



UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS
FAEN - FACULDADE DE ENGENHARIA
ENGENHARIA DE ENERGIA



ROBERTO AUGUSTO DA SILVA FILHO

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO DE GASES E
VAPOR PARA PRÉ-AQUECIMENTO DA ÁGUA DE ENTRADA DA CALDEIRA**

Dourados, MS
2017

ROBERTO AUGUSTO DA SILVA FILHO

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE REAPROVEITAMENTO DE GASES E
VAPOR PARA PRÉ-AQUECIMENTO DA ÁGUA DE ENTRADA DA CALDEIRA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado a banca examinadora da Faculdade de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia, sob orientação do Prof. Dr. Reginaldo Ribeiro de Sousa.

ROBERTO AUGUSTO DA SILVA FILHO

Trabalho de Conclusão de Curso aprovado como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia na Universidade Federal da Grande Dourados, pela comissão formada por:

Orientador: Prof. Dr. Reginaldo Ribeiro de Sousa
FAEN – UFGD

Prof. Dr. Ramon Eduardo Pereira Silva
FAEN – UFGD

Prof. Me. Antônio Carlos Caetano de Souza
FAEN – UFGD

Dourados, 2017

“Sem sonhos, a vida não tem brilho. Sem metas, os sonhos não têm alcances. Sem prioridades, os sonhos não se tornam reais. Sonhe, trace metas, estabeleça prioridades e corra riscos para executar seus sonhos. Melhor é errar por tentar do que errar por omitir!”

(Augusto Cury)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pelo dom da vida, por todas as batalhas vencidas e bênçãos concedidas não somente durante o período de graduação, mas em todos os momentos de minha vida.

A minha família, principalmente aos meus pais, pelo amor, carinho, compreensão e todos os gestos de apoio e incentivo ao longo de toda a minha educação. Sem este suporte, esta etapa de minha vida jamais poderia ser concluída.

Aos professores Dr. Reginaldo Ribeiro de Sousa e Me. Antônio Carlos Caetano de Souza por toda a dedicação, atenção e paciência demonstrada durante a realização deste trabalho, e principalmente por todo o conhecimento específico comigo compartilhado.

A Universidade Federal da Grande Dourados, seu corpo docente, bem como outros que de alguma forma contribuíram para a minha formação, como membros das pró-reitorias, direções, coordenações e outros.

A todos os amigos que ganhei neste período, com os quais superei diversos momentos de dificuldades e que pude compartilhar diversos momentos de alegria.

Ainda, um agradecimento especial à Tatiane, que em grande parte desta trajetória, esteve presente de corpo e alma, demonstrando todo seu amor, carinho, compreensão e suporte principalmente nos momentos de maior dificuldade.

RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo para o dimensionamento de um sistema de aproveitamento dos gases/vapor de exaustão de digestores de vísceras e miúdos, da fábrica de farinha e gordura, como também o retorno de condensado do mesmo processo, para assim pré-aquecer a água de alimentação da caldeira de uma indústria frigorífica de abate de frangos, localizada em Dourados, Mato Grosso do Sul. O estudo se inicia com a obtenção das informações de quantidade de matéria-prima vindo da produção de abate de frangos.

O trabalho contém três partes principais. A primeira parte foi calcular a energia útil, energia disponível e rendimento da caldeira Sermatec MZL 10.2 utilizando cálculos fundamentados em leis termodinâmicas.

A segunda parte foi realizar os cálculos para determinar a vazão de gases/vapor de exaustão de cada digestor.

A terceira parte, uma das mais importantes, foi o estudo do trocador de calor e o dimensionamento do mesmo para suprir a necessidade do sistema. Como base para o dimensionamento, as vazões dos fluidos e as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, que realizaram a troca térmica, foram determinadas ou estipuladas.

Visando atender o aspecto de eficiência energética, foi calculado um novo balanço térmico nas caldeiras, utilizando a água pré-aquecida pelo novo sistema de reaproveito de calor estudado. Foi possível estabelecer um aumento da temperatura da água de abastecimento da caldeira de 25°C para 80°C, conseqüentemente obteve-se um aumento no rendimento da caldeira de 8,2%, e uma redução de consumo de lenha como combustível de 5.950,5 m³ ao ano, cerca de 16,6%. Na indústria em estudo seria possível também realizar análises em diversos sistemas de utilidades, como perdas em isolamento térmico, reaproveitamento do vapor flash, entre outros.

Palavras-chave: Reaproveitamento de calor, Trocador de Calor, Digestor, Caldeira, Frigorífico.

ABSTRACT

The present work presents a study for the design of a haust fumes/gases utilization system coming from viscera digesters in the flour and fat factory, as well as the study to return the condensate from the same process in order to preheat the Boiler feed water of a chicken slaughterhouse, located in Dourados, Mato Grosso do Sul. The study was initiated through collecting raw material quantity information from chicken slaughter production.

The present work is composed by three main parts. In the first part, the useful energy, available energy and yield calculations for the Sermatec MZL 10.2 boiler were done based on thermodynamic law fundamentals.

In the second part, the calculations of the flow rate of exhaust gases/fumes from each digester were done.

The third part, and one of the most important, was the study about the heat exchanger and its designing to meet the system's needs was developed. As a basis for the designing, the fluid flow rates and the inlet and outlet temperatures of the fluids that performed the thermal exchange were determined or stipulated.

In order to meet the energy efficiency aspect, new thermal balance calculations were done for the boilers, using water preheated by the new reuse of heat system studied. It was possible to establish an increase in the temperature of the water supply to the boiler from 25°C to 80°C. Therefore, it was possible to achieve a 8,2% increase in boiler efficiency, and a firewood consumption reduction of 5.950,5 m³ per year, which is about 16,6% reduction in fuel consumption. Other analysis would also be possible to be done in the industry, such as losses by thermal insulation, reuse of flash steam, among others.

Keywords: Reuse of Heat, Heat Exchanger, Digester, Boiler, Slaughterhouse.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Área de árvores plantadas em 2015.	17
Figura 2 - Áreas de árvores plantadas no Brasil por estado e gênero em 2015.	18
Figura 3 - Distribuição e evolução da área com plantios de eucalipto por estado.	18
Figura 4 - Poder calorífico inferior da biomassa de madeira como função da umidade.	21
Figura 5 – Princípio básico de funcionamento de uma caldeira aquatubular.	22
Figura 6 - Princípio básico de funcionamento de uma caldeira flamotubular.	23
Figura 7- Digestor esquematizado.	25
Figura 8 – Componentes de um Trocador de Calor do tipo Casco e Tubo.	27
Figura 9 – Esquema do retorno de condensado.	28
Figura 10 - Fluxograma do Processo de abate do frango de corte.	32
Figura 11 - Fluxograma do Processamento de resíduos e vísceras do abate e processamento de aves.	33
Figura 12 - Fabrica de Farinha e Gordura.	35
Figura 13 - Fluxograma do processo estudado.	36
Figura 14 - Fluxograma do sistema proposto para aproveitamento do calor perdido. ...	37
Figura 15 – Esboço de uma matriz tubular em escoamento cruzado.	47
Figura 16 – Arranjo dos tubos em uma matriz tubular.	47
Figura 17 – Fator de correção para um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e qualquer múltiplo de dois (dois, quatro etc.) passes nos tubos.	53
Figura 18 – Caldeira Flamotubular Sermatec MZL 10.2.	59
Figura 19 – Caldeira Flamotubular ATA 25LC.	60
Figura 20 – Duto instalado na parte superior do digestor de vísceras para a captação dos gases/vapor de exaustão.	63
Figura 21 – (a) Dutos de exaustão de cada digestor; (b) Duto principal de transporte dos gases/vapor para o trocador de calor.	63
Figura 22 – Esquema de fluxo dos fluidos no Trocador de Calor Casco Tubo adquirido.	67
Figura 23 – Trocador de Calor Casco Tubo instalado.	73
Figura 24 – Trocador de Calor Casco aberto para observação da posição dos tubos. ...	74
Figura 25 - Fluxo de caixa acumulado (VPL).	80
Figura 26 - Taxas de juros que tornaria nulo o VPL.	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Constantes da Equação 23 para o escoamento de fluido sobre uma matriz tubular de 10 ou mais colunas.	49
Tabela 2 – Dados e informações do processo, de produção e de consumo.	58
Tabela 3 – Dados e informações dos fluidos estudados, e dos materiais.	68
Tabela 4 – Dados e informações do casco e dos tubos do trocador.	68
Tabela 5 – Resultados com a utilização do novo sistema.....	78
Tabela 6 – Custos do fornecimento de equipamentos e serviços.	79

LISTA DE SÍMBOLOS

$Q_{disponível}$	Energia disponível, em W
Q_{util}	Energia disponível útil, em W
\dot{m}_{cb}	Consumo mássico de combustível, em kg/s
PCI	Poder Calorífico Inferior, em kJ/kg
\dot{m}_v	Fluxo de vapor da caldeira, em kg/s
h_{vapor}	Entalpia do vapor, em kJ/kg
$h_{água}$	Entalpia da água, em kJ/kg
η_{cald}	Rendimento da caldeira, em %
m_v	Taxa de evaporação. em $\text{kg}_{vapor}/\text{kg}_{comb}$
m_{visc}	Valor total de matéria prima (vísceras e miúdos rejeitados), em kg
n_{fr}	Unidades de frango abatido por dia
m_{fr}	Peso médio de uma unidade de frango para abate, em kg
$Total_{gás/vapor}$	Quantidade de água expelida (gás/vapor) da matéria prima no digestor, em kg de gás/vapor
$m_{visc_{bat}}$	Quantidade de vísceras por batelada, em kg/batelada
$\dot{m}_{gás/vapor}$	Vazão mássica de gás/vapor para um digestor, em kg/h
$\dot{V}_{gás/vapor_{média}}$	Vazão volumétrica de gás/vapor para um digestor, em m^3/s
$\dot{V}_{gás/vapor_{real}}$	Vazão volumétrica de gás/vapor para os oito digestores, em m^3/s
\dot{m}_{cond}	Massa de condensado produzido em todas as bateladas do dia, em kg/dia
\dot{m}_{vb}	Fluxo de vapor por batelada, em kg/batelada
$n_{bateladas/dia}$	Número de bateladas por dia
\dot{V}_{cond}	Quantidade total de água necessária em um dia para repor o condensado não retornado, em m^3/dia
\dot{m}_{ac}	Quantidade de água consumida para gerar vapor de uma batelada, em kg
$Valor_{água}$	Custo da água utilizada na indústria, em R\$/ m^3
$Valor_{energia}$	Custo da energia utilizada na indústria, em R\$/kWh
n_h / dia	Quantidade de horas de produção por dia, em h/dia
P_{bomba}	Potência das bombas, em kW

$\dot{V}_{total\ ind}$	Consumo total de água da indústria, em m ³ /dia
$Custo_{\ águá}$	Custo diário da água utilizada no processo de digestão, em R\$/dia
c_q	Capacidade térmica do fluido quente, em em W/K
c_f	Capacidade térmica do fluido frio, em em W/K
\dot{m}_q	Vazão mássica do fluido quente, em kg/s
c_{p_q}	Calor específico do fluido quente, em J/kg.K
\dot{V}_f	Vazão volumétrica do fluido frio, em m ³ /s
ρ_q	Densidade do fluido quente, em kg/m ³
\dot{m}_f	Vazão mássica do fluido frio, em kg/s
c_{p_f}	Calor específico do fluido frio, em J/kg.K
\dot{V}_f	Vazão volumétrica do fluido frio, em m ³ /s
ρ_f	Densidade do fluido frio, em kg/m ³
q	Taxa de transferência de calor que deve ser efetivada, em W
T_e	Temperatura de entrada do fluido quente, em °C
T_s	Temperatura de saída do fluido quente, em °C
t_e	Temperatura de entrada do fluido quente, em °C
t_s	Temperatura de saída do fluido quente, em °C
A_{fv}	Área do fluxo de vapor externo aos tubos, em m ²
D_c	Diâmetro do Casco, em m
N_t	Número de tubos;
n_p	Número de passes de cada tubo;
D_e	Diâmetro externo do tubo, em m
V	Velocidade do vapor que entra no trocador, em m/s
V_{max}	Velocidade máxima do vapor no interior da matriz, em m/s
S_t	Passos transversal (distância entre os tubos de baixo e de cima), em m
D_e	Diâmetro externo do tubo, em m
Re_D	Número de Reynolds
ρ_e	Densidade do fluido que escoá externo aos tubos, em kg/m ³
μ_e	Viscosidade cinemática do fluido que escoá externo aos tubos, em N.s/m
Nu_D	Número de Nusselt

Pr	Número de Prandtl
h_e	Coefficiente de transferência de calor externo, em W/m ² .K
k_e	Condutividade térmica do fluido que escoava externo aos tubos, em W/m.K
A_{fa}	Área do fluxo de água interno aos tubos, em m ²
D_i	Diâmetro interno dos tubos, em m
\dot{m}_i	Vazão mássica do fluido interno aos tubos, em kg/s
μ_i	Viscosidade cinemática do fluido que escoava interno aos tubos, em N.s/m
q_s''	Fluxo térmico na superfície uniforme, em W
D_i	Diâmetro interno dos tubos, em m
k_i	Condutividade térmica do fluido que escoava interno aos tubos, em W/m.K
U	Coefficiente de transferência térmica global, em W/m ² .K
k_t	Condutividade térmica do material que é produzido os tubos, em W/m.K
A_{ce}	Área de contato externa dos tubos, em m ²
A_{ci}	Área de contato interna dos tubos, em m ²
L	Comprimento do tubo, em m
ΔT_{ml}	Média logarítmica (média log) das diferenças de temperaturas. em °C
ΔT_{mlcc}	Média logarítmica (média log) das diferenças de temperaturas sem o fator de correção F, em °C
F	Fator de correção para diversas configurações de trocadores de calor casco e tubos e trocadores de calor com escoamento cruzado
m	Massa da água, em kg
c	Calor específico da água, que é 1 cal/g.°C
ΔT	Varição de temperatura, em °C
c_{at}	Calor específico da água do trocador, que é 1 cal/g.°C
\dot{m}_{at}	Massa do fluido do trocador de calor entrando no tanque, em g/h
T_{at}	Temperatura final da água que sai do trocador de calor, em °C
\dot{m}_c	Massa do fluido do retorno do condensado entrando no tanque, em g/h

T_c	Temperatura final da água que sai do trocador de calor, em °C
T	Temperatura de equilíbrio térmico entre os dois fluidos, em °C
$Q_{sensível_{liq}}$	Calor necessário para elevar a massa de água a 100°C, em kcal
$Q_{latente}$	Calor necessário para transformar a massa de água em vapor, em kcal
$Q_{sensível_{vap}}$	Calor necessário para elevar a massa de vapor a 170,5 °C, em kcal
L	Calor latente de vaporização da água, que é 539 cal/g
c_v	Calor específico do vapor de água, que é 0,5 cal/g.°C
Q_{total}	Calor total, em kcal
$C_{comb.novo}$	Consumo de combustível com a instalação do sistema, em kg de lenha

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	13
1.1. Objetivos.....	14
1.1.1. Objetivo geral.....	14
1.1.2. Objetivo específico.....	15
2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	16
2.1. Lenha de eucalipto.....	16
2.1.1. Histórico da lenha de eucalipto no Brasil.....	16
2.1.2. Potencial energético da lenha de eucalipto.....	19
2.1.3. Poder Calorífico Inferior (PCI) da lenha de eucalipto.....	20
2.2. Caldeiras.....	21
2.2.1. Caldeiras aquatubulares.....	21
2.2.2. Caldeiras flamotubulares.....	222
2.3. Digestores.....	23
2.4. Trocadores de calor.....	25
2.4.1. Trocador de calor casco tubo.....	26
2.5. Retorno de condensado.....	27
2.6. Recuperação de calor.....	28
3. ESTUDO DE CASO.....	30
3.1. Apresentação do local de estudo.....	30
3.2. Etapas do processo de abate de frangos.....	31
3.2.1. Subprodutos – Farinhas e óleos.....	33
3.2.2. Processamento de vísceras.....	34
3.2.3. Processamento de penas.....	34
3.3. Processo estudado e sistema proposto.....	35
3.3. O Processo estudado.....	35

3.3.2. O Sistema proposto	36
4. METODOLOGIA	38
4.1. Balanço térmico da caldeira.....	38
4.1.1. Energia disponível e energia útil.....	39
4.1.2. Rendimento da caldeira.....	39
4.1.3. Taxa de evaporação da caldeira	40
4.2. Produção de gases/vapor de exaustão nos digestores	40
4.3. Retorno do condensado.....	42
4.3.1. Produção do condensado	42
4.3.2. Custo da água de alimentação consumida.....	43
4.4. Análise térmica do trocador de calor	43
4.4.1. Necessidade do Sistema	43
4.4.2. Propriedades termofísicas do fluido.....	44
4.4.3. Capacidade térmica dos fluidos (Cq e Cf).....	44
4.4.4. Taxa de transferência de calor (q)	45
4.4.5. Fluxo do vapor (Entre o casco e os tubos)	46
4.4.6. Escoamento externo	46
4.4.7. Fluxo da água (Interno aos tubos)	49
4.4.8. Escoamento interno	50
4.4.9. Coeficiente global de transferência de calor (U).....	51
4.4.10. Áreas de contato do tubo circular.....	51
4.4.11. Taxa de transferência de calor em escoamento contracorrente pelo método média log das diferenças de temperatura.....	52
4.5. Equilíbrio térmico da água pré-aquecida	53
4.6. Ganhos com o aproveitamento de gases/vapor de exaustão e com o retorno de condensado.....	54
4.7. Viabilidade do projeto	56
4.7.1. Payback	56

4.7.2. Valor Presente Líquido (VPL).....	56
4.7.3. Taxa Interna de Retorno (TIR).....	57
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES DO PROJETO.....	57
5.1. Dados do processo e informações necessárias.....	58
5.1.1. Resultado do balanço térmico da caldeira.....	59
5.1.2. Resultado da produção de gases/vapor de exaustão nos digestores.....	62
5.1.3. Resultado da produção de condensado e consumo da água.....	65
5.1.4. Análise térmica do trocador de calor.....	67
5.1.5. Resultado do equilíbrio térmico da água pré-aquecida.....	74
5.2. Ganhos com o aproveitamento de gases/vapor de exaustão e com o retorno de condensado.....	75
5.2.1. Novo consumo de combustível.....	75
5.2.2. Novo rendimento da caldeira.....	77
5.3. Resultados da viabilidade do projeto.....	78
5.3.1. Custos do projeto.....	79
5.3.2. Payback do projeto.....	79
5.3.3. VPL do Projeto.....	80
5.3.4. TIR do Projeto.....	80
6. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES.....	82
6.1. Sugestões de Trabalhos Futuros.....	83
7. ANEXOS.....	88

1. INTRODUÇÃO

Em 2001, o Brasil vivenciou uma crise de abastecimento no setor elétrico. Entre as consequências positivas desta crise sobressaíram-se duas constatações: a forte participação da sociedade na busca da solução e o papel importante da eficiência no uso de energia. Em decorrência desse processo involuntário de aprendizagem, vem se formando uma consciência de que a eficiência energética não pode estar vinculada apenas a questões conjunturais, mas deve fazer parte, de forma definitiva, da política energética nacional, por meio de ações que visem, por exemplo, agregar valor às ações já em andamento no país, desenvolver produtos e processos mais eficientes e intensificar programas que levem à mudança de hábitos de consumo (PROCEL, ELETROBRÁS, 2005).

A utilização de indicadores voltados para avaliação da eficiência energética de processos na indústria vem crescendo de importância no país e no mundo. Os resultados de uma análise de indicadores de eficiência energética poderão estar ligados a ações de planejamento estratégico, de gestão e tecnologia ambiental e de conservação de energia. Na prática, cabe destacar que a aplicação da análise destes indicadores e sua relevância em descrever a inter-relação existente da eficiência energética e os recursos consumidos associam-se principalmente a fatores econômicos e político-ambientais dentro da indústria (TAVARES; MONTEIRO, 2013).

Dentre os inúmeros processos existentes nas indústrias, há um setor, onde pode-se dizer que é um dos que possui maior importância, a geração de calor.

A utilização de calor a temperaturas relativamente baixas em diversos setores industriais é essencial nos principais processos de fabricação, como secagem, desidratação, concentração, cozimento, produção de reações químicas e esterilização microbiológica. Este é o caso de indústrias de alimentos e bebidas, papel e celulose, têxtil, química, farmacêutica e de quase todas as agroindústrias. De fato, sem o calor, sem o aporte de energia térmica em quantidades generosas e com alta qualidade não existiria a sociedade moderna, com seu padrão de vida e seus altos níveis de consumo de bens e serviços. De um modo quase absoluto, estes fluxos de calor são conseguidos a partir de sistemas de vapor (HAMADA, 2012).

Segundo a Cartilha de Eficiência Energética no Uso do Vapor, da Procel (Programa Nacional de Eficiência Energética) em parceria com a Eletrobrás, o balanço Energético Nacional, com dados de 2002, estimou, preliminarmente, que 54% da de-

manda total de energia na indústria, correspondendo a aproximadamente 20% da demanda total de energia do país, cerca de 35 milhões de toneladas equivalentes de petróleo, estão associados ao vapor. Em centenas de auditorias energéticas, conduzidas em indústrias e outros consumidores de energia térmica, as possibilidades de melhorar o desempenho da geração, distribuição e utilização de vapor eram constantes, sinalizando, em muitos casos, um significativo potencial para adoção, de medidas mitigadoras de perdas com viabilidade econômica e permanente e amplo benefício.

A adoção de programa de medidas gerenciais e operacionais para a melhoria da eficiência na distribuição e na utilização do vapor pode reduzir as perdas e desperdícios de energia, como demonstra a experiência brasileira e a internacional. Deve-se observar que frequentemente estas medidas podem ser adotadas em curto prazo e sob custos reduzidos, já que pressupõem, fundamentalmente, mudanças de padrões e hábitos de consumo, sem exigir grandes investimentos (PROCEL, ELETROBRÁS, 2005).

Deste modo, cada vez mais se torna evidente que usar bem energia e reduzir desperdícios além de ser possível, é uma postura inteligente, racional, com vantagens econômicas, sociais e ambientais em vários níveis. Entretanto, uma das carências mais relevantes para concretizar ações nesta direção tem sido a falta de informações para os usuários e responsáveis pelos sistemas energéticos. Cumpre auxiliar o entendimento do funcionamento desses sistemas a vapor, habilitando sua concepção, operação e manutenção cada vez mais eficientes (PROCEL, ELETROBRÁS, 2005).

Dessa forma, neste trabalho é apresentada uma opção viável tecnicamente e que busca proporcionar o aproveitamento de um fluido, gases/vapor, que seria jogado fora, de maneira eficaz e também eficiente do ponto de vista energético.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo geral analisar a introdução de um sistema de recuperação de calor em um processo industrial para gerar economia de combustível na caldeira.

1.1.2. Objetivo específico

Como objetivo específico, pretende-se:

1. Analisar a capacidade de reaproveitamento dos gases de exaustão de digestores de vísceras e miúdos rejeitados, existentes em uma Fábrica de Farinha e Gordura (FFG);
2. Realizar o dimensionamento de um trocador de calor para pré-aquecimento da água de entrada da caldeira;
3. Analisar a reutilização dos condensados do processo de cozimento nos digestores.
4. Dimensionar o sistema levando em consideração e atendendo as exigências impostas pela norma NBR 11096 da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), que descreve sobre Caldeiras estacionárias aquotubulares e flamatubulares a vapor – Terminologia, e também os requisitos de eficiência apresentados no manual prático de Eficiência Energética no Uso de Vapor, publicado pela Procel em parceria com a Eletrobrás.

2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.1. Lenha de eucalipto

Com o aumento do consumo de combustíveis fósseis nas últimas décadas, a utilização de biomassa florestal em propriedades rurais e indústrias como fonte de energia obteve um grande decréscimo, principalmente devido à sua baixa eficiência energética. Aspectos como a heterogeneidade do material utilizado, uso de material não selecionado, uso de material in natura e a pequena utilização dos resíduos na forma de “pellets” e briquetes colaboram para uma menor eficiência energética da lenha e influenciam um menor consumo de combustíveis fósseis. (BARROS,2014).

Proveniente de florestas nativas ou de reflorestamento, a lenha é utilizada através da sua queima direta ou pela sua combustão, gerando o carvão. Aliás, de toda a produção de lenha no Brasil, cerca de 40% é transformada em carvão vegetal. Logo em seguida, com 30% de consumo, está o setor residencial, seguido do setor industrial, que consome aproximadamente 23% da lenha produzida no país (BARROS,2014).

No Brasil, a principal fonte da lenha (obtida de reflorestamentos) é o eucalipto. De origem australiana, e com mais de 600 espécies, o eucalipto encontrou condições propícias para o seu desenvolvimento e adaptação, contribuindo para a produção de energia primária no país (BARROS,2014).

Através da silvicultura, ciência que se ocupa da implantação e regeneração de florestas, o reflorestamento a partir de mudas de eucalipto constitui uma das principais formas de manutenção e aproveitamento racional das florestas. Com a tecnologia em uso hoje, pode-se chegar a produções de 45 m³ de eucalipto por hectare em plantações comerciais (BARROS,2014).

2.1.1. Histórico da lenha de eucalipto no Brasil

Nas últimas décadas, o Brasil conseguiu desenvolver uma eficiente tecnologia para plantar e fazer crescer florestas. Os saltos de produtividade foram igualmente importantes: de crescimentos abaixo de 20 m³/ha.ano, na década de 60, passamos para cerca de 40 a 50 m³/ha.ano, na atualidade. As plantações florestais foram desenvolvidas para produzir madeira e/ ou outros produtos requeridos por atividades empresariais,

permitindo ainda a geração de renda adicional para os produtores rurais. (FOELKEL, 2005).

Com área ocupada de apenas 7,8 milhões de hectares, o que corresponde a 0,9% do território nacional, o setor brasileiro de árvores plantadas é responsável por 91% de toda a madeira produzida para fins industriais no país – os demais 9% vêm de florestas nativas legalmente manejadas (IBÁ, 2016).

A área total de árvores plantadas no Brasil totalizou 7,8 milhões de hectares em 2015, crescimento de 0,8% em relação ao ano de 2014 (Figura 1). Os plantios de eucalipto ocupam 5,6 milhões de hectares da área de árvores plantadas do País e estão localizados, principalmente, em Minas Gerais (24%), em São Paulo (17%) e no Mato Grosso do Sul (15%), como apresentado nas Figuras 2 e 3. Nos últimos cinco anos, o crescimento da área de eucalipto foi de 2,8% a.a. O Mato Grosso do Sul se destaca com o plantio de 450 mil hectares nos últimos cinco anos (IBÁ, 2016).

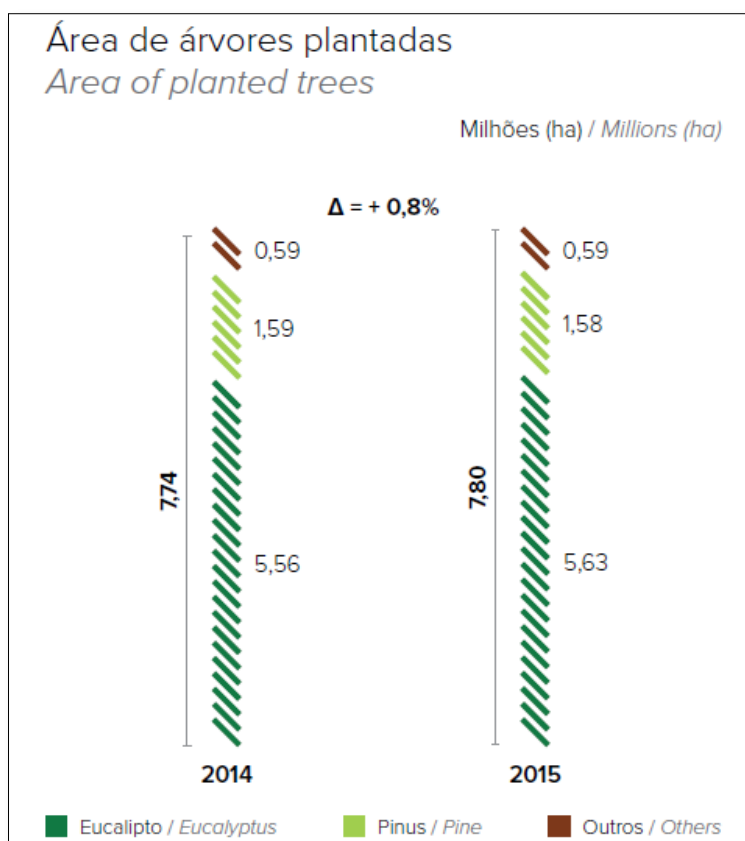


Figura 1 - Área de árvores plantadas em 2015 (Fonte: IBÁ, 2016).

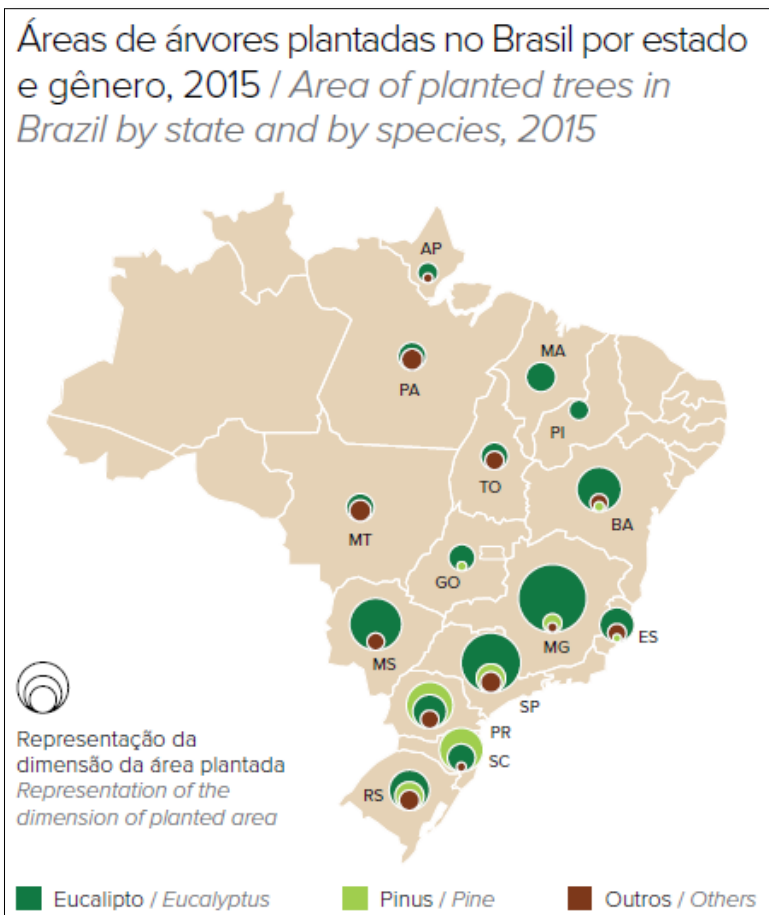


Figura 2 - Áreas de árvores plantadas no Brasil por estado e gênero em 2015 (Fonte: IBÁ, 2016).

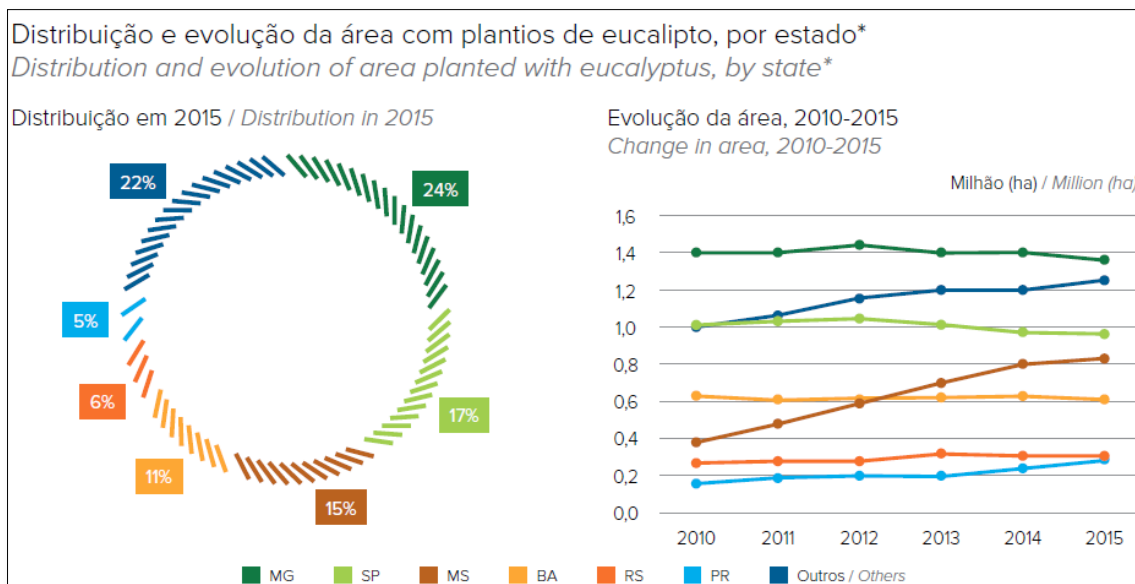


Figura 3 - Distribuição e evolução da área com plantios de eucalipto por estado (Fonte: IBÁ, 2016).

2.1.2. Potencial energético da lenha de eucalipto

A biomassa é uma das fontes para produção de energia com maior potencial de crescimento nos próximos anos. Tanto no mercado internacional quanto no interno, ela é considerada uma das principais alternativas para a diversificação da matriz energética e a consequente redução da dependência dos combustíveis fósseis. Dela é possível obter energia elétrica e biocombustíveis, como o biodiesel e o etanol, cujo consumo é crescente em substituição a derivados de petróleo como o óleo diesel e a gasolina (ANEEL, 2008).

Para queima direta é melhor utilizar madeiras com maior poder calorífico, pois essa propriedade está relacionada com o rendimento energético, que por sua vez está relacionado com a sua constituição química, onde os teores de celulose, hemiceluloses, lignina, extrativos e substâncias minerais variam de uma espécie para outra.

Além disso, pode-se dizer que a densidade da madeira também é uma característica bastante relevante, pois é um dos índices de qualidade da madeira mais importantes, uma vez que está correlacionada diretamente com a produção de massa seca, com as propriedades físico-mecânicas e pode ser facilmente determinada, além de se relacionar com a qualidade dos produtos (CASTRO et al., 2013).

Existe um conjunto de parâmetros técnicos qualitativos e quantitativos que permitem aperfeiçoar a biomassa florestal do eucalipto para usos energéticos. Embora possam existir outros constituintes das árvores presentes (galhos, folhas, touças/cepas), a madeira e a casca são os principais materiais da biomassa florestal primária, em quaisquer de seus tipos (FOELKEL, 2016).

Podem ser listados os seguintes parâmetros técnicos para que uma biomassa florestal seja selecionada (FOELKEL, 2016):

1. Produtividade florestal em metros cúbicos de madeira e de casca por hectare.ano;
2. Produtividade florestal em toneladas de matéria seca por hectare por ano, tanto de madeira como de casca;
3. Densidade básica da madeira e da casca;
4. Poder calorífico da madeira e da casca;
5. Relação percentual entre madeira e casca na biomassa (base seca);
6. Teor de umidade da biomassa quando disponível para uso;
7. Teor de lignina na madeira;

8. Teor de carbono fixo na madeira;
9. Teor de cinzas na madeira e casca;
10. Teor de impurezas minerais na biomassa (pedras, terra, areia, etc.);
11. Teor de extrativos resinoso (ceras, ácidos graxos, óleos, etc.) na madeira e casca;
12. Retratilidade ou contração volumétrica da madeira;

2.1.3. Poder calorífico inferior (PCI) da lenha de eucalipto

As propriedades físicas mais importantes para a biomassa sólida florestal são a umidade residual e a densidade energética. A baixa densidade energética da biomassa sólida, em comparação com o petróleo e o carvão mineral, resulta em custos elevados de transporte e armazenamento. Já o conteúdo de umidade influencia significativamente a qualidade de combustão e o poder calorífico da biomassa. Umidade pode ser definida como a medida de quantidade de água livre na biomassa, que pode ser avaliada pela diferença entre os pesos de uma amostra, antes e logo após ser submetida a secagem. A presença de água na madeira representa a redução do poder calorífico, em razão da energia necessária para evaporá-la. Além disso, se o teor de umidade for muito variável, o controle do processo de combustão pode se tornar difícil. A Figura 4 mostra que, para uma umidade de zero, o poder calorífico da madeira é de aproximadamente 18,5 MJ/kg. Esse valor chega a zero quando a umidade é de 88%. Normalmente, a umidade da tora de madeira após o corte é de 50% ou mais, na base úmida (VIDAL; DA HORA, 2010).

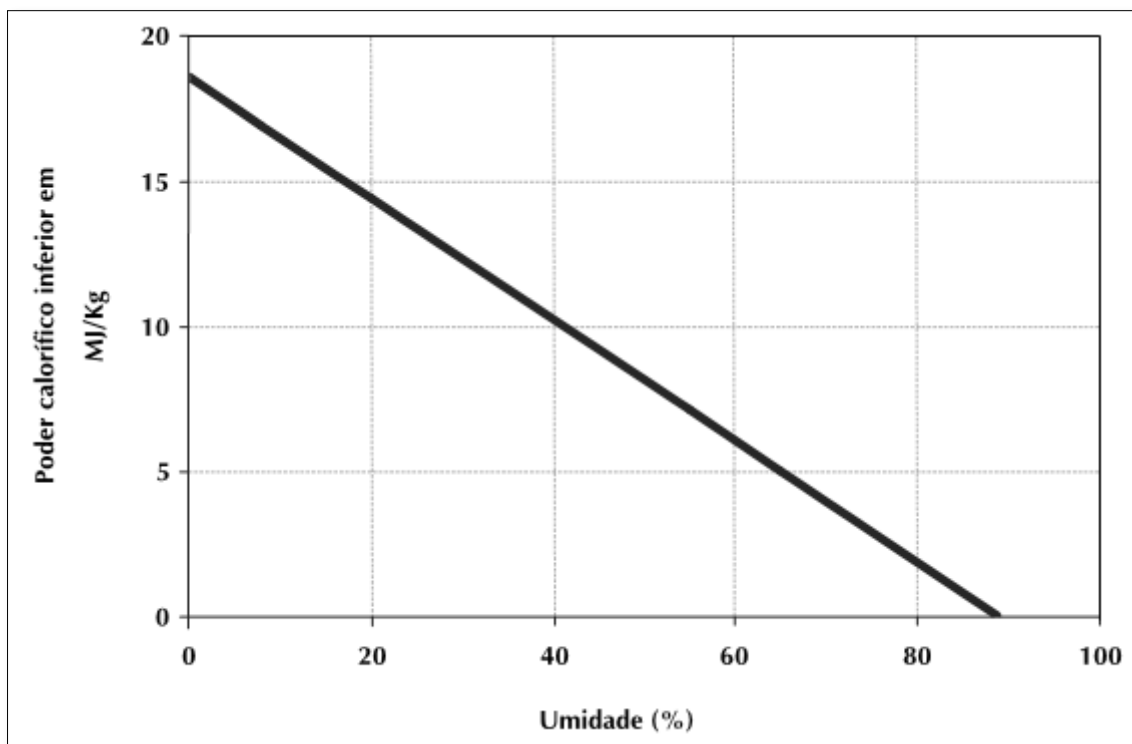


Figura 4 - Poder calorífico inferior da biomassa de madeira como função da umidade (VIDAL; DA HO-RA, 2016).

2.2. Caldeiras

As caldeiras podem ser classificadas pelas seguintes características: finalidade, fonte de aquecimento, conteúdo nos tubos, princípio de funcionamento, pressão de serviço, tipo de fornalha etc. As caldeiras que produzem vapor pela queima de combustíveis podem ser classificadas em dois grandes grupos, de acordo com o conteúdo nos tubos: em flamatubulares e aquatubulares (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

2.2.1. Caldeiras aquatubulares

Nas caldeiras aquatubulares (Figura 5) a água a ser aquecida passa no interior de tubos que, por sua vez, são envolvidos pelos gases de combustão. (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

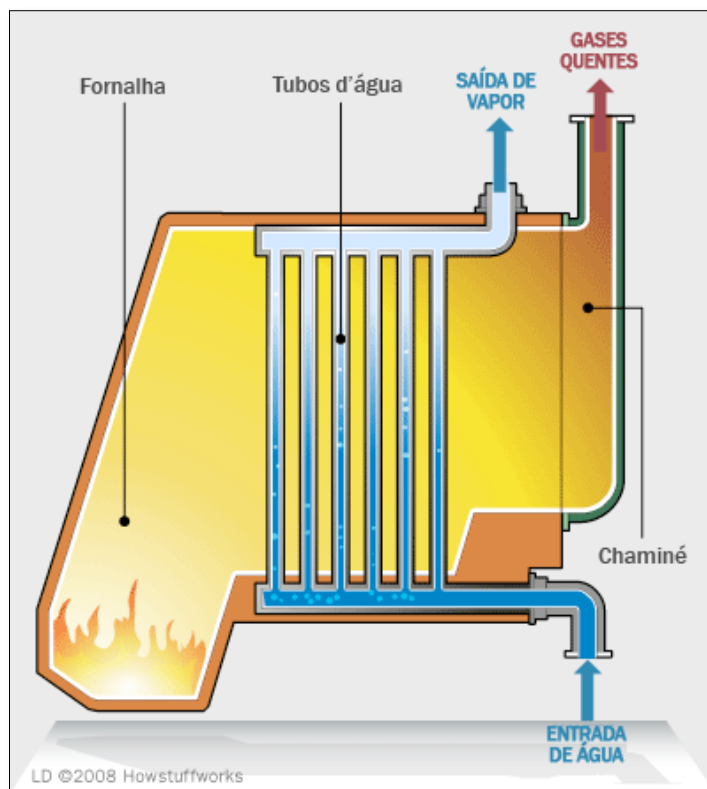


Figura 5 – Princípio básico de funcionamento de uma caldeira aquatubular (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

Os tubos que conectam o tubulão superior ao inferior são expostos à radiação da queima e/ou ao calor dos gases de combustão. Devido ao seu encaminhamento no percurso entre os tubulões, alguns trechos de tubo recebem mais calor que outros. Nos tubos mais aquecidos, uma parte da água em contato com a parede dos tubos evapora e sobe. O efeito da diferença entre a densidade da água no tubo mais aquecido e a densidade da água no tubo menos aquecido (termosifão), mais o próprio movimento ascendente do vapor, fazem com que a água circule, indo para o tubulão superior pelos tubos mais aquecidos (tubos geradores) e descendo pelos tubos menos aquecidos (tubos vertedores) (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

A circulação da água facilita a liberação do vapor e aumenta a eficiência da troca térmica nos tubos (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

2.2.2. Caldeiras flamotubulares

Neste tipo, os gases quentes da combustão circulam no interior de tubos que atravessam o reservatório de água a ser aquecida para produzir vapor. Os tubos são

montados como nos permutadores de calor, com um ou mais passes. Existem vários tipos de caldeiras flamotubulares, dentre os quais se destacam a vertical e a horizontal (Figura 6) (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

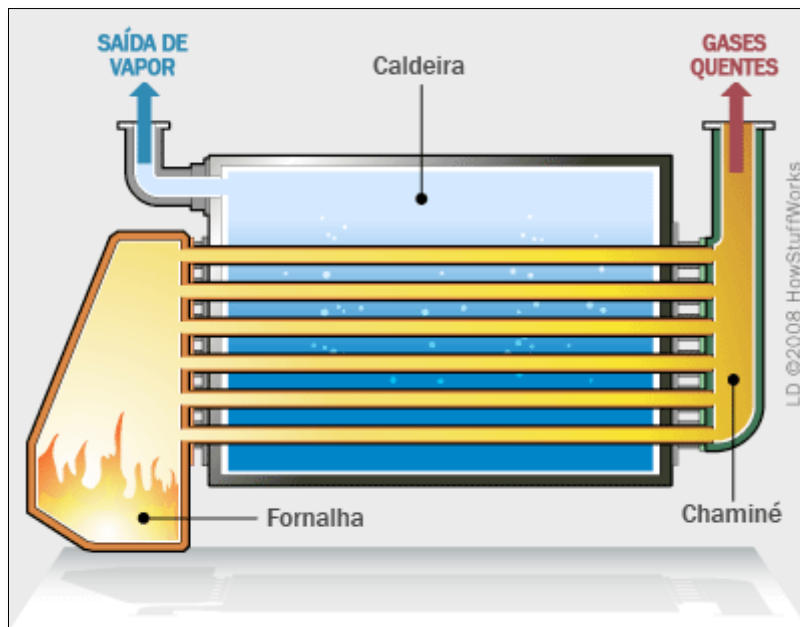


Figura 6 - Princípio básico de funcionamento de uma caldeira flamotubular (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

Esse tipo de caldeira, geralmente de pequeno porte, ainda é muito utilizado em pequenas indústrias, hospitais, hotéis etc. em razão do seu baixo valor de investimento e da facilidade de manutenção, se comparada com as caldeiras aquatubulares (SENAI; PETROBRÁS, 2012).

2.3. Digestores

Os digestores foram desenvolvidos para realizar os procedimentos de cozimento, hidrólise, secagem e fritura de subprodutos de origem animal, como vísceras, penas, pelos, sangue e ossos (DHEYTÉCNICA, 2016).

O digestor é a principal máquina de uma fábrica de farinhas e óleos. Ele é projetado de modo a proporcionar uma transferência de calor das paredes internas e do eixo ao produto frio (no caso, as vísceras) que está no seu interior. Isso é obtido por meio do vapor fornecido por uma caldeira, que preenche internamente a camisa, o eixo e as pás, mantendo o produto no seu interior sob pressão (FERROLI et al., 2016).

A troca de temperatura provoca a condensação do vapor. O produto frio que entra no digestor faz com que o vapor dentro da camisa e do eixo se transforme em água. Essa água é eliminada por duas válvulas conhecidas nas graxarias como pescador e saída de condensado (FERROLI et al., 2016).

Os digestores possuem bocas na parte superior, sendo uma para entrada de produto (boca de carga) e outra para a saída de gases/vapor (tubo de saída dos gases). A boca de descarga do produto processado está localizada no tampo dianteiro ou na parte inferior do corpo. Tanto a boca de carga como descarga podem ser acionadas manualmente ou através de válvulas guilhotinas. O acionamento do eixo central se dá através de acoplamentos elásticos, redutor de velocidade, motor e polias de transmissão de correias (DHEYTÉCNICA, 2016).

Por ser o digestor, a mais importante máquina de uma fábrica de farinha e gordura, exigem-se cuidados especiais na sua higiene e manutenção. A falta de higiene pode levar ao aparecimento de uma crosta interna, prejudicando a exaustão dos gases e a troca térmica. Esse problema pode ser responsável por atrasos de até 90 minutos no processo de fritura ou hidrólise. Já a crosta nos eixos provoca seu isolamento e leva a uma demora acentuada no processo, além de provocar um consumo excessivo de energia e vapor de caldeira (FERROLI et al., 2016).

A Figura 7 traz esquematizadas as partes de um digestor. Nessa figura estão representadas as partes (FERROLI et al., 2016):

- (01) mancais;
- (02) calotas;
- (03) corpo;
- (04) sistema de vapor;
- (05) eixo central;
- (06) camisa;
- (07) isolamento térmico;
- (08) acoplamento;
- (09) acionamento;
- (10) transmissão e
- (11) sistema de vedação.

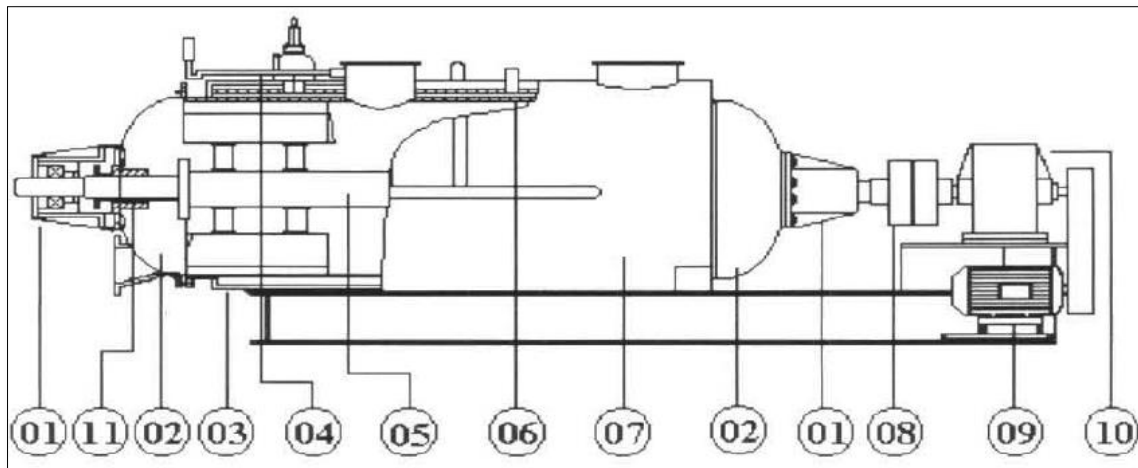


Figura 7- Digestor esquematizado (FERROLI et al., 2016).

Para este trabalho, os pontos mais importantes são os pontos 05, 06, onde o corpo e o tampo traseiro são envolvidos por uma camisa, formando uma câmara onde é injetado vapor para aquecimento do produto. O eixo central é pressurizado e aquecido pela injeção de vapor, realizando a agitação e troca térmica com o produto. O eixo é fabricado com pás de grande área de troca térmica. A grande área de troca térmica, aliada a um sistema de controle de vapor e coleta de condensado devidamente dimensionados, faz com que o equipamento tenha um melhor rendimento.

2.4. Trocadores de calor

Trocador de calor é o dispositivo usado para realizar o processo da troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas. Este processo é comum em muitas aplicações da engenharia. Podemos utilizá-los no aquecimento e resfriamento de ambientes, no condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor e no processo químico. Em virtude das muitas aplicações importantes, a pesquisa e o desenvolvimento dos trocadores de calor têm uma longa história, mas ainda hoje busca-se aperfeiçoar o projeto e o desempenho de trocadores, baseada na crescente preocupação pela conservação de energia (GANGHIS, 2010).

Dentre os principais tipos de trocadores de calor em termos de geometria destacam-se:

- Duplo tubo;
- Casco e tubo;
- Placas.

Neste dimensionamento estudado o trocador de calor escolhido, segundo a necessidade, é o trocador casco tubo, por ser o trocador mais indicado para troca térmica entre vapor e água.

2.4.1. Trocador de calor casco tubo

Os trocadores de calor tubulares são amplamente usados e fabricados em muitos tamanhos, com muitos arranjos de escoamento e em diversos tipos. Podem operar em extremas temperaturas e pressões. A facilidade de fabricação e o custo relativamente baixo constituem a principal razão para seu emprego disseminado nas aplicações de engenharia. Um modelo comumente empregado, o trocador de casco tubo, consiste em tubos cilíndricos montados em um casco cilíndrico, com os eixos do casco (ESSEL, 2012).

Quando a área da troca térmica é grande, o tipo de trocador recomendado é o de casco e tubo. Neste tipo de resfriador é possível conseguir elevadas áreas de troca térmica, de maneira econômica e prática, montando-se os tubos em feixes; as extremidades dos tubos são fixadas num espelho. O feixe de tubos é colocado em um envoltório cilíndrico (o casco) por onde circula o segundo fluido, em volta do feixe e por entre os tubos (DOS SANTOS; STAPASOLLA, 2011).

O escoamento paralelo em todos os tubos e a baixa velocidade contribuem para coeficientes de transferência de calor baixos e para pequena queda de pressão. As chicanas são instaladas para aumentar o coeficiente de convecção do fluido no lado do casco (DOS SANTOS; STAPASOLLA, 2011).

Na Figura 8, são mostradas os principais componentes de um trocador casco e tubos. Os principais componentes são o feixe de tubos, o casco, os cabeçotes e as chicanas. As chicanas provocam a turbulência do fluido no casco. Há vários tipos de chicanas, e a escolha do tipo de chicana, da geometria e do espaçamento depende da vazão, da perda de carga permitida no lado do casco, das exigências da sustentação dos tubos e das vibrações induzidas pelo escoamento. São disponíveis muitas variações do trocador de calor casco e tubos, as diferenças estão no arranjo das correntes do escoamento e nos detalhes de construção (ESSEL, 2012).

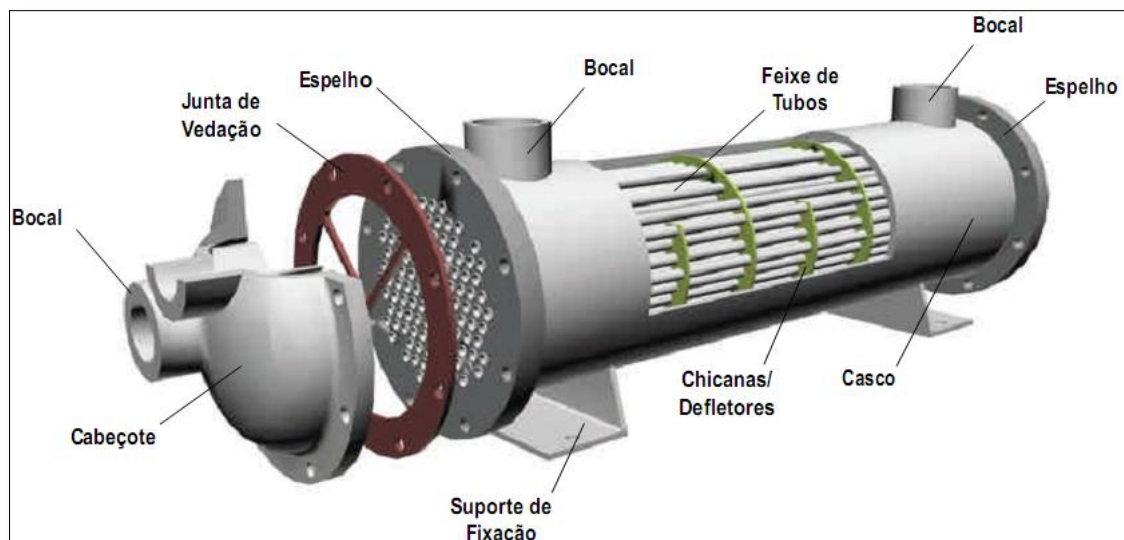


Figura 8 – Componentes de um trocador de calor do tipo casco e tubo (Fonte: MACHADO, 2008).

2.5. Retorno de condensado

O condensado é uma água originada da condensação de um vapor, ou seja, passagem do estado gasoso para o líquido. Justamente pelo fato de o vapor não levar consigo o material dissolvido quando é produzido (exceto quando há arraste), o condensado é uma água de altíssima pureza, praticamente isenta de sais e materiais dissolvidos. Além disso, encontra-se em uma temperatura elevada, onde pode ser usada para aumentar a eficiência do sistema gerador de vapor e promover um menor consumo de combustível (TROVATI, 2010).

Devido a essas enormes vantagens, a recomendação é que seja feito todo esforço para utilização da maior quantidade possível de condensados como alimentação das caldeiras. Pode-se inclusive utilizar condensados de outras fontes, tais como originados de evaporadores e outros equipamentos, desde que não estejam contaminados (TROVATI, 2010).

Como representado na Figura 9, o reuso do condensado como água de alimentação da caldeira reduz os custos de geração e tratamento da água de uma maneira significativa.

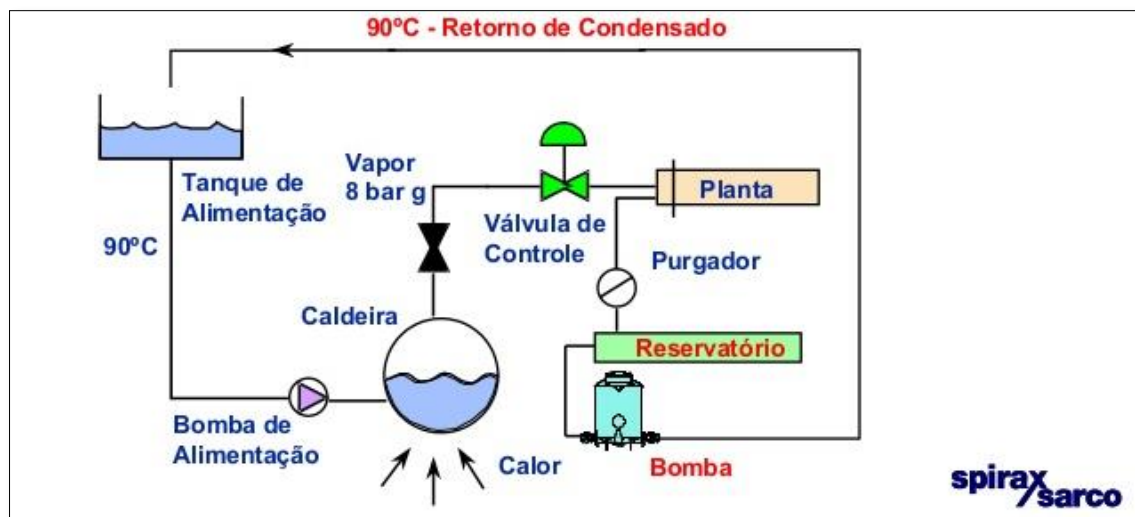


Figura 9 – Esquema do retorno de condensado (Fonte: SPIRAX SARCO, 2014).

2.6. Recuperação de calor

Como opção para reduzir o consumo de lenha e conseqüentemente obter uma maneira mais econômica de aquecimento de água na planta em estudo, pode-se utilizar um sistema de aquecimento de água através de trocador de calor casco tubo ligado na rede de descarga de gases e vapor dos digestores da Fábrica de Farinha e Gordura (FFG) da indústria.

Uma unidade de recuperação de calor é um trocador de calor utilizado no aproveitamento de uma corrente de gás de escape em uma unidade industrial para prover calor a outro fluido que, de outra maneira, necessitaria de aquecimento por fornecimento de energia externa, como a eletricidade ou pela queima de outro combustível, como o gás natural, óleo combustível ou lenha.

O uso adequado da energia térmica, comumente descartada, é uma das principais áreas de atuação para introduzir o conceito de eficiência energética e de preservação ambiental, pois visa à máxima utilização do calor gerado. A determinação da possibilidade da recuperação de calor nos processos produtivos está assentada em alguns parâmetros, como o calor útil necessário para o produto ou processo e perdas. (BERNI, 2015).

O aumento do rendimento através do calor recuperado pode ser obtido do calor contido nos gases de exaustão, do calor perdido pelas superfícies externas de equipamentos, das perdas de calor em água de resfriamento e ainda do calor acumulado nos

produtos e processos nas saídas e/ou entradas de uma linha industrial. Dependendo do processo, o calor recuperado recircula na área de produção (BERNI, 2015).

Com o aumento dos preços da energia, recuperar o calor revela-se um rentável investimento, com curto período de retorno. Para se obter o retorno financeiro de qualquer medida que vise à utilização de calor residual, é essencial determinar o ponto ideal na relação entre a quantidade de calor recuperado/diminuição do impacto ambiental e o capital investido (acrescido do custo operacional do sistema para recuperação de calor). Nesse sentido, é necessário o conhecimento das tecnologias comercialmente disponíveis para adotar uma estratégia de recuperação do calor residual (BERNI, 2015).

3. ESTUDO DE CASO

3.1. Local de estudo

A planta em estudo está localizada na zona industrial do município de Dourados, centro-sul do Mato Grosso do Sul e conta com mais de 1700 colaboradores. Atualmente abate 320.000 aves por dia, destinando seus produtos em sua maioria ao mercado externo. Possui uma vasta linha em seu portfólio, incluindo cortes de frango, frango inteiro e cortes congelados individualmente.

Os efluentes oriundos de seu processo produtivo recebem tratamento nas Estações de Tratamento de Efluentes (ETE) e destinação, sendo a água devolvida para a natureza e os sólidos secados e enviados para o aterro sanitário da região.

Toda sua produção de frangos vem de mais de 200 agricultores integrados da empresa que criam as aves para o abate.

No que diz respeito ao sistema de refrigeração, a empresa tem uma ampla sala de máquinas destinada a atender todos os setores da indústria que necessitam tanto de ambientes climatizados a 12 °C, quanto de água fria, congelamento e estocagem de produtos aguardando comercialização. A operação da sala de máquinas é realizada por cinco operadores capacitados e treinados para a função, contando com o apoio de um técnico eletricista e um mecânico de refrigeração que auxiliam diariamente nas atividades de manutenção, garantido funcionamento e desempenho do sistema.

Além da geração de frios, a indústria conta com o setor de produção de vapor, onde conta com duas caldeiras flamotubulares para cumprir a demanda necessária para a produção.

Para garantir a inocuidade dos produtos de origem animal e o cumprimento das legislações nacional e estrangeiras para a produção, industrialização e comercialização destes produtos, o DIPOA (Departamento de Inspeção de Produtos de Origem Animal) conta com as Superintendências Federais de Agricultura, Pecuária e Abastecimento nos Estados e com os Serviços de Inspeção Federal (SIF) atuando junto a quase 4 mil estabelecimentos cadastrados no DIPOA. (MINISTÉRIO DA AGRICULTURA, 2016)

Na empresa estudada, o SIF se encontra em um prédio federal localizado dentro do pátio, podendo assim ter um contato direto com o setor de qualidade da indústria e com a fiscalização dos produtos.

3.1.1. Etapas do processo de abate de frangos

O abate se inicia após a carga de aves vivas chegarem a balança de entrada de frango vivo da empresa de onde segue até o galpão de espera de aves, aguardando a descarga, com um sistema de umidificação.

Uma vez descarregados, os frangos são pendurados na linha transportadora a qual os transporta para as etapas subsequentes, sendo o atordoamento, feito através da imersão da cabeça do frango em uma cuba onde há um fluxo de corrente elétrica, que circula do polo positivo para o polo negativo, fazendo com que o frango receba uma corrente elétrica de alta frequência. Quando o frango recebe a corrente elétrica, ele fica inconsciente, seguindo assim para a sangria que por sua vez é realizada manualmente por funcionários.

Após ser sangrado, o frango passa pelo processo de escaldagem, onde é imerso em água, aquecida por injeção de vapor, a uma temperatura de 58 °C por 2 minutos de onde sai e indo posteriormente para a depenagem e para evisceração.

A evisceração se dá de forma mecânica contendo uma máquina por processo, sendo eles a extração da cloaca, abertura de abdômen, eventração, retirada de papo e traquéia e a lavagem final.

Depois desta etapa a ave é mantida submersa no Pré-Chiller e Chiller em água fria por uma hora de onde deve sair a uma temperatura abaixo de 7°C para depois ser cortada em várias partes. Depois de cortada e embalada, a ave vai para o processo de congelamento onde fica por várias horas até ser expedida para transporte.

Retornando à etapa de depenagem e evisceração, após estes processos, as penas, vísceras e sangues são transportados, em tubulações de vácuo ou por gravidade, para a Fábrica de Farinha e Gordura (FFG) para serem transformados em farinha e óleo. Nesta etapa do processo indicada como produção de farinha é a fase do presente estudo.

A Figura 10 indica o processo de abate de frango descrito.

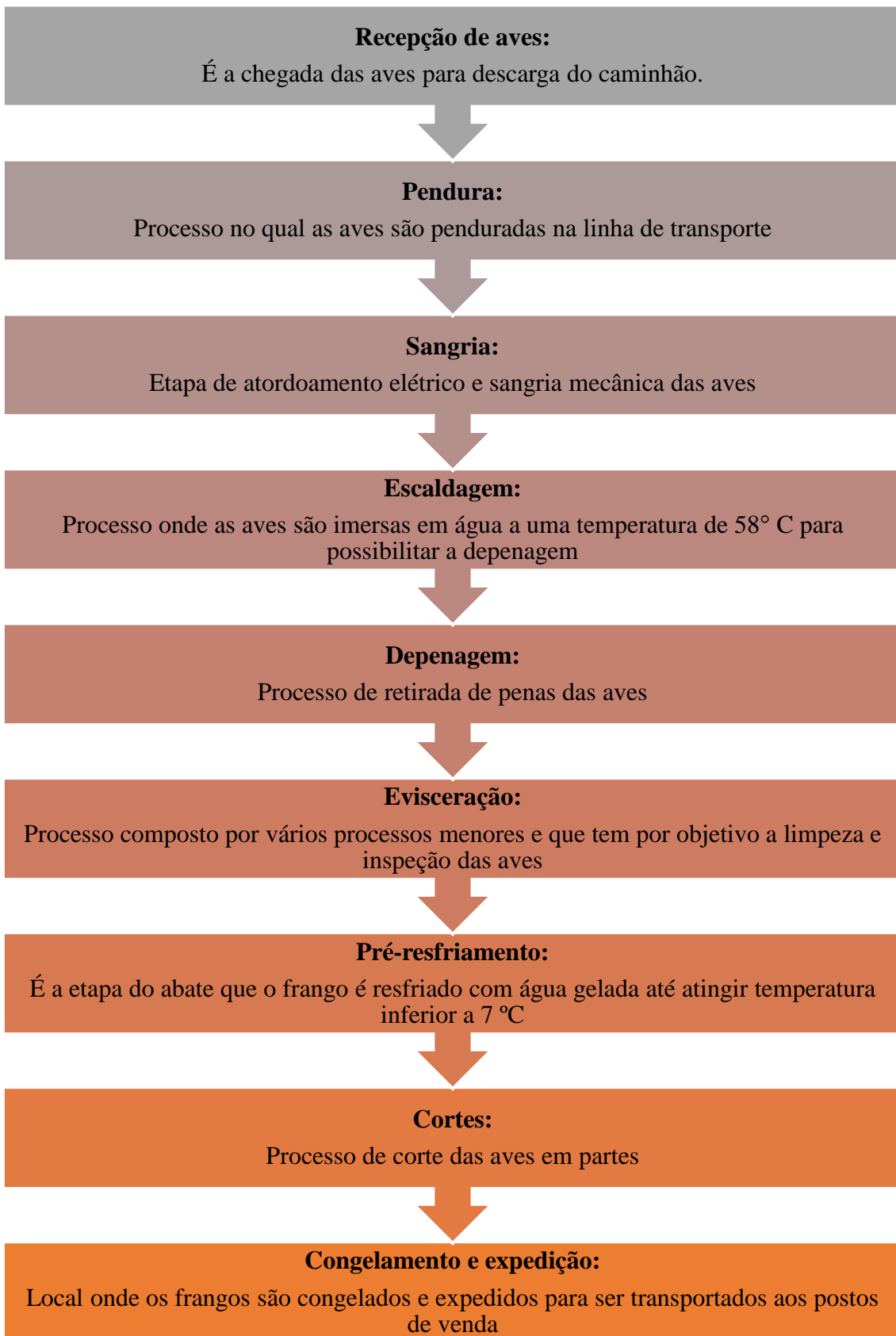


Figura 10 - Fluxograma do Processo de abate do frango de corte. (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

3.1.2. Subprodutos – Farinhas e óleos

O processamento dos resíduos e vísceras não comestíveis provenientes do abate e processamento de aves é realizado na Fábrica de Farinhas e Óleo, o processo pode ser dividido em processamento de vísceras e processamento de penas (UNFRIED; YOSHI, 2012). O processo de produção de farinhas e óleo pode ser visto na Figura 11.

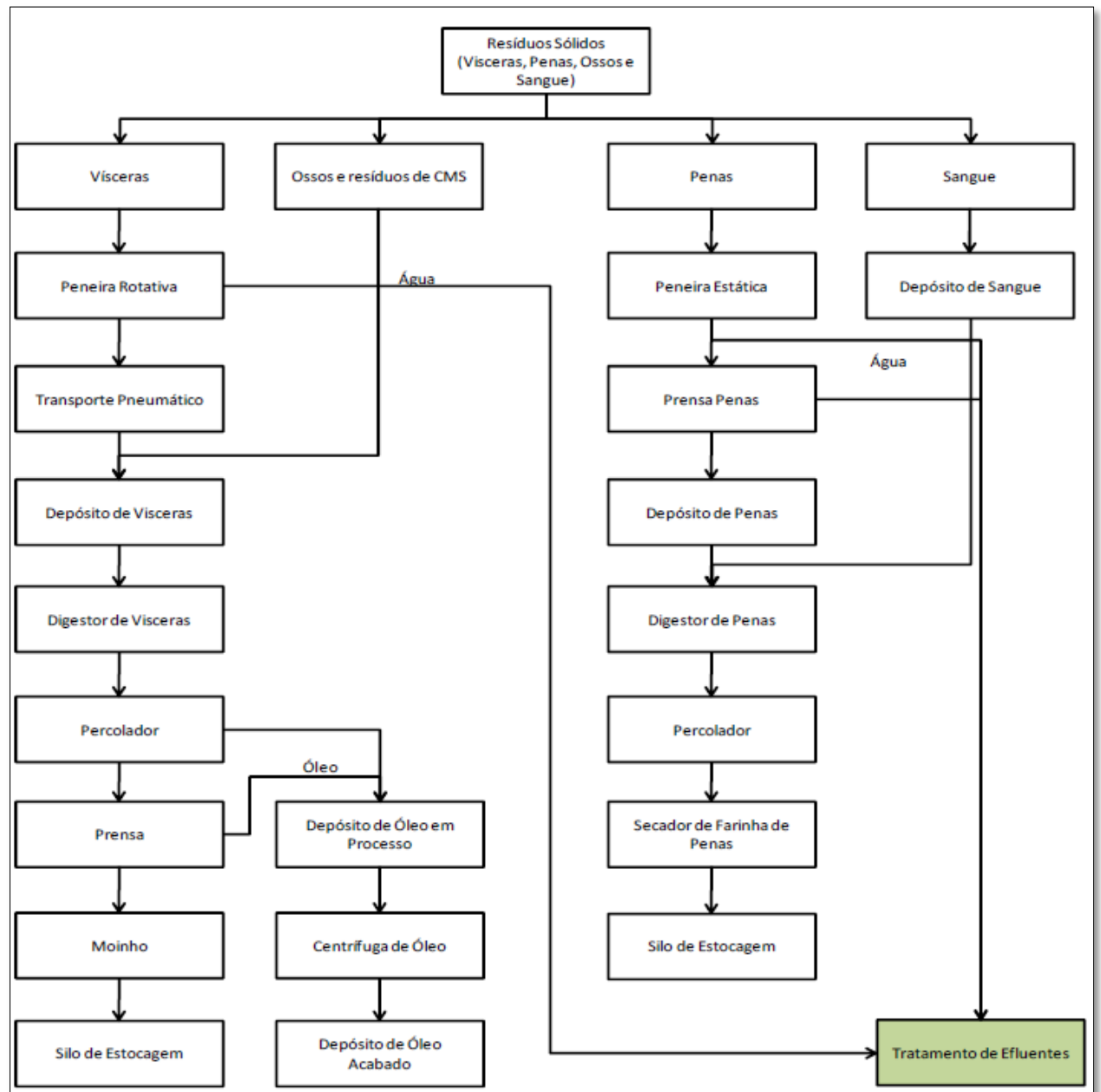


Figura 11 - Fluxograma do Processamento de resíduos e vísceras do abate e processamento de aves. (Fonte: UNFRIED; YOSHI, 2012).

É importante ressaltar que as farinhas de vísceras e penas e o óleo de vísceras representam importante fonte de recursos para empresa, sendo comercializados para indústria de rações pet ou mesmo utilizando-se na ração das próprias aves.

3.1.3. Processamento de vísceras

Os resíduos de abate chegam à fábrica de farinhas e óleo juntamente com a água utilizada no processo. O primeiro processo consiste em separá-los utilizando uma peneira rotativa. Neste ponto a água já é enviada ao tanque de equalização, onde se inicia o tratamento dos efluentes, os resíduos sólidos são enviados ao depósito de vísceras onde aguardarão o processamento nos digestores e neste depósito também são recebidos os resíduos de ossos provenientes da etapa de cortes e desossa. O processamento nos digestores consiste em “cozinhar” os resíduos sólidos até atingir 120°C, ao final do cozimento a farinha contém aproximadamente 40% de óleo. Para a separação deste óleo, a farinha passa por duas etapas, primeiramente o percolador, equipamento onde ocorre a separação por decantação, na sequência a farinha passa pela prensa onde o residual de óleo é separado da farinha, nesta fase o óleo é enviado para centrifuga onde serão separados quaisquer tipos de sólidos remanescentes sendo na sequência estocados para posterior utilização (UNFRIED; YOSHI, 2012).

3.1.4. Processamento de penas

Da mesma forma, as penas vindas do abate também chegam à fábrica de farinhas e óleo carregada pela água utilizada no processo de escalda e depenagem das aves. A separação da fase líquida ocorre em duas etapas: primeiramente através de uma peneira estática e na sequência em equipamento denominado prensa penas. Depois de seca a pena é processada em digestores, este processo difere do processamento de vísceras pois se realiza sob pressão, condição necessária para ocorrer a hidrólise do material, o que melhora a digestibilidade do mesmo quando utilizada em rações. No processamento também se utiliza a adição de sangue oriundo do processo de abate, necessário para a hidratação e auxílio no processo de hidrólise. Após o término do cozimento, a farinha vai para um percolador onde será continuamente dosado no secador de farinha de penas, reduzindo sua umidade a níveis aceitáveis, sendo na sequência estocado em silos para posterior utilização (UNFRIED; YOSHI, 2012).

3.2. Processo estudado e sistema proposto

3.2.1. O Processo estudado

De todos os processos existentes nesta indústria frigorífica de abate de frangos (Figura 12), a etapa estudada neste trabalho se encontra na produção dos subprodutos, apresentados no Item 2.2.1. Nesta etapa, os resíduos como as vísceras, penas, sangue e miúdos rejeitados, são transportados para a fábrica de farinha e gordura, que neste caso, é localizada dentro da própria indústria.



Figura 12 - Fabrica de Farinha e Gordura. (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

Para este estudo, foram aproveitados somente os oito digestores utilizados para o processo de “cozimento” das vísceras e miúdos rejeitados. Para as penas, é similar ao digestor para vísceras e miúdos, porém no processo ela possui a umidade da própria pena e mais a umidade adicionada devido a hidrólise, porém, para as penas há a questão da despressurização, onde a vazão é muito alta em pouco espaço de tempo. Então, tem se dimensionar pela vazão de pico do momento de pré-despressurização e despressurização. O tempo usual e ideal para penas é de uma hora e quarenta minutos para o processo de evaporação, o que torna inviável para o aquecimento constante da água de entrada da caldeira.

A seguir o fluxograma, Figura 13, apresenta o processo estudado.

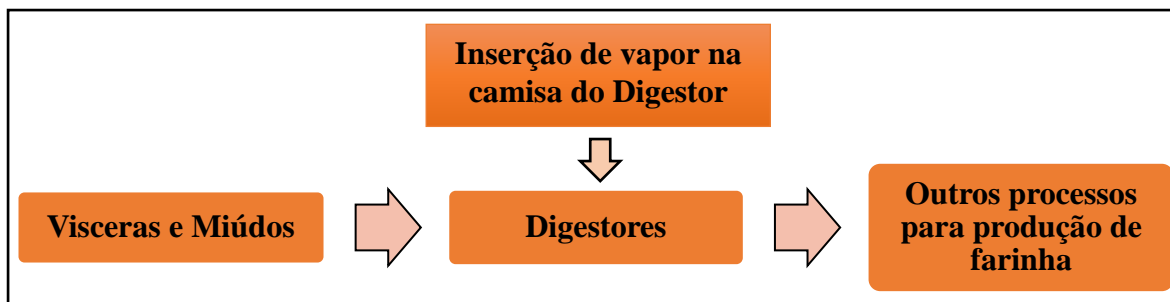


Figura 13 - Fluxograma do processo estudado. (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

3.2.2. O Sistema proposto

Como apresentado, para a produção de farinha a partir da utilização de vísceras e miúdos, é necessária uma inserção grande de vapor nas camisas dos digestores utilizados. Para a maximização da eficiência do processo e redução do consumo do combustível da caldeira (lenha de eucalipto), onde se encontra o objetivo deste estudo, foi dimensionado um sistema de recuperação de calor, que atualmente é inutilizado.

Este sistema consiste em instalar um trocador de calor, com a finalidade de reaproveitar os gases/vapor de exaustão dos próprios digestores de vísceras, para realizar a troca térmica com a água que abastece a caldeira. Além deste equipamento recuperador de calor, foi dimensionada a recuperação do condensado que é gerado na camisa dos digestores durante cada batelada.

Os processos em bateladas são processos que são recarregáveis, onde uma determinada carga passa por um processo e ao fim é introduzida uma nova carga.

São existentes na planta, duas caldeiras. O sistema pré-aquecerá a água de entrada de uma das caldeiras. Esta caldeira abastecerá os processos de abate e os digestores de vísceras. A outra caldeira abastecerá o resto dos processos de produção de farinha e gordura.

A Figura 14 apresenta o fluxograma do sistema proposto para aproveitamento do calor perdido.

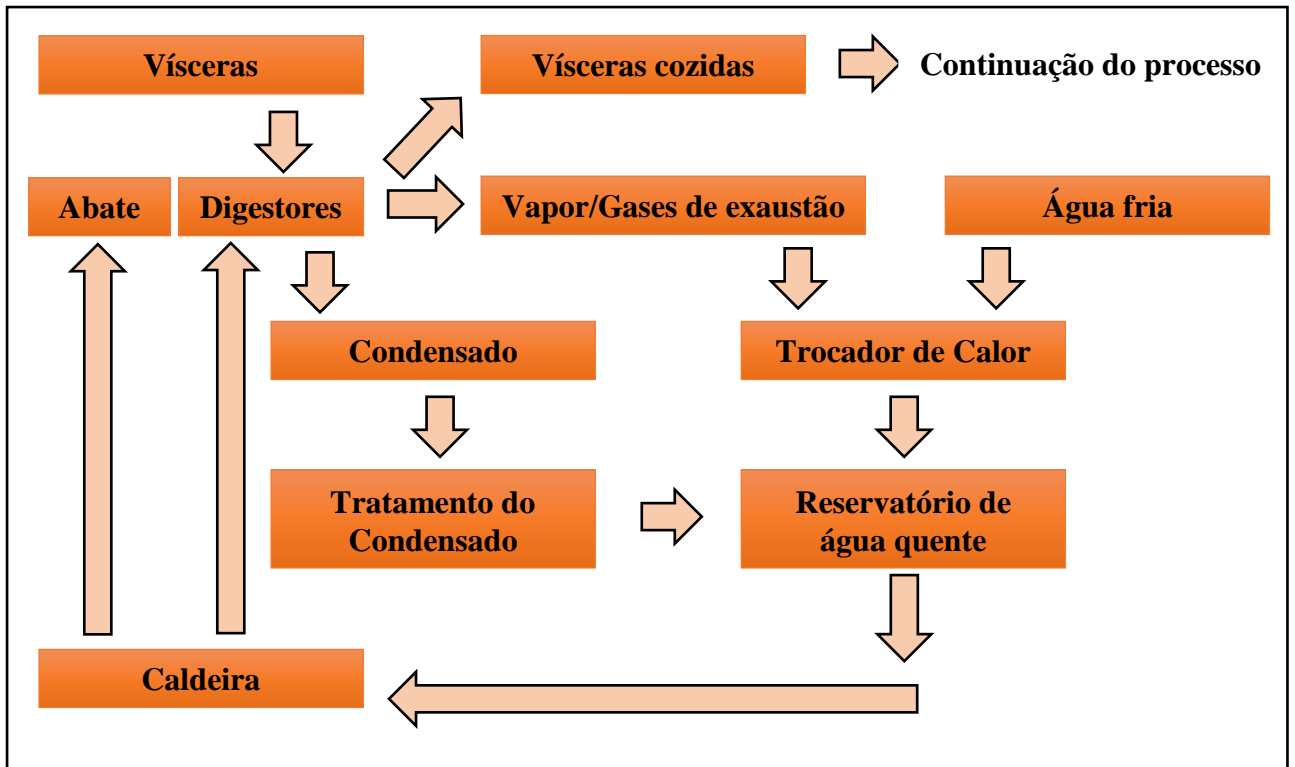


Figura 14 - Fluxograma do sistema proposto para aproveitamento do calor perdido. (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

4. METODOLOGIA

A metodologia empregada neste trabalho constituiu de sete etapas:

- Balanço térmico da caldeira;
- Produção de gases/vapor de exaustão nos digestores;
- Retorno de condensado;
- Análise térmica do trocador de calor;
- Equilíbrio térmico da água pré-aquecida;
- Ganhos com o aproveitamento de gases/vapor de exaustão e com o retorno de condensado;
- Viabilidade do projeto.

4.1. Balanço térmico da caldeira

Toda a análise energética é fundamental para garantir um bom controle do equipamento e melhor aproveitamento da energia liberada pelo processo de combustão. Uma avaliação completa da energia envolvida no processo deve considerar todo o calor gerado no interior da fornalha, calor associado aos fluxos de massa, a ocorrência de combustão parcial e calor perdido para o meio ambiente por condução, convecção ou radiação (MENEHINI; PROINELLI; PINTRO, 2015).

A caldeira é uma máquina térmica, e, como tal, obedece às leis fundamentais da termodinâmica. A quantidade de energia introduzida na caldeira com o combustível e o comburente, é igual à soma da energia utilizada e das perdas de energia.

$$Q_{disponível} = Q_{útil} + \sum Perdas$$
$$Q_{entra} = Q_{sai} \quad (\text{Eq. 1})$$

Onde:

$Q_{disponível}$ = Energia disponível, em W;

$Q_{útil}$ = Energia disponível útil, em W.

4.1.1. Energia disponível e energia útil

➤ Energia Disponível

A energia disponível, devido a queima do combustível na caldeira, é determinada pela fórmula geral:

$$Q_{disponível} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI \quad (\text{Eq. 2})$$

Onde o consumo de combustível, (\dot{m}_{cb}), é dado em kg/s e o Poder Calorífico Inferior (PCI) é dado em kJ/kg. O PCI foi calculado no item 7.1, onde foi obtido da Tabela I em anexo e convertida.

➤ Energia Útil

A energia útil representa aquela parcela realmente absorvida pela água no interior do equipamento, sendo calculada com base na energia absorvida.

A energia útil pode ser computada pela equação:

$$Q_{útil} = \dot{m}_v \cdot (h_{vapor} - h_{água}) \quad (\text{Eq. 3})$$

Onde \dot{m}_v é o fluxo de vapor que sai da caldeira, em kg/s, e h_{vapor} e $h_{água}$ são as entalpias do vapor e da água em suas temperaturas momentâneas, determinados pela Tabela I em anexo ao fim do trabalho.

4.1.2. Rendimento da caldeira

O rendimento térmico representa a energia realmente aproveitada do total de energia investida no equipamento e pode ser referenciada a energia disponível e a energia fornecida. De acordo com a energia total disponível, e a energia total fornecida, foi utilizado o método direto para a determinação do rendimento da caldeira.

$$\eta_{calda}(\%) = 100 \cdot \left(\frac{Q_{útil}}{Q_{disponível}} \right) \quad (\text{Eq. 4})$$

Este método somente é empregado em instalações de caldeira em operação, não sendo aplicável ao projeto de novas instalações. Ele só é recomendável no cálculo do balanço térmico de pequenas caldeiras, e particularmente nas que são operadas intermitentemente (PROCEL, ELETROBRÁS, 2005).

4.1.3. Taxa de evaporação da caldeira

Este método, a taxa de evaporação (m_v) representa a quantidade de vapor gerado por unidade de massa combustível queimado, em $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{comb}}$, e se dá pela equação:

$$m_v = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{cb}} \quad (\text{Eq. 5})$$

Onde \dot{m}_v é o fluxo de vapor que sai da caldeira, em kg/s, para ser utilizado do processo, e é dividido pelo consumo de combustível (\dot{m}_{cb}), em kg/s.

4.2. Produção de gases/vapor de exaustão nos digestores

O processamento da farinha de origem animal, em geral, consiste em retirar dos excessos de água, picar e/ou triturar os resíduos não comestíveis do abate, cocção com ou sem pressão em digestores, com variação de tempo. A gordura deve ser drenada, prensada ou centrifugada e o resíduo sólido moído na forma de farinha com especificações de granulometria variáveis (MATIAS et al., 2012).

Em parte do processo de fabricação das farinhas nos digestores, gases e vapores em elevadas temperaturas são gerados no a partir do cozimento dos resíduos. Mais de 90% dos vapores exalados são constituídos de água acrescida de gases incondensáveis.

Como principal fonte de energia deste trabalho, é essencial obter a quantidade de gás/vapor que será gerado no processo. Segundo informações do centro de qualidade da indústria, o frango de abate possui em média 30,0% do seu peso total, de vísceras e miúdos rejeitados. O peso médio de cada frango inteiro é em torno de 2,75 kg.

$$m_{\text{visc}}(\text{kg}) = n_{fr} \cdot m_{fr} \cdot 0,30 \quad (\text{Eq. 7})$$

Onde:

n_{fr} = Unidades de frango que serão abatidos;

m_{fr} = Peso médio de uma unidade de frango de abate, em kg.

As vísceras inseridas em um digestor, por batelada, possuem umidade de 65%, e ao final do processo as mesmas, após serem cozidas e fritas, saem do equipamento com umidade em torno de 5%. Assim pode se determinar a quantidade de água expelida no processo a partir da seguinte equação:

$$m_{gás/vapor}(kg) = m_{visc_{bat}} \cdot \left(1 - \frac{1-0,65}{1-0,05}\right) \quad (\text{Eq. 8})$$

Onde:

$m_{visc_{bat}}$ = Quantidade, em kg, de vísceras por batelada.

Sabendo que cada batelada possui uma duração, em média, de 60 minutos, é possível determinar a vazão de gás/vapor para um Digestor.

$$\dot{m}_{gás/vapor} (kg/h) = m_{gás/vapor} / 1h \quad (\text{Eq. 9})$$

Deve-se tomar o cuidado com o valor encontrado para vazão de gás/vapor, onde não foi levada em conta a mudança de estado. O volume por uma dada massa depende da sua pressão e temperatura. A uma pressão atmosférica, e com temperatura média de 110 °C, 1 kg de vapor ocupa cerca de 1,236 m³/kg.

Assim a vazão real do gás/vapor, em m³/s, é determinada da maneira a seguir:

$$\dot{V}_{gás/vapor_{média}} (m^3/s) = (\dot{m}_{gás/vapor} \cdot 1,236) / 3600 \quad (\text{Eq. 10})$$

No total são oito digestores, durante as operações as vazões podem ser maiores ou menores devido a picos da evaporação e como também baixas, devido ao carregamento de algum digestor em determinado momento.

$$\dot{V}_{gás/vapor_{real}} (m^3/s) = 8 \cdot \dot{V}_{gás/vapor_{média}} \quad (\text{Eq. 11})$$

4.3. Retorno do condensado

O retorno do condensado quente para caldeira faz sentido por diversas razões. Quanto mais condensado retorna, menor será o custo de abastecimento e de tratamento da água, menor o consumo de combustível, de água e de produtos químicos e quanto menos condensado for descarregado no sistema de esgoto, menor será o custo de sua eliminação. O retorno do condensado de elevada pureza reduz também as perdas de energia, devido à descarga de fundo da caldeira. Economias significativas do combustível ocorrem porque o condensado retornado está relativamente quente (55°C a 100°C), reduzindo a quantidade da água fria de alimentação (20°C a 30°C) que deve ser aquecida (PROCEL, ELETROBRÁS, 2005).

Quando 1 kg de vapor condensa completamente, 1 kg de condensado é formado na mesma pressão e temperatura. Um sistema de vapor eficiente reutilizará este condensado. O vapor saturado usado para aquecimento fornece calor latente, que é uma grande parte do calor total contido no vapor. O restante de calor no vapor permanece no condensado como calor sensível (PROCEL, ELETROBRÁS, 2005).

Cada quilograma de condensado não retornado para o tanque de alimentação da caldeira deve ser repostado, aproximadamente, por 1 kg água fria (25°C), que deve ser aquecida para a temperatura do condensado (90°C), ($\Delta T = 65^\circ\text{C}$).

4.3.1. Produção do condensado

Considerando que a massa de vapor produzido é igual à massa de condensado gerado, pode se dizer que o consumo de combustível por dia de produção é determinado pela equação:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{vb} \cdot n_{bateladas/dia} \quad (\text{Eq. 12})$$

Onde:

\dot{m}_{vb} = Fluxo de vapor por batelada (kg/batelada);

$n_{bateladas/dia}$ = Números de bateladas por dia;

4.3.2. Custo da água de alimentação consumida

A água na indústria em estudo, não possui preço por volume. A água usada nos processos e para consumo diário originam de poços existentes na planta e não da rede de abastecimento da cidade. A quantidade total de água necessária em um dia para repor o condensado não retornado é:

$$\dot{V}_{cond} = n_{bateladas/dia} \cdot \dot{m}_{ac} \quad (\text{Eq. 13})$$

Sabendo que se encontram quatro bombas de 75cv (aproximadamente 56 kW), uma para cada poço, e o consumo total de água da indústria é cerca de 4.800 m³/dia, temos a equação abaixo para determinar o custo por m³ de água da indústria.

$$Valor_{\acute{a}gua} (R\$/m^3) = \frac{Valor_{energia} \cdot n_h / dia \cdot (4 \cdot P_{bomba})}{\dot{V}_{total\ ind}} \quad (\text{Eq. 14})$$

Assim para o custo diário da água utilizada no processo de digestão será:

$$Custo_{\acute{a}gua} = \dot{V}_{cond} \cdot Valor_{\acute{a}gua} \quad (\text{Eq. 15})$$

4.4. Análise térmica do trocador de calor

Para que fosse atendida a necessidade do sistema, primeiramente foi necessário determinar o tipo de trocador de calor que deveria ser utilizado para realizar a troca térmica. Para o sistema estudado o trocador de calor escolhido foi o casco tubo.

4.4.1. Necessidade do Sistema

O primeiro critério para o projeto de um trocador de calor é que ele deve atender as necessidades do processo.

Em problemas de trocadores de calor, podemos nos deparar com duas linhas de projeto, a de dimensionamento (elaboração de um novo projeto) ou a de avaliação de um trocador já existente (análise de desempenho).

Nos problemas de dimensionamento, onde se encontra a situação deste trabalho, a área da superfície de troca de calor e as dimensões do trocador de calor serão determi-

nadas. As variáveis de entrada para um problema de dimensionamento são: vazão dos fluidos, temperaturas de entrada e uma temperatura de saída, geometria da superfície, limitações de perda de carga e propriedades termofísicas dos fluidos e materiais.

Foi determinado que, para poder obter resultados significativos, a temperatura de saída do trocador de calor, da água aquecida, deve ser em torno de 70°C. Desta forma foi necessário dimensionar um trocador casco tubo para tender esta necessidade.

Para isso, alguns passos devem ser tomados, o método da média logarítmicas das diferenças de temperatura para trocadores de calor com múltiplos passes e com escoamento cruzado (INCROPERA et al., 2008, p. 428) foi utilizado como base para o estudo.

A seguir será demonstrado cada importante informações e coeficientes que devem ser determinados.

4.4.2. Propriedades termofísicas do fluido

As propriedades termofísicas dos fluidos foram obtidas baseadas na média entre as temperaturas de entrada e saída dos mesmos, tanto para o fluido quente como para o fluido mais frio. As propriedades necessárias são:

- Temperatura de entrada (°C);
- Temperatura de saída (°C);
- Temperatura média (°C);
- Calor específico (J/kg.K);
- Massa específica (kg/m³);
- Viscosidade cinemática (N.s/m);
- Condutividade térmica (W/m.K);
- Número de Prandtl;

4.4.3. Capacidade térmica dos fluidos (C_q e C_f)

Capacidade térmica do fluido quente, em W/K:

$$C_q = \dot{m}_q \cdot c_{p_q} \quad (\text{Eq. 16})$$

$$C_q = \dot{V}_q \cdot \rho_q \cdot c_{p_q} \quad (\text{Eq. 17})$$

Onde,

\dot{m}_q = Vazão mássica do fluido quente (kg/s);

c_{p_q} = Calor específico do fluido quente (J/kg.K);

\dot{V}_q = Vazão volumétrica do fluido quente (m^3/s);

ρ_q = massa específica do fluido quente (kg/m^3).

Capacidade térmica do fluido quente, em W/K:

$$C_q = \dot{m}_q \cdot c_{p_q} \quad (\text{Eq. 18})$$

$$C_q = \dot{V}_q \cdot \rho_q \cdot c_{p_q} \quad (\text{Eq. 19})$$

Onde,

\dot{m}_f = Vazão mássica do fluido frio (kg/s);

c_{p_f} = Calor específico do fluido frio (J/kg.K);

\dot{V}_f = Vazão volumétrica do fluido frio (m^3/s);

ρ_f = massa específica do fluido frio (kg/m^3).

4.4.4. Taxa de transferência de calor (q)

Utilizando o balanço de energia simplificada, as Equações 20 e 21 fornece a taxa de transferência de calor que deve ser efetivada, em W.

$$q = c_q \cdot (T_{q_e} - T_{q_s}) \quad (\text{Eq. 20})$$

ou

$$q = c_f \cdot (T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (\text{Eq. 21})$$

Onde,

T_{q_e} = Temperatura de entrada do fluido quente ($^{\circ}C$);

T_{q_s} = Temperatura de saída do fluido quente ($^{\circ}C$).

T_{f_e} = Temperatura de entrada do fluido quente ($^{\circ}C$);

T_{f_s} = Temperatura de saída do fluido quente ($^{\circ}C$).

4.4.5. Fluxo do vapor (Entre o casco e os tubos)

- Área do fluxo de vapor, em m².

$$A_{fv} = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) - \left[N_t \cdot n_p \left(\frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \right) \right] \quad (\text{Eq. 22})$$

Onde,

D_c = Diâmetro do Casco (m);

N_t = Número de tubos;

n_p = Número de passes de cada tubo;

D_e = Diâmetro externo do tubo (m);

- Velocidade do vapor, em m/s.

$$V = \frac{\dot{V}}{A_{fv}} \quad (\text{Eq. 23})$$

Onde,

\dot{V} = Vazão volumétrica do vapor (m³/s);

- Velocidade Máxima do Vapor no interior da matriz, em m/s.

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D_e} \cdot V \quad (\text{Eq. 24})$$

Onde,

S_t = Passos transversal (m);

D_e = Diâmetro externo do tubo (m);

4.4.6. Escoamento externo

A transferência de calor em uma matriz (ou feixe) de tubos em um escoamento cruzado é relevante em inúmeras aplicações industriais. O arranjo geométrico é mostrado esquematicamente na Figura 15.

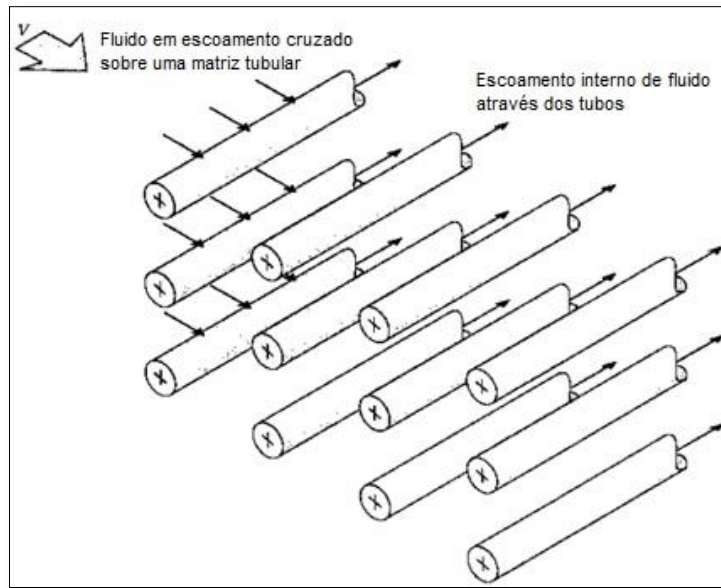


Figura 15 – Esboço de uma matriz tubular em escoamento cruzado. (Fonte: INCROPERA et al., 2008).

Tipicamente, um fluido, a uma temperatura diferente, escoar no interior dos tubos. Nesta secção estamos especificamente interessados na transferência de calor por convecção associada ao escoamento cruzado sobre os tubos.

O coeficiente de transferência de calor associado a um tubo é determinado pela sua posição na matriz (Figura 16).

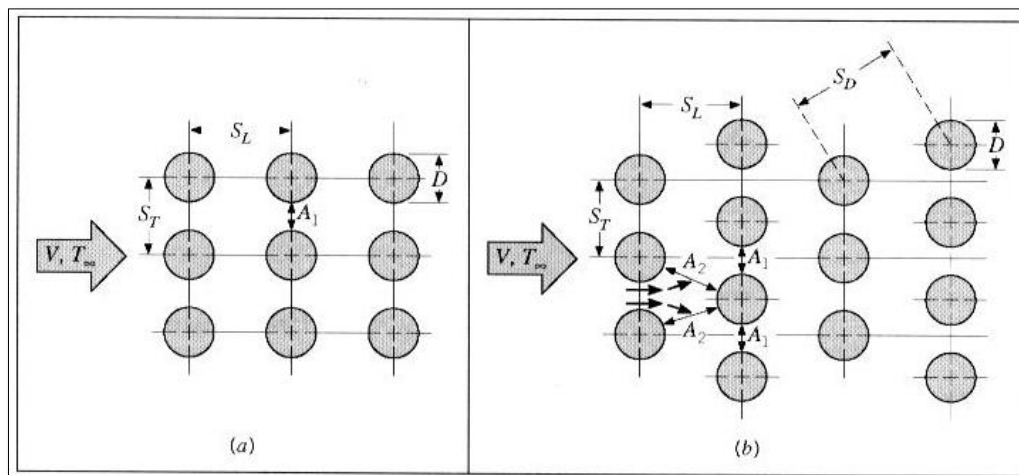


Figura 16 – Arranjo dos tubos em uma matriz tubular. (a) Alinhado. (b) Alternados. (Fonte: INCROPERA et al., 2008).

O coeficiente em um tubo na primeira coluna é aproximadamente igual àquele em um único tubo em escoamento cruzado, enquanto coeficientes de transferência de calor maiores estão associados aos tubos localizados nas colunas internas. Localizados nas primeiras colunas atuam como uma malha geradora de turbulência, que aumenta o

coeficiente de transferência de calor nos tubos localizados nas colunas seguintes. Na maioria das configurações, contudo, as condições de transferência de calor se estabilizam, de tal modo que ocorre apenas uma pequena mudança no coeficiente de transferência de calor nos tubos que se encontram além da quarta ou quinta coluna (INCROPERA et al., 2008).

Para conhecer o coeficiente de transferência de calor médio para a totalidade da matriz tubular, temos que:

➤ Número de Reynolds.

$$Re_D \equiv \frac{\rho_e \cdot V_{m\acute{a}x} \cdot D_e}{\mu_e} \quad (\text{Eq. 25})$$

Onde,

ρ_e = Densidade do fluido que escoia externo aos tubos (kg/m³);

μ_e = Viscosidade cinemática do fluido que escoia externo aos tubos (N.s/m);

➤ Número de Nusselt.

Geralmente deseja-se conhecer o coeficiente de transferência de calor médio para a totalidade da matriz tubular. Para o escoamento de fluidos através de matrizes de tubos compostas por 10 ou mais colunas, obtém-se uma correlação na forma

$$\overline{Nu}_D = 1,13C_1 \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{Eq. 26})$$

onde C_1 e m estão listados na Tabela 1 (INCROPERA et al., 2008, p. 273).

Sendo que,

Pr = Número de Prandtl;

Tabela 1 - Constantes da Equação 23 para o escoamento de fluido sobre uma matriz tubular de 10 ou mais colunas.

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alinhada								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternada								
0,600	—	—	—	—	—	—	0,213	0,636
0,900	—	—	—	—	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000	—	—	0,497	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

(Fonte: INCROPERA et al., 2008).

- Coeficiente de transferência de calor externo (h_e), em W/m².K.

$$h_e = Nu_D \cdot \frac{k_e}{D_e} \quad (\text{Eq. 27})$$

Onde,

k_e = Condutividade térmica do fluido que escoava externo aos tubos (W/m.K);

4.4.7. Fluxo da água (Interno aos tubos)

- Área do fluxo de água, em m².

$$A_{fa} = \left(\frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \right) \quad (\text{Eq. 28})$$

Onde,

D_i = Diâmetro interno dos tubos (m);

4.4.8. Escoamento interno

Ao lidar com escoamentos internos, é importante ter conhecimento da extensão da região de entrada, que depende se o escoamento é laminar ou turbulento. Para isso se calcula o número de Reynolds em tubo circular.

- Número de Reynolds.

$$Re_D \equiv \frac{4 \cdot \dot{m}_i}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_i} \quad (\text{Eq. 29})$$

Onde,

\dot{m}_i = Vazão mássica do fluido interno aos tubos (kg/s);

μ_i = Viscosidade cinemática do fluido que escoar internamente aos tubos (N.s/m);

Se $Re_D \geq 2300$ o escoamento é turbulento.

Se $Re_D < 2300$ o escoamento é laminar.

- Número de Nusselt.

Em tubo circular caracterizado por um fluxo térmico na superfície uniforme (q_s'') e condições de escoamento laminar e plenamente desenvolvido, o número de Nusselt é uma constante, independentemente do valor de Reynolds e Prandtl (INCROPERA et al., 2008).

$$Nu_D \equiv \frac{h \cdot D_i}{k_i} = 4,36 \quad q_s'' = \text{constante} \quad (\text{Eq. 30})$$

Onde,

D_i = Diâmetro interno dos tubos (m);

k_i = Condutividade térmica do fluido que escoar internamente aos tubos (W/m.K);

- Coeficiente de transferência de calor interno (h_i), em W/m².K.

$$h_i = Nu_D \cdot \frac{k_i}{D_i} \quad (\text{Eq. 31})$$

4.4.9. Coeficiente global de transferência de calor (U)

O coeficiente de transferência térmica global leva em conta os coeficientes de transferências térmicas individuais de cada corrente e a resistência do material do tubo. Pode ser calculado como o recíproco da soma de uma série de resistências térmicas.

O coeficiente de transferência de calor é o calor transferido por unidade de área por Kelvin ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$). Então área é incluída na equação como representando a área sobre a qual a transferência de calor ocorre. As áreas de cada fluxo irão ser diferentes como representam a área de contato com o fluido de cada lado.

Para determinar este coeficiente, tem-se:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{k_t}} \quad (\text{Eq. 32})$$

4.4.10. Áreas de contato do tubo circular

- Área de contato externa, em m^2 .

$$A_{ce} = \pi \cdot D_e \cdot L \cdot N_t \cdot n_p \quad (\text{Eq. 33})$$

- Área de contato interna, em m^2 .

$$A_{ci} = \pi \cdot D_i \cdot L \cdot N_t \cdot n_p \quad (\text{Eq. 34})$$

Onde,

D_e = Diâmetro externo dos tubos (m);

D_i = Diâmetro interno dos tubos (m);

L = Comprimento do tubo (m);

N_t = Número de tubos;

n_p = Número de passes de cada tubo;

4.4.11. Taxa de transferência de calor em escoamento contracorrente pelo método média log das diferenças de temperatura

Para trocadores de calor com escoamento contracorrente tem-se que para a taxa de transferência de calor, a diferença de temperatura média apropriada é uma média logarítmica (média log) das diferenças de temperaturas, ΔT_{ml} (INCROPERA et al., 2008). Consequentemente, pode-se escrever:

$$q = U.A.\Delta T_{ml} \quad (\text{Eq. 35})$$

Na hipótese de escoamento contracorrente, a forma apropriada para ΔT_{ml} é obtida aplicando-se um fator de correção ao valor de $\Delta T_{ml_{cc}}$.

$$\Delta T_{ml_{cc}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln[(\Delta T_2 / \Delta T_1)]} \quad (\text{Eq. 36})$$

$$\Delta T_{ml_{cc}} = \frac{(T_s - t_e) - (T_e - t_s)}{\ln[(T_s - t_e) / (T_e - t_s)]} \quad (\text{Eq. 37})$$

Foram desenvolvidas expressões algébricas para o fator de correção F para diversas configurações de trocadores de calor casco e tubos e trocadores de calor com escoamento cruzado, e suas previsões podem ser representadas graficamente. Alguns resultados para configurações usuais do trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e qualquer múltiplo de dois, são mostrados na Figura 17. A notação (T, t) é usada para especificar as temperaturas dos fluidos, estando a variável t sempre associada ao fluido que escoar no interior dos tubos. Com essa convenção, não importa qual fluido, se o quente ou o frio, escoar através do casco ou dos tubos. Uma implicação importante das Figuras 17 é que, se a variação de temperatura em um dos fluidos for desprezível, P ou R será igual a zero e F será igual a 1. Assim, o comportamento do trocador de calor é independente de sua configuração específica. Tal seria o caso se um dos fluidos mudasse de fase.

Para determinar o fator F são utilizadas as expressões algébricas se encontram no próprio gráfico.

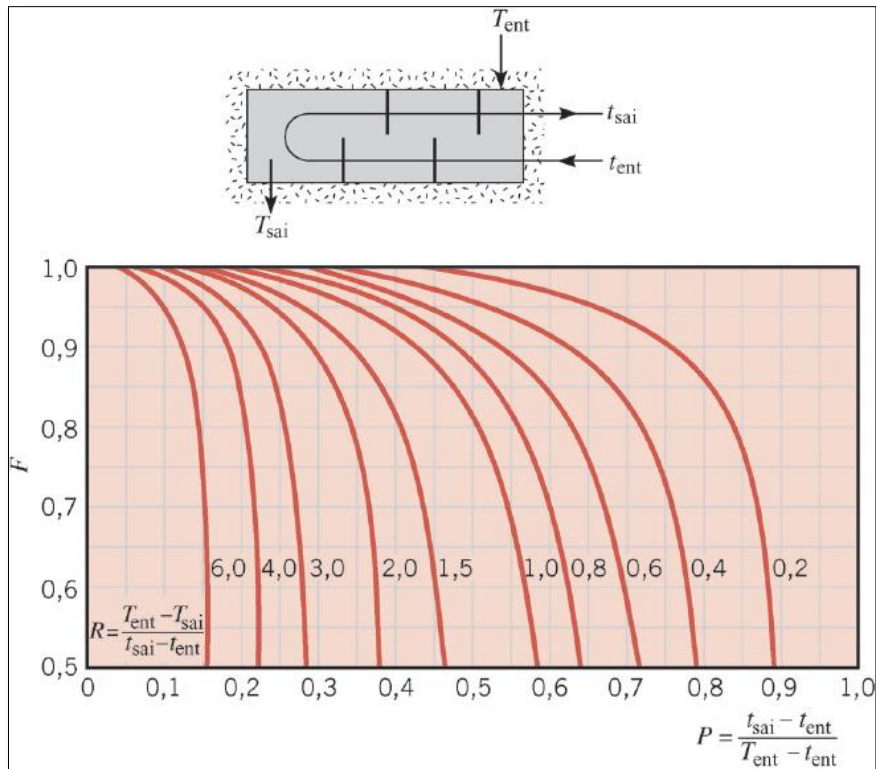


Figura 17 – Fator de correção para um trocador de calor casco e tubos com um passe no casco e qualquer múltiplo de dois (dois, quatro etc.) passes nos tubos. (Fonte: INCROPERA et al., 2008).

Assim tem-se que:

$$q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{mlcc} \quad (\text{Eq. 38})$$

4.5. Equilíbrio térmico da água pré-aquecida

Aderindo o estudo físico do equilíbrio térmico, é possível determinar a temperatura final da água após o encontro da água aquecida por troca térmica no trocador de calor com a água do retorno de condensado, onde serão unidos em um reservatório isolado para abastecimento da caldeira. Para calcular a quantidade de calor trocado deve-se usar a equação fundamental da calorimetria:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 39})$$

Onde,

m = massa da água, em kg;

c_p = calor específico da água, que é 1 cal/g °C;

ΔT = variação de temperatura, em °C.

Desta forma, temos que para o equilíbrio térmico:

$$Q_{\text{água do trocador}} + Q_{\text{condensado}} = 0 \quad (\text{Eq. 40})$$

$$c_{at} \cdot \dot{m}_{at} \cdot \Delta T_{at} + c_c \cdot \dot{m}_c \cdot \Delta T_c = 0 \quad (\text{Eq. 41})$$

$$c_{at} \cdot \dot{m}_{at} \cdot (T - T_{at}) + c_c \cdot \dot{m}_c \cdot (T - T_c) = 0 \quad (\text{Eq. 42})$$

Onde,

c_{at} = calor específico da água do trocador, que é 1 cal/g °C;

\dot{m}_{at} = massa do fluido do trocador de calor entrando no tanque, em g/h;

T_{at} = temperatura final da água que sai do trocador de calor, em °C;

c_c = calor específico da água o condensado, que é 1 cal/g °C;

\dot{m}_c = massa do fluido do retorno do condensado entrando no tanque, em g/h;

T_c = temperatura final da água que sai do trocador de calor, em °C;

T = temperatura de equilíbrio térmico entre os dois fluidos, em °C.

4.6. Ganhos com o aproveitamento de gases/vapor de exaustão e com o retorno de condensado

Sabe-se que, após a transferência de calor do gás/vapor para a água no trocador de calor, e encontrado com o retorno do condensado no reservatório de abastecimento de água da caldeira, e ocorrido o equilíbrio térmico, uma temperatura do fluido é estabelecida.

Assim, como objetivo deste trabalho, é necessário determinar o consumo de combustível para a nova entrada de água na caldeira.

Para isso, foi utilizado o seguinte estudo:

1º - O calor sensível, em kcal, que é o calor necessário para elevar a massa de água a 100°C, e tem-se a Equação 39, utilizada no item 4.5, para determiná-lo.

$$Q_{\text{sensível}_{liq}} = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Onde,

m = massa da água, em kg;

c_p = calor específico da água, que é 1 cal/g °C;

ΔT = variação de temperatura, em °C.

2° - O calor latente, em kcal, que é o calor necessário para transformar a massa de água em vapor, e tem-se a Equação 43 para determiná-lo.

$$Q_{latente} = m \cdot h_{fg} \quad (\text{Eq. 43})$$

Onde,

h_{fg} = calor latente de vaporização da água, que é 539 cal/g;

3° - O calor da vaporização, em kcal, que é o calor necessário para elevar a massa de vapor a 170,5 °C, e tem-se a Equação 44 para determiná-lo.

$$Q_{sensivel_{vap}} = m \cdot c_v \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 44})$$

Onde,

c_v = calor específico do vapor de água, que é 0,5 cal/g °C.

4° - O calor total, em kcal, que é a soma do calor sensível líquido, do calor latente e o do calor sensível do vapor, necessário para elevar a massa de vapor a 170,5 °C, e tem-se a Equação 45 para determiná-lo.

$$Q_{total} = Q_{sensivel_{liq}} + Q_{latente} + Q_{sensivel_{vap}} \quad (\text{Eq. 45})$$

Desta forma o consumo de combustível pode ser determinado pelo PCI do combustível utilizado na indústria. Aplicando na equação abaixo é possível chegar ao resultado desejado:

$$C_{comb.novo} = \frac{Q_{total}}{PCI} \quad (\text{Eq. 46})$$

4.7. Viabilidade do projeto

A avaliação de projetos de investimentos comumente envolve um conjunto de técnicas que buscam determinar sua viabilidade econômica e financeira, considerando uma determinada Taxa Mínima de Atratividade. Desta forma, normalmente esses parâmetros são medidos pelo *payback* (prazo de retorno do investimento inicial), pela TIR (Taxa Interna de Retorno) e/ou pelo VPL (Valor Presente Líquido) (DE SOUZA, 2004).

4.7.1. Payback

Payback, ou prazo de recuperação do investimento, é uma das técnicas de análise de investimento mais utilizadas. Esta técnica calcula o período (prazo) que o investidor irá precisar para recuperar o capital investido. Nesse sentido, o *payback* permeia desde o ciclo de vida do projeto até o ciclo de vida do produto. Talvez por este motivo seja dita como uma metodologia apropriada para projetos com risco elevado.

Sob o ponto de vista do *payback*, o projeto é considerado viável quando o prazo encontrado como resultado do cálculo for menor que o prazo desejado para a recuperação do investimento.

O cálculo para determinar o período de *payback* é realizado pela equação:

$$\text{Payback (anos)} = \frac{\text{Valor do investimento}}{\text{Valor da receita esperada}} \quad (\text{Eq. 47})$$

4.7.2. Valor Presente Líquido (VPL)

O VPL é obtido descontando o fluxo de caixa a uma taxa especificada, trazendo, dessa forma, todos os valores para a situação inicial – a um valor presente líquido. Essa taxa especificada normalmente corresponde a uma de retorno mínimo que deve ser obtido por um projeto. A equação utilizada para a determinação do VPL é:

$$VPL = - \text{Valor do investimento} + \frac{\text{Valor do 1º ano}}{(1+i_1)^1} + \frac{\text{Valor do 2º ano}}{(1+i_2)^2} \dots \quad (\text{Eq. 48})$$

Sob o ponto de vista do VPL, o projeto é considerado viável quando o resultado do cálculo for maior do que zero, pois isso quer dizer que o projeto dará um retorno maior do que a taxa especificada.

4.7.3. Taxa interna de retorno (TIR)

A Taxa Interna de Retorno tem foco na variável taxa, enquanto o *payback* simples tem na variável tempo e o VPL no valor do fluxo de caixa em uma data base. O cálculo da TIR (i_n) envolve calcular a taxa de juros que tornaria nulo o VPL.

$$VPL = - Valor do investimento + \frac{Valor do 1^o ano}{(1+i_1)^1} + \frac{Valor do 2^o ano}{(1+i_2)^2} \dots \quad (Eq. 49)$$

A TIR é um número obtido internamente no projeto a partir dos fluxos de caixa esperados, e tem que ser maior do que a taxa de remuneração recebida pela aplicação do valor do orçamento do projeto em outra aplicação.

- Se a TIR for maior do que a taxa de remuneração de mercado, o projeto é viável.
- Se a TIR for igual a taxa de juros de mercado, o projeto é indiferente, pois a rentabilidade é nula.
- Se a TIR for menor do que a taxa de juros de mercado, o projeto é inviável.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES DO PROJETO

O projeto será instalado numa indústria frigorífica de abate de frangos, localizada no distrito industrial de Dourados, Mato Grosso do Sul. O sistema dimensionado e instalado terá por objetivo reduzir o consumo de combustível utilizado para aquecer a água em uma caldeira flamotubular, como também os gastos e consumo de água de abastecimento da caldeira. O dimensionamento foi realizado com dados baseados na média da produção diária da indústria.

5.1. Dados do processo e informações necessárias

Para dimensionar o projeto do sistema, a obtenção de algumas informações do processo de produção e de consumo foi necessária.

Os dados são exclusivamente da produção e consumo do processamento de digestão das vísceras e miúdos, excluindo o consumo de vapor para outros processos da indústria. Na tabela 2 são apresentadas tais informações citadas.

Tabela 2 – Dados e informações do processo, de produção e de consumo.

Descrição	Símbolo	Valor	Unidade
Aves abatidas por dia	$Qtde_{fa}$	320.000	aves/dia
Quantidade de vísceras por batelada	$vísceras_{batelada}$	3.500	kg/batelada
Quantidade de digestores de vísceras	-	8,0	unidades
Tempo de duração de cada batelada	-	60	min
Temperatura do cozimento das vísceras	$T_{cozimento}$	120	°C
Pressão interna do digestor	P_{dig}	5,0	kgf/cm ²
Temp. do gás/vapor de exaustão	T_{qe}	120	°C
Consumo de vapor por batelada	\dot{m}_{vb}	1.900	kg/batelada
Consumo de combustível / kg de vapor ¹	-	0,0006	m ³ /kg
Temp. atual da água de entrada da caldeira	T_{fe}	25	°C
Pressão interna da caldeira	P_{cald}	8,0	kgf/cm ²
Temp. da água de saída da caldeira ²	T_{cs}	170,5	°C
Vazão da água fria de entrada da caldeira ³	\dot{V}_f	$3,12 \cdot 10^{-3}$	m ³ /s
Valor do combustível (Lenha de Eucalipto) ⁴	-	58,0	R\$/m ³
Consumo de vapor total na indústria	$Consumo_{vapind}$	250	ton
Consumo de água total na indústria	$Consumo_{industria}$	4800	m ³ /dia
PCI da lenha de eucalipto (umidade 40%) ⁵	PCI	10.040	kJ/kg
Quantidade de dias de produção por mês	$n_{dia/mês}$	22	dias/mês
Quantidade de horas de produção por dia	$n_{h/dia}$	20	horas/dia
Valor da energia contratada	$Valor_{energia}$	0,32	R\$/kWh

¹ Consumo informado pelo centro de controle de utilidades da Indústria. Consumo médio de combustível (lenha) na caldeira é de 1m³ para produzir 1,5 ton de vapor.

² Valor determinado a partir da pressão interna da caldeira (8,0 kgf/cm²), com a utilização da tabela de vapor saturado.

³ Valor de vazão informada para a produção de vapor na caldeira, para a utilização em diversos processos da unidade e para os oito digestores.

⁴ 1m³ de lenha de eucalipto com casca, ou 1,43 st (metro estéreo), equivalem a 0,500 toneladas (ENVALMA, 2014).

⁵ PCI é fornecido da Tabela II em anexo e convertido para kJ/kg.

5.1.1. Resultado do balanço térmico da caldeira

As caldeiras existentes na indústria são duas flamotubulares, Sermatec MZL 10.2 (Figura 18) e ATA 25LC (Figura 19), abastecidas com lenhas de eucalipto.

As saídas do vapor das caldeiras saem separadamente, onde a Sermatec fornece vapor para os oito digestores de vísceras e para o abate, enquanto a ATA fornece vapor para os demais processos de produção de farinha, isso porque a caldeira ATA (Figura 19) possui uma menor capacidade que a Sermatec (Figura 18), servindo de complemento.



Figura 18 – Caldeira Flamotubular Sermatec MZL 10.2 (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).



Figura 19 – Caldeira Flamotubular ATA 25LC (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

Segundo dados coletados diariamente pelos operadores de utilidades, o consumo de vapor se encontra em torno de 270 toneladas de vapor por dia. Assim, o consumo de água utilizado para a produção de vapor é de aproximadamente 270 m³/dia.

A divisão considerada de consumo de vapor na indústria é de 30% do vapor designado a processos do abate e o restante, 70%, é encaminhado para a produção de farinha na FFG.

- 30% - Processos do Abate:
 - 81 toneladas de vapor/dia;
- 70% - Fabrica de Farinha e Gordura (FFG):
 - Para oito digestores (76 bateladas) = 144,4 toneladas/dia;
 - Outros processos da FFG = 44,6 toneladas/dia;

Assim, visando a utilização somente da Sermatec, tem-se que para os oito digestores e para o abate de frangos, o consumo de vapor se encontra em torno de 225,4 toneladas por dia.

Baseado nos critérios apresentados no capítulo anterior, o primeiro passo tomado deve ser verificar a energia disponível que a caldeira fornece e a energia útil, que é a energia aproveitada no processo.

A vazão de vapor utilizada no processo de cozimento das vísceras é de 1900 kg/batelada. Cada batelada possui a duração de 60 minutos (3.600 segundos). Então para oito digestores tem-se a vazão de vapor, \dot{m}_v , de 4,22 kg/s.

Para a energia disponível, é utilizado a Equação 2. É necessário conhecer o consumo de combustível (lenha de eucalipto), \dot{m}_{cb} , para produzir a quantidade de vapor necessária para ser utilizada em 8 digestores.

Verificou-se que cada 1 m³ de lenha possui uma massa de cerca de 500 kg. Utilizando o valor do m³ de consumo de combustível para se produzir 1 kg de vapor (Tabela 2, é possível constar que para cada kg de vapor é utilizado 0,30 kg de lenha de eucalipto, ou seja, para a vazão de vapor necessária para os 8 digestores temos que a \dot{m}_{cb} é igual a 1,27 kg/s. Assim:

$$Q_{disponível} = \dot{m}_{cb} \cdot PCI$$

$$Q_{disponível} = 1,27 \text{ kg/s} \cdot 10040 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{disponível} = 12.750,8 \text{ kJ/s}$$

Para determinar a energia útil, a Equação 3 foi utilizada. Nesta equação faz se necessário conhecer a entalpia do vapor no momento de saída da caldeira, a uma temperatura de 170,5°C (determinada a partir da Tabela de Vapor Saturado para 8 kgf/cm²), e da água na entrada da caldeira, a uma temperatura de cerca de 25°C.

Utilizando a tabela de vapor saturado em anexo e interpolando para as temperaturas apresentadas para cada estado, foi possível obter para o vapor saturado $h_{vapor} = 2576,6 \text{ kJ/kg}$, e para a água $h_{água} = 104,89 \text{ kJ/kg}$. Assim para a energia útil, temos que:

$$Q_{útil} = \dot{m}_v \cdot (h_{vapor} - h_{água})$$

$$Q_{útil} = 4,22 \text{ kg/s} \cdot (2576,6 \text{ kJ/kg} - 104,89 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{útil} = 10.430,6 \text{ kJ/s}$$

A diferença entre a energia disponível e a energia útil ($Q_{disponível} - Q_{útil}$) é devida às perdas de energia, inevitáveis, nos vários elementos da instalação. A perda nestes elementos foi de 2.320,2 kJ/s.

Utilizando o Método Direto, equação 4, calcula-se o rendimento térmico, que representa a energia realmente aproveitada do total de energia investida no equipamento. De acordo com a energia disponível e a energia útil, temos que:

$$\eta_{cald}(\%) = 100 \cdot \left(\frac{Q_{util}}{Q_{disponível}} \right)$$

$$\eta_{cald}(\%) = 100 \cdot \left(\frac{10430,6 \text{ kJ/s}}{12.750,8 \text{ kJ/s}} \right)$$

$$\eta_{cald}(\%) = 81,8\%$$

Considerando a Equação 5, a taxa de evaporação pode ser obtida, onde representa a quantidade de vapor gerado por unidade de massa combustível queimado ($\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{comb.}}$).

$$m_v = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{cb}}$$

$$m_v = \frac{4,22 \text{ kg/s}}{1,27 \text{ kg/s}}$$

$$m_v = 3,3 \text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{comb.}}$$

5.1.2. Resultado da produção de gases/vapor de exaustão nos digestores

O sistema possui um conjunto de tubulação geral e ramais de captação dos gases/vapor, na parte superior de cada um dos 8 digestores de vísceras (Figura 20), construídos em chapa inox AISI 304, com espessura de 2 mm, e flange aparafusado na ponta dos dutos.

Os dutos (Figura 21) são compostos por 8 tubos de subida dos digestores com diâmetro de 540 mm, comprimento de 4.000 mm com uma curva de 90° e um flap manual de regulação de fluxo, um tubo reto com diâmetro de 636 mm e comprimento de 5.000 mm com duas curvas de 90°, um tubo geral reto com diâmetro de 794 mm e comprimento de 12.000 mm com cinco curvas de 90° e uma porta de inspeção, para conduzir gases e vapor até o trocador de calor.



Figura 20 – Duto instalado na parte superior do digestor de vísceras para a captação dos gases/vapor de exaustão (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).



(a)



(b)

Figura 21 – (a) Dutos de exaustão de cada digestor; (b) Duto principal de transporte dos gases/vapor para o trocador de calor (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

Tais gases/vapor de exaustão dependem de alguns passos para obtenção de sua vazão. Primeiramente é utilizada a Equação 7 para determinar a quantidade de resíduos da produção, ou seja, a quantidade de vísceras e miúdos.

$$m_{v\acute{i}sc}(kg) = n_{fr} \cdot m_{fr} \cdot 0,30$$

Como informado no capítulo 5, as vísceras e miúdos rejeitados equivalem a aproximadamente 30% do peso da ave, onde em média possui o peso de 2,75 kg. Na Tabela 1 é possível adquirir a quantidade diária de aves abatidas. Assim, temos que:

$$m_{v\acute{i}sc}(kg) = 32.0000 \text{ unid}/\text{dia} \cdot 2,75 \text{ kg} \cdot 0,30$$

$$m_{v\acute{i}sc}(kg) = 264.000 \text{ kg}/\text{dia}$$

Admitindo que as vísceras e os miúdos possuam umidade de 65%, e ao final do processo as mesmas, após serem cozidas e fritas, saem do equipamento com umidade em torno de 5%. Estas informações nos possibilitam encontrar, utilizando a Equação 8, a quantidade de água expelida no processo como vapor.

$$m_{g\acute{a}s/vapor}(kg) = m_{v\acute{i}sc_{bat}} \cdot \left(1 - \frac{1 - 0,65}{1 - 0,05}\right)$$

Inserindo o valor de vísceras e miúdos por batelada, encontrada no cálculo anterior, a quantidade de vapor produzida por batelada é:

$$m_{g\acute{a}s/vapor}(kg) = 3.500 \text{ kg}/\text{batelada} \cdot \left(1 - \frac{0,35}{0,95}\right)$$

$$m_{g\acute{a}s/vapor}(kg) = 2.210,5 \text{ kg}$$

Sendo que uma batelada possui duração de 60 minutos (uma hora), temos que:

$$\dot{m}_{g\acute{a}s/vapor} (kg/h) = m_{g\acute{a}s/vapor} / 1h$$

$$\dot{m}_{g\acute{a}s/vapor} (Kg/h) = 22.10,5 \text{ kg} / 1 h$$

$$\dot{m}_{g\acute{a}s/vapor} (Kg/h) = 2.210,5 \text{ kg}/h$$

O volume por uma dada massa depende da sua pressão e temperatura. A uma pressão atmosférica, e com temperatura média de exaustão de 110 °C, 1 kg de vapor possui uma massa específica de 1,236 m³/kg, segundo o volume específico do vapor da Tabela III em anexo. Assim para a vazão real do gás/vapor, em m³/s, é:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{gás/vapor_{média}} (m^3/s) &= (Q_{gás/vapor} \cdot 1,42) / 3.600 \\ \dot{V}_{gás/vapor_{média}} (m^3/s) &= (2.210,5 \text{ kg} \cdot 1,236 \text{ m}^3/\text{kg}) / 3.600 \text{ s} \\ \dot{V}_{gás/vapor_{média}} (m^3/s) &= 0,76 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

Então, para todos os oito digestores, a vazão total final, temos que:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{gás/vapor_{real}} (m^3/s) &= 8 \text{ digestores} \cdot 0,76 \text{ m}^3/\text{s} \\ \dot{V}_{gás/vapor_{real}} (m^3/s) &= 6,10 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

Com as informações encontradas é possível determinar também a quantidade de bateladas em média por dia:

$$\begin{aligned}Total_{bateladas} &= Total_{visceras} / Visceras_{batelada} \\ Total_{bateladas} &= (264.000 \text{ kg/dia}) / (3.500 \text{ kg/batelada}) \\ Total_{bateladas} &= 76 \text{ bateladas/dia}\end{aligned}$$

5.1.3. Resultado da produção de condensado e consumo da água

Sabe-se que a quantidade de condensado produzido é a mesma de vapor inserido no sistema. Desta maneira, algebricamente utilizando a Equação 12, pode-se determinar a quantidade total de condensado que pode ser retornada a caldeira, mensalmente.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{cond} &= \dot{m}_{vb} \cdot n_{bateladas/dia} \\ \dot{m}_{cond} &= 1.900 \text{ kg/batelada} \cdot 76 \text{ batelada/dia} \\ Prod_{cond} &= 144.400 \text{ kg/dia}\end{aligned}$$

Ou

$$\dot{m}_{cond}(Mensal) = 144,4 \text{ m}^3/\text{dia} = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Além do alto custo com o combustível utilizado, o consumo e o custo da água também devem ser levados em observação. Desta forma, utilizando a Equação 13, a quantidade total de água necessária em um dia para repor o condensado não retornado é:

$$\dot{V}_{cond} = n_{bateladas/dia} \cdot \dot{m}_{ac}$$

Onde \dot{V}_{cond} é o mesmo valor de m^3 de vapor utilizado por batelada, ou seja, $1,9 m^3/batelada$. Assim:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{cond} &= 76 \text{ bateladas} \cdot 1,9 m^3/batelada \\ \dot{V}_{cond} &= 144,4 m^3/dia\end{aligned}$$

Ou seja, o retorno de condensado é igual a injeção de vapor na camisa dos digestores.

Com as informações necessárias em mãos e utilizando a Equação 15 o valor total diário do custo da água com a produção de condensado é:

$$Custo_{\text{água}} = \dot{V}_{cond} \cdot Valor_{\text{água}}$$

Para o custo da água por m^3 , sabe-se que se encontram 4 bombas de 75cv (aproximadamente 56 kW), e o consumo total de água total da indústria é de $4.800 m^3/dia$, a Equação 14 deve ser usada.

$$\begin{aligned}Valor_{\text{água}}(R\$/m^3) &= \frac{Valor_{\text{energia}} \cdot n_h/dia \cdot (4 \cdot P_{\text{bomba}})}{\dot{V}_{\text{total ind}}} \\ Valor_{\text{água}} &= \frac{0,32 R\$/kW \cdot 20 \cdot (4 \cdot 56 kW)}{4800 m^3/dia} \\ Valor_{\text{água}} &= 0,30 R\$/m^3\end{aligned}$$

Assim tem-se que o custo diário da água para gerar o condensado é:

$$\begin{aligned}Custo_{\text{água}} &= \dot{V}_{cond} \cdot Valor_{\text{água}} \\ Custo_{\text{água}} &= 144,4 m^3/dia \cdot 0,30 R\$/m^3 \\ Custo_{\text{água}} &= 43,30 R\$/dia\end{aligned}$$

5.1.4. Análise térmica do trocador de calor

É importante lembrar que o aquecimento da água depende muito do funcionamento dos digestores. No começo do processo nos digestores a evaporação de água é grande o que aumenta a troca térmica entre a água e os gases gerados. Quando os digestores já evaporaram toda a água existente no produto, a troca térmica cai um pouco, mas o delta de temperatura tende a se manter estável, pois os digestores trabalham alternados, ou seja, enquanto um está fazendo a descarga, o outro está carregando e outro processando.

O controle de temperatura também pode ser realizado pela válvula de controle, onde está comanda a vazão de água.

A Figura 22 apresenta o layout do trocador de calor estudado, onde é possível reparar as entradas e as saídas dos fluidos, tanto dos gases/vapor, quanto da água fria.

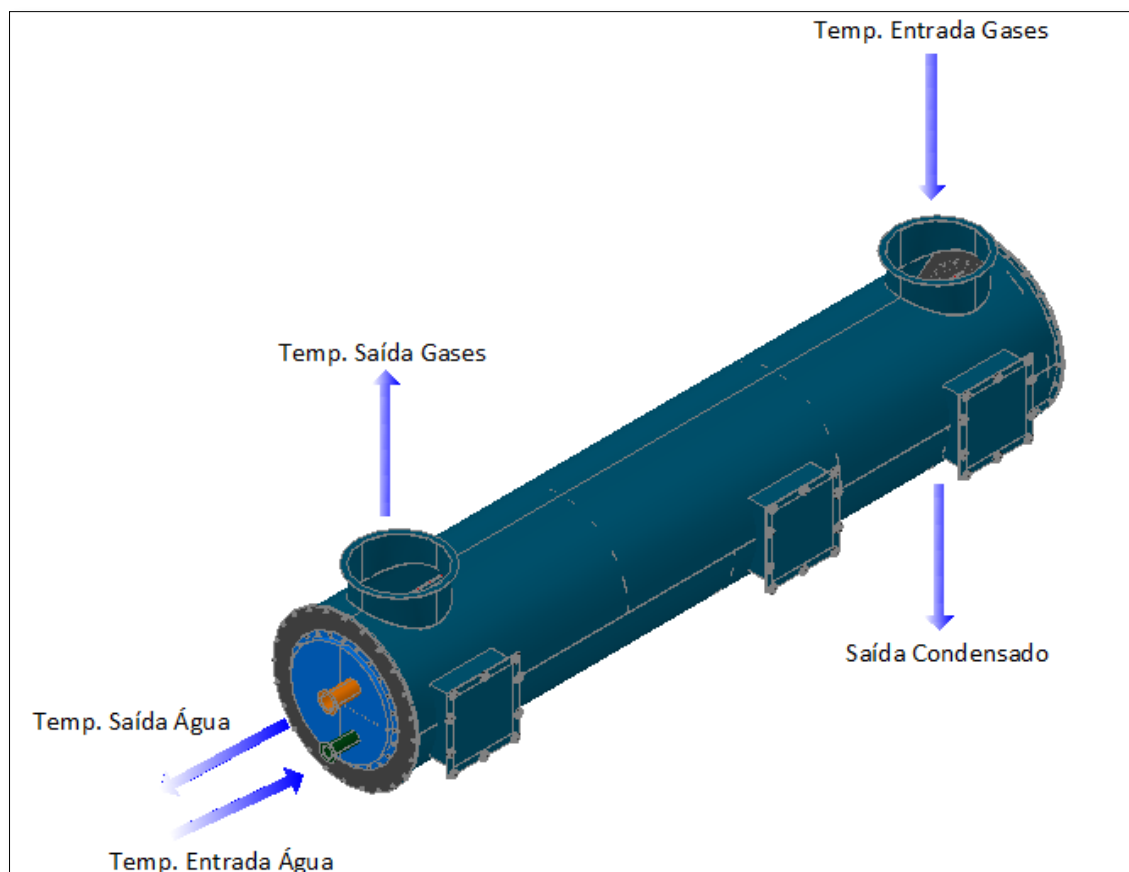


Figura 22 – Esquema de fluxo dos fluidos no trocador de calor casco tubo adquirido (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

Como visto no Item 4.4.1, foi necessário o levantamento de informações segundo a necessidade do projeto estudado. A Tabela 3 apresenta tais dados e informações de cada fluido, e a Tabela 4 apresenta as informações estruturais e do material do trocador. Os dados são levantados da Tabela IV em anexo, para as temperaturas médias.

Tabela 3 – Dados e informações dos fluidos estudados, e dos materiais.

Descrição	Vapor	Água	Unidade
Temperatura de Entrada	120	25	°C
Temperatura de Saída	100	70	°C
Temperatura Média	110	47,5	°C
Vazão Volumétrica	6,10	$1,12 \cdot 10^{-3}$	m ³ /s
Densidade do fluido	0,820	1000	kg/m ³
Volume específico	1,142	$1,011 \cdot 10^{-3}$	m ³ /kg
Calor específico	2080	4180	J/kg.K
Viscosidade cinemática	14,49	571	10 ⁶ N.s/m
Condutividade térmica	25,8	641	10 ³ W/m.K
Número de Prandtl	1,004	3,77	-

Tabela 4 – Dados e informações do casco e dos tubos do trocador.

Descrição	Valor	Unidade
Diâmetro do Casco	2000	mm
Diâmetro Interno dos Tubos	18,5	mm
Diâmetro Externo dos Tubos	20	mm
Passo Transversal (ST)	25	mm
Passo Longitudinal (SL)	30	mm
Número de Tubos	100	unidades
Número de Passes	2	passes
Condutividade térmica do Aço Inox AISI 304	14,9	W/m.K

Com os dados foi possível iniciar os devidos cálculos. Primeiramente calculou-se a Capacidade térmica para os gases/vapor, C_q , e para a água, C_f , utilizando a Equação 17 e 19.

$$C_q = \dot{V}_q \cdot \rho_q \cdot c_{p,q}$$

$$C_q = 6,1 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 0,820 \text{ kg/m}^3 \cdot 2.080 \text{ J/kg.K}$$

$$C_q = 10.404,16 \text{ W/K}$$

e

$$C_f = \dot{V}_f \cdot \rho_f \cdot c_{p_f}$$
$$C_f = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 990 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 4.180 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$$
$$C_f = 4.634,8 \text{ W}/\text{K}$$

A partir do balanço de energia global, Equação 21, a transferência de calor necessária no trocador é:

$$q = c_f \cdot (T_{f_s} - T_{f_e})$$
$$q = 4.634,8 \text{ W}/\text{K} \cdot (70^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})$$
$$q = 208.565,3 \text{ W}$$

Para prosseguir com o desenvolvimento, é necessário determinar o Coeficiente de transferência de calor externo (h_e) e interno (h_i), em $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$.

➤ Área do fluxo de vapor, em m^2 .

$$A_{fv} = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) - \left[N_t \cdot n_p \left(\frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \right) \right]$$
$$A_{fv} = \left(\frac{\pi \cdot (2,0 \text{ m})^2}{4} \right) - \left[100 \cdot 2 \left(\frac{\pi \cdot (0,02 \text{ m})^2}{4} \right) \right]$$
$$A_{fv} = 3,0 \text{ m}^2$$

➤ Velocidade do Vapor, em m/s .

$$V = \frac{\dot{V}}{A_{fv}}$$
$$V = \frac{6,10 \text{ m}^3/\text{s}}{3,0 \text{ m}^2}$$
$$V = 2,03 \text{ m}/\text{s}$$

➤ Velocidade Máxima do Vapor no interior da matriz, em m/s .

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - D_e} \cdot V$$

$$V_{max} = \frac{0,025}{0,025 - 0,02} \cdot 2,03 \text{ m/s}$$

$$V_{max} = 10,16 \text{ m/s}$$

➤ Número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho_e \cdot V_{max} \cdot D_e}{\mu_e}$$

$$Re_D = \frac{0,820 \text{ kg/m}^3 \cdot 10,16 \text{ m/s} \cdot 0,02 \text{ m}}{14,49 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re_D = 11.499,2$$

Ou seja, o escoamento é turbulento.

➤ Número de Nusselt.

$$\overline{Nu_D} = 1,13 C_1 \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3}$$

Onde,

$$\frac{S_L}{D_e} = \frac{0,030}{0,020} = 1,5 \quad \text{e} \quad \frac{S_T}{D_e} = \frac{0,025}{0,020} = 1,25$$

Assim, utilizando a Tabela 1, tem-se que o $C_1 = 0,367$ e o $m = 0,586$. Da equação anterior temos que para o número de Nusselt,

$$\overline{Nu_D} = 1,13 \cdot 0,367 \cdot (11499,2)^{0,586} \cdot (1,004)^{1/3}$$

$$\overline{Nu_D} = 99,51$$

➤ Coeficiente de transferência de calor externo (h_e), em W/m².K.

$$h_e = \overline{Nu_D} \cdot \frac{k_e}{D_e}$$

$$h_e = 99,51 \cdot \frac{25,8 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K}}{0,02 \text{ m}}$$

$$h_e = 128,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Área do fluxo de água, em m².

$$A_{fa} = \left(\frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \right)$$

$$A_{fa} = \left(\frac{\pi \cdot (0,0185 \text{ m})^2}{4} \right)$$

$$A_{fa} = 0,0145 \text{ m}^2$$

- Número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_l}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_i}$$

$$Re_D = \frac{4 \cdot 0,0110 \text{ kg/s}}{\pi \cdot 0,0185 \text{ m} \cdot 571 \cdot 10^{-6} \text{ N.s/m}}$$

$$Re_D = 1.325,8$$

Ou seja, o escoamento é laminar.

- Número de Nusselt.

Para escoamento laminar, o número de Nusselt se torna uma constante.

$$Nu_D \equiv \frac{h \cdot D_i}{k_i} = 4,36 \quad q_s'' = \text{constante}$$

➤ Coeficiente de transferência de calor interno (h_i), em $W/m^2.K$.

$$h_i = Nu_D \cdot \frac{k_i}{D_i}$$

$$h_i = 4,36 \cdot \frac{641 \cdot 10^{-3} W/m.K}{0,0185 m}$$

$$h_i = 151,07 W/m^2.K$$

O coeficiente de transferência térmica global (U) leva em conta os coeficientes de transferência térmicos individuais de cada corrente e a resistência do material do tubo. Assim utiliza-se a Equação 32 para determiná-lo.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{k_t}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{151,07 W/m^2.K} + \frac{1}{128,4 W/m^2.K} + \frac{\ln\left(0,02 m / 0,0185 m\right)}{14,9 \cdot 10^{-3} W/m.K}}$$

$$U = 50,92 W/m^2.K$$

O comprimento requerido dos tubos pode ser obtido a partir da Equação 35 pelo Método Média Log das Diferenças de Temperatura:

$$q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{mlcc}$$

Onde,

$$\Delta T_{mlcc} = \frac{(T_s - t_e) - (T_e - t_s)}{\ln[(T_s - t_e)/(T_e - t_s)]}$$

$$\Delta T_{mlcc} = \frac{(100^\circ C - 25^\circ C) - (120^\circ C - 70^\circ C)}{\ln[(100^\circ C - 25^\circ C)/(120^\circ C - 70^\circ C)]}$$

$$\Delta T_{mlcc} = 61^\circ C$$

Obtido a partir da Figura 17 o fator de correção $F = 0,96$. Como $A = \pi \cdot D_e \cdot L \cdot N_t$, onde $N_t = 100$ é o número de tubos.

$$q = U \cdot \pi \cdot D_e \cdot L \cdot N_t \cdot F \cdot \Delta T_{mlcc}$$

Isolando L , tem-se que o comprimento do tubo é:

$$L = \frac{q}{U \cdot \pi \cdot D_e \cdot N_t \cdot F \cdot \Delta T_{mlcc}}$$

$$L = \frac{208.565,3 \text{ W}}{50,92 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot \pi \cdot 0,02 \text{ m} \cdot 100 \cdot 0,96 \cdot 61^\circ\text{C}}$$

$$L = 11,25 \text{ m}$$

Levando em conta que o trocador possui 2 passes, temos que o comprimento do casco será de:

$$\frac{L}{n_p} = \frac{11,25}{2} = 5,6 \text{ m}$$

Desta forma foi possível dimensionar o trocador de calor para a necessidade do sistema de reaproveitamento de gases/vapor. Possuindo a aparência e instalação do trocador da Figura 23 e 24, mas com algumas modificações.



Figura 23 – Trocador de calor casco tubo instalado (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).



Figura 24 – Trocador de calor casco tubo aberto para observação da posição dos tubos (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

As informações e dimensões físicas ficaram com:

- Diâmetro do Casco: 2,0 m;
- Comprimento do Casco: 5,6 m;
- Quantidade de Tubos: 100 tubos;
- Número de Passes: 2 passes;
- Diâmetro do tubo interno: 0,0185 m;
- Diâmetro do tubo externo: 0,020 m;

5.1.5. Resultado do equilíbrio térmico da água pré-aquecida

Para determinar o equilíbrio térmico entre a água de saída do trocador de calor ($T_{at} = 70^{\circ}\text{C}$) e o retorno de condensado ($T_c = 90^{\circ}\text{C}$), deve-se utilizar a Equação 42, ou equação fundamental do equilíbrio térmico:

$$c_{at} \cdot \dot{m}_{at} \cdot (T - T_{at}) + c_c \cdot \dot{m}_c \cdot (T - T_c) = 0$$

Sabendo-se que a \dot{m}_{at} é aproximadamente 4,0 m³/h ($1,12 \cdot 10^{-3}$ m³/s), é necessário ser convertido para g/h. Desta forma temos que a massa do fluido que sai do trocador de calor entrando no tanque é de $4,0 \cdot 10^6$ g/h.

O mesmo deve ser feito para o retorno de condensado (90°C), com valor de 7,22 m³/h. convertendo, temos que a massa do fluido que do retorno de condensado e entra no tanque é de 7,22.10⁶ g/h.

Dados calor específico: água = 1cal/g°C.

Assim temos que:

$$\begin{aligned}1 \cdot (4,0 \cdot 10^6 \text{ g/h}) \cdot (T - 70^\circ\text{C}) + 1 \cdot (7,22 \cdot 10^6 \text{ g/h}) \cdot (T - 90^\circ\text{C}) &= 0 \\4,0 \cdot 10^6 T - 280 \times 10^6 + 7,22 \cdot 10^6 T - 649,8 \cdot 10^6 &= 0 \\4,0 \cdot 10^6 T + 7,22 \cdot 10^6 T &= 280 \cdot 10^6 + 649,8 \cdot 10^6 \\T &= 82,8^\circ\text{C}\end{aligned}$$

A temperatura de equilíbrio no encontro dos dois fluidos dentro do tanque isolado se encontra em torno de 80°C, considerando perdas de calor, podendo, desta maneira, abastecer a caldeira com água a aproximadamente 55°C mais quente que anteriormente (25°C).

5.2. Ganhos com o aproveitamento de gases/vapor de exaustão e com o retorno de condensado

5.2.1. Novo consumo de combustível

Após a temperatura de equilíbrio térmico entre os dois fluidos estabelecida, e foi possível determinar o novo consumo de combustível, por batelada, para a nova entrada de água na caldeira.

Para isso, foi utilizado o estudo da calorimetria, onde foi encontrado:

1º - O calor sensível, em kcal, que é o calor necessário para elevar a massa de água a 100°C, utilizando a Equação 39 para determina-lo.

$$\begin{aligned}Q_{\text{sensível}_{\text{liq}}} &= m \cdot c_p \cdot \Delta T \\Q_{\text{sensível}_{\text{liq}}} &= 1900 \text{ kg} \cdot 1 \text{ cal/g}^\circ\text{C} \cdot (100^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}) \\Q_{\text{sensível}_{\text{liq}}} &= 38.000 \text{ kcal}\end{aligned}$$

2° - O calor latente, em kcal, que é o calor necessário para transformar a massa de água em vapor, utilizando a Equação 43 para determiná-lo. Lembrando que L é o calor latente de vaporização da água, e possui o valor de 539 cal/g:

$$Q_{latente} = m \cdot L$$

$$Q_{latente} = 1900 \text{ kg} \cdot 539 \text{ cal/g}^\circ\text{C}$$

$$Q_{latente} = 1.024.100 \text{ kcal}$$

3° - O calor da vaporização, em cal, que é o calor necessário para elevar a massa de vapor a 170,5 °C, utilizando a Equação 44 para determiná-lo.

$$Q_{sensível_{vap}} = m \cdot c_v \cdot \Delta T$$

$$Q_{sensível_{vap}} = 1900 \text{ kg} \cdot 0,5 \text{ cal/g}^\circ\text{C} \cdot (170,5^\circ\text{C} - 100^\circ\text{C})$$

$$Q_{sensível_{vap}} = 66.975 \text{ kcal}$$

4° - O calor total, em kcal, que é a soma do calor sensível, calor latente e o calor da vaporização, necessário para elevar a massa de vapor a 170,5 °C, utilizando a Equação 45 para determiná-lo.

$$Q_{total} = Q_{sensível_{liq}} + Q_{latente} + Q_{sensível_{vap}}$$

$$Q_{total} = 38000 + 1024100 + 66975$$

$$Q_{total} = 1.129.075 \text{ kcal}$$

Convertendo para kJ, tem-se:

$$Q_{total} = 4.742.115 \text{ kJ}$$

Assim, aplicando na Equação 46, é possível chegar ao resultado do novo consumo de combustível para cada batelada.

$$C_{comb.novo} = \frac{Q_{total}}{PCI}$$

$$C_{comb.novo} = \frac{4742115 \text{ kJ/batelada}}{10040 \text{ kJ/kg}}$$

$$C_{comb.novo} = 472,3 \text{ kg/batelada}$$

Finalmente, depois de finalizado os cálculos anteriores, o custo de combustível economizado anualmente pode ser determinado.

Afirmado que antes do projeto de reaproveitamentos o consumo de combustível era de 0,30 kg de combustível para cada kg de vapor. Ou seja, para cada batelada (1.900kg) era consumido 570 kg de lenha de eucalipto. Desta forma é possível afirmar que, anteriormente, para as 76 bateladas o consumo de combustível por dia era de 43.320 kg.

Após o startup do novo sistema, o consumo de combustível será de 472,3 kg de lenha de eucalipto para uma batelada. Desta forma, para 76 bateladas diárias, o consumo de lenha para produzir vapor para os digestores será de 35.894,8 kg, ou seja, 0,25 kg de combustível para cada kg de vapor.

Pode-se afirmar então que para o consumo diário dos digestores (144.400 kg) mais o consumo diário da produção de abate (81.000 kg), teremos:

- Consumo atual = 225.400 kg . 0,30 = 67.620 kg;
- Consumo proposto = 225.400 kg . 0,25 = 56.350 kg

Obtendo uma economia diária de 11.270 kg (22,54 m³) de lenha de eucalipto por dia para abastecer os dois processos escolhidos.

5.2.2. Novo rendimento da caldeira

Com os valores novos de consumo de combustível e utilizando a nova temperatura da água de entrada da caldeira (80°C), se fez possível determinar o novo rendimento da caldeira utilizada no processo.

Para isso, novamente foi utilizado a Equação 2, para energia disponível, a Equação 3, para determinar a energia útil, e a Equação 4, para determinar o novo rendimento da caldeira. Os valores encontrados estão apresentados na Tabela 5:

Tabela 5 – Resultados com a utilização do novo sistema.

Descrição	Valor
Temperatura da água de entrada da Caldeira	80°C
Consumo de Combustível (Lenha)	0,53 kg/s
Energia Disponível	10.592,2 kJ/s
Energia Útil	9.459,9 kJ/s
Rendimento da Caldeira	90%

5.3. Resultados da viabilidade do projeto

Após o desenvolvimento do estudo do sistema proposto foi possível determinar a possível economia de combustível anual da indústria com um simples desenvolvimento algébrico.

$$Economia_{comb.}(Anual) = 22,54 \text{ m}^3 \cdot 22 \text{ dias/mês} \cdot 12 \text{ meses/ano}$$

$$Economia_{comb.}(Anual) = 5.950,5 \text{ m}^3/\text{ano}$$

Sabendo que o m³ de lenha custa, para a indústria, R\$ 58,00, pode-se afirmar então que a economia anual de combustível será em torno de R\$ 345.129,00.

Não se pode desprezar que há também uma economia com a reutilização da água do retorno de condensado, onde calculado anteriormente, e encontrado um valor de R\$ 952,6,00 por mês, e R\$ 11.430,00 por ano.

Ou seja, a economia anual disposto, com o novo sistema, será de R\$ 356.550,00.

5.3.1. Custos do projeto

Para um estudo econômico é necessário que seja comparado com o custo que o projeto irá possuir. Segue na Tabela 6 os custos detalhados de cada equipamento, estrutura ou mão de obras.

Tabela 6 – Custos do fornecimento de equipamentos e serviços.

Descrição	Valor (R\$)
Tubulação para condução de gases/vapor	100.000,00
Rosca transportadora de resíduos dos gases/vapor	25.000,00
Trocador de calor casco tubo	300.000,00
Ventilador exaustão	35.000,00
Tanque para armazenamento de água quente (50.000 litros)	55.000,00
Tubulação para interligar o trocador com o tanque de água quente	25.000,00
Tubulação para transportar o condensado para o tanque de água quente	25.000,00
Bomba para auxiliar no transporte do condensado	5.000,00
Materiais para suportes, estruturas de sustentação, plataformas e passarelas	30.000,00
Mão de obra para montagem mecânica	200.000,00
TOTAL	R\$ 800.000,00

5.3.2. Payback do projeto

Assim o prazo de recuperação do investimento, utilizando a Equação 47, é:

$$\textit{Payback} = \frac{\textit{Valor do investimento}}{\textit{Valor da receita esperada}}$$

$$\textit{Payback} = \frac{\text{R\$ 800.000,00}}{\text{R\$ 356.550,00}}$$

$$\textit{Payback} \cong 2,3 \textit{ anos}$$

Em outras palavras, o faturamento dos créditos obtidos pela economia de combustível durante os 2,3 primeiros anos será direcionado para zerar o *deficit* causado pelo o investimento feito para o projeto.

5.3.3. VPL do Projeto

O fluxo de caixa para o projeto em questão pode ser visualizado na Figura 25. Percebe-se que, os valores negativos, relativos aos três primeiros anos, correspondem aos investimentos necessários para a realização do projeto. Já os períodos subsequentes, começando em 2017 e terminando em 2037, representam os ganhos associados ao projeto.

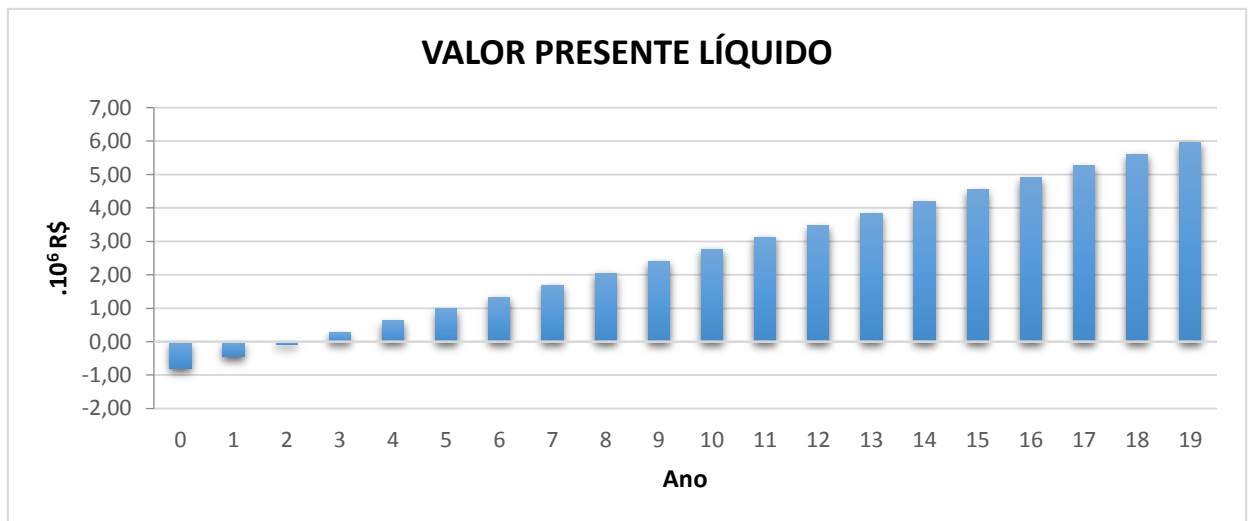


Figura 25 - Fluxo de caixa acumulado (VPL) (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

5.3.4. TIR do Projeto

A taxa interna de retorno (TIR) representa a taxa que torna o VPL nulo, ou seja, representa a taxa que deverá ser comparada com o custo de capital exigido para o projeto.

Assim, como apresentado na Figura 26, considerando uma expectativa de vida útil do sistema de 20 anos, a taxa interna de retorno que foi obtida é igual a 44% a.a., ou seja, é superior ao custo do capital e o projeto deve ser aceito.

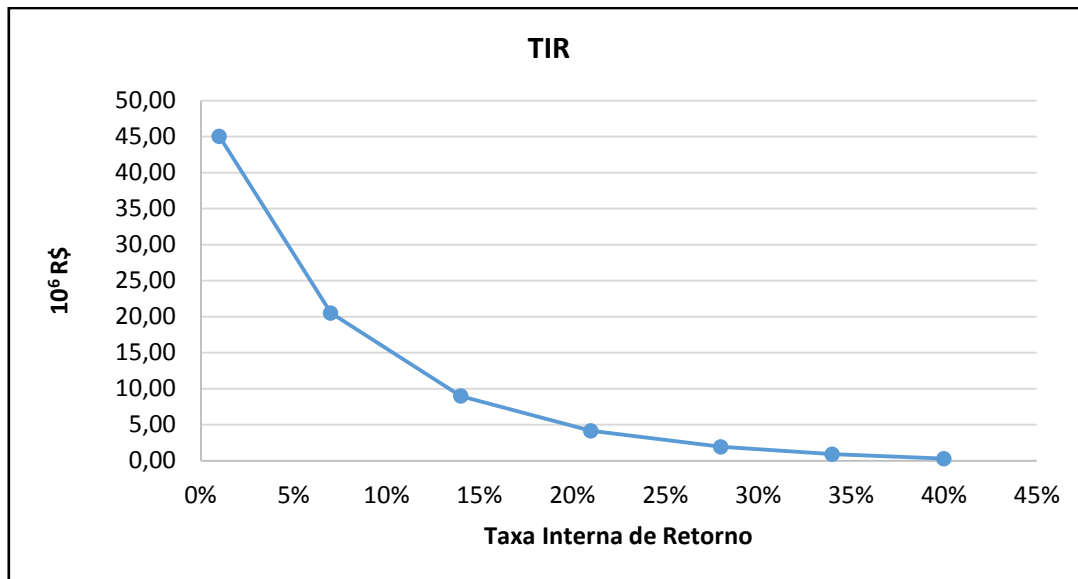


Figura 26 - Taxas de juros que tornaria nulo o VPL (Fonte: Elaborada pelo autor, 2016).

6. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES

A finalidade deste estudo foi analisar a energia em forma de calor que pode ser aproveitada para aquecimento de água, evitando que seja dissipada para o meio ambiente, gerando assim economia no consumo de combustível vegetal.

Após analisar as formas de aproveitar o calor rejeitado pelo sistema, a proposta inicial de utilizar o calor rejeitado pelo processo de “cozimento” de vísceras e miúdos rejeitados do frigorífico de aves para pré-aquecer a água da caldeira foi atendida. Para isso, será instalado na planta frigorífica um trocador de calor casco tubo, que pelos cálculos se mostrou a melhor opção por obter um bom desempenho, teoricamente, para atender a quantidade de vazão de água fria.

Os resultados obtidos pelo trabalho mostram que a instalação do trocador de calor trará inúmeros benefícios para a empresa e também para o meio ambiente. A empresa ganha em eficiência energética, o que reflete em economia de consumo de água e de compra de lenha para a caldeira, dessa forma o lucro obtido por produto aumentará.

A formulação desenvolvida permitiu a definição do tipo de trocador e operação que seria realizada. O essencial foi chegar ao valor que tornasse possível a aplicação de um trocador de calor com área de troca eficiente para os parâmetros de funcionamento do sistema, permitindo a aquisição do mesmo. Com o resultado obtido e a proposta realizada, a partir da área necessária de troca de calor, concluiu-se que é possível inserir um trocador que realize a tarefa requisitada pelo sistema, possuindo um comprimento de 5,6 m, 100 tubos e com dois passes.

Os cálculos mostraram que com a instalação do trocador de calor, o sistema de pré-aquecimento proporcionará uma redução de 16,6% no consumo combustível. Em termos econômicos, isso representa uma economia anual de aproximadamente 5.950,5 m³ (2.975.250 kg) de lenha de eucalipto, ou seja R\$ 345.129,00 por ano. Com o retorno de condensado será possível economizar R\$ 11.430,00 por ano. Ou seja, a economia anual disposto, com o novo sistema, será de R\$ 356.550,00 por ano.

O meio ambiente ganhará na redução do desmatamento, pois se diminui consideravelmente o uso de lenha e o calor que antes era jogado para o ambiente, estará sendo aproveitado pelo sistema.

Este trabalho mostrou que a instalação de um trocador de calor só traz benefícios para os frigoríficos de aves, apesar de o investimento ser alto, o retorno do valor inves-

tido é obtido em um tempo curto, cerca de 2,3 anos, e contribui para que cada vez mais as empresas sejam mais eficientes em suas produções, e mais sustentáveis.

6.1. Sugestões de Trabalhos Futuros

- Análise de aproveitamento do vapor flash;
- Análise de redução de perdas de calor com isolamentos térmicos em tubulações de vapor e de água quente;
- Análise do vapor perdido pelos vazamentos e má calibração de equipamentos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil: Biomassa.** 2008. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_par2_cap4.pdf>. Acesso em: 07 dez. 2016.

BARROS, Talita Delgrossi. **LENHA:** Agência Embrapa de Informação Tecnológica. 2014. Disponível em: <<http://www.agencia.cnptia.embrapa.br/gestor/agroenergia/arvore/CONT000fbl23vn002wx5eo0sawqe3md3rkr.html>>. Acesso em: 07 dez. 2016.

BERNI, Mauro Donizeti. **Recuperação de Calor Residual e Eficiência Energética Industrial.** 2015. Disponível em: <http://www.revistaopapel.org.br/noticia-anexos/1434646408_9dfa9b5fe8085b20034b29a18f3b1a84_1301555887.pdf>. Acesso em: 12 dez. 2016.

Livro do INCROPERA - Material Suplementar: **Método da Média Log das Diferenças de Temperatura para Trocadores de Calor com Múltiplos Passes e com Escoamento Cruzado** . 2009. Disponível em: <<http://bizuando.com/material-apoio/fenotrans2/material-suplementar-tc.pdf>>. Acesso em: 20 dez. 2016.

CASTRO, Ana Flávia Neves Mendes et al. **Potencial Energético da Madeira de Eucalipto.** 2013. Disponível em: <http://www.remade.com.br/br/revistadamadeira_materia.php?num=1727&subject=E%20mais&title=Potencial%20energ%20E9tico%20da%20madeira%20de%20eucalipto>. Acesso em: 07 dez. 2016.

DE SOUZA, Marcelo Cardoso Mesquita. **Quantificação das incertezas na avaliação de projetos: o modelo utilizado na Agência de Fomento do Estado da Bahia.** 2004. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/87817>>. Acesso em: 20 dez. 2016.

DHEYTÉCNICA. **Digestores.** 2016. Disponível em: <<http://www.dheytecnica.com.br/site/produto/Digestores/11>>. Acesso em: 10 dez. 2016.

DOS SANTOS, Fellipe Cros; STAPASOLLA, Tayron Zilli. **Construção Trocador de Calor Tipo Casco Tubo para Resfriamento de Mostro De Cerveja.** 2011. Disponível em: <http://www.ufrgs.br/medterm/trabalhos/trabalhos-2012-1/Fellipe_e_Tayron.pdf>. Acesso em: 12 dez. 2016.

ESSEL. **Cap 2 - Equipamentos de Troca Térmica.** 2012. Disponível em: <<http://essel.com.br/cursos/material/03/CAP2.pdf>>. Acesso em: 12 dez. 2016.

FERROLI, Paulo Cesar Machado et al. **Fábricas de Subprodutos de Origem Animal: a Importância do Balanceamento das Cargas dos Digestores de Vísceras.** 2014. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/prod/v10n2/v10n2a01.pdf>>. Acesso em: 10 dez. 2016.

FOELKEL, Celso Edmundo Bochetti. **Eucalipto no Brasil, história de pioneirismo.** 2005. Disponível em: <<http://www.esalq.usp.br/visaoagricola/sites/default/files/va04-florestas-plantadas03.pdf>>. Acesso em: 07 dez. 2016.

FOELKEL, Celso Edmundo Bochetti. **Utilização da Biomassa do Eucalipto para Produção de Calor, Vapor e Eletricidade.** 2016. Disponível em: <http://eucalyptus.com.br/eucaliptos/PT43_Florestas_Energeticas_Eucaliptos.pdf>. Acesso em: 07 dez. 2016.

GANGHIS, Diógenes. **Trocadores De Calor.** 2010. Disponível em: <http://www.google.com.br/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=11&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjgtLPCvoXRAhXCEJAKHeEsBlo4ChAWCEAA&url=http%3A%2F%2Fwww.ifba.edu.br%2Fprofessores%2Fdiogenesgaghis%2FTC_Transfer%25C3%25Ancia%2520de%2520Calor%2FApostila%2520de%2520Trocadores%2520de%2520Calor.doc&usg=AFQjCNGWvOyRgO4pTOlv3Cxq69y2kpGNKw&bvm=bv.142059868,d.Y2I>. Acesso em: 12 dez. 2016.

HAMADA, Edna Hitomi. **Estudo de um Ciclo de Vapor Utilizado para Tratamento de Superfícies Metálicas – Estudo Preliminar de Caso**. 2012. Disponível em: <http://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/119393/hamada_eh_tcc_guara.pdf?sequence=1>. Acesso em: 16 dez. 2016.

IBÁ, Industria Brasileira de Árvores. **Relatório Anual 2016**. Disponível em: <http://iba.org/images/shared/Biblioteca/IBA_RelatorioAnual2016_.pdf>. Acesso em: 07 dez. 2016.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Sexta. ed. Rio de Janeiro/RJ: GEN; LTC, 2008. 627 p. v. 1.

MACHADO, Whallans Raphael C. **Trocadores de Calor**. 2008. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAFxbwAJ/trabalho-trocadores-calor-a-placas>>. Acesso em: 12 dez. 2016.

MATIAS, Christiane Fernanda de Queiroz et al. **Utilização de farinhas de origem animal na avicultura**. 2012. Disponível em: <http://www.nutritime.com.br/arquivos_internos/artigos/Nutritime%20-%20artigo%20175_.pdf>. Acesso em: 20 dez. 2016.

MENEGHINI, Cristiano; PROINELLI, Renan; PINTRO, Daniela A. B. . **Avaliação técnica e econômica da co-combustão de lodo frigorífico primário para geração de vapor**. 2015. Disponível em: <<http://www.ibeas.org.br/congresso/Trabalhos2015/X-004.pdf>>. Acesso em: 20 dez. 2016.

MINISTÉRIO DA AGRICULTURA. **SIG SIF**. 2016. Disponível em: <<http://www.agricultura.gov.br/servicos-e-sistemas/sistemas/sif>>. Acesso em: 16 dez. 2016.

PROCEL, ELETROBRÁS. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. 2005. Disponível em: <http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_18/2014/04/22/6281/LivroVapor.pdf>. Acesso em: 16 dez. 2016.

SENAI; PETROBRÁS. **Monitoramento e controle de processos**: Unidade 1 - Caldeiras. 2012. Disponível em: <<https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/2caldeiras.pdf>>. Acesso em: 10 dez. 2016.

TAVARES, Flávio Viana; MONTEIRO, Luciane. **Indicadores de Eficiência Energética na Indústria de Fertilizantes de Amônia**. 2013. Disponível em: <<http://www.revistasg.uff.br/index.php/sg/article/viewFile/V9N2A6/SGV9N2A6>>. Acesso em: 16 dez. 2016.

TROVATI, Eng.º Joubert. **Tratamento de água para geração de vapor: caldeiras**. 2010. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAFxbwAJ/trabalho-trocadores-calor-a-placas>>. Acesso em: 12 dez. 2016.

TVL. **Introdução sobre Recuperação do Condensado**. 2016. Disponível em: <<http://www.tlv.com/global/BR/steam-theory/introduction-to-condensate-recovery.html>>. Acesso em: 12 dez. 2016.

UNFRIED, Luiz Carlos; YOSHI, Cássia Valéria Hungaro. **Sustentabilidade no abate e processamento de aves**. 2012. Disponível em: <<http://www.facesi.edu.br/facesiemrevista/downloads/edicaoEspecial2012/artigo06.pdf>>. Acesso em: 16 dez. 2016.

VIDAL, André Carvalho Foster; DA HORA, André Barros. **Perspectivas do setor de biomassa de madeira para a geração de energia**. 2010. Disponível em: <https://web.bndes.gov.br/bib/jspui/bitstream/1408/2523/1/A%20BS%2033%20Perspectivas%20do%20setor%20de%20biomassa%20de%20madeira%20para%20a%20gera%C3%A7%C3%A3o%20de%20energia_P.pdf>. Acesso em: 07 dez. 2016.

7. ANEXOS

Tabela I - Poder Calorífico Inferior das Madeiras.

PCI DAS MADEIRAS			
Tipo	Densidade Aparente (kg/m³)	Umidade Nominal (%)	Poder Calorífico Inferior (kcal/kg)
Madeira Nativa - Lenha	400 - 500	20 - 60	3.290 - 1.370
Madeira Nativa - Serragem	240 - 380	20 - 60	3.290 - 1370
Madeira - Cavaco	180	10	4.100
Eucaliptos - Lenha	450 - 550	20 - 60	3.380 - 1.400
Eucaliptos - Picado	550 - 700	20 - 60	3.380 - 1400
Eucaliptos - Casca	-	20 - 60	3.000 - 1.200
Acácia - Lenha	380 - 480	20 - 60	3.500 - 1.600
Pinus - Lenha	380 - 480	20 - 60	3.570 - 1.500
Pinus - Serragem	160 - 380	20 - 60	3.570 - 1.500
Pinus - Casca	-	20 - 60	3.720 - 1.560
Pinus - Cavacos	360	30	2.700

ADTEC – Caldeiras e Aquecedores

Tabela II - Propriedades da água saturada (líquido e vapor), entrada de temperaturas.

Temp. °C <i>T</i>	Sat. press. kPa <i>P_{sat}</i>	Specific volume m ³ /kg		Internal energy kJ/kg			Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/(kg · K)		
		Sat. liquid <i>v_f</i>	Sat. vapor <i>v_g</i>	Sat. liquid <i>u_f</i>	Evap. <i>u_{fg}</i>	Sat. vapor <i>u_g</i>	Sat. liquid <i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Sat. vapor <i>h_g</i>	Sat. liquid <i>s_f</i>	Evap. <i>s_{fg}</i>	Sat. vapor <i>s_g</i>
0.01	0.6113	0.001 000	206.14	0.0	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.000	9.1562	9.1562
5	0.8721	0.001 000	147.12	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	0.001 000	106.38	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.7498	8.9008
15	1.7051	0.001 001	77.93	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.5569	8.7814
20	2.339	0.001 002	57.79	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.3706	8.6672
25	3.169	0.001 003	43.36	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.1905	8.5580
30	4.246	0.001 004	32.89	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	0.001 006	25.22	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	7.8478	8.3531
40	7.384	0.001 008	19.52	167.56	2262.6	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	7.6845	8.2570
45	9.593	0.001 010	15.26	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	7.5261	8.1648
50	12.349	0.001 012	12.03	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	7.3725	8.0763
55	15.758	0.001 015	9.568	230.21	2219.9	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.2234	7.9913
60	19.940	0.001 017	7.671	251.11	2205.5	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.0784	7.9096
65	25.03	0.001 020	6.197	272.02	2191.1	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	6.9375	7.8310
70	31.19	0.001 023	5.042	292.95	2176.6	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	6.8004	7.7553
75	38.58	0.001 026	4.131	313.90	2162.0	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	6.6669	7.6824
80	47.39	0.001 029	3.407	334.86	2147.4	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
85	57.83	0.001 033	2.828	355.84	2132.6	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	6.4102	7.5445
90	70.14	0.001 036	2.361	376.85	2117.7	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
95	84.55	0.001 040	1.982	397.88	2102.7	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	6.1659	7.4159
Sat. press. MPa												
100	0.101 35	0.001 044	1.6729	418.94	2087.6	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	6.0480	7.3549
105	0.120 82	0.001 048	1.4194	440.02	2072.3	2512.4	440.15	2243.7	2683.8	1.3630	5.9328	7.2958
110	0.143 27	0.001 052	1.2102	461.14	2057.0	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	5.8202	7.2387
115	0.169 06	0.001 056	1.0366	482.30	2041.4	2523.7	482.48	2216.5	2699.0	1.4734	5.7100	7.1833
120	0.198 53	0.001 060	0.8919	503.50	2025.8	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	5.6020	7.1296
125	0.2321	0.001 065	0.7706	524.74	2009.9	2534.6	524.99	2188.5	2713.5	1.5813	5.4962	7.0775
130	0.2701	0.001 070	0.6685	546.02	1993.9	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	5.3925	7.0269
135	0.3130	0.001 075	0.5822	567.35	1977.7	2545.0	567.69	2159.6	2727.3	1.6870	5.2907	6.9777
140	0.3613	0.001 080	0.5089	588.74	1961.3	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	5.1908	6.9299
145	0.4154	0.001 085	0.4463	610.18	1944.7	2554.9	610.63	2129.6	2740.3	1.7907	5.0926	6.8833
150	0.4758	0.001 091	0.3928	631.68	1927.9	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	4.9960	6.8379
155	0.5431	0.001 096	0.3468	653.24	1910.8	2564.1	653.84	2098.6	2752.4	1.8925	4.9010	6.7935
160	0.6178	0.001 102	0.3071	674.87	1893.5	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	4.8075	6.7502
165	0.7005	0.001 108	0.2727	696.56	1876.0	2572.5	697.34	2066.2	2763.5	1.9925	4.7153	6.7078
170	0.7917	0.001 114	0.2428	718.33	1858.1	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	4.6244	6.6663
175	0.8920	0.001 121	0.2168	740.17	1840.0	2580.2	741.17	2032.4	2773.6	2.0909	4.5347	6.6256

ADTEC – Caldeiras e Aquecedo

Tabela III – Características Físicas do Vapor Saturado.

Temperatura de evaporação (fluido)	Pressão relativa (valor página catálogo)	Pressão absoluta	Volume mássico vapor	Volume volumétrico vapor	Entalpia específica da água (calor sensível, hf)		Entalpia específica de vaporização (calor latente, hfg)		Entalpia específica de vapor (calor total, hg)		Calor específico vapor	Viscosidade dinâmica vapor
					(kJ/kg)	(Kcal/kg)	(kJ/kg)	(Kcal/kg)	(kJ/kg)	(Kcal/kg)		
17.51	0.02	67.006	0.015	73.45	17.54	2460.19	587.61	2533.64	605.15	1.8644	0.00001	
45.81	0.1	14.674	0.0681	191.83	45.82	2392.8	571.61	2584.7	617.46	-	-	
60.06	0.2	7.649	0.1307	251.4	60.05	2358.3	563.37	2609.7	623.43	-	-	
69.1	0.3	5.229	0.1912	289.23	69.09	2336.1	558.07	2625.3	627.16	-	-	
75.87	0.4	3.993	0.2504	317.58	75.86	2319.2	554.03	2636.8	629.9	-	-	
81.33	0.5	3.24	0.3086	340.49	81.34	2305.4	550.74	2645.9	632.16	-	-	
85.94	0.6	2.732	0.336	359.86	85.96	2293.6	547.92	2653.5	633.89	-	-	
89.95	0.7	2.365	0.4228	376.7	89.99	2283.3	545.46	2660	635.45	-	-	
93.5	0.8	2.087	0.4791	391.66	93.56	2274.1	543.26	2665.8	636.83	-	-	
96.71	0.9	1.869	0.535	405.15	96.78	2265.7	541.25	2670.9	638.05	-	-	
99.63	1	1.694	0.59	417.51	99.72	2257.92	539.3	2675.43	639.02	2.0267	0.000012	
100	0	1.013	1.673	0.5977	419.04	100.1	2257	539.17	2676	639.27	-	
102.32	0.087	1.1	1.549	0.645	428.84	102.43	2250.76	537.59	2679.61	640.01	2.0373	0.000012
104.81	0.187	1.2	1.428	0.7	439.36	104.94	2244.08	535.99	2683.44	640.93	2.0476	0.000012
107.13	0.287	1.3	1.325	0.755	449.19	107.29	2237.79	534.49	2686.98	641.77	2.0576	0.000013
109.32	0.387	1.4	1.236	0.809	458.42	109.49	2231.86	533.07	2690.28	642.56	2.0673	0.000013
111.37	0.487	1.5	1.159	0.863	467.13	111.57	2226.23	531.73	2693.36	643.3	2.0768	0.000013
113.32	0.587	1.6	1.091	0.916	475.38	113.54	2220.87	530.45	2696.25	643.99	2.086	0.000013
115.17	0.687	1.7	1.031	0.97	483.22	115.42	2215.75	529.22	2698.97	644.64	2.095	0.000013
116.93	0.787	1.8	0.977	1.023	490.7	117.2	2210.84	528.05	2701.54	645.25	2.1037	0.000013
118.62	0.887	1.9	0.929	1.076	497.85	118.91	2206.13	526.92	2703.98	645.83	2.1124	0.000013
120.42	1	2.013	0.881	1.1350	505.6	120.78	2201.1	525.82	2706.7	646.6	-	-
120.23	0.987	2	0.885	1.129	504.71	120.55	2201.59	525.84	2706.29	646.39	2.1208	0.000013
123.27	1.187	2.2	0.81	1.235	517.63	123.63	2192.98	523.78	2710.6	647.42	2.1372	0.000013
126.09	1.387	2.4	0.746	1.34	529.64	126.5	2184.91	521.86	2714.55	648.36	2.1531	0.000013
128.73	1.587	2.6	0.693	1.444	540.88	129.19	2177.3	520.04	2718.17	649.22	2.1685	0.000013
131.2	1.787	2.8	0.646	1.548	551.45	131.71	2170.08	518.32	2721.54	650.03	2.1835	0.000013
133.54	1.987	3	0.606	1.651	561.44	134.1	2163.22	516.68	2724.66	650.77	2.1981	0.000013
133.69	2	3.013	0.603	1.6583	562.2	134.3	2163.3	516.79	2725.5	651.09	-	-
138.87	2.487	3.5	0.524	1.908	584.28	139.55	2147.35	512.89	2731.63	652.44	2.2331	0.000014
143.63	2.987	4	0.462	2.163	604.68	144.43	2132.95	509.45	2737.63	653.87	2.2664	0.000014
147.92	3.487	4.5	0.414	2.417	623.17	148.84	2119.71	506.29	2742.88	655.13	2.2983	0.000014
151.85	3.987	5	0.375	2.669	640.12	152.89	2107.42	503.35	2747.54	656.24	2.3289	0.000014
151.96	4	5.13	0.374	2.6737	640.7	153.05	2108.1	503.6	2748.8	656.66	-	-
155.47	4.487	5.5	0.342	2.92	655.81	156.64	2095.9	500.6	2751.7	657.23	2.3585	0.000014
158.84	4.987	6	0.315	3.17	670.43	160.13	2085.03	498	2755.46	658.13	2.3873	0.000014
160	5	6.013	0.31	3.1746	670.09	160.27	2086	498.32	2756.9	658.6	-	-
161.99	5.487	6.5	0.292	3.419	684.14	163.4	2074.73	495.54	2758.87	658.94	2.4152	0.000014
164.96	5.987	7	0.273	3.667	697.07	166.49	2064.92	493.2	2761.98	659.69	2.4424	0.000015
165	6	7.013	0.272	3.6764	697.5	166.62	2066	493.54	2763.5	660.17	-	-
167.76	6.487	7.5	0.255	3.915	709.3	169.41	2055.53	490.96	2764.84	660.37	2.469	0.000015
170.42	6.987	8	0.24	4.162	720.94	172.19	2046.53	488.8	2767.46	661	2.4951	0.000015
172.94	7.487	8.5	0.227	4.409	732.03	174.84	2037.86	486.73	2769.89	661.58	2.5206	0.000015
175.36	7.987	9	0.215	4.655	742.64	177.38	2029.49	484.74	2772.13	662.11	2.5456	0.000015
177.67	8.487	9.5	0.204	4.901	752.82	179.81	2021.4	482.8	2774.22	662.61	2.5702	0.000015
179.88	8.987	10	0.194	5.147	762.6	182.14	2013.56	480.93	2776.16	663.07	2.5944	0.000015
179.97	9	10.013	0.19	5.1546	763	182.27	2015.1	481.39	2778.1	663.66	-	-
184.06	9.987	11	0.177	5.638	781.11	186.57	1998.55	477.35	2779.66	663.91	2.6418	0.000015
184.13	10	11.013	0.177	5.6497	781.6	186.71	2000.1	477.8	2781.7	664.52	-	-
187.96	10.987	12	0.163	6.127	798.42	190.7	1984.31	473.94	2782.73	664.64	2.6878	0.000015

Material Suplementar da Empresa ASVA (Aplicações água quente e vapor)

Tabela IV – Propriedades Termofísicas da Água Saturada.

Temperatura, T (K)	Pressão, P (bar) ^b	Volume Específico (m ³ /kg)		Calor de Vaporização h_{1v} (kJ/kg)	Calor Específico (kJ/kg · K)		Viscosidade (N · s/m ²)		Condutividade Térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensão Superficial, $\sigma_1 \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperatura, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,l}$	$c_{p,g}$	$\mu_l \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_l \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273,15	0,00611	1,000	206,3	2.502	4,217	1,854	1.750	8,02	569	18,2	12,99	0,815	75,5	-68,05	273,15
275	0,00697	1,000	181,7	2.497	4,211	1,855	1.652	8,09	574	18,3	12,22	0,817	75,3	-32,74	275
280	0,00990	1,000	130,4	2.485	4,198	1,858	1.422	8,29	582	18,6	10,26	0,825	74,8	46,04	280
285	0,01387	1,000	99,4	2.473	4,189	1,861	1.225	8,49	590	18,9	8,81	0,833	74,3	114,1	285
290	0,01917	1,001	69,7	2.461	4,184	1,864	1.080	8,69	598	19,3	7,56	0,841	73,7	174,0	290
295	0,02617	1,002	51,94	2.449	4,181	1,868	959	8,89	606	19,5	6,62	0,849	72,7	227,5	295
300	0,03531	1,003	39,13	2.438	4,179	1,872	855	9,09	613	19,6	5,83	0,857	71,7	276,1	300
305	0,04712	1,005	29,74	2.426	4,178	1,877	769	9,29	620	20,1	5,20	0,865	70,9	320,6	305
310	0,06221	1,007	22,93	2.414	4,178	1,882	695	9,49	628	20,4	4,62	0,873	70,0	361,9	310
315	0,08132	1,009	17,82	2.402	4,179	1,888	631	9,69	634	20,7	4,16	0,883	69,2	400,4	315
320	0,1053	1,011	13,98	2.390	4,180	1,895	577	9,89	640	21,0	3,77	0,894	68,3	436,7	320
325	0,1351	1,013	11,06	2.378	4,182	1,903	528	10,09	645	21,3	3,42	0,901	67,5	471,2	325
330	0,1719	1,016	8,82	2.366	4,184	1,911	489	10,29	650	21,7	3,15	0,908	66,6	504,0	330
335	0,2167	1,018	7,09	2.354	4,186	1,920	453	10,49	656	22,0	2,88	0,916	65,8	535,5	335
340	0,2713	1,021	5,74	2.342	4,188	1,930	420	10,69	660	22,3	2,66	0,925	64,9	566,0	340
345	0,3372	1,024	4,683	2.329	4,191	1,941	389	10,89	668	22,6	2,45	0,933	64,1	595,4	345
350	0,4163	1,027	3,846	2.317	4,195	1,954	365	11,09	668	23,0	2,29	0,942	63,2	624,2	350
355	0,5100	1,030	3,180	2.304	4,199	1,968	343	11,29	671	23,3	2,14	0,951	62,3	652,3	355
360	0,6209	1,034	2,645	2.291	4,203	1,983	324	11,49	674	23,7	2,02	0,960	61,4	697,9	360
365	0,7514	1,038	2,212	2.278	4,209	1,999	306	11,69	677	24,1	1,91	0,969	60,5	707,1	365
370	0,9040	1,041	1,861	2.265	4,214	2,017	289	11,89	679	24,5	1,80	0,978	59,5	728,7	370
373,15	1,0133	1,044	1,679	2.257	4,217	2,029	279	12,02	680	24,8	1,76	0,984	58,9	750,1	373,15
375	1,0815	1,045	1,574	2.252	4,220	2,036	274	12,09	681	24,9	1,70	0,987	58,6	761	375
380	1,2869	1,049	1,337	2.239	4,226	2,057	260	12,29	683	25,4	1,61	0,999	57,6	788	380
385	1,5233	1,053	1,142	2.225	4,232	2,080	248	12,49	685	25,8	1,53	1,004	56,6	814	385
390	1,794	1,058	0,980	2.212	4,239	2,104	237	12,69	686	26,3	1,47	1,013	55,6	841	390
400	2,455	1,067	0,731	2.183	4,256	2,158	217	13,05	688	27,2	1,34	1,033	53,6	896	400
410	3,302	1,077	0,553	2.153	4,278	2,221	200	13,42	688	28,2	1,24	1,054	51,5	952	410
420	4,370	1,088	0,425	2.123	4,302	2,291	185	13,79	688	29,8	1,16	1,075	49,4	1.010	420
430	5,699	1,099	0,331	2.091	4,331	2,369	173	14,14	685	30,4	1,09	1,10	47,2		430