



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

**Projeto de Trocador de Calor para uma Máquina de  
Aquecimento de Vidro para Laminação**

**RODRIGO DUCATTI MARSON**

---

**Guaratinguetá-SP  
2015**

RODRIGO DUCATTI MARSON

PROJETO DE TROCADOR DE CALOR PARA UMA MÁQUINA DE AQUECIMENTO  
DE VIDRO PARA LAMINAÇÃO

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

Orientador: Prof.º Dr. Mauricio Araújo Zanardi.

Guaratinguetá-SP  
2015

M373p Marson, Rodrigo Ducatti  
Projeto de trocador de calor para uma máquina de aquecimento de vidro para laminação / Rodrigo Ducatti Marson– Guaratinguetá, 2015.  
53 f. : il.  
Bibliografia : f. 52-53

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.  
Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araújo Zanardi

1. Calor – Transmissão 2. Autoclaves I. Título

CDU 536.24



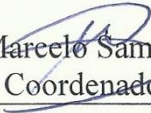
**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

PROJETO DE TROCADOR DE CALOR PARA UMA MÁQUINA DE AQUECIMENTO  
DE VIDRO PARA LAMINAÇÃO

RODRIGO DUCATTI MARSON

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

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

Prof. Dr.  Sampaio Martins  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. Mauricio Araújo Zanardi.

Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. José Nédilo Carrinho de Castro

UNESP-FEG

  
Prof. Dr. José Alexandre Matelli

UNESP/FEG

Junho de 2015

## **DADOS CURRICULARES**

### **RODRIGO DUCATTI MARSON**

NASCIMENTO 27.12.1982 – GLICÉRIO / SP

FILICAÇÃO Aurélio Marson  
Célia Ducatti Marson

2008/2015 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica  
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá  
da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita  
Filho”

*de um modo especial, ao meu avô,  
pelo seu exemplo de caráter e trabalho, segurando uma enxada enquanto viveu.*

## **AGRADECIMENTOS**

O Deus, criador do universo e de todas as coisas, que me deu vida, inteligência e capacidade para alcançar meus objetivos e metas;

aos meus pais, que sempre me incentivaram na busca de meus ideais;

ao corpo docente e a todos os funcionários do campus da UNESP de Guaratinguetá que contribuíram com a minha formação acadêmica;

ao Prof. Prof. Dr. Mauricio Araújo Zanardi, pela orientação, auxílio e paciência na elaboração deste trabalho;

à empresa FERLEX Viaturas e Equipamentos, em particular nas pessoas dos Diretores Nelson Mashiba e Paolo Scatolini, pelos dados utilizados e pela confiança em mim depositada.

MARSON, R.D. **Projeto de trocador de calor para uma máquina de aquecimento de vidro para laminação.** 2015. 53fl. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia de Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

## **RESUMO**

Atualmente se tem uma máquina de aquecimento de vidro para laminação, projetada no ano de 2006, que é fabricada regularmente. Por solicitação do cliente pretende-se aumentar sua capacidade e testes demonstraram que o trocador de calor existente não consegue suprir a demanda de energia térmica necessária. Foi feito uma análise térmica do equipamento, a fim de obter informações para estudar alternativas para a ampliação da capacidade do equipamento tendo em vista a limitação de espaço de instalação e a necessidade de racionalizar os custos, evitando-se assim um possível superdimensionamento.

**PALAVRA-CHAVE:** Trocador de Calor. Autoclave.



MARSON, R.D. **Heat exchangers design for heat machine glass laminating.** 2015.\_53 f. Graduate Work (Graduation in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

### **ABSTRACT**

The object of this study is a glass heating machine for rolling process, designed in 2006 and which is manufactured regularly. By customer request it is intended to increase the production capacity of this machine. However, initial tests have shown that the existing heat exchanger cannot supply the necessary thermal energy demand. A study of the thermal characteristics of the equipment was performed in order to obtain the required information to study alternatives for expanding its capacity taking into account space limitations and the need to rationalize costs, avoiding unnecessary oversizing.

**KEYWORDS:** Heat Exchangers. Autoclave.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1– Autoclave para laminação de vidro	14
Figura 2– Ferlex Viaturas e Equipamentos Ltda.	15
Figura 3– Autoclave para o processo de laminação de vidro	16
Figura 4– União do vidro ao PVB	18
Figura 5– Exemplo de união do vidro ao PVB	18
Figura 6– Esquema do sistema de resfriamento da autoclave	19
Figura 7– Linha de Laminação de Vidro	20
Figura 8- Ciclo de Operação Atual e Desejado da Autoclave	23
Figura 9– Esquemática do Equipamento	24
Figura 10– Perfil do duto de entrada do ar	27
Figura 11– Perfil final do trocador de calor com 5 passes	28
Figura 12– Configuração série-paralelo do tubo aletado e resistência térmica equivalente.	29
Figura 13– Sentido da vazão e do fluxo térmico	30
Figura 14– Arranjo dos tubos em matriz tubular alternada	32
Figura 15– Consideração de fluxo entre placas planas	36
Figura 16-Número de Nusselt para fluxo turbulento	37
Figura 17- Tubo fino circular, superfícies CF-9.05-3/4J e CF-8.8-1.0J.	41
Figura 18– Perfil e dimensões da superfície aletada	43
Figura 19– Trocador de Calor com 5 passes nos tubos e fluxo cruzado externo	46
Figura 20– Geometria final do trocador de calor	50

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1– Propriedades dos materiais presentes no interior do Equipamento .....	25
Tabela 2- Carga térmica dos componentes .....	26
Tabela 3 - Cálculo do Coeficiente Interno de Transferência de Calor por Convecção .....	31
Tabela 4– Tabela para extração dos Valores C1 e m1 .....	33
Tabela 5– Tabela para extração do Valor C2 .....	34
Tabela 6– Determinação do $h_{tubo}$ segundo a Correlação de Grimison.....	34
Tabela 7 – Tabela para extração dos Valores C3 e m1 .....	35
Tabela 8– Tabela para extração dos Valores C4: .....	35
Tabela 9– Determinação do $h_{tubo}$ do tubo segundo a Correlação de Zukauskas: .....	35
Tabela 10- Determinação do $h_{aletado}$ do tubo segundo a Kays e London:.....	38
Tabela 11- Determinação do $h_{eq}$ .....	39
Tabela 12- Comparação do dimensional entre perfis e superfícies de tubos aletados.....	40
Tabela 13– Cálculo do coeficiente convectivo .....	42
Tabela 14– Obtenção da eficiência da aleta $\eta_{aleta}$ .....	44
Tabela 15– Obtenção da eficiência global da superfície $\eta_{global}$ .....	44
Tabela 16– Cálculo do produto U.A: .....	45
Tabela 17- Cálculo da temperatura de saída do trocador de calor.....	47
Tabela 18– Análise do trocador usando o método de NUT .....	48
Tabela 19– Cálculo da quantidade de tubos aletados .....	49

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	área, m <sup>2</sup>
At	área do trocador de calor, m <sup>2</sup>
C	taxa de capacidade calorífica, W/K
cp	calor específico a pressão constante, J/(kg.K)
D	diâmetro, m
$D_h$	diâmetro hidráulico, m
E	energia térmica, J
$\dot{E}$	taxa de transferência de energia, W
G	fluxo mássico, kg/(s.m <sup>2</sup> )
h	coeficiente de transferência de calor por convecção, W/(m <sup>2</sup> .K)
k	condutividade térmica, W/(m.K).
L	comprimento característico, m
Mp	quantidade de trocadores em paralelo
m	massa, kg
$\dot{m}$	vazão mássica, kg/s
NUT	número de unidades de transferência
N	numero de aletas
$N_{tubo}$	quantidade de tubos por passe
P	perímetro, m
PVB	Polivinil Butiral
q	taxa de transferência de calor, W
Q	vazão volumétrica de água, m <sup>3</sup> /h
R	resistência térmica, K/W
r	raio de um cilindro ou aleta, m
$r_h$	diâmetro hidráulico de passagem, m
SL	passo transversal, mm
ST	passo longitudinal, mm
Sa	passo entre aletas, mm
S	espessura da aleta, mm
T	temperatura, K
t	tempo, s
U	coeficiente global de transferência de calor, W/(m <sup>2</sup> .K)
UV	ultra violeta
V	volume, m <sup>3</sup>
v	velocidade, m/s
Re	número de Reynolds
Pr	número de Prandtl
Nud	número de Nusselt

### Letras Gregas

$\mu$	viscosidade, N/(s.m)
$\sigma_a$	relação entre área livre do fluxo e área frontal do trocador de calor
$\varepsilon$	efetividade do trocador de calor
$\rho$	massa específica, kg/m <sup>3</sup>
$\eta_{global}$	eficiência global da superfície aletada
$\eta_a$	eficiência da aleta

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS E MOTIVAÇÃO .....</b>	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>DESCRIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DO PROCESSO .....</b>	<b>18</b>
<b>4</b>	<b>CARACTERISTICAS DO EQUIPAMENTO .....</b>	<b>20</b>
<b>5</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....</b>	<b>22</b>
5.1	LEVANTAMENTO DA CARGA TÉRMICA DO EQUIPAMENTO .....	23
5.2	DIMENSIONAMENTOS DO TROCADOR DE CALOR.....	27
5.2.1	Obtenção do Produto UA .....	28
5.2.2	Aplicação do método e-NUT para o trocador em estudo .....	45
5.2.3	Determinação dos números de tubos .....	48
5.2.4	Geometria final do trocador de calor.....	49
<b>6</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>51</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>52</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....</b>	<b>53</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos o Brasil viveu um bom momento na área industrial com altas taxas de crescimento econômico. Agora, nesse período de crises, tanto econômica quanto energética, se faz necessário à economia de recursos com uma indústria eficiente e competitiva com produtos de qualidade para abastecer o mercado interno e poder competir no mercado externo. Para produzir bons produtos, tem-se a necessidade de fabricar bons equipamentos, que serão a base fundamental para uma produção de qualidade e que atenda às necessidades do mercado. Dessa forma, a fabricação de equipamentos como autoclaves é de suma importância industrial, pois uma enorme variedade de produtos é produzida com o auxílio desse equipamento.

Figura 1– Autoclave para laminação de vidro



Fonte: (SINCAVIDRO, 2012)

Inserida nesse contexto de fabricação de autoclaves, a fabricante da autoclave estudada é uma empresa brasileira especializada na fabricação de autoclaves com a certificação ASME – American Society of Mechanical Engineers, destaca-se nesse seguimento e tem esse tipo de equipamento como principal produto de sua empresa.

Figura 2– Foto aérea da indústria produtora do equipamento.



Fonte: (FERLEX, 2009)

Os seguimentos que são usuários de autoclaves abrangem diversas áreas dentro da engenharia, destacando-se:

- Recauchutagem de pneus;
- Acrílico;
- Borracha;
- Composto (aviação e peças especiais);
- Impregnação de verniz e piche, etc.;
- Madeira;
- Microfusão;
- Calçados esportivos (tênis);
- Recuperação de transformadores;
- Vidro laminado (ver Figura 3);

É grande a importância das autoclaves para a produção industrial, sendo um vaso de pressão fabricado para resistir a altas temperaturas e pressões, criando assim diversos ambientes para o processo de cura de vários produtos. O processo desse equipamento consiste

em manter o material no seu interior, durante um determinado tempo especificado, para cada tipo de material e processo, sobre ação de pressão e temperatura.

Existem vários tipos, tamanhos e modelos de autoclaves, que realizam diferentes processos sempre controlando o ambiente interno: aquecimento, resfriamento, pressurização, despressurização, tempo de patamares e vácuo.

Para o controle do resfriamento há a necessidade de um trocador de calor para executar essa operação de transferência de calor. Sendo assim, é muito importante saber qual a dimensão que deverá ter o trocador de calor para se obter uma melhor otimização na troca de calor entre o equipamento e o material no seu interior durante o processo, para que no final do ciclo de operação da autoclave, o produto final atenda aos requisitos das especificações e normas exigidas pelo processo do cliente.

Figura 3– Autoclave para o processo de laminação de vidro



Fonte: (FERLEX, 2009)



## **2 OBJETIVOS E MOTIVAÇÃO**

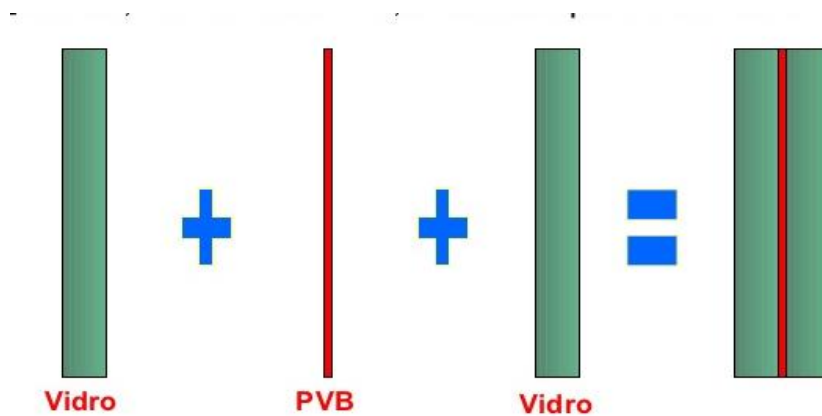
O primeiro objetivo deste trabalho é verificar o desempenho do trocador de calor instalado numa autoclave para laminação de vidro. Este se justifica pelo fato desta autoclave ter tido sua capacidade de produção expandida sem alterações nos periféricos do sistema de resfriamento. Como inspeções iniciais demonstraram que o trocador de calor anterior não era suficiente para o bom funcionamento do equipamento, propõe-se então se dimensionar um novo trocador de calor que atenda às especificações desejadas, utilizando a estrutura já existente, com um mínimo de interferência possível no projeto original do equipamento.

### 3 DESCRIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DO PROCESSO

O equipamento a ser estudado é uma autoclave para o processo de laminação do vidro. Este processo consiste em unir duas placas de vidro com uma película de Polivinil Butiral (PVB) (Figura 4) com o objetivo de se obter determinadas características no produto final principalmente nos seguintes aspectos:

- melhoria no desempenho acústico;
- melhoria do desempenho térmico (quando associado a vidro reflexivo)
- aumento da segurança de utilização (impedindo que o vidro se estilhaçe). (Figura 5)
- filtração até 99,6% dos raios UV.

Figura 4– União do vidro ao PVB



Fonte: (VIMINAS, 2012)

Figura 5– Exemplo de união do vidro ao PVB

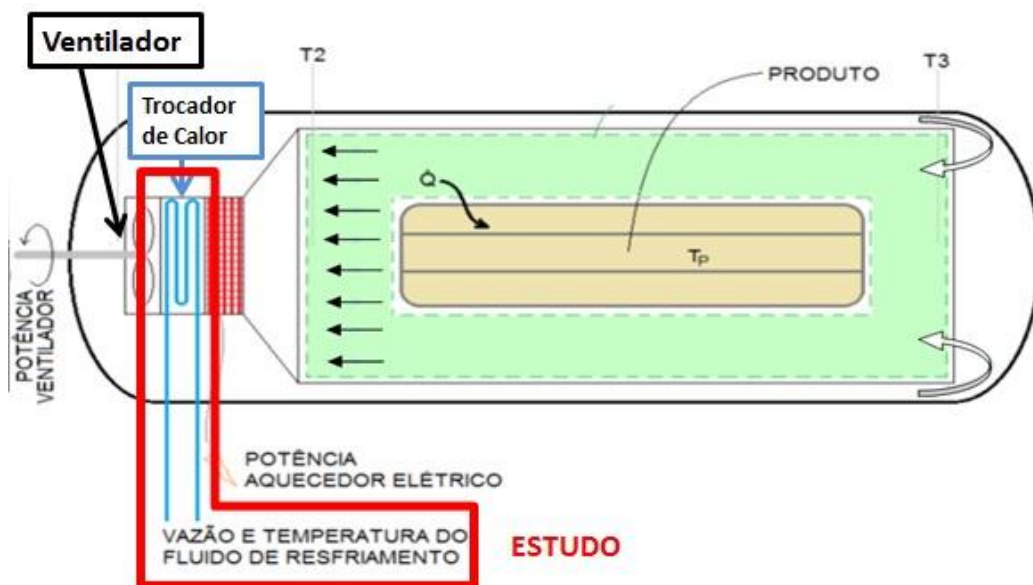


Fonte: (CLACCIVIDROS, 2014)

Uma parte desse processo é feito na autoclave. O vidro depois de unido ao PVB através de laminação em uma calandra é pré-aquecido no forno e então, é encaminhado à autoclave na qual será aquecido até a aproximadamente  $130^{\circ}\text{C}$  submetido a uma pressão de  $12\text{kgf/cm}^2$  para garantir a união entre as duas placas.

Depois de finalizada esta etapa, há a necessidade de resfriar o vidro antes de removê-lo do interior da autoclave, pois qualquer diferença de temperatura entre o vidro e o ambiente acima de  $40^{\circ}\text{C}$ , ocasionará o aparecimento de trincas, inutilizando a peça. Por outro lado, se o resfriamento do equipamento for demorado, haverá a perda de produtividade. Daí a importância do estudo do trocador de calor de resfriamento (Figura 6).

Figura 6– Esquema do sistema de resfriamento da autoclave



Fonte: do próprio autor.

A autoclave foi projetada em 2006 e é fabricada regularmente sendo que um cliente solicitou o aumento da capacidade produtiva. Testes iniciais demonstraram que o trocador de calor não conseguiria suprir a carga térmica de resfriamento para as novas condições de operação, devendo então ser substituído por um trocador de calor maior, porém como não se deseja fazer alterações na estrutura do equipamento, deverá ser utilizado apenas o espaço existente para a instalação do dispositivo. Será estudadas alternativas, levando em consideração a relação limitação de espaço/racionalização de recursos e na medida do possível se evitando superdimensionamento.

#### 4 CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO

O equipamento estudado é uma autoclave com aquecimento elétrico e resfriamento com água, para o processo de laminação de vidro.

A autoclave para o processo de laminação de vidro é um vaso de pressão no qual se controla a pressão interna bem como a variação de temperatura, tanto no aquecimento como no resfriamento, de acordo com as características desejadas no processo de obtenção de vidro laminado. A Figura 7 mostra a autoclave a ser estudada que é utilizada num processo de laminação de vidro com as principais características listadas a seguir:

- Carga do produto por ciclo: 13,17 toneladas de vidro laminado
- Rampa de aquecimento: 90min
- Tempo de resfriamento desejado: 150 minutos
- Dimensões úteis: Ø3,5m x 5m
- Flúido de pressurização: ar comprimido ou nitrogênio
- Pressão de trabalho: 12,0 kgf/cm<sup>2</sup>
- Temperatura de trabalho: 150°C
- Temperatura final de resfriamento: 50°C
- Volume da autoclave: 71m<sup>3</sup>

Figura 7– Linha de laminação de vidro



Fonte: (GLASSEC, 2011)

Partindo-se destes valores, pode se desenvolver o estudo do sistema de resfriamento, iniciando-se com a verificação de funcionamento da autoclave sem modificação do trocador de calor para verificar a real necessidade de substituição. Após esta etapa, é realizado o levantamento e estimado a da carga térmica a ser utilizada no dimensionamento do trocador de calor para garantir o tempo desejado de resfriamento. Com estes dados, parte se então para o levantamento das características de transferência de calor de acordo com as propriedades dos escoamentos dos fluidos e finalmente se realiza o dimensionamento do trocador de calor.

## 5 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

O equipamento estudado é uma autoclave com aquecimento elétrico e resfriamento com água, para o processo.

Foi feito o levantamento de dados e necessidades da autoclave através do acompanhamento de um ciclo de operação do equipamento. Neste acompanhamento foram medidas e coletadas informações sobre a carga do vidro utilizada neste ciclo, as condições ambientais nesse dia, dados e medições da torre de resfriamento instalada no sistema e a velocidade de circulação do ar nos dutos de ventilação. Segue abaixo os valores obtidos:

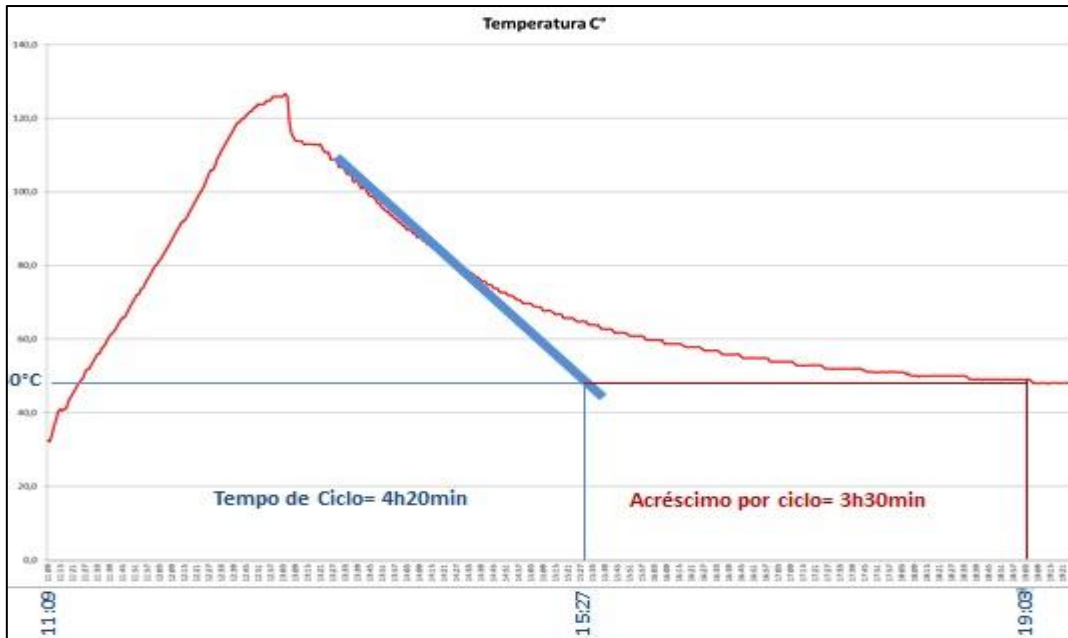
- Carga de vidro utilizada durante o ciclo: 13,17 t
- Dados da torre de resfriamento instalada no equipamento:
  - Vazão da bomba de circulação de água: 60m<sup>3</sup>/h
  - Temperatura medida na saída da torre de resfriamento: 33°C
  - Temperatura medida na entrada da torre de resfriamento: 38°C
- Temperatura ambiente medida: 34°C
- Velocidade do ar medida nos dutos de circulação: 5,97m/s
- Área do duto de saída de ar: dois dutos de 0,4m<sup>2</sup> cada um.

Também foram coletadas as medidas de temperatura no decorrer do tempo, sendo possível traçar a curva da Figura 8 que representa a variação da temperatura do ar que circula no interior da autoclave durante todo o processo de aquecimento e resfriamento.

É possível observar na Figura 8 que o tempo de ciclo desejado no equipamento de 4 horas e 22 minutos foi superado em cerca de 3 horas e 30 minutos, equivalente a 80% a mais do requerido. Fica evidente que o trocador de calor está subdimensionado para este ciclo de operação na fase final do ciclo, quando a curva de resfriamento não consegue mais acompanhar a curva requerida, resultando num aumento do tempo de resfriamento. Assim, verificou-se a necessidade de se projetar um novo trocador de calor, para atender as novas condições de operação e garantir a qualidade final do produto sem perda de produtividade. Para ficar evidente, a curva de resfriamento desejada está mostrada na Figura 8. É importante que o trocador de calor esteja superdimensionado no início do resfriamento, quando as diferenças de temperatura entre os fluidos são maiores, para garantir que no final do resfriamento seja possível retirar a taxa de energia térmica necessária. Esta autoclave permite

a variação da vazão de fluido de resfriamento de forma programada, para evitar quedas bruscas de temperatura o que poderia causar danos ao produto.

Figura 8- Ciclo de operação atual e desejado da autoclave



Fonte: do próprio autor.

### 5.1 LEVANTAMENTO DA CARGA TÉRMICA DO EQUIPAMENTO

No resfriamento do ciclo no processo de laminação de vidro é necessário variar a temperatura interna na autoclave. Para variar esse parâmetro se deve retirar energia conforme requerido pelo processo, fazendo-se necessário mensurar essa quantidade total de energia que será retirada do sistema durante todo o processo, obtendo assim a carga térmica do equipamento. Pela conservação da energia térmica, pode-se escrever que a energia a ser retirada será a soma da variação da energia desejada em cada um dos componentes do sistema:

$$E_{retirada} = \Delta E_{componente} \quad (1)$$

A variação de energia interna de cada componente é obtida pela diferença energia final menos a energia inicial contida no sistema, representado pela equação (2):

$$E_{componente} = E_f - E_i \quad (2)$$

ou

$$E_{componente} = m (h_f - h_i) \quad (3)$$

uma vez que não existem variações de energia e potencial durante o processo de resfriamento do equipamento. Considerando os calores específicos de todos os elementos constantes e como não ocorrem processos de mudança de fase, essa expressão fica reduzida a:

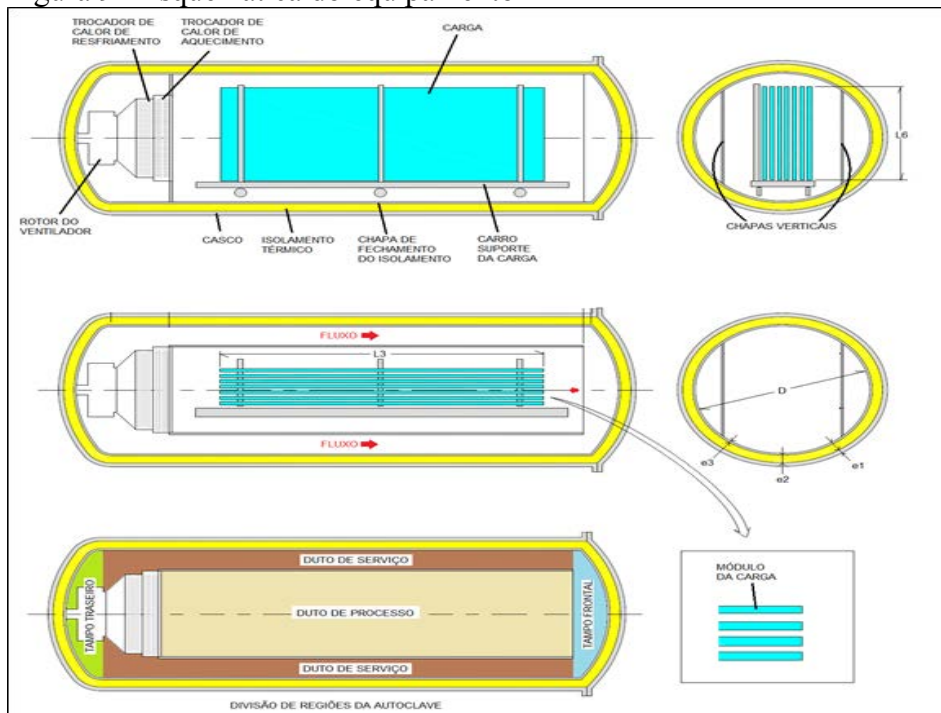
$$E_{componente} = m \cdot cp \cdot (T_f - T_i) \quad (4)$$

A potência a ser retirada pelo sistema de resfriamento, para um resfriamento como mostrado na Figura 8 será:

$$q = \frac{\Sigma E}{t} \quad (5)$$

O esquema mostrado na Figura 9 possibilita visualizar os componentes internos que compõe a autoclave e que devem ser resfriados. Deve-se ressaltar que o resfriamento deve levar em consideração todos os componentes internos da autoclave, além do vidro.

Figura 9– Esquemática do equipamento



Fonte: do próprio autor.



Para calcular a carga térmica total do equipamento é necessário o levantamento da massa ( $m$ ), calor específico ( $c_p$ ) e a variação de temperatura ( $\Delta T$ ) de todos os componentes durante todo o ciclo. Basicamente o conjunto aquecido é composto de ar, aço carbono e vidro.

A massa do ar foi obtida através do conhecimento do volume livre da câmara considerando o ar nas condições de temperatura e pressão de operação do equipamento, através da equação (6).

$$m = \rho \cdot V \quad (6)$$

A massa específica para a densidade do ar a 130°C e 12kgf/cm<sup>2</sup> foi calculada em  $\rho = 10,44 \text{ kg/m}^3$  e o volume de ar contido no equipamento é de  $V = 71 \text{ m}^3$ . Do cálculo obtém-se uma massa de ar de  $m = 742,2 \text{ kg}$ .

A massa do aço foi obtida através das dimensões do equipamento fornecidas pelo fabricante da autoclave.

A massa do vidro foi obtida através do cálculo do volume total das placas e utilizando a equação (6) com a massa específica do vidro que é de  $\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$ . Uma vez levantado o volume de 50 placas de vidro, utilizadas no ciclo, com as dimensões de 8 mm de espessura x 2634 mm de largura x 5000 mm de comprimento, o que leva a um valor de  $V = 5,268 \text{ m}^3$ , a massa de vidro resultante é de  $m = 13170 \text{ kg}$ .

Na Tabela 1 estão mostrados os valores das propriedades utilizadas para os diversos materiais.

Tabela 1– Propriedades dos materiais presentes no interior do Equipamento

PROPRIEDADES	Material	Massa Específica [ $\rho$ ]	Calor Espec. [ $c_p$ ]	Cond. Térmica,[k]
		kg/m <sup>3</sup>	J/kg.K	W/m.K
Produto interno	Vidro	56	905	0,0418
Autoclave	Aço Carbono	7850	434	60,5
Ar Comprimido	Ar	10,44	1014	-

Fonte: Adaptado de (INCROPERA, 2008)

A variação de temperatura e o tempo de resfriamento do equipamento prometida para o cliente esta descrita na seção anterior. Embora tenha sido acompanhado um ciclo com temperatura de patamar de 130°C, está sendo considerado para efeito de cálculos a temperatura no pior caso, quando o processo requer um patamar de 150°.

Depois de levantados os valores de massa, calor específico, variação de temperatura e tempo, aplicando nas equações (4) e (5) demonstradas acima, tem-se a energia a ser retirada e a potência a ser transferida. Os cálculos das diversas parcelas estão mostrados na Tabela 2.

Tabela 2- Carga térmica dos componentes

	<b>Massa kg</b>	<b>Calor Específico J/kg.K</b>	<b>Variação de Temperatura [Tf-Ti] K</b>	<b>Energia Armaz. kJ</b>
E ar	742,2	1014	100	75.257
E vidro	13170,0	905	100	1.191.885
E chapa de isolamento	1121,8	434	100	48.686
E chapa do duto	178,3	434	100	7.740
E trocador de calor de resfriamento	900,0	434	100	39.060
E banco de resistência	700,0	434	100	30.380
E suporte do carro	165,0	434	100	7.161
E trilho do carro	395,0	434	100	17.143
E do carro de transporte do vidro	980,0	434	100	42.532
E Rotor, coifa e fechamento do duto	630,0	434	100	27.342
E anel do costado	4874,0	434	100	211.532
E anel da porta	3015,0	434	100	130.851
E tampo do fundo	2000,0	434	100	86.800
<b>E retirada [kJ]</b>				<b>1.916.368,7</b>
<b>Ê taxa de transferência de calor [kW]</b>				<b>212,9</b>

Fonte: do próprio autor.

Tendo sido avaliada a taxa de transferência de calor desejada no processo de resfriamento, pode-se então se projetar o trocador de calor adequado ao equipamento.

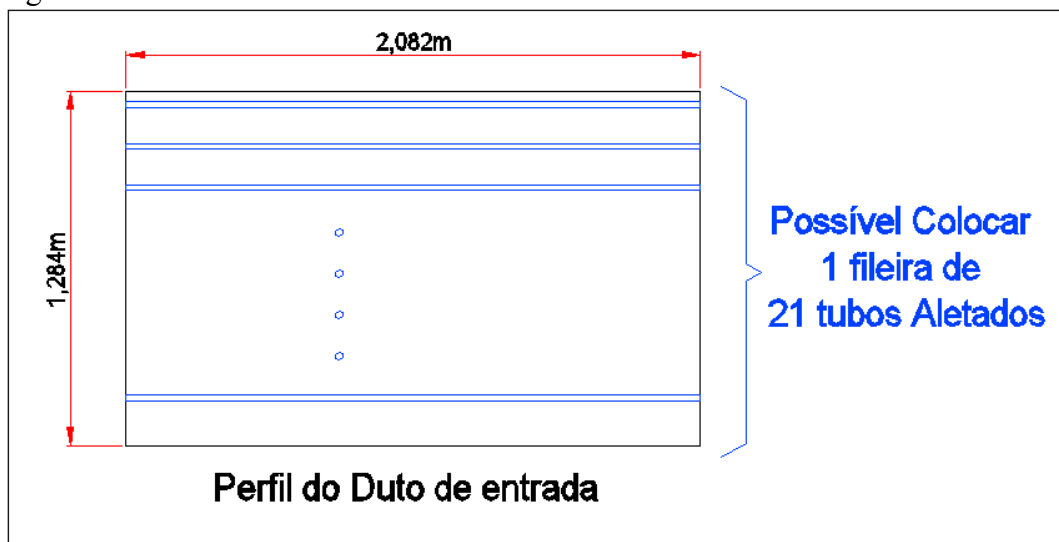
## 5.2 DIMENSIONAMENTOS DO TROCADOR DE CALOR

Ao se iniciar o dimensionamento de um trocador de calor, se busca calcular a área do trocador ( $A_t$ ) necessária para retirar a energia ( $E$ ) calculada anteriormente, numa dada taxa de transferência de calor ( $q$ ), a fim de atender o tempo de resfriamento do processo( $t$ ).

Uma vez que a autoclave já está pronta e em funcionamento, temos algumas limitações, sendo as principais delas:

- O espaço do duto de entrada já está definido, tendo-se assim um comprimento dos tubos aletados fixo, podendo entretanto, se variar a quantidade deles;
- A vazão máxima de circulação de água, que é o fluido refrigerante, já está definida, devido à torre de resfriamento já instalada;
- O fornecedor só possui uma configuração de tubos aletados;
- A vazão mássica de ar já está definida pelo conjunto de ventilação já instalado;
- As dimensões do duto de entrada de ar no trocador de calor já estão estabelecidas conforme Figura 10, sendo possível a colocação de 21 tubos aletados por fileira com os comprimentos indicados.

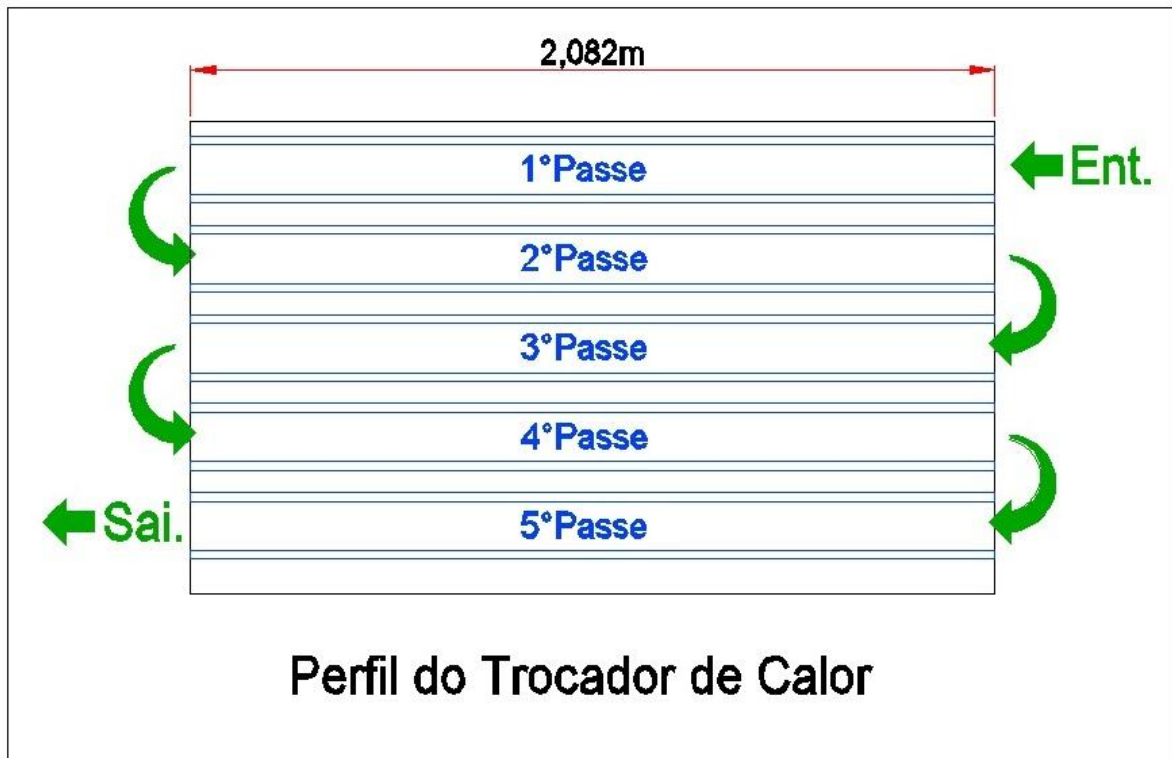
Figura 10– Perfil do duto de entrada do ar



Fonte: do próprio autor.

Foi feita a opção de se utilizar 5 passes nos tubos e 1 passe externo cruzado para manter o padrão de fabricação já empregado pela empresa. Isso equivale a uma configuração conforme mostrada na Figura 11.

Figura 11– Perfil final do trocador de calor com 5 passes



Fonte: do próprio autor.

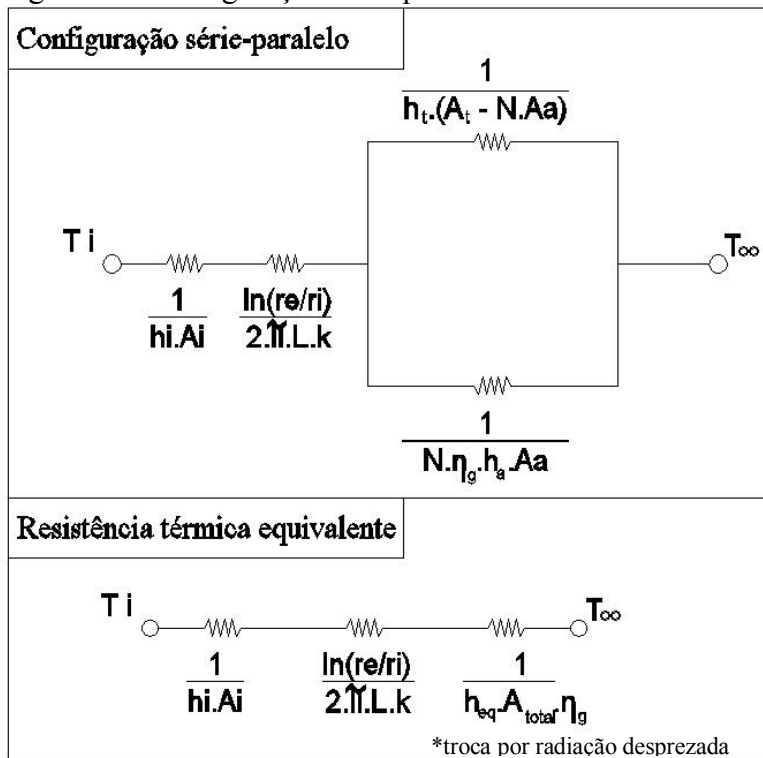
### 5.2.1 Obtenção do Produto UA

Para análise de trocadores de calor é conveniente o uso do coeficiente global de transferência de calor  $U$  que está relacionado à resistência térmica equivalente  $R_{eq}$  por meio da equação (7).

$$U \cdot At = \frac{1}{R_{eq}} \quad (7)$$

O trocador de calor analisado consiste de uma parede composta, caracterizada por configurações série-paralelo, como mostrado na Figura 12. Embora a transferência de calor nesse sistema seja multidirecional, quando se considera o trocador de calor como um todo, é razoável a hipótese de utilização de condições unidimensionais.

Figura 12– Configuração série-paralelo do tubo aletado e resistência térmica equivalente.



Fonte: do próprio autor.

Com base nesta hipótese, um circuito térmico equivalente pode ser usado para obter a resistência térmica equivalente, conforme equação (8):

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_{eq} A_{total} \eta_g}} \quad (8)$$

Para garantir o resfriamento e obter o tamanho do trocador de calor, o cálculo será em função do comprimento total de tubos aletados “L”.

O padrão do perfil do tubo aletado utilizado no trocador de calor da autoclave é de fabricação da própria empresa fornecedora da autoclave, sendo esse perfil de aleta fora dos padrões encontrados em bibliografias e catálogos. Como o fornecedor não possui informações dos coeficientes de transferência de calor por convecção para a geometria fabricada, será necessário se obter os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção ( $h_i$ ), ( $h_{eq}$ ) e do rendimento global ( $\eta_{global}$ ) a serem substituídos na equação (8), através de estimativas baseadas em modelos. A seguir se propõe então uma metodologia de cálculo desses parâmetros.

### A) Cálculo do coeficiente $h$ para a superfície interna do tubo

Na obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção interno ao tubo ( $h_i$ ) será necessária antes de tudo a determinação da vazão de água que escoar internamente em cada tubo. Como o cliente já possui um sistema de resfriamento com vazão disponível de  $Q=60\text{m}^3/\text{h}$ , será considerado esta vazão para o conjunto do trocador de calor.

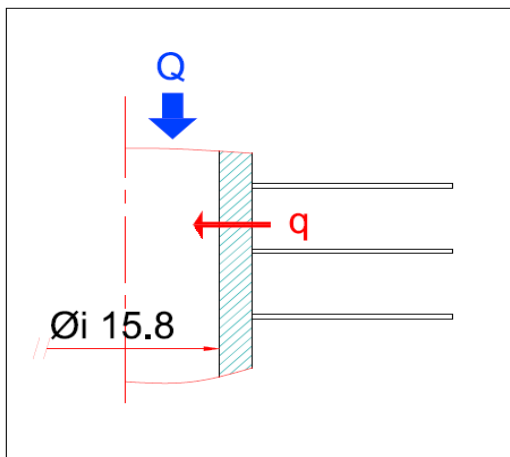
Inicialmente se considerou um trocador com 5 passes e para cada passe uma quantidade 33 tubos. Ao final do cálculo será verificada a necessidade de correção desta suposição.

Assim a vazão de água que escoar internamente em cada tubo será dada pela equação (9):

$$Q_{tubo} = \frac{Q}{N_{tubo}} \quad (9)$$

A vazão de água representada por ( $Q_{tubo}$ ) passa por um tubo de diâmetro interno de  $\text{Ø}i$  15,8mm e o sentido do fluxo térmico representado por ( $q$ ), é mostrado na Figura 13:

Figura 13– Sentido da vazão e do fluxo térmico



Fonte: do próprio autor.

Com a vazão de cada tubo, é possível obter o número de Reynolds a partir da equação (10):

$$Re \equiv \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \quad (10)$$

Como se obtém com os dados utilizados um número de Reynolds acima de 10.000 e Prandtl está entre  $0,7 \leq Pr \leq 160$ , conforme descrito na Tabela 3, pode-se considerar a

correlação da convecção para escoamento turbulento em tubos circulares, dada por (11), sendo que para o escoamento turbulento completamente desenvolvido  $Nu_d \approx \overline{Nu}_d$ .

$$Nud = 0,0243 \cdot Red^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \quad (11)$$

Depois de obtido o número de Nusselt do escoamento interno  $Nud$ , se calcula o coeficiente de transferência de calor por convecção para a superfície interna do tubo  $hi$ , utilizando a equação (12).

$$Nud = (h_i \cdot D)/k \quad (12)$$

Todo o processo de cálculo está detalhado na Tabela 3.  $h_i$ :

Tabela 3 - Cálculo do Coeficiente Interno de Transferência de Calor por Convecção

<b>DETERMINAÇÃO DO "hi" INTERNO</b>		
Di	Diâmetro interno do Tubo	0,0158 m
Q	Vazão volumétrica da água	60 m <sup>3</sup> /h
k ag	Condutividade térmica com T=310	0,634 W/m.K
ρ ag	Massa específica da água ambiente T=310	991,1 kg/m <sup>3</sup>
ṁag	Vazão mássica da água	16,52 kg/s
Ntubo	Quantidade de tubos por passe	33
ṁag	Vazão mássica da água por passe do trocador	0,501 kg/s
μ	Viscosidade a T=310K	0,000695 N.s/m <sup>2</sup>
Pr	para a Tm = 310K	4,62
Re	Equação (10)	58039,1
Nu d	Equação (11)	290,03
<b>hi</b>	<b>h interno - Equação (12)</b>	<b>11637,8 W/m<sup>2</sup>.K</b>

O coeficiente de transferência de calor por convecção para a superfície interna dos tubos é então:

$$h_i = 11637,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

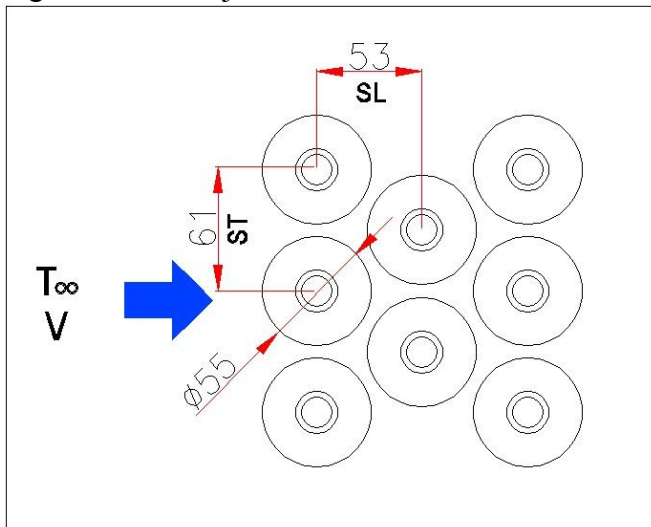
## B) Cálculo do coeficiente $h$ para a superfície externa do trocador de calor

Uma vez que os tubos aletados utilizados não são padronizados, não é possível encontrar comercialmente tabelas e catálogos para o cálculo de um banco de tubos com a geometria desejada. Desta forma se propõe a metodologia de obtenção deste coeficiente mostrado na sequência do trabalho.

Para a obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção para a superfície externa do trocador de calor se dividiu este cálculo em duas parcelas: um escoamento sobre um banco de tubos sem aletas que será caracterizado por um coeficiente  $h_{tubo}$  e um escoamento pelos canais formados pelas aletas que será caracterizado por um coeficiente  $h_{aleta}$ . Estes dois coeficientes serão então combinados para a obtenção de um coeficiente equivalente que será utilizado em toda a superfície externa.

Considerou-se então um banco de tubos com um escoamento externo cruzado sobre esta matriz tubular. A disposição dos tubos no arranjo está mostrada na Figura 14 e as aletas foram desenhadas somente para se ter uma ideia da disposição real dos tubos.

Figura 14– Arranjo dos tubos em matriz tubular alternada



Fonte: do próprio autor.

O equipamento possui um sistema de circulação interna de ar, no qual foi medida a velocidade média do ar  $v_{média} = 5,9715$  m/s, numa área  $A = 0,8$  m<sup>2</sup> de seção livre de passagem de ar. Considerando a massa específica do ar igual a  $\rho_{ar \text{ à } 12bar} = 12,1$  kg/m<sup>3</sup> para uma pressão de 12kgf/cm<sup>2</sup> é possível assim obter a vazão volumétrica disponível, equação (13):

$$Q = A \cdot v_{média} = 5,9715 \cdot 0,8 = 4,777 \text{ m}^3/\text{s} \quad (13)$$



Depois de obtida a vazão volumétrica que circula dentro do equipamento, deve-se determinar a velocidade do ar na entrada do trocador de calor  $v_{trocador}$ . Utilizando a equação (14) com a área frontal do trocador de calor  $A_{f_t} = 2,673 \text{ m}^2$ .

$$v_{trocador} = \frac{Q}{A_{f_t}} = \frac{4,777}{2,673} = 1,787 \text{ m/s} \quad (14)$$

Como as correlações para bancos de tubos são baseadas na velocidade máxima do fluido  $v_{max}$  dentro do banco, esta é obtida em função do diâmetro dos tubos e espaçamento entre eles, conforme equação (15):

$$v_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot v_{trocador} = \frac{0,061}{0,061 - 0,0213} \cdot 1,787 = 2,746 \text{ m/s} \quad (15)$$

Com o valor da velocidade máxima, pode-se obter o número de Reynolds através da equação (16).

$$Re \equiv \frac{\rho_{ar} \cdot v_{max} \cdot D}{\mu} \quad (16)$$

De acordo com o Incropera e de Witt (2008), o coeficiente de transferência de calor  $h_{tubo}$ , pode ser calculado através das correlações (17) e (18) abaixo:

#### ***1-Correlação de Grimison***

$$Nud = C_1 \cdot C_2 \cdot Re_{D,max}^{m1} \cdot Pr^{1/3} \quad (17)$$

Válida para os intervalos:

$$2.000 \leq Re_{d,max} \leq 40.000$$

$$Pr \geq 0,7$$

Os coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  e  $m$  são obtidos nas Tabelas 4 e 5:

Tabela 4– Tabela para extração dos valores  $C_1$  e  $m_1$

SL/D	ST / D					
	2		2,86		3	
	C1	m1	C1	m1	C1	m1
2	0,482	0,556	0,454	0,568	0,449	0,570
3	0,440	0,562	0,430	0,572	0,428	0,574
2,4883	0,461	0,559	<b>0,442</b>	<b>0,570</b>	0,439	0,572

Fonte: Adaptado de (INCROPERA, 2008)

Tabela 5– Tabela para extração do Valor C2

NL	7	8	9
	C2		
Alternada	0,97	0,98	0,99

Fonte: Adaptado de (INCROPERA, 2008)

Um resumo dos cálculos está mostrado na Tabela 6:

Tabela 6– Determinação do  $h_{tubo}$  segundo a Correlação de Grimison.

Determinação do "htubo" Externo - GRIMISON		
$v_{max}$	Velocidade máxima	2,746 m/s
k ar	Condutividade térmica com T=323	0,028 W/m.K
$\mu$ ar	Viscosidade d do ar ambiente T=323	0,0000195 N.s/m <sup>2</sup>
$\rho$ ar	Densidade do Ar T=323K e P=12bar	12,10 kg/m <sup>3</sup>
Pr	Para a Tm = 321K	0,70399
Re	Equação (16)	36190
C1	Tabela 4	0,442
C2	Tabela 5	0,98
m1	Tabela 4	0,57
Nu d	Equação (17)	171,8
<b>htubo</b>		<b>225,9 W/m<sup>2</sup>.K</b>

Com isso o coeficiente de transferência de calor por convecção para o banco de tubos, utilizando a correlação de Grimison é:

$$h_{tubo} = 225,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 2-Correlação de Zukauskas:

Uma alternativa é a utilização da correlação de Zukauskas, dada pela equação (18), com as restrições mostradas.

$$Nud = C_3 \cdot C_4 \cdot Re_{D,max}^{m1} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (18)$$

Válidos para os intervalos:

$$1 \leq Re \leq 10^6$$

$$0,7 \leq Pr \leq 500$$

sendo que os coeficientes C3, C4 e m são os obtidos nas Tabelas 7 e 8:

Tabela 7 – Tabela para extração dos Valores C3 e m1

Arranjo	Re,max	C3	m1
<b>Alinhada</b> (ST/SL>0,7)	10 <sup>3</sup> - 200x10 <sup>3</sup>	0,27	0,63
<b>Alternada</b> (ST/SL<2)	10 <sup>3</sup> - 200x10 <sup>3</sup>	0,35(ST/SL) <sup>(1/5)</sup>	0,6
<b>Alternada</b> (SL/ST<2)	10 <sup>3</sup> - 200x10 <sup>3</sup>	0,4	0,6

Fonte: Adaptado de (INCROPERA, 2008)

Tabela 8– Tabela para extração dos Valores C4:

NL	7	8	10
	C4		
Alternada	0,95	0,957	0,97

Fonte: Adaptado de (INCROPERA, 2008)

Na Tabela 9 são apresentados os valores obtidos usando-se essa formulação.

Tabela 9– Determinação do  $h_{tubo}$  do tubo segundo a correlação de Zukauskas:

Determinação do "htubo" Externo – Zukauskas			
$v_{max}$	Velocidade máxima	2,746	m/s
k ar	Condutividade térmica com T=321K	0,028	W/m.K
$\mu$ ar	Viscosidade d do ar ambiente T=321K	0,0000195	N.s/m <sup>2</sup>
$\rho$ ar	Densidade do Ar T=321,5K e P=12bar	12,10	kg/m <sup>3</sup>
Prs	Para a Tm = 323K	0,70378	
Pr	Para a Tm = 321K	0,70399	
Re	Equação (16)	36190	
C3	Tabela 7	0,36	
C4	Tabela 8	0,96	
m1	Tabela 7	0,60	
Nu d	Equação (18)	165,5	
<b>htubo</b>		<b>217,6</b>	<b>W/m<sup>2</sup>.K</b>

Com isso o coeficiente de transferência de calor por convecção para uma matriz tubular, utilizando a correlação de Zukauskas é:

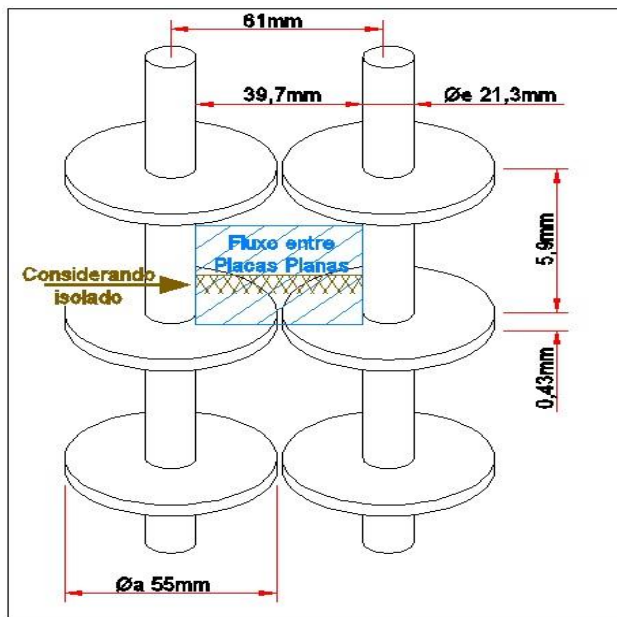
$$h_{tubo} = 217,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Por ser mais conservador, irá se adotar o valor de  $h$  obtido pela correlação de Zukauskas.

### C) Cálculo do coeficiente $h$ para a superfície da aleta

Para se introduzir os efeitos das aletas, como depois de montada a configuração ficará bastante próxima de um banco de tubos com aletamento integral, se considera que o escoamento entre os tubos seja equivalente ao escoamento em um duto retangular, com a linha central isolada, conforme mostrado na Figura 15. Para efeito de cálculos, considerar-se-á que o fluxo de energia se divide entre a aleta superior e inferior, podendo assim imaginar uma superfície isolada entre as aletas.

Figura 15– Consideração de fluxo entre placas planas



Fonte: do próprio autor.

O coeficiente de transferência de calor por convecção para a aleta *haleta*, pode então ser definido através da metodologia e correlações encontradas em Kays e London (1964). Os autores reproduzem os resultados para o escoamento turbulento em um canal retangular com uma superfície isolada, conforme representado no gráfico mostrado na Figura 16.

Para sua utilização, os números de Reynolds  $N_{Re}$  e Nusselt  $N_{Nu}$  são obtidos utilizando o diâmetro hidráulico com dimensão característica. Este diâmetro é definido como:

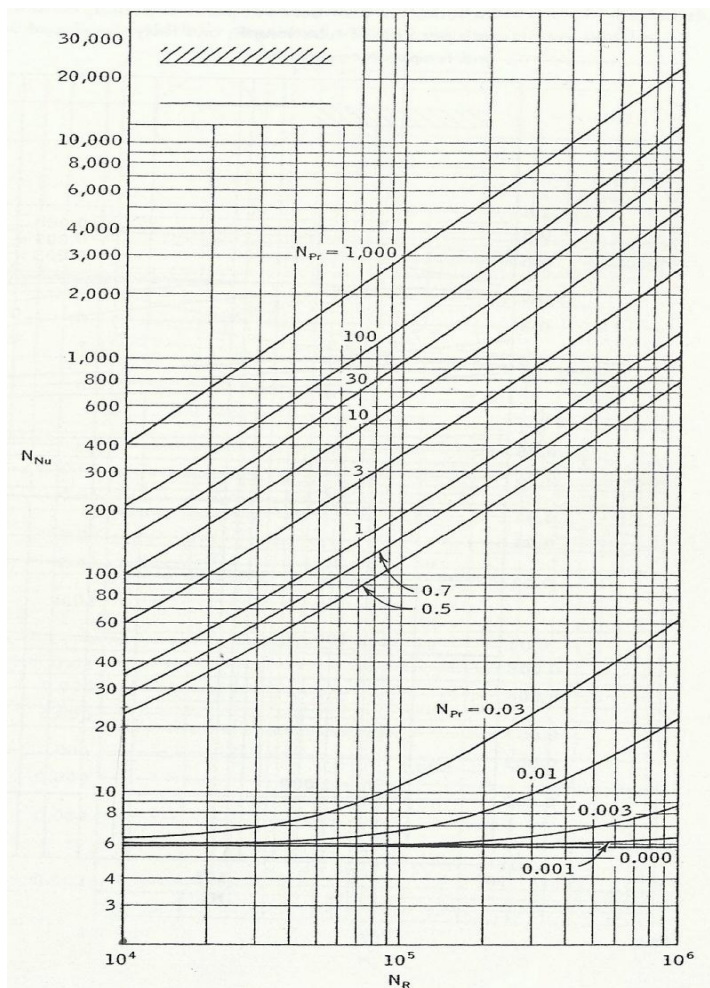
$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (19)$$

sendo A a área do escoamento e P o perímetro molhado.

Uma vez obtido o diâmetro hidráulico  $D_h$  e a velocidade do ar  $V_{med}$  dentro do duto, deve-se obter o número de Reynolds através da equação (20):

$$Re \equiv \frac{\rho \cdot v_{max} \cdot D_H}{\mu} \quad (20)$$

Figura 16-Número de Nusselt para fluxo turbulento entre placas planas paralelas com um lado isolado, faixa de aquecimento constante por unidade de comprimento do tubo, velocidade e perfil da temperatura plenamente desenvolvida.



Fonte: Adaptado de (KAYS; LONDON, 1964).

Com os valores do número de Reynolds [Re] e do número de Prandtl [Pr], se obtém através da Figura 16 o número de Nusselt.

É possível observar na Figura 16 que para um  $Re = 8168 \approx 10^4$  e um  $Pr = 0,7038$  se tem um  $Nu_d \approx 30$ .

Desta forma se obtém os valores calculados na Tabela 10 abaixo:

Tabela 10- Determinação do  $h_{aleta}$  do tubo segundo a Kays e London:

Determinação do "haleta" Externo - Kays e London		
$k_{ar}$	Condutividade térmica com T=323	0,028 W/m.K
$\rho_{ar}$	Densidade do Ar T=323K e P=12bar	12,10 kg/m <sup>3</sup>
Pr	para a Tm = 323K	0,7038
$\mu_{ar}$	Viscosidade do ar ambiente T=323	0,0000195 m <sup>2</sup> /s
$v_{max}$	Velocidade máxima	2,746 m/s
x	Espaço entre tubos	0,0397 m
Sa	Passo entre aleta	0,00547 m
Dh	Equação (19)	0,00481 m
Re	Equação (20)	8168,4
Nu <sub>d</sub>	Figura 16	30,00
<b><math>h_{aleta}</math></b>	<b>h externo para a aleta - Equação (8)</b>	<b>174,7 W/m<sup>2</sup>.K</b>

O coeficiente de transferência de calor por convecção aproximado para o perfil da aleta é:

$$h_{aleta} = 174,7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### D) Cálculo do coeficiente $h$ equivalente para superfície externa

Para o calculo do  $h$  equivalente se levou em conta a seguinte metodologia. Foi considerado que o ar ao passar pelo canal entre as aletas e ao redor do tubo, recebe uma quantidade de calor equivalente a:

$$q = h_{al} \cdot A_{al} \cdot (\bar{T}_{al} - \bar{T}_{ar}) + h_{tubo} \cdot A_{tubo} \cdot (\bar{T}_{tubo} - \bar{T}_{ar}) \quad (21)$$

Tomando-se a diferença de potencial térmico  $(T - \bar{T}_{ar})$  como uma constante, pode-se escrever:

$$q = (h_{al} \cdot A_{al} + h_{tubo} \cdot A_{tubo}) \cdot (\bar{T}_{tubo} - \bar{T}_{ar}) \quad (22)$$

Para um sistema equivalente, considerando toda a área de contato entre o ar e os tubos aletados, pode se escrever:

$$q = h_{eq} \cdot A_{total} \cdot (\bar{T}_{tubo} - \bar{T}_{ar}) \quad (23)$$

Comparando as equações anteriores obtém-se então que:

$$h_{eq} = \frac{h_{tubo} \cdot A_{tubo} + h_{al} \cdot A_{al}}{A_{tubo} + A_{al}} \quad (24)$$

De posse dos coeficientes e utilizando-se a aproximação proposta, se calcula então o coeficiente equivalente para o conjunto tubo-aletas. O  $h_{eq}$  equivalente pode ser obtido pela relação entre o  $h_{tubo}$  externo com o  $h_{aleta}$ , pela área de cada um, conforme equação (24) apresentada na Tabela 11:

Tabela 11- Determinação do  $h_{eq}$

Determinação do $h_{eq}$		
h tubo	217,6	W/m <sup>2</sup> .K
h aleta	174,7	W/m <sup>2</sup> .K
A tubo	0,06692	m <sup>2</sup>
A aleta	0,68461	m <sup>2</sup>
<b>h eq Equação (24)</b>	<b>178,5</b>	<b>W/m<sup>2</sup>.K</b>

Com isso o coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_{eq}$  do é:

$$h_{eq} = 178,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Para verificar se a ordem de grandeza deste coeficiente esta coerente, se tomou a geometria padronizada encontrada em Kays e London que mais se aproxima da proposta neste trabalho.

#### E) Comparação do $h_{eq}$ obtido com outros padrões de bancos de tubo aletados

Embora o perfil do tubo aletado utilizado no trocador de calor da autoclave esteja fora dos padrões encontrados em bibliografias e catálogos, ao se comparar esse padrão com outros perfis de tubos aletados tabelados que mais se aproximam da geometria acaba sendo uma boa

estratégia para verificar se a estimativa adotada na metodologia de cálculos está coerente. Segue na Tabela 12 a comparação das características dimensionais do banco de tubo utilizado com dois outros bancos padronizados obtidos em KAYS e LONDON (1964), e denominados Superfície 9.05-3/4J perfil “A” e Superfície CF perfil “B”-8.8-1.0J.

Tabela 12- Comparação do dimensional entre perfis e superfícies de tubos aletados

	Padrão da Empresa	CF-9.05-3/4J “B”	CF-8.8-1.0J “A”
<b>D tubo</b>	21,3	19,7	26
<b>Sa passo entre aleta</b>	5,9	2,8	2,9
<b>De diâmetro externo da aleta</b>	55	37	44
<b>S espessura da Aleta</b>	0,43	0,30	0,30
<b>ST passo transversal</b>	61	50	50
<b>SL passo longitudinal</b>	53	44	52
*unidades em [mm]			

Fonte: Adaptado de (KAYS; LONDON, 1964).

Tomando-se os dois perfis de aletamento para os quais se tem tabelados os valores dos coeficientes convectivos “*h*” em função dos números de Reynolds e Prandtl do escoamento, pode-se então obter o coeficiente convectivo para o trocador.

Obtendo o numero de Reynolds utilizando a equação (25) abaixo:

$$Re = \frac{4 \cdot r_{ha} \cdot G}{\mu} \quad (25)$$

na qual ( $r_{ha}$ ) é o diâmetro hidráulico de passagem sendo este valor tabelado para o perfil de aletamento a ser adotado,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido e o  $G$  é o fluxo mássico, que é obtido através da equação (26) abaixo:

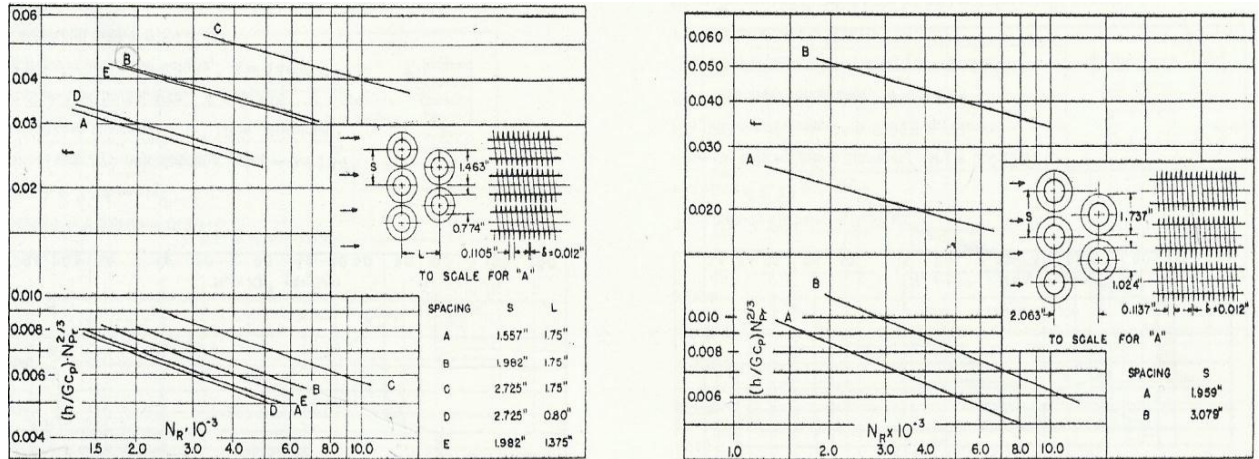
$$G = \frac{\dot{m}}{A_{fr} \cdot \sigma_a} \quad (26)$$

Na equação (26)  $\dot{m}$  é a vazão mássica de ar,  $A_{fr}$  a área frontal do trocador de calor e  $\sigma_a$  é o valor da relação entre a área livre do fluxo e a área frontal do trocador de calor, também tabelado para o perfil adotado.



Na Figura 17, estão reproduzidos os gráficos que relacionam as condições de escoamento, os coeficientes de transferência de calor e os coeficientes de queda de pressão para as duas configurações.

Figura 17- Tubo fino circular, superfícies CF-9.05-3/4J e CF-8.8-1.0J.



Tube outside diameter = 0.774 in.  
 Fin pitch = 9.05 per in.  
 Fin thickness = 0.012 in.  
 Fin area/total area = 0.835

Tube outside diameter = 1.024 in.  
 Fin pitch = 8.8 per in.  
 Fin thickness = 0.012 in.  
 Fin area/total area = 0.825

A B

Fonte: Adaptado de (KAYS; LONDON, 1964).

Aplicando a metodologia proposta e adotando as mesmas condições de trabalho do equipamento, mostra-se na Tabela 13 o cálculo dos coeficientes convectivos para esses perfis.

Tabela 13– Cálculo do coeficiente convectivo

SUPERFÍCIE		CF-9.05-3/4J	CF-8.8-1.0J
cp	Calor específico do ar	1007,9 J/kg.K	1007,9 J/kg.K
Afr	Área Frontal do trocador de Calor	2,673 m <sup>2</sup>	2,673 m <sup>2</sup>
m	Vazão Mássica P=12 bar	57,8 kg/s	57,8 kg/s
$\sigma_a$	Área Livre/Área total do trocador	0,572	0,439
4.rh	Diâmetro hidráulico de passagem	0,008184 m	0,005873 m
G	Fluxo mássico por m <sup>2</sup> , equação (2)	37,79 kg/s.m <sup>2</sup>	49,23 kg/s.m <sup>2</sup>
$\mu_{ar}$	Viscosidade do ar ambiente	0,0000195 N.s/ m <sup>2</sup>	0,0000195 N.s/ m <sup>2</sup>
Re	Reynolds equação (1)	15858	14830
Pr	Prandtl	0,7038	0,7038
X	Valor obtido na Tabela 1 com o Re	0,0047	0,0049
<b>h</b>	<b>coeficiente convectivo</b>	<b>226,2 W/m<sup>2</sup>.K</b>	<b>307,3 W/m<sup>2</sup>.K</b>

Comparando esses coeficientes com o calculado para o perfil aplicado anteriormente,  $h=178,5\text{W/m}^2.\text{K}$ , percebe-se uma diferença entre 26 e 72%.

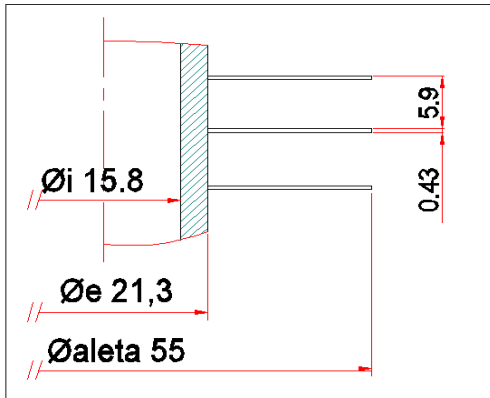
Essa diferença pode ser explicada pela quantidade de aletas do perfil adotado ser bem menor do que a quantidade de aletas dos perfis comparados acima. Maiores quantidades de aletas refletem numa maior área de troca, aletas mais juntas proporcionando uma maior velocidade do ar entre elas, por consequência maior número de Reynolds, e maiores coeficientes convectivos.

Embora a geometria seja bastante diferente, os valores dos coeficientes convectivos  $h$  possuem a mesma ordem de grandeza, o que dá uma maior segurança para o uso do que foi proposto.

#### Determinando a eficiência do perfil da aleta $\eta_{aleta}$ :

Com os valores de  $h$  obtidos e validados, pode-se então determinar a eficiência da superfície aletada. A configuração utilizada é mostrada na Figura 18, possuindo as dimensões indicadas.

Figura 18– Perfil e dimensões da superfície aletada



Fonte: do próprio autor.

Aplicando as equações existentes em INCROPERA (2008), determina-se a eficiência de uma aleta circunferencial com extremidade convectiva através da expressão:

$$\eta_{aleta} = C_2 \cdot \frac{K_1 \cdot (M \cdot r_1) \times I_1 \cdot (M \cdot r_{2c}) - I_1 \cdot (M \cdot r_1) \times K_1 \cdot (M \cdot r_{2c})}{I_0 \cdot (M \cdot r_1) \times K_1 \cdot (M \cdot r_{2c}) + K_0 \cdot (M \cdot r_1) \times I_1 \cdot (M \cdot r_{2c})} \quad (27)$$

na qual  $C_2$ ,  $A_{al}$ ,  $M$  e  $r_{2c}$  são obtidos através de:

$$C_2 = \frac{(2r_1/M)}{(r_2^2 - r_i^2)} \quad (28)$$

$$A_{al} = 2\pi \cdot (r_{2c}^2 - r_i^2) \quad (29)$$

$$M = \left(2 \cdot h / k \cdot S\right)^{1/2} \quad (30)$$

$$r_{2c} = r_2 \cdot (S/2) \quad (31)$$

Substituindo os valores na Tabela 14 abaixo, usando as equações (27), (28), (29), (30), (31) e interpolando as funções de Bessel para  $K_0$ ,  $K_1$ ,  $I_0$  e  $I_1$  têm-se a  $\eta_{aleta}$ :

Tabela 14– Obtenção da eficiência da aleta  $\eta_{aleta}$ 

<b>EFICIENCIA DO PERFIL DA ALETA <math>\eta_{aleta}</math></b>			
De	Diâmetro externo do tubo	0,0213	m
Da	Diâmetro da Aleta	0,0553	m
r1	raio de De	0,01065	m
r2	raio de Da	0,02765	m
S	Espessura da aleta	0,00043	m
r2c	Equação (31)	0,027865	m
Aal	Equação (29)	0,004166	m <sup>2</sup>
k aço	Condutividade térmica do aço	60,5	W/m.K
M	Equação (30)	117,42	
M*r1		1,251	
M*r2c		3,272	
C2	Equação (28)	0,2736	
<b><math>\eta_{aleta}</math></b>	<b>Equação (27)</b>	<b>0,357</b>	

Com isso o valor obtido para o rendimento da aleta  $\eta_{aleta}$  é:

$$\eta_{aleta} = 0,357$$

#### **Determinação da eficiência global da superfície $\eta_{global}$ :**

Para a superfície aletada, desprezando a resistência térmica de contato, pode-se então determinar a eficiência global da superfície do tubo aletado  $\eta_{global}$ , usando:

$$\eta_{Global} = 1 - \frac{N \cdot A_{aleta}}{A_{total}} \times (1 - \eta_{Aleta}) \quad (32)$$

O cálculo da eficiência global  $\eta_{Global}$  está mostrado na Tabela 15:

Tabela 15– Obtenção da eficiência global da superfície  $\eta_{global}$ 

<b>EFICIENCIA GLOBAL DA SUPERFICIE</b>		
N	Número de aletas	169,5
Atubo	Área do tubo	0,06692 m <sup>2</sup>
Aa	Área da Aleta	0,68461 m <sup>2</sup>
Atotal		0,75153 m <sup>2</sup>
<b><math>\eta_{Global}</math></b>	<b>(Equação 32)</b>	<b>0,414</b>

Com isso o rendimento global  $\eta_{global}$  é:

$$\eta_{global} = 0,414$$

### Cálculo do produto U.A por unidade de comprimento de tubo:

Pode-se então, utilizando-se da equação (8), se determinar o produto U.A(L) por unidade de comprimento de tubo aletado e este procedimento está resumido na Tabela 16.

Tabela 16– Cálculo do produto U.A:

Produto UA através de circuito térmico equivalente		
h int	comprimento do tubo	11637,8 W/m <sup>2</sup> .K
h equi	comprimento do tubo	178,5 W/m <sup>2</sup> .K
r ext	raio interno do tubo	0,0213 m
r int	raio interno do tubo	0,0158 m
k aço	Condutividade térmica do aço	60,5 W/m.K
Atotal	Conforme Tabela 13	0,752 m <sup>2</sup>
R i	Resistencia Térmica Interna	0,001731
R cond	Resistencia Térmica de Condução	0,000786
R ext	Resistencia Térmica Externa	0,017985
R tot	Equação (08)	0,020502
<b>UA</b>	Equação (07)	<b>48,8 x L</b>

Com isso o Produto U.At é:

$$U. At = 48,8 L$$

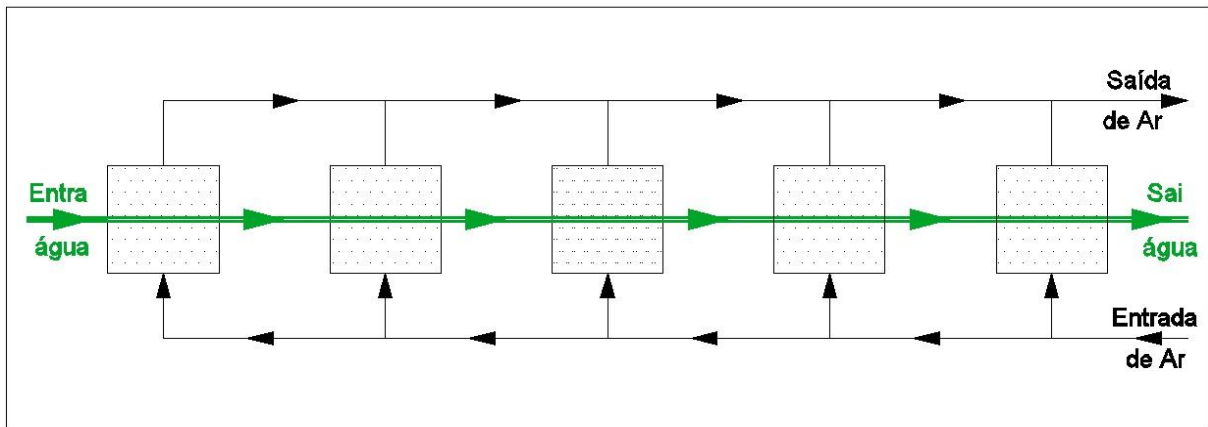
### 5.2.2 Aplicação do método e-NUT para o trocador em estudo

Como se tem um trocador de calor de fluxo cruzado com múltiplos passes internos se busca expressões para “e NUT” para a situação de um trocador de calor com múltiplos passes para o escoamento nos tubos e um escoamento externo cruzado.

De acordo com Lindon C. Thomas (1993), neste caso deve-se utilizar, como sistema equivalente, um sistema com múltiplos trocadores com correntes em série e paralelo.

No caso estudado, a geometria que descreve os processos deste trocador de calor é mostrada no esquemático da Figura 19 em que se tem 5 trocadores com o escoamento interno em série e escoamentos externos em paralelo.

Figura 19– Trocador de calor com 5 passes nos tubos e fluxo cruzado externo



Fonte: do próprio autor.

Para este caso Thomas (1993), indica que as expressões para e-NUT devem ser:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{C_1^*} [1 - (1 - Mp \cdot \varepsilon \cdot C_1^*)^{1/m}] \quad (33)$$

$$NUT = -\left(\frac{1}{C_1^*}\right) \cdot \ln[C_1^* \cdot \ln(1 - \varepsilon_1) + 1] \quad (34)$$

$$Cr = C_1^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (35)$$

Nestas expressões  $Mp$  indica a quantidade de trocadores,  $Cr$  indica a razão entre as capacidades caloríficas do conjunto de trocadores,  $C_1^*$  indica a razão entre as capacidades caloríficas de 1 trocador,  $\varepsilon$  indica a efetividade do trocador como um todo e  $\varepsilon_1^*$  indica a efetividade de 1 trocador.

Aplicando as equações existentes para o Método de Efetividade NUT para a configuração do trocador de calor e das definições de efetividades e NUT mostradas nas equações (36) a (41), pode-se então determinar o valor do produto UA para o trocador em estudo.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (36)$$

ou

$$\varepsilon = \frac{C_f \cdot (T_{qe} - T_{qs})}{q_{max}} \quad (37)$$

se  $C_{min}$  for o fluido quente ou,

$$\varepsilon = \frac{C_q \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{q_{max}} \quad (38)$$

se  $C_{min}$  for o fluido frio.

$$NUT \equiv \frac{U \cdot At}{C_{min}} \quad (39)$$

$$C_{min} = \dot{m} \cdot c_p \quad (40)$$

$$\varepsilon = \frac{C_f \cdot (T_{qe} - T_{qs})}{q_{max}} \quad (41)$$

Para prosseguir com o desenvolvimento se faz necessário obter a temperatura de saída do ar no trocador de calor ( $T_{qs}$ ). Fazendo-se um balanço de energia no trocador de calor

$$q_{ret} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_{qe} - T_{qs}) \quad (42)$$

Resolvendo a equação (42), se obtém a temperatura de saída do ar no trocador de calor: Este procedimento está delineado na Tabela 17:

Tabela 17- Cálculo da temperatura de saída do trocador de calor

Obtenção da Temperatura [Tqs] de Saída do Trocador de Calor		
Tqe	Temperatura de entrada	50 °C
m	Vazão Mássica P=10 bar	57,78 kg/s
q <sub>ret</sub>	Potencia retirada para resfriar o Vidro	213 KW
Cp ar	Calor especifico do Ar a 323K	1,0079 KJ/kg.K
<b>Tqs</b>	<b>Temperatura de saída do ar do trocador</b>	<b>46,3 °C</b>

Utilizando os dados de projeto, obtém-se que  $C_{min}=58,23 \text{ kW/K}$ , que corresponde ao escoamento de ar. Assim os valores de  $\epsilon_1$  e NUT serão obtidos utilizando as expressões (33) e (34). Após a aplicação destas equações obteve-se os resultados apresentados na Tabela 18.

Tabela 18– Análise do trocador usando o método de NUT

<b>ANÁLISE DO TROCADOR USANDO O MÉTODO DE NUT</b>			
Tqe	Temperatura de entrada do ar no Trocador	50	°C
Tqs	Temperatura de saída do ar no Trocador	46,3	°C
Tfe	Temperatura de entrada da água no Trocador	33	°C
Tfs	Temperatura de saída da água no Trocador	38	°C
Mp	Numero de trocadores em paralelos	5	
Cmin	Equação (40)	58,23	KW/K
Cmin,5	$C_{min,5}=C1/Mp$	11,647	KW/K
q max	$C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe})$	990,0	KW
$\epsilon$	Equação (34)	0,215	
Cf	Equação (36)	42,60	KW/K
*CI	Equação (35)	0,273	KW/K
$\epsilon_1$	Equação (33)	0,246	
NUT	Equação (34)	0,294	
<b>UA</b>	<b>Equação (39)</b>	<b>3424,6</b>	<b>W/K</b>

Com isso o valor  $U.A = 3.424,6 \text{ W/K}$  para cada trocador.

Como consiste em um conjunto de 5 trocadores  $U.A_t = 17.123 \text{ W/K}$

### 5.2.3 Determinação dos números de tubos

Para se determinar o comprimento total de tubo aletado são igualadas a equação (07) com a equação (39) e finalmente pode-se obter o número de tubos a ser utilizado no trocador.

$$N_{tubos} = \frac{L_{total}}{L_{tubo}} \quad (43)$$



Tabela 19– Cálculo da quantidade de tubos aletados

Quantidade de Tubos aletados		
Mp	Quantidade de trocadores em Paralelo	5
U.At	Tabela 18 x 5 trocadores	17123 W/K
U.At	Tabela 16	48,8 x L
L	Comprimento total dos tubos no trocador	351 m
$L_{tubo}$	Comprimento de cada Tubo	2,082 m
	<b>N tubos (Total de Tubo aletado)</b>	<b>168,6 tubos</b>

Com isso a quantidade de tubos aletados que compõe o trocador de calor, necessária para resfriar a autoclave é:

$$N \text{ tubos} = 168,6 \text{ tubos}$$

A configuração final deste trocador de calor terá então 168 tubos de 2,082m, distribuídos em 8 fileiras x 21 tubos.

Como o número encontrado é próximo ao valor inicialmente proposto, não há a necessidade de alterações no cálculo.

#### 5.2.4 Geometria final do trocador de calor

Analisando as dimensões da autoclave, verificasse que a geometria viável, para o trocador de calor calculado com 168 tubos de 2,082m distribuídos configuração- 8 fileiras x 21 tubos x 2,082m, será construído com as características:

##### **Material de Construção mecânica:**

Chapas de aço, perfis de aletas e tubos em:

Aço carbono não ligado com condutibilidade térmica  $k=60,5 \text{ W/m.K}$

##### **Dimensões dos Materiais:**

-Aleta de espessura  $S=0,43\text{mm}$  x 17mm de largura

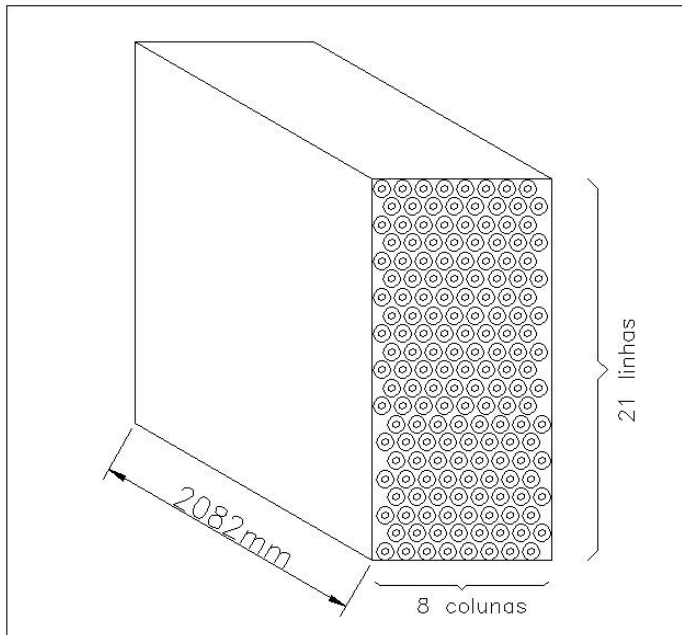
-Tubo ½” Sched. 40 x 2082mm

**Perfil da Aleta:**

-Conforme Figura 18.

**Montagem do trocador de Calor Figura 20:**

Figura 20– Geometria final do trocador de calor



Fonte: do próprio autor.

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho se calculou um trocador de calor para uma autoclave para laminação de vidro. Este novo projeto foi necessário devido a não atendimento das condições de operação quando se utilizou um trocador de calor de uma versão menor, no mesmo equipamento e função.

Após a aplicação de toda a metodologia teórica de cálculo de trocador de calor, se chegou a uma nova configuração para trocador, composto de 168 tubos, ao invés de 97 tubos antes existentes.

Esta configuração foi implementada e demonstrou atender as especificações desejadas.

Assim, considera-se que o desenvolvimento deste trabalho tenha contribuído para mostrar a validade do desenvolvimento teórico aplicado.

Como melhoria futura, se propõe obtenção experimental dos coeficientes de transferência de calor por convecção “ $h$ ”, para o conjunto aletado de forma a se estabelecer uma base melhor para projetos futuros deste tipo de equipamento e um estudo com novos perfis mais eficientes.

## REFERÊNCIAS

CLACCI VIDROS. **Vidros**. São Paulo. Disponível em:

<<http://www.claccividros.com.br/produtos/vidros/>>. Acesso em: 07 jun 2015.

FERLEX. **Autoclave para vidro laminado**. Lorena. Disponível em:<

<http://www.ferlex.com.br/#Produtos?id=18> >. Acesso em: 07 jun 2015.

GLASSEC VIRACON. **Sobre a Glassecviracon**. Nazaré Paulista. Disponível em:<

<http://www.sincavidro.com.br/acontece/novidades-em-maquinas-na-glass-south-america/>>

image 4 of 4. Acesso em: 07 jun 2015.

INCROPERA, F.P. DEWITT, D.P. **Fundamentos de transmissão de calor e massa**. 6.ed.

Rio de Janeiro: LTC, 2008.

LONDON, A. L.; KAYS, W. M. **Compact heat exchangers**. 2 nd. ed. New York: McGreaw-

Hill Books Company , 1964.

SINCAVIDRO. **Novidades em máquinas na Glass South America**. Rio de Janeiro.

Disponível em:< <http://www.sincavidro.com.br/acontece/novidades-em-maquinas-na-glass-south-america/>>. Acesso em: 07 jun 2015.

SLIDESHARE. **Vidros laminados com PVB**. Rio de Janeiro. Disponível em: < [http://](http://pt.slideshare.net/viminas/vidro-laminado-com-pvb/)

[pt.slideshare.net/viminas/vidro-laminado-com-pvb/](http://pt.slideshare.net/viminas/vidro-laminado-com-pvb/)>. Acesso em: 07 jun 2015.

THOMAS, L. C. **Heat transfer: professional version**. New Jersey: Prentice Hall, 1993.

WYLEN, G.J.V.; BORGNAKKE C.; SONNTAG E. R. **Fundamentos da termodinâmica**.

6.ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2006.

**BIBLIOGRAFIA CONSULTADA**

BEJAN, A. **Convection heat transfer**. New York: John Wiley & Sons, 1984.

HOMAN, J.P.; **Transferência de calor**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1983.

SADIK K.; HONTANG L. **Heat exchangers selection**: rating and thermal design. 2 nd. ed.  
New york: CRC Press, 2002.

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