULE
1/4	13,72	9,24	2,24	0,63	STD	40
		7,68	3,02	0,80	XS	80
		7,12	3,30	0,82	*	160
3/8	17,15	12,53	2,31	0,85	STD	40
		10,75	3,20	1,10	XS	80
		7,65	4,75	1,56	*	160
1/2	21,34	15,80	2,77	1,26	STD	40
		14,16	3,59	1,62	XS	80
		11,78	4,78	1,95	*	160
		6,40	7,47	2,54	XXS	*
3/4	26,67	20,93	2,87	1,68	STD	40
		18,85	3,91	2,19	XS	80
		15,55	5,56	2,89	*	160
		11,03	7,82	3,63	XXS	*
1	33,40	26,64	3,38	2,50	STD	40
		24,30	4,55	3,23	XS	80
		20,68	6,36	4,23	*	160
		15,22	9,09	5,45	XXS	*
1 1/4	42,16	35,04	3,56	3,38	STD	40
		32,46	4,85	4,46	XS	80
		29,46	6,35	5,60	*	160
		22,76	9,70	7,75	XXS	*
1 1/2	48,26	40,90	3,68	4,05	STD	40
		38,10	5,08	5,40	XS	80
		33,98	7,14	7,23	*	160
		27,94	10,16	9,54	XXS	*
2	60,32	52,50	3,91	5,43	STD	40
		49,24	5,54	7,47	XS	80
		42,84	8,74	11,10	*	160
		38,18	11,07	13,41	XXS	*
2 1/2	73,03	62,71	5,16	8,62	STD	40
		59,01	7,01	11,40	XS	80
		53,99	9,52	14,90	*	160
		44,99	14,02	20,37	XXS	*
3	88,90	77,92	5,49	11,28	STD	40
		73,66	7,62	15,25	XS	80
		66,64	11,13	21,31	*	160
		58,42	15,24	27,65	XXS	*

Fonte: Brastetubos, 2017.

