

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

BRUNO EDUARDO MAGISTRALI

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE
AR PARA SECAGEM DE GRÃOS EM UM SECADOR DE GRÃOS**

**CASCADEL – PR
2020**

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

BRUNO EDUARDO MAGISTRALI

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE
AR PARA SECAGEM DE GRÃOS EM UM SECADOR DE GRÃOS**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

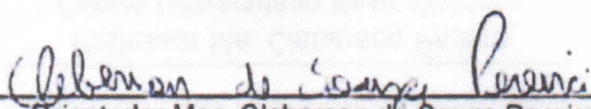
Professor Orientador: Cleberson de Souza Pereira

**CASCADEL – PR
2020**

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE
AR PARA SECAGEM DE GRÃOS EM UM SECADOR DE GRÃOS**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário
FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica, sob orientação do Professor Cleberson de Souza Pereira

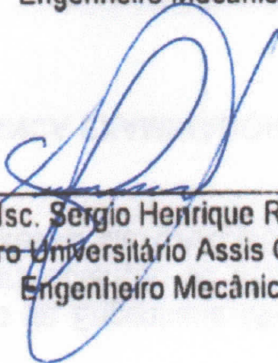
BANCA EXAMINADORA



Orientador Msc. Cleberson de Souza Pereira
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Carlos Alberto Breda
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Sergio Henrique Rodrigues Mota
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 26 de novembro de 2020.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família por todo o apoio que me deram durante toda a minha trajetória acadêmica.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que contribuíram, de diferentes formas, para a realização deste trabalho, e em especial:

À minha família, por me proporcionar a oportunidade de estudar e por todo o incentivo dado a mim em toda a minha trajetória acadêmica.

A todos os amigos e colegas de estudo do curso de Engenharia Mecânica da FAG, os quais me ajudaram a aproveitar ainda mais de tudo o que a vida acadêmica durante estes 5 anos teve a oferecer.

Ao professor orientador, Cleberson de Souza Pereira, por sua dedicação e por toda a ajuda que me ofereceu para com o desenvolvimento deste trabalho, assim como os professores Sergio Henrique Rodrigues Mota e Jean Coelho, por seu apoio e esclarecimento de dúvidas, além de a todo o colegiado de professores do curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário Assis Gurgacz por seus ensinamentos.

Aos amigos e colegas de trabalho da empresa Consilos Industrial Ltda, por sua colaboração e por disponibilizarem todos os dados necessários para o desenvolvimento dos cálculos deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho visa a apresentar o dimensionamento de um trocador de calor para ser utilizado em um sistema de aquecimento de ar para um secador de grãos. A grande maioria dos secadores de grãos utiliza um sistema de fogo direto, em que os gases de combustão – os quais contêm diversas impurezas – provenientes da queima da lenha ou cavaco entram diretamente no secador, passando através dos grãos, causando efeitos negativos na qualidade destes. Surge, então, uma alternativa para esse problema: a utilização de um trocador de calor que utilizará o calor fornecido por tais gases para o aquecimento de um ar ambiente limpo, cuja passagem através dos grãos realizará a secagem deles. Este trabalho foi realizado em uma empresa privada fabricante de equipamentos agrícolas de armazenamento e tem como objetivo o dimensionamento de um trocador de calor para ser utilizado em um secador de grãos com capacidade de 60 toneladas/hora. Este teve início com uma pesquisa bibliográfica em livros e artigos referentes aos temas trocadores de calor e transferência de calor, com o intuito de entender mais sobre o assunto e determinar quais métodos de cálculos seriam utilizados, além de servir de base para ajudar a determinar o tipo de trocador que seria dimensionado. Os dados necessários para o dimensionamento foram coletados na empresa e armazenados em uma planilha eletrônica. Após a compilação de todas as informações necessárias e a definição dos métodos de cálculo, foram realizados todos os cálculos, obtendo-se a área superficial de troca de calor necessária e, por fim, apresentaram-se as dimensões do trocador de calor. Dessa maneira, criou-se a possibilidade de projeto e fabricação do sistema proposto.

Palavras-chave: Trocador de calor. Transferência de calor. Secagem de grãos.

ABSTRACT

This academic paper aims to present the dimensioning of a heat exchanger to be used in an air heating system for a grain dryer. The vast majority of grain dryers use a direct fired system, in which the exhaust gases - which contain many impurities - from burning firewood or wood chips enter the dryer directly, passing through the grains, causing negative effects on their quality. An alternative then emerges for this problem: the use of a heat exchanger that uses the heat provided by such gases to heat up a clean ambient air, whose passage through the grains will dry them. This paper was developed in a private agricultural storage equipment manufacturer company and aims to design a heat exchanger to be used in a grain dryer with a capacity of 60 tons / hour. This started with a bibliographic research in books and articles related to the topics heat exchangers and heat transfer, in order to understand more about the subject and determine which calculation methods would be used, in addition to serving as a basis to help in determining the type of the heat exchanger to be dimensioned. The data necessary were collected in the company and stored in an electronic spreadsheet. After compiling all the necessary information and defining the calculation methods, all calculations were performed, obtaining the required surface area of heat exchange and finally, the dimensions of the heat exchanger were presented . Thus creating the possibility of designing and manufacturing the proposed system.

Keywords: Heat exchanger. Heat transfer. Grain drying.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema ilustrativo do processo de seca-aeração	10
Figura 2: Esquema ilustrativo de um secador contínuo.....	11
Figura 3: Esquema ilustrativo de um secador intermitente.....	12
Figura 4: Esquema ilustrativo de um silo-secador estacionário.....	13
Figura 5: Trocador de calor tubo duplo	18
Figura 6: Trocador de calor compacto: Radiador automotivo.....	19
Figura 7: Esquema ilustrativo de um trocador de calor casco e tubo	20
Figura 8: Trocador de calor casco e tubo de uma fornalha indireta	21
Figura 9: Pré-aquecedor de ar de uma caldeira	22
Figura 10: Esquema ilustrativo de um pré-aquecedor de ar de caldeira.....	26
Figura 11: Disposição espacial dos tubos no banco de tubos.....	39
Figura 12: Esquema ilustrativo dos fluxos no banco de tubos.....	58

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Taxa de calor trocado entre fluidos no trocador de calor	23
Equação 2 – Coeficiente global de transferência de calor.	24
Equação 3 – Coeficiente de transferência de calor por convecção	24
Equação 4 – Número de Reynolds.....	24
Equação 5 – Diferença média logarítmica de temperatura	24
Equação 6 – Taxa de calor necessária para a secagem.....	25
Equação 7 – Calor específico do grão de soja	30
Equação 8 – Resistência térmica resultante do sistema	30
Equação 9 – Resistência térmica	31
Equação 10 – Coeficiente global de transferência de calor por convecção	32
Equação 11.1 – Número de Nusselt para aquecimento em escoamento interno.....	34
Equação 11.2 – Taxa de transferência de calor por convecção.....	35
Equação 11.3 – Taxa de transferência de calor por radiação.	35
Equação 11.4 – Taxa de transferência de calor total do sistema.....	35
Equação 11.5 – Porcentagem de transferência de calor por convecção	35
Equação 11.6 – Porcentagem de transferência de calor por radiação.....	35
Equação 12 – Balanço de massa e energia simplificado	37
Equação 13 – Balanço de massa e energia	37
Equação 14 – Coeficiente de transferência de calor por convecção externo	40
Equação 15 – Número de Reynolds do escoamento externo	40
Equação 16 – Velocidade máxima do fluido externo.....	41
Equação 17 – Número de Nusselt para escoamento externo em banco de tubos....	42
Equação 18 – Temperatura média do fluido externo.....	43
Equação 19 – Coeficiente de transferência de calor por convecção interno	43
Equação 20 – Número de Nusselt para convecção interna	44
Equação 21 – Número de Reynolds para convecção interna	44
Equação 22 – Temperatura média do fluido interno.....	45
Equação 23 – Variável P do fator de correção do diferencial de temperatura	46
Equação 24 – Variável R do fator de correção do diferencial de temperatura	46
Equação 25 – Vazão volumétrica do fluido interno na saída do trocador.....	47
Equação 26 – Área de passagem do fluido interno.....	47
Equação 27 – Vazão volumétrica do fluido externo na entrada do trocador	48

Equação 28 – Área de passagem do fluido externo.....	48
Equação 29 – Área superficial de troca de calor entre fluidos	48
Equação 30 – Número de passes dos tubos no trocador de calor	49
Equação 31 – Número de tubos do trocador de calor	49
Equação 32 – Altura teórica do trocador de calor	49
Equação 33 – Comprimento teórico do trocador de calor	50

LISTA DE SÍMBOLOS

A1	Área inicial de passagem do fluido externo	[m ²]
Ae	Área superficial de troca do fluido externo	[m ²]
Ai	Área superficial de troca do fluido interno	[m ²]
Ape	Área de passagem do fluido externo	[m ²]
Api	Área de passagem do fluido interno	[m ²]
As	Área superficial de troca de calor entre fluidos no trocador de calor	[m ²]
AT	Área de passagem do fluido externo no banco de tubos	[m ²]
BT	Largura teórica mínima do trocador de calor	[m]
Cpg	Calor específico do grão a ser secado	[kcal/kg °C]
CpH2O	Calor específico da água	[kcal/kg °C]
CT	Comprimento teórico mínimo do trocador de calor	[m]
D	Diâmetro do tubo	[m]
De	Diâmetro externo do tubo	[m]
Di	Diâmetro interno do tubo	[m]
F	Fator de correção de diferença de temperatura para trocadores de calor	-
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
h1e	Entalpia do fluido externo na entrada do trocador	[kJ/kg]
h1i	Entalpia do fluido interno na entrada do trocador	[kJ/kg]
h2e	Entalpia do fluido externo na saída do trocador	[kJ/kg]
h2i	Entalpia do fluido interno na saída do trocador	[kJ/kg]
he	Coeficiente de transferência de calor da convecção externa	[W/m ² K]
hi	Coeficiente de transferência de calor da convecção interna	[W/m ² K]
HT	Altura teórica mínima do trocador de calor	[m]
k	Condutividade térmica	[W/mK]
ke	Condutividade térmica do fluido externo	[W/mK]
ki	Condutividade térmica do fluido interno	[W/mK]
Lt	Comprimento total do tubo	[m]
Ltp	Comprimento total do tubo por passe	[m]

me	Vazão mássica do fluido externo	[kg/s]
mi	Vazão mássica do fluido interno	[kg/s]
N°C	Número de colunas no banco de tubos	-
N°F	Número de fileiras no banco de tubos	-
N°passes	Número de passes dos tubos no trocador	-
N°t	Número de tubos do trocador de calor	-
Nu	Número de Nusselt	-
Nue	Número de Nusselt para convecção externa	-
Nui	Número de Nusselt para convecção interna	-
Q conv	Taxa de transferência de calor por convecção	[W]
Q rad	Taxa de transferência de calor por radiação	[W]
Q S	Calor necessário para a secagem	[Kcal/h]
Q total	Taxa de transferência de calor total do sistema	[W]
Q T	Taxa de calor trocado entre fluidos no trocador de calor	[W]
P	Variável auxiliar do fator de correção F	-
Pr	Número de Prandtl	-
Pre	Número de Prandtl do fluido externo	-
Pri	Número de Prandtl do fluido interno	-
Prs	Número de Prandtl superficial	-
Pg	Pressão de vapor da superfície do grão	[Kpa]
Pt	Perdas térmicas do sistema	[%]
Pv	Pressão de vapor do ar	[Kpa]
R	Variável auxiliar do fator de correção F	-
Res	Resistência térmica resultante do sistema	[K/W]
Re	Número de Reynolds	-
Rebt	Número de Reynolds externo para banco de tubos	-
Rei	Número de Reynolds do escoamento interno	-
Rex	Resistência térmica de convecção do fluido externo	[K/W]
r	Calor latente da água	[kcal/kg °C]
Rin	Resistência térmica de convecção do fluido interno	[K/W]
Rparede	Resistência térmica referente à condução na parede	[K/W]
SL	Passo longitudinal dos tubos	[m]
ST	Passo transversal dos tubos	[m]

T1e	Temperatura de entrada do fluido externo no trocador	[°C]
T1i	Temperatura de entrada do fluido interno no trocador	[°C]
T2e	Temperatura de saída do fluido externo no trocador	[°C]
T2i	Temperatura de saída do fluido interno no trocador	[°C]
Tes	Temperatura de exercício de secagem	[°C]
Tf	Temperatura de filme	[°C]
Tig	Temperatura inicial da massa de grãos	[°C]
Tme	Temperatura média do fluido externo	[°C]
Tmi	Temperatura média do fluido interno	[°C]
Ts	Temperatura superficial dos tubos	[°C]
T ∞	Temperatura do ar ambiente	[°C]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
V1e	Velocidade de entrada do fluido externo	[m/s]
Vi	Velocidade do fluido interno	[m/s]
Vmax	Velocidade máxima do fluido externo através do banco de tubos	[m/s]
W	Massa de entrada do produto	[kg/h]
Yi	Teor de umidade inicial do produto em base seca	[% B. S.]
Zf	Teor de umidade final do produto em base úmida	[% B. U.]
Zi	Teor de umidade inicial do produto em base úmida	[% B. U.]
ΔT	Diferença entre as temperaturas de saída e entrada do fluido	[°C]
ΔT_{lm}	Diferença média logarítmica de temperatura	[°C]
σ	Constante de proporcionalidade de Stefan-Boltzmann	[Wm ⁻² K ⁻⁴]
ϵ	Emissividade	-
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ν_e	Viscosidade cinemática do fluido externo	[m ² /s]
ν_i	viscosidade cinemática do fluido interno	[m ² /s]
ϑ_{1e}	Vazão volumétrica do fluido externo na entrada do trocador	[m ³ /s]
ϑ_{2i}	Vazão volumétrica do fluido interno na saída do trocador	[m ³ /s]
ρ_{1e}	Densidade do fluido externo na entrada do trocador	[kg/m ³]
ρ_{2i}	Densidade do fluido interno na saída do trocador	[kg/m ³]

% Q conv	Porcentagem de transferência de calor por convecção	[%]
% Q rad	Porcentagem de transferência de calor por radiação	[%]
% B. U.	Percentual de umidade do grão em base úmida: relação entre a massa de água e a massa total do grão	-
% B. S	Percentual de umidade do grão em base seca: relação entre a massa de água e a massa do grão seco	-

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	4
1.1 OBJETIVOS	5
1.1.1 OBJETIVO GERAL.....	5
1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
1.2 JUSTIFICATIVA	5
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	6
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA.....	6
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1 IMPORTÂNCIA DA SECAGEM.....	8
2.1.1 Princípios de secagem	8
2.2 SECADORES DE GRÃOS	9
2.2.1 Secador Seca-aeração.....	10
2.2.2 Secador de secagem contínua.....	11
2.2.3 Secador de secagem intermitente.....	12
2.2.4 Secador de secagem estacionária	13
2.3 EFEITOS DOS GASES DE COMBUSTÃO NA QUALIDADE DOS GRÃOS DURANTE O PROCESSO DE SECAGEM	14
2.4 A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E A TERMODINÂMICA	15
2.4.1 Variáveis da transferência de calor por convecção	16
2.5 TROCADOR DE CALOR.....	16
2.5.1 Trocador tubo duplo	17
2.5.2 Trocadores de calor compactos	18
2.5.3 Trocador de calor feixe e tubo.....	19
2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO	22
2.6.1 Princípios da convecção.....	22
2.7 EQUAÇÕES	23
3 METODOLOGIA	26
3.1 MATERIAIS UTILIZADOS E CUSTOS.....	26
3.2 DEFINIÇÃO DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR	26
3.3 DEFINIÇÃO DOS MÉTODOS DE CÁLCULO	28
3.3.1 Equações utilizadas para o cálculo do calor necessário para a secagem.....	28
3.3.2 Fenômenos de transferência de calor envolvidos no trocador de calor	30

3.3.2.1 Demonstração dos efeitos de radiação em tubos de trocadores de calor	32
3.3.3 Determinação da temperatura de saída dos gases externos	36
3.3.4 Método de cálculo dos coeficientes de transferência de calor de convecção ..	39
3.3.4.1 Método de cálculo do coeficiente de convecção externo	39
3.3.4.2 Método de cálculo do coeficiente de convecção interno	43
3.3.5 Método de cálculo da diferença média logarítmica de temperatura	45
3.3.6 Método de cálculo da Área superficial de troca do trocador de calor	47
3.4 COMPILAÇÃO DE DADOS NECESSÁRIOS AOS CÁLCULOS	50
4 RESULTADOS	52
4.1 CÁLCULO DO CALOR NECESSÁRIO À SECAGEM	52
4.2 CÁLCULO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DO FLUIDO EXTERNO	52
4.3 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO EXTERNO.....	53
4.4 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO INTERNO	54
4.5 CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	55
4.6 CÁLCULO DA DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA	56
4.7 CÁLCULO DA ÁREA SUPERFICIAL DE TROCA DO TROCADOR DE CALOR	57
4.8 CÁLCULO DO NÚMERO DE TUBOS.....	57
4.9 CÁLCULO DO NÚMERO DE PASSES DOS TUBOS	58
4.10 CÁLCULO DAS DIMENSÕES MÍNIMAS TEÓRICAS DO TROCADOR DE CALOR.....	59
4.11 ESQUEMA ILUSTRATIVO DOS FLUXOS NO TROCADOR	59
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	61
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	62
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63

1 INTRODUÇÃO

No Brasil, o agronegócio é uma atividade fundamental na economia do país, apresentando números expressivos que não param de crescer. De acordo com o Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, a produção de grãos em 2018/2019 foi de 241,9 milhões de toneladas, e a previsão para 2027/2028 é de 302 milhões, o que representaria um aumento aproximado de 2,5% ao ano.

Concomitantemente ao constante crescimento deste setor, o desenvolvimento e a fabricação de equipamentos para o sistema de armazenagem de grãos também se expande, dentro do qual o processo de secagem é fundamental e que, na maioria das empresas brasileiras, é realizado através de um sistema de fogo direto, no qual ocorre a passagem direta dos gases de combustão – contendo impurezas – através dos grãos, podendo gerar efeitos negativos na qualidade destes. Tal problema poderia ser solucionado com a utilização de um trocador de calor que utilizaria apenas a energia térmica fornecida pelos gases impuros para aquecer um ar ambiente limpo, que, então, seria utilizado para a secagem.

O objetivo deste trabalho será o dimensionamento do trocador de calor supracitado, para ser utilizado em um secador de coluna com capacidade de secagem de 60 toneladas de grão por hora, em uma pesquisa de caráter descritivo e de cunho transversal, que começará com uma pesquisa bibliográfica juntamente com uma análise teórica para determinar qual tipo de trocador será utilizado e quais os métodos de cálculo serão necessários. Este trabalho será realizado em uma empresa privada fabricante de equipamentos agrícolas de armazenamento, dentro da qual serão coletados e compilados todos os dados numéricos necessários para, então, dimensionar-se o sistema, sendo assim, uma pesquisa qualitativa.

Este também poderá servir de auxílio para outras pesquisas no meio acadêmico e científico que busquem dimensionar sistemas semelhantes. Além disso, os resultados apresentados podem despertar o interesse da empresa no qual foi desenvolvido – ou de outras empresas do mesmo setor – em realizar a fabricação do sistema, caso busquem obter equipamentos com as qualidades e características que este proporcionaria.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GERAL

Dimensionar um trocador de calor para ser utilizado em um secador de grãos.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir qual tipo de trocador de calor será utilizado;
- Determinar quais métodos de cálculo e equações serão utilizados para o dimensionamento do trocador;
- Compilar dados – fornecidos por uma empresa privada – referentes à operação de secagem de grãos no secador;
- Determinar a área superficial de troca que o trocador de calor deve possuir;
- Definir as dimensões teóricas do trocador de calor.

1.2 JUSTIFICATIVA

No Brasil, segundo dados publicados em 2019 pelo Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, o agronegócio representa 21,6% do PIB nacional, o que mostra a tamanha importância deste setor para o país, que ocupa a terceira posição no ranking mundial de produção de grãos – segundo a CONAB (Companhia Nacional de Abastecimento).

Em um mercado tão grande quanto esse, é evidente que existe uma grande concorrência entre as empresas armazenadoras – além do preço, um fator determinante é a qualidade dos produtos, visto que a população está cada vez mais exigente neste quesito. Tais empresas buscam, cada vez mais, equipamentos agrícolas mais desenvolvidos e que tenham características que supram suas necessidades e exigências para o armazenamento de grãos mais adequado possível – processo no qual a secagem apropriada é indispensável.

No processo de secagem, existem dois fatores que podem ser destacados e que influenciam diretamente na obtenção de uma boa qualidade do grão: a temperatura ideal do ar de secagem e a inexistência do contato direto dos gases de

combustão com o produto. Ambos podem ser obtidos através de um secador que utilize um sistema de fogo indireto – trabalhando com um trocador de calor gás-gás para o aquecimento de ar.

Diante deste cenário, em uma empresa privada de equipamentos de armazenagem, viu-se a necessidade do possível desenvolvimento de um trocador de calor para que seja possível a utilização do sistema de fogo indireto em seus secadores – cujas características serviram de base para o dimensionamento do trocador de calor neste trabalho. Tal dimensionamento pode auxiliar em um futuro projeto e fabricação deste trocador, ajudando, assim, a empresa a dispor de equipamentos que atendam melhor às exigências do mercado.

Este ainda pode servir de base ou ajudar outras pesquisas semelhantes no meio acadêmico e científico, visto que apresentará um resultado que pode ser útil nesse sentido. Além disso, ele pode despertar o interesse de outras empresas do mesmo ramo de negócio a desenvolver seus próprios trocadores de calor com base neste dimensionamento.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Como dimensionar um trocador de calor para ser utilizado em secador de grãos?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Este trabalho teve seu início em agosto de 2020, estendendo-se até outubro do mesmo ano, e foi realizado em uma empresa privada de equipamentos agrícolas de armazenamento, localizada na cidade de Cascavel, no Paraná. Este teve seu foco em realizar o dimensionamento de um trocador de calor para atender a um secador de colunas com capacidade de secagem de 60 toneladas de soja por hora, fabricado pela empresa. A pesquisa é de carácter descritivo, baseando-se principalmente em livros de transferência de calor, apresentando apenas cálculos teóricos – das capacidades de troca de calor, áreas de troca e dimensões do trocador – não envolvendo testes práticos, bem como não está focada na eficiência energética do equipamento nem na viabilidade de fabricação e utilização deste.

Dentro do contexto educacional, o foco desta pesquisa está voltado para a área de trocadores de calor, abordando assuntos como transferência de calor e termodinâmica, mas tendo como objetivo principal dimensionar este equipamento para um modelo específico de secador de grãos, podendo servir de apoio para outros trabalhos acadêmicos e científicos que também busquem dimensionar um sistema semelhante.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 IMPORTÂNCIA DA SECAGEM

Segundo Portella *et al.* (2001), secagem é o processo pelo qual os grãos passam para que a umidade presente neles seja retirada, a fim de possibilitar o seu armazenamento por períodos maiores, retardando de maneira eficiente a deterioração do produto, cuja principal causa é a ausência ou o emprego incorreto desse processo. Os autores afirmam que existe um teor ideal de água para o armazenamento adequado, que depende de vários fatores, como o tipo de grão, o período pelo qual se deseja conservá-lo, a temperatura e a umidade relativa do ar.

De acordo com Harrington (1972 *apud* PORTELLA *et al.* 2001), a umidade ideal de conservação é entre 10% e 13%, caso seja maior que este valor, alguns processos considerados negativos começam a ocorrer: a proliferação de microrganismos e fungos, fermentações e podridões de carácter bacteriano, assim levando ao deterioramento dos grãos.

2.1.1 Princípios de secagem

Portella *et al.* (2001) ressaltam que o princípio do processo de secagem está diretamente associado à transferência de calor, visto que a remoção parcial da umidade do produto ocorre através de dois principais fenômenos: “a transferência de calor do ar para o grão, e o fluxo de vapor de água do grão para o ar”. Os autores acrescentam ainda que a remoção das moléculas de água decorre de um fluxo de massa de vapor gerado pela diferença de pressão entre o ar em movimento e a superfície do grão. Dentro desse contexto, Portella *et al.* (2001) apresentam três características dos grãos, às quais se deve prestar atenção: possuem baixa condutividade térmica, têm estrutura porosa e têm a capacidade de absorver e perder água.

Um fator muito importante que deve ser levado em consideração quando se trabalha com a secagem de grãos é a umidade relativa do ar, a qual é entendida por Portella *et al.* (2001) como a quantidade de água presente no ar em relação à quantidade máxima que ele seria capaz de ter em uma determinada temperatura e pressão. Os autores afirmam que os índices de evaporação crescem com o

decréscimo da umidade relativa, além disso, explicam que o aumento da temperatura – a uma determinada pressão atmosférica – faz com que a capacidade de absorção de água pelo ar aumente, conseqüentemente, ocorre a diminuição da umidade relativa.

Diante disso, os autores evidenciam que, conforme o nível de umidade contida nos grãos e a umidade do ar que circula através deles, pode ocorrer o processo de passagem de água dos grãos para o ar, ou o inverso – sempre do ambiente de maior umidade para o de menor, e a pressão de vapor é o principal fator que determina a direção deste fluxo de água.

Segundo os mesmos autores, a pressão de vapor do ar determina se os grãos vão receber ou perder umidade. A explicação disso está no fato de que uma porcentagem da água presente no grão está em forma de vapor – fazendo com que dentro dele exista uma pressão de vapor na superfície – a qual é ampliada com o aumento da umidade do produto.

Assim sendo, a comparação entre os dois valores – Pressão de vapor do ar (P_v) e pressão de vapor da superfície do grão (P_g) – dita a direção do fluxo de água:

- Quando $P_v > P_g$: ocorre o processo de sorção – ou seja, o grão absorve umidade do ar;
- Quando $P_v = P_g$: ocorre o chamado equilíbrio higroscópico – não há fluxo de água;
- Quando $P_v < P_g$: ocorre o processo de dessorção (ou secagem) – ou seja, o grão perde umidade para o ar.

Além disso, a velocidade de secagem, segundo Portella *et al.* (2001), é determinada por diversos fatores, entre os principais estão: temperatura, umidade inicial dos grãos, umidade relativa do ar de secagem, espécie do grão e o método de secagem.

2.2 SECADORES DE GRÃOS

A secagem de grãos pode ser classificada, de acordo com Portella *et al.* (2001), em dois tipos: natural e artificial. A secagem natural é realizada pela ação e condições naturais do sol e dos ventos para o aquecimento e movimentação do ar

em contato com os grãos, ou seja, utiliza a energia solar e a eólica, como explica Milman (2002); já na secagem artificial, utilizam-se equipamentos chamados de secadores a fim de otimizar o processo, os quais podem ser classificados de acordo com o fluxo de ar na operação: secagem estacionária, contínua, intermitente e seca-aeração.

2.2.1 Secador Seca-aeração

A secagem por seca-aeração, segundo Milman (2002), ocorre em duas etapas. Primeiramente, é realizada uma secagem em alta temperatura, até a massa de grãos atingir uma umidade de 2 a 3% acima da desejada, o processo é então pausado e a massa permanece em repouso em um intervalo entre quatro e seis horas. Finalizada esta etapa, é realizado o resfriamento dos grãos através da passagem forçada de ar ambiente não aquecido através deles, fazendo com que percam aproximadamente 2 a 3% de umidade, alcançando-se o resultado esperado. De acordo com Hellevang (2001 *apud* PORTELLA *et al.* 2001), no processo de resfriamento supracitado, a umidade dos grãos diminui em 0,25% a cada 5,5°C de temperatura perdidos pelos grãos. Um esquema ilustrativo de um secador do modelo supracitado pode ser observado na figura 1.

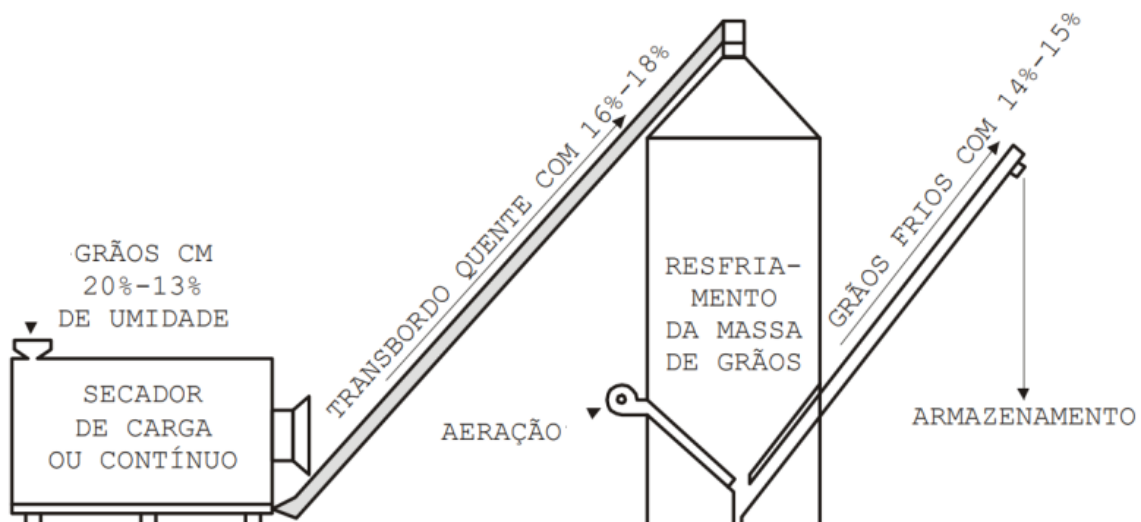


Figura 1: Esquema ilustrativo do processo de seca-aeração

(Fonte: Milman, 2002)

2.2.2 Secador de secagem contínua

A secagem contínua, segundo Milman (2002), é um método artificial caracterizado pela passagem contínua do ar aquecido através dos grãos que se encontram em movimento. A palavra contínua na descrição deste processo é adotada pelo fato de que nele existe um fluxo de produto contínuo e permanente entrando e saindo do secador, sempre passando pela câmara de secagem – lugar no qual ocorre a maior temperatura do sistema – e, após a passagem pelo secador, os grãos acabam perdendo água para o ar, sendo que, na saída, já devem possuir o grau de umidade desejado. Tais características são apresentadas na figura 2.

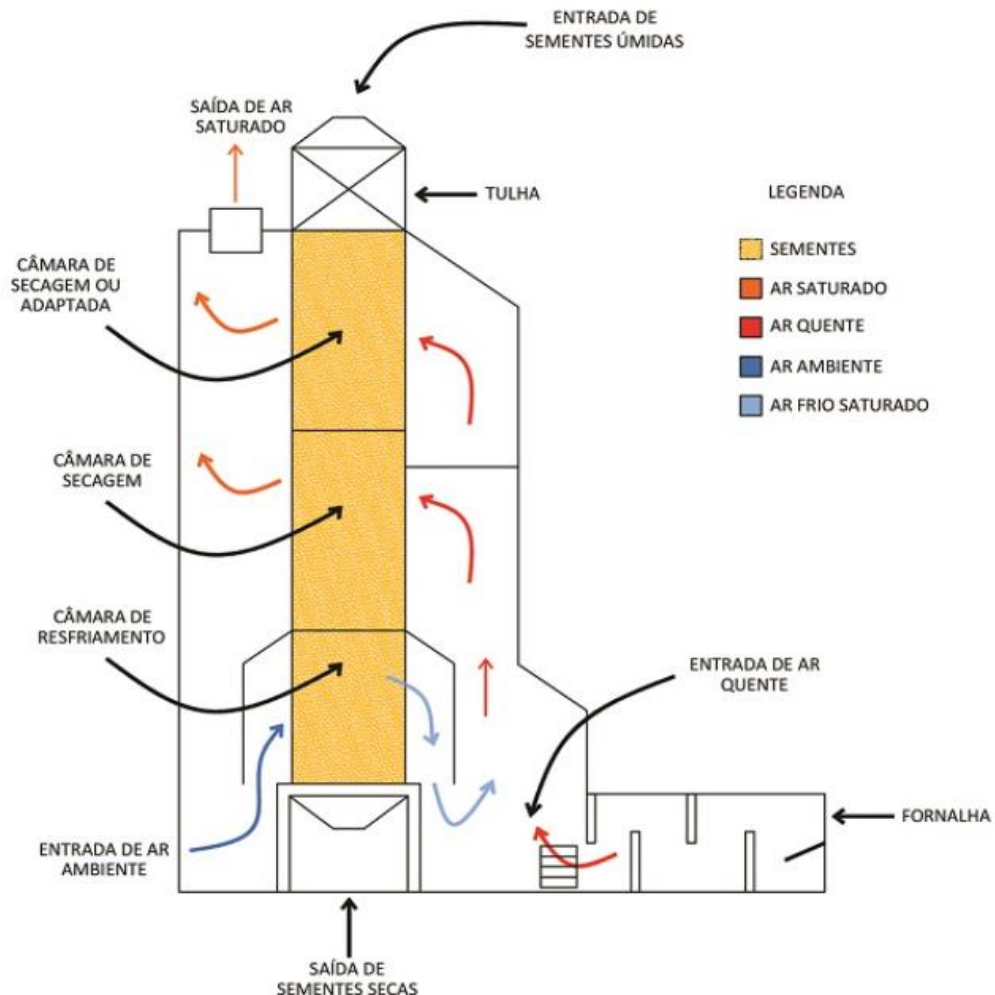


Figura 2: Esquema de um silo-secador contínuo

(Fonte: Portella *et. al.*, 2001))

2.2.3 Secador de secagem intermitente

A secagem intermitente, como expõem Portella *et al.* (2001), tem como sua principal característica a passagem descontínua de ar aquecido através dos grãos – que encontram-se na câmara de secagem – entre intervalos de tempo definidos, sendo que, no período em que os grãos ficam em repouso e que não há circulação de ar, ocorre a homogeneização da umidade, verificando-se o deslocamento da água presente nos grãos para a superfície deles.

Após este período de repouso, este novo estado dos grãos facilita e auxilia a evaporação de sua umidade e transferência desta para o próximo fluxo de ar de secagem, e assim por diante, até se atingir o teor de umidade desejado. Milman (2002) ressalta ainda que neste tipo de secagem a massa de grãos também se movimenta e a secagem ocorre de uma maneira mais amena e equilibrada.

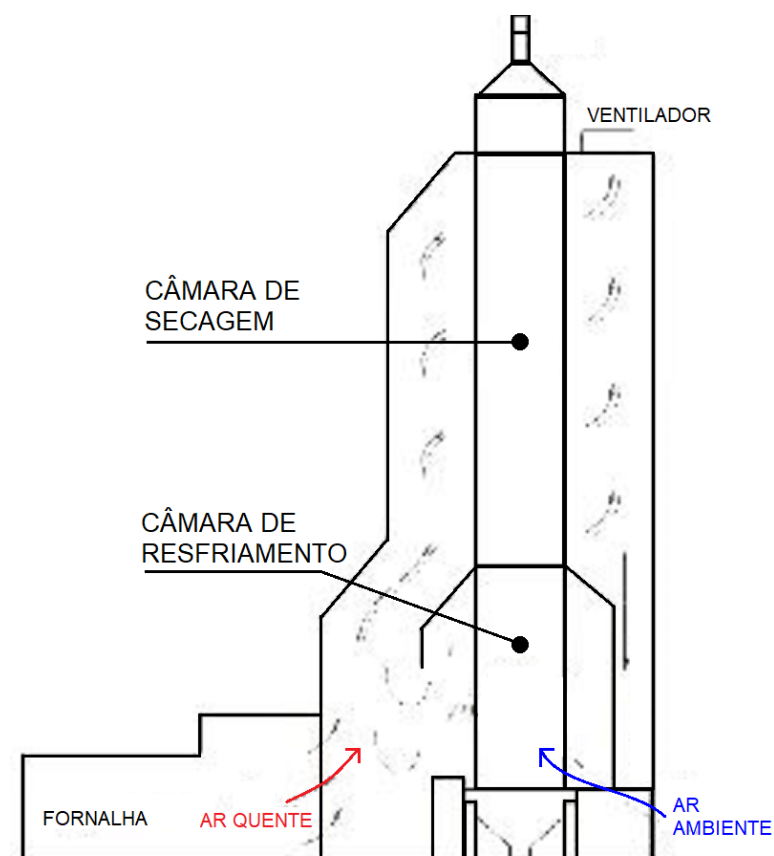


Figura 2: Esquema de um silo-secador intermitente

(Fonte: Portella *et. al.*, 2001)

2.2.4 Secador de secagem estacionária

De acordo com Portella *et al.* (2001), a secagem estacionária possui como principal característica a passagem forçada de ar aquecido através de uma massa de grãos estática que se encontra em um compartimento ou reservatório, sendo que este fluxo pode ser radial ou axial, como reforça Milman (2002).

A passagem do ar neste sistema ocorre através de dutos ou por um fundo falso, normalmente composto por uma chapa perfurada – como é observável na figura 4 –, e a perda de umidade nos grãos ocorre em camadas, sendo que a parcela de grãos mais próxima à entrada do ar quente acabam secando antes da parcela mais distante, formando-se um gradiente de umidade entre as parcelas. O processo deve continuar até que as camadas mais distantes da entrada do ar de secagem atinjam a umidade desejada ou entrem em equilíbrio higroscópico com a umidade relativa deste ar.

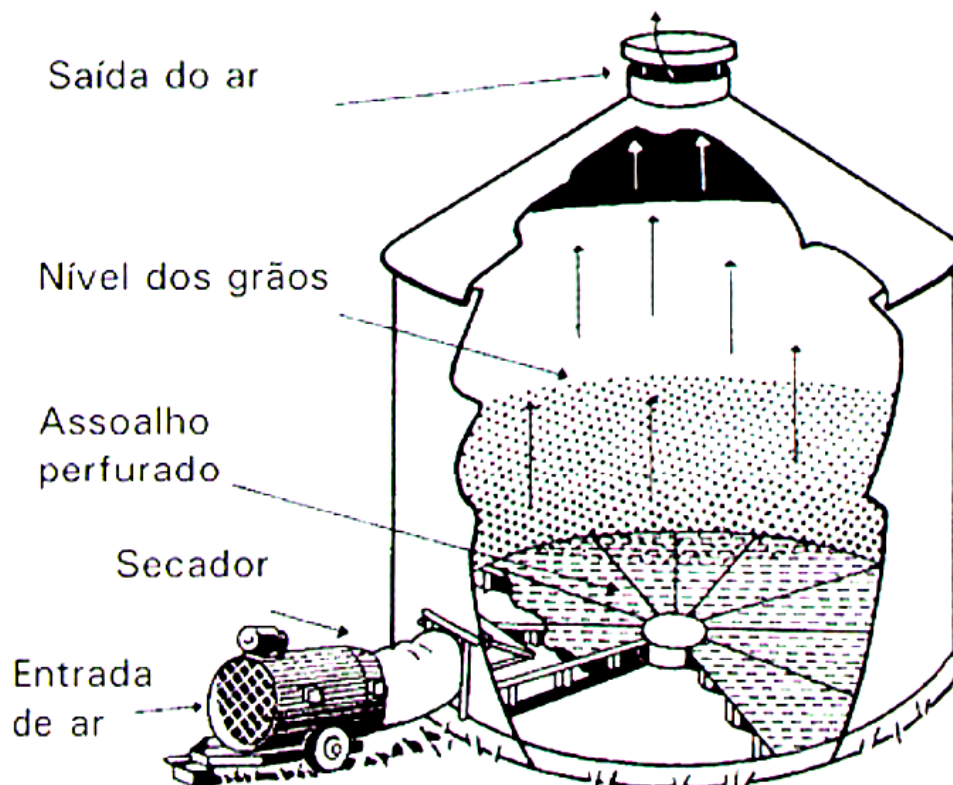


Figura 4: Esquema de um silo-secador estacionário

(Fonte: Portella *et al.*, 2001)

2.3 EFEITOS DOS GASES DE COMBUSTÃO NA QUALIDADE DOS GRÃOS DURANTE O PROCESSO DE SECAGEM

A secagem de grãos através de fornalhas de fogo direto, ou seja, aquelas que não utilizam trocadores de calor para o aquecimento do ar de secagem, apesar de, segundo Magalhães (2007), possuírem uma maior eficiência energética do que as de fogo indireto, apresentam uma particularidade que pode ser considerada como um ponto negativo: o contato direto dos gases gerados na combustão com os grãos durante o processo de secagem.

De acordo com Milman (2002), a combustão de algumas espécies florestais, ou seja, a utilização da lenha ou cavaco como combustível, gera gases, os quais transferem sabores e odores considerados desagradáveis aos grãos, podendo fazer com que estes – em alguns casos – se tornem inviáveis para serem utilizados na alimentação humana e, de acordo com De Lima (2014), até animal, pois, em alguns casos, o odor excessivo de fumaça nos grãos pode fazer com que ocorra a rejeição parcial ou total do consumo do produto por parte dos animais, afetando diretamente a produção principalmente nas indústrias de suínos e de aves, as quais utilizam muito soja e milho para a alimentação dos animais.

Ademais, de acordo com Magalhães (2007), existem determinados produtos que são ainda mais sensíveis aos efeitos dos contaminantes encontrados na fumaça, como frutas, hortaliças e principalmente o café, o qual, como citam Lopes *et al.* (2001), quando apresenta cheiro de fumaça, tem aceitação apenas por parte do mercado, podendo ainda sofrer uma desvalorização de 15 a 20% de seu preço comercial.

Sobre um olhar mais técnico, De Lima (2014) afirma que os efeitos negativos encontrados nos grãos que são expostos diretamente aos gases de combustão – principalmente dos provenientes da lenha e do cavaco – são causados pelo alcatrão derivado da combustão da matéria orgânica, o qual confere ao produto sabores e odores e também pelos HPAs (Hidrocarbonetos Policíclicos Aromáticos). Segundo o mesmo autor, os HPAs formam uma classe de componentes orgânicos que são gerados pela combustão incompleta de matéria orgânica, dos quais 13 dos mais de 100 existentes, segundo pesquisas realizadas pela FAO (Food and Agriculture Organization of the United Nations) em conjunto com a OMS (Organização Mundial da Saúde), são cancerígenos e genotóxicos.

Ainda de acordo com De Lima (2014), vários países como Alemanha, Suíça, Itália e Polônia, já criaram leis que determinam um limite máximo tolerável de alguns HPAs na composição de produtos alimentícios, entretanto, no Brasil ainda não existem leis referentes a este tema.

2.4 A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E A TERMODINÂMICA

Segundo Çengel e Ghajar (2012), calor pode ser entendido como uma forma de energia cuja transferência pode ser realizada de um sistema para outro devido a uma diferença de temperatura entre eles, e esta transferência pode ocorrer de três diferentes maneiras: condução, convecção ou radiação. O entendimento físico do calor começou a ganhar força por volta do século XIX, em virtude do desenvolvimento da teoria cinética, quando se começou a relacionar os movimentos das moléculas e átomos e sua energia cinética com o calor.

Çengel e Ghajar (2012) também dizem que a termodinâmica e suas leis ditam os processos da transferência de calor, porém, enquanto a termodinâmica tem seu foco na quantidade de calor transferida de um estado de equilíbrio para outro dentro de um sistema, a ciência transferência de calor tem como principal objetivo estudar as taxas de transferência de calor, ou seja, o calor transferido por unidade de tempo e a variação de temperatura.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), sempre que houver uma diferença de temperatura entre dois meios, necessariamente ocorrerá a transferência de calor. Os autores (INCROPERA *et al.*, 2008) explicam que, na condução, ocorre a transmissão de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas em razão das interações e choques entre elas. Quanto maior a temperatura, maior a energia molecular. Esse processo ocorre em um meio estacionário, que pode apresentar aspecto sólido ou de fluido. Já na convecção, a transferência de calor acontece quando há movimento de um fluido em relação a uma superfície, juntamente com uma diferença de temperatura entre eles, esse processo acontece no interior do fluido em virtude do escoamento global associado à condução.

Muitos equipamentos utilizam o princípio de transferência de calor, como caldeiras, condensadores e trocadores de calor, os quais são dimensionados e projetados baseando-se na análise desse fenômeno. Como lembram Çengel e Ghajar (2012), o processo de dimensionamento busca a determinação do tamanho

do equipamento a fim de se conseguir a taxa de transferência de calor necessária para um diferencial de temperatura específico. Segundo Aurelio (2014), dimensionar é o ato de calcular as dimensões ou proporções de um corpo ou sistema.

2.4.1 Variáveis da transferência de calor por convecção

Nos métodos de cálculo de transferência de calor por convecção, pelo fato de serem muitas vezes muito complexos e envolverem inúmeras grandezas físicas, é comum a combinação de variáveis – adimensionais ou não – para auxiliar na simplificação das equações, sendo as principais:

O coeficiente de transferência de calor por convecção, o qual, segundo Çengel e Ghajar (2012), é a taxa de transferência de calor por unidade de diferença de temperatura e unidade de área entre um fluido e uma superfície sólida.

O número de Nusselt, que, segundo o mesmo autor, é uma relação entre a transferência de calor por convecção da parcela de um fluido que está em movimento e a transferência de calor por condução, da parcela deste mesmo fluido que se encontra imóvel, constatando-se que, quanto maior for o número de Nusselt, mais eficaz se tornará a convecção.

O número de Reynolds, que, segundo a interpretação de Incropera *et al.* (2008), é a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas de um fluido, e está diretamente relacionado ao comportamento do movimento do fluido, podendo ser laminar ou turbulento.

O número de Prandtl, que, de acordo com Incropera *et al.* (2008), pode ser definido como uma efetividade relativa entre a difusividade molecular de momento e a difusividade térmica do fluido.

2.5 TROCADOR DE CALOR

Incropera *et al.* (2008) afirmam que trocador de calor é um equipamento que possibilita o processo de troca de calor entre dois fluidos que se encontram em temperaturas distintas e separados por uma parede sólida, e podem ser classificados de acordo com o tipo de construção e o sentido do fluxo de um fluido em relação ao outro, podendo ser trocador de corrente paralela, contracorrente ou de escoamento cruzado.

Çengel e Ghajar (2012) ressaltam que a transferência de calor em um trocador ocorre principalmente por convecção de ambos os fluidos e condução através da parede que os divide, necessária para evitar que ocorra a mistura dos fluidos. O autor mostra que esses equipamentos podem ser utilizados em vários tipos de sistemas, como em aparelhos de ar-condicionado, de aquecimento, em usinas e diversas outras áreas, e, para atender a todas essas diferentes necessidades, existem vários tipos e modelos de trocadores de calor.

O mesmo autor cita vários tipos de trocadores, sendo alguns dos mais utilizados, segundo ele: o tubo duplo, o compacto – que normalmente utiliza aletas –, e o casco e tubo, que é muito utilizado em vários setores da indústria.

2.5.1 Trocador tubo duplo

Um dos modelos construtivos mais simples entre os trocadores de calor é o tubo duplo, o qual, de acordo com Ganghis (2015), consiste em dois tubos de diferentes diâmetros, um posicionado concentricamente ao outro, ocorrendo a passagem de fluido no interior de cada um deles. Ainda segundo o mesmo autor, o arranjo deste tipo de trocador pode ser de corrente cruzada, quando os fluidos se movem em sentidos opostos, ou de corrente paralela, quando se movem no mesmo sentido.

Este tipo de trocador é mais aplicado em sistemas que envolvem líquidos, que possuem uma vazão não muito elevada e que não há necessidade de grande área de troca de calor, pois a dimensão volumétrica necessária do trocador por unidade de área é relativamente alta. Na figura 5, observa-se um trocador de calor do tipo tubo duplo para fluidos de alta viscosidade.

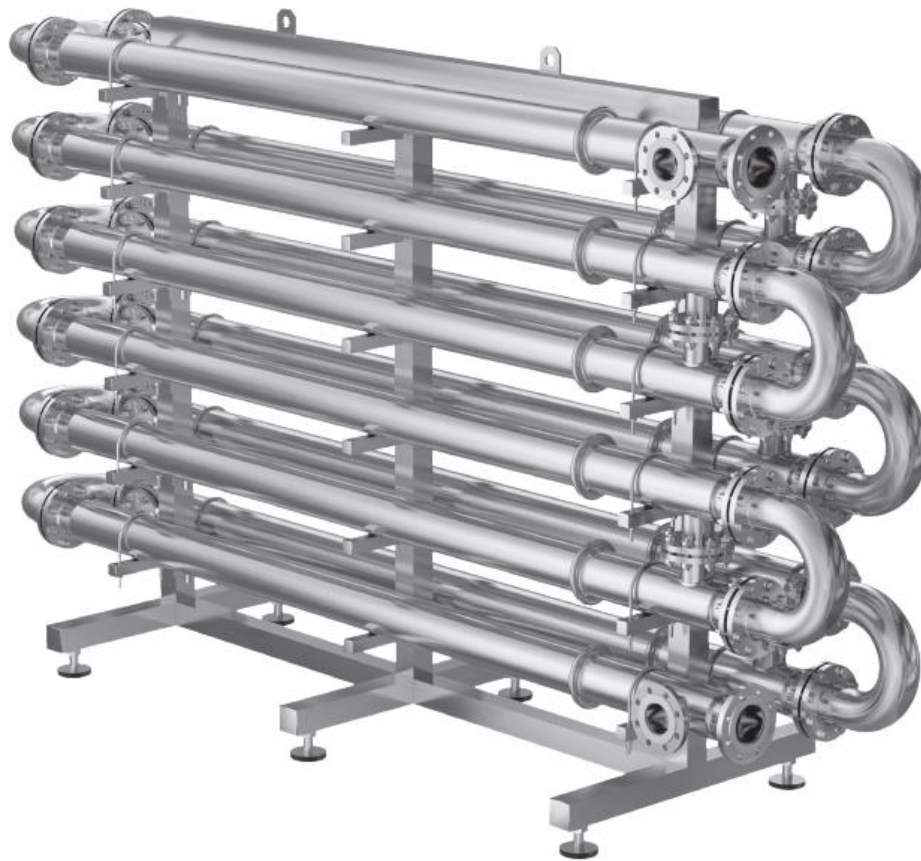


Figura 5: Trocador de calor tubo duplo.

(Fonte: Secespol, 2020)

2.5.2 Trocadores de calor compactos

Um modelo de trocador bastante utilizado é trocador de calor compacto, o qual, segundo Çengel e Ghajar (2012), concede altas taxas de transferência de calor entre fluidos, ocupando um volume relativamente pequeno, podendo ser utilizado para sistemas gás-gás e gás-líquido, sendo que um de seus arranjos mais comuns é o de fluxo perpendicular entre fluidos, ocorrendo escoamento cruzado.

Este é amplamente aplicado em sistemas que possuem limitações dimensionais, ou seja, precisam ser eficientes ocupando um pequeno volume e possuindo pouco peso. É possível observar a aplicação deste tipo de trocador de calor em sistemas de ar condicionado residenciais e em radiadores de automóveis, como é mostrado na figura 6.



Figura 6: Trocador de calor compacto:Radiador automotivo.

(Fonte: Champion Cooling Systems, 2020)

2.5.3 Trocador de calor feixe e tubo

Çengel e Ghajar (2012) explicam que este tipo de trocador, também chamado de casco e tubo, possui uma grande quantidade de tubos alinhados que se encontram dentro de um casco e, neste sistema, a transferência de calor acontece através de um fluido que escoar no interior dos tubos ao mesmo tempo que um outro fluido escoar externamente, dentro do casco – como é observável na figura 7. É comum o uso de chicanas – um tipo de suporte que tem por finalidade dar sustentação ao trocador e principalmente auxiliar o fluxo do fluido do casco a ter mais contato com os tubos a fim de aumentar a taxa de transferência de calor.

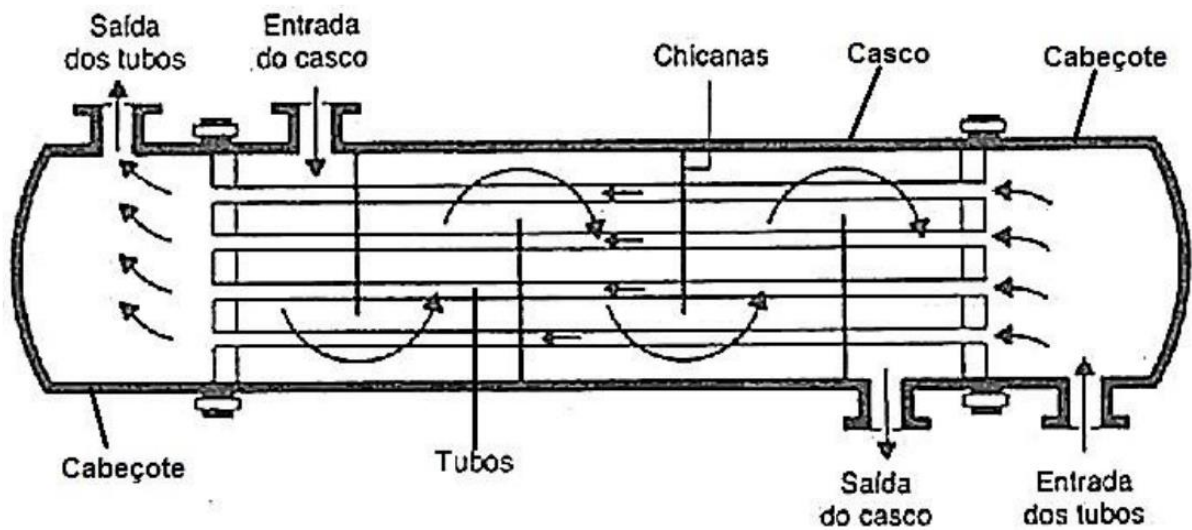


Figura 7: Esquema ilustrativo de um trocador de calor casco e tubo.

(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

Ainda segundo o mesmo autor supracitado, este talvez seja o tipo de trocador de calor mais utilizado na indústria, principalmente pela grande variedade de tamanhos e modelos possíveis, porém normalmente não são utilizados em sistemas que requerem peso reduzido, pois em sua maioria são utilizados para sistemas de grandes vazões e áreas de troca, necessitando, assim, possuir grandes dimensões e peso elevado.

Este modelo de trocador pode e é utilizado na indústria para sistemas de diferentes conjuntos de fluidos, como gás-gás, líquido-gás e líquido-líquido, de acordo com as diferentes necessidades. Um exemplo da utilização deste trocador é para aquecimento de ar para secagem de grãos em fornalhas indiretas – como é exposto na figura 7 -, existindo no mercado empresas que trabalham com sistemas líquido-gás e principalmente gás-gás.

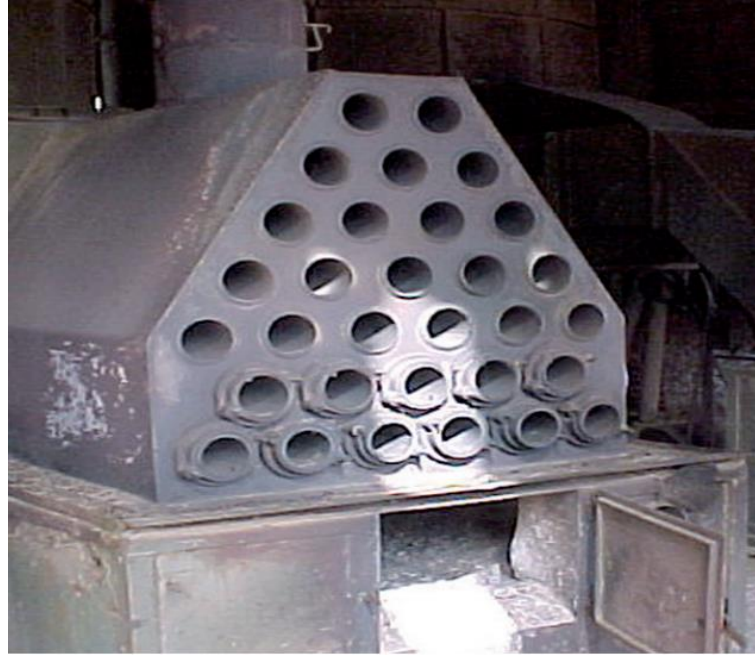


Figura 8: Trocador de calor casco e tubo de uma fornalha indireta
(Fonte: EMBRAPA, 2014)

Outra aplicação cuja estrutura do equipamento é baseada nas características e modelo construtivo de um trocador de calor feixe e tubo são os sistemas de pré-aquecimento de ar para caldeiras, nos quais ocorre a transferência de calor entre dois fluidos gasosos – os gases de exaustão (externo) e o ar o qual servirá de comburente para a combustão (interno) – através de um feixe de tubos de grande dimensão, amplamente utilizado por empresas para o aumento de eficiência em caldeiras, como o exemplo de um pré-aquecedor da empresa Caldema – fabricante de caldeiras - apresentado na figura 9.



Figura 9: Pré-aquecedor de ar de uma caldeira

(Fonte: Caldema, 2020)

2.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

2.6.1 Princípios da convecção

Çengel e Ghajar (2012) definem convecção como sendo um “mecanismo de transferência de calor através de um fluido na presença do movimento de sua massa”, podendo ser classificada como natural ou forçada – de acordo com a maneira na qual o movimento tem seu início. A convecção natural seria aquela em que o fluido é movimentado por forças naturais, e a forçada, em situações nas quais o fluido é direcionado a escoar sobre superfícies – ou por dentro de tubos – por intermédio de equipamentos com este propósito, como bombas ou ventiladores.

O mesmo autor lembra que a transferência de calor em um fluido também pode ocorrer por condução – caso haja a ausência de movimento – caso contrário, ocorrerá por convecção, na qual a taxa de transferência de calor é muito mais elevada quando comparada à na condução. O autor explica isso afirmando que o movimento faz com que um maior número de moléculas quentes entre em contato

com moléculas frias, tornando-se possível também afirmar que, quanto maior a velocidade do fluido, maior será a taxa de transferência de calor.

Çengel e Ghajar (2012) afirmam que a transferência de calor por convecção é a forma mais complexa de transmissão de calor, pelo fato de sua taxa depender de várias propriedades do fluido, como calor específico, densidade, viscosidade dinâmica e condutividade térmica, além da velocidade deste. Entretanto, ele mostra que a taxa de transferência por convecção pode ser calculada através de uma fórmula simples, de acordo com a lei de Newton de resfriamento, na qual essa taxa depende diretamente do coeficiente de transferência de calor e da diferença de temperatura entre os meios.

Çengel e Ghajar (2012) descrevem o coeficiente de transferência de calor por convecção como “a taxa de transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido por unidade de área e por unidade de diferença de temperatura” e explica que tal coeficiente deve ser calculado de acordo com várias variáveis do sistema.

2.7 EQUAÇÕES

No dimensionamento de sistemas que envolvem fenômenos de transferência de calor – como trocadores de calor – existem algumas equações fundamentais que são essenciais para se encontrar as variáveis e valores envolvidos nesses processos.

Segundo Çengel e Ghajar (2012), a taxa de transferência de calor por convecção (Q_T) envolvida em um sistema, pode ser calculada de acordo com a lei de Newton do resfriamento – apresentada na equação (1) – através do produto entre a área superficial de troca de calor entre os fluidos (A_s), o coeficiente global de transferência de calor (U), o diferencial de temperatura entre os fluidos (ΔT_{lm}), e um fator de correção (F), que varia de acordo com o modelo do trocador de calor.

$$Q_T = A_s \times U \times \Delta T_{lm} \times F \quad (1)$$

O cálculo da área superficial (A_s) varia de acordo com o modelo do trocador, necessitando uma análise detalhada dos componentes do mesmo, já o coeficiente global de transferência de calor (U), por sua vez, geralmente, em trocadores de calor é calculado principalmente em função das taxas de transferência de calor por

convecção dos fluidos interno (h_i) e externo (h_e), e da resistência térmica referente à condução pela parede que separa os dois fluidos (R_{parede}), conforme a equação (2).

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e} + R_{parede} \quad (2)$$

Essa taxa de transferência por convecção (h) é calculada conforme a equação (3), em função da condutividade térmica do fluido (k), de seu comprimento característico, no caso de tubos, o seu diâmetro (D), e do número de Nusselt (Nu), cuja equação, por sua vez, varia de acordo com o modelo de trocador de calor e tipo de escoamento do fluido, também necessitando uma análise detalhada, mas sempre envolve a variável Número de Reynolds (Re).

$$h = \frac{Nu \times k}{D} \quad (3)$$

Tal número de Reynolds (Re) pode ser encontrado, conforme apresentado por Çengel e Ghajar (2012), através da equação (4), em função da velocidade do fluido (V_i), de seu comprimento característico – no caso de tubos, o seu diâmetro (D) – e da viscosidade cinemática do fluido (ν).

$$Re = \frac{V_i \times D}{\nu} \quad (4)$$

O diferencial de temperatura (ΔT_{lm}), no caso de trocadores de calor que trabalham com dois fluidos que possuem diferentes temperaturas de entrada e saída, pode ser calculado, de acordo com Çengel e Ghajar (2012), através da equação (5), em função das temperaturas de: entrada do fluido frio (T_{1i}), e saída do mesmo (T_{2i}), e entrada do fluido quente (T_{1e}) e saída deste (T_{2e}).

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{2e} - T_{1i}) - (T_{1e} - T_{2i})}{\ln\left[\frac{(T_{2e} - T_{1i})}{(T_{1e} - T_{2i})}\right]} \quad (5)$$

Além do calor trocado entre fluidos dentro de um trocador de calor, também é possível se calcular a quantidade de calor necessário para se realizar a secagem de grãos dentro de um secador de grãos. Tal cálculo pode ser realizado através da equação (6), proposta por Milman (2002), na qual o calor necessário à secagem (Q_S) é encontrado em função de diversas variáveis envolvidas no processo de secagem, sendo elas: A massa de grãos a ser secada (W), os teor de umidade inicial dos grãos (Z_i), o teor de umidade final desejado desse produto (Z_f), o calor específico do grão a ser secado (C_{pg}), o calor específico da água (C_{pH_2O}), a temperatura de exercício de secagem dentro do secador (T_{es}), a temperatura inicial da massa de grãos (T_{ig}) e o calor latente da água (r).

De acordo com Milman (2002), neste cálculo, já estão envolvidos e somados os calores: sensível, referente ao aquecimento dos grãos e da água contida neles, até a temperatura de exercício de secagem, e também o calor latente, referente à energia necessária para realizar a vaporização desta água contida nos grãos.

$$Q_S = \left\{ W \left[\left(\frac{100 - Z_i}{100} \right) C_{pg} + \left(\frac{Z_i}{100} \right) C_{pH_2O} \right] (T_{es} - T_{ig}) + \left[\frac{W(Z_i - Z_f)}{100 - Z_f} \right] r \right\} (1 + P_t) \quad (6)$$

3 METODOLOGIA

Este trabalho foi realizado em uma empresa privada de equipamentos agrícolas de armazenamento de grãos, localizada na cidade de Cascavel, no Paraná, e estendeu-se entre os meses de agosto e novembro do ano de 2020.

A pesquisa realizada foi descritiva – na qual, segundo Barros e Lehfeld (2007), realiza-se um estudo detalhado, coleta, análise e interpretação de dados – e foi de cunho qualitativo, pois os dados coletados são de carácter numérico, os quais posteriormente foram utilizados em cálculos e levaram também a resultados numéricos. Ela ainda foi de carácter transversal, pois foi realizada dentro de um período curto de tempo, utilizando todos os recursos disponíveis naquele momento.

3.1 MATERIAIS UTILIZADOS E CUSTOS

Este trabalho não teve nenhum custo direto, pois todos os materiais necessários foram obtidos de maneira gratuita: a empresa disponibilizou o acesso a todos os dados necessários, bem como folhas A4 para realização dos cálculos e calculadora científica. Todos os livros e bibliografias foram emprestados na biblioteca do Centro Universitário Fundação Assis Gurgacz e de colegas que os possuíam. Quanto aos artigos e trabalhos estudados, estes foram pesquisados e consultados de forma *on-line* em sites gratuitos de pesquisa, como Google Acadêmico e revistas científicas.

A leitura de bibliografias, artigos e outros trabalhos foi realizada na residência do acadêmico, já a obtenção e compilação de dados fornecidos pela empresa foram realizadas nas dependências desta, bem como os cálculos, os quais foram realizados em horários disponibilizados pela empresa para este propósito.

3.2 DEFINIÇÃO DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR

O primeiro passo deste trabalho foi determinar qual modelo de trocador de calor seria dimensionado. O primeiro fato considerado nesta escolha foi o de que no sistema de secagem de grãos estão diretamente envolvidos fluidos gasosos – os gases de combustão da fornalha e o ar aquecido que passa dentro do secador. A câmara de combustão da fornalha encontra-se muito próxima à entrada do ar

aquecido no secador, conseqüentemente, ambos os fluidos encontram-se muito próximos, provindo, assim, a facilidade de contato entre eles a partir de uma parede de um trocador de calor. Sendo assim, definiu-se que o trocador de calor trabalharia com dois fluidos gasosos.

Tal escolha também foi baseada em uma pesquisa bibliográfica em alguns livros científicos de autores que abordam o tema trocadores de calor, a fim de entender os conceitos, o funcionamento e as principais características desses sistemas, para assim, escolher o modelo que melhor atenderia as necessidades particulares do sistema proposto neste trabalho.

A empresa solicitou o dimensionamento do trocador para atender a um modelo de secador de grãos de coluna e sua respectiva fornalha, de capacidade de secagem de 60 toneladas de grãos por hora, fabricados por ela. Tal categoria foi sugerida pela empresa por se tratar de um modelo padrão e que é constantemente solicitado por clientes, além do fato de a empresa possuir dados de operação mais precisos e abundantes deste modelo específico, tais como temperaturas e vazões de trabalho.

Também foi realizada uma pesquisa de mercado em algumas empresas que já trabalham com sistemas similares a fim de observar exemplos de trocadores utilizados em fornalhas de fogo indireto.

Após as análises supracitadas, foram notadas algumas características essenciais que o trocador a ser dimensionado deveria conter, sendo elas:

- Trabalhar com dois fluidos gasosos
- Trabalhar com grandes vazões
- Trabalhar com um diferencial de temperatura de até 100 °C
- Baixa limitação de peso e dimensões
- Área superficial de troca de calor entre fluidos relativamente grande

A partir da análise dessas características, determinou-se que um dos modelos de trocador de calor que poderia atender tais necessidades é o do tipo Feixe e Tubo para sistemas gás-gás, contendo uma estrutura similar ao de trocadores usados em pré-aquecedores de ar de caldeiras – citado no item 2.5.3 – possuindo um banco de tubos, em que o ar ambiente frio escoar no interior dos tubos e os gases de

combustão escoam externamente através do banco, como é exemplificado na figura 10.

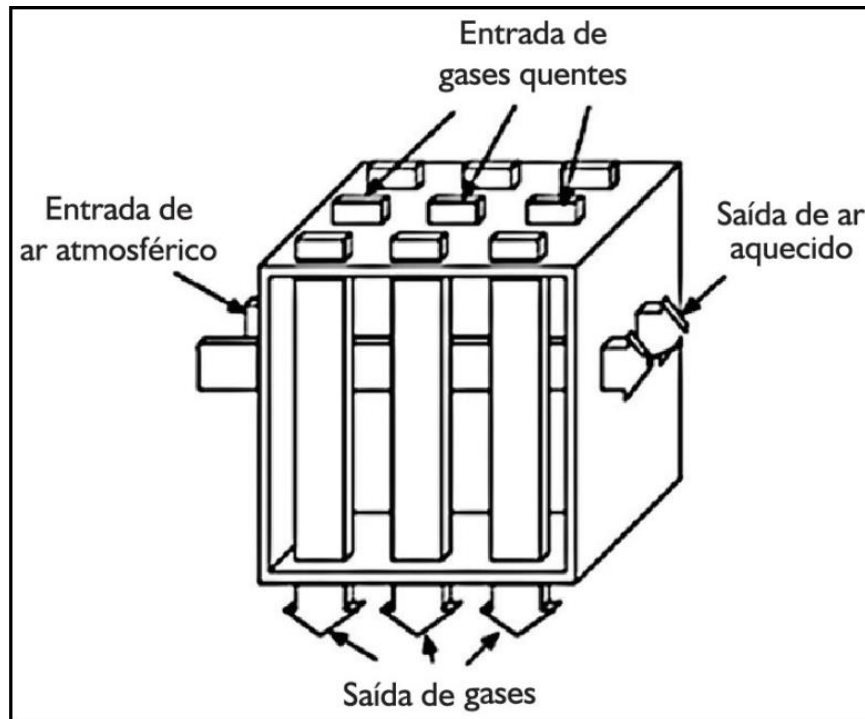


Figura 10: Esquema ilustrativo de um pré-aquecedor de ar de caldeira
(Fonte: Alves *et al.*, 2014)

3.3 DEFINIÇÃO DOS MÉTODOS DE CÁLCULO

Após a determinação do modelo do trocador de calor, foi iniciada uma pesquisa em livros e artigos científicos de autores que abordam os temas transferência de calor e trocadores de calor, a fim de compilar as equações úteis e essenciais para os cálculos a serem realizados no trabalho. Tais equações foram anotadas e organizadas em um arquivo de texto e em uma planilha eletrônica no *software* Excel[®], da *Microsoft* – tanto no computador particular do acadêmico quanto no computador utilizado por ele na empresa, além de serem impressas em folhas A4 a fim de tornar mais prática a sua consulta durante os cálculos.

3.3.1 Equações utilizadas para o cálculo do calor necessário para a secagem

Optou-se primeiramente por utilizar o método de cálculo para sistemas de trocadores de calor, igualmente apresentado por Çengel e Ghajar (2012) e Incropera *et al.* (2008), tendo a equação (1) como uma de suas fundamentais:

$$Q T = A_s \times U \times \Delta T_{lm} \times F \quad (1)$$

onde:

$Q T$ = Taxa de calor trocado entre fluidos no trocador de calor (W)

A_s = Área superficial de troca de calor entre fluidos (m^2)

U = Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 K$)

ΔT_{lm} = Diferença média logarítmica de temperatura (K)

F = Fator de correção da diferença de temperatura para trocadores de calor (adimensional)

Este valor de $Q T$, referente à quantidade de calor que o fluido frio recebe do fluido quente, no caso deste sistema, será considerado como igual ao do calor necessário para a realização da secagem dos grãos ($Q S$), que, por sua vez, pode ser calculado de acordo com a equação (6), proposta por Milman (2002):

$$Q S = \left\{ W \left[\left(\frac{100 - Z_i}{100} \right) C_{pg} + \left(\frac{Z_i}{100} \right) C_{pH_2O} \right] (T_{es} - T_{ig}) + \left[\frac{W(Z_i - Z_f)}{100 - Z_f} \right] r \right\} (1 + P_t) \quad (6)$$

onde:

$Q S$ = Calor necessário para a secagem (kcal/h)

W = Peso de entrada do produto (kg/h)

Z_i = Teor de umidade inicial do produto (%Bu)

Z_f = Teor de umidade final do produto (%Bu)

C_{pg} = Calor específico do grão a ser secado (kcal/kg °C)

C_{pH_2O} = Calor específico da água (kcal/kg °C)

T_{es} = Temperatura de exercício de secagem (°C)

T_{ig} = Temperatura inicial da massa de grãos (°C)

r = Calor latente da água (kcal/kg °C)

P_t = Perdas térmicas do sistema (% em decimal)

O valor do percentual de perdas térmicas no secador (P_t) utilizado nesta equação, de acordo com Milman (2002), pode e foi considerado como sendo de 30% do calor total. Além disso, a temperatura inicial dos grãos foi considerada como igual à temperatura do ar ambiente, que, por sua vez, foi utilizada como sendo de 20°C para efeitos de cálculo.

O trocador de calor proposto neste trabalho tem como uma de suas finalidades poder ser utilizado para atender à secagem de diferentes tipos de grãos, e não apenas um em específico, porém, para os cálculos realizados neste trabalho, optou-se por utilizar como exemplo as propriedades do grão de soja, sendo o calor específico do grão um valor essencial para poder encontrar-se o calor de secagem.

Optou-se por encontrar este valor através de uma equação proposta por Mata *et al.* (1999), os quais, por meio de estudos e análises computacionais, definiram a equação (7) a seguir como forma de cálculo do calor específico do grão de soja.

$$C_{pg} = 0,391 + 0,461 \left(\frac{Y_i}{Y_i + 100} \right) \quad (7)$$

onde:

C_{pg} = Calor específico do grão de soja (kcal/kg °C)

Y_i = Teor de umidade inicial dos grãos em base seca = (% B. S.)

3.3.2 Fenômenos de transferência de calor envolvidos no trocador de calor

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), na transferência de calor em trocadores de calor que envolve o fluxo de dois fluidos, um externo e um interno separados por uma parede sólida, ocorrem os fenômenos de convecção, condução e radiação. Porém, a taxa de transferência de calor por radiação em trocadores de calor do modelo abordado neste trabalho constitui uma parcela muito pequena quando comparada às demais, e para demonstração disso, optou-se por realizar um cálculo de um sistema similar apenas para exemplificar tal fenômeno, exposto no item 3.3.2.1

Feitas tais considerações, o mesmo autor afirma que é possível calcular a resistência térmica resultante do sistema de acordo com a equação (8):

$$Res = R_{in} + R_{ex} + R_{parede} \quad (8)$$

onde:

R_{es} = Resistência térmica resultante do sistema (K/W)

R_{in} = Resistência térmica referente à convecção do fluido interno (K/W)

R_{ex} = Resistência térmica referente à convecção do fluido externo (K/W)

R_{parede} = Resistência térmica referente à condução na parede (K/W)

Sabendo-se ainda que a resistência térmica para trocadores de calor é dada em função do coeficiente global de transferência de calor (U) e a área superficial de troca (A_s), tem-se a equação (9):

$$R_{es} = \frac{1}{U A_s} \quad (9)$$

onde:

R_{es} = Resistência térmica resultante do sistema (K/W)

U = Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 K$)

A_s = Área superficial de troca de calor entre fluidos (m^2)

Sendo assim, torna-se possível associar as equações (8) e (9), obtendo-se a equação (2):

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_e A_e} + R_{parede} \quad (2)$$

onde:

U = Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 K$)

A_s = Área superficial de troca do trocador de calor (m^2)

h_i = Coeficiente de transferência de calor da convecção interna ($W/m^2 K$)

A_i = Área superficial de troca do fluido interno (m^2)

h_e = Coeficiente de transferência de calor da convecção externa ($W/m^2 K$)

A_e = Área superficial de troca do fluido externo (m^2)

R_{parede} = Resistência térmica referente à condução na parede (K/W)

Çengel e Ghajar ressaltam que, para o cálculo de trocadores de calor nos quais a parede do tubo possui uma pequena espessura e sua condutividade térmica é relativamente alta, a resistência térmica da parede (R_{parede}) torna-se desprezível.

Além disso, neste mesmo caso, podem-se considerar as áreas superficiais interna e externa como sendo iguais para efeitos de cálculo.

No caso do sistema proposto neste trabalho, optou-se por utilizar como material de fabricação dos tubos o aço ASMT A178, por se tratar de um metal que possui uma alta condutividade térmica: 52 W/m K e por ser voltado para aplicações em trocadores de calor.

Considerando-se os fatos supracitados, torna-se possível realizar a simplificação da equação (2), convertendo-a na equação (11):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (10)$$

Dessa maneira, evidenciou-se a necessidade de calcular os coeficientes de convecção externo e interno para obter-se o valor do coeficiente global de transferência de calor (U), o qual é necessário para calcular a área superficial (As) do trocador de calor através da equação (1). Tais métodos de cálculo são apresentados no item 3.3.4

3.3.2.1 Demonstração dos efeitos de radiação em tubos de trocadores de calor

O cálculo a ser apresentado neste item foi realizado com valores fictícios a fim de demonstrar as porcentagens de transferência de calor por radiação e por convecção envolvidas em trocadores de calor com aquecimento em escoamento interno em tubos.

No exemplo, em um tubo cilíndrico com diâmetro de 20 mm feito em aço inoxidável polido – material cuja emissividade é de 0,18 –, ocorre a entrada de ar ambiente a 20°C com velocidade de 10 m/s, o qual deixa o tubo a 100°C . Sabendo-se que a temperatura superficial do tubo é de 120°C, determine a porcentagem das taxas de transferência de calor por convecção e por radiação no sistema. Avalie as propriedades do ar a 60°C e considere a área superficial do tubo igual a 1 m².

Dados:

- Temperatura do ar ambiente = $T_{\infty} = T_{1i} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} = 293,2 \text{ K}$
- Temperatura do ar na saída do tubo = $T_{2i} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C} = 373,2 \text{ K}$

- Temperatura superficial do tubo = $T_s = 120\text{ }^\circ\text{C} = 393,2\text{ K}$
- Temperatura média do fluido interno = $T_{mi} = (100\text{ }^\circ\text{C} + 20\text{ }^\circ\text{C}) \div 2 = 60\text{ }^\circ\text{C} = 333,2\text{ K}$
- Velocidade do fluido no interior do tubo = $V_i = 10\text{ m/s}$
- Diâmetro do tubo = $D = 0,020\text{ m}$
- Emissividade do tubo = $\varepsilon = 0,18$
- Área superficial do tubo = $A_s = 1,0\text{ m}^2$
- Constante de proporcionalidade de Stefan-Boltzmann = $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}\text{ Wm}^{-2}\text{ K}^{-4}$

Para a resolução deste exercício, foi utilizado o método de cálculo de Çengel e Ghajar para escoamento interno em tubos cilíndricos. Primeiramente, foram coletadas – através da tabela 1 – as propriedades do ar a $60\text{ }^\circ\text{C}$:

Tabela 1: Propriedades do ar a $60\text{ }^\circ\text{C}$

TABLE A-15							
Properties of air at 1 atm pressure							
Temp. $T, \text{ }^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{ kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{ J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{ W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{ m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{ kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{ m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177

(Fonte: Adaptada de Çengel, 2002)

- Viscosidade cinemática: $\nu = 1,896 \times 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$
- Número de Prandtl: $Pr = 0,7202$
- Condutividade térmica: $k = 0,02808\text{ W/m K}$

Encontradas as propriedades necessárias, foi, então, calculado o número de Reynolds através da equação (4), indicada por Çengel e Ghajar (2012).

$$Re = \frac{V_i \times D}{\nu} \quad (4)$$

$$Re = \frac{10 \times 0,020}{1,896 \times 10^{-5}} = 10548,52$$

onde:

Re = Número de Reynolds (adimensional)

V_i = Velocidade do fluido no interior do tubo (m/s)

D = Diâmetro do tubo (m)

ν = Viscosidade cinemática (m² /s)

De acordo com o autor supracitado, é possível calcular o Número de Nusselt para aquecimento em escoamento interno através da equação (11.1)

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (11.1)$$

$$Nu = 0,023 \times 10548,52^{0,8} 0,7202^{0,4} = 33,36$$

onde:

Nu = Número de Nusselt (adimensional)

Re = Número de Reynolds (adimensional)

Pr = Número de Prandtl (adimensional)

Encontrados os valores de Nusselt pelo cálculo e o de condutividade térmica pela tabela 1, é possível calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção pela equação (3)

$$h = \frac{Nu \times k}{D} \quad (3)$$

$$h = \frac{33,36 \times 0,02808}{0,020} = 46,84 \text{ W/m}^2\text{K}$$

onde:

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m² K)

Nu = Número de Nusselt (adimensional)

k = Condutividade térmica do fluido (W/m K)

D = Diâmetro do tubo (m)

A partir disso, podem-se calcular as taxas de transferência de calor do sistema, conforme as equações (11.2) e (11.3), também apresentadas por Çengel e Ghajar.

- Cálculo da transferência de calor por convecção:

$$Q_{\text{conv}} = h \times A_s \times \Delta T \quad (11.2)$$

$$Q_{\text{conv}} = h \times A_s \times (T_{2i} - T_{1i})$$

$$Q_{\text{conv}} = 46,84 \times 1 \times (373,2 - 293,2)$$

$$Q_{\text{conv}} = 3747,31 \text{ W}$$

- Cálculo da transferência de calor por radiação:

$$Q_{\text{rad}} = \varepsilon \times (\sigma) \times A_s \times ((T_s^4) - (T_{\infty}^4)) \quad (11.3)$$

$$Q_{\text{rad}} = 0,18 \times (5,67 \times 10^{-8}) \times 1 \times ((393,2^4) - (293,2^4))$$

$$Q_{\text{rad}} = 168,531 \text{ W}$$

onde:

Q_{conv} = Taxa de transferência de calor por convecção (W)

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

A_s = Área superficial do tubo (m^2)

ΔT = Diferença entre as temperaturas de saída e entrada do fluido (K)

Q_{rad} = Taxa de transferência de calor por radiação (W)

ε = Emissividade do tubo (adimensional)

σ = Constante de proporcionalidade de Stefan-Boltzmann ($\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-4}$)

Finalmente, com ambas as taxas de transferência de calor encontradas, foi possível calcular a porcentagem que cada uma delas representa dentro deste sistema por meio das equações (11.4), (11.5) e (11.6):

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{conv}} + Q_{\text{rad}} \quad (11.4)$$

$$Q_{\text{total}} = 3747,31 + 168,531$$

$$Q_{\text{total}} = 3915,84 \text{ W}$$

$$\% Q_{\text{conv}} = Q_{\text{conv}} \div Q_{\text{total}} \times 100 \quad (11.5)$$

$$\% Q_{\text{conv}} = 3747,31 \div 3915,84$$

$$\% Q_{\text{conv}} = 95,70 \%$$

$$\% Q_{\text{rad}} = Q_{\text{rad}} \div Q_{\text{total}} \times 100 \quad (11.6)$$

$$\% Q_{\text{rad}} = 168,531 \div 3915,84$$

$$\% Q_{\text{rad}} = 4,30 \%$$

onde:

Q_{total} = Taxa de transferência de calor total do sistema (W)

$\% Q_{\text{conv}}$ = Porcentagem de transferência de calor por convecção (%)

$\% Q_{\text{rad}}$ = Porcentagem de transferência de calor por radiação (%)

Fica evidente que, analisando-se os resultados encontrados no exemplo acima, em sistemas que envolvem escoamento de ar em tubos com uma velocidade de fluido relativamente elevada, a transferência de calor por convecção representa a maior parcela da transferência de calor total, sendo que a parcela de radiação é pouco significativa nessas situações.

Por tal motivo, optou-se por desprezar os efeitos de radiação nos cálculos de dimensionamento do trocador de calor neste trabalho.

3.3.3 Determinação da temperatura de saída dos gases externos

Para se calcular o coeficiente de transferência de calor externo (h_e), é necessário conhecer ambas as temperaturas de entrada e de saída dos gases externos. A empresa possui apenas a temperatura de entrada no trocador – correspondente à dos gases gerados na fornalha – tornando-se necessário calcular a temperatura teórica do fluido externo na saída do trocador, a qual pode ser aferida através da realização do balanço de massa e energia do sistema.

3.3.3.1 Balanço de energia do trocador de calor

A primeira lei da termodinâmica, como citam Çengel e Ghajar (2012), afirma que a energia não pode ser criada nem destruída, mas pode ser transferida de um sistema para outro por meio de calor e fluxo de massa. Admitindo-se que no sistema proposto, parte da energia térmica do fluido externo é transferida para o fluido interno, têm-se a equação (12), a qual pode ser convertida na equação (13):

$$m_e \times (h_{1e} - h_{2e}) = m_i \times (h_{2i} - h_{1i}) \quad (12)$$

$$(\vartheta_{1e} \times \rho_{1e}) \times (h_{1e} - h_{2e}) = (\vartheta_{2i} \times \rho_{2i}) \times (h_{2i} - h_{1i}) \quad (13)$$

onde:

m_e = Vazão mássica do fluido externo (kg/s)

h_{1e} = Entalpia do fluido externo na entrada do trocador (kJ/kg)

h_{2e} = Entalpia do fluido externo na saída do trocador (kJ/kg)

m_i = Vazão mássica do fluido interno (kg/s)

h_{2i} = Entalpia do fluido interno na saída do trocador (kJ/kg)

h_{1i} = Entalpia do fluido interno na entrada do trocador (kJ/kg)

ϑ_{1e} = Vazão volumétrica do fluido externo na entrada do trocador (m³/s)

ρ_{1e} = Densidade do fluido externo na entrada do trocador (kg/m³)

ϑ_{2i} = Vazão volumétrica do fluido interno na saída do trocador (m³/s)

ρ_{2i} = Densidade do fluido interno na saída do trocador (kg/m³)

As entalpias devem ser obtidas na tabela 2 e as densidades na tabela 3, todas de acordo com as temperaturas dos fluidos referentes a elas. Aplicando-se todos os valores na equação (13), pode-se encontrar o valor da entalpia do fluido externo na saída do trocador (h_{2e}), e a partir deste valor, é possível obter a sua temperatura correspondente através da tabela 2.

É importante ressaltar que a vazão mássica do fluido externo foi calculada baseando-se na vazão volumétrica – disponibilizada pela empresa – dos gases na entrada do trocador de calor, referente à da saída da fornalha a 700 °C . Além disso, a vazão mássica do fluido interno do trocador foi calculada em função da vazão volumétrica que o secador deve possuir em sua entrada, a 110 °C – também disponibilizada pela empresa –, a qual refere-se à vazão na saída do trocador de calor.

Tabela 2: Propriedades termodinâmicas do ar em função da temperatura.

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg \times K	P_r	v_r
280	200,02	280,39	6,79998	0,8756	213,26
290	207,02	290,43	6,83521	0,9899	195,36
298,15	213,04	298,62	6,86305	1,0907	182,29
300	214,36	300,47	6,86926	1,1146	179,49
320	228,73	320,58	6,93413	1,3972	152,73
340	243,11	340,70	6,99515	1,7281	131,20
360	257,53	360,86	7,05276	2,1123	113,65
380	271,99	381,06	7,10735	2,5548	99,188
400	286,49	401,30	7,15926	3,0612	87,137
420	301,04	421,59	7,20875	3,6373	77,003
440	315,64	441,94	7,25607	4,2897	68,409
460	330,31	462,34	7,30142	5,0233	61,066
480	345,04	482,81	7,34499	5,8466	54,748
500	359,84	503,36	7,38692	6,7663	49,278
520	374,73	523,98	7,42736	7,7900	44,514
540	389,69	544,69	7,46642	8,9257	40,344
560	404,74	565,47	7,50422	10,182	36,676
580	419,87	586,35	7,54084	11,568	33,436
600	435,10	607,32	7,57638	13,092	30,561
620	450,42	628,38	7,61090	14,766	28,001
640	465,83	649,53	7,64448	16,598	25,713
660	481,34	670,78	7,67717	18,600	23,662
680	496,94	692,12	7,70903	20,784	21,818
700	512,64	713,56	7,74010	23,160	20,155
720	528,44	735,10	7,77044	25,742	18,652
740	544,33	756,73	7,80008	28,542	17,289
760	560,32	778,46	7,82905	31,573	16,052
780	576,40	800,28	7,85740	34,851	14,925
800	592,58	822,20	7,88514	38,388	13,897
850	633,42	877,40	7,95207	48,468	11,695
900	674,82	933,15	8,01581	60,520	9,9170
950	716,76	989,44	8,07667	74,815	8,4677
1000	759,19	1046,22	8,13493	91,651	7,2760

(Fonte: Adaptada de Çengel e Ghajar, 2012)

Tabela 3: Propriedades do ar em função da temperatura.

TABLE A-15							
Properties of air at 1 atm pressure							
Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092

(Fonte: Adaptada de Çengel, 2002)

3.3.4 Método de cálculo dos coeficientes de transferência de calor de convecção

3.3.4.1 Método de cálculo do coeficiente de convecção externo

Sabendo-se que no trocador de calor proposto será utilizada uma estrutura de banco de tubos – como foi definido no item 3.2 –, torna-se necessário realizar o cálculo do coeficiente de transferência para escoamento cruzado sobre banco de tubos.

Foi escolhido utilizar o método para este modelo de sistema descrito por Çengel e Ghajar, o qual abrange as seguintes equações:

O coeficiente de transferência de calor para convecção em banco de tubos é dado pela equação (14):

$$h_e = \frac{k_e \times N_{ue}}{D_e} \quad (14)$$

onde:

h_e = Coeficiente de transferência de calor por convecção externa (W/m^2K)

k_e = Condutividade térmica do fluido externo (W/mK)

N_{ue} = Número de Nusselt para convecção externa (adimensional)

D_e = Diâmetro externo do tubo (m)

Optou-se por utilizar um perfil de tubo de diâmetro externo de 1.1/2" (38,1 mm), com espessura de 2,77 mm – selecionado em um catálogo do fornecedor Tipersan – por ser um valor que proporciona uma boa área de secção transversal para a passagem de ar – nem muito alta nem muito baixa – e pelo fato de que tal valor proporcionará um escoamento turbulento – no qual ocorre maior troca de calor – de acordo com a equação do número de Reynolds, apresentada abaixo. Além disso, nota-se também a necessidade de encontrar os valores de N_{ue} e de k_e .

O número de Nusselt pode ser encontrado, segundo Çengel e Ghajar (2012), através de diferentes fórmulas que variam em função da faixa na qual se encontra o número de Reynolds, que, por sua vez, – para banco de tubos, – é definido pela equação (15):

$$Re_{bt} = \frac{V_{max} \times D_e}{\nu_e} \quad (15)$$

onde:

Re_{bt} = Número de Reynolds externo para banco de tubos (adimensional)

V_{max} = Velocidade máxima do fluido externo no banco de tubos (m/s)

D_e = Diâmetro externo do tubo (m)

ν_e = viscosidade cinemática do fluido externo (m^2/s)

Nota-se a necessidade de encontrar a velocidade máxima que os gases externos atingem ao entrar no banco de tubos (V_{max}). Tal fluido possui inicialmente uma velocidade inicial (V_{1e}) e, ao entrar em contato com o banco de tubos, acaba por ter sua área de passagem inicial (A_1) reduzida para uma área menor (A_T), devido aos espaços ocupados pelos tubos, como demonstra a figura 11, tornando-se necessário calcular a velocidade máxima em função dos passos transversal (ST) e

longitudinal (SL) dos tubos, ambos os quais foram definidos como sendo de 3" (76,2 mm), dispostos em um arranjo escalonado. Tais características foram escolhidas com o intuito de promover um escoamento turbulento, proporcionando assim uma maior taxa de transferência de calor no sistema, além de promover um bom aproveitamento dimensional do trocador de calor. Esta velocidade máxima pode ser obtida através da equação (16):

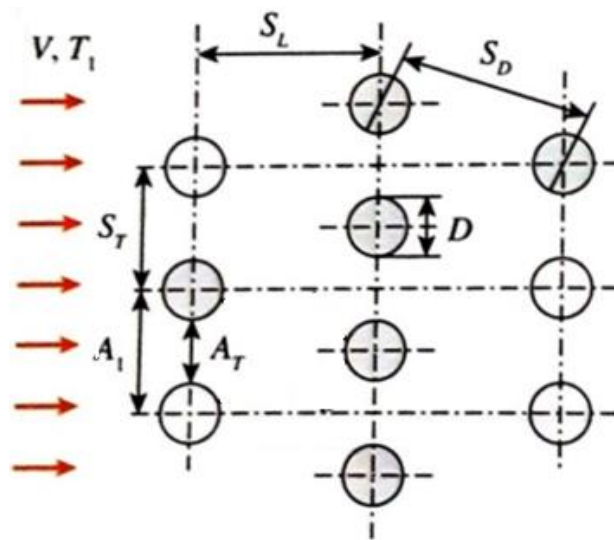


Figura 3: Disposição espacial dos tubos no banco de tubos

(Fonte: Adaptada de Çengel e Ghajar, 2012)

$$V_{\max} = \frac{ST}{ST - D_e} \times V_{1e} \quad (16)$$

onde:

V_{\max} = Velocidade máxima dos gases através do banco de tubos (m/s)

ST = Distância transversal entre os centros dos tubos (m)

D_e = Diâmetro externo do tubo (m)

V_{1e} = Velocidade de entrada do fluido externo (m/s)

Entretanto, no caso do sistema apresentado neste trabalho, não se possui dados referentes a nenhuma dessas velocidades, tornando-se necessário encontrá-las. Optou-se por definir a velocidade máxima através da equação (15) em função de um valor de número de Reynolds desejável, sendo este definido como de 4500, buscando-se obter um escoamento turbulento – o qual, segundo Çengel e Ghajar (2012), para banco de tubos, ocorre quando ele se encontra acima de 4000.

Com o número de Reynolds definido, é possível encontrar na tabela 4 a equação (17), correspondente ao cálculo do número de Nusselt. As fórmulas desta tabela foram definidas por Zukauskas (1987), o qual propôs experimentalmente correlações para o número de Nusselt para esse tipo de escoamento, apresentando equações que variam de acordo com o tipo de arranjo e o número de Reynolds.

Tabela 4: Número de Nusselt para escoamento cruzado em banco de tubos

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

(Fonte: Çengel e Ghajar, 2012)

$$Nue = 0,35 \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{0,2} Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (17)$$

onde:

Nu = Nue = Número de Nusselt para convecção externa (adimensional)

ST = Passo transversal dos tubos (m)

SL = Passo longitudinal dos tubos (m)

Re_{bt} = Número de Reynolds externo para banco de tubos (adimensional)

Pr = Pre = Número de Prandtl do fluido externo (adimensional)

Pr_s = Número de Prandtl superficial (adimensional)

É preciso ressaltar que as propriedades do ar – encontradas na tabela 3 – necessárias para os cálculos da sessão 3.3.4.1 devem ser avaliadas na temperatura média do fluido externo (T_{me}), que representa o valor médio entre as temperaturas de entrada de e saída do fluido externo no banco de tubos, conforme a equação (18), exceto o número de Prandtl superficial (Pr_s), o qual deve ser avaliado na temperatura superficial dos tubos. Porém, esta temperatura - normalmente obtida

experimentalmente - foi considerada, para efeitos de cálculo, como possuindo o mesmo valor da temperatura média do fluido externo.

$$T_{me} = \frac{T_{1e} + T_{2e}}{2} \quad (18)$$

onde:

T_{me} = Temperatura média do fluido externo (°C)

T_{1e} = Temperatura de entrada do fluido externo (°C)

T_{2e} = Temperatura de saída do fluido externo (°C)

Finalmente, com o valor de Nusselt (N_{ue}) encontrado, juntamente com a condutividade térmica (k_e) e o diâmetro externo dos tubos (D_e), é possível encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção externo (h_e) através da equação (14) supracitada.

3.3.4.2 Método de cálculo do coeficiente de convecção interno

Analogamente à equação (14), Çengel e Ghajar (2012) definem para escoamento interno forçado em tubos cilíndricos a equação (19):

$$h_i = \frac{k_i \times N_{ui}}{D_i} \quad (19)$$

onde:

h_i = Coeficiente de transferência de calor por convecção interna (W/m^2K)

k_i = condutividade térmica do fluido interno ($W/m K$)

N_{ui} = número de Nusselt para convecção interna (adimensional)

D_i = Diâmetro interno do tubo (m)

O Número de Nusselt para convecção interna varia de acordo com o tipo de escoamento do fluido, e levando-se em consideração que os tubos deste trocador devem ser dimensionados buscando proporcionar um escoamento turbulento tanto externa quando internamente – e evidenciando-se que, segundo Çengel e Ghajar (2012), o escoamento interno em trocadores de calor pode-se ser considerado

completamente turbulento quando o número de Reynolds encontra-se acima de 10000 –, será utilizada a equação (20), apresentada por ele para esta circunstância:

$$Nui = 0,023 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,4} \quad (20)$$

onde:

Nui = número de Nusselt para convecção interna (adimensional)

Re_i = Número de Reynolds para escoamento interno (adimensional)

Pr_i = Número de Prandtl do fluido interno (adimensional)

Dessa maneira, torna-se necessário encontrar o número de Reynolds para escoamento interno forçado, que é definido segundo Çengel e Ghajar (2012) pela equação (21):

$$Re_i = \frac{V_i \times D_i}{\nu_i} \quad (21)$$

onde:

Re_i = Número de Reynolds para escoamento interno (adimensional)

V_i = Velocidade do fluido no interior do tubo (m/s)

D_i = Diâmetro interno do tubo (m)

ν_i = viscosidade cinemática do fluido interno (m²/s)

O valor da velocidade do ar no interior dos tubos com que o trocador deve trabalhar foi escolhida como sendo de 30,1 m/s, baseando-se na tabela 5, proposta por Song (1997):

Tabela 5: Velocidades de escoamento recomendadas para trocadores de calor.

Fluido	Velocidade Recomendada (m/s)
Gases e vapores	25 a 30
Líquidos com viscosidade < 50 cP	1 a 3
Líquidos c/ viscosidade entre 50 e 1000 cP	0,5 a 2
Líquidos com viscosidade > 1000 cP	0,2 a 1
Água de resfriamento nos tubos	1 a 2,5

(Fonte: Song, 1997)

É importante salientar que todas as propriedades dos fluidos das equações (19), (20) e (21) devem ser avaliadas na temperatura média do fluido interno (T_{mi}), que representa o valor médio entre as temperaturas de entrada e saída do fluido no interior dos tubos, conforme a equação (22):

$$T_{mi} = \frac{T_{1i} + T_{2i}}{2} \quad (22)$$

onde:

T_{mi} = Temperatura média do fluido interno (°C)

T_{1i} = Temperatura de entrada do fluido interno (°C)

T_{2i} = Temperatura de saída do fluido interno (°C)

Com o valor de Nusselt (N_{ui}) encontrado, juntamente com a condutividade térmica (k_i) e o diâmetro interno (D_i), foi possível encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção interno (h_i) através da equação (19).

Finalmente, com os valores de ambos os coeficientes externo e interno encontrados, calculou-se o valor do coeficiente global de transferência de calor resultante (U) através da equação (10).

3.3.5 Método de cálculo da diferença média logarítmica de temperatura

O próximo passo foi definir a diferença média logarítmica de temperatura, através da equação (5) proposta por Çengel e Ghajar (2012) para de trocadores de calor.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{2e} - T_{1i}) - (T_{1e} - T_{2i})}{\ln\left[\frac{(T_{2e} - T_{1i})}{(T_{1e} - T_{2i})}\right]} \quad (5)$$

onde:

ΔT_{lm} = Diferença média logarítmica de temperatura para trocadores (°C)

T_{1i} = Temperatura de entrada do fluido interno (°C)

T_{2i} = Temperatura de saída do fluido interno (°C)

T_{1e} = Temperatura de entrada do fluido externo (°C)

T_{2e} = Temperatura de saída do fluido externo (°C)

O mesmo autor ressalta que tal equação, quando utilizada para trocadores de calor que não possuam escoamento paralelo ou contracorrente, deve-se aplicar um fator de correção (F), obtido através do gráfico 1, proposto por Fakheri (2003), em função das variáveis adimensionais auxiliares (P) e (R), calculadas pelas equações (23) e (24) respectivamente. Visto que no trocador de calor proposto neste trabalho ocorre escoamento cruzado, torna-se necessária a utilização do fator supracitado.

$$P = \frac{T_{2i} - T_{1i}}{T_{1e} - T_{1i}} \quad (23)$$

$$R = \frac{T_{1e} - T_{2e}}{T_{2i} - T_{1i}} \quad (24)$$

onde:

T_{1i} = Temperatura de entrada do fluido interno (°C)

T_{2i} = Temperatura de saída do fluido interno (°C)

T_{1e} = Temperatura de entrada do fluido externo (°C)

T_{2e} = Temperatura de saída do fluido externo (°C)

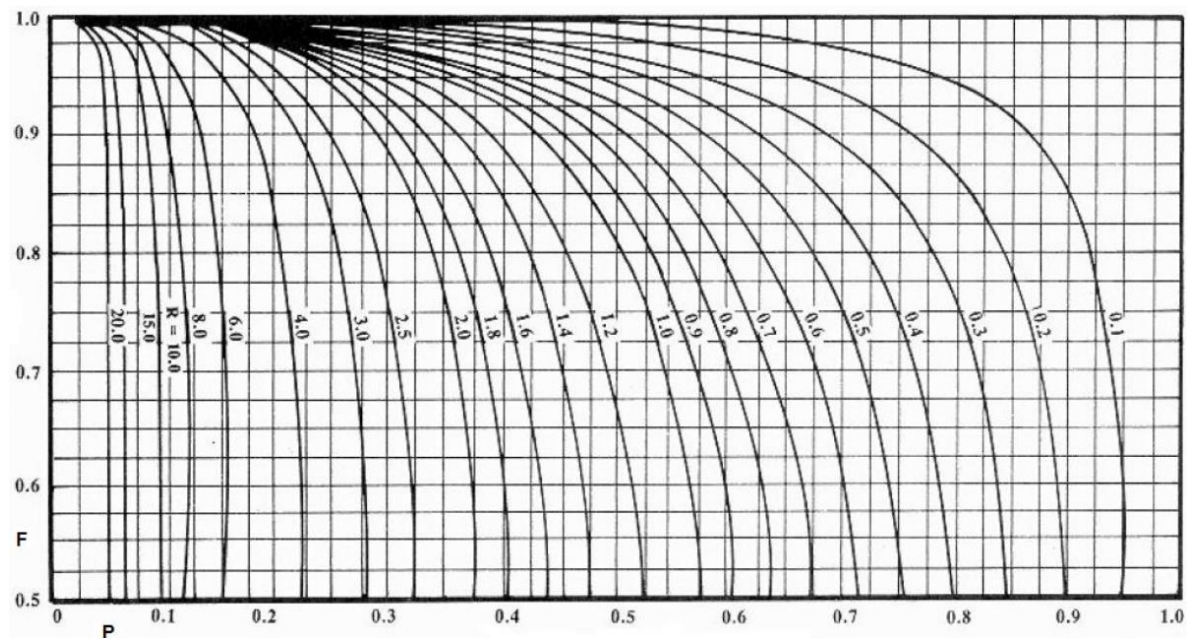


Gráfico 1: Fator de correção do diferencial de temperatura.

(Fonte: Bicca, 2006)

3.3.6 Método de cálculo da Área superficial de troca do trocador de calor

Após obter os valores de $(Q T)$, (U) , (ΔT_{lm}) e (F) através dos métodos citados nos itens anteriores, tornou-se possível encontrar o valor da área superficial (A_s) aplicando eles na equação (1).

3.3.7 Método de cálculo para definição do número e dimensões dos tubos do trocador de calor

Para a definição da quantidade de tubos que o trocador de calor deve possuir, deve ser calculada a área de passagem de ar no interior deles em função da vazão e velocidade deste fluido, através da equação (25):

$$\vartheta_{2i} = A_{pi} \times V_i \quad (25)$$

onde:

ϑ_{2i} = Vazão volumétrica do fluido interno na saída do trocador (m^3/s)

A_{pi} = Área de passagem do fluido interno (m^2)

V_i = Velocidade do fluido no interior do tubo (m/s)

Após se encontrar a área de passagem do fluido interno (A_{pi}), foi então calculado o número de tubos necessários em função do diâmetro interno (D_i) de cada um deles:

$$A_{pi} = N^{ot} \times \left(\frac{\pi \times D_i^2}{4} \right) \quad (26)$$

onde:

A_{pi} = Área de passagem do fluido interno (m^2)

N^{ot} = Número de tubos do trocador de calor (adimensional)

D_i = Diâmetro interno do tubo (m)

Também deve ser calculada a área de passagem do fluido externo (A_{pe}) através do banco de tubos em função da vazão desse fluido – disponibilizada pela empresa – e sua velocidade, definida no item 3.3.4.1, através da equação (27):

$$\vartheta_{1e} = A_{pe} \times V_{max} \quad (27)$$

onde:

ϑ_{1e} = Vazão volumétrica do fluido externo na entrada do trocador (m^3/s)

A_{pe} = Área de passagem do fluido externo (m^2)

V_{max} = Velocidade máxima do fluido externo através do banco de tubos (m/s)

Esta área de passagem externa (A_{pe}) refere-se à área (AT), apresentada na figura 11, a qual é obtida em função dos espaços disponíveis para a passagem de ar no banco de tubos, que por sua vez, são definidos em função do passo transversal (ST), do diâmetro externo do tubo (D_e), do comprimento destes por passe (L_{tp}) e do número de colunas do banco de tubos ($N^{\circ}C$). Associando-se estes elementos, têm-se a equação (28):

$$A_{pe} = L_{tp} \times (ST - D_e) \times N^{\circ}C \quad (28)$$

onde:

A_{pe} = Área de passagem do fluido externo (m^2)

L_{tp} = Comprimento do tubo por passe (m)

ST = Passo transversal do banco de tubos (m)

D_e = Diâmetro externo do tubo (m)

$N^{\circ}C$ = Número de colunas do banco de tubos (adimensional)

Para se obter o valor do comprimento dos tubos por passe (L_{tp}), optou-se por escolher um número de colunas, o qual deve ser definido de acordo com limitações dimensionais particulares de projeto. Entretanto, como neste trabalho não estão sendo consideradas tais limitações, optou-se por utilizar um número de colunas igual a 19 – valor este escolhido a fim de se obter um número par de passes nos tubos, conforme o cálculo apresentado na equação (30).

Definidos os valores da área superficial necessária (A_s) e do número de tubos necessários ($N^{\circ}t$), é possível encontrar o comprimento total que cada tubo deve possuir através da equação (29):

$$A_s = N^{\circ}t \times (\pi \times D_i \times L_t) \quad (29)$$

onde:

A_s = Área superficial de troca de calor entre fluidos (m^2)

$N^{\circ}t$ = Número de tubos do trocador de calor (adimensional)

D_i = Diâmetro interno do tubo (m)

L_t = Comprimento total do tubo (m)

Dessa maneira, torna-se possível encontrar o número de passes que os tubos devem ter no trocador de calor através da equação (30):

$$N^{\circ} \text{ passes} = \frac{L_t}{L_{tp}} \quad (30)$$

onde:

$N^{\circ} \text{ passes}$ = Número de passes dos tubos no trocador de calor (adimensional)

L_t = Comprimento total do tubo (m)

L_{tp} = Comprimento do tubo por passe (m)

Finalmente, é possível encontrar as dimensões teóricas mínimas que o banco de tubos deve possuir da seguinte maneira:

Como foi definido que o banco de tubos terá 19 colunas, pode-se encontrar o número de fileiras através da equação (31):

$$N^{\circ}t = N^{\circ}C \times N^{\circ}F \quad (31)$$

onde:

$N^{\circ}t$ = Número de tubos do trocador de calor (adimensional)

$N^{\circ}C$ = Número de colunas do banco de tubos (adimensional)

$N^{\circ}F$ = Número de fileiras do banco de tubos (adimensional)

Com isso, é possível calcular a altura teórica mínima do trocador através da equação (32):

$$HT = N^{\circ}F \times SL \times N^{\circ} \text{ passes} \quad (32)$$

onde:

HT = Altura teórica mínima do trocador de calor (m)

$N^{\circ}F$ = Número de fileiras do banco de tubos (adimensional)

SL = Passo longitudinal dos tubos (m)

N° passes = Número de passes dos tubos no trocador de calor (adimensional)

O comprimento teórico mínimo do trocador foi obtido através da equação (33):

$$CT = N^{\circ}C \times ST \quad (33)$$

onde:

CT = Comprimento teórico mínimo do trocador de calor (m)

$N^{\circ}C$ = Número de colunas do banco de tubos (adimensional)

ST = Passo transversal dos tubos (m)

E por fim, a largura mínima teórica do trocador de calor (BT) foi considerada como possuindo o mesmo valor do comprimento dos tubos por passe (Ltp).

3.4 COMPILAÇÃO DE DADOS NECESSÁRIOS AOS CÁLCULOS

Os dados de operação do secador de grãos de coluna modelo 60 toneladas/hora, bem como os da fornalha referente a este secador, ambos padronizados e fabricados pela empresa, foram coletados – por parte dela – em catálogos e documentos referentes a estes equipamentos. Tais registros possuem informações técnicas referentes a estes dispositivos e dados de estudos operacionais previamente realizados pela empresa.

A definição de quais dados especificamente seriam necessários, portanto, coletados, foi baseada nas variáveis que compõem as equações definidas no item 3.3.

Determinadas todas as equações essenciais aos cálculos, foram solicitadas à empresa e compiladas as seguintes informações:

- Temperatura dos gases gerados na fornalha = 700 °C
- Temperatura na qual o ar aquecido deve entrar no secador = 110 °C
- Teor de umidade inicial dos grãos em base úmida = 18 % B. U.
- Teor de umidade final dos grãos em base úmida = 14% B. U.

- Teor de umidade inicial dos grãos em base seca = 21,95 % B. S.
- Teor de umidade final dos grãos em base seca = 16,23 % B. S.
- Temperatura de exercício de secagem = 50 °C
- Capacidade de secagem de massa de produto por unidade de tempo = 60 ton/h
- Vazão dos gases de exaustão da fornalha = 19740 m³/h
- Vazão do ar de secagem na entrada do secador = 132000 m³/h

Além dos dados de operação do secador, fornecidos pela empresa, também foi necessário coletar o valor do calor latente da água na temperatura de 50 °C, o qual foi obtido numa tabela de propriedades da água contida no livro Transferência de calor e massa dos autores Çengel e Ghajar (2012), sendo este de 568,9 kcal/kg °C.

4 RESULTADOS

4.1 CÁLCULO DO CALOR NECESSÁRIO À SECAGEM

Com os dados de operação do secador em mãos, antes de aplicá-los na equação (6) para encontrar o calor de secagem, foi calculado o calor específico do grão de soja, através da equação (7):

$$C_{pg} = 0,391 + 0,461 \left(\frac{21,95}{21,95 + 100} \right)$$

$$C_{pg} = 0,474 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

A seguir, foram aplicados os dados apresentados no item 3.4 – na equação (6), obtendo-se o calor necessário à secagem:

$$Q_S = \left\{ 60000 \left[\left(\frac{100 - 18}{100} \right) 0,474 + \left(\frac{18}{100} \right) 1 \right] (50 - 20) + \left[\frac{60000(18 - 14)}{100 - 14} \right] 568,9 \right\} (1 + 0,3)$$

$$Q_S = 3.394.627,479 \text{ kcal/h}$$

Este valor foi convertido para Watts (W), multiplicando-lhe por 1,163:

$$Q_S = 3.394.627,479 \times 1,163$$

$$Q_S = 3.947.951,758 \text{ W}$$

4.2 CÁLCULO DA TEMPERATURA DE SAÍDA DO FLUIDO EXTERNO

Para se encontrar a temperatura do fluido externo na saída do trocador (T_{2e}), coletou-se as densidades do ar – na tabela 3 – nas temperaturas de 110 °C (ρ_{2i}) e 700 °C (ρ_{1e}). Também foram coletadas as entalpias dos fluidos externo e interno em suas temperaturas de entrada e saída no trocador de calor:

- $\rho_{1e} = 0,3627 \text{ kg/ m}^3$
- $\rho_{2i} = 0,9217 \text{ kg/ m}^3$
- $h_{1e} = 1015,78 \text{ kJ/kg}$
- $h_{2i} = 384,30 \text{ kJ/kg}$
- $h_{1i} = 293,64 \text{ kJ/kg}$

Aplicando-se todos os dados na equação (13), encontrou-se a entalpia teórica do fluido externo na saída do trocador (h_{2e}):

$$(5,483 \times 0,3627) \times (1015,78 - h_{2e}) = (36,667 \times 0,9217) \times (384,30 - 293,64)$$

$$h_{2e} = 524,88 \text{ kJ/kg}$$

Consultou-se na tabela 2 o valor da temperatura correspondente a esta entalpia, chegando-se a:

$$T_{2e} = 247,67 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.3 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO EXTERNO

Para o cálculo do coeficiente de convecção externo (h_e), o primeiro passo foi encontrar a temperatura média dos gases externos, através da equação (18):

$$T_{me} = \frac{700 + 247,67}{2}$$

$$T_{me} = 473,84 \text{ }^\circ\text{C}$$

A partir desta temperatura, foram coletadas na Tabela 3 as seguintes propriedades do ar:

- $\nu_e = 7,3826 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- $k_e = 0,05429 \text{ W/mK}$
- $Pr_e = Pr_s = 0,6975$

A partir destas propriedades foi possível se calcular a velocidade máxima que o fluido externo atinge ao passar no banco de tubos através equação (15), em função do número de Reynolds escolhido:

$$4500 = \frac{V_{\max} \times 0,0381}{7,3826 \times 10^{-5}}$$

$$V_{\max} = 8,72 \text{ m/s}$$

Depois aplicou-se os valores na equação (17), obtendo-se o seguinte valor do número de Nusselt:

$$N_{ue} = 0,35 \left(\frac{0,0762}{0,0762} \right)^{0,2} 4500^{0,6} 0,6975^{0,36} \left(\frac{0,6975}{0,6975} \right)^{0,25}$$

$$N_{ue} = 47,827$$

A partir dos resultados obtidos acima, tornou-se possível aplicá-los na equação (14), obtendo-se, assim, o valor do coeficiente externo de transferência de calor por convecção (h_e):

$$h_e = \frac{0,05429 \times 47,827}{0,0381}$$

$$h_e = 68,150 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4.4 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO INTERNO

Para se iniciar o cálculo do coeficiente interno de transferência de calor por convecção, foi determinada a temperatura média do fluido ao passar por dentro dos tubos, através da equação (22):

$$T_{mi} = \frac{20 + 110}{2}$$

$$T_{mi} = 65^\circ\text{C}$$

Em função dessa temperatura, foram coletadas na Tabela 3 as seguintes propriedades do ar:

- $\nu_i = 1,9455 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- $k_i = 0,028445 \text{ W/mK}$
- $Pr_i = 0,71895$

Tornando-se possível calcular o número de Reynolds para o escoamento interno através da equação (21):

$$Re_i = \frac{30,1 \times 0,03256}{1,9455 \times 10^{-5}}$$

$$Re_i = 50375,530$$

Aplicando-se os valores encontrados acima na equação (20), obteve-se o número de Nusselt deste escoamento:

$$Nu_i = 0,023 \times 50375,530^{0,8} \times 0,71895^{0,4}$$

$$Nu_i = 116,462$$

Finalmente, por meio da equação (19), calculou-se o valor do coeficiente interno de transferência de calor por convecção (h_i):

$$h_i = \frac{0,028445 \times 116,462}{0,03256}$$

$$h_i = 101,743 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4.5 CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A partir dos valores dos coeficientes de transferência de calor externo e interno encontrados nos itens anteriores, foi possível calcular o coeficiente global de transferência de calor através da equação (10):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{101,743} + \frac{1}{68,150}$$

$$U = 40,81 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4.6 CÁLCULO DA DIFERENÇA MÉDIA LOGARÍTMICA DE TEMPERATURA

Aplicando-se os valores das temperaturas de entrada e saída dos fluidos externo e interno na equação (5), tem-se:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(247,67 - 20) - (700 - 110)}{\ln\left[\frac{(247,67 - 20)}{(700 - 110)}\right]}$$

$$\Delta T_{lm} = 380,51 \text{ }^\circ\text{C}$$

Conforme abordado no item 3.3.5, foi necessário encontrar o fator de correção (F) através do gráfico 1, utilizando-se os valores de (P) e (R), calculados pelas equações (23) e (24), respectivamente:

$$R = \frac{700 - 247,67}{110 - 20}$$

$$R = 5,026$$

$$P = \frac{110 - 20}{700 - 20}$$

$$P = 0,132$$

Encontrando-se o seguinte fator de correção:

$$F = 0,975$$

4.7 CÁLCULO DA ÁREA SUPERFICIAL DE TROCA DO TROCADOR DE CALOR

Com todos os valores dos componentes necessários à equação (1) encontrados, tornou-se possível calcular a área superficial de troca que o trocador de calor deve possuir através de uma simples manipulação algébrica:

$$Q T = Q S = A_s \times U \times \Delta T_{lm} \times F$$

$$A_s = \frac{Q S}{U \times \Delta T_{lm} \times F}$$

$$A_s = \frac{3947951,758}{40,81 \times 380,51 \times 0,975}$$

$$A_s = 261,25 \text{ m}^2$$

4.8 CÁLCULO DO NÚMERO DE TUBOS

Para se determinar o número de tubos, antes foi calculada a área de passagem total do fluido interno (A_{pi}) através da equação (25):

$$36,667 = A_{pi} \times 30,1$$

$$A_{pi} = 1,2182 \text{ m}^2$$

Este valor foi aplicado na equação (26) e juntamente com o diâmetro interno de cada tubo (D_i), encontrou-se o número de tubos necessários:

$$1,2182 = N^{\circ}t \times \left(\frac{\pi \times 0,03256^2}{4} \right)$$

$$N^{\circ}t = 1463 \text{ tubos}$$

4.9 CÁLCULO DO NÚMERO DE PASSES DOS TUBOS

A determinação do número de passes iniciou-se pelo cálculo da área de passagem do fluido externo no banco de tubos, através da equação (27):

$$5,483 = A_{pe} \times 8,72$$

$$A_{pe} = 0,629 \text{ m}^2$$

A partir desta área, foi calculado o comprimento dos tubos por passe (L_{tp}) através da equação (28):

$$0,629 = L_{tp} \times (0,0762 - 0,0381) \times 19$$

$$L_{tp} = 0,87 \text{ m}$$

O próximo passo foi determinar o comprimento total que cada tubo do trocador deveria possuir em função da área superficial de troca total, de acordo com a equação (29):

$$261,25 = 1463 \times (\pi \times 0,03256 \times L_t)$$

$$L_t = 1,74 \text{ m}$$

A partir dos resultados obtidos acima, foi possível definir o número de passes dos tubos necessários no trocador de calor através da equação (30):

$$N^\circ \text{ passes} = \frac{1,74}{0,87}$$

$$N^\circ \text{ passes} = 2$$

Também se calculou o número de fileiras necessárias no banco de tubos pela equação (31):

$$1463 = N^\circ F \times 19$$

$$N^{\circ}F = 77 \text{ fileiras}$$

4.10 CÁLCULO DAS DIMENSÕES MÍNIMAS TEÓRICAS DO TROCADOR DE CALOR

Finalmente, tornou-se possível calcular as dimensões teóricas mínimas que o trocador de calor deve possuir, sendo elas:

A altura mínima do trocador foi definida através da equação (32):

$$HT = 77 \times 0,0762 \times 2$$

$$HT = 11,735 \text{ m}$$

O comprimento mínimo foi calculado através da equação (33):

$$CT = 19 \times 0,0762$$

$$CT = 1,448 \text{ m}$$

E a largura mínima (BT) foi definida como possuindo o mesmo valor do comprimento dos tubos por passe, sendo este de 87 centímetros.

4.11 ESQUEMA ILUSTRATIVO DOS FLUXOS NO TROCADOR

Foi elaborado um esquema ilustrativo no *software* Solidworks[®] de uma seção do trocador de calor a fim de demonstrar os fluxos dos fluidos interno e externo no através do banco de tubos, apresentado na figura 12.

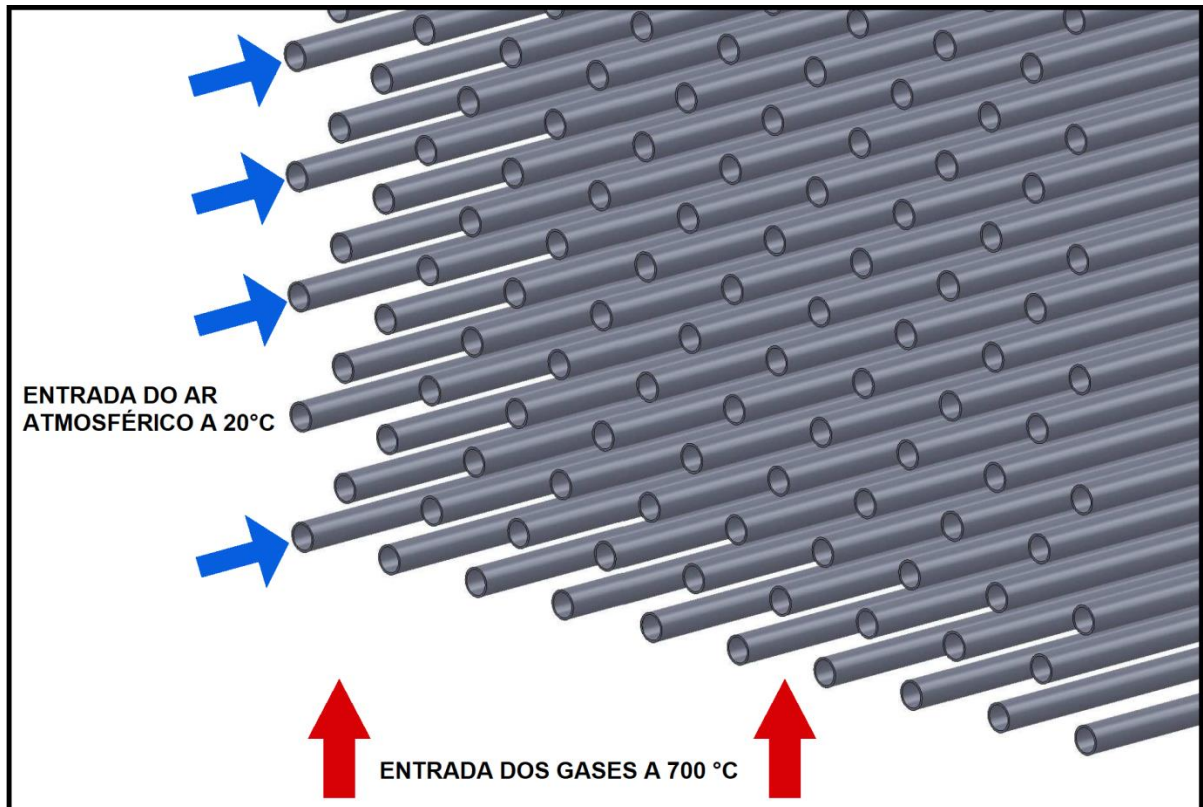


Figura 4: Esquema ilustrativo dos fluxos no banco de tubos

(Fonte: Próprio autor, 2020)

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Percebeu-se no desenvolvimento deste trabalho a influência positiva que a secagem adequada e a utilização de um sistema de fogo indireto causa na qualidade dos grãos. A partir disso, mediante a solicitação de uma empresa privada fabricante de equipamentos agrícolas de armazenagem, conforme proposto, dimensionou-se um trocador de calor com características as quais fossem adequadas à operação de secagem de um modelo específico de secador fabricado por essa empresa – com capacidade de secagem de 60 toneladas de soja por hora.

Tal dimensionamento teve seu início com a escolha do tipo de trocador, o qual conseguiu-se definir com base nas características e particularidades que a operação de secagem exigia, como trabalhar com grandes vazões e fluidos gasosos a altas temperaturas, optando-se assim por um trocador do tipo feixe e tubo gás-gás.

Em seguida, com o modelo de trocador definido, realizou-se uma pesquisa bibliográfica a fim de definir e compilar os métodos e equações necessárias aos cálculos de transferência de calor em trocadores deste modelo, fundamentando-se principalmente no livro de Çengel e Ghajar (2012).

De acordo com as variáveis que compunham tais equações, foram solicitados à empresa os dados necessários para a realização destes cálculos. Após a empresa fornecê-los, estas informações foram compiladas em uma planilha eletrônica a fim de facilitar sua consulta.

Com todas as informações necessárias, se iniciaram os cálculos e conseguiu-se chegar a um valor concreto da área superficial que o trocador proposto deveria possuir. Mediante a este resultado, foi possível notar que para trocadores de calor que trabalham com um diferencial de temperatura relativamente alto – aquecimento de ar de 20°C até 110°C – é necessária uma grande área superficial de troca térmica entre os fluidos, conseqüentemente, tornou-se preciso um trocador de calor com grandes dimensões.

Tais dimensões – altura, comprimento e largura – também foram calculadas e apresentadas, concluindo-se que é possível utilizar um trocador de calor gás-gás para secagem de grãos em um sistema de fogo indireto, porém, este possuirá grandes dimensões.

Os resultados deste trabalho podem servir de auxílio para uma futura fabricação por parte da empresa do trocador de calor apresentado, além dos

métodos abordados e resultados numéricos obtidos poderem servir de base para outras pesquisas – no meio acadêmico e científico – que abordem temas similares.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Tendo-se em vista que este trabalho apresentou resultados principalmente em forma de valores numéricos teóricos e estes foram obtidos mediante a desconsideração de alguns fatores, sugere-se a realização de trabalhos futuros que abordem os seguintes pontos:

- Desenvolvimento de um *software* baseado nas equações deste trabalho o qual facilite o cálculo de variáveis e valores neste tipo de dimensionamento;
- Estudo de comparação da eficiência térmica do processo de secagem entre um sistema de fogo direto e um que utilize o trocador de calor apresentado;
- Projeto de fabricação do trocador de calor apresentado;
- Realizar o dimensionamento do trocador de calor levando em consideração as taxas de transferência de calor por radiação, condução e convecção;
- Realizar um estudo da potência dos ventiladores do secador necessária para os fluxos de ar e gases apresentados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, J. O. *et al.* **Análise de falhas em tubulação do pré-aquecedor de ar da caldeira de uma usina sucroalcooleira.** *Tecnol. Metal. Mater. Miner.* set 2014; v.11: 216-221.

AMADO, Aécio. Brasil deverá ter produção recorde de grãos na safra 2019/2020. **Agência Brasil.** Brasília, 10 de outubro de 2019. Disponível em: <https://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2019-10/primeiro-levantamento-de-safra-20192020-indica-producao-recorde>. Acesso em: 3 abril 2020.

BARROS, A. J. da S.; LEHFELD, N. A. de S. **Fundamentos de metodologia científica.** 3. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2007.

BICCA, G. B. **Modelagem hierárquica de trocadores de calor casco e tubos.** Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2006

BRF. **Entenda como o agronegócio impulsiona a economia brasileira.** G1 GLOBO. Rio de Janeiro, 5 de agosto de 2019. Disponível em: <https://g1.globo.com/especial-publicitario/dia-do-agricultor/brf/noticia/2019/08/05/entenda-como-o-agronegocio-impulsiona-a-economia-brasileira.ghtml>. Acesso em: 3 abril 2020.

CALDEMA. **Equipamentos para aumento de eficiência e produção de vapor.** Disponível em: <https://www.caldema.com.br/produtos/componentes/equipamentos-para-aumento-de-eficiencia-e-producao-de-vapor>. Acesso em: 13 de setembro de 2020.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J., **Transferência de calor e massa: Uma abordagem prática.** 4.ed. São Paulo: AMGH, 2012.

ÇENGEL, Y. A., **Heat transfer: a practical approach.** 2.ed. Texas: McGraw-Hill, 2002.

CHAMPION COOLING SYSTEMS. **Performance Radiators.** Disponível em: <https://shop.championcooling.com/Performance-Radiators>. Acesso em: 13 de setembro de 2020.

DE LIMA, R. F. **Qualidade de grãos de milho submetidos à secagem com lenha em diferentes temperaturas e períodos de armazenamento.** Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2014.

EMBRAPA. **Soja em números (safra 2018/19).** Disponível em: <https://www.embrapa.br/soja/cultivos/soja1/dados-economicos>. Acesso em: 3 abril 2020.

FERREIRA, Aurélio Buarque de Holanda. **Dicionário da língua portuguesa.** 5.ed. Curitiba: Positivo, 2010.

GANGHIS, D. **Trocadores de calor**. Apostila. Centro federal de educação tecnológica da Bahia. Salvador, 2015.

INCROPERA, Frank. P *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

LOPES, R. P. *et al.* **Fontes de Energia para Secagem de Café: ISSN 1518 - 9953 Boletim Técnico**. Universidade Federal de Viçosa. Viçosa, 2001.

MAGALHÃES, E. A., **Desenvolvimento e análise de uma fornalha para aquecimento direto e indireto de ar utilizando biomassa polidispersa**. Universidade Federal de Viçosa. Viçosa, 2007.

MATA, M. E. R. M. C. *et al.* **Programa computacional para simulação de secagem de grãos**. Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais. v.1: p. 33-50, 1999.

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

NUNES, J. L. S. **Secagem, Beneficiamento e Armazenagem**. Disponível em: https://www.agrolink.com.br/sementes/tecnologia-sementes/secagem--beneficiamento-e-armazenagem_361343.html. Acesso em: 12 de setembro de 2020.

PERES, W. B.; PESKE, S.T. **Secagem de sementes: Tipos de trocadores**. Disponível em: <https://seednews.com.br/artigos/816-secagem-de-sementes-edicao-novembro-2016>. Acesso em: 12 de setembro de 2020.

PORTELLA, José Antonio *et al.* **Secagem de Grãos**. Passo Fundo: Embrapa Trigo, 2001.

SECESPOL. **Linha tubo em tubo**. Disponível em: <https://www.secespol.com.br/linha-tubo-em-tubo>. Acesso em: 13 de setembro de 2020.

SILVA, S. de S. e *et al.* **Fornalha a lenha para secagem de grãos: ISSN 2179 - 7757 Boletim Técnico**. Embrapa. Distrito Federal, 2014.

SONG, T. W. **Condições de processo num trocador de calor**. Revista de Graduação da Engenharia Química, São Paulo, v. 1, p. 29-42, 1997.

ZUKAUSKAS, A. **Heat transfer from tubes in cross flow**. New York: Wiley Interscience, 1987.