



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Projecção de uma caldeira à base de serradura para geração de energia eléctrica numa
serração**

Autora:

Sherly Carolina Mauaie

Supervisores:

Prof. Dr. Eng.º. Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Eng.º Vicente Chirime, Mcs.

Maputo, Julho 2024



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

FACULDADE DE ENGENHARIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

Monografia submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, como requisito para obtenção do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica

Autora:

Sherly Carolina Mauaie

Supervisores:

Prof. Dr. Eng.º. Jorge Olívio Penicela Nhambiu

Eng.º Vicente Chirime, Mcs.

Maputo, Julho 2024

Dedico este trabalho aos meus pais

AGRADECIMENTOS

Agradecer primeiramente a Deus pelo dom da vida, por capacitar-me na realização deste trabalho e por estar sempre em todos os momentos da minha vida.

Aos meus Pais pelo apoio incondicional e pelo incentivo ao longo de toda minha jornada académica. Sem o seu amor, paciência e compreensão, este trabalho não seria possível. Obrigada por sempre acreditarem em mim e me proporcionarem as oportunidades necessárias para alcançar meus objectivos. Este trabalho é dedicado a vocês, como um pequeno reconhecimento por tudo que fizeram por mim.

Ao meu supervisor, Prof. Doutor Eng.º Jorge Olívio Penicela Nhambiu pela sua orientação e apoio ao longo do desenvolvimento do meu trabalho de licenciatura. A sua paciência e dedicação foram fundamentais para a realização deste projecto, por todas as sugestões valiosas, pelo tempo dedicado às revisões e pelo incentivo constante que me proporcionou. A sua orientação não apenas contribuiu para a qualidade do meu trabalho, mas também para o meu crescimento académico e profissional.

Às minhas queridas avós Carolina e Judite Simião Langa pelo amor incondicional e por sempre encorajarem-me a seguir os meus sonhos. A vossa sabedoria, paciência e carinho me inspiraram a perseverar e alcançar este marco importante na minha vida.

Aos meus amigos Pedro Zacarias Ndoa, Filipe José Manjate, André Zandamela, a Time Mulima, Albino Rafael Milambo, Juclêncio Massangaie conhecidos na faculdade que estiveram ao meu lado nos momentos de desafio e celebração. Agradeço pela paciência, pelos conselhos valiosos e pela ajuda prática em cada etapa do processo.

À toda minha família que directa ou indirectamente contribuiu para a realização do trabalho seja através de palavras encorajadoras, gestos de carinho ou simplesmente estando ao meu lado nos momentos difíceis. Suas palavras de encorajamento foram como um farol orientador em meio às incertezas, e sua presença constante foi um lembrete constante do valor do apoio familiar.

RESUMO

A utilização da biomassa por ser uma fonte de energia renovável é uma solução alternativa para substituição dos tradicionais combustíveis fósseis e poluentes. Este trabalho tem como objectivo dimensionar uma caldeira que usa serradura como combustível, destinada à produção de vapor, que será utilizado para accionar uma turbina acoplada a um gerador eléctrico de 150 kW. A serradura, derivada das operações de serragem de madeira de pinho, é aproveitada como uma fonte de energia renovável, promovendo uma alimentação interna sustentável na serração. A caldeira projectada é capaz de produzir 2000 kg/h de vapor a pressão de 1,27 bar. Este sistema é projectado para alimentar as máquinas da serração, reduzindo a dependência de fontes de energia externas e aumentando a eficiência energética do processo de produção. Para determinar a viabilidade do uso de serradura como combustível, realizou-se o balanço térmico através do método indirecto que inicia com uma análise detalhada da composição química do pinho, que permitiu calcular o seu poder calorífico. Com base nesses dados, foram calculados a temperatura adiabática da chama e o rendimento da caldeira, que foi 79,2%. Os cálculos necessários para dimensionar a caldeira e prever o desempenho do sistema foram efectuados utilizando o software Excel. Através destas simulações, foi possível verificar a eficiência energética e a sustentabilidade do sistema proposto. Os resultados indicam que o uso de serradura como combustível não só é viável como também é vantajoso do ponto de vista económico, contribuindo para a redução de resíduos e para a melhoria da eficiência energética na serração.

Palavras-chave: caldeira, vapor, biomassa, energia eléctrica, método de balanço indirecto

ABSTRACT

The use of biomass as a renewable energy source is an alternative solution for replacing traditional fossil fuels, which are polluting. This work aims to design a boiler using sawdust as fuel for steam production, which will be used to drive a turbine coupled to a 150 kW generator. The sawdust, derived from pine wood sawing operations, is harnessed as a renewable energy source, promoting a sustainable internal energy supply within the sawmill. The designed boiler can produce 2000 kg/h of steam at a pressure of 1,27 bar. This system is designed to power the sawmill's machinery, reducing dependence on external energy sources and increasing the energy efficiency of the production process. To determine the feasibility of using sawdust as fuel, a detailed analysis of the chemical composition of pine wood was conducted through the indirect method, which allowed for the calculation of its calorific value. Based on this data, the flame temperature and boiler efficiency were calculated, with the latter determined to be 79,2%. The necessary calculations for sizing the boiler and predicting the system's performance were carried out using Excel software. Through these simulations, it was possible to verify the energy efficiency and sustainability of the proposed system. The results indicate that using sawdust as fuel is not only feasible but also advantageous from economic perspectives, contributing to waste reduction and improving energy efficiency in the sawmill.

Keywords: boiler, steam, biomass, electric power, indirect method

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	13
1.2. Objectivos	14
1.3. Justificativa	15
2. ESTUDO DO ESTADO DE ARTE	17
2.1. DEFINIÇÕES INICIAIS	17
2.1.1. Combustíveis	17
2.1.2. Combustão	17
2.1.3. Biomassa	17
2.1.4. Vapor saturado	18
2.1.5. Substância Pura	18
2.1.6. Calor sensível	18
2.1.7. Calor Latente	18
2.1.8. Pressão máxima de trabalho admissível-PMTP	18
2.2. PRINCÍPIO DE GERAÇÃO DE ENERGIA Á PARTIR DA SERRADURA	19
2.2.1. Conservação de Energia	19
2.2.2. Geradores Eléctricos	19
2.2.3. Turbina	19
2.2.4. Geração Termelétrica	20
2.2.5. Geração de energia	20
2.2.6. Ciclo de Rankine	21
2.3. GERADORES DE VAPOR	22
2.3.1. Produção de vapor	22
2.3.2. Gerador de vapor	22
2.3.3. Caldeira	23
2.3.4. Classificação das Caldeiras á Vapor	23
2.3.5. Componentes fundamentais de uma Caldeira	26
2.3.6. Acessórios Fundamentais numa Caldeira	27
3 METODOLOGIA DE CÁLCULOS	28
3.1 ANÁLISE ELEMENTAR DO PINHO	28
3.1.1 Poder Calorífico inferior	29
3.1.2 Balanço Estequiométrico	29
3.1.3 Composição dos produtos de combustão	31
3.1.4 Temperatura Adiabática da Chama	35
3.1.1 Método de Balanço Indirecto	36

3.1.2	Cálculo das Perdas	37
3.1.3	Consumo de Combustível.....	41
3.1.4	Energia Inserida	41
3.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA FORNALHA	42
3.2.1	Calor Irradiado na Câmara de Combustão	42
3.2.2	Factor de eficiência térmica.....	44
3.2.3	Emissividade da chama	45
3.2.4	Emissividade da Fornalha.....	46
3.2.5	Temperatura da chama.....	47
3.3	DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DA FORNALHA	48
3.4	DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DOS TUBOS DE CONVECÇÃO.....	50
3.4.1	Coeficiente global de transferência de calor.....	50
3.4.2	Temperatura média Logarítmica	53
3.4.3	Área dos tubos de convecção.....	53
3.5	DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR	54
3.5.1	Taxa de transferência de Calor	54
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	57
4.1.1	Escolha da Turbina à vapor	57
4.1.2	Dados de partida	57
4.2	DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DA CALDEIRA FLAMOTUBULAR	58
4.3	CÁLCULO DE COMBUSTÃO	59
4.3.1	Composição química do combustível.....	59
4.3.2	Resultados do cálculo de combustão	60
4.4	DIMENSIONAMENTO DA FORNALHA.....	61
4.5	TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA FORNALHA.....	63
4.6	DIMENSIONAMENTO DOS TUBOS DE CONVECÇÃO.....	65
4.7	TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS TUBOS DE CONVECÇÃO.....	66
4.8	RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR	68
4.8.1	Resultados do Cálculo de Transferência de calor no Condensador.....	68
4.9	DIMENSIONAMENTO MECÂNICO DA CALDEIRA.....	70
4.10	DESENHO DA INSTALAÇÃO.....	71
5	AVALIAÇÃO ECONÓMICA DO PROJECTO.....	72
5.1	INDICADORES DE VIABILIDADE DO PROJECTO.....	73
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	74
6.1	CONCLUSÕES	74

6.2	RECOMENDAÇÕES	75
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76
8	ANEXO I: COEFICIENTES DE EXCESSO DE AR PARA DIFERENTES TIPOS DE FORNALHA E COMBUSTÍVEIS.	79
9	ANEXO II: VALORES DE CO2 NOS GASES SECOS PARA DIFERENTE TIPOS DE COMBUSTÍVEL	79
10	ANEXO III: FACTOR DE CORRECÇÃO DEVIDO A INFLUÊNCIA DA REGIÃO DE ENTRADA.....	80
11	ANEXO IV: RESULTADOS DO CÁLCULO DE TRANSFERÊNCIAS DE CALOR NOS TUBOS.....	81
12	ANEXO VI: MAPA DE AMORTIZAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	82
13	ANEXO VII: MAPA DE CASH FLOW	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 layout da serração.	15
Figura 2 Turbina de Condensação.....	19
Figura 3 Ciclo de Rankine.....	22
Figura 4 Caldeira Aquatubular com tambor Transversal	24
Figura 5 Caldeira Flamotubular.	25
Figura 6 Modelo construtivo da caldeira flamotubular	58
Figura 7 Apresentação da fornalha.....	61
Figura 8 Dimensões da fornalha.....	62
Figura 9 Gráfico de transferência de calor por radiação e convecção em função da temperatura da superfície da fornalha	64
Figura 10 Principais componentes da parte convectiva	65
Figura 11 Gráfico de transferência de calor por convecção e radiação em função da temperatura da superfície dos tubos de convecção	67
Figura 12 Modelo construtivo do condensador	69
Figura 13 Instalação de geração de energia eléctrica	71

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 Análise elementar do pinho em massa seca.....	28
Tabela 2 Perdas para os diferentes tipos de combustível	39
Tabela 3 Factor de eficiência térmica.....	44
Tabela 4 Dados tirados do catálogo da turbina á vapor DTEC Modelo N0.15-125.....	57
Tabela 5 Dados de partida para o dimensionamento da caldeira	57
Tabela 6 Composição química em massa de trabalho do Pinho.....	59
Tabela 7 Resultados do cálculo de combustão	60
Tabela 8 Resultados do dimensionamento da fornalha	62
Tabela 9 Resultado do cálculo de transferência de calor	63
Tabela 10 Resultado do cálculo de transferência de calor nos tubos	66
Tabela 11 Resultado do Cálculo térmico do Condensador.....	68
Tabela 12 Resultado do cálculo de transferência de calor nos tubos.	68
Tabela 13 Materiais escolhidos e sua aplicação na caldeira.....	70
Tabela 14 Resultados do dimensionamento mecânico da caldeira.....	70
Tabela 15 Determinação do capital de investimento.....	72

Lista de Símbolos

V_{ar} - Volume real de ar [m^3N/kg_{comb}];
 V^o_{ar} - Volume teórico de ar [m^3N/kg_{comb}];
 V^o_{ar} - Volume teórico de ar [m^3N/kg_{comb}];
 α - Coeficiente de excesso de ar;
 V^0_{RO} -Volume teórico dos gases biatómico [m^3N/kg_{comb}];
 $V^0_{H_2O}$ -Volume teórico da água [m^3N/kg_{comb}];
 V_{RO} - Volume real dos gases biatómicos [m^3N/kg_{comb}];
 V_{H_2O} - Volume real da água [m^3N/kg_{comb}];
 V_{RO} - Volume real dos gases triatómicos [m^3N/kg_{comb}];
 V_{O_2} - Volume do oxigénio excedente [m^3N/kg_{comb}];
 V_g - Volume dos gases de combustão [m^3N/kg_{comb}];
 C^t - Teor de Carbono no combustível em %;
 H^t - Teor de Hidrogénio no combustível em %;
 O^t - Teor de Oxigénio no combustível em %;
 S^t - Teor de Enxofre no combustível em %;
 N^t - Teor de Nitrogénio no combustível em %;
 W^t - Teor de Humidade no combustível em %;
 I_{PC} - Entalpia específica dos gases de combustão [kJ/m^3];
 I_g - Entalpia dos gases de combustão [kJ/m^3];
 Q^t_i -Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg_{comb}];
 r_{RO_2} - Fracção volúmica real dos gases triatómicos;
 r_{RO} - Fracção volúmica real dos gases biatómicos;
 r_{H_2O} - Fracção volúmica real do vapor de água;
 r_{O_2} - Fracção volúmica real do oxigénio excedente;
 $(C\theta)_{RO}$ - Entalpia específica dos gases biatómicos [kJ/m^3];
 $(C\theta)_{H_2O}$ -Entalpia específica do vapor de água [kJ/m^3];
 $(C\theta)_{O_2}$ - Entalpia específica do oxigénio excedente [kJ/m^3];
 Q^t_i - Poder calorífico inferior do combustível [kJ/m^3];
 B - Consumo de combustível [kg/h];
 $\dot{m}_v$ - Capacidade de geração de vapor da caldeira [kg/h];
 h_v - Entalpia do vapor gerado na caldeira [kJ/kg];

h_a - Entalpia da água de alimentação da caldeira [kJ/kg];
 ε_f - Emissividade da fornalha;
 σ - Constante de Stefan-Boltzman $5,670 \times 10^{-11} kW/m^2 \cdot K^4$;
 T_{ch} e T_{ad} - Temperatura da chama e da parede de água, respectivamente [K];
 T_{sf} - Temperatura dos gases a saída da fornalha [K];
 η - Rendimento térmico da caldeira;
 Q_{abs} - Calor absorvido pelas paredes de água na fornalha [kW];
 A - Área superficial total em contacto com o gás [m^2];
 N - Número de tubos;
 d_{ic} - Diâmetro interno dos tubos de cada passagem [m];
 L_c - Comprimento dos tubos de convecção [m];
 P - Pressão máxima de trabalho da caldeira [MPa];
 L_c - Comprimento dos tubos de convecção [m];
 Q_{trans} - É a taxa de calor a ser transferido [kW];
 $\dot{m}_v$ - É a vazão mássica do vapor [kg/s];
 $\bar{c}_p$ - É o calor específico médio [$kJ/kg^\circ C$];
 T_v^i - É a temperatura inicial do vapor [$^\circ C$];
 C_z - Coeficiente que considera a influencia que tem a transmissão de calor nos tubos;
 C_q - Coeficiente que considera as características geométricas dos tubos;
 c_p - Calor específico do gás na temperatura T_g , [$kJ/kg \cdot K$];
 ε_{cinz} - Emissividade das cinzas depositadas na superfície interna dos tubos;
 ε_g - Emissividade do gás de combustão à temperatura T_g ;
 L_e - Espessura média efectiva da camada gasosa [m];
 Pr - Número de Prandtl dos gases;
 Re - Número de Reynolds dos produtos de combustão nos tubos;
 C_c - Factor de correcção devido a influência da região de entrada;
 ρ - Massa específica do gás de combustão na temperatura T_g , [kg/m^3];
 v - Velocidade do gás no tubo [m/s];
 ρ - Massa específica do gás de combustão na temperatura T_g , [kg/m^3];
 v - Velocidade do gás no tubo [m/s];
 μ - Viscosidade dinâmica do gás na temperatura T_g , [$kg/m \cdot s$];
 ϕ - Coeficiente de conservação de calor na fornalha;
 q_6 - Fracção de calor perdida ao meio ambiente;

$\overline{V}_{cp}$ - Calor específico médio dos gases de combustão [$kJ/kg \cdot h$]

I_s^f - Entalpia dos gases de combustão na saída da fornalha [kJ/m^3];

ψ - Coeficiente médio de eficiência térmica;

ε_{ch} - Emissividade da chama;

k - Coeficiente de absorção da radiação na fornalha [$1/(m \cdot MPa)$];

P - Pressão dos gases na fornalha [MPa];

S - Espessura média efectiva da camada radiante [m];

k_y - Coeficiente de absorção de radiação, devido aos gases triatômicos [$1/(m \cdot MPa)$];

r - Fração dos gases triatômicos $r = r_{RO_2} + r_{H_2O}$;

k_{cinz} - Coeficiente de absorção radiante devido a partículas de cinza [$1/(m \cdot MPa)$];

μ_{cinz} - Concentração adimensional das cinzas nos produtos de combustão;

c_1 e c_2 - Coeficientes determinados pelo tipo de combustível e do método de queima, respectivamente;

k_{cin} - Coeficiente de absorção radiante devido às partículas de cinza [$1/m \cdot MPa$]

d_{cin} - Diâmetro das partículas de cinza em [μm];

arr - Fração de cinzas arrastadas pelos gases;

G_g - Razão entre a massa dos produtos de combustão (kg de gás) e a massa de combustível (kg de combustível);

ψ - Factor de eficiência térmica;

ζ - Factor de fuligem;

U - Coeficiente global de transferência de calor [$kW/m^2 \cdot K$];

Δt_m - Temperatura média logarítmica [K];

Δt_{max} - Maior diferença da temperatura na entrada ou saída da superfície de aquecimento;

Δt_{min} - Menor diferença da temperatura na entrada ou saída da superfície de aquecimento;

h_1 - Coeficiente total de transferência de calor para o lado interno do tubo [$kW/m^2 \cdot K$];

h_2 - Coeficiente total de transferência de calor do lado externo do tubo [$kW/m^2 \cdot K$];

k_t - Condutividade térmica do tubo [$kW/m \cdot K$];

d_e - Diâmetro externo do tubo [mm];

ε - Coeficiente de deposição de cinzas que depende do tipo de combustível;

k_g - Coeficiente de condutividade térmica dos gases de combustão [$kW/m \cdot K$];

Pr - Número de Prandtl dos gases;

Re - Número de Reynolds dos produtos de combustão nos tubos;

C_c - Factor de correcção devido a influência da região de entrada;

ρ - Massa específica do gás de combustão na temperatura T_g , $[kg/m^3]$;

v - Velocidade do gás no tubo $[m/s]$;

μ - Viscosidade dinâmica do gás na temperatura T_g , $[kg/m]$

1. INTRODUÇÃO

A busca por fontes alternativas de energia tem sido um assunto bastante debatido nos últimos tempos. Os motivos que tornam o assunto de tamanha importância para a sociedade são: o alto custo dos combustíveis fósseis, a incerteza no fornecimento destes, principalmente do petróleo devido às constantes instabilidades políticas e militares no médio oriente e do impacto ambiental que estes criam. As energias renováveis têm sido uma boa opção para responder a estes três problemas (Hodge, 2017).

A serração de madeira gera uma quantidade significativa de resíduos, especialmente serradura. Tradicionalmente, esses resíduos podem ser subutilizados ou descartados inadequadamente, causando problemas ambientais. A utilização da serradura como combustível é uma solução inovadora e sustentável que aproveita eficientemente um subproduto do processo de serragem. O trabalho justifica-se por implementar práticas industriais mais eficientes e ecologicamente responsáveis, promovendo um uso inteligente dos recursos disponíveis e contribuindo para a sustentabilidade do sector madeireiro. Esta abordagem não só reduz o volume de resíduos descartados, mas também transforma um passivo ambiental em uma fonte de energia renovável e limpa.

O presente projecto tem como objectivo principal desenvolver um sistema de geração de energia eléctrica numa serração utilizando a serradura, um subproduto do processamento da madeira, como combustível. O sistema de geração de energia eléctrica consiste numa caldeira que utiliza serradura como combustível, produzindo vapor para accionar uma turbina acoplada a um gerador eléctrico promovendo uma alimentação interna sustentável na serração. Inclui cálculos de eficiência energética e dimensionamento dos componentes principais da caldeira. A produção de energia internamente reduz a dependência de fontes externas e resulta em economia significativa nos custos operacionais da serração. O investimento inicial numa caldeira e turbina pode ser recuperado através da redução nas despesas com energia eléctrica em máquinas utilizadas na serração. Além disso, a auto-suficiência energética proporciona maior estabilidade e visibilidade nos custos de produção, tornando a operação da serração mais competitiva.

1.2. Objectivos

1.2.1. Geral:

- Dimensionar uma caldeira a biomassa que seja capaz de produzir vapor em condições adequadas (temperatura, pressão e fluxo de vapor) para accionar uma turbina à vapor para gerar energia eléctrica.

1.2.2. Específicos:

- Identificar um modelo adequado de turbina á vapor;
- Determinar o potencial energético da serradura;
- Computar as dimensões dos componentes da caldeira a partir do cálculo térmico;
- Computar as dimensões do Condensador.

1.3. Justificativa

Apesar da abundante disponibilidade de serradura como subproduto das operações de serragem de madeira de Pinho, a sua utilização eficiente e sustentável ainda é um desafio significativo. Normalmente, a serradura é descartada ou queimada a céu aberto, resultando em desperdício de recursos e impactos ambientais negativos, como a emissão de gases de efeito estufa e poluição do ar. A implementação de uma caldeira que utilize serradura como combustível para gerar energia eléctrica directamente na serração representa uma solução inovadora e sustentável para esses problemas. Portanto, o projecto visa transformar um resíduo problemático em uma fonte valiosa de energia, minimizando o impacto ambiental da serração.

As máquinas e equipamentos na serração, exigem uma quantidade considerável de energia eléctrica para funcionar eficientemente. Implementar um sistema de geração de energia utilizando serradura como combustível, permitirá alimentar directamente essas máquinas, reduzindo significativamente os custos de energia, proporcionando uma fonte de energia mais estável e confiável. Á seguir segue-se a imagem que ilustra o processo completo de serração, destacando várias etapas do processamento de madeira.

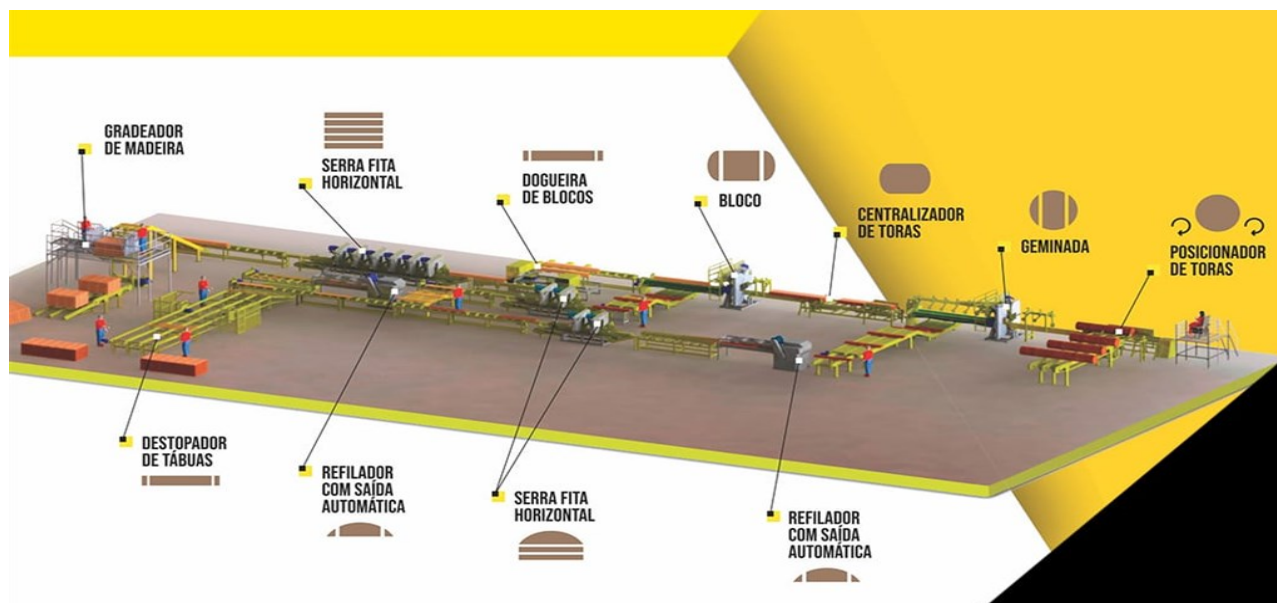


Figura 1 layout da serração. Fonte: Mill Indústrias

A imagem acima ilustra um processo completo de serração, destacando várias etapas do processamento de madeira, desde o posicionamento das toras até a produção final de tábuas e blocos. Cada etapa do processo, incluindo operações em máquinas como posicionadores de toras, centralizadores de toras, serras fitas horizontais, dogueiras de blocos, destopadores de tábuas e refiladores com saída automática, gera serradura como subproduto.

Posteriormente, foi realizado um levantamento detalhado das máquinas e equipamentos presentes na serração, considerando suas especificações técnicas e necessidades energéticas. Esse levantamento é crucial para entender a demanda total de energia e planejar adequadamente a capacidade de geração.

A tabela abaixo resume as potências unitárias e totais das máquinas:

Tabela 1 Potência das máquinas

Lista de Máquinas					
I	Equipamento	Descrição	Quant.	Potência U	Potência T(kW)
1	Serra fita Geminada	YSDMILL	1	20 kW	20 kW
2	Serra fita Horizontal Grande	MILL	1	18 kW	18 kW
3	Refilador com saída automática	MILL	2	18 kW	36 kW
4	Dogueira de Blocos	MILL	1	6 kW	6 kW
5	Insuflador de ar	Sicflux	1	17 W	17 W
6	Bomba de Água	MAH	2	1.5 kW	3 kW
7	Serra Fita Horizontal Pequena	Tinquan	3	7.5 kW	22.5 kW
8	Pulverizador de Serradura	Kingan	1	11 kW	11 kW
9	Lâmpadas	LED	8	12 W	96 W
10	Ventiladores do condensador	Alfa Laval	6	6 kW	36 kW
TOTAL (kW)					138,11 kW

Com base no levantamento das potências das máquinas, foi constatado que a serração requer um total de aproximadamente 138.11 kW para operar eficientemente. Essa necessidade energética justifica a implementação de um sistema de geração de energia com capacidade de 150 kW, proporcionando uma pequena margem de segurança para cobrir perdas e picos de consumo. Com a necessidade energética de 150 kW para operar todas as máquinas da serração, o projecto de implementação do sistema de geração de energia utilizando serradura como combustível se inicia.

2. ESTUDO DO ESTADO DE ARTE

2.1.DEFINIÇÕES INICIAIS

2.1.1. Combustíveis

Os materiais que podem ser queimados para libertar energia térmica podem ser chamados de combustíveis, a grande maioria dos combustíveis conhecidos, são primariamente constituídos por hidrocarbonetos e indicados pela fórmula geral C_nH_m (Çengel, 2013). Os combustíveis podem ser classificados pelo seu estado natural na atmosfera padrão, ou seja, sólido, líquido ou gasoso.

Os combustíveis sólidos foram os primeiros utilizados pela humanidade, principalmente devido a facilidade de encontrá-los e realizar o processo de combustão. A utilização das madeiras das florestas como combustível é um exemplo disso (Tavares e Santos, 2013). Os combustíveis sólidos incluem a madeira, carvão, resíduos urbanos, resíduos agrícolas etc.

2.1.2. Combustão

A combustão é a reacção química na qual um combustível reage com um meio gasoso que contenha oxigénio, o qual é denominado comburente. Essa reacção chamada de exotérmica liberta calor. O processo de combustão envolve a oxidação dos constituintes do combustível que são oxidáveis e pode, portanto, ser representado por uma equação química. Durante o processo de combustão, a massa de cada elemento permanece a mesma e os valores molares podem variar, dessa forma, resolver um problema de combustão implica, basicamente, a conservação de massa de cada elemento (Van Wylen, 1998).

2.1.3. Biomassa

Segundo Aneel (2008), a biomassa é caracterizada por todos os recursos renováveis oriundos de matérias orgânicas, tanto os de origem animal como os de origem vegetal que podem ser utilizados na geração de energia.

2.1.4. Vapor saturado

A temperatura e pressão na qual ocorre a mudança de fase são denominadas respectivamente, temperatura de saturação e pressão de saturação. Dessa forma, vapor saturado é o vapor existente na temperatura e pressão de saturação (Coelho, 2016).

2.1.5. Substância Pura

Uma substância é considerada pura, segundo Coelho (2016), se ela tiver uma composição química invariável ao longo do tempo. As substâncias puras podem-se apresentar em mais de uma fase (exemplo a água).

2.1.6. Calor sensível

A entalpia do líquido, h_s , (calor sensível) é a quantidade de calor necessário para elevar a temperatura de 1kg de água, de 0 °C até a sua temperatura de ebulição (Martinelli Jr., 2003). Ou por outras palavras, é a variação da temperatura de uma substância sem que ocorra a mudança do seu estado físico.

2.1.7. Calor Latente

A adição de entalpia de vaporização, h_{lat} , (calor latente) é a quantidade de calor necessário para converter 1 kg de água líquida em vapor seco à mesma temperatura e pressão (Martinelli Jr., 2003).

2.1.8. Pressão máxima de trabalho admissível-PMTP

A pressão máxima de trabalho admissível, segundo a NR13-Norma Regulamentadora nº13 (2014), é o maior valor de pressão compatível com o código de projecto, a resistência dos materiais utilizados, dimensões do equipamento e seus parâmetros operacionais.

2.2.PRINCÍPIO DE GERAÇÃO DE ENERGIA Á PARTIR DA SERRADURA

2.2.1. Conservação de Energia

Segundo Boyle, 2004, A conversão de energia é o processo de transformar uma forma de energia em outra. No contexto da geração de electricidade, isso geralmente envolve a conversão de energia mecânica, térmica, química ou solar em energia eléctrica.

2.2.2. Geradores Eléctricos

Os geradores são dispositivos que convertem energia mecânica em energia eléctrica através do movimento de um condutor em um campo magnético. (Chapman, 2002).

2.2.3. Turbina

As turbinas são dispositivos rotativos que convertem energia de um fluido em movimento (água, vapor, ar ou gases) em energia mecânica, que pode então ser usada para accionar um gerador (El-Wakil, 1984).

No tocante às turbinas, Yanagihara (2016) ressalta que a turbina a vapor é um dos equipamentos industriais mais versáteis, sendo amplamente utilizada em termelétricas, em propulsão marítima e em processos industriais no geral, principalmente quando se deseja produzir energia eléctrica e obter energia térmica para aquecimento.

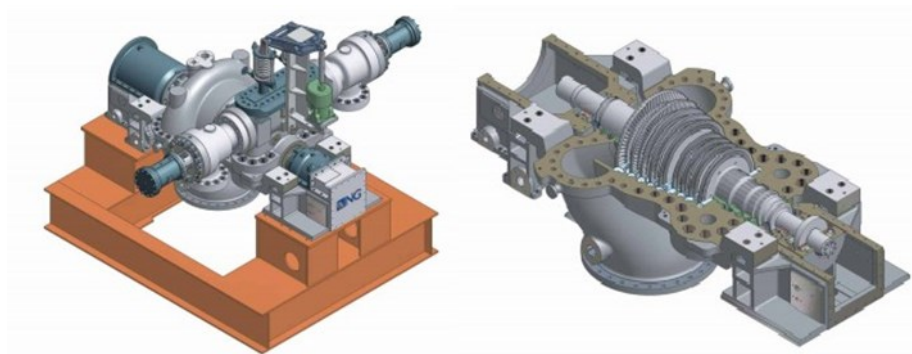


Figura 2 Turbina de Condensação. Fonte: Conforme Flausinio (2015)

2.2.4. Geração Termelétrica

A geração termelétrica utiliza o calor produzido pela combustão de combustíveis fósseis ou biomassa para gerar vapor, que acciona turbinas conectadas a geradores eléctricos. (Nag, 2002)

2.2.5. Geração de energia

A geração de energia é o processo de produzir energia eléctrica a partir de outras formas de energia. Isso pode ser feito através de várias tecnologias e fontes de energia, incluindo combustíveis fósseis (carvão, petróleo, gás natural), energia nuclear, e fontes renováveis (solar, eólica, hidráulica, biomassa, geotérmica)

De acordo com Corrêa Neto e Ramon (2002), a transformação da energia térmica em energia mecânica, que ocorre numa central termoelétrica, é realizada por diferentes equipamentos cuja construção é baseada em algum dos diversos ciclos termodinâmicos conhecidos. No caso do sector madeireiro, o atendimento energético é tradicionalmente realizado pelo ciclo Rankine, onde o combustível (serradura) é queimado externamente (na caldeira) e dirigido à máquina motriz (turbina), para produzir energia. Esse vapor superaquecido está a temperatura que varia entre 723K a 803K, em usinas mais modernas. Em seguida, o vapor se expande na turbina e produz trabalho mecânico, accionando um gerador (Corrêa Neto, Ramon, 2002). Após a expansão, o vapor a baixas pressões e menor temperatura é condensado e retorna à caldeira.

2.2.6.Ciclo de Rankine

O Ciclo Rankine é o ciclo ideal para uma unidade motora simples a vapor e compreende os processos termodinâmicos básicos abaixo listados.

A entropia, unidade [J/K] (Joules por Kelvin), é uma grandeza termodinâmica que mensura o grau de irreversibilidade de um sistema, encontrando-se geralmente associada ao que se denomina por "desordem" de um sistema termodinâmico. De acordo com a segunda lei da termodinâmica, o trabalho pode ser completamente convertido em calor, e por tal em energia térmica, mas energia térmica não pode ser completamente convertida em trabalho. Com a entropia procura-se mensurar a parcela de energia que não pode mais ser transformada em trabalho em transformações termodinâmicas a dada temperatura (Centrais Elétricas Brasileiras, 2005).

Ao sofrerem alteração de temperatura, os corpos alteram o estado de agitação de suas moléculas. Então ao considerar-se esta agitação como a desordem do sistema, pode-se concluir que:

- quando um sistema recebe calor $Q>0$, sua entropia aumenta;
- quando um sistema cede calor $Q<0$, sua entropia diminui; e
- se o sistema não troca calor $Q=0$, sua entropia permanece constante.

Conforme demonstrado na Figura 1, no ciclo de Rankine os seus estágios ficam assim definidos:

- 1 – 2: Processo de bombeamento adiabático reversível;
- 2 – 3: Processo de troca de calor a pressão constante, na caldeira;
- 3 – 4: Processo de expansão adiabática reversível (turbina);
- 4 – 1: Processo de troca de calor a pressão constante, no condensador;

As indicações Q_{23} e Q_{41} significam, respectivamente, a transferência de calor do reservatório de alta temperatura para o fluido de trabalho e do fluido de trabalho para o reservatório de baixa temperatura.

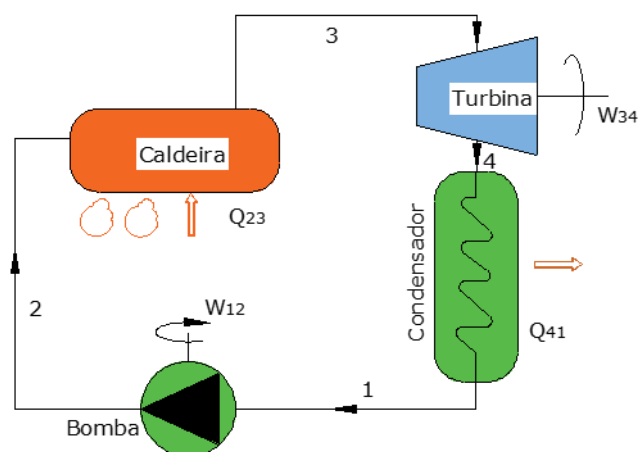


Figura 3 Ciclo de Rankine.

2.3.GERADORES DE VAPOR

2.3.1. Produção de vapor

Actualmente, muitas indústrias necessitam nos seus processos de fabrico, meios de aquecimento. Para tal, utiliza-se o vapor como fluido térmico podendo este ser produzido em duas situações. Pode ser utilizado na forma de vapor saturado nos casos de aquecimento industrial e central em que o vapor cede o seu calor de condensação a temperatura constante. Na produção de energia eléctrica é essencialmente utilizado na forma de vapor sobreaquecido, no sentido de evitar danos de corrosão no equipamento (Adene, 2015).

A preferência pelo vapor como fluido de trabalho deve-se principalmente ao seu alto poder calorífico, juntamente com o facto da ampla disponibilidade de água na indústria (Gera, 2015).

2.3.2. Gerador de vapor

Caldeiras ou Geradores de vapor são equipamentos destinados a produzir vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando diversas fontes de energia. O calor liberto na combustão é carregado pelos gases a alta temperatura sendo transferido por troca térmica para a água que é aquecida e transformada em vapor. (Martinelli Jr., 2003).

2.3.3. Caldeira

As caldeiras são equipamentos que têm como finalidade converter a energia química em energia térmica através da queima do combustível. De uma forma geral, as caldeiras são constituídas por uma câmara de combustão onde o combustível é misturado com uma quantidade de oxigénio para permitir a combustão. Os gases provenientes dessa combustão aquecem o fluido através das paredes metálicas da caldeira, contudo este processo varia consoante o tipo de caldeira e combustível a queimar (Cleaver Brooks, 2015).

Outra definição sustenta que a caldeira é um equipamento que, utilizando a energia química libertada durante a queima de um combustível, promove a mudança de fase da água do estado líquido para vapor a uma pressão maior que a atmosférica. O vapor resultante é utilizado para o accionamento de máquinas térmicas, para a geração de energia mecânica e eléctrica, assim como para fins de aquecimento em processos industriais (Pera, 1990).

2.3.4. Classificação das Caldeiras á Vapor

Dentro das Caldeiras de Vapor tem-se as seguintes classificações:

a) Quanto à posição dos gases quentes e da água:

- Aquatubulares (Aquotubulares);
- Flamotubulares (Fogotubulares, Piro tubulares).

b) Quanto à posição dos tubos:

- Verticais;
- Horizontais;
- Inclinação.

c) Quanto à forma dos tubos:

- Rectos;
- Curvos.

d) Quanto à natureza da aplicação:

- Fixas;
- Portáteis;
- Locomóveis (geração de força e energia);
- Marítimas.

- a) Quanto á posição dos gases quentes e da água

Caldeiras Aquatubulares

Nas caldeiras aquatubulares, a água circula por dentro dos tubos e os gases quentes da combustão passam por fora dos tubos, sendo normalmente conectados entre dois ou mais tubulões. As caldeiras aquatubulares têm uso mais abrangente, atendendo as mais diversas faixas de operação, desde pequenas fábricas até grandes centrais termelétricas (BAZZO, 1995). O processo de aquecimento dos tubos com água é realizado pela transferência de calor dos gases de combustão obtidos pela queima do combustível com o ar de combustão no sistema do queimador, a Figura 4 representa o esquemático básico de uma caldeira aquatubular.

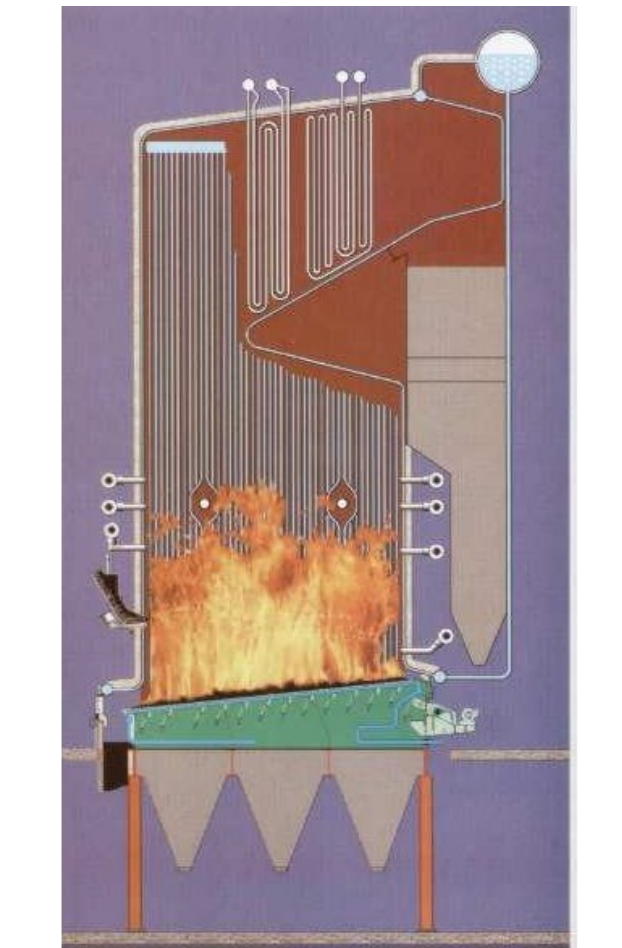


Figura 4 Caldeira Aquatubular com tambor Transversal. Fonte:(Martinelli Jr., 2003)

Caldeiras Flamotubulares

Também conhecidas como Piro-tubulares, Fogotubulares ou, ainda, como Tubos de Fumaça, são aquelas nas quais os gases da combustão (fumos) atravessam a caldeira no interior de tubos que se encontram circundados por água, cedendo calor à mesma (Martinelli Jr, 2003).

Segundo Bizzo (2003), as caldeiras flamotubulares na sua maioria são usadas para pequenas capacidades de geração de vapor (até 10 ton/h) e pressões baixas (até 10 bar), podendo chegar a 15 bar. As caldeiras modernas têm diversos passes de gases, a mais comum é a fornalha de dois passes. A câmara de reversão pode ser completamente revestida de refractários ou constituída de paredes metálicas molhadas. Esta última, produz melhores rendimentos térmicos pela redução de perdas de calor pelo contato ao ambiente (Bizzo, 2003).

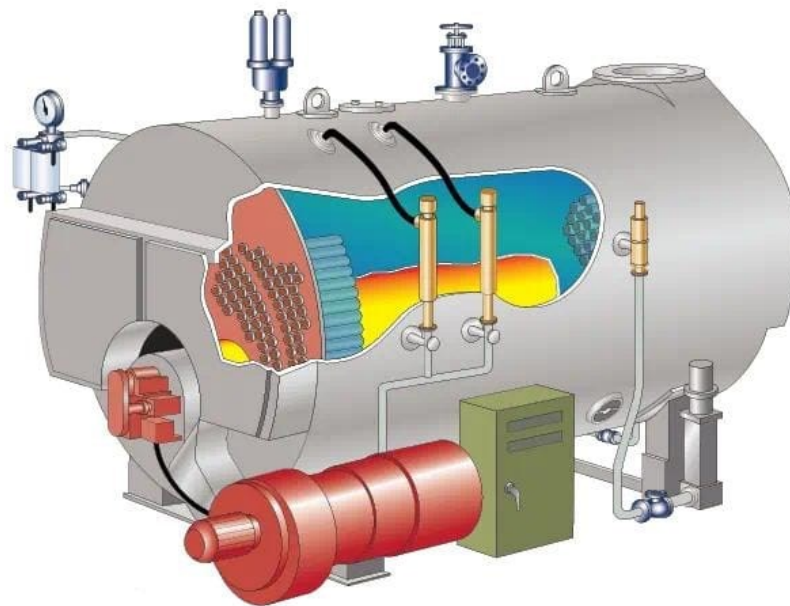


Figura 5 Caldeira Flamotubular.

Fonte: spiraxsarco.com

2.3.5. Componentes fundamentais de uma Caldeira

As caldeiras flamotubulares são geralmente montadas em base única e poucos acessórios além dos necessários são acrescentados. Em contrapartida, as caldeiras aquatubulares geralmente possuem mais componentes (Bizzo, 2003).

Os principais componentes das caldeiras são:

a) Cinzeiro

O cinzeiro é o local onde se depositam as cinzas e ou eventualmente os restos de combustíveis que atravessam a grelha sem completarem a combustão (Pera, 1990).

b) Fornalha

A fornalha é o componente da caldeira destinado a converter a energia química do combustível em energia térmica. Dependendo do tipo e qualidade do combustível, os projectos têm alternado entre caldeiras de queima em suspensão (queima em grelha) ou queima em leito fluidizado (Bazzo, 1995).

c) Câmara de Combustão

A câmara de combustão é um volume que tem a função de manter a chama numa temperatura elevada com duração suficiente para que o combustível queime totalmente antes dos produtos alcançarem os feixes de troca de calor (Martinelli Jr., 2003).

d) Caldeira

A caldeira compreende as partes onde ocorre a mudança de fase da água do estado líquido para o vapor, portanto, as paredes de água e o tambor fazem parte da caldeira (Bazzo, 1995).

e) Chaminé

A chaminé é o componente que lança os gases de combustão ao meio ambiente, portanto, esta deve ter uma altura suficiente para dispersão dos mesmos (Bizzo, 2003).

As caldeiras de grande porte podem possuir mais componentes além dos que já foram citados (Bizzo, 2003). Estes componentes são colocados com o objectivo de melhorar o rendimento das caldeiras.

São eles:

i. Superaquecedor

O superaquecedor consiste de um ou mais feixes tubulares, que são destinados a aumentar a temperatura do vapor gerado na caldeira. Nas unidades de porte maior, estes absorvem calor por radiação e por convecção (Bazzo, 1995).

ii. Economizador

O economizador é um trocador de calor que através do calor sensível dos gases de combustão saindo da caldeira, aquece a água de alimentação (Bizzo, 2003).

iii. Pré-aquecedor de ar

O Pré-aquecedor de ar é um trocador de calor cuja função é aquecer o ar de combustão, a partir do calor dos gases de exaustão da caldeira (Bizzo, 2003).

2.3.6. Acessórios Fundamentais numa Caldeira

Segundo NR13-Norma Regulamentadora nº13 (2014), constitui um risco grave e iminente a falta de qualquer dos seguintes acessórios:

- a) Válvula de segurança com pressão de abertura ajustada em valor igual ou inferior a pressão máxima de trabalho amissível (PMTA);
- b) Instrumento que indique a pressão do vapor acumulado;
- c) Injector ou outro meio de alimentação de água, independente do sistema principal, em caldeiras a combustível sólido;
- d) Sistema de drenagem rápida de água independente do sistema principal, em caldeiras a combustível sólido;
- e) Sistema de indicação para o controlo do nível de água ou outro sistema que evite o superaquecimento por alimentação deficiente.

3 METODOLOGIA DE CÁLCULOS

No presente capítulo, são apresentados os modelos de cálculo adotados no dimensionamento da caldeira. O dimensionamento é feito do ponto de vista térmico, a partir dos métodos de transferência calor, e do ponto de vista mecânico, a partir das solicitações mecânicas que a caldeira poderá sofrer durante a operação. Desta forma, será apresentado o cálculo de combustão, cálculo base para os modos de transferência de calor que ocorrem na caldeira bem como do condensador, que por sua vez será a base para o dimensionamento térmico de ambos.

3.1 ANÁLISE ELEMENTAR DO PINHO

A análise elementar de um combustível é um procedimento químico que determina a composição elementar do combustível e, conseqüentemente, suas propriedades energéticas e ambientais. Através da combustão controlada e da análise dos produtos resultantes, é possível quantificar os elementos como carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio e enxofre, entre outros. (Perry, 2020).

Tabela 2 Análise elementar do pinho em massa seca. Fonte: PERA(1990)

Carbono (C%)	Hidrogênio (H%)	Oxigênio (O%)	Nitrogênio (N%)	Enxofre (S%)	Humidade (W%)
49,25	5,99	44,4	0,06	0,3	8,62

Para o cálculo de um elemento da massa seca através de um elemento da massa de trabalho usa-se:

$$C^t = C^d \times \frac{100 - W^t}{100} \quad (3.1)$$

$$H^t = H^d \times \frac{100 - W^t}{100} \quad (3.2)$$

$$N^t = N^d \times \frac{100 - W^t}{100} \quad (3.3)$$

$$S^t = S^d \times \frac{100 - W^t}{100} \quad (3.4)$$

$$O^t = O^d \times \frac{100 - W^t}{100} \quad (3.5)$$

Onde:

C^t - É o teor de Carbono no combustível em %;

H^t - É o teor de Hidrogénio no combustível em %;

O^t - É o teor de Oxigénio no combustível em %;

S^t - É o teor de Enxofre no combustível em %;

N^t - É o teor de Nitrogénio no combustível em %;

W^t - É o teor de Humidade no combustível em %.

3.1.1 Poder Calorífico inferior

Para obter valores do PCI deve-se considerar que a água formada nos produtos não é condensada, estando presente na forma de vapor. Uma das formas de obtenção do PCI, poder calorífico inferior de combustíveis sólidos e líquidos é geralmente determinado na base de análise elementar pela fórmula empírica de Mendeleev (Pera, 1990).

$$Q_i^t = 4,187[81C^t + 300H^t - 26(O^t - S^t) - 6(W^t + 9H^t)] \quad [kJ/kg_{comb}] \quad (3.6)$$

Onde:

H^t - É o teor de Hidrogénio no combustível em %;

O^t - É o teor de Oxigénio no combustível em %;

S^t - É o teor de Enxofre no combustível em %;

W^t - É o teor de Humidade no combustível em %.

3.1.2 Balanço Estequiométrico

A formação dos produtos de combustão e a quantidade de calor que se liberta na fornalha dependem da quantidade de ar disponível na câmara de combustão. Desta forma, a quantidade mínima de ar necessária para a combustão completa de uma unidade de combustível, chama-se ar estequiométrico ou volume teórico do ar (Mullinger & Jenkins, 2008).

a) Volume teórico de ar

Segundo Turns (2012), O volume teórico do ar é a quantidade exacta de ar necessária para a combustão completa de uma determinada quantidade de combustível, sem qualquer excesso ou deficiência de ar. Considerando a massa específica do ar a $P = 1 \text{ atm}$ e $T = 0^\circ\text{C}$, ρ_{ar} igual a $1,2928 \text{ kg/m}^3$, tem-se que o volume teórico de ar para a combustão completa será:

$$V_{ar}^0 = 8,89 \cdot \frac{C^t}{100} + 26,9 \cdot \frac{H^t}{100} + 3,36 \cdot \frac{S^t}{100} - 3,36 \frac{O^t}{100} \quad \left[\frac{m_{ar}^3 N}{kg_{comb}} \right] \quad (3.7)$$

Onde:

$$8,89 (\text{m}^3) = 11,5/1,2928$$

$$26,9 (\text{m}^3) = 34,8/1,2928$$

$$3,36 (\text{m}^3) = 4,35/1,2928$$

b) Coeficiente de excesso de ar

Para garantir a queima completa de um combustível é necessário fornecer na fornalha uma quantidade de ar maior que o ar estequiométrico, de modo a compensar a distribuição irregular do ar na fornalha. O excesso de ar é caracterizado pelo coeficiente de excesso de ar, α , que é calculado pela seguinte expressão:

$$\alpha = \frac{V_{ar}}{V_{ar}^0} \quad (3.8)$$

Onde:

V_{ar} - É o volume real de ar $[m^3 N/kg_{comb}]$;

V_{ar}^0 - É o volume teórico de ar $[m^3 N/kg_{comb}]$;

c) Volume real de ar

O volume real de ar refere-se à quantidade adicional de ar fornecida além da quantidade teoricamente necessária para a combustão completa do combustível. Em muitos casos, o volume real de ar é maior que o volume teórico para assegurar uma combustão completa e eficiente.

$$V_{ar} = \alpha \cdot V_{ar}^0 \quad [m^3 N/kg_{comb}] \quad (3.9)$$

Onde:

α - É o excesso de ar;

V_{ar}^0 - É o volume teórico de ar [m^3N/kg_{comb}];

Há vários valores de α estabelecidos pela prática, para diferentes tipos de fornalha e de combustível encontrados no Anexo I.

3.1.3 Composição dos produtos de combustão

Segundo Abott (2005), o volume dos gases de combustão refere-se à quantidade de gases produzidos durante a queima de um combustível. Esse volume pode ser calculado tanto teoricamente, com base nas equações químicas da combustão, quanto medido na prática, considerando condições reais de operação.

a) Volumes teóricos e reais dos gases de combustão para combustíveis sólidos

i. Volume teórico dos gases biatômicos

Os gases biatômicos são compostos por moléculas que consistem de dois átomos.

O volume teórico dos gases biatômicos calcula-se de:

$$V_{RO}^0 = 0,79V_{ar}^0 + 0,008 \times N^t \quad [m^3N/kg_{comb}] \quad (3.10)$$

Onde:

V_{ar}^0 - É o volume teórico de ar [m^3N/kg_{comb}];

N^t - É o teor de Nitrogénio no combustível em %.

ii. Volume real dos gases biatômicos

O volume real dos gases biatômicos leva em consideração o excesso de ar fornecido ao processo de combustão. O volume real dos gases biatômicos calcula-se de:

$$V_{RO} = V_{RO}^0 + (\alpha - 1) \times 0,79 V_{ar}^0 \quad [m^3N/kg_{comb}] \quad (3.11)$$

Onde:

V_{RO}^0 - É o volume teórico dos gases biatômicos [m^3N/kg_{comb}];

α - É o coeficiente de excesso de ar;

V_{ar}^0 - É o volume teórico de ar [m^3N/kg_{comb}].

iii. Volume teórico da água

O volume teórico da água é a quantidade de água que seria formada se exactamente a quantidade necessária de oxigénio fosse usada. O volume teórico da água calcula-se de:

$$V_{H_2O}^0 = 0,1116 \times H^t + 0,0124 \times S^t + 0,0161 \times V_{ar}^0 \quad [m^3N/kg_{comb}] \quad (3.12)$$

Onde:

H^t - É o teor de Hidrogénio no combustível em %;

V_{ar}^0 - É o volume teórico de ar $[m^3N/kg_{comb}]$;

S^t - É o teor de Enxofre no combustível em %.

iv. Volume real de água

O volume real de água nos gases de combustão leva em consideração o excesso de ar fornecido no processo de combustão. O volume real de água calcula-se de:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + (\alpha - 1) \times V_{ar}^0 \quad [m^3N/kg_{comb}] \quad (3.13)$$

Onde:

$V_{H_2O}^0$ - É o volume teórico da água $[m^3N/kg_{comb}]$;

α - É o coeficiente de excesso de ar;

V_{ar}^0 - É o volume teórico de ar $[m^3N/kg_{comb}]$.

v. Volume real dos gases triatômicos

O volume de gases triatômicos refere-se ao volume ocupado por gases compostos por moléculas que contêm três átomos. O volume dos gases triatômicos calcula-se de:

$$V_{RO_2}^0 = 1,867 \times (C^t + 0,375 \cdot S^t)/100 \quad [m^3N/kg_{comb}] \quad (3.14)$$

Onde:

C^t - É o teor de Carbono no combustível em %;

S^t - É o teor de Enxofre no combustível em %.

vi. Volume do Oxigénio excedente

O volume do oxigénio excedente nos gases de combustão refere-se à quantidade de oxigénio presente nos gases de combustão, que não reagiu com o combustível durante o processo de combustão. O volume do oxigénio excedente calcula-se de:

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{ar}^0 \quad [m^3 N/kg_{comb}] \quad (3.15)$$

Onde:

α - É o coeficiente de excesso de ar;

V_{ar}^0 - É o volume teórico de ar $[m^3 N/kg_{comb}]$.

vii. Volume dos gases de combustão

O volume dos gases de combustão refere-se ao volume total dos gases gerados após a combustão de um combustível. O volume dos gases de combustão calcula-se de:

$$V_g = V_{H_2O} + V_{RO_2} + V_{O_2} + V_{RO} \quad [m^3 N/kg_{comb}] \quad (3.16)$$

Onde:

V_{H_2O} - É o volume real de água;

V_{RO_2} - É o volume real dos gases triatômicos;

V_{O_2} - É o volume do oxigénio excedente;

V_{RO} - É o volume real dos gases biatômicos.

b) Fracções volúmicas dos gases de combustão

As fracções volúmicas dos gases de combustão referem-se à proporção de cada componente gasoso presente nos gases resultantes da combustão de um combustível. Essas fracções são calculadas com base no volume total dos gases de combustão e representam a distribuição relativa de cada gás específico na mistura resultante.

i. Fracção volúmica real dos gases triatómicos

A fracção volúmica dos gases triatómicos refere-se à proporção do volume ocupado pelos gases triatómicos em relação ao volume total dos gases resultantes da combustão de um combustível, esta fracção é calculada dividindo o volume dos gases triatómicos pelo volume total dos gases de combustão.

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_g} \quad (3.17)$$

Onde:

V_{RO_2} - É o volume real dos gases triatómicos;

V_g - É o volume total dos gases de combustão.

ii. Fracção volúmica real dos gases biatómicos

A fracção volúmica real dos gases biatómicos refere-se à proporção do volume ocupado pelos gases biatómicos em relação ao volume total dos gases resultantes da combustão de um combustível.

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO}}{V_g} \quad (3.18)$$

Onde:

V_{RO_2} - É o volume real dos gases biatómicos;

V_g - É o volume total dos gases de combustão.

iii. Fracção volúmica real da água

A fracção volúmica real da água refere-se à proporção do volume ocupado pela água em relação ao volume total dos gases resultantes da combustão de um combustível.

$$r_{RO_2} = \frac{V_{H_2O}}{V_g} \quad (3.19)$$

Onde:

V_{H_2O} - É o volume real da água;

V_g - É o volume total dos gases de combustão.

iv. Fracção volúmica real do oxigénio excedente

A fracção volúmica real do oxigénio excedente refere-se à proporção do volume ocupado pelo oxigénio excedente em relação ao volume total dos gases resultantes da combustão de um combustível.

$$r_{RO_2} = \frac{V_{O_2}}{V_g} \quad (3.20)$$

Onde:

V_{O_2} - É o volume real de oxigénio excedente;

V_g - É o volume total dos gases de combustão.

3.1.4 Temperatura Adiabática da Chama

A temperatura de combustão é entendida como a temperatura adquirida pelos produtos de combustão devido ao calor de combustão. Para determinar a temperatura de combustão pode-se usar a entalpia específica, aproximando-a à entalpia dos gases (Annaratone, 1975).

$$I_{pc} = \frac{Q_t^t}{V_g} \quad [kJ/m^3] \quad (3.21)$$

Onde:

I_{pc} - É a entalpia específica dos gases de combustão $[kJ/m^3]$;

I_g - É a entalpia dos gases de combustão $[kJ/m^3]$;

Q_t^t - É o poder calorífico inferior do combustível em $[kJ/kg_{comb}]$;

V_g - É o volume dos gases de combustão em $[m^3/kg_{comb}]$.

Segundo Pera (1990), o desprendimento de calor proveniente da reacção de combustão pode ser calculado caso se conheça o Poder Calorífico do combustível, a fracção volúmica dos produtos de combustão e a entalpia dos produtos de combustão. Se for assumido que todo o calor gerado é transformado em entalpia dos produtos de combustão, sem nenhuma perda de calor por radiação para o ambiente externo (uma situação, na prática, impossível) ou perda de temperatura por dissociação, é possível calcular a Temperatura Adiabática de Chama como:

$$I_g = r_{RO_2} \cdot (C\theta)RO_2 + r_{RO} \cdot (C\theta)RO + r_{H_2O} \cdot (C\theta)H_2O + r_{O_2} \cdot (C\theta)O_2 \quad [kJ/m^3] \quad (3.22)$$

Onde:

r_{RO_2} - É a fracção volúmica real dos gases triatómicos;

r_{RO} - É a fracção volúmica real dos gases biatómicos;

r_{H_2O} - É a fracção volúmica real do vapor de água;

r_{O_2} - É a fracção volúmica real do oxigénio excedente;

$(C\theta)_{RO_2}$ - É a entalpia específica dos gases triatómicos $[kJ/m^3]$;

$(C\theta)_{RO}$ - É a entalpia específica dos gases biatómicos $[kJ/m^3]$;

$(C\theta)_{H_2O}$ - É a entalpia específica do vapor de água $[kJ/m^3]$;

$(C\theta)_{O_2}$ - É a entalpia específica do oxigénio excedente $[kJ/m^3]$.

A Temperatura Adiabática da Chama é determinada fazendo-se variar a temperatura na Fórmula (3.21) até que o valor da entalpia calculado por essa fórmula coincida com o valor calculado pela Fórmula (3.22).

$$I_g \approx I_{PC} \quad [kJ/m^3] \quad (3.23)$$

3.1.1 Método de Balanço Indirecto

O Método de Balanço Indirecto baseia-se na aplicação directa da Primeira Lei da Termodinâmica que é a Lei de Conservação de Energia e que preconiza que para um sistema fechado, a energia que entra no mesmo é igual a soma da variação da energia interna do sistema mais a energia que abandona o mesmo. Medindo a energia que abandona o sistema por meio das perdas, pode-se computar a energia útil e da relação desta com o calor fornecido, o rendimento da unidade geradora de vapor.

3.1.2 Cálculo das Perdas

i. As perdas de calor com as cinzas q_2

Durante a combustão, pequenas quantidades de carbono são arrastadas pelas cinzas volantes ou depositadas no fundo do cinzeiro e isso constitui um potencial de perdas de calor do combustível. Para avaliar essas perdas de calor, amostras de cinzas devem ser analisadas quanto ao teor de carbono que possuem, como a quantidade de cinzas produzidas por unidade de combustível.

As perdas de calor com as cinzas calculam-se da seguinte relação:

$$q_2 = P_{cv} + P_{cf} \quad [\%] \quad (3.24)$$

P_{cv} — São as perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes;

$$P_{cv} = \frac{F_{cv} \cdot C_{cv} \cdot A \cdot 33820 \cdot 100}{Q_i(1 - C_{cv})} \quad (3.35)$$

P_{cf} —São as perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo.

$$P_{cf} = \frac{F_{cf} \cdot C_{cf} \cdot A \cdot 33820 \cdot 100}{Q_i(1 - C_{cf})} \quad (3.36)$$

Em que:

P_{cf} - São as perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (%);

A- É a fracção em peso de inertes no combustível;

F_{cv} - É a fracção em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível;

C_{cf} - É a fracção em peso do combustível nas cinzas volantes;

Q_i - É o Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).

$$q_2 = P_{cv} + P_{cf} = 0 \quad [\%] \quad (3.37)$$

ii. Perdas com gases de efluentes (de escape) q_3

Os gases de escape libertos pela chaminé, transportam consigo uma certa quantidade de energia térmica produzida pela combustão. Esta energia não tem um aproveitamento útil e é liberta para o ambiente. As perdas de calor sensível estão associadas aos gases secos que saem pela chaminé, como também ao vapor de água que se encontra nesses gases. Estas perdas são avaliadas da seguinte relação:

$$q_3 = P_{gc} + P_{H_2O} = [\%] \quad (3.28)$$

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a) \cdot [1 - (P_{cv} + P_{cf})/100]}{CO_2}$$

$$P_{gc} = \frac{k_1 \cdot (T_g - T_a)}{CO_2}$$

$$k_1 = \frac{(255 \times C)}{Q_i}$$

$$CO_2 = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \times CO_{2t}$$

- P_{H_2O} Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%)

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \cdot [210 - 4,2 \cdot T_a + 2,1 \cdot T_g]}{Q_i} \quad (3.30)$$

$$q_3 = P_{gc} + P_{H_2O} [\%] \quad (3.31)$$

iii. As perdas de calor associadas à combustão incompleta mecânica q_4

As perdas de fuligem são tipicamente ocasionais e próprias de fornalhas mal dimensionadas. Mesmo quando a natureza do combustível facilita a formação de fuligem arrastando-a para as partes subsequentes do gerador, deve prever-se um sistema de captação que permita retorná-la à fornalha. Quando o tamanho da unidade geradora de vapor justificar a introdução de equipamentos adicionais para a captação e retorno da fuligem, deve-se limitar estas perdas ao máximo de 1-5%.

Valores típicos das perdas por combustão química incompleta em função do combustível utilizado apresentam-se na Tabela 3

Tabela 3 Perdas para os diferentes tipos de combustível

Tipo de Combustível	Perdas q_4 (%)
Combustível sólido	3-5
Combustível líquido	1
Combustível gasoso	2-3

iv. Perdas de calor associadas á combustão incompleta química q_5

As perdas relacionadas com o Monóxido de Carbono, de princípio devem-se anular, por quase sempre se tratar de uma combustão com excesso de ar. No entanto, se for estabelecida a percentagem deste gás na chaminé, as perdas correspondentes determinam-se da seguinte expressão:

$$P_{CO} = \frac{k_2 \cdot CO \cdot [1 - 0,01 \cdot (P_{cv} + P_{cf})]}{CO + CO_2}$$

v. Perdas de calor ao meio ambiente q_6

- Para caldeiras industriais flamotubulares compactas = 1,5 a 2,5%
- Para caldeiras industriais aquatubulares = 2 a 3%
- Para caldeiras de centrais térmicas = 0,4 a 1%.

Atendendo o facto de a caldeira ser flamotubular e os valores variarem de 1,5 a 2,5% toma-se o valor intermédio de 2%. Deste modo $q_6 = 2\%$.

vi. Perdas associadas às purgas q_7

Quando a água da caldeira é purgada, uma quantidade significativa de calor também é removida do sistema junto com a água purgada. Isso resulta em perdas de energia, pois o calor contido na água purgada não é recuperado e aproveitado no processo de geração de vapor.

As perdas associadas às purgas são somente aplicáveis às caldeiras de vapor calculadas com a seguinte fórmula:

$$q_7 = \frac{(T_p - T_{H_2O}) \cdot p \cdot (100 - EP)}{(T_p - T_{H_2O}) \cdot p + (100 - p) \cdot (660 - T_{H_2O})} [\%] \quad (3.32)$$

vii. O rendimento térmico da caldeira

O rendimento térmico de uma caldeira é uma medida da eficiência com que a caldeira converte a energia do combustível em energia térmica (calor).

$$\eta_b = 100 \frac{Q_1}{Q_{disp}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7) \quad (3.33)$$

Onde:

q_1 - É a razão entre o calor utilizado para a vaporização da água e o disponível em %;

q_2 - É a fracção de perdas de calor com as cinzas em %;

q_3 - É a fracção de perdas com gases efluentes (de escape) em %;

q_4 - É a fracção de perdas por combustão mecânica incompleta em %;

q_5 - É a fracção de perdas por combustão química incompleta em %;

q_6 - É a fracção de perdas para o meio ambiente por convecção e radiação em %;

q_7 - É a fracção de perdas associadas às purgas em %.

3.1.3 Consumo de Combustível

O consumo do combustível é calculado em função da energia necessária para produzir um determinado fluxo de vapor na temperatura e pressão desejada. (Pera, 1990).

$$\dot{B} = \frac{\dot{m}[h_v - h_a]}{\eta \cdot Q_i} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (3.34)$$

Onde:

$\dot{B}$ - É o consumo de combustível $[kg/h]$;

$\dot{m}$ - É a capacidade de geração de caldeira $[kg/h]$;

h_v - É a entalpia do vapor gerado na caldeira $[kJ/kg]$;

h_a - É a entalpia da água de alimentação da caldeira $[kJ/kg]$;

η - É o rendimento térmico da caldeira;

Q_i^t - É o poder calorífico inferior do combustível $[kJ/kg]$.

3.1.4 Energia Inserida

A energia inserida é a energia que a fornalha fornece para um determinado fluxo de combustível queimado. (Bazzo, 1995):

$$q_{comb} = \dot{B} \cdot Q_i^t \quad [kW] \quad (3.35)$$

Onde:

$\dot{B}$ -É o consumo de combustível $[kg/s]$;

Q_i^t – É o poder calorífico inferior do combustível $[kJ/kg]$.

3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA FORNALHA

Quando o combustível arde na fornalha de uma caldeira, liberta uma grande quantidade de energia, a qual aquece os produtos de combustão a uma temperatura que pode variar entre 1500 °C e 1600 °C, no núcleo da chama. No entanto, a chama transfere a sua energia térmica para a superfície de aquecimento da fornalha por radiação (Bazzo, 1995).

3.2.1 Calor Irrradiado na Câmara de Combustão

O fluxo de calor total líquido transferido por radiação Q_r , pode ser determinado pela equação básica de transferência de calor por radiação (Zhang, et al., 2016).

$$Q_r = \varepsilon_f \sigma \psi (T_{ch}^4 - T_{pa}^4) \quad [kW] \quad (3.36)$$

Onde:

ε_f - É emissividade da Fornalha;

σ - É a constante de Stefan-Boltzman $5,670 \times 10^{-11} [kW/m^2 \cdot K^4]$;

ψ - É coeficiente de eficiência térmica;

T_{ch} e T_{ad} - É temperatura da chama e da parede, respectivamente em [K].

Um coeficiente, ψ , é usado para definir a fracção da radiação da chama que é absorvida pelas superfícies de aquecimento da parede de água e é conhecido como factor de eficiência térmica, portanto, o fluxo de calor absorvido pelas paredes de água é dado por:

$$Q_{abs} = \phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p} (T_{ad} - T_s^f) \quad [kW] \quad (3.37)$$

O Calor na fornalha é transmitido para as paredes da mesma por radiação e por convecção.

$$\phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p} (T_{ad} - T_s^f) = \varepsilon_f \sigma \psi (T_{ch}^4 - T_{pa}^4) + h_{conv} A (T_{ch} - T_{pa}) \quad [kW] \quad (3.38)$$

Onde:

ϕ - É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

$\dot{B}$ - É o consumo de combustível $[kg/s]$.

Q_f - É o calor transmitido à água e ao vapor dentro da fornalha, [kW];

ε_f - É a emissividade da fornalha;

A- É a área da fornalha, $[m^2]$;

h_{conv} - É o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior da fornalha, $W/(m^2 \text{ } ^\circ K)$;

T_{pa} e T_{ch} - São as temperaturas absolutas da parede e da saída da fornalha respectivamente, $[K]$;

σ - É a constante de Boltzman, $5,670 \times 10^{-11} [kW/m^2 K^4]$.

O coeficiente de conservação de calor na fornalha representa a fracção de calor retida pela água e vapor, e pode ser determinada por:

$$\phi = 1 - \frac{q_6}{\eta_v + q_6} \quad (3.39)$$

Onde:

η_v - É o rendimento térmico do gerador;

q_6 - É a Perda de calor ao meio ambiente (%).

O coeficiente de transferência de calor por convecção, h_{conv} , é calculado usando a seguinte equação:

$$h_{conv} = 0,023 \frac{k}{D_f} Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad [kW/m^\circ C] \quad (3.40)$$

Onde:

k - É o coeficiente de condutibilidade térmica dos gases de combustão;

D_f - É o Diâmetro da Fornalha;

Pr - É número de Prandtl nos tubos de convecção;

Re - É número de Reynold nos tubos de convecção.

Sendo:

$$w_g = \frac{B \cdot V_g \cdot (t + 273)}{A_g \cdot 273 \cdot N} \quad [m/s] \quad (3.41)$$

$$Re = \frac{D_f \cdot w_g}{v_g} \quad (3.42)$$

$$P_r = \frac{\mu \cdot c_p}{k_g} \cdot \rho \quad (3.43)$$

Onde:

ρ - É a massa específica do gás de combustão na temperatura T_g , [kg/m^3];

v - É a velocidade do gás na fornalha [m/s];

d_i - É o diâmetro interno da fornalha [m];

μ - É a viscosidade dinâmica do gás na temperatura T_g , [$kg/m \cdot s$];

c_p - É o calor específico do gás na temperatura T_g , [$kJ/kg \cdot K$];

k_g - É o coeficiente de condutibilidade térmica do gás na temperatura T_g , [$kW/m \cdot K$].

3.2.2 Factor de eficiência térmica

Segundo Mullinger e Jenkins (2008), o factor de eficiência térmica indica a fracção de radiação incidente absorvida pela parede de água e ela pode ser determinada pela seguinte tabela:

$$\psi = \zeta$$

Tabela 4 Factor de eficiência térmica

Tipo de combustível	Coeficiente de deposição (ζ)
Combustível gasoso.	0,65-0,7
Fuel oil ou Mazute.	0,55-0,6
Antracite, Carvão de pedra, lenhites	0,45-0,55

Onde:

ζ - É o factor de fuligem.

3.2.3 Emissividade da chama

A emissividade de uma chama depende de vários factores, incluindo a composição química do combustível, a temperatura da chama, e a presença de partículas de fuligem e outros produtos da combustão Çengel (2015).

Para combustíveis sólidos a emissividade da chama é calculada através da seguinte expressão:

$$\varepsilon_{ch} = 1 - e^{-kPS} \quad (3.44)$$

Onde:

k - É o Coeficiente de absorção da radiação na fornalha [$1/(m \cdot MPa)$];

P - É a pressão dos gases na fornalha [MPa];

S - É a espessura média efectiva da camada radiante [m].

O coeficiente de absorção radiante combinada, k , é calculado adicionando os seguintes termos:

$$k = k_y r + k_{cin} \mu_{cin} + 10 c_1 c_2 \quad (3.45)$$

$$k_y = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \sqrt{rPS}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{sai}^f}{1000} \right) [1/(m \cdot MPa)]. \quad (3.46)$$

para cálculo da espessura média da camada radiante para diversas geometrias. Por exemplo para dois planos paralelos separados por uma camada de gases de espessura L ,

$$S = 1,8L [m] \quad (3.49)$$

$$k_y = 6,98 [1/(m \cdot MPa)] \quad (3.48)$$

Onde:

k_y - É o coeficiente de absorção de radiação, devido aos gases triatómicos [$1/(m \cdot MPa)$];

r - É a fracção dos gases triatómicos $r = r_{RO_2} + r_{H_2O}$;

k_{cin} - É o coeficiente de absorção radiante devido a partículas de cinza [$1/(m \cdot MPa)$];

μ_{cin} - É a concentração adimensional das cinzas nos produtos de combustão;

c_1 e c_2 - São os coeficientes determinados pelo tipo de combustível e do método de queima respectivamente (para lenha $c_1 = 0,5$ e para caldeiras de queima em camadas $c_2 = 0,03$).

i.O coeficiente de absorção radiante devido às partículas de cinzas (k_h) é:

$$k_h = \frac{5990}{(T_{sai}^f \cdot d_{cin})^{2/3}} \quad (3.49)$$

Onde:

d_{cin} - É o diâmetro das partículas de cinza em μm (para combustíveis queimados em camada ($d_{cin} = 20 \mu m$);

T_{sai}^f - É a temperatura dos gases à saída da fornalha (K).

3.2.4 Emissividade da Fornalha

Segundo Baukal Jr. (2000), os materiais refractários usados no revestimento interno das fornalhas têm diferentes valores de emissividade. Materiais com alta emissividade, como certos tipos de cerâmica, podem melhorar a transferência de calor por radiação, aumentando a eficiência térmica.

A emissividade da fornalha é dada por:

$$\varepsilon_f = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch} + (1 - \varepsilon_{ch})\psi} \quad (3.50)$$

Onde:

ψ - É o coeficiente médio de eficiência térmica;

ε_{ch} - É a emissividade da chama.

Se $\overline{VC_p}$ for o calor específico médio dos gases de combustão formados por 1kg de combustível no intervalo $T_{ad} - T_s^f$ daí:

$$\overline{VC_p} = \frac{Q_f - I_{sai}^f}{T_{ad} - T_{sai}^f} \quad \left[\frac{kJ}{kgK} \right] \quad (3.51)$$

Onde:

T_{ad} - É temperatura adiabática da chama [K];

T_{sai}^f - É temperatura dos gases na saída fornalha [K];

Q_f - É calor disponível na fornalha [kJ/kg_{comb}];

I_s^f - É entalpia dos gases de combustão na saída da fornalha [kJ/m^3].

3.2.5 Temperatura da chama

Sabendo que a temperatura da chama se encontra na média entre a temperatura adiabática da chama e a temperatura de saída da fornalha, pode-se utilizar a temperatura média geométrica da seguinte forma:

$$T_{ch} = \sqrt{T_{ad} \cdot T_{sai}^f} \quad [K] \quad (3.52)$$

Onde:

T_{ch} - É a temperatura da chama;

T_{ad} - É a temperatura adiabática da chama $[K]$;

T_{sai}^f - É a temperatura dos gases à saída da fornalha $[K]$.

3.3 DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DA FORNALHA

Segundo (Bazzo, 1995), a fornalha compreende o local onde se desenvolve a queima do combustível. As paredes de água fazem parte da caldeira propriamente dita, e estas constituem um conjunto de tubos dispostos, um ao lado do outro, revestindo as paredes da fornalha.

i. A área da fornalha é calculada pela seguinte fórmula:

A área da fornalha deve ser projectada para proporcionar espaço suficiente para a mistura adequada de combustível e ar, permitindo a combustão completa e eficiente.

Para se determinar a área da fornalha a fórmula torna-se:

$$A = \frac{\varphi \cdot B \cdot (Q_f - I_{sai}^f)}{\varepsilon_f \sigma \psi (T_{ad} \cdot T_{sai}^f)^2} \quad [m^2] \quad (3.53)$$

Onde:

ψ - É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

B - É o consumo de combustível $[kg/s]$;

T_{ad} - É a temperatura adiabática da chama $[K]$;

T_{sai}^f - É a temperatura dos gases à saída da fornalha $[K]$;

ψ - É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

σ - É a constante de Boltzman, $5,670 \times 10^{-11} [kW/m^2 K^4]$;

ε_f - É a emissividade da fornalha.

ii. Diâmetro da fornalha

Com a área da fornalha calculada, dentro dos comprimentos de fornalhas padronizados, calcula-se o diâmetro da fornalha de:

$$D_f = \frac{A}{\pi \cdot L_f} \quad [m] \quad (3.54)$$

Onde:

A - É a área da fornalha $[m^2]$;

L_f - É o comprimento da fornalha $[m]$.

iii. Número de Konakov

É a relação entre a transferência de calor por convecção e por radiação é dada pela expressão seguinte que se denomina número de Konakov:

$$K_O = \frac{\phi \cdot B \overline{VC_P}}{\psi \sigma A T_{ad}^3} \quad (3.54)$$

Onde:

B- É o consumo de combustível em $[kg/s]$;

ϕ - É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

T_{ad} - É a temperatura adiabática da chama $[K]$;

ψ - É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

σ - É a constante de Boltzman, $5,670 \times 10^{-11} [kW/m^2 K^4]$;

A- É a área dos tubos, m^2 ;

$\overline{VC_P}$ - Éo calor específico médio dos gases de combustão.

iv. Temperatura real dos gases a saída da fornalha

A temperatura de saída dos gases de combustão da fornalha (TSGF) é característica do projecto, portanto, esse cálculo será feito de modo a computar a superfície de aquecimento, que forneça a temperatura desejada à saída da fornalha (Zhang, et al., 2016).

$$T_{sai,cal}^f = \frac{K_O T_{ad}}{2\varepsilon_f} \left(\sqrt{1 + 4 \frac{\varepsilon_f}{K_O}} - 1 \right) \quad [K] \quad (3.56)$$

Onde:

K_O - É o número de Konakov;

ε_f - É a emissividade da fornalha;

T_{ad} - É a temperatura adiabática da chama $[K]$.

3.4 DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DOS TUBOS DE CONVECÇÃO

O calor na fornalha é transmitido para as paredes da mesma por radiação e por convecção. Tendo sido calculado o diâmetro da fornalha pode-se então calcular as parcelas de calor transferidas por radiação e por convecção dentro da fornalha:

$$\phi \cdot \dot{B} \cdot \overline{VC_p} (Q_f - I_s^f) = \varepsilon_f \sigma \psi (T_{sai,cal}^{f4} - T_{pa}^4) + h_{conv} A (T_{sai,cal} - T_{pa}) \quad [kW] \quad (3.57)$$

Onde:

ϕ - É o coeficiente de conservação de calor na fornalha;

B - É o consumo de combustível $[kg/s]$;

Q_f - É o calor transmitido à água e ao vapor dentro da fornalha, $[kW]$;

ε_f - É a emissividade da fornalha;

σ - É a constante de Boltzman, $5,670 \times 10^{-11} [kW/m^2 K^4]$;

A - É a área dos tubos, m^2 ;

h_{conv} - É o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos, $[W/(m^2 \text{ } ^\circ K)]$;

T_{pa} e T_{sai} - São as temperaturas absolutas da parede e da saída calculada da fornalha respectivamente, $[K]$.

3.4.1 Coeficiente global de transferência de calor

No interior dos tubos convectivos passa gás e no seu exterior encontra-se água saturada. Uma vez que o fluido fora dos tubos é água e o coeficiente de transferência de calor do lado da água é muito maior que do lado dos gases de combustão, o termo $1/h_2$ a é muito pequeno e pode ser desprezado, então a equação torna-se:

$$U = \frac{h_1}{1 + \varepsilon h_1} \quad \left[\frac{kW}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right] \quad (3.58)$$

Onde:

h_1 - É a soma dos coeficientes de transferência de calor por convecção, $[kW/m^2 \text{ } ^\circ C]$;

ε - É o coeficiente de deposição das cinzas, $[m^2 C/W]$.

O coeficiente total de transferência de calor da parede do lado do gás, h_1 , é a soma dos coeficientes de transferência de calor por convecção, h_{conv} , e do coeficiente de transferência de calor por radiação, h_{rad} , dos gases

$$h_1 = h_{conv} + h_{rad} \quad \left[\frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (3.59)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção, h_{conv} , é calculado usando a seguinte equação:

$$h_{conv} = 0,023 C_c \frac{k}{d_{eq}} Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \left[\frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (3.60)$$

Onde:

k_g - É o coeficiente de condutividade térmica dos gases de combustão;

d_{eq} - É o diâmetro equivalente;

Pr - É o número de Prandtl dos gases;

Re - É o número de Reynolds dos produtos de combustão nos tubos;

C_c - É o factor de correcção devido a influência da região de entrada, e pode ser retirado do Anexo III, se $l/d \geq 50$, então $C_c = 1$.

Sendo:

Secção de passagem dos gases:

$$A_g = \pi \frac{d_{in}^2}{4} \quad [m^2] \quad (3.61)$$

Onde:

d_{in} -É o diâmetro interno do tubo de convecção, $[m]$.

Temperatura da parede:

$$T_{pa} = T_{vs} + \Delta t_{excess} \quad [^\circ C] \quad (3.62)$$

Onde:

T_{vs} - É a temperatura de saturação da água, $[^\circ C]$;

Δt_{excess} - É a temperatura de excesso que varia de (20-25), $[^\circ C]$.

Temperatura média dos gases:

$$t_g = \frac{T_{ent}^{conv1} + T_{sai}^{conv1}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.63)$$

Onde:

T_{ent}^{conv1} - É a temperatura dos gases à entrada dos tubos de convecção;

T_{sai}^{conv1} - É a temperatura dos gases à saída dos tubos de convecção.

A velocidade média de fluxo de gases, número de Reynold e o número de Prandlt no interior dos tubos, obtém-se de:

$$w_g = \frac{B \cdot V_g \cdot (t + 273)}{A_g \cdot 273 \cdot N} \quad (3.64)$$

$$Re = \frac{d_{in} \cdot w_g}{\nu_g} \quad (3.65)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k_g} \cdot \rho \quad (3.66)$$

Onde:

ρ - É a massa específica do gás de combustão na temperatura T_g , [kg/m^3];

ν - É a velocidade do gás no tubo [m/s];

d_{in} - É o diâmetro interno do tubo [m];

μ - É a viscosidade dinâmica do gás na temperatura T_g , [$kg/m \cdot s$];

c_p - É o calor específico do gás na temperatura T_g , [$kJ/kg \cdot K$];

k_g - É o coeficiente de condutibilidade térmica do gás na temperatura T_g , [kW/mK].

O coeficiente de transferência de calor por radiação é determinado por:

$$h_{ra} = \sigma \frac{\varepsilon_{cinz} + 1}{2} \varepsilon_g T_g^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{pa}}{T_g}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{T_{pa}}{T_g}\right)} \quad [kW/m^{\circ}\text{C}] \quad (3.67)$$

Onde:

σ - É a constante de Stefan-Boltzman $5,67 \times 10^{-11} kW/m^2K^4$;

ε_{cinz} - É a emissividade das cinzas depositadas na superfície interna dos tubos;

$(\varepsilon_{cinz} + 1) / 2$ - É o valor médio entre a emissividade das cinzas e a emissividade absoluta que para compensar a reflexão e a absorção múltiplas nos tubos ($\varepsilon_{cinz} = 0,8$);

ε_g - É a emissividade do gás de combustão à temperatura T_g ;

T_{in} - É a temperatura da superfície interior dos tubos de convecção [°C].

3.4.2 Temperatura média Logarítmica

A diferença de temperatura média para o fluxo de gases que circula no interior dos tubos é expressa pela equação seguinte, que também é chamada diferença média logarítmica de temperatura:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.68)$$

Onde:

Δt_{max} - É a maior diferença da temperatura na entrada ou saída da superfície de aquecimento;

Δt_{min} - É a menor diferença da temperatura na entrada ou saída da superfície de aquecimento.

3.4.3 Área dos tubos de convecção

A área dos tubos de convecção em sistemas de fornalhas e caldeiras é um aspecto crítico para a eficiência da transferência de calor. Os tubos de convecção são componentes projectados para maximizar a área de superfície disponível para a transferência de calor entre os gases quentes da combustão e o meio a ser aquecido. Baukal, C. E. Jr. (2000).

A área total dos tubos de convecção por cada passagem é determinada pela seguinte expressão:

$$A_{tc} = N_{cal} \cdot \pi \cdot d_{in} \cdot L_f \quad [m] \quad (3.69)$$

Onde:

N_{cal} - É o número de tubos;

d_{in} - É o diâmetro interno dos tubos de cada passagem [m];

L_f - É o comprimento dos tubos de convecção [m].

3.5 DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

3.5.1 Taxa de transferência de Calor

Dimensionar o Condensador, implica determinar a área necessária para a troca de calor. Considera-se aqui que o vapor que sai da turbina entra pelos tubos e resfriado á ar.

Determina-se primeiro a taxa de calor a ser transferido como se segue:

$$Q_{trans} = \dot{m}_v \cdot c_p \cdot (T_v^f - T_v^i) \quad [kW] \quad (3.70)$$

Onde:

Q_{trans} - É a taxa de calor a ser transferido $[kW]$;

$\dot{m}_v$ - É a vazão mássica do vapor $[kg/s]$;

c_p - É o calor específico médio $[kJ/kg^\circ C]$;

T_v^f - É a temperatura final do vapor $[^\circ C]$;

T_v^i - É a temperatura inicial do vapor $[^\circ C]$.

Então a área de transferência de calor será:

$$A_T = \frac{Q \cdot 10^3}{U \cdot \Delta T_{ml}} \quad [m^2] \quad (3.71)$$

Onde:

A_T - É a área necessária à transferência de calor $[m^2]$;

U - É o coeficiente global de troca de calor, que varia de 30 a 300 $[W/m^2^\circ C]$ quando o calor é transferido de ar para vapor;

ΔT_{ml} - É a temperatura média logarítmica $[^\circ C]$.

A temperatura média logarítmica é dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_v^i - T_{ar}^f) - (T_v^f - T_{ar}^i)}{\ln\left(\frac{T_v^i - T_{ar}^f}{T_v^f - T_{ar}^i}\right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.72)$$

Onde:

T_v^i - É a temperatura inicial do vapor á saída da turbina (à entrada dos tubos);

T_v^f - É a temperatura final (à saída dos tubos) $[^\circ\text{C}]$;

T_{ar}^f É a temperatura final do ar $[^\circ\text{C}]$;

T_{ar}^i É a temperatura inicial do ar $[^\circ\text{C}]$.

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor efectua-se pela expressão:

$$U = \frac{\Psi}{\frac{1}{h_2} + Rt + \frac{1}{h_1}} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right] \quad (3.71)$$

Onde:

Ψ - É o coeficiente de efectividade térmica 0,95;

Rt - É a resistência térmica por contacto $1,89 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/W$;

h_1 - É o coeficiente de convecção do ar, $W/m^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

h_2 - É o Coeficiente de convecção do vapor $W/m^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

O Coeficiente de convecção do ar calcula-se pela fórmula:

$$h_1 = 1.13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot k_g \cdot \left(\frac{u_g}{v_g} \right)^n \cdot Pr^{0.33} \quad [W/m^2 \cdot ^\circ\text{C}] \quad (3.74)$$

Onde:

C_z - É o Coeficiente que considera a influência que tem a transmissão de calor nos tubos;

C_q - É o coeficiente que considera as características geométricas dos tubos;

k_g - É a condutibilidade térmica do ar;

Pr - É o número de Prandtl;

u_g - É a velocidade do ar.

O Coeficiente de convecção do vapor calcula-se pela fórmula:

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{in}} \cdot \left[\frac{0,125 \cdot \varepsilon \cdot C_{tem} \cdot Re_f \cdot Pr_f}{\lambda + 4,5 \cdot \varepsilon^{0,5} (Pr_f^{0,66} - 1)} \right] \quad [W/(m^2 \text{ } ^\circ C)] \quad (3.75)$$

Onde:

k_f - É a condutividade térmica do vapor;

d_{in} - É o diâmetro dos tubos;

C_{tem} - É o Factor de correcção;

Re - É o número de Reynolds;

Pr - É o número de Prandtl do ar;

u_f - É a velocidade do ar;

ε - É o coeficiente que depende da velocidade dos gases.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados do dimensionamento da caldeira flamotubular para gerar vapor usado como fluido de trabalho na turbina, bem como do condensador.

4.1.1 Escolha da Turbina à vapor

A escolha da turbina à vapor foi feita a partir do catálogo para turbinas onde fez-se perfeitamente a consulta para assegurar que a turbina seleccionada seja compatível com as condições operacionais específicas, como temperatura, pressão e ambiente, pois isso evita problemas técnicos que poderiam resultar em falhas ou desempenho inadequado.

Tabela 5 Dados tirados do catálogo da turbina à vapor DTEC Modelo N0.15-12. Fonte:Alibaba

Parâmetro	Valor	Unidade
Comprimento	0,9	<i>m</i>
Largura	2,4	<i>m</i>
Potência Nominal	150	<i>kW</i>
Pressão de admissão	1,25	<i>MPa</i>
Fluxo de vapor na entrada	2	<i>t/h</i>
Temperatura do vapor na entrada	200	<i>°C</i>
Pressão de exaustão	0,01	<i>MPa</i>

4.1.2 Dados de partida

A partir dos parâmetros de funcionamento da turbina à vapor, pode-se retirar os dados de partida para o dimensionamento da caldeira. Estes são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 Dados de partida para o dimensionamento da caldeira

Parâmetro	Valor	Unidade	Natureza de obtenção
Capacidade da caldeira	2000	<i>kg/h</i>	Parâmetros da turbina
Temperatura do vapor	200	<i>°C</i>	Parâmetros da turbina
Pressão máxima de trabalho	1,25	<i>MPa</i>	Parâmetros da turbina
Temperatura da água de alimentação	30	<i>°C</i>	Assumido
Temperatura do ar	25	<i>°C</i>	Assumido
Rendimento da caldeira	79,2	%	Calculado

4.2 DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DA CALDEIRA FLAMOTUBULAR

A caldeira é dimensionada segundo o modelo construtivo apresentado na Figura 6. Este cálculo consiste na determinação das áreas de transferência de calor e do arranjo dos elementos, tanto da fornalha (parede de água) como na parte convectiva (feixe de tubos).

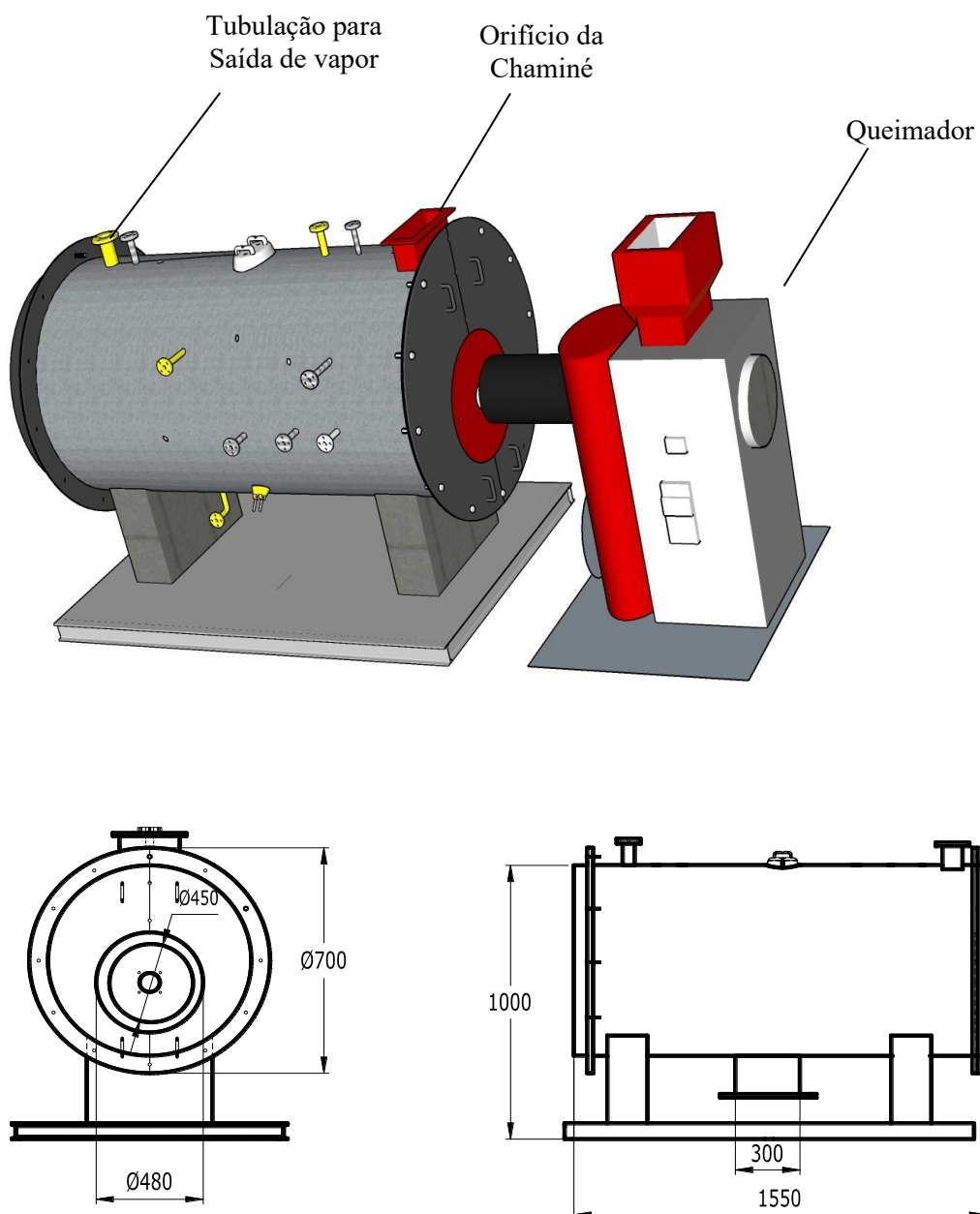


Figura 6 Modelo construtivo da caldeira flamotubular

4.3 CÁLCULO DE COMBUSTÃO

4.3.1 Composição química do combustível

A caldeira utiliza a biomassa como fonte de energia, assim sendo, a Tabela 7 apresenta a composição química da madeira de Pinho em massa de trabalho.

Tabela 7 Composição química em massa de trabalho do Pinho

Elementos %	Massa de Trabalho	Composição
Carbono	C^t	45,004
Hidrogénio	H^t	5,4
Oxigénio	O^t	40,57
Enxofre	S^t	0,274
Nitrogénio	N^t	0,055
Humidade	W^t	8,62

4.3.2 Resultados do cálculo de combustão

Aplicando-se o modelo de cálculo de combustão apresentado no Capítulo 3, foram obtidos os resultados apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 Resultados do cálculo de combustão

Parâmetro	Símb.	Equação	Comp.	
Excesso de ar	α	Assumido	1,3	
Volume teórico do ar	V_{ar}^o	(3.7)	4,12	$\frac{m^3 N}{kg_{comb}}$
Volume real dos gases biatômicos	V_{RO}	(3.10)	4,82	
Volume real de água	V_{H_2O}	(3.11)	0,681	
Volume real dos gases triatômicos	V_{RO_2}	(3.12)	0,87	
Volume do Oxigénio excedente	V_{O_2}	(3.13)	0,40	
Volume dos gases de combustão	V_g	(3.14)	6,034	
Poder calórico inferior	Q_i^t	(3.29)	16299	$\frac{kJ}{kg_{comb}}$
Temperatura adiabática da chama	T_{ad}	(3.30)	1850	°C
Consumo de Combustível	B	(3.31)	452,4	$\frac{kg}{h}$

Os resultados do cálculo de combustão apresentados na Tabela 8, indicam que a madeira de pinho produz uma combustão eficiente para a geração de energia eléctrica. A escolha de um excesso de ar de 30% assegura uma combustão completa. O poder calorífico inferior (16299 kJ/kg.comb) revela uma boa capacidade energética da madeira de pinho, tornando-a um combustível viável para a geração de energia. A temperatura adiabática da chama (1850 °C) é adequada para garantir uma alta eficiência térmica.

4.4 DIMENSIONAMENTO DA FORNALHA

A fornalha é apresentada em forma cilíndrica (Fixada aos espelhos) disposta horizontalmente, onde se procede maior troca de calor por irradiação e uma pequena parte por convecção, como ilustra a Figura 7.

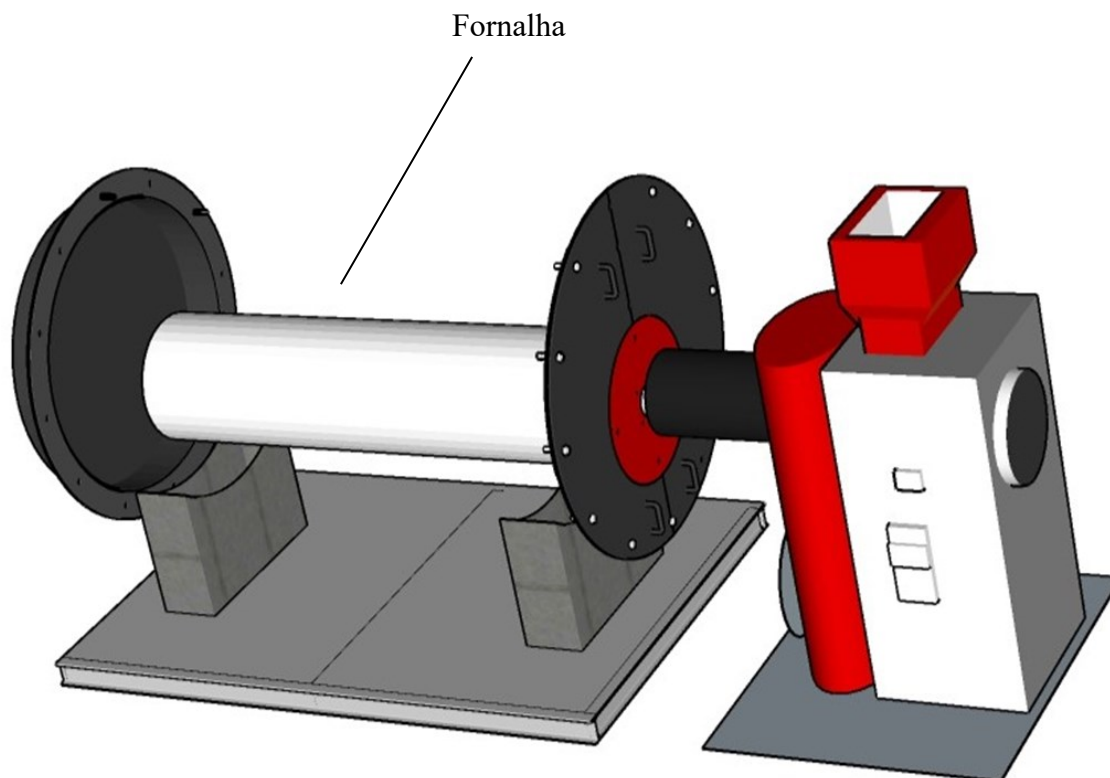
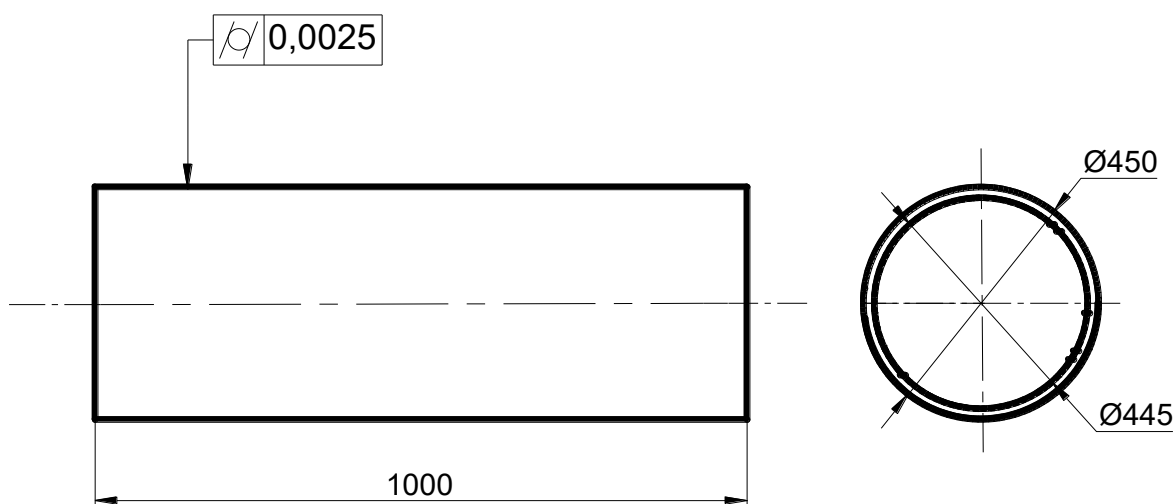


Figura 7 Apresentação da fornalha

Para dimensionar a fornalha, inicialmente determinou-se a pressão dos gases na fornalha e a temperatura dos mesmos para a partir destes efectuar o cálculo da emissividade da chama uma vez que na fornalha é onde ocorre a queima do combustível, ou seja, onde se gera o calor necessário ao sistema. O comprimento e o diâmetro da fornalha são escolhidos com base nos parâmetros exigidos no dimensionamento, no entanto prosseguiu-se com o cálculo da área da fornalha e as taxas de transferências de calor. Os resultados do dimensionamento da fornalha são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 Resultados do dimensionamento da fornalha

Parâmetro	Simb.	Equação	Valor	Unid.
Pressão dos gases na fornalha	P_g	Recomendado	0,1	MPa
Coeficiente de conservação de calor	φ	(3.44)	0,975	-
Área da grelha	A_f	(3.22)	12,42	m^2
Diâmetro interno	D_i	Assumido	0,445	m
Comprimento da fornalha	L_f	Assumido	1	
Diâmetro externo	D_f	Assumido	0,45	

**Figura 8** Dimensões da fornalha

O coeficiente de conservação de calor é 0,975, indicando que 97,5% do calor gerado é aproveitado, reflectindo um bom isolamento e uma eficiente transferência de calor. A área da fornalha é de 12,42 m², sugerindo uma capacidade considerável de queima de combustível. O diâmetro interno é de 0,445 m, suficiente para permitir uma combustão eficiente, enquanto o comprimento da fornalha é de 1 m, o que indica uma configuração compacta que deve ser avaliada quanto à eficiência da combustão e transferência de calor.

4.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA FORNALHA

A temperatura de saída dos gases da fornalha ($T_{sf} = 1090^{\circ}\text{C}$) é característica do projecto, daí que a área de aquecimento na fornalha foi projectada de modo a garantir que os gases de combustão saiam da fornalha a uma temperatura de aproximadamente 1090°C . A Tabela 10 apresenta os principais resultados do cálculo de transferência de calor na fornalha.

Tabela 10 Resultado do cálculo de transferência de calor

Parâmetro	Simb.	Equação	Valor	Unid.
Temperatura de saída dos gases de combustão da fornalha	T_{sf}	Assumido	1090	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura adiabática da chama	T_{ad}	(3.18)	1850	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura média da chama	T_{ch}	$\sqrt{(T_{ch} \times T_{sf})}$	1473	$^{\circ}\text{C}$
Factor de eficiência térmica da fornalha	ψ	(3.38)	0,5	
Emissividade da fornalha	ε_f	(3.29)	0,97	

A superfície de aquecimento tem uma emissividade ($\varepsilon_f = 0,97$) é satisfatória e a fornalha absorve uma parcela de calor absorvido ($Q_{abs} = 1390,6 \text{ kW}$), sendo a maior parcela com transferência de calor por radiação ($Q_r = 1388,5 \text{ kW}$) devido as altas temperaturas da chama e pequena parcela por convecção ($Q_{conv} = 1,5 \text{ kW}$).

Com base no *Excel* foram feitos cálculos de transferência de calor tendo a temperatura da chama igual a 1473,4°C e fazendo variar a temperatura da superfície da fornalha, cujos resultados são apresentados a seguir em forma de gráficos.

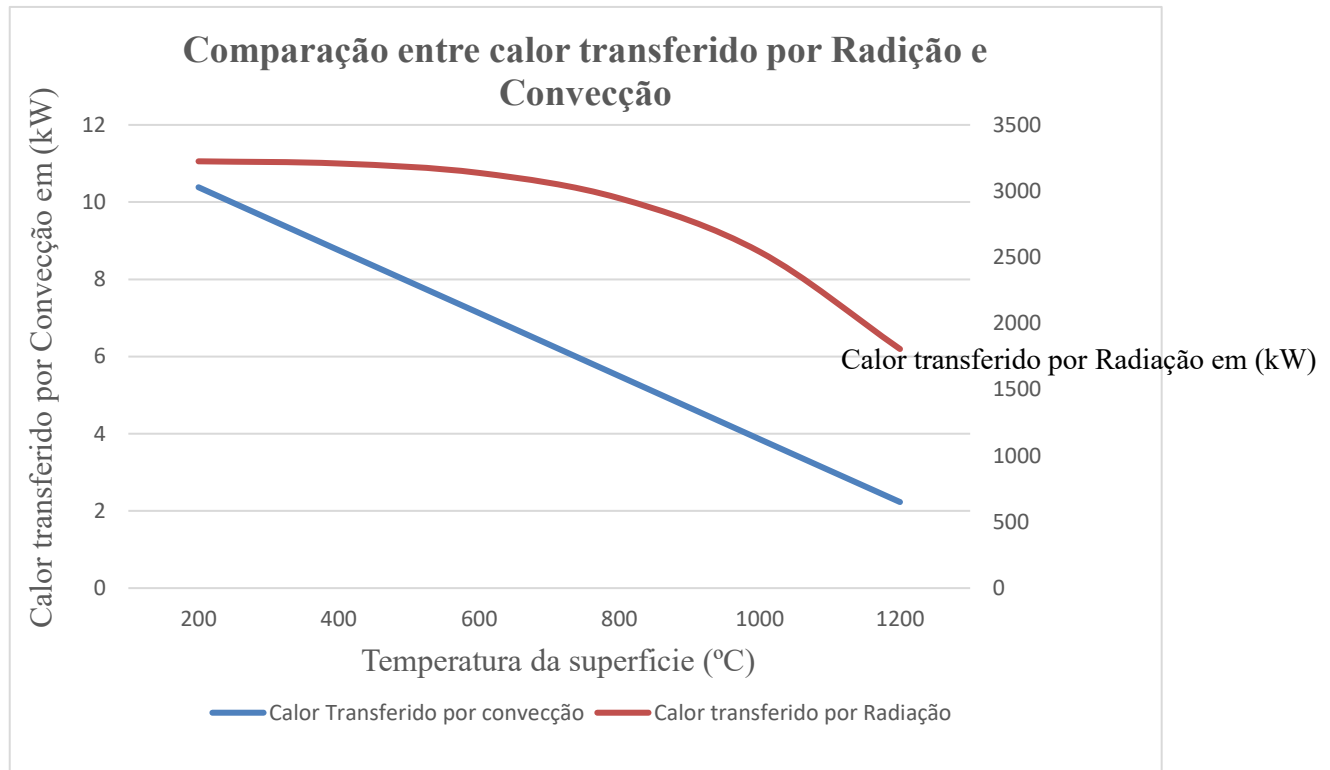


Figura 9 Gráfico de transferência de calor por radiação e convecção em função da temperatura da superfície da fornalha

Pelo gráfico acima pode constatar-se que:

- Tanto a transferência de calor por radiação quanto por convecção diminui à medida que a temperatura da parede da fornalha aumenta. Isso ocorre porque o gradiente de temperatura entre a chama e a parede da fornalha, que é o principal motor da transferência de calor, diminui conforme a temperatura da parede se aproxima da temperatura da chama.
- A taxa de transferência de calor por radiação dentro da fornalha tende a ser maior do que a por convecção às mesmas diferenças de temperaturas, isso porque a radiação depende da quarta potência da temperatura, enquanto convecção decresce de maneira linear ou com menor potência em relação à temperatura.

4.6 DIMENSIONAMENTO DOS TUBOS DE CONVECÇÃO

A parte convectiva é constituída por feixes de tubos fixados em dois espelhos dispostos de modo a formar dois trajectos dos gases de combustão, com comprimento igual ao da fornalha como ilustra a Figura 9.

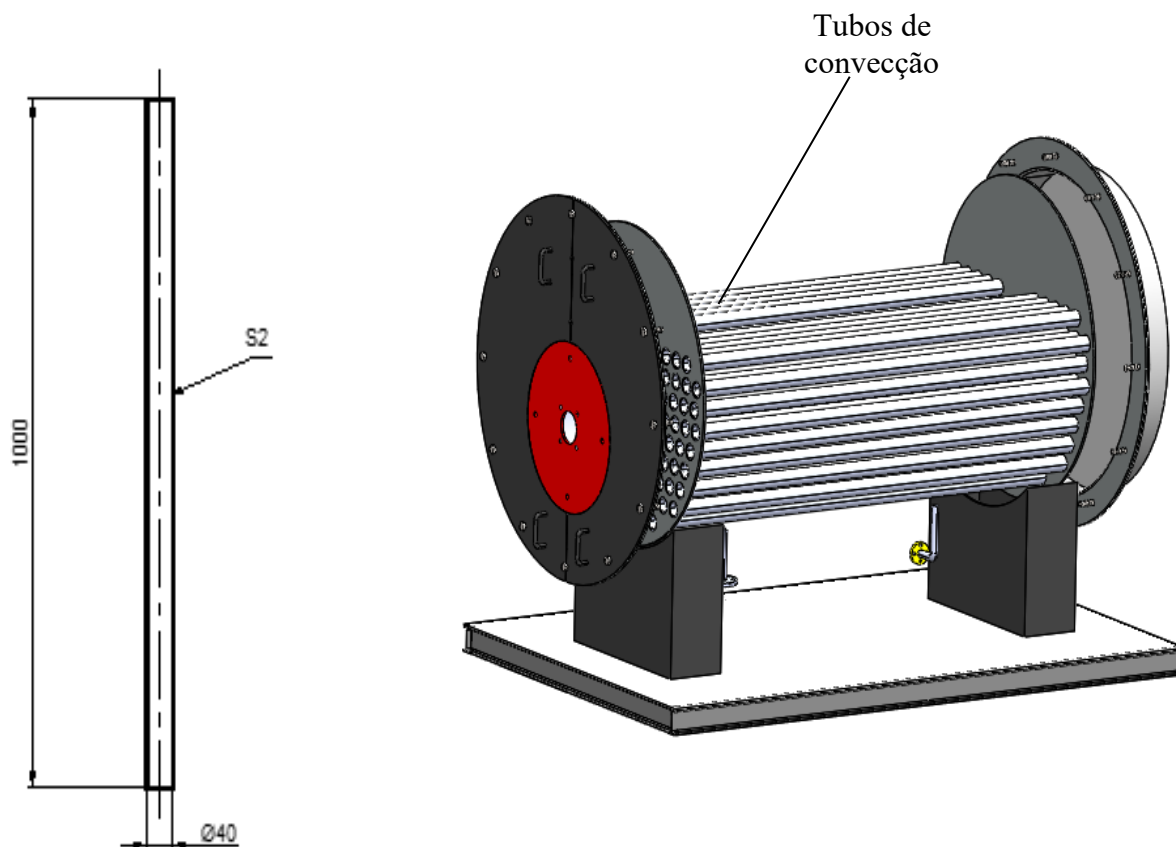


Figura 10 Principais componentes da parte convectiva

O diâmetro escolhido para os tubos de convecção é $d = 40 \text{ mm}$, escolhido do catálogo da VEROLA, fabricante de tubos de transferência de calor (especialmente aplicados em cadeiras, serpentinas e pré-aquecedores).

O número de tubos é determinado posteriormente a partir do cálculo da área necessária para transferência na parte convectiva.

4.7 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS TUBOS DE CONVECÇÃO

O feixe de tubos é constituído por duas passagens. Os gases de combustão saem da fornalha a 1221,5°C, temperatura com a qual entram na primeira passagem do feixe de tubos. Os gases de combustão saiam da primeira passagem com a temperatura de 1090,3°C e da segunda passagem (para a chaminé) a 300°C.

A Tabela 11 apresenta os resultados detalhados do cálculo de transferência de calor nos tubos de convecção da caldeira. Estes parâmetros são essenciais para avaliar a eficiência térmica do sistema e garantir que ele opere de maneira eficiente e segura.

Tabela 11 Resultado do cálculo de transferência de calor nos tubos

Parâmetro	Simb.	Equação	Valor	Unid.
Temperatura média logarítmica	Δ_{tm}	(3.54)	1106,1	K
Número de Reynolds	Re	(3.47)	89399,8	—
Número de Prandtl	Pr	(3.48)	0,59	
Coeficiente de transferência de calor por convecção	h_{conv}	(3.46)	0,42	$\frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}$
Coeficiente Global de transferência de calor	U	(3.49)	0,541	
Número de tubos	N	Assumido	55	—

Os resultados apresentados na Tabela 11 mostram que os tubos de convecção da caldeira foram projectados para maximizar a transferência de calor, aproveitando o regime de fluxo turbulento e as propriedades térmicas da água. A alta temperatura média logarítmica (1106,1 K) fornece uma força motriz significativa para a transferência de calor, enquanto o elevado número de Reynolds (89399,8) indica um fluxo turbulento que melhora a eficiência da troca térmica. O número de Prandtl (0,59) sugere um bom equilíbrio entre as propriedades térmicas e de fluxo do fluido.

Para entender melhor a eficiência do sistema de convecção nos tubos da caldeira, foi realizada uma análise da taxa de transferência de calor por convecção e por radiação em função da temperatura da superfície dos tubos. Esta análise é fundamental para avaliar como diferentes temperaturas de superfície impactam a capacidade do sistema de dissipar calor. Esta análise é mostrada nos gráficos que se seguem:

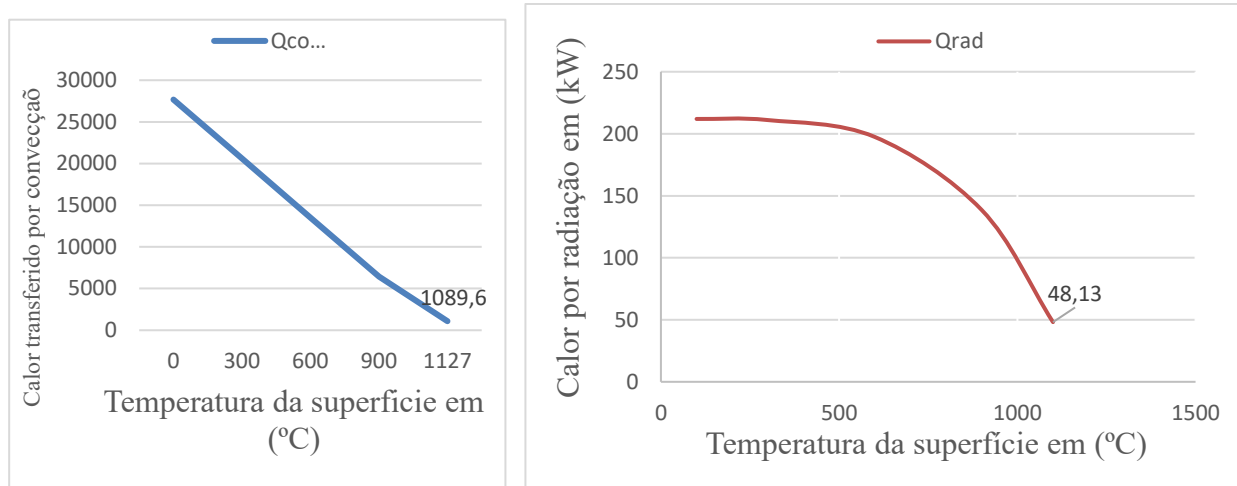


Figura 11 Gráfico de transferência de calor por convecção e radiação em função da temperatura da superfície dos tubos de convecção

Pelo gráfico acima pode constatar-se que:

- Quanto maior a temperatura da parede menor será o calor transferido;
- A transferência de calor por convecção nos tubos é maior que a por radiação às mesmas diferenças de temperatura, pois para ($T_{\text{Parede}}=1127$), ($Q_{\text{conv}}=1089,6 \text{ kW}$) e ($Q_r=48,1 \text{ kW}$), nos tubos da caldeira, há um grande contacto entre o fluido quente (gases de combustão) e a superfície dos tubos, o fluxo de gases quentes ao longo dos tubos cria um movimento contínuo que aumenta a taxa de transferência de calor por convecção, pois o calor é constantemente removido da superfície dos tubos e transportado pelo fluido (água).

4.8 RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR

Os cálculos térmicos realizados para o dimensionamento do condensador fornecem uma série de parâmetros críticos que são essenciais para entender o desempenho e a eficiência do sistema de condensação. Estes resultados são apresentados na Tabela 12. Esses parâmetros foram cuidadosamente calculados para assegurar que o condensador opera eficientemente dentro das condições específicas de projecto.

Tabela 12 Resultado do Cálculo térmico do Condensador

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Taxa de transferência de calor	$\dot{Q}_{trans}$	12,18	kW
Temperatura média logarítmica	ΔT_{ml}	41,42	$^{\circ}C$
Área de troca de calor	A	3,33	m^2
Comprimento dos tubos	L	1	m
Número de tubos	N	38	Adimensional

A tabela mostra que o condensador foi projectado para dissipar 12,18 kW de calor com uma área de troca de calor de 3,33 m², utilizando 38 tubos e operando com uma diferença de temperatura média logarítmica de 41,42 °C. Esses valores sugerem que o condensador é eficiente na remoção de calor, possuindo um *design* adequado para o fluxo de ar e a troca de calor necessária para o funcionamento esperado.

4.8.1 Resultados do Cálculo de Transferência de calor no Condensador

Tabela 13 Resultado do cálculo de transferência de calor nos tubos.

Parâmetro	Símbolo	Unidade [W/(m ² K)]
Número de Reynolds	Re	3685,9
Coefficiente de convecção do vapor	h_1	1747,7
Coefficiente de convecção do ar	h_2	21,74
Coefficiente global transferência calor	U_c	88,30

Os valores fornecidos indicam um bom desempenho do condensador, com uma transferência de calor eficiente do vapor para o ar. O número de Reynolds sugere um fluxo favorável para a transferência de calor, enquanto os coeficientes de convecção elevados no lado do vapor e adequados no lado do ar, juntamente com um coeficiente global razoável, indicam que o condensador foi bem projectado para maximizar a eficiência térmica.

A disposição dos ventiladores e a estrutura do condensador são projectadas para maximizar a transferência de calor, aumentando a eficiência do sistema de condensação. A estrutura modular e a disposição dos ventiladores facilitam a manutenção e a substituição de componentes quando necessário.

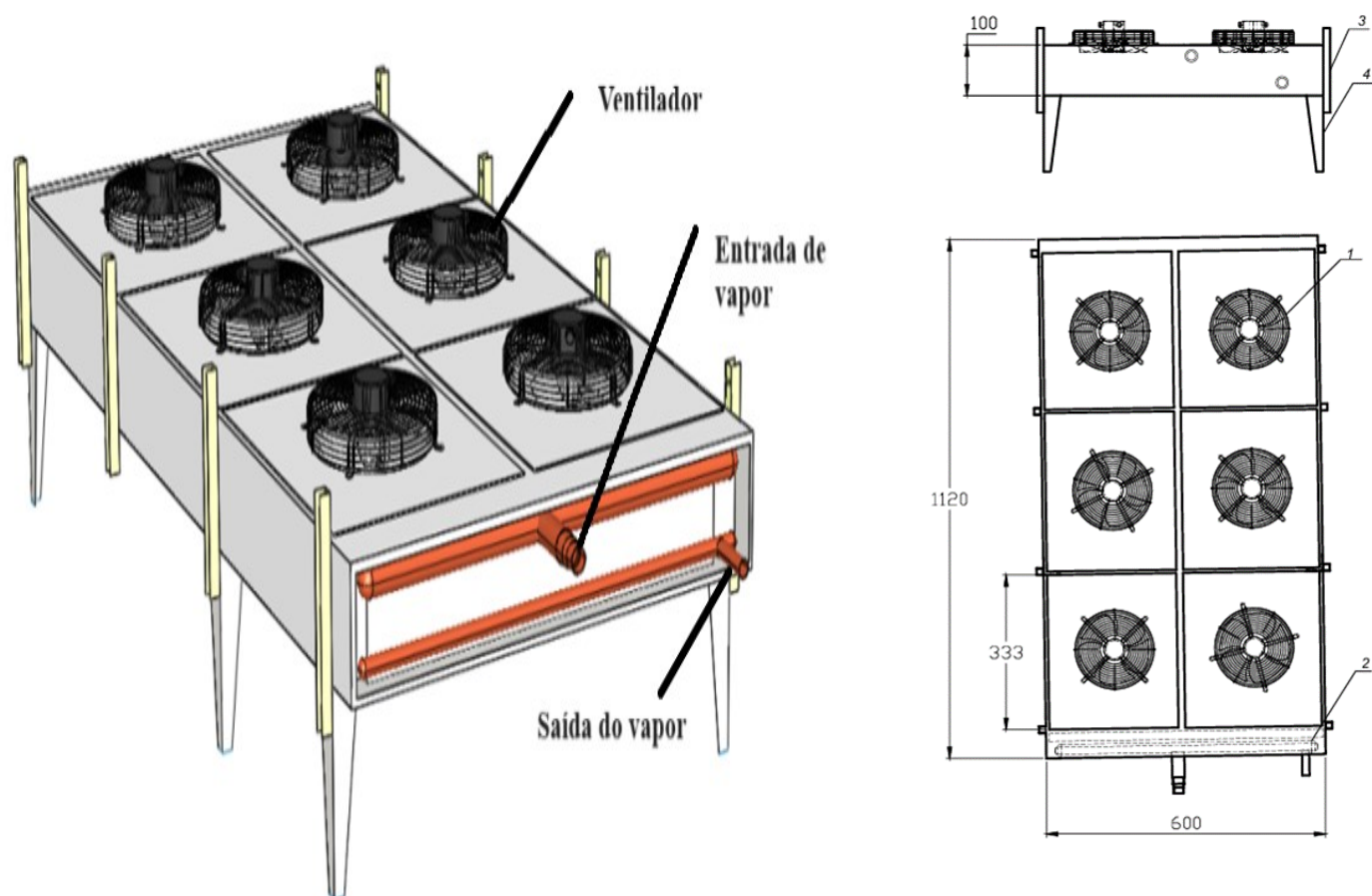


Figura 12 Modelo construtivo do condensador

Seis ventiladores dispostos em duas colunas de três ventiladores cada, são posicionados para maximizar o fluxo de ar, o vapor entra pela parte superior (conforme indicado pela entrada de vapor) e sai pela parte inferior (saída de vapor). A estrutura é sustentada por pernas robustas, garantindo estabilidade.

4.9 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO DA CALDEIRA

Os materiais dos tubos e chapas utilizados na construção da caldeira foram escolhidos segundo as recomendações da norma ASME-BPVC.II.2 (2010). Os materiais escolhidos são apresentados na Tabela 14 onde também é indicada a aplicação de cada material na caldeira.

Tabela 14 Materiais escolhidos e sua aplicação na caldeira

Material	Propriedades dos materiais		Aplicação
	E [MPa]	S_y [MPa]	
ASTM 178 Gr 70	200000	92,4	-Tubos de convecção -Tubos da parede de água
ASTM A516 Gr 70	200000	180	-Espelhos -Invólucro da caldeira
ASTM B163	200000	126	-Fornalha

A caldeira gera vapor saturado a 200°C e, a pressão de saturação do vapor a essa temperatura é de 0,27 MPa, que corresponde à pressão máxima de trabalho da caldeira (PMT), por tanto esta pressão é usada no dimensionamento mecânico. As tensões admissíveis dos materiais, S_y , apresentadas na Tabela 15, são aplicáveis para temperaturas abaixo de 300°C. Assumindo que as superfícies da caldeira poderão atingir temperaturas de até no máximo 50°C acima da temperatura do vapor, as tensões admissíveis escolhidas são aceitáveis.

Tabela 15 Resultados do dimensionamento mecânico da caldeira.

Elemento (Material)	Parâmetro (para resistir a corrosão)	Simb.	Valor (mm)
Tubos de convecção (ASTM 178 Gr 70)	Espessura padronizada	t	1,49
Invólucro da caldeira (ASTM 178 Gr 70)	Espessura padronizada	t	8,65
Fornalha (ASTM B163)	Espessura padronizada	t	8
Espelhos (ASTM A516 Gr 70)	Espessura padronizada	t	9,35

4.10 DESENHO DA INSTALAÇÃO

A caldeira e o condensador dimensionados no projecto são apenas alguns equipamentos da instalação de geração de energia eléctrica. Para melhor compreender-se isso, a Figura 12 ilustra a caldeira e o condensador já aplicados na instalação.

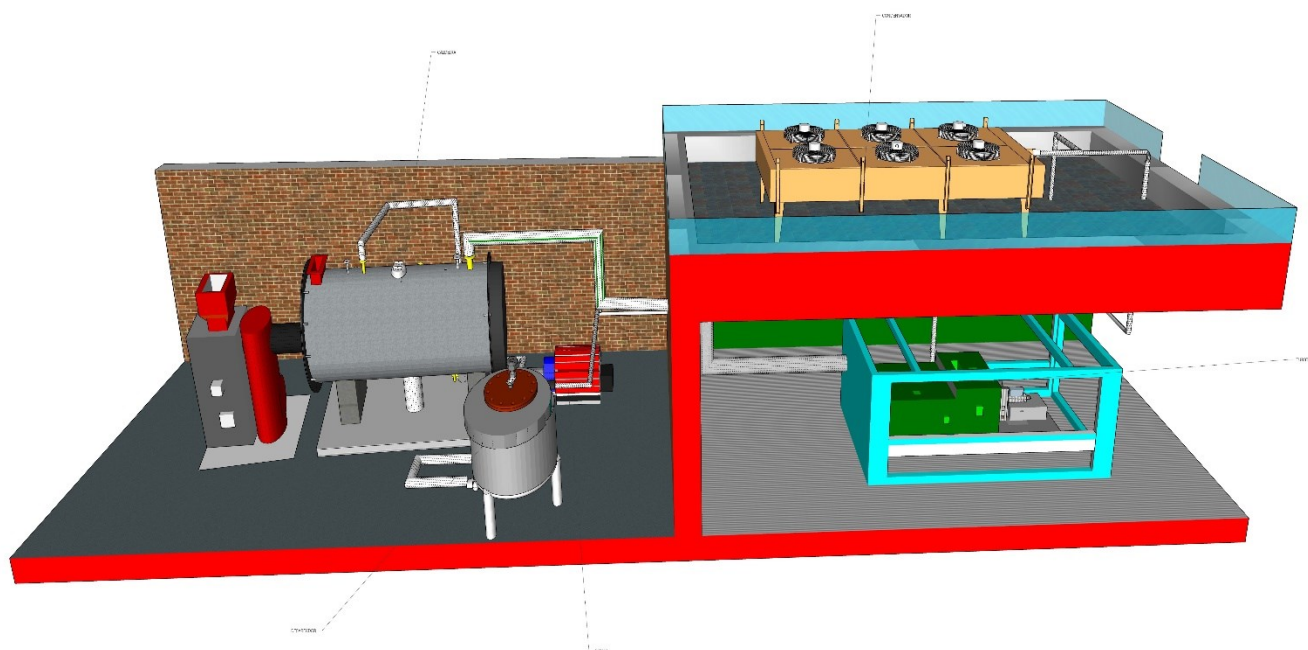


Figura 13 Instalação de geração de energia eléctrica

A instalação de energia eléctrica para a serração é composta por diversos componentes interligados que funcionam juntos para gerar energia de forma eficiente. A caldeira aquece a água, transformando-a em vapor de 2000 kg/h. Este vapor é então direccionado para a turbina, onde a energia térmica do vapor é convertida em energia mecânica. A turbina está acoplada a um gerador, que transforma essa energia mecânica em energia eléctrica de 150 kW. Após passar pela turbina, o vapor exaurido é resfriado no condensador, sendo convertido de volta em água. Esta água então passa pelo desareador, que remove gases dissolvidos, como oxigénio e dióxido de carbono, para evitar a corrosão dos componentes do sistema. Após a remoção dos gases, a água é recirculada pela bomba de volta para a caldeira, fechando o ciclo de geração de energia.

5 AVALIAÇÃO ECONÓMICA DO PROJECTO

Para a aprovação ou a reprovação de projectos é necessário fazer-se um estudo da sua viabilidade económica. É a partir desse estudo que se determina o capital de investimento para a concretização do projecto.

Para se determinar o capital de investimento necessário para a concretização do presente projecto, faz-se a análise do custo da instalação apresentada na Tabela 16.

Tabela 16 Determinação do capital de investimento

PRODUTOS IMPORTADOS					
<i>i</i>	<i>Equipamento</i>	<i>Designação</i>	<i>Quantidade</i>	<i>Preço unitário (USD)</i>	<i>Preço total (USD)</i>
1	Turbina á vapor	DTEC	1	15000	15 000
2	Bomba de água	Dubao	1	100	100
4	Insuflador	Gsico	1	4.3	4.3
5	Controlador	LD Solar	1	49	49
6	Válvulas	SEGV	5	31	155
7	Manómetros	Ewater	2	5	10
8	Ventiladores do Condensador	Alfa Laval	6	50	300
SUBTOTAL (MZN)					999 571,2
PRODUTOS DE PRODUÇÃO (Matéria-prima e mão-de-obra)					
<i>i</i>	<i>Equipamento</i>				<i>Custo (MZN)</i>
1	Suportes/base				5000
2	Tubos do condensador				8000
3	Estrutura do condensador				5000
4	Feixe de tubos e espelhos				15000
5	Estrutura da caldeira				9000
SUBTOTAL (MZN)					42000
TOTAL (MZN)					1 036 885,71

Todo o investimento em activos fixos será realizado no ano 0, e a produção de energia iniciará no primeiro ano. No primeiro ano prevê-se uma produção diária de 150 kW de energia eléctrica à um custo de 14 Mt/kW.

- Vida Útil do Projecto: 5 anos
- Imposto Relativo a Pessoas Colectivas (IRPC): 32%

Quanto às depreciações e amortizações tem-se:

<i>Equipamento</i>	<i>Taxa de amortização (%)</i>
Turbina á vapor	10
Bomba de água	10
Insuflador	12,5
Controlador	12,5
Válvulas	12,5
Manómetros	12,5
Ventiladores do Condensador	12,5

5.1 INDICADORES DE VIABILIDADE DO PROJECTO

O objectivo deste trabalho é calcular e interpretar esses indicadores para determinar se o projecto de instalação de uma fonte de energia numa serração é financeiramente viável e capaz de gerar retornos adequados ao longo de sua vida útil.

a) Valor Actual Líquido

O Valor Actual Líquido é uma medida que representa o valor presente dos fluxos de caixa futuros gerados pelo projecto, descontados à taxa de desconto adequada.

$$VAL = 4805,008 \text{ Mt} > 0 \text{ (VIÁVEL)}$$

b) Taxa Interna de Retorno

A Taxa Interna de Retorno oferece uma forma mais precisa de avaliar a rentabilidade do projecto, ajustando a suposição de reinvestimento dos fluxos de caixa.

Á seguir apresenta-se o cálculo da TIR do projecto:

$$TIR = \left[i_1 + (i_2 - i_1) \cdot \left(\frac{0 - VAL_1}{VAL_2 - VAL_1} \right) \right] \cdot 100\%$$

$$TIR = \left[0,1 + (0,11 - 0,1) \cdot \left(\frac{0 - 4805,01}{-25836,30 - 4805,01} \right) \right] \cdot 100\%$$

$$TIR = 0,10157 \cdot 100\% = 10,157\% > 10\% \text{ (VIÁVEL)}$$

A análise com a TIR confirmou que o projecto de instalação de uma fonte de energia na serração é viável e promete ser lucrativo. Com uma TIR de 10,157%, que é superior à taxa de desconto de 10%, o projecto não apenas recupera o investimento inicial, mas também gera um retorno adicional. Isso indica que o projecto é capaz de gerar valor e é uma boa opção de investimento.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 CONCLUSÕES

Do estudo este trabalho demonstrou a viabilidade técnica de utilizar a serradura como fonte de biomassa para a geração de energia através de uma turbina a vapor. O estudo completo, desde a identificação da turbina apropriada até o dimensionamento dos componentes críticos como a caldeira e o condensador, proporciona uma base sólida para a implementação de um sistema de geração de energia sustentável.

No presente projecto, foi identificado um modelo de turbina a vapor que melhor se adequa às necessidades do projecto, que exige uma caldeira com capacidade de 2000 kg/h de vapor saturado a uma temperatura de 200°C. Esta turbina foi escolhida para fornecer energia eléctrica à taxa de 150kW à Serração.

Através da análise elementar do Pinho, foi possível determinar o potencial energético da serradura. Este estudo considerou a composição química da serradura, o poder calorífico, e as condições ideais para a combustão. Os resultados demonstraram que a serradura possui um potencial energético significativo, tornando-se uma fonte viável para a geração de energia sustentável.

Foram realizados cálculos térmicos para dimensionar adequadamente os componentes da caldeira que permitem que o vapor e os gases de combustão saiam nas condições predeterminadas no projecto. Este processo envolveu a análise das transferências de calor, a selecção de materiais apropriados. As dimensões dos componentes, como a fornalha, tubos de convecção e sistemas de alimentação de biomassa, foram determinadas com base em cálculos detalhados.

O dimensionamento do condensador foi feito a partir de cálculos termodinâmicos que levaram em conta a quantidade de vapor a ser condensado, a eficiência do sistema de resfriamento, e os materiais de construção. O *design* final do condensador garante uma operação eficiente e sustentável, minimizando perdas de energia e maximizando a recuperação de calor.

6.2 RECOMENDAÇÕES

No contexto deste trabalho, a serradura utilizada como combustível na caldeira apresenta um teor de humidade inicial de aproximadamente 8,2%. Embora este valor seja relativamente baixo comparado a outros biocombustíveis, a presença de humidade ainda representa um desafio para a eficiência da combustão. Mesmo com um teor de humidade moderado, parte do calor gerado na caldeira é consumido na evaporação da água presente na serradura antes que a combustão propriamente dita ocorra. Isso resulta em uma menor eficiência térmica da caldeira, aumentando o consumo de combustível e reduzindo a produção de energia. Portanto recomenda-se para trabalhos futuros investigar métodos de secagem pré-combustão para reduzir a humidade da serradura, como por exemplo tecnologias de secagem, como secadores rotativos, secadores de leito fluidizado ou sistemas de secagem por ar quente. O uso desses secadores aumenta a eficiência térmica da caldeira, reduz o consumo de serradura para a mesma produção de vapor e menor será o desgaste dos equipamentos devido à operação com combustível seco.

O cálculo de dimensionamento térmico da caldeira foi uma das etapas complexas deste trabalho, devido à dificuldade na obtenção de coeficientes necessários para as equações, e por assumir algumas condições de funcionamento, apresentando assim limitações em termos de precisão e detalhamento. Portanto, para a aplicação prática do projecto, recomenda-se também para trabalhos futuros a realização de cálculos de dimensionamento térmico, mais detalhados com o uso do software ANSYS Fluent para simulações detalhadas de sistemas térmicos e de combustão. Este software permite modelar com precisão a combustão, analisar o fluxo de fluidos dentro da caldeira, e ajustar variáveis como temperatura e distribuição de calor de forma eficiente. Com este software é possível prever o desempenho da caldeira sob diferentes condições operacionais, melhorando a eficiência energética.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Adene, G. (2015). *Produção de Vapor e Seu Uso na Indústria*. Lisboa: Edições Técnicas.
2. Annaratone, D., 1975. *Steam Generator: Description and Design*. Milan: Springer.
3. ASME BPVC.VIII.2, 2010. *Boiler and Pressure Vessel Code*. New York: The American Society of Mechanical Engineers.
4. ASME-BPVC.II.2, 2010. *Boiler and Pressure Vessel Code*. New York: The American Society of Mechanical Engineers.
5. Bazzo, E., 1995. *Geração de Vapor*. 2ª ed. Florianópolis: UFSC.
6. Bizzo, W. A., 2003. *Geração Distribuição e Utilização de Vapor: Apostila do Curso*. Campinas: Unicamp.
7. Centrais Elétricas Brasileiras (2005). *Princípios Termodinâmicos na Geração de Energia*. São Paulo: CE.
8. Çengel, Y. A., 2002. *Heat Transfer: Practical Approach*. 2nd ed. s.l.:McGraw-Hill. Coelho, J.
9. C. M., 2016. *Energia e Fluidos: Termodinâmica*. São Paulo: Blucher.
10. Cleaver Brooks (2015). *Introdução às Caldeiras e Sistemas de Vapor*. Nova York: CB.
11. Coelho, J. C. M., 2016. *Energia e Fluidos: Termodinâmica*. São Paulo:
12. Chapman, S. (2002). *Máquinas Elétricas e Sistemas de Potência*.
13. Boyle, B. (2004). *Princípios de Conversão de Energia*.
14. Blucher. Garvey, J., 2019. *USAID-Speed+Project*. Maputo,
15. El-Wakil, M. M. (1984). *Powerplant Technology*. McGraw-Hill.
16. Hodge, B. K., 2017. *Alternative Energy Systems and Applications*. Mississipi: Wiley.
- Hottel, H. C., 1967. *Radiative Transfer*. New York: McGraw-Hill.
17. LENNTECH, 2019. *Reverse Osmosis plants*, South Miami:
18. LENNTECH. Martinelli Jr., L. C., 2003. *Geradores de Vapor*. Rio Grande do sul: UERGS. Mesny, M., 1972. *Generación del Vapor*. Buenos Aires: La línea recta.
19. Mullinger, P. & Jenkins, B., 2008. *Industrial and Furnaces Principle: Design and*

- Operation*. Oxford:Elsevier's Science & Technology.
20. Nag, P. K. (2002). *Power Plant Engineering*. Tata McGraw-Hill.
21. Neves, J. L., 1996. *Pesquisas quantitativas-Caracteristicas e uso de possibilidades*. Sao Paulo:UPFA.
22. NR13-Norma Regulamentadora n13, 2014. *Caldeiras e Vasos de pressao*. Portaria 594: MTE.Pera, H., 1990. *Geradores de Vapor*. 2^a ed. São Paulo: Fama.
23. Reichert, M. & Young, j. H., 1997. *Sterilization Technology for Health Care Facility*. 2nd ed.s.l.:ASPEN.
24. Spirax Sarco (2003). *Steam Boiler Operation and Maintenance*. Spirax Sarco.
25. Tonelli, S. R. & Lacerda, R. A., 2005. Refletindo sobre o Cuidar no Centro de Material e Esterilização. *Resvista SOBECC*, Março, Volume 10, pp. 28-31.
26. Yanagihara, J. (2016). *Steam Turbines: Design, Application, and Re-Rating*. Wiley.
27. Zhang, Y., Li, Q., Zhou, H. & jack, h., 2016. *Theory and Calculation of heat Transfer in Furnaces*.
28. London: Elsevier.

ANEXOS

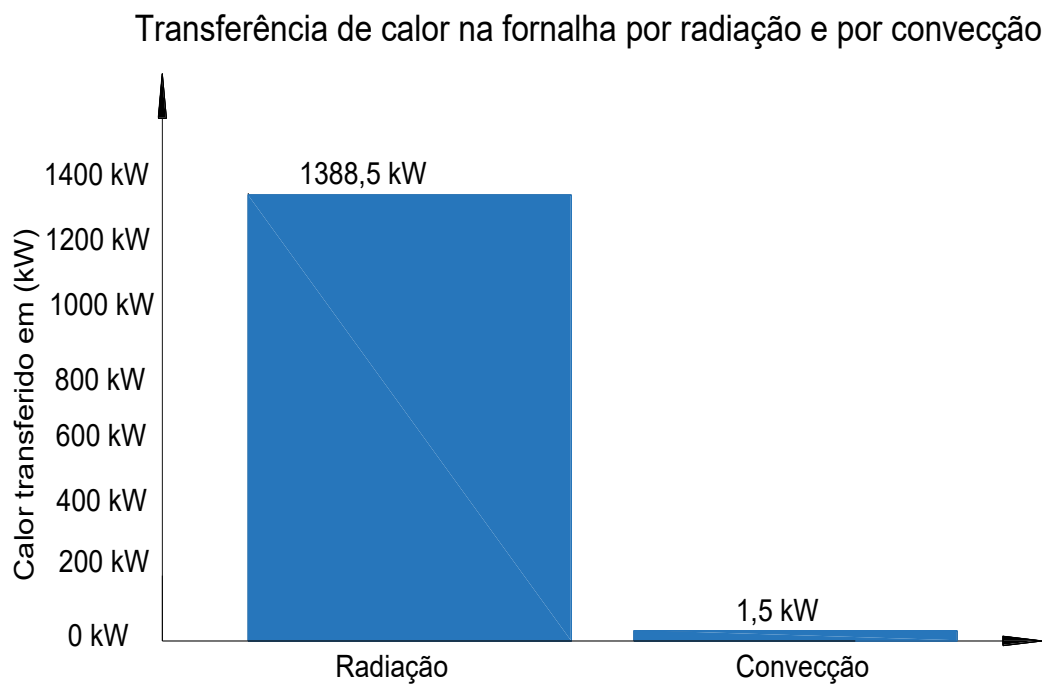
8 ANEXO I: COEFICIENTES DE EXCESSO DE AR PARA DIFERENTES TIPOS DE FORNALHA E COMBUSTÍVEIS.

Combustível	Fornalha	Excesso de ar (α)
Carvão britado	Grelhas rotativas com ar forçado	1,5 – 1,5
	Grelhas planas com circulação natural	1,5 – 1,65
Lenha	Grelha plana com circulação natural	1,4 – 1,5
	Grelha plana com ar forçado	1,3 – 1,35
Bagaço de cana	Grelha inclinada	1,4 – 1,5
	Fornalha celular	1,25 – 1,3

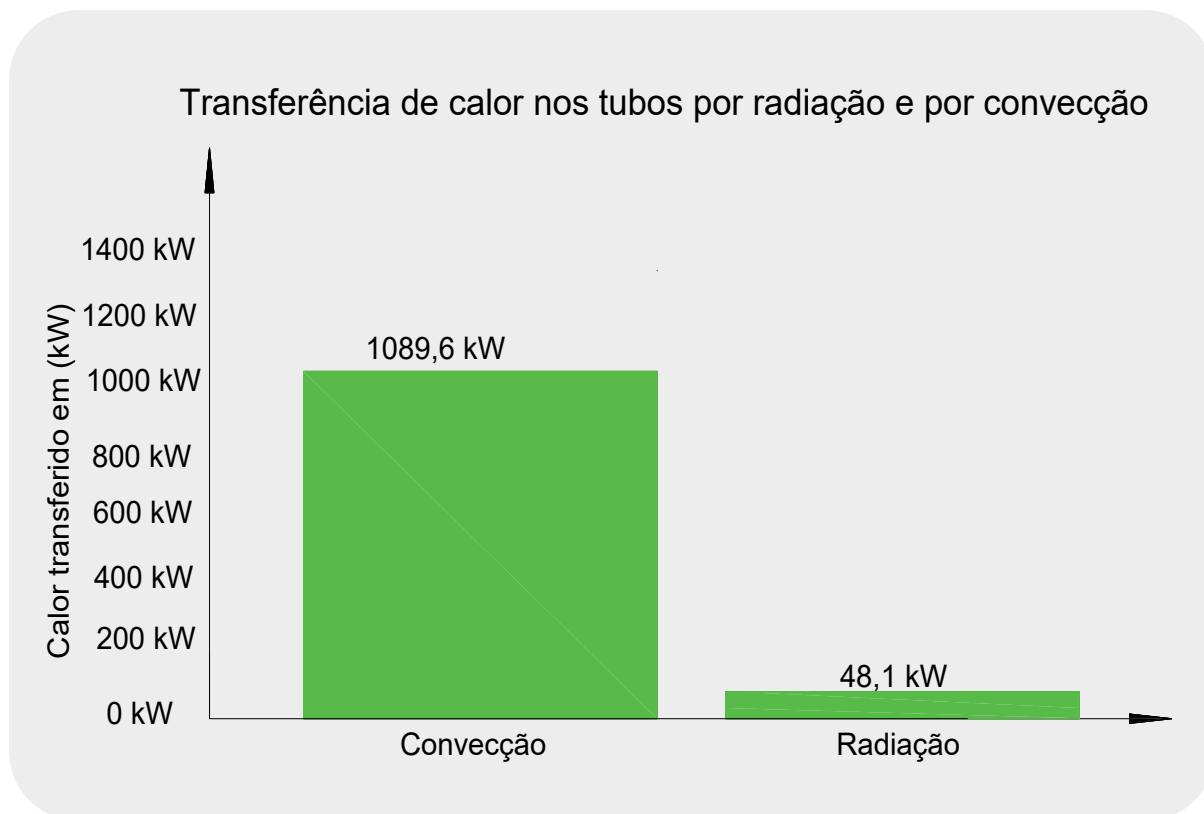
9 ANEXO II: VALORES DE CO_2 NOS GASES SECOS PARA DIFERENTE TIPOS DE COMBUSTÍVEL

Combustível	% de CO_2 nos gases secos
Bagaço	20,3
Madeira	19,9
Gasóleo	15,5
Gás natural	12,1
Óleos	15,5

10 ANEXO III: FACTOR DE CORRECÇÃO DEVIDO A INFLUÊNCIA DA REGIÃO DE ENTRADA.



11 ANEXO IV: RESULTADOS DO CÁLCULO DE TRANSFERÊNCIAS DE CALOR NOS TUBOS.



12 ANEXO VI: MAPA DE AMORTIZAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Valor Residual	Valor de Mercado	Valor Contabilístico	Ano 5	Ano 4	Ano 3	Ano 2	Ano 1	Taxa de Amortização	Valor de Aquisição	Equipamento
480000	480000	480000	96000	96000	96000	96000	96000	0.1	960000	Turbina á vapor
3200	3200	3200	640	640	640	640	640	0.1	6400	Bomba de água
33.024	0	103.2	34.4	34.4	34.4	34.4	34.4	0.125	275.2	Insuflador
376.32	0	1176	392	392	392	392	392	0.125	3136	Controlador
1190.4	0	3720	1240	1240	1240	1240	1240	0.125	9920	Válvulas
76.8	0	240	80	80	80	80	80	0.125	640	Manómetros
7200	7200	7200	2400	2400	2400	2400	2400	0.125	19200	Ventiladores do Condensador
492.076.544	490400	495639.2	100786.4	100786.4	100786.4	100786.4	100786.4	0	999571.2	TOTAL

13 ANEXO VII: MAPA DE CASH FLOW

DESCRIÇÃO	ANO 0	ANO 1	ANO 2	ANO 3	ANO 4	ANO 5
1. Proveitos = 1.1	0	756000. 00	718740. 00	718740. 00	718740. 00	718740. 00
1.1 Vendas		756000. 00	718740. 00	718740. 00	718740. 00	718740. 00
2. Custos de Exploração = 2.1		504000. 00	504000	504000	504000	504000
2.1 (Matéria Prima e Mão de Obra)		504000	504000	504000	504000	504000
3. Amortização		100786. 40	100786. 4	100786. 4	100786. 4	100786. 4
4. Provisão						
5. Resultados Operacionais = 1-2-3-4		151213. 60	113953. 6	113953. 6	113953. 6	113953. 6
6. Resultados Antes do Imposto (RAI)=5		151213. 60	113953. 6	113953. 6	113953. 6	113953. 6
7. Matéria Colectável = 6 se 6>0		151213. 60	113953. 60	113953. 60	113953. 60	113953. 60
8. Imposto = 7*irpc		48388.3 5	36465.1 52	36465.1 52	36465.1 52	36465.1 52
9. Resultados Líquidos = 6 - 8		102825. 25	77488.4 48	77488.4 48	77488.4 48	77488.4 48
10. Amortização =3		100786. 40	100786. 4	100786. 4	100786. 4	100786. 4
11. Provisão =4						
12. Cash Flow de Exploração=9+10+11	0	203611. 65	178274. 848	178274. 848	178274. 848	178274. 848
13. Investimento = 13.1 + 13.2	999571. 2	0.00	0	0	0	0
13.1 ICF (Investimento em Capital Fixo)	999571. 2					
13.2 ICC/IFM		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
14. Valor Residual = 14.1 + 14.2						492076. 544
14.1 VRCF						492076. 544
14.2 VRCC/VRFM						0.00
15. Cash Flow Simples do Projecto = 12-13+14	- 999571. 2	203611. 65	178274. 848	178274. 848	178274. 848	670351. 392
16. CF do Projecto Acumulado =15n+16(n-1)	- 999571. 2	- 795959. 55	- 617684. 704	- 439409. 856	- 261135. 008	409216. 384
17. Factor de desconto / actualização $(1+i)^{-n}$	1	0.91	0.83	0.75	0.68	0.62
18. CF do Projecto Actualizado = 15*17	- 999571. 2	185101. 50	147334. 5851	133940. 5319	121764. 1199	416235
19. CF do Projecto Actualizado e Acumulado	- 999571. 2	- 814469. 70	- 667135. 116	- 533194. 584	- 411430. 464	4805.00 8

