

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ – FAG
MATHIAS GIESE

SISTEMA DE VAPOR NO PROCESSO DE SECAGEM
DE GRÃOS

CASCADEL – PR
2016

MATHIAS GIESE

**SISTEMA DE VAPOR NO PROCESSO DE SECAGEM
DE GRÃOS**

Artigo apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Faculdade Assis Gurgacz - FAG, como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica.

Professor orientador: Eliseu Avelino Zanella Junior

CASCADEL - PR

2016

“Entregue o seu caminho ao Senhor,
confie nele, e o mais ele fará”

Salmos 37:5

RESUMO

A produção de grãos é um dos principais segmentos do agronegócio no Brasil e no mundo. Os números mostram que o cultivo de grãos no Brasil vem aumentando seu potencial expressivamente, justificado pelo domínio dos produtores e o crescimento da tecnologia no processo de plantio e colheita. Mas com o esforço no aumento da produtividade, reflete-se uma grande necessidade de investimentos quanto a qualidade do processo de armazenagem. A secagem consiste na passagem de ar forçado nas condições ideais de secagem pela mona de grãos, e seu objetivo geral é reduzir o teor de umidade até níveis que permitam seu armazenamento, conservando suas qualidades e vigor. Por fim, este trabalho buscou calcular um trocador de calor, baseado nas vantagens que o processo de secagem terá com a substituição da fonte de energia por fornalha comumente utilizada.

Palavra chave: Trocador de calor, Análise térmica, Aquecimento do fluido.

ABSTRACT

Grain production is one of the main agribusiness segments in Brazil and worldwide. The numbers show that the cultivation of grains in Brazil has increased its potential expressively, justified by the dominance of the producers and the growth of technology in the process of planting and harvesting. But with the effort to increase productivity, there is a great need to minimize losses and preserve grain quality during the storage process. Drying consists of the passage of forced air under ideal conditions of drying through the flow of grains, and its general objective is to reduce the moisture content to levels that allow its storage, conserving its qualities and vigor. Finally, this work sought to calculate a heat exchanger, based on the advantages that the drying process will have with the replacement of the energy source by a furnace commonly used.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fluxo de Ar em Secadores Cascata.....	21
Tabela 2 - Vazão de ar existente no secador.....	22
Tabela 3 – Propriedades do Ar.....	23
Tabela 4 – Propriedades da Água.....	23
Tabela 5 – Modelos de Caldeiras.....	24

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fluxo de Ar em Secadores Cascata.....	12
Figura 2 - Estrutura Secador 9000K.....	13
Figura 3 - Módulo da Torre de Secagem.....	14
Figura 4 – Fluxo de Grãos.....	14
Figura 5 – Transferência de Calor por Condução.....	15
Figura 6 – Transferência de Calor Combinada.....	16
Figura 7 – Diferença de Temperatura em Banco de Tubos.....	17
Figura 8 – Configuração do Banco de Tubos.....	18
Figura 9 – Numero de Nusselt em Escoamento Cruzado sobre Banco de Tubos.....	21
Figura 10 - Área total de troca de calor.....	22
Figura 11 – Fator de Correção para Escoamento Cruzado sem Mistura.....	31
Figura 12 – Trocador de Calor Entrada de Vapor.....	33
Figura 13 – Trocador de Calor Saída de Condensado.....	34

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	9
1.1 OBJETIVOS.....	9
1.1.1 Objetivo Geral.....	9
1.1.2 Objetivos Específicos.....	10
1.2 JUSTIFICATIVA.....	10
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	11
1.4 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA.....	11
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	12
2.1 PROCESSO DE SECAGEM.....	12
2.1.1 Secador de Cascata Contínuo.....	12
2.2 DEFINIÇÕES SOBRE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	15
2.2.1 Transferência de Calor em Tubos.....	16
2.2.1.1 Diferença de Temperatura Media Logarítmica (LMTD).....	17
2.2.1.2 Escoamento Cruzado sobre Banco de Tubos.....	18
3 METODOLOGIA.....	19
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	20
4.1 ÁREA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR	20
4.1.1 Informações Levantadas	20
4.1.2 Perda de Energia do Secador.....	24
4.1.3 Balanço de Energia.....	27
4.1.4 Área de Troca Térmica sem Aletas.....	28
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	35
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	36
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	37

1 INTRODUÇÃO

O Agronegócio tem conquistado níveis tecnológicos cada vez mais elevados, sempre buscando a melhoria na produtividade e na qualidade de seus produtos, consequentemente aumentando-se a necessidade por equipamentos e sistemas com maior rendimento e rentabilidade, que atendam os padrões de exigência. Como o segmento de grãos é um dos principais pilares dentro do agronegócio, tal avanço não poderia ser diferente neste setor.

Segundo dados publicados pela Companhia Nacional de Abastecimento Conab (2016), a safra brasileira de milho e soja no período de 2015/16 foi de 66,694 milhões de toneladas para milho e 95,434 milhões de toneladas para soja, sendo que cerca de 20 milhões de toneladas de milho e 54,1 milhões de toneladas de soja foram exportadas.

Paralelo a isso, a secagem dos cereais é um dos processos essenciais dentro de uma unidade de armazenamento, porém é um dos processos que apresentam maior deficiência, já que no sistema tradicional, a fonte de aquecimento do secador é por fornalha, no qual existe a contaminação dos grãos pelo contato direto dos gases de combustão derivados da queima do combustível, que não possui meios eficazes de controle de temperatura emitindo fagulhas que em contato direto podem causar grandes incêndios.

Assim, o estudo buscou a análise e o dimensionamento de um trocador de calor que receba energia térmica obtida através de um sistema de caldeira a vapor, não havendo contato direto dos gases de combustão com o grão, obtendo assim uma série de vantagens.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Comparação de um sistema de secagem utilizando trocador de calor a vapor ao sistema convencional por fornalha, buscando maior eficiência no processo de secagem.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Identificar o modelo de caldeira ideal para atender a demanda;
- Buscar informações com o fabricante do secador quanto as características, capacidade e vazão necessária;
- Calcular a taxa de transferência térmica (perda de carga) por convecção forçada e condução através dos difusores do secador;
- Calcular o trocador de calor considerando tubos não aletados;
- Identificar a partir dos cálculos, a área total de troca térmica, as dimensões e características do trocador.

1.2 JUSTIFICATIVA

Torna-se relevante a pesquisa, pois a secagem do grão é o processo responsável pela redução do teor de umidade do produto até um nível considerado seguro para o armazenamento, ou seja, em níveis de umidade a abaixo de 13% para milho e soja segundo instruções normativas do ministério da agricultura, a atividade respiratória dos grãos é reduzida, possibilitando que os grãos sejam armazenados por períodos mais longos, desfavorecendo o desenvolvimento de fungos e insetos (praga), tornando-se indispensável para as empresas do segmento de grãos possuírem um sistema de secagem.

Desta forma, pretendeu-se eliminar totalmente o processo convencional por fornalha, e implantar o sistema por trocador de calor a vapor, obtendo assim uma série de ganhos, tanto em relação a estrutura como em relação aos cereais, sendo eles, o aumento na qualidade dos grãos por não serem contaminados pelos gases da combustão, atendendo conceitos de segurança alimentar e consequentemente aumentando a aceitação da ração pelos animais, aumentando o rendimento na produção (por não haver gosto e cheiro), mantendo-se nos padrões de exigência de órgãos internacionais, abrindo novos mercados, e ainda, eliminando os riscos de incêndio. Outra relevância segundo Benecke (2013) é o controle de temperatura na entrada do secador permitindo temperaturas constantes, reduzindo o percentual de trincas e quebras, fazendo com que a taxa de conversão de amido (milho) seja mais

alta. Opção do uso de biomassa na secagem de grãos, eliminando o uso de combustíveis fósseis, podendo-se estudar a possibilidade de cogeração de energia.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

No processo convencional, consegue-se um controle eficiente da temperatura, sem oscilações que excedam a temperatura ideal de secagem? O ar de entrada do secador está chegando até os grãos de forma limpa, ou seja, sem a emissão de gases da combustão? É inexistente o risco de incêndios? São muitos os gastos com manutenção? Mantém-se nos padrões de exigência de órgãos internacionais?

1.4 DELIMITAÇÕES DA PESQUISA

O projeto se limita a análise de uma rede de vapor que foi dimensionada para atender uma unidade de armazenamento padrão, ou seja, contendo um secador de aproximadamente 150 t/h (toneladas de grão processadas por hora), modelo 9000k, aonde foi definido o modelo do trocador a partir da capacidade da caldeira, calculando qual o seu consumo de vapor para atender o secador e a respectiva perda de carga existente no mesmo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

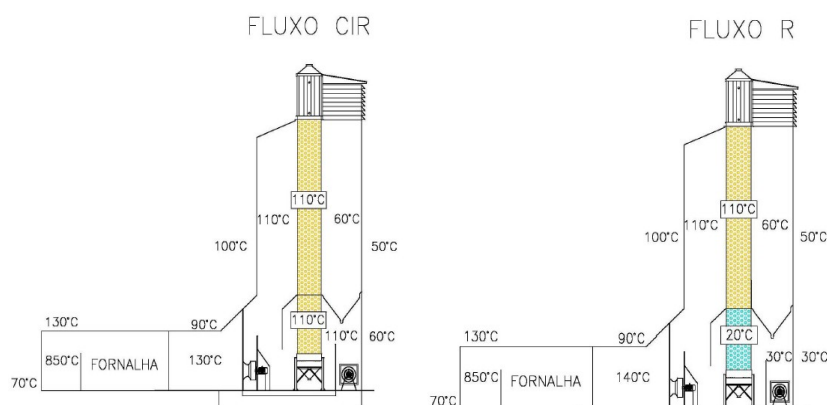
2.1 PROCESSO DE SECAGEM

Segundo Silva, Afonso e Donzelles (2000) é uma das etapas que tem por finalidade a retirada de água contida na semente para que a mesma fique em um nível de equilíbrio com o ar ambiente, o que preserva a aparência, as qualidades nutritivas e a viabilidade como semente. Em outras palavras, é reduzido o teor de umidade para evitar o desenvolvimento de fungos, bactérias e a diminuição no processo de respiração dos grãos, o que evita o surgimento de ardidos, micotoxinas e a perda de peso.

2.1.1 Secador De Cascata Contínuo

Conforme Park (2006), o secador de grãos é um equipamento destinado à secagem de produtos que trabalha com ar aquecido ou ambiente. Atualmente no mercado são disponibilizados diversos modelos de secadores, porém o modelo que será utilizado na análise em questão, será do modelo contínuo que segundo Milman (2002), são constituídos por uma estrutura chamada torre de secagem, de no mínimo duas câmaras, geralmente possuem uma de secagem e outra destinada a passagem de ar frio para o resfriamento dos cereais, tudo isso de forma ininterrupta.

Figura 1 – Fluxo de Ar em Secadores Cascata



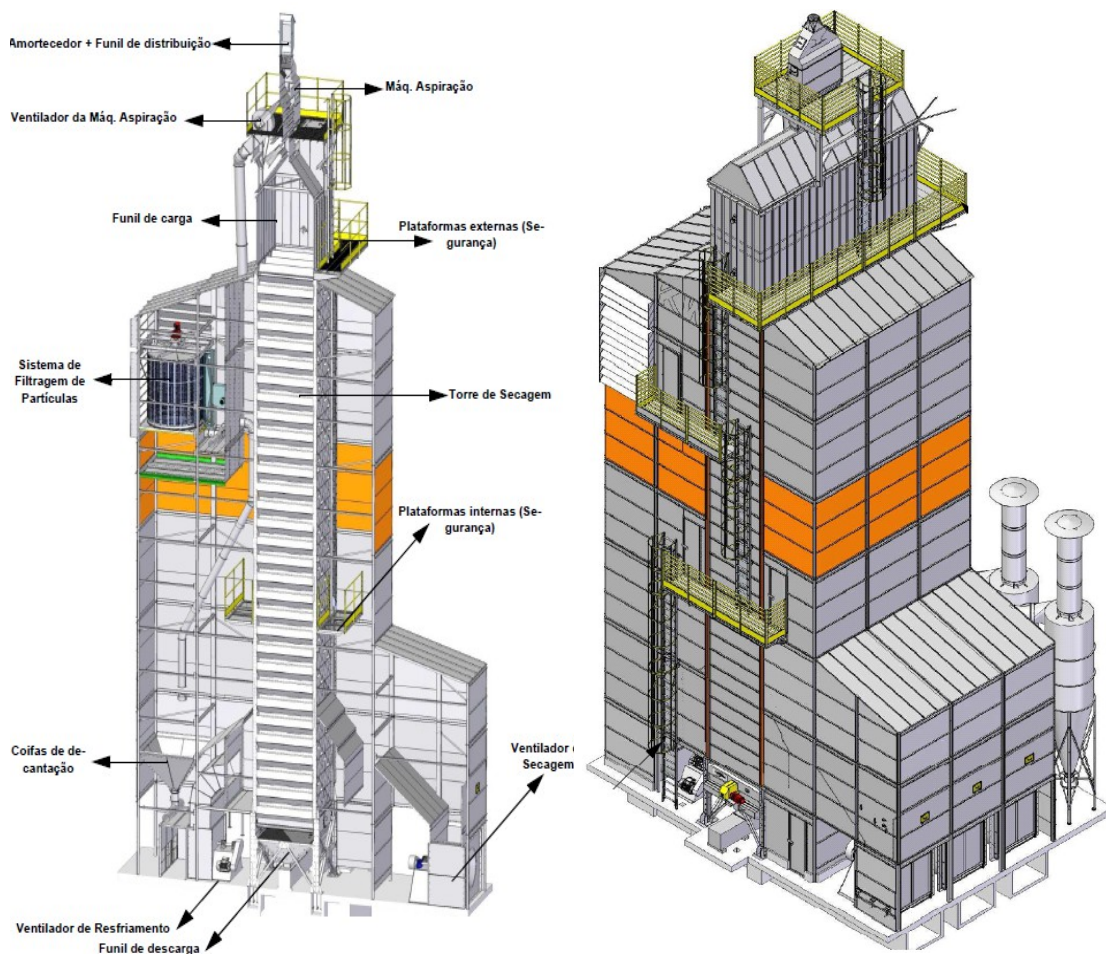
Fonte: Kepler Weber (2013)

Segundo Park (2007) os secadores denominados de fluxo contínuo se subdividem em vários grupos de acordo com o modo de escoamento. São eles:

- Fluxo Concorrente: Ar e grãos fluem na mesma direção;
- Fluxo Cruzado: Caracterizam-se pela passagem de ar perpendicular a uma camada de grãos, segundo Stevens, Thomson (1968) e Park (2007) a maior desvantagem é a desuniformidade no processo;
- Cascata.

Dos grupos apresentados, o que será utilizado para base nas análises e dimensionamentos do trocador de calor, será do tipo cascata, modelo 9000k contendo 3 módulos conforme ilustrado na imagem:

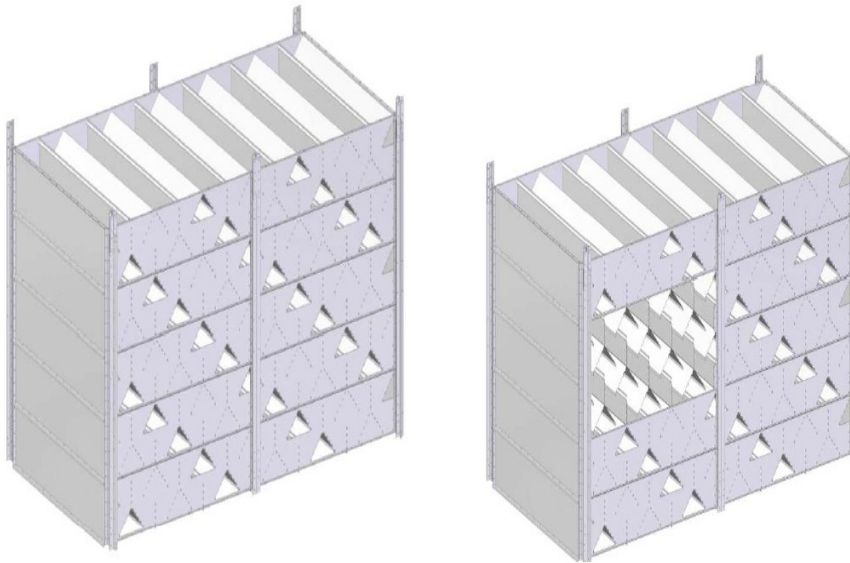
Figura 2 – Estrutura Secador 9000K



Fonte: Kepler Weber (2013)

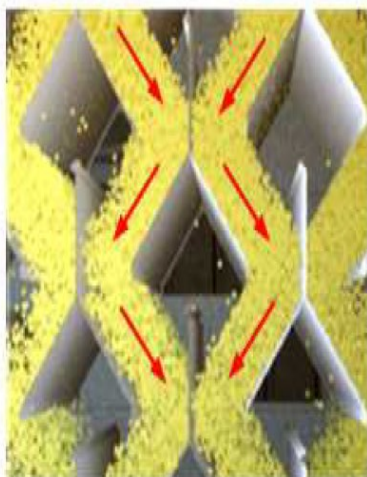
Os secadores de cascata são constituídos por uma série de calhas invertidas no formato “V”, posicionadas de forma alternada, fixadas pelos espelhos laterais formando assim a torre de secagem no centro do secador, por onde escoam os grãos em função da força gravitacional.

Figura 3 – Módulo da Torre de Secagem

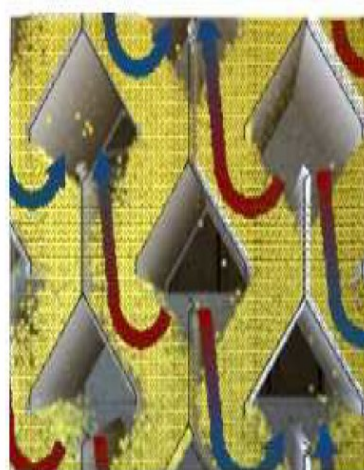


Fonte: Kepler Weber (2013)

Figura 4 – Fluxo de Grãos



Fluxo de Grãos
(colunas independentes)



Fluxo de Ar na Torre
(melhor distribuição do ar)

Fonte: Kepler Weber (2013)

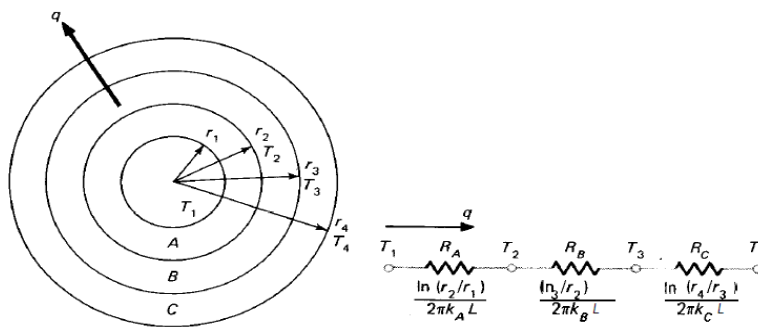
2.2 DEFINIÇÕES SOBRE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Kern (1987) e Çengel (2011) a transmissão de calor é a ciência que trata das taxas de transferência de calor entre um corpo quente denominado “fonte” e um corpo frio denominado “receptor”, aonde existem três mecanismos diferentes de transmissão de calor de uma fonte para um receptor, embora na maior parte das aplicações da engenharia existe a combinação de dois ou três destes modos. Estes mecanismos denominam-se como:

- Condução: É a transmissão de calor através de um material fixo tal como indicado na figura, aonde o calor também pode ser transferido de um meio para o outro com fluxo de calor ortogonal a parede, expressa pela lei de Fourier da condução térmica:

$$dQ = kA \left(\frac{-dt}{dx} \right) \quad (1)$$

Figura 5 – Transferência de Calor por Condução



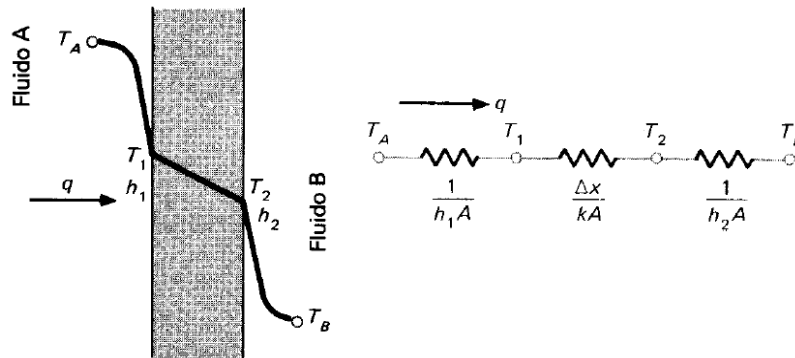
Fonte: Holman (1983, p. 46)

- Convecção: Define-se como a transmissão de calor entre uma porção quente e uma quantidade fria de um fluido. A convecção geralmente combinada com a condução, trata-se de um processo conjunto, da condução entre as superfícies sólidas e os fluidos em contato com estas, conforme ilustra na figura (Pg.12). Existem dois tipos de transferência de calor convectiva, a convecção natural ou livre e a convecção forçada, aonde o líquido é forçado a fluir sobre a superfície

por fonte externa de energia que é expressa pela lei de Newton do resfriamento como:

$$dQ = hA dt \quad (2)$$

Figura 6 – Transferência de Calor Combinada



Fonte: Holman (1983, p. 48)

- Radiação: Também conhecida como irradiação, é uma forma de transferência de calor que ocorre por meio de ondas eletromagnéticas que podem se propagar no vácuo, não havendo a necessidade de contato entre os corpos para haver transferência de calor, transmitindo energia radiante de uma fonte para um receptor aonde o receptor irá absorver somente uma parte da energia e o restante será refletido. Segundo Boltzmann a taxa de produção de calor de uma fonte radiante é dada por:

$$dQ = \sigma \epsilon dA T^4 \quad (3)$$

2.2.1 Transferência De Calor Em Tubos

Conforme figura 5 e 6, a transferência de calor geralmente envolvem convecções em cada um dos fluidos e condução através da parede que separa os dois fluidos, formando uma rede de resistência térmica. Na análise de perda de calor, segundo Çengel (2011) é conveniente trabalhar com a resistência térmica total “R”, utilizando a equação 4.

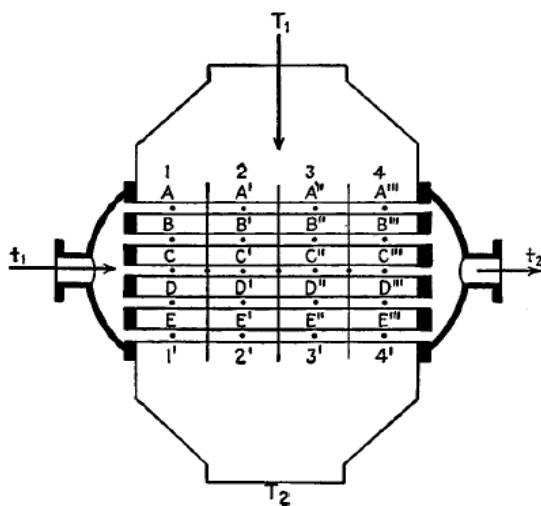
$$R = \frac{1}{h' A'} + \frac{\ln\left(\frac{D}{D'}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{hA} \quad (4)$$

2.2.1.1 Diferença De Temperatura Media Logarítmica (LMTD)

Segundo Kern (1987) considera-se uma diferença de temperatura real para dispositivos com escoamento cruzado. Considerando a figura a baixo como t_1 sendo vapor saturado e T_1 sendo ar em temperatura ambiente, pode-se observar que no fluxo t_1 para t_2 a primeira linha de tubos horizontais tem sua maior diferença de temperatura em A-1 e reduz até a menor diferença em A-4. Na segunda linha de tubos a análise será feita da mesma forma, porem já considerando T_1 com um ganho de energia derivado da troca de calor gerada na primeira linha de tubos “A”, e assim sucessivamente para quantas fileiras forem necessárias. Portanto, conforme Çengel (2011, pg 643) é conveniente utilizar a equação 5 para definir a temperatura media no trocador, pois quando ΔT_1 difere de ΔT_2 por ate 40% o erro ao usar a diferença de temperatura media logarítmica é inferior a 1%.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5)$$

Figura 7 – Diferença de Temperatura em Banco de Tubos

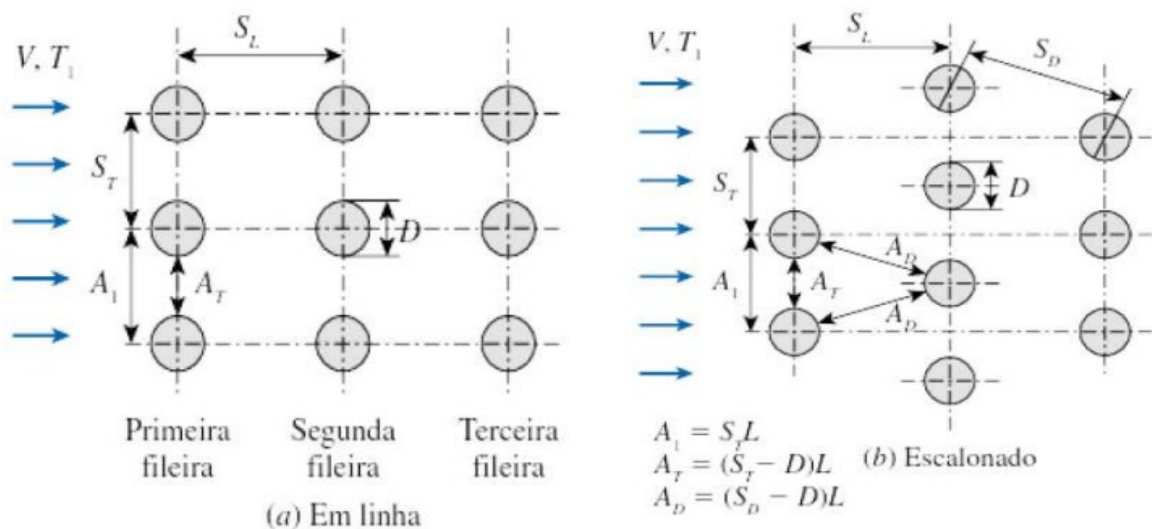


Fonte: Kern (1987, p. 424)

2.2.1.2 Escoamento Cruzado Sobre Banco De Tubos

Segundo Çengel (2011) o escoamento sobre tubos não pode ser considerado como o escoamento através de um único tubo, multiplicando o resultado pelo numero de tubos, uma vez que o escoamento e o nível de turbulência são afetados pelo posicionamento dos tubos. Ao analisar a transferência de calor em um banco de tubos em escoamento cruzado devemos considerar o conjunto como um todo, desta forma, foram baseados os cálculos de convecção forçada sobre tubos, a partir da configuração dos mesmos, figura 8.

Figura 8 – Configuração do Banco de Tubos



Fonte: Çengel (2011, p. 440)

3 METODOLOGIA

O modelo do trocador de calor com tubos não aletados foi obtido a partir das equações de balanço global de energia, alinhados ao método da diferença de temperatura média logarítmica, por meio da transferência de calor por convecção entre o fluido quente e os tubos do lado interno; transferência de calor por condução nas paredes dos tubos; e transferência de calor entre o fluido frio e o banco de tubos escalonados do lado externo. Para obtenção deste modelo, foi necessário estimar a energia total a ser fornecida ao secador. Para isso foi utilizado do método da rede de resistências térmicas, existentes na parede do secador. Na taxa de transferência de calor, existentes na parede do secador, considerou-se os processos de transferência por convecção forçada interna, condução e convecção forçada externa.

Quanto as informações referentes ao secador, foram necessárias:

- Vazão de ar do secador;
- Temperatura de secagem;
- Temperatura ambiente externa;
- Densidade específica do ar.

Com essas informações foram estimadas:

- Energia consumida pelo secador;
- Velocidade do ar de secagem;
- Vazão mássica de vapor;
- Vazão mássica de ar necessária.

Após calcular a energia necessária a ser fornecida pelo trocador e a vazão mássica de vapor, com base na tabela fornecida pelo fabricante, foi calculada a troca térmica da fonte interna ao banco de tubos, para a superfície externa dos tubos não aletados, aonde identificou-se as dimensões e características do trocador, levando em consideração a condutividade térmica ideal, porém relacionando ao custo do material a ser utilizado. Obteve-se assim a área total de troca térmica.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ÁREA DE TROCA TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR

Neste memorial de cálculos apresentou-se um roteiro, determinando as características dimensionais do trocador de calor. Primeiramente, calculou-se a energia necessária a ser fornecida pelo trocador, aonde foi necessário considerar os cálculos de taxa de transferência de calor, ou seja, a perda de energia existente no secador, considerando a massa de ar quente passando pelos difusores, até entrar em contato com a torre de secagem. Em seguida, foram realizados os cálculos considerando banco de tubos não aletados.

4.1.1 Informações Levantadas

Para início, foram realizados alguns levantamentos quanto as informações necessárias para base nos cálculos:

A = Área total de troca térmica pelos difusores: 242m² (figura 6);

L = Espessura difusores: 1,95 mm;

T_{ext} = Temperatura ambiente média anual em Palotina-PR: 20 °C;

T_i = Temperatura de secagem interna: 110°C;

V = Velocidade média anual do vento em Palotina-PR: 10 Km/h.

Tabela 1 - Condutividade Térmica do Aço

Condutividade Térmica

Material	Condutividade Térmica (cal/s)/(cm ² C/cm)	Condutividade Térmica (W/m K)*
Diamante	...	1000
Prata	1,01	406,0
Cobre	0,99	385,0
Ouro	...	314
Latão	...	109,0
Alumínio	0,50	205,0
Ferro	0,163	79,5
Aço	...	50,2
Chumbo	0,083	34,7
Mercúrio	...	8,3
Gelo	0,005	1,6
Vidro comum	0,0025	0,8
Concreto	0,002	0,8
Água a 20° C	0,0014	0,6
Fibra de vidro	0,00015	0,04
Feltro	0,0001	0,04
Lã (novelo)	...	0,04
Poliestireno	...	0,033
Poliuretano	...	0,02
Madeira	0,0001	0,12 - 0,04

Fonte: Yong, (1898, Table 15-5)

Figura 9 – Numero de Nusselt em Escoamento Cruzado sobre Banco de Tubos

Arranjo	Faixa de Re_D	Correlação
Em linha	0–100	$Nu_D = 0,9 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	100–1.000	$Nu_D = 0,52 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1.000– 2×10^5	$Nu_D = 0,27 Re_D^{0,63} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0,033 Re_D^{0,8} Pr^{0,4} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
Escalonado	0–500	$Nu_D = 1,04 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	500–1.000	$Nu_D = 0,71 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	1.000– 2×10^5	$Nu_D = 0,35 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0,031 (S_T/S_L)^{0,2} Re_D^{0,8} Pr^{0,36} (Pr/Pr_s)^{0,25}$

* Todas as propriedades, exceto Pr_s , devem ser avaliadas na média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do fluido (Pr_s deve ser avaliada em T_s).

Fonte: Çengel, (2011, pg 441)

Figura 10 - Área total de troca de calor

Modelo	A	B1	B2	C1	C2	D	E
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
9000K	6454	25628	26845	2276	3492	24000	3503



Fonte: Kepler Weber (2013)

Tabela 2 - Vazão de ar existente no secador

MODELO FLUXO R	Capacidade Secagem 18% ' 13% (t/h)		Capacidade Estática (m³)	Vazão Ar (m³/h)	Potência	Potência	Potência	
	Soja	Milho			Ventilador	Ventilador	Total	
					Secagem	Resfriamento	Ventiladores	
					(CV)	(CV)	(CV)	
6000	85	64	115,0	170.000	2 x 60	2 x 15	150	113
8000	110	83	148,7	223.000	2 x 75	2 x 25	200	152
9000	130	98	182,7	255.000	3 x 60	3 x 15	225	170
10500	150	113	204,8	292.000	3 x 60	3 x 25	255	198
12000	175	131	230,0	334.000	3 x 75	3 x 25	300	228
14000	200	150	282,0	446.000	4 x 75	4 x 25	400	304
16000*								

Fonte: Kepler Weber (2013)

Tabela 3 – Propriedades do Ar

884

Transferência de Calor e Massa

TABELA A-15

Propriedades do ar a 1 atm de pressão

Temp. T , °C	Densidade ρ , kg/m ³	Calor específico c_p , J/kg · K	Condutividade térmica k , W/m · K	Difusividade térmica α , m ² /s ²	Viscosidade dinâmica μ , kg/m · s	Viscosidade cinemática ν , m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-5}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,252 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1.002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1.004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1.005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1.006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1.006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1.006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1.006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1.007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323
20	1,204	1.007	0,02514	$2,074 \times 10^{-5}$	$1,825 \times 10^{-5}$	$1,516 \times 10^{-5}$	0,7309
25	1,184	1.007	0,02551	$2,141 \times 10^{-5}$	$1,849 \times 10^{-5}$	$1,562 \times 10^{-5}$	0,7296
30	1,164	1.007	0,02588	$2,208 \times 10^{-5}$	$1,872 \times 10^{-5}$	$1,608 \times 10^{-5}$	0,7282
35	1,145	1.007	0,02625	$2,277 \times 10^{-5}$	$1,895 \times 10^{-5}$	$1,655 \times 10^{-5}$	0,7268
40	1,127	1.007	0,02662	$2,346 \times 10^{-5}$	$1,918 \times 10^{-5}$	$1,702 \times 10^{-5}$	0,7255
45	1,109	1.007	0,02699	$2,416 \times 10^{-5}$	$1,941 \times 10^{-5}$	$1,750 \times 10^{-5}$	0,7241
50	1,092	1.007	0,02735	$2,487 \times 10^{-5}$	$1,963 \times 10^{-5}$	$1,798 \times 10^{-5}$	0,7228
60	1,059	1.007	0,02808	$2,632 \times 10^{-5}$	$2,008 \times 10^{-5}$	$1,896 \times 10^{-5}$	0,7202
70	1,028	1.007	0,02881	$2,780 \times 10^{-5}$	$2,052 \times 10^{-5}$	$1,995 \times 10^{-5}$	0,7177
80	0,9994	1.008	0,02953	$2,931 \times 10^{-5}$	$2,096 \times 10^{-5}$	$2,097 \times 10^{-5}$	0,7154
90	0,9718	1.008	0,03024	$3,086 \times 10^{-5}$	$2,139 \times 10^{-5}$	$2,201 \times 10^{-5}$	0,7132
100	0,9458	1.009	0,03095	$3,243 \times 10^{-5}$	$2,181 \times 10^{-5}$	$2,306 \times 10^{-5}$	0,7111
120	0,8977	1.011	0,03235	$3,565 \times 10^{-5}$	$2,264 \times 10^{-5}$	$2,522 \times 10^{-5}$	0,7073

Fonte: Çengel (2011, pg 884)

Tabela 4 – Propriedades da Água

Tabela B.1.4												
Água líquida comprimida												
T °C	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
$P = 500 \text{ kPa (151,86)}$				$P = 2000 \text{ kPa (212,42)}$				$P = 5000 \text{ kPa (263,99)}$				
Sat,	0,001093	639,66	640,21	1,8606	0,001177	906,42	908,77	2,4473	0,001286	1147,78	1154,21	2,9201
0	-	-	-	-	-	-	-	-	0,000998	0,03	5,02	0,0001
0,01	0,000999	0,01	0,51	0,0000	0,000999	0,03	2,03	0,0001	-	-	-	-
20	0,001002	83,91	84,41	0,2965	0,001001	83,82	85,82	0,2962	0,001000	83,64	88,64	0,2955
40	0,001008	167,47	167,98	0,5722	0,001007	167,29	169,30	0,5716	0,001006	166,93	171,95	0,5705
60	0,001017	251,00	251,51	0,8308	0,001016	250,73	252,77	0,8300	0,001015	250,21	255,28	0,8284
80	0,001029	334,73	335,24	1,0749	0,001028	334,38	336,44	1,0739	0,001027	333,69	338,83	1,0719
100	0,001043	418,80	419,32	1,3065	0,001043	418,36	420,45	1,3053	0,001041	417,50	422,71	1,3030
120	0,001060	503,37	503,90	1,5273	0,001059	502,84	504,96	1,5259	0,001058	501,79	507,07	1,5232
140	0,001080	588,66	589,20	1,7389	0,001079	588,02	590,18	1,7373	0,001077	586,74	592,13	1,7342
160	-	-	-	-	0,001101	674,14	676,34	1,9410	0,001099	672,61	678,10	1,9374
180	-	-	-	-	0,001127	761,46	763,71	2,1382	0,001124	759,62	765,24	2,1341
200	-	-	-	-	0,001156	850,30	852,61	2,3301	0,001153	848,08	853,85	2,3254
220	-	-	-	-	-	-	-	-	0,001187	938,43	944,36	2,5128
240	-	-	-	-	-	-	-	-	0,001226	1031,34	1037,47	2,6978
260	-	-	-	-	-	-	-	-	0,001275	1127,92	1134,30	2,8829

Fonte: Wylen (2009, Apêndice B)

Tabela 5 – Modelos de Caldeiras

MODELO	PROD. DE VAPOR (Kg/hora)	CAPACIDADE TERMICA Kcal/hora , com água a 20°C e Pressão 10 Kgf/cm ²	Consumo máximo de lenha seca PCI: 3.000 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de lenha verde PCI: 1.800 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de briquete de madeira PCI: 4.800 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de bagaço de cana PCI: 1.800 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)	Consumo máximo de cavaco de madeira PCI: 2.600 Kcal/Kg Com Pré-Ar(Kg/hora)
EIT-1.500H2FD	1.500	965.850	378	631	236	631	437
EIT-2.000H2FD	2.000	1.287.800	505	841	315	841	582
EIT-2.500H2FD	2.500	1.609.750	631	1.052	394	1.052	728
EIT-3.000H2FD	3.000	1.931.700	757	1.262	473	1.262	874
EIT-3.500H2FD	3.500	2.253.650	884	1.473	552	1.473	1.019
EIT-4.000H2FD	4.000	2.575.600	1.000	1.683	631	1.683	1.165
EIT-5.000H2FD	5.000	3.219.500	1.262	2.104	789	2.104	1.456
EIT-6.000H2FD	6.000	3.863.400	1.515	2.525	947	2.525	1.748
EIT-6.500H2FD	6.500	4.185.350	1.641	2.735	1.025	2.735	1.893
EIT-7.000H2FD	7.000	4.507.300	1.767	2.946	1.104	2.946	2.039
EIT-8.000H2FD	8.000	5.151.200	2.020	3.367	1.262	3.367	2.331
EIT-10.000H2FD	10.000	6.439.000	2.525	4.208	1.578	4.208	2.913
EIT-12.000H2FD	12.000	7.726.800	3.030	5.050	1.893	5.050	3.496
EIT-15.000H2FD	15.000	9.658.500	3.787	6.312	2.367	6.312	4.370
EIT-17.000H2FD	17.000	10.946.300	4.292	7.154	2.683	7.154	4.953
EIT-20.000H2FD	20.000	12.878.000	5.050	8.416	3.156	8.416	5.827

Fonte: caldeiraseit.com.br (2017)

4.1.2 Perda De Energia Do Secador

Com base nas informações levantadas, iniciou-se os cálculos, encontrando a taxa de transferência de calor conforme equação 6 e figura 6, que ilustra as resistências térmicas existentes na transferência de calor combinada.

$$Q_p = \frac{(T_i - T_{ext})}{\frac{1}{h_i A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{ext} A}} \quad (6)$$

Onde:

A = Área (m²);

h_i = Coeficiente de transferência de calor interno (W/m².K);

h_{ext} = Coeficiente de transferência de calor externa (W/m².K);

k = Condutividade térmica (W/m.K);

Q_p = Taxa de transferência de calor pelos difusores (Watts);

T_i = Temperatura interna (K);

T_{ext} = Temperatura externa (K).

Para determinar a taxa de transferência de calor, foi necessário encontrar os respectivos coeficientes de transferência de calor interno e externo, utilizando-se a equação (10), porem, para isso determinou-se primeiramente os adimensionais Nusselt (equação 8 e 9), Re Reynolds (equação 7) e Pr Prandtl (tabela 1):

$$Re = \frac{V L_c}{\nu} \quad (7)$$

$$Re_i = \frac{5,289 \cdot 24,22}{2,45 \times 10^{-5}}$$

$$Re_i = 5.228.554,28$$

$$Re_{ext} = \frac{2,77 \cdot 24,22}{1,516 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{ext} = 4.425.422,16$$

Onde:

L_c = Altura da parede (m);

V = Velocidade do ar (m/s);

ν = Viscosidade cinemática (m²/s).

Segundo Çengel (2011) o numero de nusselt ao longo de placas planas é determinada a partir das equações (8) e (9). A equação a ser utilizada é definida a partir do numero de reinolds e prandtl, que estão diretamente relacionados ao fluxo.

$$Laminar Nu = 0,664 Re^{0,5} Pr^{(1/3)} \quad Re < 5 \times 10^5; Pr > 0,6 \quad (8)$$

$$Turbulento Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{(1/3)} \quad 5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7; 0,6 \leq Pr \leq 60 \quad (9)$$

Portanto, conforme os números de reinolds e prandtl obtidos, o fluxo se da em regime turbulento, utilizando a equação (9):

$$Nu_i = 0,037 \cdot 5228554,28^{0,8} \cdot 0,7085^{(\frac{1}{3})}$$

$$Nu_i = 7.816,64$$

$$Nu_{ext} = 0,037 \cdot 4425422,16^{0,8} \cdot 0,7309^{(\frac{1}{3})}$$

$$Nu_{ext} = 6911,7$$

Finalizando os cálculos para os respectivos coeficiente de transferência de calor interno e externo utilizou-se a equação (10):

$$h = \frac{k}{L} \cdot Nu \quad (10)$$

$$h_i = \frac{0,03188 \cdot 7816,64}{24,22} \quad h_{ext} = \frac{0,02514 \cdot 6911,7}{24,22}$$

$$h_i = 10,2888 \, W / m^2 K \quad h_{ext} = 7,1742 \, W / m^2 K$$

Onde:

k = Condutividade térmica do ar interno (W/m.K);

L = Espessura da parede (m);

Nu = Numero de Nusselt.

A taxa de transferência de calor em placas planas é definida através da equação (6), assim:

$$Q_p = \frac{363 \, K}{\frac{1}{10,2888 \, W / m^2 K \cdot 242 m^2} + \frac{0,00198 \, m}{50,2 \, W / m K (0,00198 \, m \cdot 24,22 \, m)} + \frac{1}{7,1742 \, W / m^2 K \cdot 242 m^2}}$$

$$Q_p = 201.657,35 \, W$$

Com base na primeira lei da termodinâmica, considerando o principio da conservação de energia (balanço de energia) para sistemas de escoamento em regime permanente, obteve-se a energia a ser oferecida pelo trocador, somando o resultado da equação (6) com o resultado da equação (11):

$$Q_{ext} = \dot{m} c_p (T_i - T_{ext}) \quad (11)$$

$$Q_{ext} = \rho_{ar} \dot{V} c_p (T_i - T_{ext})$$

$$Q_{ext} = 1,204 \cdot 255000 \cdot 1,007 (110 - 20)$$

$$Q_{ext} = 27.825.222,6 \, kJ / h$$

$$Q_{ext} = 7.729.228,5 \, W$$

Onde:

c_p = Calor específico (J/kg.K) (figura 9);

$\dot{m}$ = Vasão mássica (kg/h);

Q_{ext} = Taxa de transferência de calor (W);

$\dot{v}$ = Vasão volumétrica (m³/h);

ρ_{ar} = Densidade específica (kg/m³) (figura 9).

Portanto,

$$\begin{aligned} Q_{ext\ tot} &= Q_p + Q_{ext} \\ Q_{ext\ tot} &= 210.650 + 7.729.228,5 \\ Q_{ext\ tot} &= 7.939.878,5\ W \end{aligned} \quad (12)$$

Onde:

Q_{ext} = Taxa de transferência de calor do ar (W);

$Q_{ext\ tot}$ = Taxa de transferência de calor do ar (W);

Q_p = Perda de calor existente no secador (W).

4.1.3 Balanço De Energia

Com base na primeira lei da termodinâmica, aonde a taxa de transferência de calor do fluido quente é igual a taxa de transferência de calor para o fluido frio, ou seja, a taxa líquida de energia transferida para um fluido em volume de controle é igual a taxa de aumento da energia do fluido que escoar por meio do volume de controle (ÇENGEL 2011), foi considerado o balanço de energia $Q_{ext\ tot} = Q_i$, (equação 12), para determinar a entalpia de saída do vapor, utilizando os valores de vasão mássica da tabela 5. Com a entalpia de saída determinada, encontrou-se, por meio da tabela 4, a temperatura de saída do vapor.

$$\begin{aligned} Q_{ext\ tot} &= Q_i = \dot{m}(h_{v/ent} - h_{v/sai}) \\ 28583562,6 &= 12000(2777,55 - h_{sai}) \\ h_{v/sai} &= 395,58\ kJ/kg \end{aligned} \quad (13)$$

Onde:

$h_{v/ent}$ = Entalpia de entrada do vapor (kJ/kg);

$h_{v/sai}$ = Entalpia de saída do vapor (kJ/kg);

Q_i = Taxa de transferência de calor interna (W).

Portanto,

$$T_{v/sai} = 96,34^\circ C$$

Onde:

$T_{v/sai}$ = Temperatura de saída do fluido interno ($^\circ C$).

4.1.4 Área De Troca Térmica Sem Aletas

O coeficiente global de transferência de calor normalmente envolve dois fluidos separados por uma parede sólida, havendo dois coeficientes globais de transferência de calor, porém, conforme Çengel (2011), quando a espessura da parede é pequena e a condutividade térmica do material é elevada, a resistência térmica da parede dos tubos é desprezível, considerando a área superficial interna aos tubos igual a área superficial externa $A_i = A_{ext}$, portanto para que fosse encontrada a área de troca térmica, considerou-se a equação 14 e 15:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (14)$$

$$Q_{ext\ tot} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (15)$$

Para determinar a área de troca térmica foi necessário encontrar os respectivos coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo ao banco de tubos, utilizando-se a equação (18), porém, para isso determinou-se

primeiramente os adimensionais Nu Nusselt (equação 17), Re Reynolds (equação 16) e Pr Prandtl (tabela 1):

$$Re = \frac{V_{med} \cdot D}{\nu} = \frac{\rho \cdot D \cdot V_{med}}{\mu} \quad (16)$$

4.1.4.1 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor Interno

$$Re_{tli} = \frac{1,905 \cdot 70 \cdot 0,0254}{1,36 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{tli} = 249.050,73$$

Onde:

μ = Viscosidade dinâmica do vapor na temperatura média (kg/m.s);

ρ = Densidade específica do vapor na temperatura média (kg/m³);

D = Diâmetro do tubo (m);

V_{med} = Velocidade média do vapor (m/s).

Segundo Çengel (2011) o escoamento interno em tubos lisos normalmente são completamente turbulentos para $Re > 10.000$. Portanto, relacionado com o fator de atrito por meio da analogia de Chilton-Colburn, obteve-se, a partir da equação (17), o número de Nusselt:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{(1/3)} \quad 0,7 \leq Pr \leq 160 \quad (17)$$

$$Nu_i = 0,037 \cdot 5228554,28^{0,8} \cdot 0,7085^{(\frac{1}{3})}$$

$$Nu_{tli} = 480,11$$

Finalizando os cálculos para o coeficiente de transferência de calor interno aos tubos, utilizou-se a equação (18):

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \quad (18)$$

$$h_{tli} = \frac{0,03}{0,0254} \cdot 480,11$$

$$h_{tli} = 567,06 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Onde:

k = Condutividade térmica do vapor a temperatura media (W/m K);

D = Diâmetro dos tubos (m).

4.1.4.2 Calculo do Coeficiente de Transferência de Calor Externo

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo aos tubos foi determinado primeiramente os adimensionais Nu Nusselt (equação 20), Re Reynolds (equação 16) e Pr Prandtl (tabela 1):

Conforme figura 8, segundo Çengel (2011), se $2A_D > A_T$ a velocidade máxima V_{max} ainda ocorre em A_T , portanto a relação ideal para a velocidade é:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \quad (19)$$

$$V_{max} = \frac{0,0508}{0,0508 - 0,0307} \cdot 4,54$$

$$V_{max} = 11,47 \text{ m/s}$$

Conforme tabela 3, levando em consideração a temperatura media para encontrar as propriedades termodinâmicas, encontrou-se o numero de reinolds, equação 16:

$$Re_{t/ext} = \frac{1,038 \cdot 11,47 \cdot 0,0307}{2,037 \times 10^{-5}}$$

$$Re_{t/ext} = 17.943,54$$

Portanto, considerando figura 9, com banco de tubos escalonados e $1000 < Re < 2 \times 10^5$, temos:

$$Nu = 0,35 \cdot \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0,2} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad (20)$$

$$Nu = 0,35 \cdot \left(\frac{0,0508}{0,044}\right)^{0,2} \cdot 17943,54^{0,6} \cdot 0,7185^{0,36} \cdot \left(\frac{0,7185}{0,7042}\right)^{0,25}$$

$$Nu = 114,65$$

Coeficiente de transferência de calor por convecção externa aos tubos, equação (18):

$$h_{t/ext} = \frac{0,02861}{0,0307} \cdot 114,65 \quad h_{t/ext} = 106,84 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

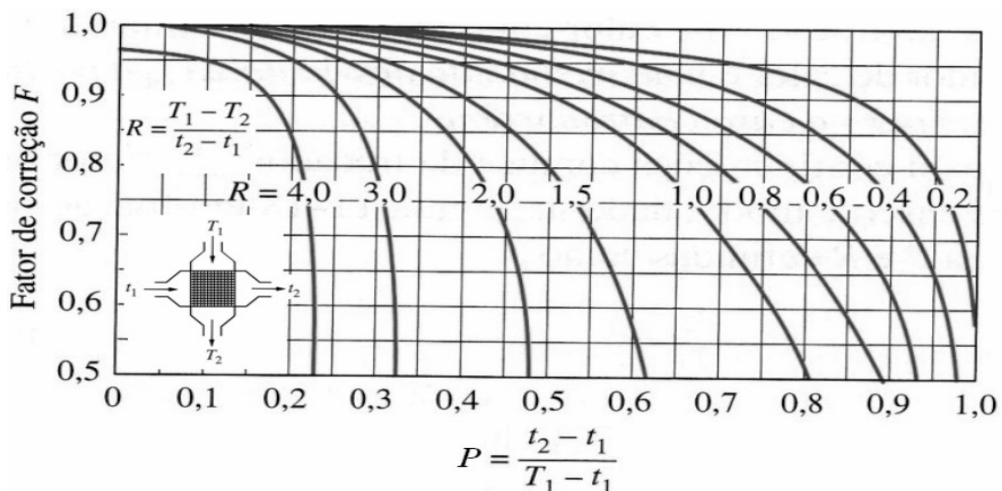
Finalizados os cálculos, determinou-se o ΔT_{lm} pela equação 5, para calcular a área de troca térmica em tubos não aletados, utilizando as equações 14 e 15, acrescentando também o fator de correção (figura 11) desenvolvido para trocadores de calor de escoamento cruzado e de casco e tubo com multi passes (ÇENGEL 2011):

$$\Delta T_{lm} = \frac{(179,4 - 110) - (96,34 - 20)}{\ln \left(\frac{179,4 - 110}{96,34 - 20} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = 72,8^\circ \text{ C}$$

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm} \quad (21)$$

Figura 11 – Fator de Correção para Escoamento Cruzado sem Mistura



Fonte: Çengel (2011)

$$A_s = \frac{7939878,5 \cdot \left(\frac{1}{567,06} + \frac{1}{106,84} \right)}{((72,8 + 273) \cdot 0,89)}$$

$$A_s = 286,96 \text{ m}^2$$

Conhecida a área necessária para a troca de calor, pode-se dimensionar a quantidade de tubos e o número de fileiras necessárias para o trocador, utilizando a equação 22 e 23. O comprimento do tubo e altura do trocador são conhecidos, já que são limitados pela entrada do secador, assim seu comprimento é de 6 m, conforme comprimento comercial, e altura de 2,6 m.

Para o diâmetro e espessura dos tubos, considerou-se padrões comerciais ASTM A178:

- Diâmetro interno do tubo de 0,0254 m;
- Diâmetro externo do tubo de 0,0307 m;

Portanto,

$$A_s = N \cdot \pi \cdot D \cdot L \quad (22)$$

$$N = N_L \cdot N_F \quad (23)$$

$$286,96 = N \cdot \pi \cdot 0,0254 \cdot 6$$

$$N = 599,35$$

$$N = 600 \text{ Tubos}$$

$$N_F = \frac{600}{50}$$

$$N_F = 12 \text{ Fileiras}$$

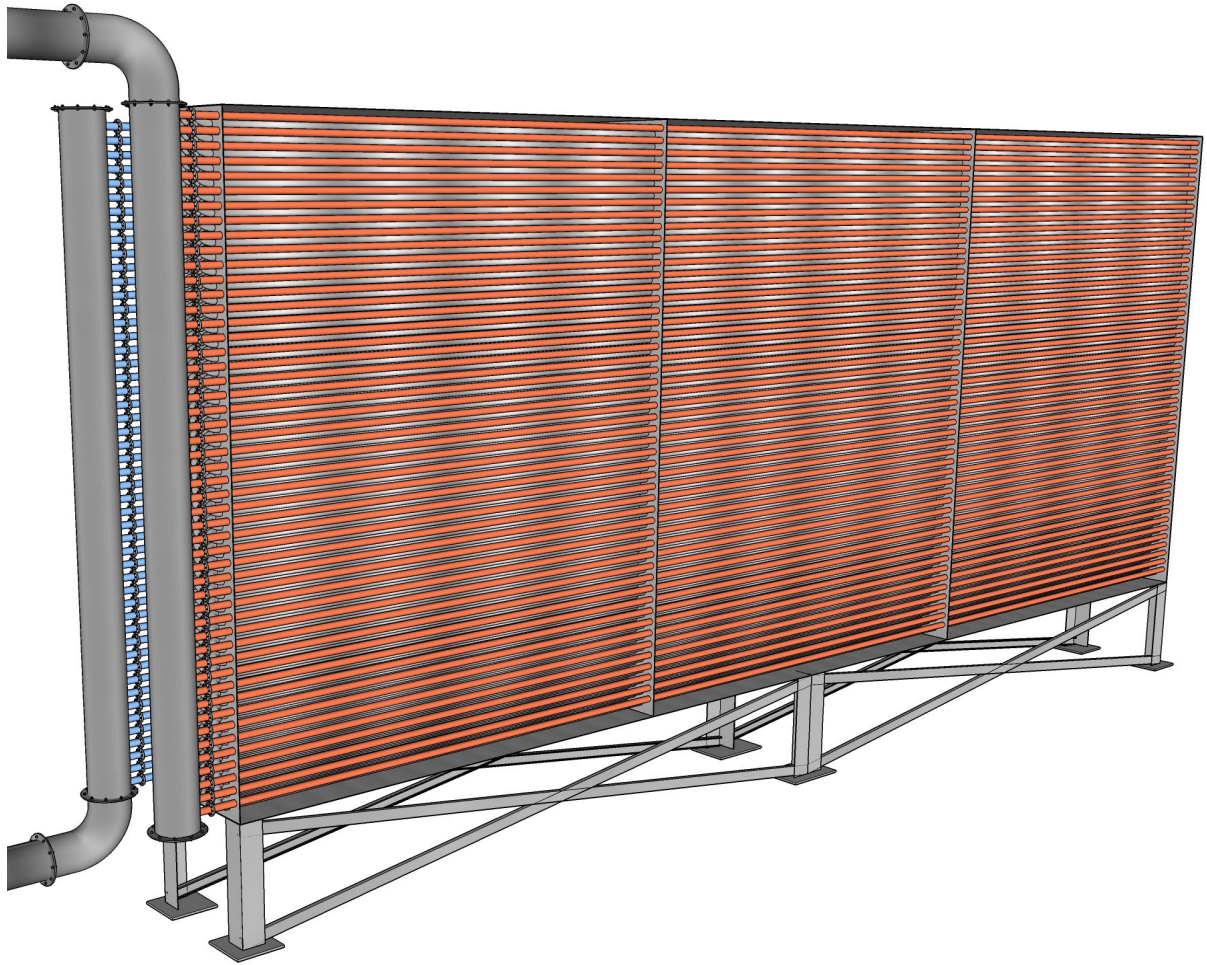
Onde:

N = Numero de tubos;

N_F = Numero de fileiras;

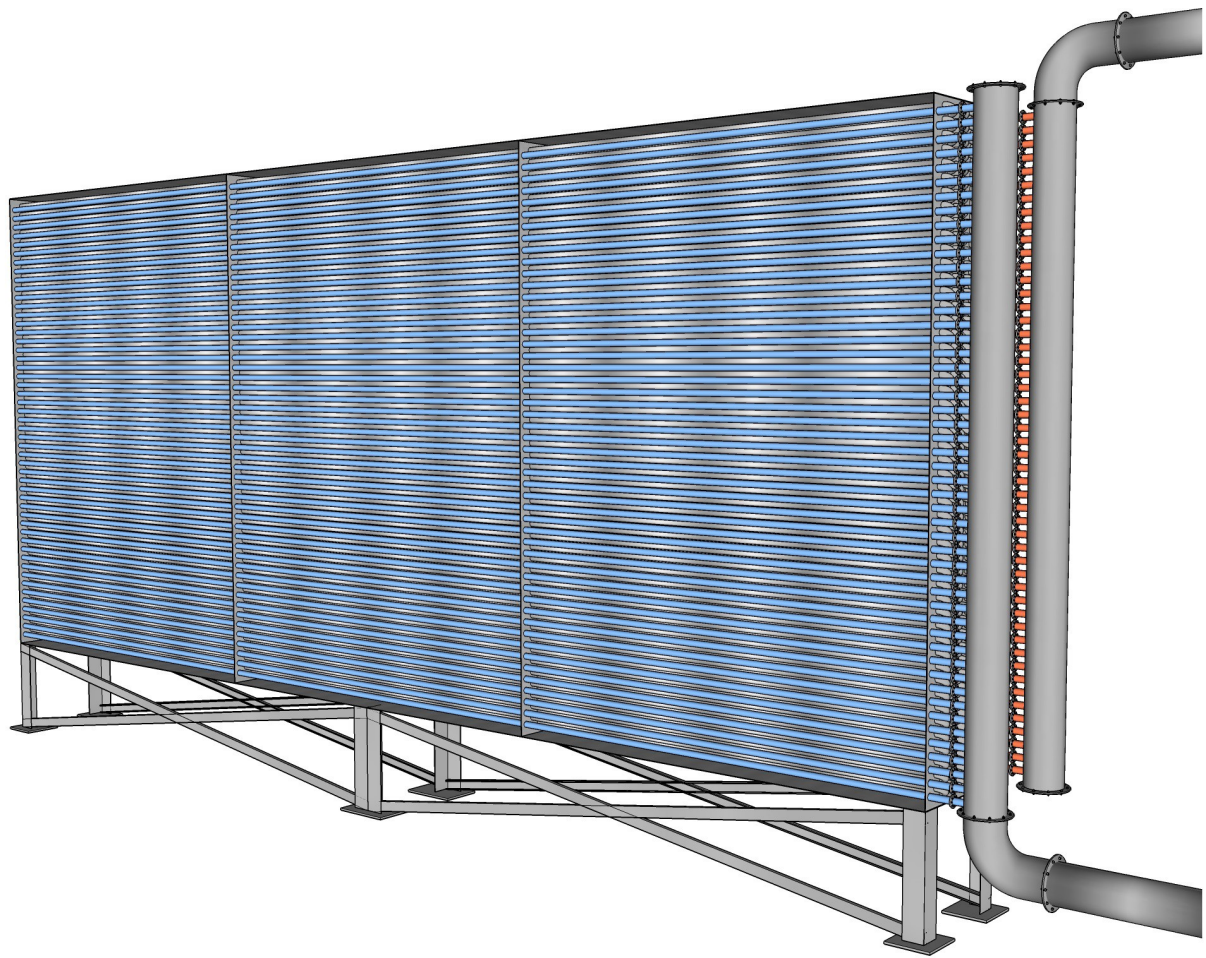
N_L = Numero de linhas.

Figura 12 – Trocador de Calor Entrada de Vapor



Fonte: Do autor (AutoCAD 2011)

Figura 13 – Trocador de Calor Saida de Condensado



Fonte: Do autor (AutoCAD 2011)

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Levando-se em consideração a busca por melhorias e aperfeiçoamentos dentro do agronegócio, pode-se enfatizar a partir do trabalho, a importância de buscar novos métodos de secagem de grãos. Para isso determinou-se a partir da transferência de calor entre dois fluidos, a área total de troca térmica presente em um trocador de calor, que tem como função aquecer o ar ambiente para que seja realizada a secagem dos grãos a uma temperatura constante de 110°C , considerando a perda de carga térmica existente no secador e obedecendo os limites dimensionais do mesmo.

Com o dimensionamento do trocador de calor, obteve-se um total de 286,96 m^2 de área superficial de troca térmica, com sua configuração na forma escalonada, onde foram necessários um total de 600 tubos de uma polegada e seis metros de comprimento. Desta forma, o estudo se mostra satisfatório, podendo substituir o sistema a vapor pelo sistema convencional por fornalha, buscando um maior controle do processo, extinguindo a possibilidade de sinistros e obtendo maior eficiência.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para futuras pesquisas é sugerido o dimensionamento de tubos aletados, pois o uso das aletas proporciona o aumento da transferência de calor, diminuindo o número de tubos a serem utilizados, podendo abordar questões de viabilidade, comparando os dois modelos de trocadores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO, CONAB. **Relatório Mensal**. 2016. Disponível em: <<http://www.conab.gov.br>>. Acesso em: 10 mar. 2017.

ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**, 4ª Edição. São Paulo, SP: McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda., 2011

HOLMAN, J.P., 1983,"**Transferência de Calor**". São Paulo. McGraw-Hill do Brasil, Ltda, 639p.

IRMÃOS & CIA LTDA, Benecke. **Proposta Técnica** : Sistema de secagem de grãos.

KEPLER WEBER, “**Manual do Proprietário**”, (2013).

KEPLER WEBER, “**Manual de Montagem**”, (2013).

KERN, D.Q.,“**Processos de transmissão de calor**”. Editora Guanabara S.A. Rio de Janeiro. 1987 671p.

MILMAN, J.M. **Equipamentos para pré- processamento de grãos**. Pelotas: Editora e Gráfica Universitária – UFPEL, 2002. j

PARK, K. J.; ANTONIO. G. C; OLIVEIRA. R. A; PARK. K. L. B., **Conceitos de processo e equipamentos de secagem**. CT&EA, Campinas – SP 2007.

SILVA, J. S. [editor] **Pré-Processamento de Produtos Agrícolas**. Instituto Maria. Juiz de Fora. 1995. 509 p.

SILVA, J. S. S.; AFONSO, A. D. L.; DONZELLES, S. M. L. **Secagem e Secadores**. Viçosa, Cap 5, p.107-137, 2000.

VAN WYLEN, Gordon John. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7.ed. Blucher, 2009. 730 p.

YOUNG, Hugh D. **University physics**. 7. ed. Addison Wesley, 1898. 530 p.