

DEFINITIVO

isec

Engenharia

MESTRADO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

Análise termodinâmica e teste de desempenho a uma central termoelétrica

Autor

Luís Filipe Chuva Simões

Orientador

Gilberto Cordeiro Vaz

INSTITUTO POLITÉCNICO
DE COIMBRA

INSTITUTO SUPERIOR
DE ENGENHARIA
DE COIMBRA

Coimbra, outubro 2021



isec

Engenharia

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise termodinâmica e teste de desempenho a uma central termoelétrica

Relatório de Estágio de Natureza Profissional para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica
Especialização em Projeto, Instalação e Manutenção de Sistemas Térmicos

Autor

Luís Filipe Chuva Simões

Orientador

Gilberto Cordeiro Vaz

Supervisor na empresa Celulose Beira Industrial S.A. (Celbi)

José Miguel Soares Oliveira

Coimbra, outubro 2021

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Professor Gilberto Cordeiro Vaz a orientação deste trabalho, bem como todas as condições que colocou ao meu dispor, tornando possível a sua realização.

Um enorme agradecimento ao Professor António Manuel Morais Grade pelo aconselhamento da metodologia utilizada e espírito crítico, tornado possível a realização deste relatório.

Um enorme agradecimento ao Eng.º José Oliveira e ao Eng.º Luís de Sousa pela ajuda e orientação, sendo que este trabalho não estaria concluído sem boa vontade de todos.

Um enorme agradecimento também à Celulose Beira Industrial (Celbi), pela oportunidade de estágio permitindo que este desafio fosse concebido.

Gostaria também de agradecer aos meus colegas de curso pela alegria e motivação ao longo de todo o curso.

Um especial agradecimento aos meus pais pela motivação e força nesta grande etapa da vida e também queria agradecer todo o carinho, ajuda e paciência que a minha namorada, Ana Pimentel, teve ao longo deste ano.

De um modo geral, gostaria de agradecer a todos o que estiveram presentes ajudando o máximo possível, especialmente nesta difícil situação que estamos a passar devido à COVID-19.

RESUMO

O presente relatório é realizado no âmbito do curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, especialização em Projeto, Instalação e Manutenção de Sistemas Térmicos, do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, numa empresa de celulose de grande importância para o setor da produção de pasta de papel.

O estágio é descrito em três fases fundamentais nomeadamente, o conhecimento e familiarização de todo o processo fabril pelo qual esta empresa é conhecida assim como todo o tipo de caldeiras presentes na indústria, a entrega e estudo do tema mencionado neste relatório referente à central termoelétrica e, por último, a realização de uma análise termodinâmica e teste de desempenho à caldeira de biomassa e turbina de vapor da central.

O objetivo deste relatório de estágio é a realização de uma análise termodinâmica e teste de desempenho à central termoelétrica da Celbi, nomeadamente à caldeira de biomassa e turbina de vapor, estudando os respetivos rendimentos e eficiências. No entanto, de modo a completar o estudo, realizou-se um estudo das torres de arrefecimento da central. Para tal, foi necessário recorrer à ferramenta de cálculo Microsoft Excel onde foram introduzidos os valores de caudal, pressão e temperatura de cada equipamento. Este cálculo teve como finalidade realizar um balanço térmico e energético aos dois equipamentos principais em estudo no presente trabalho. Os dados mencionados foram obtidos através do software interno da empresa, vindo a facilitar alguns cálculos no principal objetivo deste relatório.

Os resultados apresentados no balanço são calculados para o ano de 2020 tendo por base uma média mensal dos valores médios recolhidos diariamente.

Após a realização do estudo conseguiu-se comprovar o bom funcionamento da central termoelétrica obtendo valores dentro dos parâmetros usuais para este tipo de instalação.

Palavras-Chave: Central termoelétrica, Análise Termodinâmica, Teste de Desempenho, Caldeira de Biomassa, Turbina de Vapor, Torres de Arrefecimento

ABSTRACT

This report is made within the scope of the Master's Degree in Mechanical Engineering, specialization in Project, Installation and Maintenance of Thermal Systems, of the Coimbra Institute of Engineering, in a cellulose company of great importance for the pulp production sector.

The internship is described in three fundamental phases, the knowledge and familiarization of all the manufacturing process by which this company is known as well as all the types of boilers present in the industry, the delivery and study of the theme mentioned in this report referring to the thermoelectric power plant and, finally, the realization of a thermodynamic analysis and performance test of the biomass boiler and steam turbine of the power plant.

The objective of this internship report is to perform a thermodynamic analysis and performance test of Celbi's thermoelectric power plant, namely the biomass boiler and steam turbine, studying their respective yields and efficiencies. However, in order to complete the study, a study of the cooling towers of the plant was performed. For this, it was necessary to use the Microsoft Excel calculation tool where the flow, pressure and temperature values of each piece of equipment were entered. The purpose of this calculation was to perform a thermal and energy balance for the two main pieces of equipment under study in this work. The mentioned data was obtained through the company's internal software, which facilitated some calculations in the main objective of this report.

The results presented in the balance are calculated for the year 2020 based on a monthly average of the average values collected daily.

After the study was carried out, it was possible to prove the proper functioning of the thermoelectric power plant, obtaining values within the usual parameters for this type of installation.

Keywords: Thermoelectric Power Plant, Thermodynamic Analysis, Performance Test, Biomass Boiler, Steam Turbine, Cooling Towers

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	<i>i</i>
RESUMO	<i>iii</i>
ABSTRACT	<i>v</i>
ÍNDICE DE FIGURAS	<i>ix</i>
ÍNDICE DE TABELAS	<i>xi</i>
SIMBOLOGIA E ABREVIATURAS	<i>xiii</i>
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos.....	5
1.3 Plano de estágio.....	6
1.4 Estrutura do relatório.....	7
2 A Celbi	9
2.1 História da empresa	9
2.2 Processo produtivo	10
3 Revisão da Literatura	13
3.1 Biomassa.....	13
3.1.1 Caracterização Química da Biomassa.....	14
3.1.2 Tecnologias de conversão	15
3.2 Combustão em Leito Fluidizado	16
3.2.1 Combustão em Leito Fluidizado Borbulhante.....	18
3.2.2 Combustão em Leito Fluidizado Circulante	19
3.3 Ciclo de Rankine.....	20
3.3.1 Ciclo de Rankine ideal para Turbinas a Vapor.....	20
3.3.2 Desvio entre os ciclos reais e ideais de potência de vapor.....	22
3.3.3 Ciclo de Rankine regenerativo ideal.....	23
4 Central Termoelétrica	25
4.1 Descrição geral.....	26
4.1.1 Caldeira de Vapor.....	26
4.1.2 Turbina de Vapor (Condensação).....	27
4.1.3 Circuito de Água de Alimentação à Caldeira de Vapor.....	27
4.1.4 Purga na Caldeira de Vapor	28
4.1.5 Recolha de Condensados.....	28
4.1.6 Torre de Arrefecimento.....	29
5 Metodologia de cálculo da eficiência energética	31
5.1 Cálculo do rendimento da caldeira com base no método das perdas	31

5.2	Cálculo da Eficiência Térmica da Turbina de Vapor	35
5.2.1	Potência da turbina.....	35
5.2.2	Rendimento térmico do ciclo.....	36
5.2.3	Título de Vapor	36
5.2.4	Rendimento Isentálpico	37
5.2.5	Rendimento Isentrópico da turbina	40
5.3	Cálculo do rendimento do ciclo de vapor (turbina + gerador)	41
5.4	Cálculo da eficiência das torres de arrefecimento.....	42
6	<i>Teste de desempenho.....</i>	45
6.1	Ferramenta de cálculo.....	45
6.2	Esquema Geral da Central Termoelétrica	45
6.3	Análise de balanço em <i>Microsoft Excel</i>	55
6.3.1	Cálculo do rendimento da caldeira de biomassa	55
6.3.2	Cálculo do rendimento térmico do ciclo	56
6.3.3	Cálculo da eficiência das torres de arrefecimento.....	61
6.4	Análise de resultados	63
7	<i>Conclusão</i>	65
ANEXOS		69
Anexo 1:	<i>Esquema geral da folha de cálculo em Microsoft Excel</i>	71
Anexo 2:	<i>Esquema da caldeira de biomassa e equipamentos principais nas linhas de água e vapor</i>	73
Anexo 3:	<i>Resultados do teste de desempenho da turbina para o ano de 2020.....</i>	74

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 - Geração de eletricidade em Portugal Continental (janeiro 2021) (APREN, 2021b)	2
Figura 1.2 - Balanço da Produção de Eletricidade de Portugal Continental (fevereiro 2021) (APREN, 2021a)	3
Figura 1.3 - Evolução da Potência Instalada nos Centros Electroprodutores de Portugal Continental (APREN, 2020).....	4
Figura 1.4 - Evolução da Produção Elétrica em Portugal Continental (APREN, 2021a)	4
Figura 1.5 - Ciclo de dióxido de carbono ao longo da produção e utilização de biomassa (Kaltschmitt, Themelis, Bronicki, & Söder, 2013)	5
Figura 1.6 – Plano de estágio.....	6
Figura 2.1 - Celulose Beira Industrial (Celbi).....	10
Figura 2.2 - Processo produtivo da Celbi (Pimentel, 2021)	11
Figura 3.1 - Constituição da biomassa vegetal [Adaptado de (Kaltschmitt, Themelis, Bronicki, Söder, et al., 2013)].....	14
Figura 3.2 - Combustão do leito fluidizado [Adaptado de documentos fornecidos pela empresa]	17
Figura 3.3 - Esquema dos vários estágios do leito fluidizado [Adaptado de documentos fornecidos pela empresa]	18
Figura 3.4 - Combustão em leito fluidizado borbulhante (Adaptado de documentação da empresa)	19
Figura 3.5 - Combustão em leito fluidizado circulante (Sobrinho, 2016).....	20
Figura 3.6 - Ciclo de Rankine ideal para turbinas a vapor (Boles et al., 2013).....	21
Figura 3.7 - Diagrama T-s do ciclo de Rankine ideal (Boles et al., 2013).....	21
Figura 3.8 - Desvios do ciclo real de potência a vapor do ciclo de Rankine ideal (Boles et al., 2013) ..	23
Figura 3.9 - Ciclo de Rankine regenerativo ideal (Boles et al., 2013).....	24
Figura 4.1 - Esquema energético de uma central térmica [Adaptado Oliveira 2015].....	25
Figura 5.1 - Esquema de entrada e saídas de vapor da turbina	38
Figura 6.1 - Esquema geral do ciclo termodinâmico da central (vapor a vermelho e água a verde)....	46
Figura 6.2 - Esquema da caldeira de biomassa e equipamentos principais nas linhas de água e vapor	47
Figura 6.3 - Entrada/saída de vapor/água no pré-aquecedor de AA e Tanque de AA.....	48
Figura 6.4 - Entrada/saída de vapor/água no pré-aquecedor de ar de combustão	49
Figura 6.5 - Saída de água desmineralizada até ao TAA.....	49
Figura 6.6 - Caldeira de biomassa: saída de vapor AP da caldeira.....	50
Figura 6.7 - Entrada/saída de vapor/água no condensador da turbina de vapor e no condensador de labirintos/permutador de calor	51
Figura 6.8 - Entrada/saída de vapor/água no pré-aquecedor de condensados	52
Figura 6.9 - Entrada/saída de vapor da turbina de vapor	53
Figura 6.10 - Entrada/saída de água nas torres de arrefecimento	54
Figura 6.11 - Resultados do teste de desempenho da turbina para o ano de 2020 (Anexo 3)	57

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 - Distribuição da floresta portuguesa (ICNF, 2013).....	14
Tabela 3.2 - Composição química típica da biomassa lenhosa (Vassilev et al., 2012)	15
Tabela 5.1 - Valores de K para cálculos com base no PCI (ADENE - Agência para a energia, 2010)	32
Tabela 5.2 - Exemplos de valores de CO₂ teóricos nos gases de combustão (ADENE - Agência para a energia, 2010)	33
Tabela 5.3 - Exemplos de valores teóricos de hidrogénio e humidade (ADENE - Agência para a energia, 2010)	34
Tabela 5.4 - Valores de K para um determinado combustível utilizado (ADENE - Agência para a energia, 2010)	35
Tabela 5.5 - % perdas em capacidade nominal para os vários tipos de caldeiras (ADENE - Agência para a energia, 2010)	35
Tabela 6.1 - Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc}).....	55
Tabela 6.2 - Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (PH_{2O})	56
Tabela 6.3 - Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (PCO)	56
Tabela 6.4 - Resultados do teste de desempenho da turbina para o ano de 2020	57
Tabela 6.5 - Parâmetros de cálculo no mês de janeiro de 2020.....	58
Tabela 6.6 - Cálculo das entalpias e rendimento isentálpico em cada sangria no mês de janeiro de 2020	59
Tabela 6.7 - Dados da energia transferida para o ciclo de vapor na caldeira de biomassa no mês de janeiro de 2020	61
Tabela 6.8 - Dados das torres de arrefecimento no ano de 2020	62
Tabela 6.9 - Resultados mensais da eficiência das torres de arrefecimento no ano de 2020	63

SIMBOLOGIA E ABREVIATURAS

Abreviaturas

AA	Água de Alimentação
ADENE	Agência para a Energia
APREN	Associação Portuguesa de Energias Renováveis
BFR	Biomassa Florestal Residual
CUF	Companhia de União Fabril
EMAS	Sistema Comunitário de Ecogestão e Auditoria
ERP	Enterprise Resource Planning
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam
GEE	Gases de efeito de estufa
LFB	Leito Fluidizado Borbulhante
LFC	Leito Fluidizado Circulante
PCI	Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
PNAER	Plano Nacional das Energias Renováveis
RNC	Roteiro de Neutralidade Carbónica
SBM	Sociedade Bioelétrica do Mondego
TAA	Tanque de Água de Alimentação
UE	União Europeia

Simbologia

A	Fração em peso de inertes no combustível [%]
C	% em peso de carbono presente no combustível (nas condições de queima)
C_{cc}	Fração em peso do combustível nas cinzas volantes [%]
cf	Cinzas do fundo [%]
CO_2	% em volume de CO_2 presente nos gases de combustão
CO_{2t}	% CO_2 máxima teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar nulo)

CO	Teor de monóxido de carbono nos gases de combustão [% em vol.]
cv	Cinzas voláteis [%]
$Exhaust$	Exaustão [kPa] ou [bar]
$E_{Exhaust}$	Fluxo de energia de vapor a baixa pressão (Exhaust) [MW]
E_{HP}	Fluxo de energia de vapor a alta pressão [MW]
F_{ci}	Fração em peso das cinzas em relação ao total de inertes do combustível [%]
H	% em peso de hidrogénio presente no combustível [%]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
HP	Alta pressão [MPa] ou [bar]
$h_{Exhaust,Pi}$	Entalpia de vapor do processo isentrópico a baixa pressão (Exhaust) [kJ/kg]
$h_{Exhaust,Pr}$	Entalpia de vapor do processo real de baixa pressão (Exhaust) [kJ/kg]
$h_{HP,Pr}$	Entalpia de vapor do processo real a alta pressão (HP) na admissão [kJ/kg]
$h_{HP,Pi}$	Entalpia de vapor do processo isentrópico a alta pressão [kJ/kg]
$h_{LP1,Pi}$	Entalpia de vapor do processo isentrópico a baixa pressão (LP1) [kJ/kg]
$h_{LP1,Pr}$	Entalpia de vapor do processo real de baixa pressão (LP1) [kJ/kg]
$h_{LP2,Pi}$	Entalpia de vapor do processo isentrópico a baixa pressão (LP2) [kJ/kg]
$h_{LP2,Pr}$	Entalpia de vapor do processo real de baixa pressão (LP2) [kJ/kg]
h_{LS}	Entalpia do líquido saturado [kJ/kg]
$h_{MP,Pi}$	Entalpia de vapor do processo isentrópico a média pressão (MP) [kJ/kg]
$h_{MP,Pr}$	Entalpia vapor do processo real de média pressão (MP) [kJ/kg]
h_{Pi}	Entalpia do processo isentrópico [kJ/kg]
h_{PR}	Entalpia de vapor do processo real [kJ/kg]
$h_{s,Exhaust}$	Entalpia isentrópica de vapor baixa pressão (Exhaust) [kJ/kg]
$h_{s,LP1}$	Entalpia isentrópica de vapor baixa pressão (LP1) [kJ/kg]
$h_{s,LP2}$	Entalpia isentrópica de vapor baixa pressão (LP2) [kJ/kg]

$h_{s,MP}$	Entalpia isentrópica de vapor média pressão (MP) [kJ/kg]
h_{VS}	Entalpia do vapor saturado [kJ/kg]
K	Constante que depende do combustível utilizado
$LP1$	Baixa pressão 1 [kPa] ou [bar]
$LP2$	Baixa pressão 2 [kPa] ou [bar]
MP	Média pressão [MPa] ou [bar]
\dot{m}	Caudal mássico de vapor (para cada entrada e saída da turbina) [t/h]
$\dot{m}_{arraste}$	Caudal de arraste da água [kg/s]
$\dot{m}_{evaporação}$	Caudal de perdas por evaporação [kg/s]
$\dot{m}_{Exhaust}$	Caudal mássico de vapor a baixa pressão (Exhaust) [kg/s]
\dot{m}_{HP}	Caudal mássico de vapor a alta pressão [kg/s]
m_{H_2O}	% em peso da humidade no combustível nas condições de queima [%]
\dot{m}_{LP1}	Caudal mássico de vapor a baixa pressão (LP1) [kg/s]
\dot{m}_{LP2}	Caudal mássico de vapor a baixa pressão (LP2) [kg/s]
\dot{m}_{MP}	Caudal mássico de vapor a média pressão (MP) [kg/s]
\dot{m}_w	Caudal mássico de água [kg/s]
NO_x	Óxidos de nitrogénio
P_{cf}	Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo
P_{CO}	Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão [%]
P_{cv}	Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes [%]
P_e	Potência elétrica do gerador da turbina [MW]
$P_{fornecida}$	Potência fornecida à turbina de vapor a alta pressão [MW]
P_{gc}	Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão [%]
P_{H_2O}	Perdas associadas à entalpia de vapor de água nos gases de combustão [%]
P_i	Potência isentrópica da turbina [MW]
P_t	Potência da turbina [MW]
P_r	Perdas por radiação, convecção e outras não-contabilizáveis nas caldeiras [%]
s	Entropia específica [kJ/kg.k]

s_{LS}	Entropia do líquido saturado [kJ/kg.K]
s_{LS}	Entropia do líquido saturado [kJ/kg.K]
s_{Pi}	Entropia do processo isentrópico [kJ/kg.K]
s_{PR}	Entropia do processo real [kJ/kg.K]
s_{VS}	Entropia do vapor saturado [kJ/kg.K]
s_{VS}	Entropia do vapor saturado [kJ/kg.K]
SO_x	Óxidos de enxofre
T	Temperatura [°C]
T_a	Temperatura do ar de combustão [°C]
T_a	Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira [°C]
T_{bu}	Temperatura de bolbo húmido [°C]
T_g	Temperatura dos gases de combustão [°C]
T_g	Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira [°C]
T_{wi}	Temperatura da água à entrada da torre [°C]
T_{wo}	Temperatura da água à saída da torre [°C]
TRS	Enxofre reduzido total
U_{mf}	Velocidade mínima de fluidificação [m/s]
U	Velocidade de fluidificação [m/s]
x	Título de vapor [%]
x_i	Título de vapor isentrópico [%]
η_{cy}	Rendimento do ciclo (turbina + gerador) [%]
η_i	Rendimento isentrópico [%]
$\eta_{\text{térmico do ciclo}}$	Rendimento térmico do ciclo [%]
ΣP_i	Somatório da potência isentrópica da turbina [MW]
Δ	Variação

1 Introdução

O estágio curricular que visa a obtenção do grau de mestre de Engenharia Mecânica teve início em outubro de 2020 e uma duração de 9 meses na empresa Celulose Beira Industrial (Celbi). Este estágio tem um peso de 60 ECT's e requer a realização de um relatório de estágio com um tema acordado com a empresa. Contudo, o início do estágio serviu para criar laços com toda a equipa da empresa, nomeadamente da secção de recuperação de energia onde se iria enquadrar este estágio.

Como tal, após a atribuição do tema foi necessário estipular várias metas servindo como um alinhamento de todo este trabalho tendo por base um excel desenvolvido para o cálculo do rendimento da caldeira de biomassa, rendimento térmico do ciclo, rendimento isentrópico da turbina de vapor e rendimento do ciclo de vapor. A folha de cálculo possui alguns dos principais componentes da instalação servindo meramente para consulta dos valores de caudal, temperatura e pressão medidos em tempo real através de uma plataforma interna.

Este capítulo serve como um auxílio ao presente relatório de estágio de maneira a explicar de forma resumida toda a sua estruturação e finalidade com base no plano de estágio e metodologia.

1.1 Enquadramento

Devido à crescente preocupação com o fenómeno do aquecimento global e poluição têm sido implementadas políticas de sustentabilidade e outros critérios de modo a reduzir os impactes ambientais, especialmente nas indústrias.

Com o desenvolvimento da indústria, tem havido a necessidade de encontrar alternativas aos combustíveis fósseis, denominadas energias alternativas. Um dos combustíveis alternativos mais explorados para diminuir esse impacte corresponde à biomassa, nomeadamente a biomassa florestal (raízes, cascas, resíduos florestais, etc). A biomassa é usada maioritariamente em centrais termoelétricas para produzir vapor através da combustão da mesma que, por sua vez, transforma a energia térmica em energia elétrica através de uma turbina de vapor.

A biomassa utilizada nas centrais termoelétricas difere na sua qualidade e composição. Este aspeto possui influência na eficiência energética da sua combustão. Além disso, por vezes ocorrem encravamentos nas linhas de alimentação à caldeira, o que contribui para a ineficiência do processo.

A biomassa florestal utilizada na indústria de celulose resulta de resíduos florestais provenientes, na maior parte dos casos, da limpeza de matas florestais e resíduos do descasque da madeira, que no fundo acabam por reduzir o risco de incêndios.

A concentração de gases com efeito de estufa (GEE) na atmosfera tem vindo a aumentar, entre outros fatores, devido ao consumo excessivo de energia a nível mundial.

Portugal comprometeu-se com a política ambiental da União Europeia, tendo assumido um papel de liderança na transição energética e na erradicação dos combustíveis fósseis, dando prioridade à eficiência energética (APREN, 2020). Esta medida permitiu combater a pobreza energética, diminuir custos e consumos primários para o consumidor e, mais importante, levou à redução dos GEE, segundo o Decreto-Lei nº64/2020.

Neste contexto global, é possível combater o aquecimento global impedindo a subida de 2°C dos níveis de temperatura pré-industriais, sendo reconhecida a inevitabilidade da transição energética dada a urgência climática, reduzindo gradualmente o uso de combustíveis fósseis. Segundo o Roteiro para a Neutralidade Carbónica para 2050 (RNC 2050, 2019), Portugal tem a visão de alcançar a neutralidade dos combustíveis fósseis em 2050.

A inevitabilidade de reduzir o consumo de energia à escala global dita a necessidade de cada país desenvolver políticas energéticas capazes de cumprir as metas impostas. Por conseguinte, os Estados Membros na UE, no âmbito do Protocolo de Quioto, adotaram modelos energéticos para permitirem alcançar um melhor desempenho energético.

De acordo com a APREN, “a política energética nacional assenta em dois pilares fulcrais, a racionalidade económica e a sustentabilidade, propondo medidas de eficiência energética, a utilização de energia proveniente de fontes endógenas renováveis e a necessidade de reduzir custos.

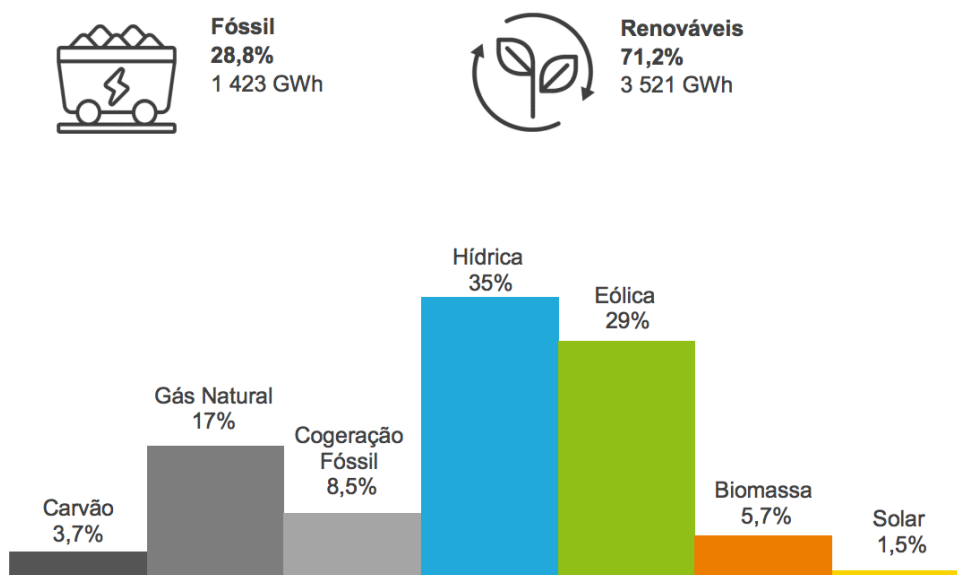


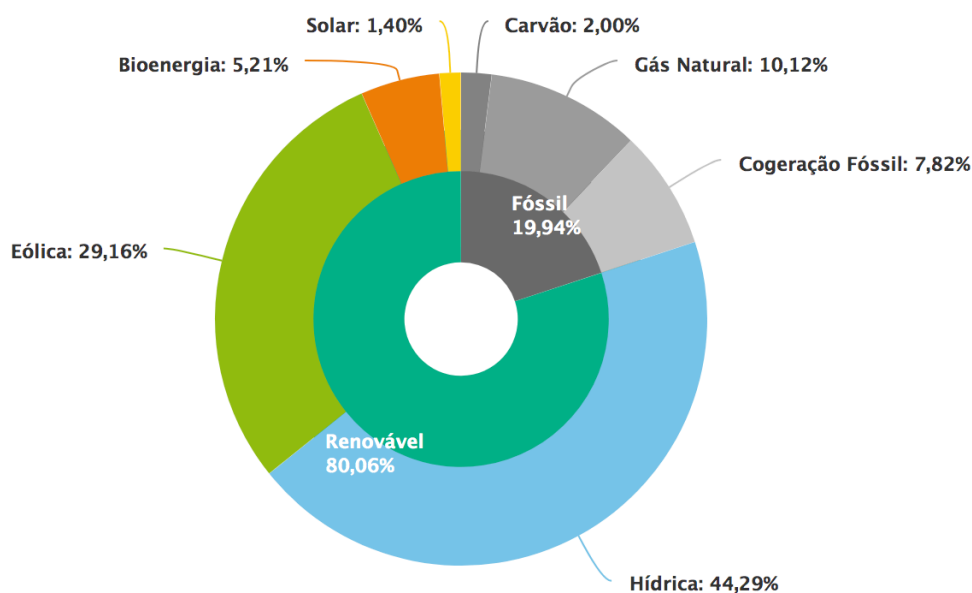
Figura 1.1 - Geração de eletricidade em Portugal Continental (janeiro 2021) (APREN, 2021b)

Esta política energética tem quatro objetivos:

1. Reduzir significativamente as emissões de gases com efeito de estufa, de forma sustentável;

2. Reforçar a diversificação das fontes de energia primária, contribuindo para aumentar estruturalmente a segurança de abastecimento do País;
3. Aumentar a eficiência energética da economia, em particular no setor Estado, contribuindo para a redução da despesa pública e o uso eficiente dos recursos;
4. Contribuir para o aumento da competitividade da economia, através da redução dos consumos e custos associados ao funcionamento das empresas e à gestão da economia doméstica, libertando recursos para dinamizar a procura interna e novos investimentos.”

A biomassa, sendo uma fonte de energia renovável (Lauri et al., 2014) com enorme potencial na produção de biocombustíveis para transportes, eletricidade e calor (Tursi, 2019), é fundamental na redução das emissões de GEE. Desempenha um papel essencial no fornecimento de energia sendo que aproximadamente 25% da energia global é fornecida por biomassa em vez de combustíveis fósseis (Liu et al., 2019). Já em Portugal, até janeiro de 2021 (figura 1.1), a geração de energia através de biomassa é de 5,7%.



**Figura 1.2 - Balanço da Produção de Eletricidade de Portugal Continental (fevereiro 2021)
(APREN, 2021a)**

Analisando o gráfico da figura 1.2, é de notar que em 2021, as fontes de energia renovável contribuíram com 80,06% da total produção de eletricidade, em que 5,21% são fontes de bioenergia com uma potência instalada, até ao final de 2020, de 891 MW (figura 1.3).

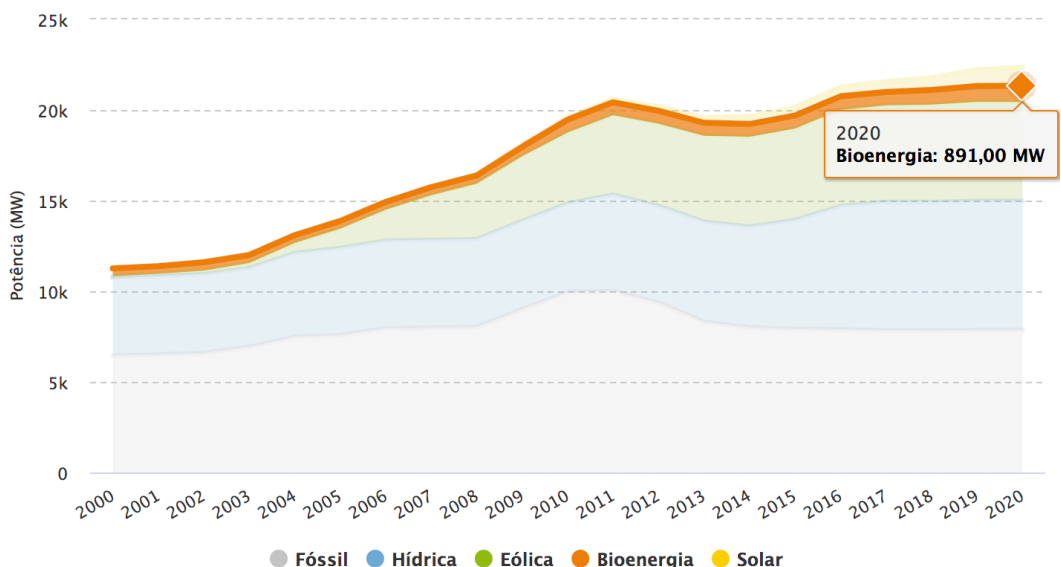


Figura 1.3 - Evolução da Potência Instalada nos Centros Electroprodutores de Portugal Continental (APREN, 2020)

Nas últimas décadas, os produtores de eletricidade sofreram grandes alterações no que diz respeito à origem da sua fonte de energia.

Como se pode verificar no gráfico da figura 1.4, a partir de 2004 verificou-se um aumento da potência renovável instalada. Contudo, também se pode verificar a redução do consumo de combustíveis fósseis a partir de 2010/2011 relativamente à produção de eletricidade.

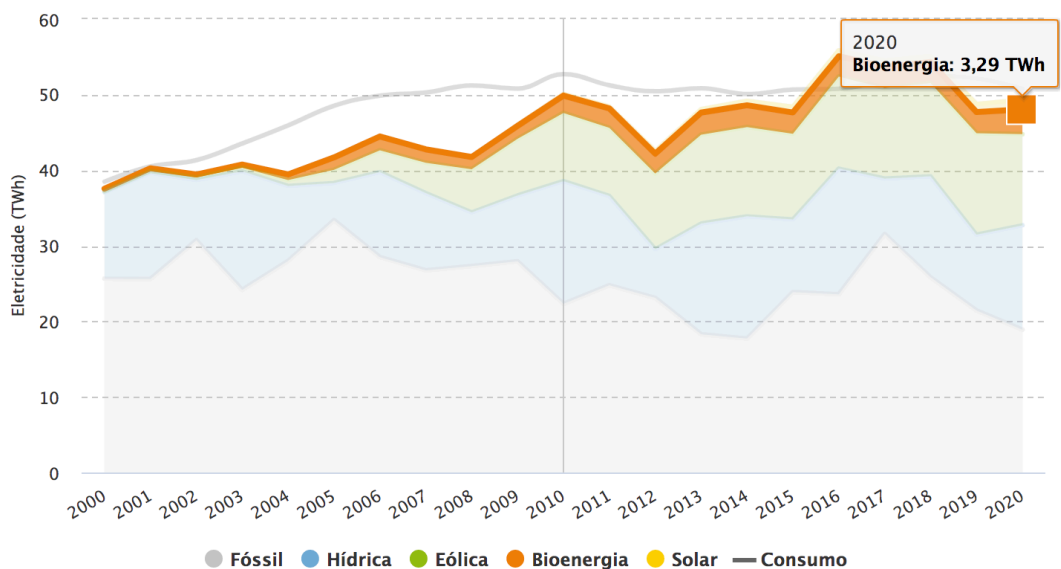


Figura 1.4 - Evolução da Produção Elétrica em Portugal Continental (APREN, 2021a)

Uma maior utilização de recursos renováveis em Portugal tem contribuído para as alterações verificadas na composição da produção de energia elétrica.

Além disso, na maioria dos casos, o CO₂ libertado como produto da combustão não leva a um aumento significativo de CO₂ atmosférico, uma vez que este é reintegrado pelas plantas para o seu crescimento e processos metabólicos, nomeadamente a fotossíntese (Tkemaladze et

al., 2016). Deste modo, pode dizer-se que a combustão da biomassa é um método de produção de energia elétrica neutra em carbono (Figura 1.5) (Kaltschmitt, Themelis, Bronicki, & Söder, 2013).

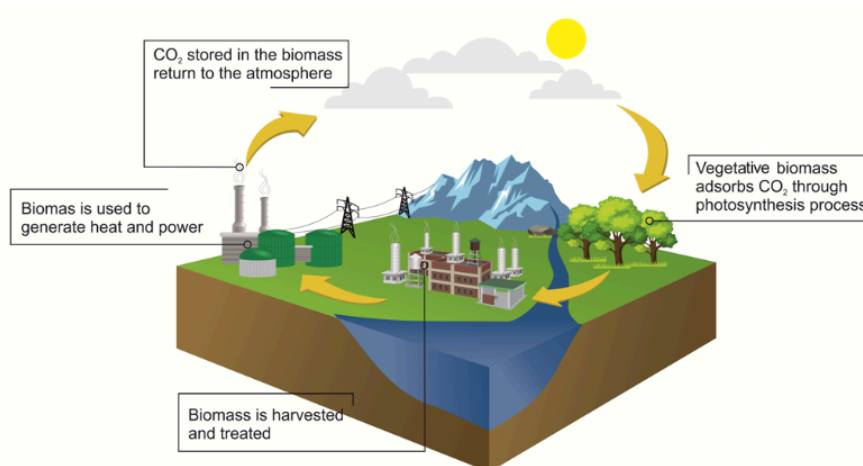


Figura 1.5 - Ciclo de dióxido de carbono ao longo da produção e utilização de biomassa
(Kaltschmitt, Themelis, Bronicki, & Söder, 2013)

A central termoelétrica a biomassa tem como objetivo a produção de energia elétrica a partir de biomassa florestal residual (BFR), introduzindo-se assim na estratégia energética definida pela política nacional.

Com base na Resolução do Conselho de Ministros n.º 20/2013, de 10 de abril, foi publicado o PNAER 2020 (Plano Nacional das Energias Renováveis), referindo que, segundo o quadro de metas europeias, Portugal tem como objetivo geral uma redução do consumo de energia primária de 25%, correspondendo a 31% do consumo final bruto de energia. Pretende-se reduzir a dependência energética externa do país e também garantir a segurança de abastecimento, através de uma mistura equilibrada de energia.

A capacidade atribuída a centrais dedicadas, indicado pelo PNAER 2020 é conciliada pela disponibilidade de biomassa florestal. Na central em estudo existe uma produção térmica de 135 MWt, correspondendo a um consumo médio anual de 460 000 t/ano de biomassa.

1.2 Objetivos

Desde o ano em que foi construída, a Celbi tem investido fortemente em inovações e melhorias no seu processo produtivo acompanhada de uma excelência na produção de energia elétrica a partir de biomassa. Recentemente, em 2019, a Celbi investiu em tecnologia de última geração, instalando na sua unidade industrial da Figueira da Foz uma caldeira de biomassa.

A biomassa utilizada resulta de resíduos provenientes da exploração silvícola, particularmente a partir de eucalipto. Este investimento constituiu uma mais valia para a organização, aumentando a sua capacidade instalada de produção de energia.

Contudo, apesar da inovação que este sistema representa, permanecem dúvidas quanto à real eficiência do processo. Assim, o presente trabalho tem como objetivo realizar o teste de desempenho à instalação para que a empresa possua esta informação no seu ERP – *Enterprise Resource Planning* –, denominado MOPS, em tempo real.

Este relatório terá importância para a empresa já que permitirá que a mesma possua visibilidade total da eficiência do seu processo de geração de energia a partir de biomassa. Esta visibilidade permitirá detetar possíveis falhas ou ineficiências no sistema de forma a melhorar continuamente o processo de produção de energia, garantindo a sustentabilidade a longo prazo das suas operações.

1.3 Plano de estágio

O plano de estágio integrava cinco etapas principais, identificadas na figura 1.6.

Na primeira etapa, a apresentação em detalhe do caso de estudo e caracterização dos processos produtivos e de produção de energia na caldeira de biomassa da Celbi, de forma a contextualizar o caso de estudo.

Na revisão da literatura, que corresponde à segunda etapa do trabalho, deve ser avaliada a importância da biomassa, as principais considerações sobre o sistema e cálculo da eficiência energética.

A terceira etapa corresponde à definição da metodologia a adotar no teste de desempenho.

A quarta etapa corresponde à recolha e tratamento dos dados.

A última etapa, corresponde à análise e discussão dos resultados obtidos e retirada de conclusões.

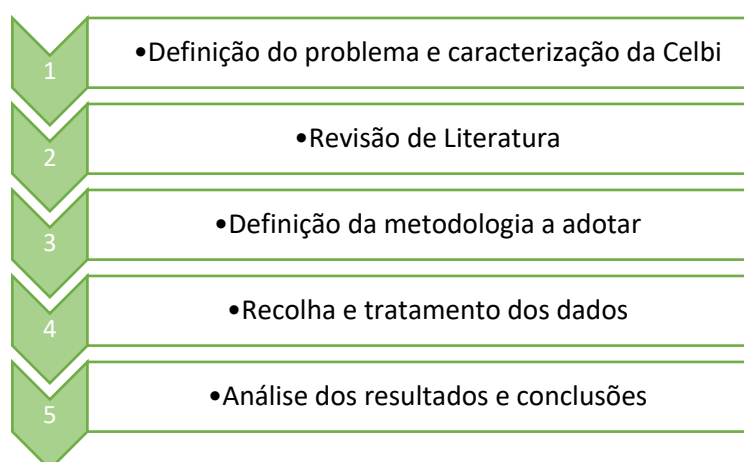


Figura 1.6 – Plano de estágio

1.4 Estrutura do relatório

O relatório encontra-se dividida em 6 capítulos, os quais seguem a seguinte estrutura:

Capítulo 1 – introdução ao presente relatório com um enquadramento e a sua devida estruturação, assim como o plano de estágio.

Capítulo 2 – apresentação da história da empresa, tipo de processo pela qual é conhecida e uma breve descrição da central termodinâmica.

Capítulo 3 – revisão da literatura com o intuito de explicar os conceitos chave deste relatório como a definição de biomassa e sua origem, o tipo de caldeira de vapor em estudo e o ciclo termodinâmico da turbina de vapor.

Capítulo 4 – apresentação da metodologia utilizada na realização do teste de desempenho.

Capítulo 5 – apresentação do esquema da central com o recurso ao *Microsoft Excel* com as principais entradas e saídas de água e vapor dos equipamentos mencionados no mesmo. Apresenta-se também uma análise dos valores de rendimento e eficiência em tempo real da instalação, obtidos em 2020.

Capítulo 6 – conclusões do presente relatório e importância da realização deste projeto.

2 A Celbi

Neste capítulo é realçada a grandeza da empresa de celulose Celbi, que é uma empresa sustentável mostrando que tudo se recupera minimizando os desperdícios. Contudo, é importante conhecer o processo pela qual é reconhecida mundialmente.

2.1 História da empresa

A Celulose Beira Industrial (Celbi) S.A. (figura 2.1) foi inaugurada em 1967, pela empresa sueca Billerud juntamente com a Companhia de União Fabril (CUF), localizando-se a 15 km a sul da Figueira da Foz (Portugal). Em 2006, a Celbi foi detida na totalidade pelo grupo Altri (Altri, 2021). Este grupo é constituído por três unidades fabris de produção de pasta localizadas em território nacional, a Celbi, a Celtejo e a Caima, exportando cerca de 90% da sua produção para a Europa (Altri, 2021a). No entanto, o grupo também possui sob sua intervenção, geridos pela Altri Florestal, cerca de 84 mil hectares de floresta certificada para o seu consumo (Altri, 2019).

Com 50 anos de existência, a Altri é uma referência mundial na produção de pasta de fibra curta produzida a partir de eucalipto e branqueada sem cloro elementar, do tipo *Bleached Eucalyptus Kraft Pulp*, sendo um dos produtores mais eficientes. Atualmente, com o projeto de expansão C09, a Celbi expandiu a sua capacidade de produção de cerca de 300 mil toneladas de pasta por ano para cerca de 750 mil toneladas de pasta por ano (Altri, 2019).

Segundo a declaração ambiental de 2019, o Sistema de Gestão Ambiental da Celbi, encontra-se em conformidade com os requisitos da Norma ISO 14001 e com os do Regulamento do Sistema Comunitário de Ecogestão e Auditoria (EMAS) da União Europeia (Altri, 2018). Esta declaração visa diminuir os impactes ambientais, nomeadamente em resíduos sólidos, efluentes e emissões gasosas, bastante comuns em empresas do mesmo setor e de grandes dimensões.

São necessárias grandes quantidades de água para garantir todo o processo. Existem três redes separadas de esgotos, uma para efluentes ácidos, outra para efluentes alcalinos e outra para efluentes domésticos, efluentes do parque de madeiras e águas pluviais. Todos eles passam por um tratamento primário de remoção de sólidos suspensos em dois sedimentadores distintos, parte deles contendo fibras, sendo estas utilizadas como matéria-prima para produção de papéis e cartões. Os efluentes provenientes dos dois sedimentadores são misturados numa câmara para serem enviados para uma unidade de tratamento secundário. No final, são descarregados no oceano atlântico a 1,5 km da costa (Altri, 2018).

A principal caldeira da Celbi, a caldeira de recuperação, tem como combustível o licor negro. A combustão do mesmo liberta gases que são depois captados em precipitadores electrostáticos para remover as emissões gasosas (partículas, SO_x, TRS, CO e NO_x) e enviados

para a chaminé. Os gases residuais provenientes da lavagem, crivagem, branqueamento e produção de dióxidos de cloro são captados e lavados com uma solução alcalina num lavador de gases para depois serem também enviados para a chaminé. Os condensados resultantes da evaporação do licor negro são purificados e reenviados para o interior da caldeira de recuperação, sendo valorizados energeticamente (Altri, 2019).

A Celbi conta também com o reaproveitamento de resíduos industriais orgânicos de resultantes da preparação de madeira (casca) e biomassa florestal. Este biocombustível é enviado para as duas centrais termoelétricas, a Bioelétrica da Foz, S.A. (entrando em funcionamento em 2009) e a Sociedade Bioelétrica do Mondego, S.A. (entrando em funcionamento em 2019), com o fim de produzir energia elétrica (Altri, 2018).

Em 2019, no âmbito do projeto Eficiência Futuro (projeto Kaizen implementado na Celbi), foram desenvolvidos e acompanhados vários projetos de melhoria ambientais através da metodologia Kobetsu. O Kobetsu-Kaizen, é uma ferramenta de melhoria focada num problema específico e tem por base a sistematização da informação e uma definição muito concreta do objetivo, os meios e modo para o atingir, utilizando diferentes ferramentas, tais como a análise dos 5 Porquês ou o diagrama de Ishikawa (para apuramento das causas do problema) (Celbi, 2021).



Figura 2.1 - Celulose Beira Industrial (Celbi)

2.2 Processo produtivo

O processo produtivo da Celbi começa na floresta. A partir da matéria prima, o eucalipto (*eucalyptus globulus*), a Celbi produz pasta de papel de elevada qualidade.

O processo produtivo da Celbi é constituído principalmente por seis etapas: descasque e destroçamento, cozimento da madeira, lavagem da pasta, branqueamento da pasta, secagem da pasta e fardos de pasta (Pimentel, 2021).

1. Descasque e destroçamento: A matéria prima, rececionada em rolaria ou sob a forma de aparas, é descascada e destroçada.

2. Cozimento da madeira: A madeira destrocada passa por um processo de crivagem. Seguidamente, é adicionado o licor branco que atua dissolvendo a lenhina. A separação das fibras de celulose da lenhina resulta em dois produtos, a pasta crua e o licor negro.

3. Lavagem da pasta: Nesta etapa, a pasta é lavada de forma a remover resíduos resultantes do processo de cozimento, passando também por um processo de pré-branqueamento.

4. Branqueamento da pasta: O branqueamento da pasta varia consoante o grau de brancura pretendido pela produção. O branqueamento é realizado através da ação de diferentes produtos químicos como o oxigénio, peróxido de hidrogénio e dióxido de cloro.

5. Secagem da pasta: A pasta resultante do processo anterior é enviada sobre uma tela em movimento onde lhe é retirada grande parte da água, por ação de vácuo. Por fim, é prensada e seca, resultando numa folha de grandes dimensões.

Após o processo de secagem, a folha final é cortada em folhas de menor dimensão, que são empilhadas em fardos de 250 kg. Esses fardos seguem para o armazém da pasta.

6. Fardos de pasta: No armazém da pasta, os fardos são agrupados com arames em unidades de oito fardos, denominados “units”. Posteriormente, as “units” são empilhadas e armazenadas no armazém de expedição, ficando a aguardar o seu envio para o cliente.

O processo produtivo da Celbi encontra-se representado esquematicamente na figura 2.2.

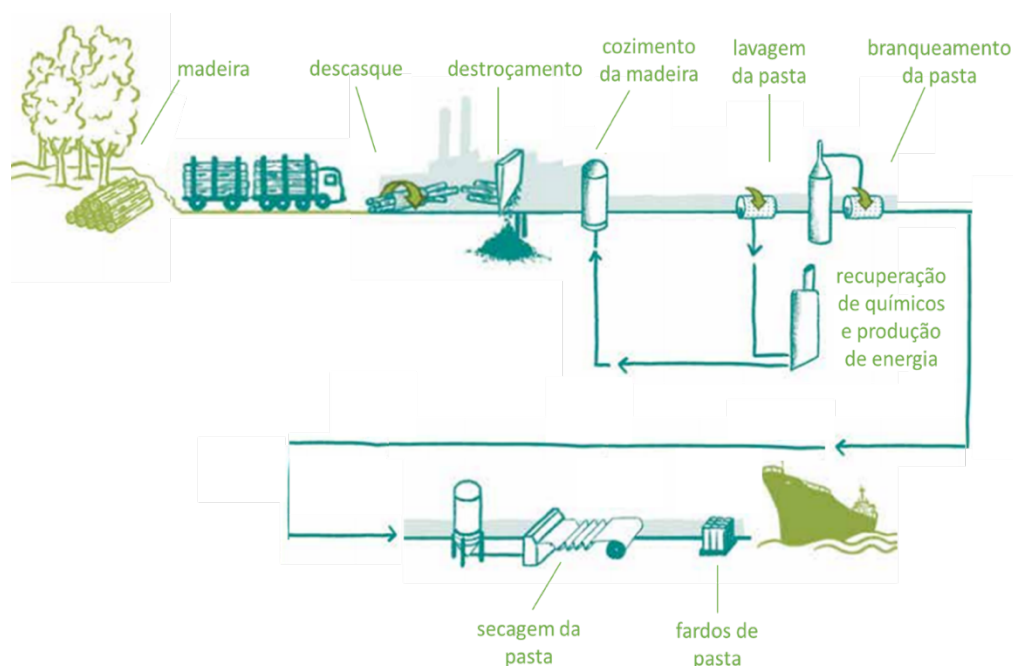


Figura 2.2 - Processo produtivo da Celbi (Pimentel, 2021)

3 Revisão da Literatura

As tecnologias de geração de energia a partir de biomassa surgem como uma solução para a redução das emissões de gases de efeito estufa para a atmosfera (GEE) que causam o indesejado efeito estufa. Estes sistemas correspondem a fontes de energia limpa e sustentável que contribuem para o alcance das metas propostas pela comissão europeia.

A instalação de caldeiras de biomassa numa indústria de celulose possui impacto na redução de custos, uma vez que a matéria-prima utilizada como combustível (biomassa) resulta do processo de fabrico da pasta de papel.

O teste de desempenho surge como oportunidade no sentido de aumentar a eficiência do equipamento e, conseqüentemente, potencializar a redução de custos e aumento eficiência da produção de energia elétrica. Além disso, permite uma perceção real do funcionamento da instalação através do cálculo da sua eficiência e rendimento.

Este capítulo tem uma enorme importância por abordar toda a fundamentação teórica como a importância da biomassa, as principais considerações sobre o sistema e o ciclo termodinâmico. Esta revisão servirá como base para sustentar as análises realizadas ao longo da dissertação.

3.1 Biomassa

Segundo o Decreto-Lei nº127/2013, a biomassa são “produtos que consistem, na totalidade ou em parte, numa matéria vegetal proveniente da agricultura ou da silvicultura que pode ser utilizada como combustível para efeitos de recuperação do seu teor energético, bem como os seguintes resíduos quando utilizados como combustível:

1. Matéria-prima vegetal resultante de atividades nos domínios da agricultura e da silvicultura;
2. Resíduos vegetais da indústria de transformação de produtos alimentares, se o calor gerado for recuperado;
3. Resíduos vegetais fibrosos da indústria de pasta virgem e de produção de papel, se forem co-incinerados no local de produção e se o calor gerado for recuperado;
4. Matérias-primas de cortiça;
5. Resíduos de madeira, com exceção dos que possam conter compostos orgânicos halogenados ou metais pesados resultantes de tratamento com conservantes ou revestimento, incluindo, em especial, resíduos de madeira deste tipo provenientes de obras de construção e demolição.”

Relativamente aos recursos de biomassa, Portugal é coberto por 38% de floresta que se encontra distribuída de acordo com a tabela 3.1.

O potencial real energético não pode ser quantificado devido à quantidade de floresta sem condições de acesso, falta de equipamentos aptos para o serviço, falta de estrutura do setor, falta de tratamento fiscal mais acessível, etc. A tabela 3.1 é uma estimativa do que é possível contabilizar.

Tabela 3.1 - Distribuição da floresta portuguesa (ICNF, 2013)

Tipo de árvore	Área [milhares de ha]
Pinhais e resinosas	1136,2
Soutos e carvalhais	174,8
Montados	1196,5
Eucaliptos	695,2
Total	3306,2

3.1.1 Caracterização Química da Biomassa

A biomassa mais utilizada em processos de combustão provém de resíduos agrícolas e florestais (resíduos de indústrias de descasque da madeira, como aparas, serragens, etc), resíduos de animais (pecuárias, etc), algas e plantações aquáticas (Kaltschmitt, Themelis, Bronicki, Söder, et al., 2013).

A composição da biomassa (figura 3.1) é amplamente diversificada. O presente trabalho focar-se-á na biomassa vegetal, constituída por celulose, hemicelulose e lignina (Figura 3.1).

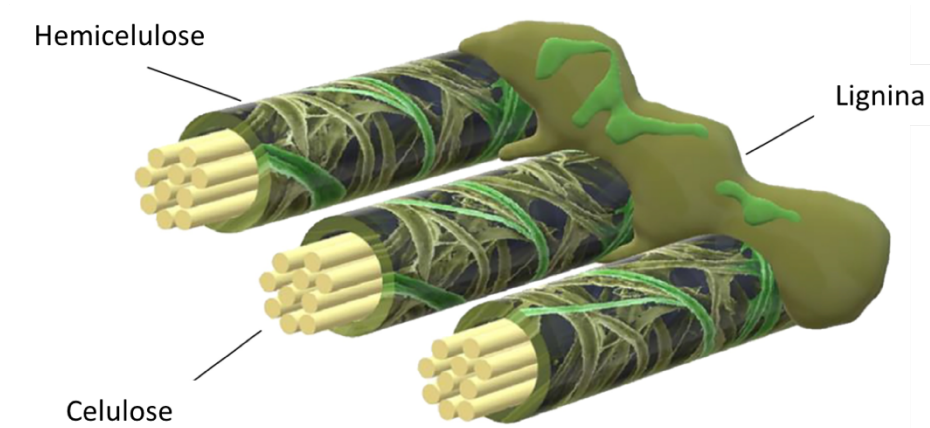


Figura 3.1 - Constituição da biomassa vegetal [Adaptado de (Kaltschmitt, Themelis, Bronicki, Söder, et al., 2013)]

A celulose é um polímero linear que é constituído por milhares de ligações de monómeros de glicose criando uma estrutura muito difícil de quebrar, tornando-a um polímero estável que confere às fibras de celulose uma grande dureza.

A hemicelulose é um polissacarídeo heterogéneo, localizado entre a lignina e a celulose, que possui uma estrutura aleatória e amorfa de baixa resistência.

A lignina é uma macromolécula irregular constituída por compostos aromáticos, que preenche as lacunas entre as hemiceluloses fornecendo resistência, rigidez e impermeabilidade à planta (Liu et al., 2019).

Biomassa lenhosa

A biomassa lenhosa é composta por diversos componentes, principalmente hidrocarbonetos e lignina. Normalmente, é resultante de materiais como árvores e raízes, cascas e folhas de arbustos lenhosos, que podem ser convertidos em energia através de combustão direta (ou gaseificação) ou por meio de outro processo de conversão (Vassilev et al., 2012). Geralmente, a biomassa usada para a produção de energia provém de quatro fontes primárias:

- Resíduos de produção;
- Resíduos de madeira não comercial;
- Resíduos de madeira pós-consumo;
- Resíduos urbanos e agrícolas.

Segundo Vassilev, a biomassa lenhosa é constituída elementarmente em oxigénio (O), Carbono (C), hidrogénio (H), enxofre (S), azoto (N), matéria volátil (VM), carbono fixo (FC), humidade (M) e cinzas (UMA). A composição química (% em peso) está descrita na tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Composição química típica da biomassa lenhosa (Vassilev et al., 2012)

Tipo de biomassa	C	O	H	S	N	VM	FC	M	UMA
Biomassa Lenhosa	49-57	32-45	5-10	<1	<1	30-80	6-25	5-63	1-8

3.1.2 Tecnologias de conversão

Conforme aquilo que foi abordado no subcapítulo 3.1, a biomassa é uma fonte de energia renovável, sendo uma alternativa aos combustíveis fósseis, diminuindo os impactes ambientais. A biomassa pode sofrer diversos processos de tratamentos e conversão com fim de obter o produto final necessário sob várias formas de energia (Demirbas, 2005).

As propriedades que influenciam a biomassa seca são o teor de humidade, poder calorífico, teor de carbono fixo e substâncias sólidas, teor de cinzas e teor de alcalinidade, enquanto a biomassa húmida é influenciada pelo teor de celulose/lignina (Telmo et al., 2010)

Relativamente à biomassa lignocelulósica, deve haver um pré-tratamento com a finalidade de diminuir o “índice de cristalinidade da celulose e aumentar a área de superfície disponível,

removendo as camadas de lignina e hemicelulose, levando a uma hidrólise mais eficiente” (Mosier et al., 2005).

Na conversão de biomassa para energia existem três processos:

- Conversão termoquímica;
- Conversão bioquímica;
- Conversão físico-química.

3.2 Combustão em Leito Fluidizado

A fluidização demonstrada pelo processo de gaseificação em leito fluidizado teve início em 1921, por Fritz Winkler, na Alemanha. Desde então, os diversos processos envolvendo sólidos tem como base a utilização desta tecnologia de fluidização. Dentro destes processos, dá-se ênfase à combustão, gaseificação, secagem, aquecimento e resfriamento de partículas e diversas reações de síntese. No âmbito desta tecnologia, através de vários estudos, surgiu o leito fluidizado borbulhante, LFB, para a combustão e gaseificação e o leito fluidizado circulante, LFC, com a concepção de um novo processo gás-sólido, segundo Warren Lewis e Edwing Gilliland, em 1938 (Howard, 1989).

Nas caldeiras de leito fluidizado, as altas taxas de calor e transferência de massa tornam-se essenciais para uma queima eficiente de vários combustíveis. Contudo, em regra geral, a carga térmica gerada no leito de areia permite que a caldeira opere a baixas temperaturas, na ordem dos 850 °C, reduzindo assim as emissões de nitrogênio (Coelho et al., 2012).

Resumidamente, a teoria do leito fluidizado consiste num leito de partículas de combustível que se vão misturar com um material inerte, normalmente areia, onde este é colocado sobre uma grelha ou sobre os bocais de fluidificação através do qual é injetado ar sobre a mesma. Consoante a velocidade de injeção do ar, o leito é definido por um dos três estágios de fluidificação, denominados de leito fixo ou camada sólida, leito fluidizado borbulhante ou leito fluidizado circulante.

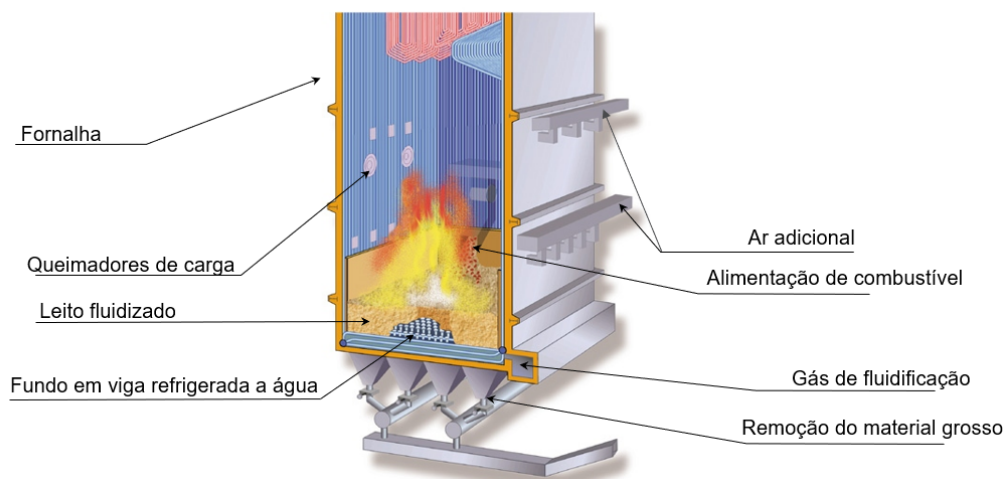


Figura 3.2 - Combustão do leito fluidizado [Adaptado de documentos fornecidos pela empresa]

A fluidificação é uma operação em que sólidos finos são transformados num fluido através do contacto com um gás (Coelho et al., 2012). Este processo tem outros aspetos principais importantes para o seu funcionamento, tais como:

- **Ar primário**, onde parte do ar é introduzida na parte inferior da fornalha (ou fluidificação);
- **Ar secundário**, onde parte do ar é introduzida acima da grelha, ou seja, na parte superior da fornalha;
- **Gás de recirculação**, em que a porção do gás de escape é retirada depois do ventilador do gás de escape e introduzida e misturada com o fluxo de ar primário;
- **Velocidade de fluidificação (U)**, velocidade do gás calculada até à área livre da grelha, à pressão e temperatura de fluidificação;
- **Velocidade mínima de fluidificação (U_{mf})**, velocidade do gás a partir da qual se inicia a fluidificação. O contacto constante entre as partículas desaparece e começam a agir de um modo fluidificado;
- **Velocidade terminal**, velocidade do gás a partir da qual as partículas serão arrastadas com o fluxo de gás.

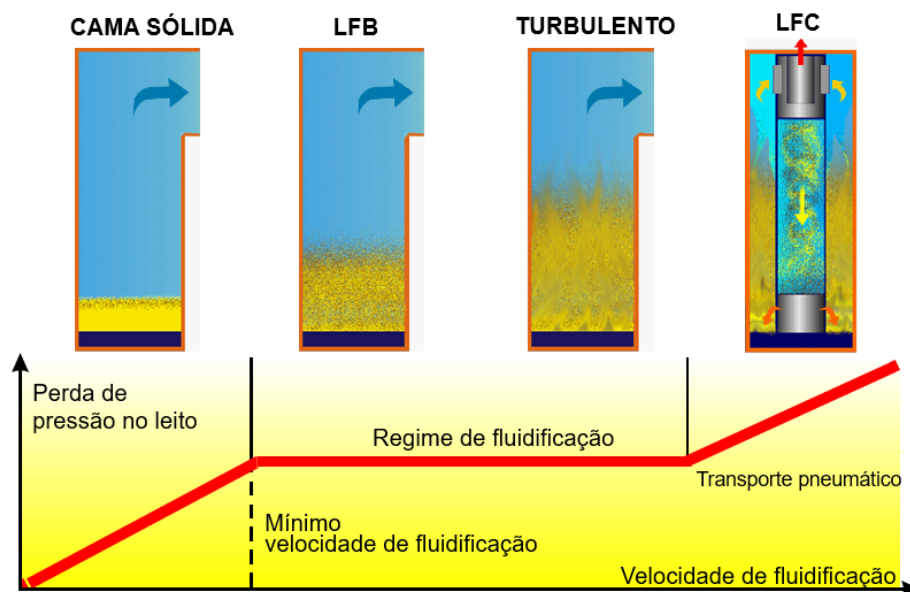


Figura 3.3 - Esquema dos vários estágios do leito fluidizado [Adaptado de documentos fornecidos pela empresa]

Através da análise do esquema da figura 3.3, conclui-se que a baixas velocidades, o fluido (no estado gasoso) flui apenas na camada sólida sem alterar o estado das partículas de forma significativa, em que o leito atua como um meio poroso, chamado de leito fixo. À medida que a velocidade do fluido aumenta, as suas forças provocam um arrasto de matéria de forma a compensar o peso do leito, atingindo assim o ponto de fluidização mínima. Contudo, o espaçamento entre partículas aumenta fazendo com que haja expansão do leito, criando uma ilusão de “flutuação” das partículas. Quando a velocidade do fluido é superior à velocidade mínima de fluidificação (U_{mf}), o excesso de fluido passa através do leito sob a forma de bolha.

3.2.1 Combustão em Leito Fluidizado Borbulhante

A tecnologia de combustão em leito fluidizado borbulhante (LFB) permite boas eficiências térmicas devido a temperaturas distribuídas uniformemente ao longo da região do leito e elevadas taxas de transferência de calor. Estas características são fundamentais para que este tipo de tecnologia seja a mais adequada à combustão de biomassa. Tem também flexibilidade de processar diferentes tipos de biocombustíveis sólidos com baixo teor de poluentes gasosos resultantes da combustão, tornando esta tecnologia ideal para produção de energia térmica, energia elétrica e também em cogeração (Koornneef et al., 2007).

Na tecnologia de LFB, o material inerte localiza-se na parte inferior da fornalha da caldeira. O ar primário é introduzido na fornalha através de bocais que se situam por baixo do leito de maneira a criar uma fluidificação uniforme. O leito normalmente é construído por areia, normalmente com diâmetros entre os 0,4mm a 0,6mm. Já o ar secundário e terciário é introduzido através de vários bocais horizontais de forma a garantir a quantidade de ar

necessária para realizar uma combustão completa e reduzir as emissões de CO e NO_x (Anusaya et al., 2014).

Esta tecnologia permite também uma boa relação do teor de humidade e dimensão das partículas do combustível, permitindo haver misturas de vários tipos de biocombustíveis sólidos diferentes.

As temperaturas do leito situam-se entre a gama de 760°C a 870°C. Aplica-se a caldeiras com combustão em leito fluidizado borbulhante com uma potência térmica nominal superior a 20MW possuindo rendimentos térmicos entre os 80% e 90% (El-Mahallawy et al., 2002).

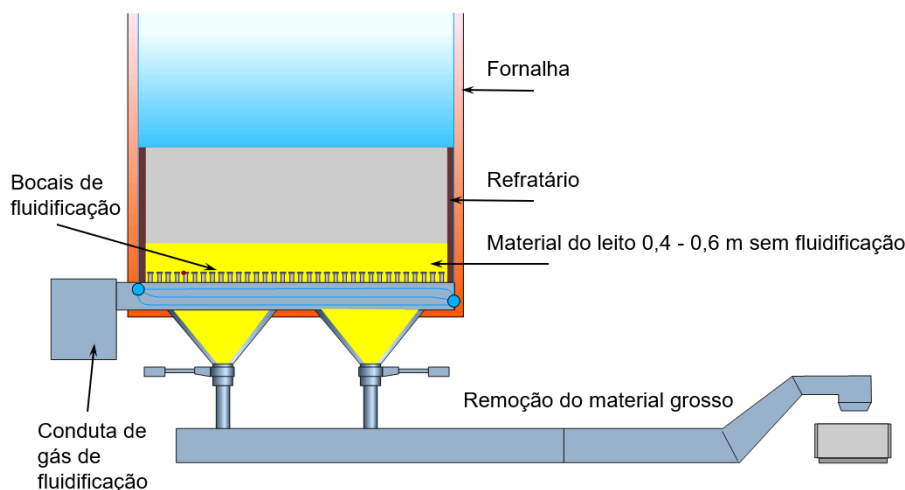


Figura 3.4 - Combustão em leito fluidizado borbulhante (Adaptado de documentação da empresa)

3.2.2 Combustão em Leito Fluidizado Circulante

A tecnologia de combustão em leito fluidizado circulante normalmente aplicam-se em caldeiras com potências térmicas nominais superiores a 30MW (Howard, 1989). Embora neste tipo de tecnologia, exista uma fase densa do leito na parte inferior da fornalha da caldeira, essas partículas vão ser posteriormente captadas num ciclone e recirculadas novamente para o leito.

O ar primário é injetado na fornalha através de bocais distribuídos ao longo da parte inferior fazendo circular o leito com o objetivo de o fluidizar. O material do leito usado é o mesmo do leito fluidizado borbulhante variando as dimensões, sendo areia com elevado teor de sílica com 0,1mm a 0,5mm de diâmetro (Anusaya et al., 2014).

A temperatura do leito da caldeira com este tipo de tecnologia varia entre os 800°C e os 900°C, sendo controlada por permutadores de calor de refrigeração externos, paredes arrefecidas a água ou areia reciclada. Tem a vantagem de que quanto maior for a turbulência no interior da fornalha, maior será a transferência de calor e também uma melhor homogeneidade da distribuição da temperatura. Esta tecnologia possui rendimentos térmicos na ordem dos 85% a 95% (El-Mahallawy et al., 2002).

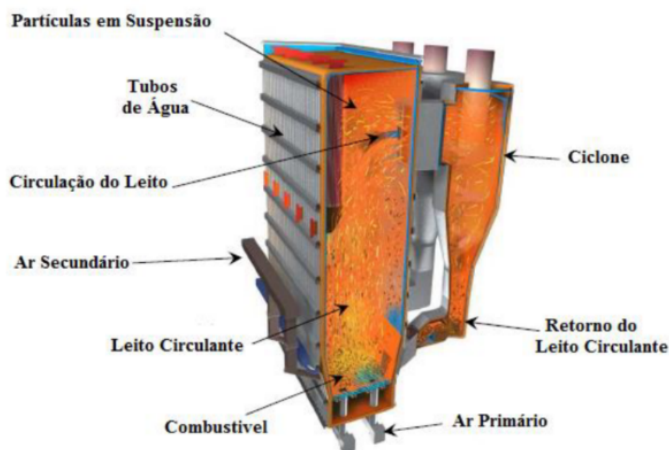


Figura 3.5 - Combustão em leito fluidizado circulante (Sobrinho, 2016)

3.3 Ciclo de Rankine

Ao sobreaquecer o vapor de água na caldeira e condensá-lo no condensador, evita muitos problemas práticos gerados pelo ciclo de Carnot. Assim sendo, surgiu o ciclo de Rankine que é o ciclo ideal utilizado nas centrais termoelétricas. O ciclo ideal de Rankine não envolve nenhuma irreversibilidade interna, sendo constituído por quatro fases, sendo estas uma compressão isentrópica numa bomba, fornecimento de calor a pressão constante na caldeira, expansão isentrópica na turbina e rejeição de calor a pressão constante num condensador.

De um modo geral, numa central térmica pode haver diversos processos para converter e transformar energia. A fase inicial é a transformação de energia química, proveniente do combustível, em energia térmica, através da combustão na câmara de combustão da caldeira. Depois da combustão forma-se vapor a alta pressão, resultado da transferência de calor da mesma energia térmica que está associada aos gases provenientes dos produtos de combustão, estando a temperaturas elevadas. Esse vapor vai interagir com a água de alimentação da caldeira, que circula no interior dos tubos da mesma. Esta interação irá fazer com que a energia térmica do vapor se transforme em energia mecânica, expandindo-se pelos vários andares da turbina de vapor. Na fase final, a energia elétrica é gerada através da rotação do eixo da turbina transferindo a energia mecânica para um gerador (Silva, 2013).

3.3.1 Ciclo de Rankine ideal para Turbinas a Vapor

As centrais térmicas seguem este ciclo termodinâmico ideal podendo assim explicar o seu funcionamento básico. Este ciclo envolve dois processos isentrópicos e dois isobáricos. No entanto, de uma forma de operação mais prática, o fluido de trabalho é reaquecido antes de passar pela turbina. O processo esquematizado pela figura 3.6 demonstra as diversas transformações (Boles et al., 2013).

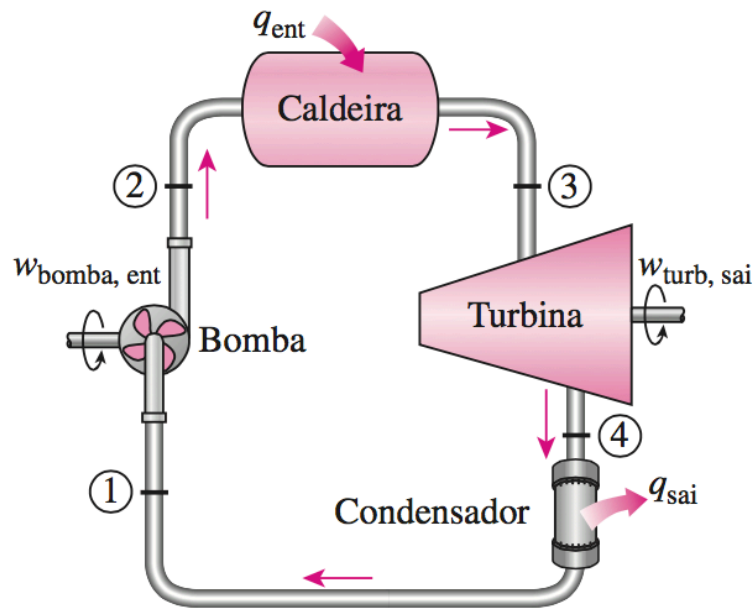


Figura 3.6 - Ciclo de Rankine ideal para turbinas a vapor (Boles et al., 2013)

Através do diagrama T-s (temperatura em função da entropia) da figura 3.7, de uma forma esquemática, consegue-se ter perceção das quatro fases do ciclo ideal de Rankine.

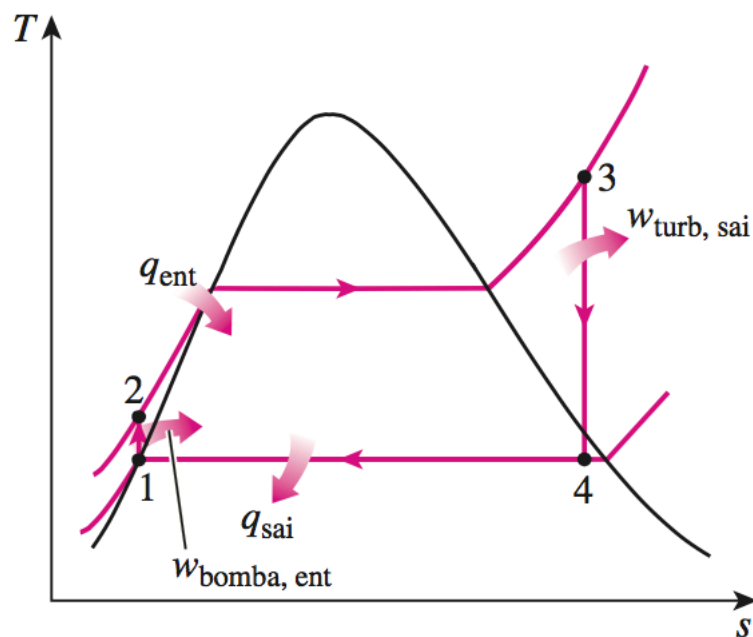


Figura 3.7 - Diagrama T-s do ciclo de Rankine ideal (Boles et al., 2013)

- **Compressão isentrópica na bomba (1→ 2)**

O condensado, no estado líquido saturado, sofre compressão através da bomba centrífuga até à pressão de operação da caldeira (1→ 2). Geralmente por bombas de condensação e depois através das bombas de água de alimentação.

O condensado é bombeado do condensador para a caldeira a alta pressão. Há um aumento da entalpia e compressão do fluido, aumentando assim a pressão. No entanto, não há alteração da entropia.

- **Adição de calor isobárico na caldeira (2→3)**

Na transição de 2→3, há transferência de calor de pressão constante para o condensado. A água de alimentação (circuito secundário) é aquecida (q_{in}) até ao ponto de ebulição (2→3a) onde depois irá evaporar na caldeira (3a→3).

- **Expansão isentrópica na turbina (3→4)**

A expansão isentrópica adiabática do vapor da caldeira (3→4) na turbina produz trabalho para ser depois enviado para o condensador, parcialmente condensado. O trabalho perdido no sistema vai ser igual à perda de entalpia do vapor, sendo que a entropia se mantém inalterada.

- **Rejeição de calor isobárico no permutador (4→1)**

Concluiu-se o ciclo com pressão constante onde há rejeição de calor (q_{out}) através do vapor parcialmente condensado. Existe também transferência de calor do vapor para a água de arrefecimento fazendo com que haja condensação do vapor, aumentando assim a temperatura da água de arrefecimento.

3.3.2 Desvio entre os ciclos reais e ideais de potência de vapor

O ciclo real de vapor difere do ideal devido às várias irreversibilidades dos diversos componentes, como é demonstrado na figura 3.8. As duas fontes mais comuns de irreversibilidade são o atrito do fluido e a perda de calor para a vizinhança.

Nos diversos componentes principais como a caldeira, condensador e nas várias tubagens entre os componentes, o atrito do fluido causa quedas de pressão. Como tal, o vapor que sai da caldeira tem uma pressão um pouco mais baixa. Da mesma forma, a pressão de vapor à entrada da turbina vai ser também mais baixa que aquela que sai da caldeira. Geralmente, a forma de compensar estas quedas de pressão, a água vai ser bombeada a uma pressão superior àquela que o ciclo ideal pede. Esta ação exige uma bomba maior e como consequência, vai exigir mais trabalho.

As perdas de calor para a vizinhança ocorrem à medida que o fluido escoar pelos diversos componentes. Uma forma de manter a mesma potência líquida produzida, é necessário transferir mais calor ao vapor que sai da caldeira de maneira a compensar essas perdas. Contudo, através desta compensação a eficiência do ciclo vai diminuir (Boles et al., 2013).

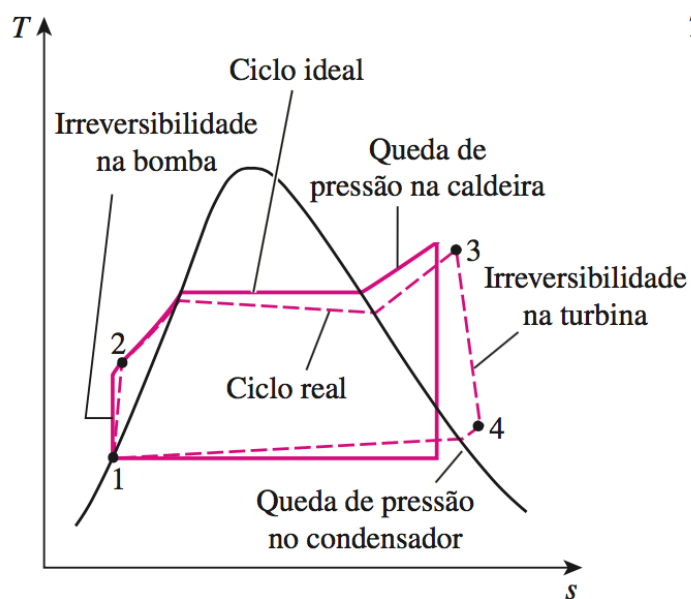


Figura 3.8 - Desvios do ciclo real de potência a vapor do ciclo de Rankine ideal (Boles et al., 2013)

3.3.3 Ciclo de Rankine regenerativo ideal

Como se pode verificar após a análise da figura 3.9, o calor é transferido para o fluido de trabalho no estado 2-2' a uma temperatura mais baixa. Esta diminuição de temperatura faz com que haja uma diminuição da temperatura média da introdução de calor no sistema que, consequentemente, faz com que a eficiência do ciclo também diminua.

A regeneração não só melhora a eficiência do ciclo, mas também permite que haja um melhor desarejamento da água de alimentação, ou seja, promove uma remoção de ar que se infiltra no condensador para evitar que haja corrosão da caldeira. Este processo ajuda também a reduzir o consumo de vapor nas sangrias da turbina, devido a altos volumes específicos a baixas pressões.

Um processo prático de regeneração nas turbinas de vapor das centrais termoelétricas é a extração de vapor da turbina em vários pontos. Esse vapor, que em vez de produzir mais trabalho com a expansão no interior da turbina, é antes usado para aquecer a água de alimentação. O equipamento que tem esta função aquecer a água de alimentação por regeneração denomina-se como permutador da água de alimentação ou regenerador.

Basicamente, um permutador de água de alimentação transfere o calor do vapor para a água de alimentação, de maneira a manter a temperatura da água do tanque parecida à temperatura da água de alimentação à entrada da caldeira (Boles et al., 2013).

4 Central Termoelétrica

As centrais térmicas de potência mais comuns utilizam os ciclos de vapor com a finalidade de produzir eletricidade através da energia libertada na combustão de um combustível. Neste tipo de centrais existem diversos processos de conversão e transferência de energia. A energia química do combustível gera energia térmica através da combustão do mesmo na câmara de combustão da caldeira. Essa energia térmica, proveniente dos gases quentes que constituem os produtos de combustão, é transferida para a água que circula no interior dos tubos que percorrem as paredes da caldeira. A mesma, é transformada em vapor a alta pressão que por sua vez é convertida em energia mecânica através da expansão do vapor pelos vários andares da turbina de vapor. O eixo de rotação da turbina vai transferir a energia mecânica gerada em energia elétrica, através de um gerador. (Oliveira, 2015)

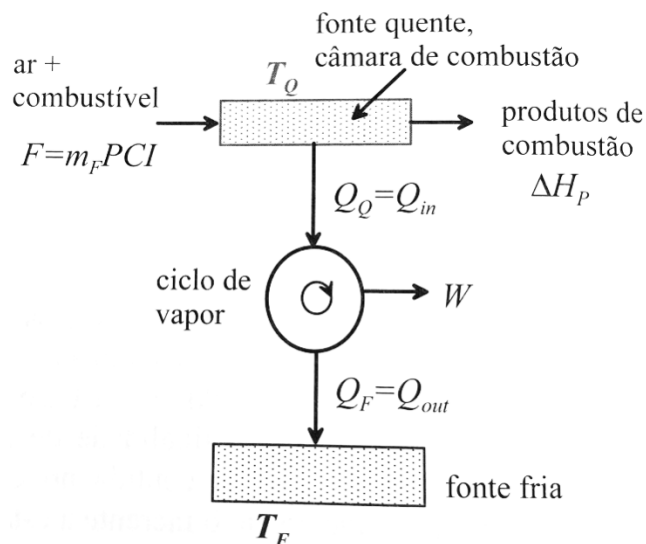


Figura 4.1 - Esquema energético de uma central térmica [Adaptado Oliveira 2015]

A central térmica pode ser resumida como a produção de energia mecânica W , transformada depois em energia elétrica através de um gerador, transferindo calor (Q_Q) de um reservatório térmico quente para um fluido de trabalho, seguindo o ciclo termodinâmico. Através da 2ª Lei da Termodinâmica, sabe-se que há rejeição de calor (Q_F) para o ambiente, comportando-se como um reservatório de energia térmica à temperatura fria (T_F). A figura 4.1 demonstra os vários fluxos energéticos. Analisando o esquema, sabe-se que na câmara de combustão entra a energia do combustível (F) e sai a energia (ΔH_p) associada aos produtos de combustão ejetados através da chaminé (Oliveira, 2015).

Este capítulo tem como finalidade dar a entender o funcionamento de uma central bioelétrica para que todo o estudo presente neste relatório tenha uma boa fundamentação.

4.1 Descrição geral

A área de atividade da central termoelétrica Sociedade Bioelétrica do Mondego (SBM) é a produção de energia elétrica, injetada na rede elétrica nacional, utilizando como combustível biomassa florestal residual.

É constituída por uma caldeira de produção de vapor de alta pressão, por uma turbina de vapor de condensação acoplada a um gerador de energia elétrica (turbogerador), condensador e sistema de arrefecimento e circuitos de alimentação de água e circulação de vapor. A ligação à rede elétrica nacional faz-se através de sistema próprio, que permite trocas (entrada e saída) de energia.

Deste modo, a unidade é abastecida com biomassa de origem florestal e silvícola e de atividades das quais resultem resíduos de origem florestal.

Para colmatar as necessidades energéticas em períodos de paragem, arranque ou faltas pontuais de biomassa, a caldeira está equipada com queimadores de gás natural, selecionado como combustível auxiliar pelas suas características ambientais e facilidade de combustão.

A central é composta por três grandes instalações ou áreas: a receção, armazenamento e alimentação de biomassa, caldeira de vapor e turbogerador.

A área de receção e armazenamento de biomassa dispõe de equipamento necessário para receber, processar e armazenar a biomassa. A biomassa recebida é encaminhada para o silo geral de armazenamento com capacidade de 15 000 m³ por intermédio de tapetes rolantes, passando por equipamentos de remoção de metais e de outros materiais cujo envio para a caldeira seja de evitar. A partir do silo geral é feita a alimentação do combustível aos dois silos diários da caldeira (um para alimentar o lado esquerdo e outro para alimentar o lado direito).

Todos os equipamentos desde a receção da biomassa até aos alimentadores dos silos diários são operados pela Celbi, que presta um serviço de movimentação de biomassa à Sociedade Bioelétrica do Mondego.

A biomassa é alimentada em quantidade suficiente para manter a pressão do vapor na caldeira. O controlo é feito por quatro parafusos de dosagem, dois para a parede esquerda e outros dois para a parede direita. Cada par de parafusos é alimentado a partir do seu silo diário.

O vapor produzido na caldeira é admitido na turbina de vapor de condensação, com três extrações de vapor, concebida para instalação interior e com exaustão axial.

4.1.1 Caldeira de Vapor

A produção do vapor sobreaquecido a alta pressão é feita numa caldeira com queima de biomassa em leito fluidizado borbulhante, tendo ainda como combustível auxiliar o gás natural utilizado em dois queimadores para arranque da caldeira ou em situações pontuais de quebra na alimentação de biomassa à caldeira. Há ainda um outro queimador (de carga) de gás natural

com capacidade para garantir a produção de vapor na ausência de biomassa, mas normalmente não é utilizado.

A caldeira é do tipo aquatubular e está equipada com três economizadores para fazer o pré-aquecimento da água de alimentação com o calor dos gases de escape.

O vapor é produzido a uma pressão na ordem dos 86 bar e a uma temperatura na ordem dos 480 °C (valores à saída da caldeira). A temperatura final é conseguida depois do vapor saturado passar pelos três sobreaquecedores instalados na caldeira, passando assim a ser vapor sobreaquecido.

A caldeira tem ainda instalados sete permutadores ar/gases para fazer o aquecimento do ar primário de combustão com parte do calor recuperado dos gases de escape.

4.1.2 Turbina de Vapor (Condensação)

A produção de eletricidade é efetuada num gerador acionado por uma turbina de vapor de condensação com três extrações, operando no máximo a 38 MW de potência com 8,7 MPa de vapor a alta pressão.

O vapor de alta pressão produzido na caldeira de biomassa é alimentado à turbina, onde a expansão do mesmo faz mover as pás da turbina que por sua vez fazem rodar o veio que está acoplado ao gerador de eletricidade.

Parte do vapor alimentado à turbina é retirado pela primeira extração para fazer o pré-aquecimento dos condensados da turbina enviados para o tanque de água de alimentação à caldeira de vapor. Outra parte do vapor é retirado pela segunda extração para fazer o aquecimento da água no tanque de alimentação/desgasificador térmico e para pré-aquecimento do ar de combustão. Outra parte do vapor é retirado pela terceira extração para fazer o aquecimento da água de alimentação à caldeira de vapor. O restante vapor, que é a grande maior parte, é enviado para o condensador da turbina.

4.1.3 Circuito de Água de Alimentação à Caldeira de Vapor

O circuito de água de alimentação à caldeira de vapor é um circuito praticamente fechado, uma vez que se trata de uma central termoelétrica com turbina de condensação com três extrações, onde quase todo o vapor produzido é expandido na turbina. Os condensados resultantes da utilização deste vapor são enviados para o tanque de água de alimentação/desgasificador térmico (que passamos a designar por TAA) que alimenta a caldeira. A perda de água e de vapor que existe no circuito e o consumo de vapor sem recuperação de condensados são compensados com a introdução de água desmineralizada diretamente no TAA e com injeção de vapor de baixa pressão recebido da Celbi.

Os condensados provenientes do condensador da turbina passam pelos condensadores do vapor utilizado nos ejetores de vácuo, onde sofrem um pré-aquecimento. De seguida, os

condensados passam por um outro permutador de calor onde sofrem um pré-aquecimento final com vapor proveniente da primeira extração da turbina, antes de serem introduzidos no TAA.

A água desmineralizada de compensação, antes de ser enviada para o TAA, passa por um permutador onde sofre um ligeiro aquecimento com calor recuperado das purgas contínuas da caldeira.

O TAA está a funcionar a uma pressão entre os 2,5 e 4 bar e a uma temperatura na ordem dos 140 °C, utilizando para aquecimento vapor de baixa pressão proveniente da Celbi ou, na falta deste, vapor proveniente da segunda extração da turbina.

A água proveniente do TAA passa por um permutador de calor onde sofre mais um aquecimento com vapor da terceira extração da turbina, atingindo temperaturas na ordem dos 180 °C.

A água de alimentação antes de entrar no barrilete passa pelos dois primeiros economizadores onde sofre um pré-aquecimento com o calor dos gases de combustão da caldeira, passa depois por um permutador onde é aquecido com vapor proveniente do ebulidor e depois passa pelo terceiro economizador onde atinge a temperatura final na ordem dos 300 °C.

Todas as tubagens de água quente, o TAA e os permutadores instalados no circuito aqui descrito têm isolamento térmico.

4.1.4 Purga na Caldeira de Vapor

São feitas purgas contínuas no ebulidor da caldeira de vapor. As purgas são enviadas para o tanque de purgas contínuas, onde ocorre a expansão que origina a formação de vapor flash que é enviado para o TAA. A água restante das purgas é utilizada para pré-aquecimento da água desmineralizada de compensação, antes de ser enviada para o tanque geral de purgas e posteriormente para o esgoto.

A quantidade de purgas contínuas retiradas do ebulidor representa cerca de 1% da quantidade de água de alimentação à caldeira de vapor.

4.1.5 Recolha de Condensados

Os condensados do vapor consumido nos ejetores de vácuo e no pré-aquecedor dos condensados da turbina enviados para o TAA são misturados com os condensados do vapor turbinado à saída do condensador.

Os condensados do vapor utilizado para pré-aquecimento do ar primário e do ar secundário de combustão e em alguns sistemas auxiliares são conduzidos a um tanque de condensados, a partir do qual são enviados para o TAA.

Os condensados do vapor utilizado no pré-aquecimento da água de alimentação à caldeira são enviados diretamente para o TAA.

As tubagens e depósitos instalados nos circuitos dos condensados têm isolamento térmico.

4.1.6 Torre de Arrefecimento

Está instalada na central uma torre de arrefecimento onde é efetuado o arrefecimento da água utilizada para arrefecimento do condensador da turbina e para arrefecimento de diversos equipamentos (bombas de água de alimentação, arrefecedores do óleo de lubrificação do turbogerador, arrefecedores do ar do gerador elétrico, equipamentos de climatização das salas de quadros elétricos, bancos de amostras de água e equipamentos dos sistemas/circuitos das cinzas e escórias da caldeira).

As torres de arrefecimento presentes são de sistema semiaberto com recirculação de água. Neste tipo de sistemas, os quais são considerados sistemas evaporativos, a água é continuamente arrefecida para ser aplicada em outros processos industriais (MANCUSO, 2001). Inicialmente, a água a ser utilizada na torre passa por processos químicos antes de chegar os devidos equipamentos, para de seguida ser aquecida e enviada para a torre de arrefecimento. Esta elevação da temperatura da água e o contacto direto com o ar atmosférico, ao longo tempo, contribuem para o aparecimento de micro-organismos nocivos, como por exemplo a legionella, tendo de haver um controlo minucioso através do tratamento químico da água (MACHADO, 2004).

5 Metodologia de cálculo da eficiência energética

No estudo da instalação, de forma a calcular o rendimento da caldeira de biomassa optou-se por utilizar o método das perdas, segundo o relatório final de ação de promoção de eficiência energética em caldeira de vapor e de termofluido da ADENE. No caso do cálculo da eficiência energética do turbogerador de vapor de condensação, todas as fórmulas apresentadas correspondem a adaptações do livro “Fundamentos da Termodinâmica Aplicada” (Oliveira, 2015).

Este capítulo permite perceber toda a fundamentação teórica abordada no capítulo 3 e 4 de maneira e demonstrar analiticamente os resultados obtidos no capítulo 6.

5.1 Cálculo do rendimento da caldeira com base no método das perdas

O método das perdas é um método que consiste no cálculo da eficiência energética através das perdas de energia contabilizadas. Numa caldeira existem perdas constantes, nomeadamente, perdas pelas cinzas voláteis e cinzas de fundo (concentradas no fundo da caldeira), perdas nos gases de combustão e no vapor de água dos mesmos, perdas no combustível não queimado devido, por exemplo a impurezas (existência de pedras na biomassa, arames, etc), perdas por radiação e convecção e perdas por purgas.

No cálculo da eficiência através deste método serão desprezadas as cinzas do fundo e cinzas voláteis, sendo associadas a perdas de energia de difícil contabilização devido à sua complexidade de medição.

Segundo o relatório final de ação de promoção de eficiência energética em caldeira de vapor e de termofluido da ADENE, são apresentadas diversas expressões para o cálculo da eficiência neste método.

A eficiência é expressada pela equação:

$$\eta = 100 - \Sigma \text{perdas} \quad (5.1)$$

Para tal, as perdas necessárias vão ser calculadas ao longo deste subcapítulo.

1) Perdas associadas às cinzas voláteis (P_{cv})

$$P_{cv} = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI} \quad (5.2)$$

Em que:

P_{cv} – Perdas associadas ao combustível nas cinzas voláteis [%]

A – Fração em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

F_{ci} – Fração em peso das cinzas em relação ao total de inertes do combustível

C_{cc} – Fração em peso do combustível nas cinzas voláteis

PCI – Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima [kJ/kg]

2) Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (P_{cf})

A expressão é igual à equação 5.2, substituindo apenas cinza volantes (cv) por cinzas do fundo (cf).

3) Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times [1 - (P_{cv} + P_{cf}) / 100]}{CO_2} \quad (5.3)$$

Em que:

P_{gc} - Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão [%]

T_g - Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira [°C]

T_a - Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira [°C]

P_{cv} e P_{cf} - Perdas já referidas anteriormente (apenas aplicável a combustíveis sólidos)

CO_2 - % em volume de CO_2 presente nos gases de combustão

K - Constante que depende do combustível utilizado

Tabela 5.1 - Valores de K para cálculos com base no PCI (ADENE - Agência para a energia, 2010)

Combustível	Valor de K
Carvão betuminoso	0,66
Gasóleo	0,51
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	0,54
GPL (Propano)	0,45
Gás Natural	0,395

A constante K pode ser calculada para qualquer combustível, usando a expressão:

$$K = \frac{255 \times C}{PCI} \quad (5.4)$$

Em que:

C - % em peso de carbono presente no combustível (nas condições de queima)

PCI – Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima [kJ/kg]

Neste relatório de estágio, adotou-se o valor de K de 1,32 (dado fornecido pela empresa).

Se a análise dos gases de combustão incluir oxigénio (O_2) em vez de dióxido de carbono (CO_2), pode-se calcular o teor de CO_2 com a seguinte expressão:

$$CO_2 = \frac{1-O_2}{21} \times CO_2t \quad (5.5)$$

Em que:

CO_2t – % CO_2 máxima teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar nulo)

Tabela 5.2 - Exemplos de valores de CO_2 teóricos nos gases de combustão (ADENE - Agência para a energia, 2010)

Combustível	% de CO_2t nos gases secos
Bagaço	20,3
Madeira	19,9
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	15,8
Gasóleo	15,5
GPL (Propano)	13,8
Gás Natural	12,1

Como alternativa, para combustíveis essencialmente constituídos por carbono e hidrogénio, pode ser usada a seguinte equação:

$$CO_2t = \frac{\frac{C}{12} \times 100}{\frac{4.78 \times C}{12} + \frac{1.89 \times H}{2}} \quad (5.6)$$

Em que:

C - % em peso de carbono presente no combustível [%]

H - % em peso de hidrogénio presente no combustível [%]

Neste relatório, adotaram-se os valores de CO_2 e CO_2t de 12,8 e 16,1, respetivamente (dados fornecidos pela empresa).

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

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4.2 \times T_a + 2.1 \times T_g)}{PCI} \quad (5.7)$$

Em que:

P_{H_2O} - Perdas associadas à entalpia de vapor de água nos gases de combustão [%]

m_{H_2O} - % em peso da humidade no combustível nas condições de queima [%]

H - % em peso de hidrogénio presente no combustível nas condições de queima [%]

T_a - Temperatura do ar de combustão [°C]

T_g - Temperatura dos gases de combustão [°C]

PCI - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima [kJ/kg]

Tabela 5.3 - Exemplos de valores teóricos de hidrogénio e humidade (ADENE - Agência para a energia, 2010)

Combustível	% em peso de hidrogénio	% em peso de humidade
Coque	2,0	2,0
Antracite	3,0	1,0
Carvão betuminoso	4,0	7,0
Gasóleo	13,0	-
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	11,5	-
GPL (Propano)	18,2	-
Gás Natural	21,6	-
Turfa	6,4	20,0
Madeira	6,8	15,0

No presente relatório, para um PCI de 8100 kJ/kg adotaram-se os valores de m_{H_2O} e H de 40.7% e 5.3%, respetivamente (dados fornecidos pela empresa).

5) Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (P_{CO})

$$P_{CO} = \frac{K \times (CO) \times [1 - 0.01 \times (P_{cv} + P_{cf})]}{(CO) + (CO_2)} \quad (5.8)$$

Em que:

P_{CO} - Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão [%]

P_{cv} e P_{cf} - Perdas já referidas anteriormente (p/ combustíveis sólidos) [%]

CO - Teor de monóxido de carbono nos gases de combustão [% em vol.]

CO_2 - Teor de dióxido de carbono nos gases de combustão [% em vol.]

K - Constante que depende do combustível utilizado

Tabela 5.4 - Valores de K para um determinado combustível utilizado (ADENE - Agência para a energia, 2010)

Combustível	Valor de K
Carvão betuminoso	63
Gasóleo	53
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	54
GPL (Propano)	48
Gás Natural	35,5

No presente relatório, adotou-se que valor de K de 132 (dato fornecido pela empresa).

6) Perdas por radiação, convecção e outras não-contabilizáveis nas caldeiras (P_r)

Os valores apresentados na tabela 5.5, para os vários tipos de caldeiras, são meramente considerados caso a caldeira funcione em carga máxima (valores indicados pela ADENE). Caso as caldeiras se encontrarem abaixo do regime máximo de operação, considera-se que as perdas variam na proporção inversa da razão entre o consumo atual de combustível e o consumo que se verifica na capacidade máxima.

Tabela 5.5 - % perdas em capacidade nominal para os vários tipos de caldeiras (ADENE - Agência para a energia, 2010)

Combustível	Perdas à capacidade nominal (% P_r)
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade igual ou acima de 5 MW	1,4
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade entre 2 e 5 MW	1,6
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade abaixo de 2 MW	2,0
Caldeiras de refractário, caldeiras de tubos de fumo com topo seco e caldeiras com soleira de refractário	3,0
Caldeiras de água quente em ferro fundido	4,5

Os valores presentes na tabela 5.5 podem ser adotados consoante o que cada empresa estipular, sendo que neste relatório o valor de P_r é 1,7.

5.2 Cálculo da Eficiência Térmica da Turbina de Vapor

5.2.1 Potência da turbina

A potência da turbina (P_t), poderá ser calculada através da equação 5.9 (Oliveira, 2015):

$$P_t = \text{Fluxo energético entrada} - \text{Fluxo energético saída} \quad (5.9)$$

Em que:

P_t – Potência da turbina [MW]

O fluxo energético de entrada é a energia que entra na turbina sob a forma de vapor e é calculado através da multiplicação do caudal mássico de vapor à entrada com a entalpia de vapor a alta pressão. Já o fluxo energético à saída é calculado através do somatório dos fluxos em cada uma das sangrias da turbina.

5.2.2 Rendimento térmico do ciclo

O rendimento térmico do ciclo corresponde ao quociente entre a potência da turbina (P_t) e a potência fornecida ao ciclo de vapor. A potência da turbina é diferença entre a potência de entrada na turbina de vapor de alta pressão e a potência de vapor de média pressão da exaustão à saída da turbina (exaustão) (Oliveira, 2015):

$$\eta_{\text{térmico do ciclo}} = \frac{P_t}{P_{\text{fornecida}}} \quad (5.10)$$

Em que:

$\eta_{\text{térmico do ciclo}}$ – Rendimento térmico do ciclo [%]

$P_{\text{fornecida}}$ – Potência fornecida ao ciclo de vapor [MW]

P_t – Potência da turbina [MW]

5.2.3 Título de Vapor

A expressão do título de vapor da equação 5.11 é usada para o cálculo do mesmo nas várias sangrias da turbina (Oliveira, 2015).

$$x = \frac{s_{PR} - s_{LS}}{s_{VS} - s_{LS}} \times 100 \quad (5.11)$$

Em que:

x – Título de vapor [%]

s_{PR} – Entropia do processo real [kJ/kg.K]

s_{LS} – Entropia do líquido saturado [kJ/kg.K]

s_{VS} – Entropia do vapor saturado [kJ/kg.K]

O título de vapor isentrópico é calculado com a expressão:

$$x_i = \frac{s_{Pi} - s_{LS}}{s_{VS} - s_{LS}} \times 100 \quad (5.12)$$

Em que:

x_i - Título de vapor isentrópico [%]

s_{Pi} – Entropia do processo isentrópico [kJ/kg.K]

s_{LS} – Entropia do líquido saturado [kJ/kg.K]

s_{VS} – Entropia do vapor saturado [kJ/kg.K]

5.2.4 Rendimento Isentálpico

A entalpia do processo isentrópico é calculada pela soma da entalpia do líquido saturado com o produto da diferença da entalpia do vapor saturado com a entalpia do líquido saturado. Esta entalpia é calculada para as sangrias sendo que a equação que demonstra este processo é a seguinte:

$$h_{Pi} = h_{LS} + x_i \times (h_{VS} - h_{LS}) \quad (5.13)$$

Em que:

h_{Pi} – Entalpia do processo isentrópico [kJ/kg]

h_{LS} – Entalpia do líquido saturado [kJ/kg]

x_i – Título de vapor isentrópico [%]

h_{VS} – Entalpia do vapor saturado [kJ/kg]

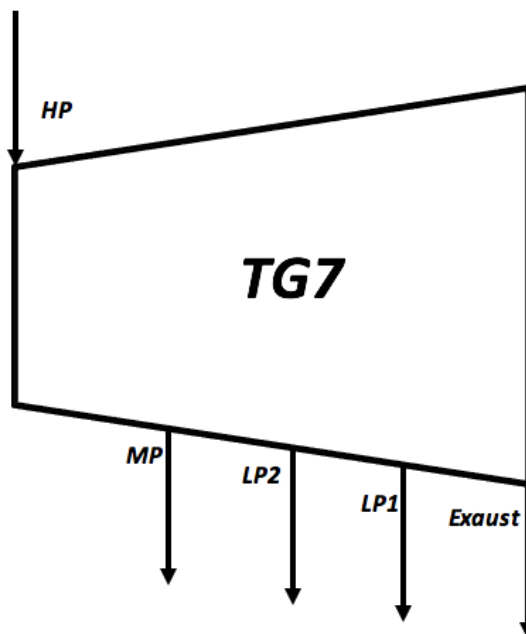


Figura 5.1 - Esquema de entrada e saídas de vapor da turbina

A entalpia do processo real, caso o título de vapor seja inferior a 100%, pode ser calculada através da seguinte equação:

$$h_{Pr} = h_{Pr,sangria anterior} + \eta_{i,Global} \times (h_{Pr,sangria anterior} - h_{Pi,sangria a calcular}) \quad (5.14)$$

Em que:

h_{Pr} – Entalpia do processo real [kJ/kg]

$\eta_{i,Global}$ – Rendimento isentrópico global [%]

$h_{Pr,sangria anterior}$ – Entalpia do processo real da sangria anterior [kJ/kg]

$h_{Pi,sangria a calcular}$ – Entalpia do processo real da sangria a calcular [kJ/kg]

No caso de o título de vapor ser superior a 100%, o cálculo da entalpia do processo real é calculado através um add-in do Excel, mencionado no subcapítulo 6.3, em que apenas é introduzido o valor de pressão (bar) e temperatura (°C) para calcular a entalpia pretendida.

Relativamente ao cálculo dos rendimentos isentálpicos das várias sangrias, mencionadas na figura 5.1, adotaram-se as expressões para os rendimentos isentálpicos calculados pelos seguintes ramos (Oliveira, 2015):

- **Vapor a alta pressão (HP) → Sangria vapor a média pressão (MP)**

$$\eta_{HP \rightarrow MP} = \frac{h_{HP,Pr} - h_{MP,Pr}}{h_{HP,Pr} - h_{s,MP}} \times 100 \quad (5.15)$$

Em que:

$\eta_{HP \rightarrow MP}$ – Rendimento isentálpico do vapor de alta pressão (HP) para a sangria de vapor a média pressão (MP) [%]

$h_{HP,Pr}$ – Entalpia de vapor do processo real a alta pressão (HP) na admissão [kJ/kg]

$h_{MP,Pr}$ – Entalpia vapor do processo real de média pressão (MP) [kJ/kg]

$h_{s,MP}$ – Entalpia isentrópica de vapor média pressão (MP) [kJ/kg]

- **Vapor de alta pressão (HP) → Sangria vapor a baixa pressão (LP2)**

$$\eta_{HP \rightarrow LP2} = \frac{h_{HP,Pr} - h_{LP2,Pr}}{h_{HP,Pr} - h_{s,LP2}} \times 100 \quad (5.16)$$

Em que:

$\eta_{HP \rightarrow LP2}$ – Rendimento isentálpico do vapor de alta pressão (HP) para a sangria de vapor a baixa pressão (LP2) [%]

$h_{HP,Pr}$ – Entalpia de vapor do processo real a alta pressão (HP) na admissão [kJ/kg]

$h_{LP2,Pr}$ – Entalpia de vapor do processo real de baixa pressão (LP2) [kJ/kg]

$h_{s,LP2}$ – Entalpia isentrópica de vapor baixa pressão (LP2) [kJ/kg]

- **Vapor de alta pressão (HP) → Sangria vapor a baixa pressão (LP1)**

$$\eta_{HP \rightarrow LP1} = \frac{h_{HP,Pr} - h_{LP1,Pr}}{h_{HP,Pr} - h_{s,LP1}} \times 100 \quad (5.17)$$

Em que:

$\eta_{HP \rightarrow LP1}$ – Rendimento isentálpico do vapor de alta pressão (HP) para a sangria de vapor a baixa pressão (LP1) [%]

$h_{HP,Pr}$ – Entalpia de vapor a alta pressão (HP) na admissão [kJ/kg]

$h_{LP1,Pr}$ – Entalpia de vapor do processo real de baixa pressão (LP1) [kJ/kg]

$h_{s,LP1}$ – Entalpia isentrópica de vapor baixa pressão (LP1) [kJ/kg]

- Vapor de alta pressão (*HP*) → Sangria vapor da exaustão (*Exhaust*)

$$\eta_{HP \rightarrow Exhaust} = \frac{h_{HP,Pr} - h_{Exhaust,Pr}}{h_{HP,Pr} - h_{s,Exhaust}} \times 100 \quad (5.18)$$

Em que:

$\eta_{HP \rightarrow Exhaust}$ – Rendimento isentálpico do vapor de alta pressão (*HP*) para a sangria de vapor a baixa pressão (*Exhaust*) [%]

$h_{HP,Pr}$ – Entalpia de vapor do processo real a alta pressão (*HP*) na admissão [kJ/kg]

$h_{Exhaust,Pr}$ – Entalpia de vapor do processo real de baixa pressão (*Exhaust*) [kJ/kg]

$h_{s,Exhaust}$ – Entalpia isentrópica de vapor baixa pressão (*Exhaust*) [kJ/kg]

5.2.5 Rendimento Isentrópico da turbina

O trabalho desperdiçado pode ser quantificado através do rendimento isentrópico. Na prática, a turbina não é isentrópica devido às suas irreversibilidades, sendo que a potência produzida irá ser menor.

O rendimento isentrópico global é calculado através do quociente entre a potência térmica da turbina e a potência isentrópica (Oliveira, 2015).

A potência isentrópica é calculada através da seguinte equação:

$$P_i = [P_{i,entrada} - (\Sigma P_{i,saida})] \quad (5.19)$$

Em que:

P_i – Potência isentrópica da turbina [MW]

$P_{i,entrada}$ – Potência isentrópica de entrada da turbina [MW]

$\Sigma P_{i,saida}$ – Somatório da potência isentrópica de saída, em cada sangria, da turbina [MW]

A potência isentrópica de entrada é calculada através da seguinte expressão:

$$P_{i,entrada} = h_{HP,pi} \times \dot{m}_{HP} \quad (5.20)$$

Em que:

$P_{i,entrada}$ – Potência isentrópica de entrada da turbina [MW]

$h_{HP,pi}$ - Entalpia de vapor do processo isentrópico a alta pressão [kJ/kg]

\dot{m}_{HP} – Caudal mássico de vapor a alta pressão [kg/s]

A potência isentrópica de saída é calculada através da seguinte expressão:

$$\Sigma P_{i,saída} = (h_{MP,Pi} \times \dot{m}_{MP}) + (h_{LP2,Pi} \times \dot{m}_{LP2}) + (h_{LP1,Pi} \times \dot{m}_{LP1}) + (h_{Exhaust,Pi} \times \dot{m}_{Exhaust}) \quad (5.21)$$

Em que:

$\Sigma P_{i,saída}$ – Somatório da potência isentrópica de saída, em cada sangria, da turbina [MW]

$h_{MP,Pi}$ - Entalpia de vapor do processo isentrópico a média pressão (MP) [kJ/kg]

\dot{m}_{MP} – Caudal mássico de vapor a média pressão (MP) [kg/s]

$h_{LP2,Pi}$ - Entalpia de vapor do processo isentrópico a baixa pressão (LP2) [kJ/kg]

\dot{m}_{LP2} – Caudal mássico de vapor a baixa pressão (LP2) [kg/s]

$h_{LP1,Pi}$ - Entalpia de vapor do processo isentrópico a baixa pressão (LP1) [kJ/kg]

\dot{m}_{LP1} – Caudal mássico de vapor a baixa pressão (LP1) [kg/s]

$h_{Exhaust,Pi}$ - Entalpia de vapor do processo isentrópico a baixa pressão (Exhaust) [kJ/kg]

$\dot{m}_{Exhaust}$ – Caudal mássico de vapor a baixa pressão (Exhaust) [kg/s]

Sendo assim, o rendimento isentrópico é calculado através da equação:

$$\eta_i = \frac{P_t}{P_i} \times 100 \quad (5.22)$$

Em que:

η_i – Rendimento isentrópico da turbina de vapor [%]

P_t – Potência da turbina [MW]

P_i – Potência isentrópica da turbina [MW]

5.3 Cálculo do rendimento do ciclo de vapor (turbina + gerador)

O rendimento do ciclo de vapor é calculado através da razão entre o trabalho líquido produzido no ciclo de potência da turbina de vapor, sendo a potência elétrica no gerador da turbina (P_e), e a potência fornecida ao ciclo de vapor ($P_{fornecida}$).

Sendo assim, o rendimento do ciclo de vapor é dado por:

$$\eta_{Cy} = \frac{P_e}{P_{fornecida}} \times 100 \quad (5.24)$$

A potência elétrica do gerador (P_e) é obtida de forma direta através da plataforma MOPS. O valor desta potência não foi calculado uma vez que neste projeto não se considerou vários aspetos importantes, sendo que foi optado o valor calculado em tempo real pela empresa.

O rendimento do ciclo é sempre inferior a 100% por duas razões, a 2ª Lei da Termodinâmica diz que algum calor é rejeitado, mesmo sendo um ciclo ideal e existem sempre ocorrências de irreversibilidades que estão constantemente presentes no ciclo real (Oliveira, 2015).

5.4 Cálculo da eficiência das torres de arrefecimento

Segundo (PERRY et al., 2008), a eficiência energética pode ser calculada através da expressão:

$$\eta = \frac{T_{wi} - T_{wo}}{T_{wi} - T_{bu}} \times 100 \quad (5.25)$$

Em que:

η – Eficiência da torre de arrefecimento [%]

T_{wi} – Temperatura da água à entrada da torre [°C]

T_{wo} – Temperatura da água à saída da torre [°C]

T_{bu} – Temperatura de bolbo húmido [°C]

As perdas por evaporação da torre devido à variação de caudal da água de acordo com o clima, podem ser calculadas pela expressão (PERRY et al., 2008):

$$\dot{m}_{evaporação} = 0,00153 \times \dot{m}_w \times (T_{wi} - T_{wo}) \quad (5.26)$$

Em que:

$\dot{m}_{evaporação}$ – Caudal de perdas por evaporação [kg/s]

\dot{m}_w – Caudal mássico de água [kg/s]

T_{wi} – Temperatura da água à entrada da torre [°C]

T_{wo} – Temperatura da água à saída da torre [°C]

As perdas por evaporação são calculadas através do quociente entre o caudal de evaporação e o caudal de água (PERRY et al., 2008), através da seguinte equação:

$$\text{Perdas evaporação} = \frac{\dot{m}_{\text{evaporação}}}{\dot{m}_w} \quad (5.27)$$

Já o caudal de arraste pode ser estimado através da equação 5.28, que é empírica, devido à variação do caudal de água de arraste de acordo com o modelo do eliminador de gotas da torre de arrefecimento (PERRY et al., 2008):

$$\dot{m}_{\text{arraste}} = 0,001 \times \dot{m}_w \quad (5.28)$$

Em que:

\dot{m}_{arraste} – Caudal de arraste da água [kg/s]

\dot{m}_w – Caudal mássico de água [kg/s]

6 Teste de desempenho

Neste capítulo todo o conceito teórico abordado nos capítulos anteriores irá ser aplicado assim como os resultados obtidos com o teste de maneira a ser fidedigno e viável servindo como suporte ao software fabril. Este teste tem a finalidade de servir como uma ferramenta de apoio à Celbi auxiliando futuramente nos relatórios mensais, tendo com principal finalidade calcular em tempo real o rendimento da caldeira de biomassa, rendimento isentrópico da turbina de vapor, o rendimento térmico do ciclo e o rendimento do ciclo de vapor (turbina+gerador).

Como foi mencionado no início do capítulo 6, o relatório visa calcular os rendimentos e eficiências dos dois equipamentos mais importantes do ciclo termodinâmico, a caldeira de biomassa e a turbina de vapor. Os restantes equipamentos mencionados ao longo do subcapítulo 6.2 representam apenas a princípio de funcionamento do ciclo, tendo por base mostrar as entradas/saídas de água ou vapor, consoante o equipamento, de forma a ser implementado futuramente numa leitura visual de todo o sistema.

6.1 Ferramenta de cálculo

Para a realização do teste de desempenho foi utilizada a ferramenta de cálculo *Microsoft Excel* como auxílio de cálculo e apresentação da instalação. Esta ferramenta permitiu simular o ciclo termodinâmico da central em estudo, tendo em conta os parâmetros operacionais e os teóricos para servir de base de comparação.

A modelação do ciclo termodinâmico em Excel é o principal foco deste relatório tendo sido necessário simplificar o ciclo, considerando apenas os componentes mais importantes, sendo o principal objetivo os balanços mássicos e energéticos da água e vapor da caldeira de biomassa e turbina de vapor.

6.2 Esquema Geral da Central Termoelétrica

O esquema geral da instalação presente na figura 6.1 engloba, unicamente, os principais equipamentos do ciclo.

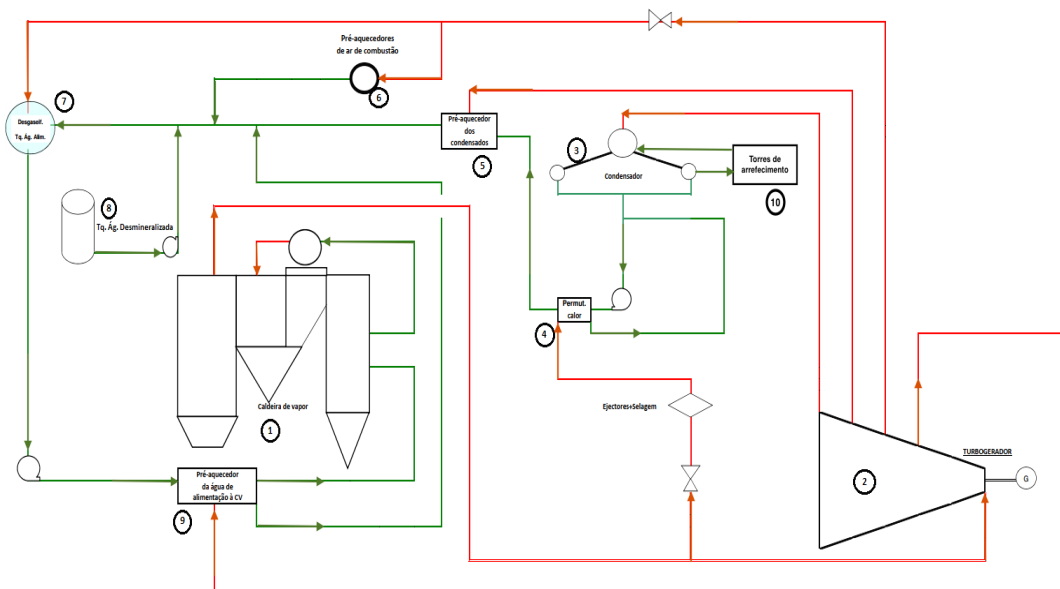


Figura 6.1 - Esquema geral do ciclo termodinâmico da central (vapor a vermelho e água a verde)

No presente relatório, para a realização do teste de desempenho foram considerados nove equipamentos principais:

- Caldeira de vapor a biomassa (1);
- Turbina de vapor (2);
- Condensador da turbina de vapor (3);
- Condensador de labirintos ou permutador de calor (4);
- Pré-aquecedor dos condensados (5);
- Pré-aquecedor de ar de combustão (6);
- Tanque de água de alimentação com desgasificador (7);
- Tanque de água desmineralizada (8);
- Pré-aquecedor de água de alimentação à caldeira de vapor (9);
- Torres de arrefecimento (10).

Na folha de cálculo, todo o estudo irá ser separado em várias secções de maneira a complementar um raciocínio mais intuitivo. Deste modo, considerar-se-á cinco divisões, a caldeira de biomassa onde engloba o tanque de água de alimentação, o pré-aquecedor de água de alimentação, o pré-aquecedor de ar de combustão, o tanque de água desmineralizada e a saída de vapor de alta pressão que se “ramifica” para a turbina de vapor e selagem, o condensador e condensador de labirintos/permutador de calor, o pré-aquecedor de condensados, a turbina de vapor e as torres de arrefecimento (anexo 1).

Pré-Aquecedor de Água de Alimentação e Tanque de Água de Alimentação

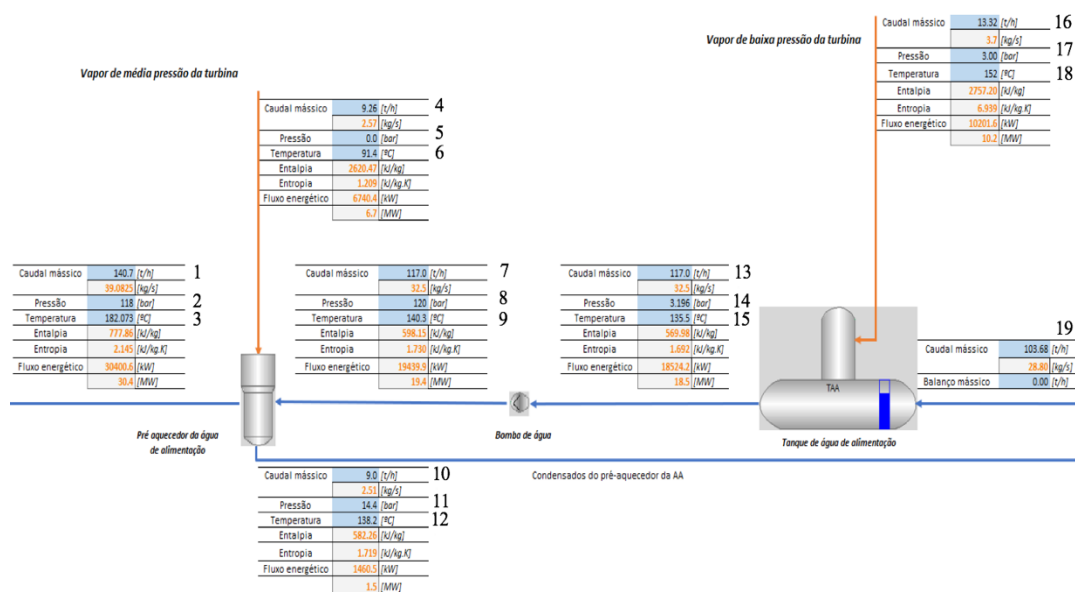


Figura 6.3 - Entrada/saída de vapor/água no pré-aquecedor de AA e Tanque de AA

Em que:

1. Caudal de AA para a caldeira;
2. Pressão da AA para a caldeira;
3. Temperatura da AA para a caldeira;
4. Caudal de vapor de média pressão (MP) da turbina para o pré-aquecedor da AA;
5. Pressão de vapor de média pressão (MP) da turbina para o pré-aquecedor da AA;
6. Temperatura de vapor de média pressão (MP) da turbina para o pré-aquecedor da AA;
7. Caudal de saída da AA para o pré-aquecedor da AA;
8. Pressão de saída da bomba de água para pré-aquecedor de AA;
9. Temperatura da água de alimentação para pré-aquecedor de AA;
10. Caudal de condensado do pré-aquecedor da AA para o TAA;
11. Pressão do condensado do pré-aquecedor da AA para o TAA;
12. Temperatura do condensado do pré-aquecedor da AA para o TAA;
13. Caudal da AA à saída do TAA;
14. Pressão da AA à saída do TAA;
15. Temperatura da AA à saída do TAA;
16. Caudal de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o TAA;
17. Pressão de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o TAA;
18. Temperatura de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o TAA;
19. Balanço mássico do caudal de água à entrada do TAA.

Pré-Aquecedor de Ar de Combustão

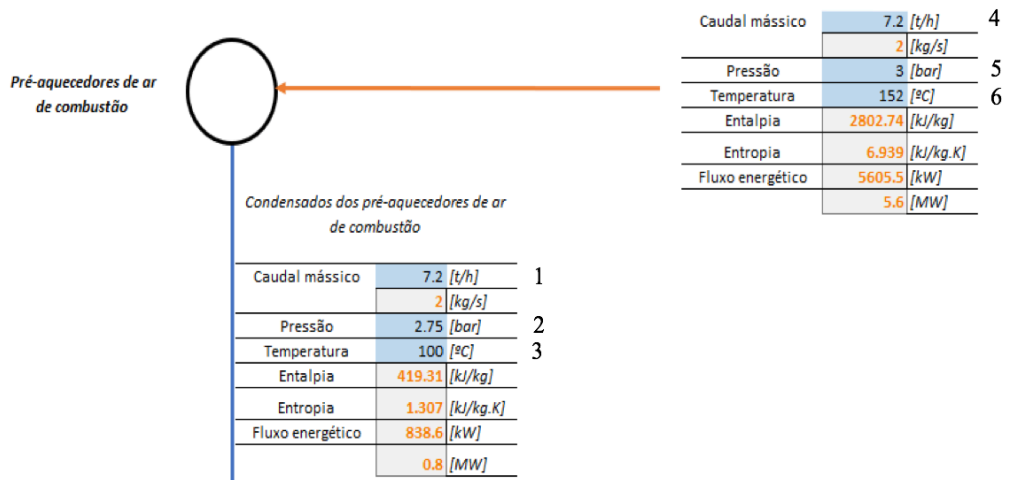


Figura 6.4 - Entrada/saída de vapor/água no pré-aquecedor de ar de combustão

Em que:

1. Caudal de condensados do pré-aquecedor de ar de combustão para o TAA;
2. Pressão de condensados do pré-aquecedor de ar de combustão para o TAA;
3. Temperatura de condensados do pré-aquecedor de ar de combustão para o TAA;
4. Caudal de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o pré-aquecedor de ar de combustão;
5. Pressão de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o pré-aquecedor de ar de combustão;
6. Temperatura de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o pré-aquecedor de ar de combustão.

Tanque de Água Desmineralizada

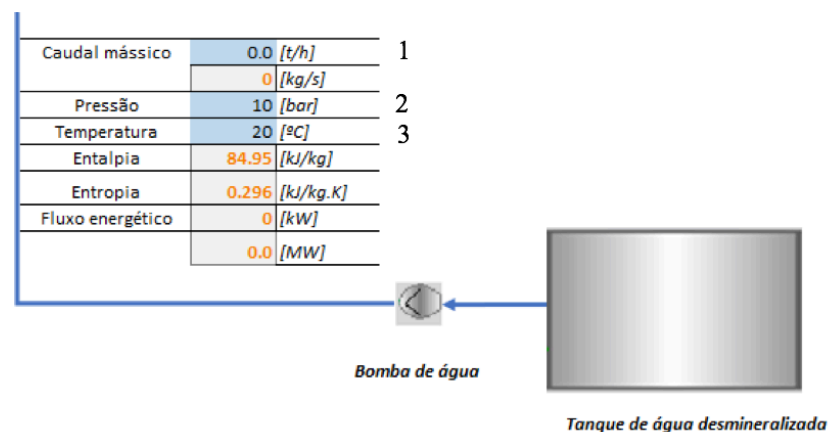


Figura 6.5 - Saída de água desmineralizada até ao TAA

Em que:

1. Caudal de água desmineralizada para o TAA;
2. Pressão de água desmineralizada para o TAA;
3. Temperatura de água desmineralizada para o TAA.

Caldeira de Biomassa: Saída de vapor a alta pressão da caldeira de biomassa

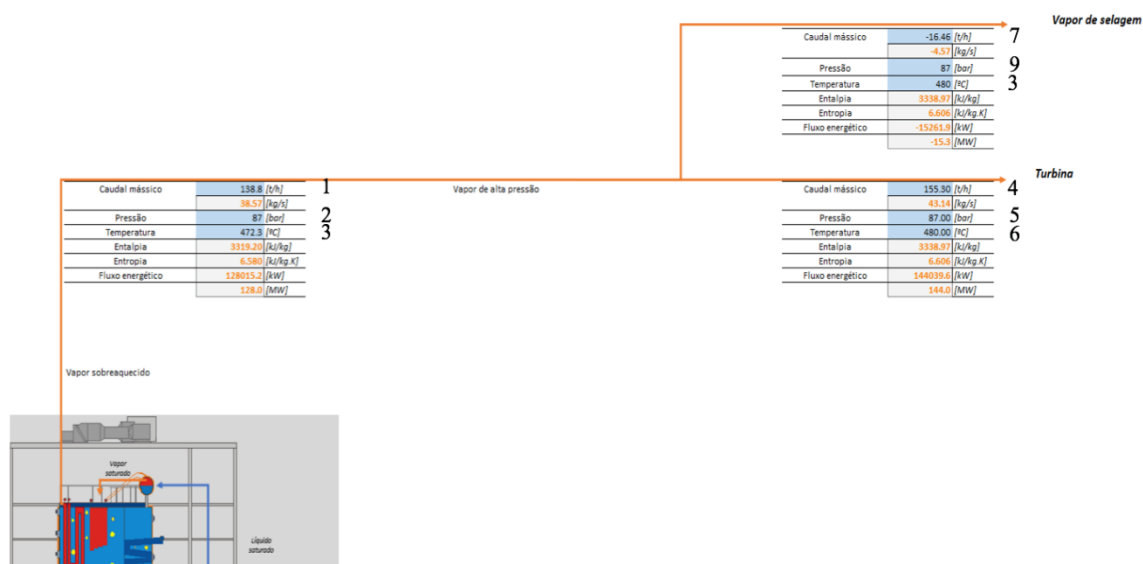


Figura 6.6 - Caldeira de biomassa: saída de vapor AP da caldeira

Em que:

1. Caudal de vapor a alta pressão (AP) à saída da caldeira de biomassa;
2. Pressão de vapor a alta pressão (AP) à saída da caldeira de biomassa;
3. Temperatura de vapor a alta pressão (AP) à saída da caldeira de biomassa;
4. Caudal de vapor a alta pressão (AP) para a turbina de vapor;
5. Pressão de vapor a alta pressão (AP) para a turbina de vapor;
6. Temperatura de vapor a alta pressão (AP) para a turbina de vapor;
7. Caudal de vapor a alta pressão (AP) para selagem;
8. Pressão de vapor a alta pressão (AP) para selagem;
9. Temperatura de vapor a alta pressão (AP) para selagem.

Condensador da Turbina de Vapor e Condensador de Labirintos/Permutador de Calor

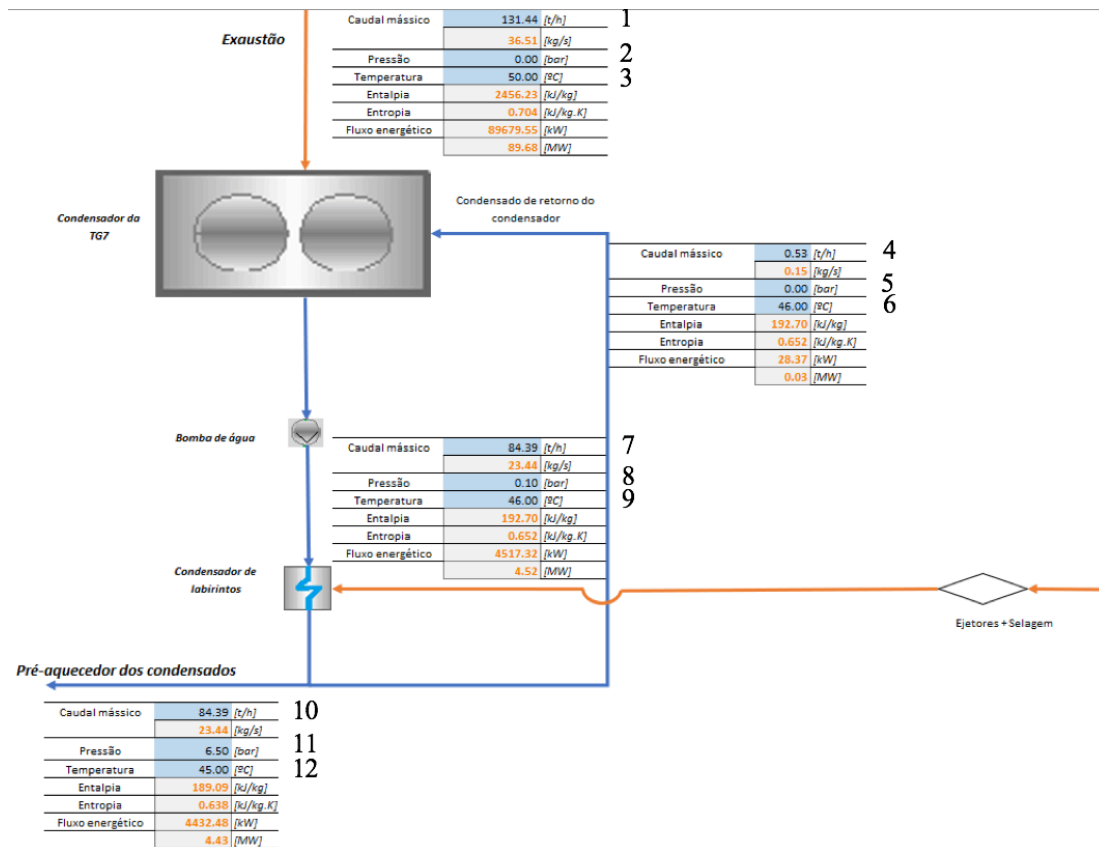


Figura 6.7 - Entrada/saída de vapor/água no condensador da turbina de vapor e no condensador de labirintos/permutador de calor

Em que:

1. Caudal de vapor de exaustão (Exaust) da turbina para o condensador;
2. Pressão de vapor de exaustão (Exaust) da turbina para o condensador;
3. Temperatura de vapor de exaustão (Exaust) da turbina para o condensador;
4. Caudal de condensado do permutador de labirintos/permutador de calor de retorno ao condensador;
5. Pressão do condensado do permutador de labirintos/permutador de calor de retorno ao condensador;
6. Temperatura do condensado do permutador de labirintos/permutador de calor de retorno ao condensador;
7. Caudal de condensado do condensador para o permutador de labirintos/permutador de calor;
8. Pressão do condensado do condensador para o permutador de labirintos/permutador de calor;

9. Temperatura do condensado do condensador para o permutador de labirintos/ permutador de calor;
10. Caudal de condensado vivo da saída do condensador de labirintos para o pré-aquecedor de condensados;
11. Pressão do condensado vivo da saída do condensador de labirintos para o pré-aquecedor de condensados;
12. Temperatura do condensado vivo da saída do condensador de labirintos para o pré-aquecedor de condensados.

Pré-aquecedor de Condensados

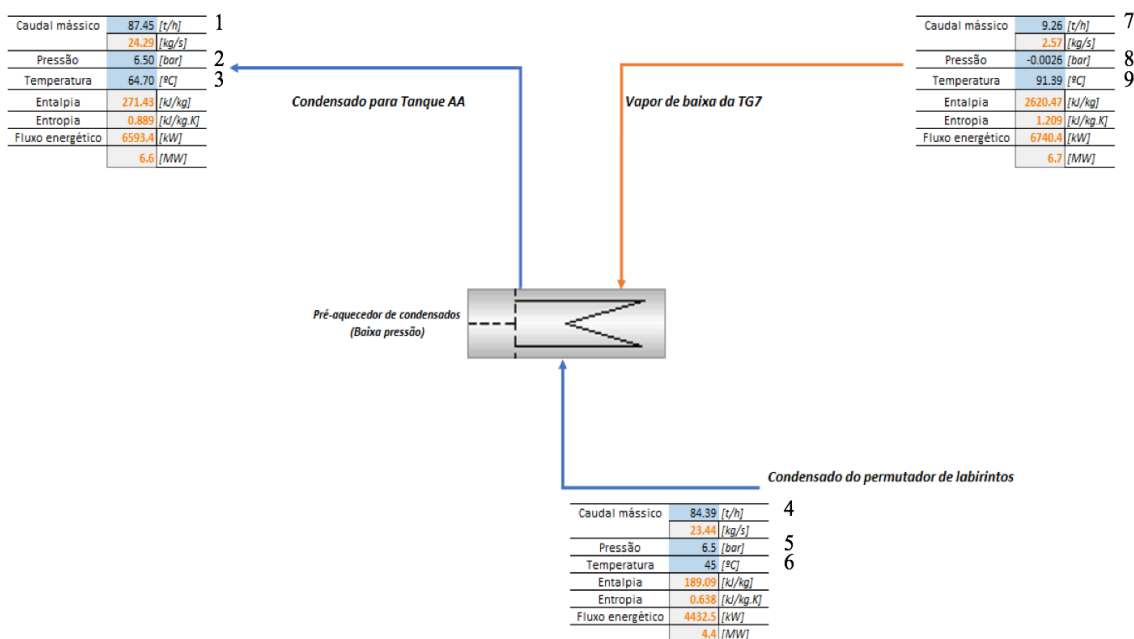


Figura 6.8 - Entrada/saída de vapor/água no pré-aquecedor de condensados

Em que:

1. Caudal de condensado vivo da saída do pré-aquecedor de condensados para o TAA;
2. Pressão do condensado vivo da saída do pré-aquecedor de condensados para o TAA;
3. Temperatura do condensado vivo da saída do pré-aquecedor de condensados para o TAA;
4. Caudal de condensado vivo da saída do condensador de labirintos para o pré-aquecedor de condensados;
5. Pressão do condensado vivo da saída do condensador de labirintos para o pré-aquecedor de condensados;

6. Temperatura do condensado vivo da saída do condensador de labirintos para o pré-aquecedor de condensados;
7. Caudal de vapor de baixa pressão (LP1) da turbina para o pré-aquecedor de condensados;
8. Pressão de vapor de baixa pressão (LP1) da turbina para o pré-aquecedor de condensados;
9. Temperatura do vapor de baixa pressão (LP1) da turbina para o pré-aquecedor de condensados.

Turbina de Vapor

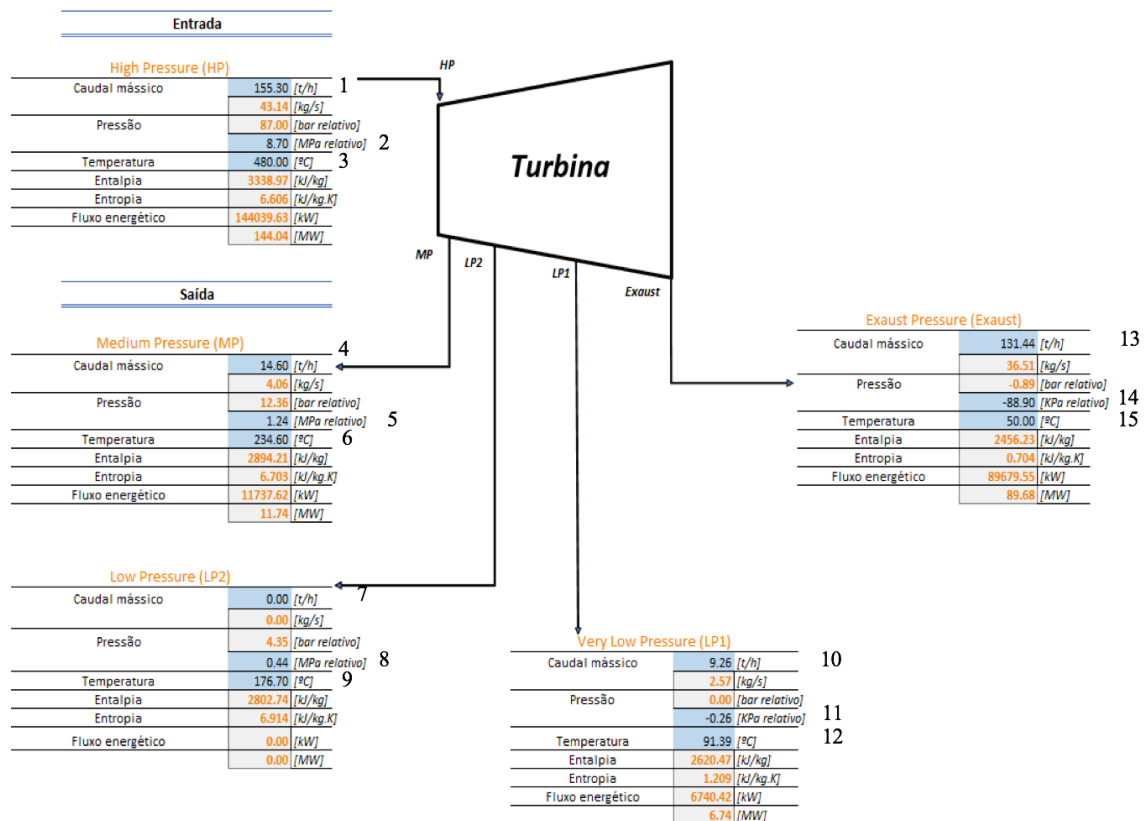


Figura 6.9 - Entrada/saída de vapor da turbina de vapor

Em que:

1. Caudal de vapor a alta pressão (AP) para a turbina de vapor;
2. Pressão de vapor a alta pressão (AP) para a turbina de vapor;
3. Temperatura de vapor a alta pressão (AP) para a turbina de vapor;
4. Caudal de vapor de média pressão (MP) da turbina para o pré-aquecedor da AA;
5. Pressão de vapor de média pressão (MP) da turbina para o pré-aquecedor da AA;

6. Temperatura de vapor de média pressão (MP) da turbina para o pré-aquecedor da AA;
7. Caudal de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o pré-aquecedor de ar de combustão;
8. Pressão de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o pré-aquecedor de ar de combustão;
9. Temperatura de vapor de baixa pressão (LP2) da turbina para o pré-aquecedor de ar de combustão;
10. Caudal de vapor de baixa pressão (LP1) da turbina para o pré-aquecedor de condensados;
11. Pressão de vapor de baixa pressão (LP1) da turbina para o pré-aquecedor de condensados;
12. Temperatura do vapor de baixa pressão (LP1) da turbina para o pré-aquecedor de condensados;
13. Caudal de vapor de exaustão (Exhaust) da turbina para o condensador;
14. Pressão de vapor de exaustão (Exhaust) da turbina para o condensador;
15. Temperatura de vapor de exaustão (Exhaust) da turbina para o condensador.

Torres de Arrefecimento

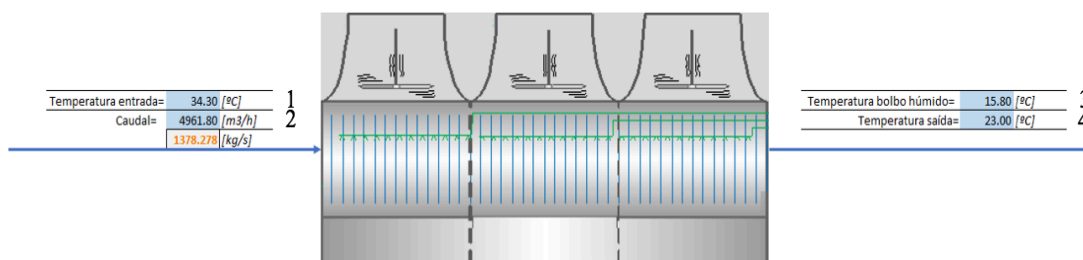


Figura 6.10 - Entrada/saída de água nas torres de arrefecimento

Em que:

1. Temperatura da água de processo para a torre de arrefecimento;
2. Caudal de água de processo para a torre de arrefecimento;
3. Temperatura de bolbo húmido;
4. Temperatura de água da torre de arrefecimento para o condensador.

6.3 Análise de balanço em *Microsoft Excel*

A análise realizada contempla principalmente os balanços energéticos, com base nas equações mencionadas no capítulo 5, à caldeira de vapor e turbina de vapor. Contudo, também foram efetuados balanços aos restantes equipamentos com a finalidade de complementar todo o sistema de maneira a ser possível consultar, em tempo real, o funcionamento geral da central.

Para o cálculo das entalpias e entropias é utilizado um *add-in* do *Microsoft Excel*: o IAPWS. Esta ferramenta foi criada em 1997 com a finalidade de calcular as propriedades da água e do vapor. Fornece uma formulação industrial para as propriedades termodinâmicas de água e vapor introduzindo nas respetivas formulas, desenvolvidas pelo IAPWS, a temperatura e pressão para o cálculo da respetiva entalpia e entropia (Kretzschmar et al., 1997).

Neste presente relatório, o rendimento da caldeira de biomassa foi calculado com base no método das perdas, mencionado no capítulo 5. As percentagens mássicas dos constituintes da biomassa, assim como as várias constantes das equações, foram fornecidas pela empresa. No caso da biomassa, como requer uma análise laboratorial, o rendimento foi calculado utilizando uma média dos últimos valores analisados no ano de 2020. No que diz respeito à turbina de vapor, foi realizado um balanço anual no mesmo ano apresentando como resultados principais o rendimento do ciclo de vapor, o rendimento térmico do ciclo e o rendimento isentrópico.

6.3.1 Cálculo do rendimento da caldeira de biomassa

Para o cálculo do rendimento da caldeira, foram consideradas quatro perdas associadas.

Tabela 6.1 - Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

K	1,32
T_g	170 °C
T_a	75,5 °C
P_{cv}	0,0 %
P_{cf}	0,0 %
O_2	4,3 %
CO_2t	16,1 %
CO_2	12,8 %

O valor de perdas associadas a ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc}), com estes valores, é de 9,75%.

Tabela 6.2 - Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O})

m_{H_2O}	40,7 %
H	5,3 °C
T_a	76 °C
T_g	170 °C
PCI	8100 kJ/kg

O valor das perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O}) é de 2,7%.

Tabela 6.3 - Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (P_{CO})

K	132
CO	0,02 %
P_{cv}	0,0 %
P_{cf}	0,0 %
CO_2	12,8 %

O valor das perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (P_{CO}) é de 0,21%.

Sendo assim, o total de perdas nos gases de combustão é de $9,75\%+2,7\%+0,21\%=12,7\%$.

No entanto, o valor adotado para as perdas por radiação, convecção e outras não-contabilizáveis nas caldeiras (P_r) foi de 1,7%. Somando o total de perdas, obtém-se o valor de 14,4%. Logo, o rendimento da caldeira de biomassa é $100\%-14,4\%=85,6\%$.

O rendimento em caldeiras de biomassa com leito fluidizado borbulhante está contido no intervalo de 80-90%, em condições normais, sendo que o rendimento calculado respeita o que é estipulado neste tipo de instalações.

6.3.2 Cálculo do rendimento térmico do ciclo

A análise termodinâmica efetuada no teste de desempenho da turbina de vapor no ano de 2020, tem por base a média mensal dos valores médios registados diariamente, teve os seguintes resultados:

Tabela 6.4 - Resultados do teste de desempenho da turbina para o ano de 2020

	Potência fornecida ao ciclo de vapor [MW]	Potência isentrópica da turbina [MW]	Potência turbina [MW]	Potência Elétrica produzida [MW]	Rendimento isentrópico da turbina [%]	Rendimento térmico do ciclo [%]	Rendimento ciclo vapor (turbina +gerador) [%]
Janeiro	94,94	53,68	48,31	36,54	90,14	50,86	38,49
Fevereiro	94,86	50,12	45,76	36,22	91,44	48,36	38,18
Março	93,40	51,87	47,60	36,39	91,84	50,92	38,93
Abril	91,58	52,64	48,15	36,83	91,50	52,58	40,21
Maió	90,49	51,44	47,52	36,76	92,46	52,58	40,67
Junho	86,78	45,80	42,41	34,92	92,43	48,34	40,14
Julho	93,78	48,55	44,88	36,80	92,81	47,72	39,42
Agosto	98,35	54,88	50,04	37,08	91,20	50,89	37,71
Setembro	98,84	52,09	47,73	37,00	91,73	48,38	37,45
Outubro	95,33	53,42	48,40	35,85	90,49	50,80	37,58
Novembro	91,97	47,73	43,34	34,27	90,99	47,48	37,35
Dezembro	99,17	48,96	45,07	36,71	92,18	45,60	37,05

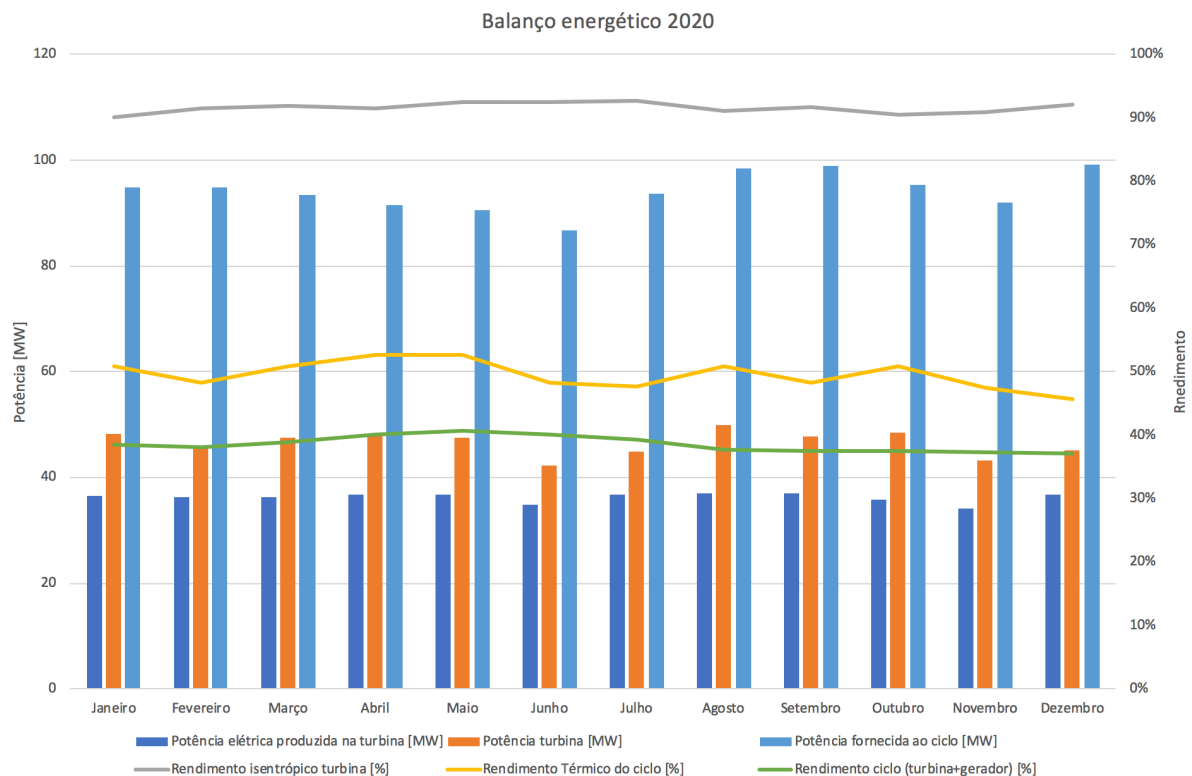


Figura 6.11 - Resultados do teste de desempenho da turbina para o ano de 2020 (Anexo 3)

Para a obtenção destes valores foi necessário ter em conta parâmetros:

- Caudal de vapor de alta pressão (HP) produzido pela caldeira de biomassa, sendo depois admitido na linha de alta pressão dirigida à turbina;

- Pressão, temperatura e caudal de vapor de alta pressão (HP) para a turbina de vapor;
- Caudal de vapor de média pressão (MP) na saída da turbina;
- Pressão, temperatura e caudal de vapor de média pressão (MP) de saída da turbina de vapor;
- Caudal de vapor de baixa pressão (LP1) na saída da turbina;
- Pressão, temperatura e caudal de vapor de baixa pressão (LP1) na saída da turbina;
- Caudal de vapor de baixa pressão (LP2) na saída da turbina;
- Pressão, temperatura e caudal de vapor de baixa pressão (LP2) na saída da turbina;
- Caudal de vapor de exaustão (Exhaust) na saída da turbina;
- Pressão, temperatura e caudal de vapor de exaustão (Exhaust) na saída da turbina;
- Energia térmica ativa do gerador da turbina;
- Caudal, temperatura e pressão da linha de água de alimentação que alimenta a caldeira;
- Caudal, temperatura e pressão de vapor de alta pressão produzido pela caldeira de biomassa.

A metodologia de cálculo para os meses é igual. Contudo, no restante capítulo irá ser demonstrado todos os cálculos para o primeiro mês do ano (janeiro), servindo de exemplo. Para tal, na tabela 6.5 estão reunidos os valores dos parâmetros usados para o cálculo da potência isentrópica, potência e rendimento isentrópico da turbina.

Tabela 6.5 - Parâmetros de cálculo no mês de janeiro de 2020

	Unidades	HP	MP	LP2	LP1	Exhaust
Caudal mássico	[t/h]	134,86	6,46	1,60	5,82	105,68
	[%]	-	-	1,91	-	-
	[kg/s]	37,46	1,80	0,45	1,62	29,35
Pressão	[bar relativo]	85,82	10,67	3,47	-0,22	-0,92
	[kPa relativo]	8582,43	1067,10	346,53	-21,81	-92,35
Temperatura	[°C]	475,04	231,61	159,12	93,17	42,82
Entalpia	[kJ/kg]	3327,86	2894,71	2774,31	2588,88	2239,56
Entropia	[kJ/kg.K]	6,60	6,76	6,56	4,23	0,61
Fluxo energético	[kW]	124663,18	5197,80	1204,10	4144,80	65803,30
	[MW]	124,66	5,20	1,20	4,14	65,80

No caso da sangria de baixa pressão LP2, o cálculo é um pouco diferente. Para o caudal mássico, só é contabilizado caso a percentagem de vapor de saída seja superior a 1,0%. Caso contrário, é introduzido vapor de baixa pressão da fábrica na mesma linha.

Tabela 6.6 - Cálculo das entalpias e rendimento isentálpico em cada sangria no mês de janeiro de 2020

	HP	MP	LP2	LP1	Exhaust	Unit
Entropia do processo isentrópico	6,597	6,597	6,597	6,597	6,597	[kJ/kg.K]
Entropia do processo real	-	6,763	6,919	1,229	0,610	[kJ/kg.K]
Entropia do vapor saturado	-	6,531	6,858	7,436	8,187	[kJ/kg.K]
Entropia do líquido saturado	-	2,205	1,819	1,231	0,622	[kJ/kg.K]
Título do vapor	-	105,37%	101,23%	-0,03%	-0,15%	[%]
Título do vapor isentrópico	-	101,53%	94,83%	86,48%	78,99%	[%]
Entalpia do processo isentrópico	-	2813,14	2633,51	2357,42	2076,29	[kJ/kg]
Entalpia do processo real	3327,86	2894,71	2774,31	2588,88	2239,56	[kJ/kg]
Entalpia do vapor saturado	-	2782,79	2743,15	2664,88	2580,14	[kJ/kg]
Entalpia do líquido saturado	-	793,04	622,41	390,87	183,00	[kJ/kg]
Rendimento isentálpico	-	84,15	79,72	76,15	86,96	[%]

No cálculo das entropias e entalpias usou-se o *add-in* mencionado no início do capítulo. A fórmula de cálculo com o mesmo para as entropias nas sangrias é:

- Entropia do processo real - “=entropyW(Temperatura da sangria em °C)+273,15; (Pressão da sangria em bar relativo) +1,01325)”;
- Entropia de vapor saturado - “=entropySatVapPW((Pressão da sangria em bar relativo) +1,01325)”;
- Entropia do líquido saturado - “=entropySatLiqPW((Pressão da sangria em bar relativo) +1,01325)”.

Através do cálculo das entropias, vai-se calcular o título de vapor (equação 5.11) e o título de vapor isentrópico (equação 5.12).

No cálculo das entalpias das sangrias, a fórmula de cálculo foi a seguinte:

- Entalpia do processo isentrópico – “=(Entalpia do processo real)+(Título de vapor isentrópico)*((Entalpia do vapor saturado)-(Entalpia do líquido saturado))”
- Entalpia do processo real - “=SE((Título de vapor)>1;enthalpyW(temperatura da sangria em °C)+273,15; (pressão da sangria em bar relativo) +1,01325);(Entalpia processo real anterior)-(Rendimento isentrópico global)*((Entalpia processo real anterior)-(Entalpia processo isentrópico da sangria))”;
- Entalpia de vapor saturado - “=enthalpySatVapPW((Pressão da sangria em bar relativo) +1,01325)”;

- Entalpia do líquido saturado - “=enthalpySatLiqPW((Pressão da sangria em bar relativo)+1,01325)”.

No caso da sangria de baixa pressão (LP1), a entalpia do processo real é calculada com base na sangria anterior, ou seja, se o caudal mássico da sangria de baixa pressão (LP2) for inferior a 1%, o cálculo da entalpia caso o título de vapor seja inferior a 100% é o seguinte:

- Entalpia do processo real - “=(Entalpia processo real MP)-(Rendimento isentrópico global)*((Entalpia processo real MP)-(Entalpia processo isentrópico da sangria))”.

Tendo as entalpias isentrópicas e reais calculadas, segue-se o cálculo dos rendimentos isentrópicos das saídas de vapor da turbina. Esse cálculo é feito da seguinte maneira:

- Rendimento isentrópico - “=((Entalpia do processo real HP)-(Entalpia do processo real da sangria))/((Entalpia do processo real HP)-(Entalpia do processo isentrópico))”.

Após o cálculo das entalpias isentrópicas e reais, segue-se o cálculo da potência isentrópica (equações 5.19, 5.20 e 5.21) e da turbina (equação 5.9). Os valores das potências médias para o mês de janeiro com base nos valores das entalpias apresentados na tabela 6.6 são os seguintes:

- Potência isentrópica

$$P_i = ((3327,86 \times 37,46) - (2813,14 \times 1,80) - (2633,51 \times 0,45) - (2357,42 \times 1,62) - (2076,29 \times 29,35))/1000 = 53,68 \text{ MW}$$

- Potência turbina

$$P_{turbina} = 124,66 - 5,20 - 1,20 - 4,14 - 65,80 = 48,31 \text{ MW}$$

Assim sendo, o cálculo do rendimento isentrópico da turbina (equação 5.22) e da turbina (equação 5.10) é o seguinte:

- Rendimento isentrópico da turbina

$$\eta_i = \frac{48,31}{53,68} \times 100 = 90,14 \%$$

- Rendimento térmico do ciclo

$$\eta_{térmico \text{ do ciclo}} = \frac{48,31}{94,94} \times 100 = 50,86 \%$$

Para o cálculo da energia transferida para o ciclo de vapor na caldeira de biomassa temos os seguintes dados:

Tabela 6.7 - Dados da energia transferida para o ciclo de vapor na caldeira de biomassa no mês de janeiro de 2020

	Unidades	Entrada
Caudal mássico	[t/h]	137,24
	[kg/s]	38,12
Pressão	[bar relativo]	105,80
	[MPa relativo]	10,58
Temperatura	[°C]	182,62
Entalpia	[kJ/kg]	779,63
Entropia	[kJ/kg.K]	2,115
Fluxo energético	[kW]	29726,19
	[MW]	29,73

No cálculo da energia transferida para o ciclo foi considerado apenas como energia de aproveitada a energia como energia de entrada, ou seja, a energia útil do sistema de combustão da caldeira que reflete a energia transferida para o fluido de trabalho (água).

Contudo, o rendimento do ciclo de vapor (equação 5.24) é calculado da seguinte forma:

- Rendimento do ciclo de vapor

$$\eta_{cy} = \frac{36,54}{124,66 - 29,73} \times 100 = 38,49 \%$$

6.3.3 Cálculo da eficiência das torres de arrefecimento

No cálculo da eficiência das torres de arrefecimento é usada a mesma metodologia no estudo, ou seja, foi feito um balanço mensal ao longo do ano de 2020.

Na tabela 6.8 estão os resultados da média diária ao longo de cada mês de cada parâmetro mencionado na mesma.

Tabela 6.8 - Dados das torres de arrefecimento no ano de 2020

	Temperatura de água para a torre [°C]	Temperatura de água na saída da torre para o condensador [°C]	Temperatura de bolbo húmido [°C]	Caudal de água de entrada na torre [m ³ /h]	Caudal de água de entrada na torre [kg/s]
Janeiro	35,05	23,45	13,03	4887,02	1346,39
Fevereiro	34,41	22,97	14,74	4763,23	1323,12
Março	33,32	22,56	14,31	4821,66	1339,35
Abril	33,91	22,90	15,22	4943,92	1373,31
Maio	33,20	23,05	18,80	5040,05	1400,01
Junho	32,03	23,56	18,35	5014,66	1392,96
Julho	32,23	23,67	19,66	5176,74	1437,98
Agosto	33,18	24,34	19,75	5158,28	1432,86
Setembro	34,68	25,08	19,85	5097,94	1416,10
Outubro	34,51	23,93	16,88	5010,11	1391,70
Novembro	34,50	23,69	16,68	4775,79	1326,61
Dezembro	35,07	23,93	13,58	4986,48	1385,13

Usando as equações 5.25, 5.26, 5.27 e 5.28, é possível calcular a eficiência das torres de arrefecimento para o mês de janeiro, mês este que é usado como exemplo de cálculo no subcapítulo 6.3.2.

Neste caso, o caudal de evaporação para o mês de janeiro é de:

$$\dot{m}_{evaporação} = 0,00153 \times 1346,39 \times (35,05 - 23,45) = 23,94 \text{ kg/s}$$

Sendo que as perdas por evaporação são de:

$$Perdas \text{ evaporação} = \frac{23,95}{1346,39} \times 100 = 1,77 \%$$

As perdas por arrasto são de:

$$\dot{m}_{arraste} = 0,001 \times 1346,39 = 1,35 \%$$

A eficiência das torres de arrefecimento no mês de janeiro de 2020 foi de:

$$\eta = \frac{35,05 - 23,45}{35,05 - 13,03} \times 100 = 52,96 \%$$

O balanço anual calculado através do cálculo mensal teve os seguintes resultados:

Tabela 6.9 - Resultados mensais da eficiência das torres de arrefecimento no ano de 2020

	Caudal [m ³ /h]	Eficiência [%]	Perdas por evaporação [%]	Perdas por arrasto [%]
Janeiro	4847,02	53%	1,77	1,35
Fevereiro	4763,23	58%	1,75	1,32
Março	4821,66	57%	1,64	1,34
Abril	4943,92	59%	1,68	1,37
Maió	5040,05	73%	1,55	1,40
Junho	5014,66	62%	1,30	1,39
Julho	5176,74	70%	1,31	1,44
Agosto	5158,28	66%	1,35	1,43
Setembro	5097,94	66%	1,47	1,42
Outubro	5010,11	60%	1,62	1,39
Novembro	4775,79	61%	1,65	1,33
Dezembro	4986,48	52%	1,70	1,39

6.4 Análise de resultados

O rendimento médio da caldeira de biomassa é de 85,6% para o ano de 2020, encontrando-se nos parâmetros típicos para este tipo de caldeiras.

A turbina de vapor apresenta um rendimento isentrópico médio de 90%, sendo normal para uma turbina de condensação e um valor médio de rendimento térmico do ciclo de 50%. Já o rendimento global, turbina mais gerador, apresenta uma média anual de 38%.

No que diz respeito às torres de arrefecimento, podem-se analisar duas fases consoantes as necessidades de evaporação, ou seja, os meses em que a temperatura ambiente e de bolbo húmidos são maiores (meses de maio a setembro) e os meses onde estas são menores. Estes valores de temperaturas variam consoante as estações do ano. Analisando os meses mais quentes, ou seja, de maio a setembro, reflete valores de eficiências maiores porque há menores necessidades de arrefecimento para maiores caudais de água à entrada da torre. Como as temperaturas da água de entrada e saída na torre variam consoante a estação do ano, pode-se verificar que de maio a setembro como a temperatura ambiente é superior vai haver uma variação menor, implicando um menor caudal de água arrefecida.

7 Conclusão

De acordo com os valores da composição elementar atualizada fornecidos para consulta, a caldeira de biomassa com leito fluidizado borbulhante apresenta um rendimento térmico de 85,6% através do método das perdas. Segundo as referências consultadas, este rendimento respeita os valores típicos nestes parâmetros de funcionamento.

A potência elétrica no gerador da turbina atingiu, em média, 36MW no ano de 2020. Nas mesmas condições e com uma potência média fornecida à turbina de vapor de 124MW, a potência isentrópica média foi de 51MW e a potência da turbina de 46MW. A turbina de vapor apresentou o valor médio anual de 90% de rendimento isentrópico e 50% de rendimento térmico. O rendimento global (turbina + gerador) médio foi de 38%, nas mesmas condições.

Os valores médios apresentados estão dentro dos intervalos típicos de rendimento. Como se trata de uma média, os resultados obtidos consideram valores registados em períodos de menor desempenho devido a problemas comuns neste tipo de instalações, nomeadamente o encravamento nas linhas de alimentação de biomassa aos silos, variações na composição e percentagem de humidade da biomassa, bombas em mau funcionamento, caudalímetros a efetuarem erros de medição devido a sujidades, entre outros. Contudo, apesar destes fatores, a central possui valores aceitáveis de eficiência.

De forma a melhorar a eficiência global da instalação, podem ser implementadas algumas soluções, como por exemplo:

- Tentar evitar ao máximo o uso do combustível gás natural como combustível auxiliar, excecionalmente no início de funcionamento da caldeira;
- Manter os equipamentos de medida com manutenção atualizada e devidamente calibrados;
- Melhorar o sistema de alimentação de biomassa à caldeira de maneira a melhorar o fornecimento de vapor à turbina.

Finalmente, pode referir-se que foram alcançados todos os objetivos estipulados para este estágio. As propostas de trabalho da empresa foram concluídas com sucesso, conferindo resultados positivos e importantes para o estudo da central.

O trabalho desenvolvido ao longo do estágio constituiu um enorme desafio a nível profissional e académico, permitindo aplicar e testar vários conceitos adquiridos ao longo da formação em Engenharia Mecânica. Suscitou ainda uma maior aproximação à indústria da produção de pasta de papel, nomeadamente no setor da produção de energia elétrica através de fontes de energia renováveis.

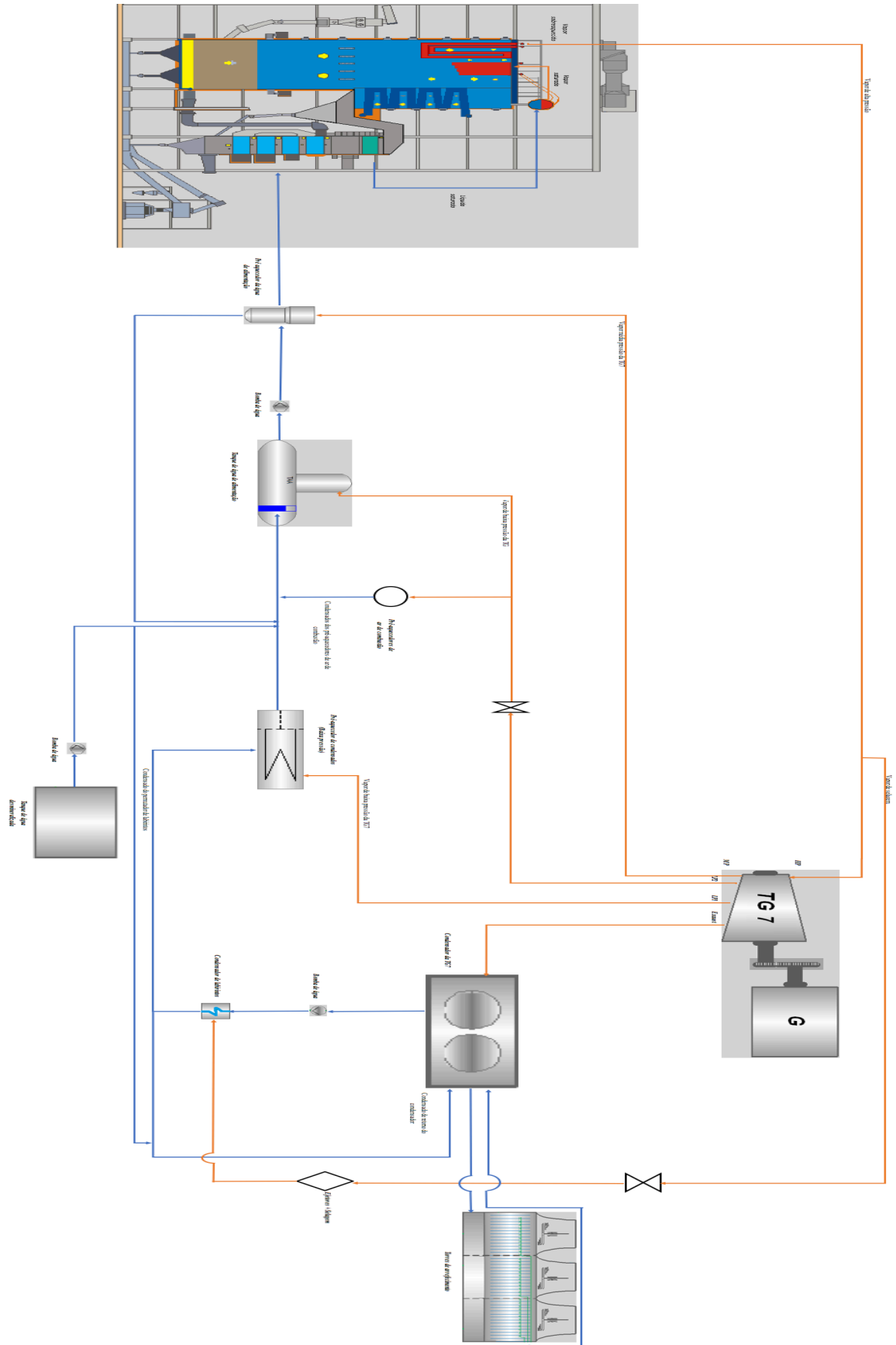
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADENE - Agência para a energia. (2010). *Relatório final de ação de promoção de eficiência energética em caldeira de vapor e de termofluido*.
- Altri. (2018). *Declaração ambiental*.
- Altri. (2019). *Relatório de Sustentabilidade*.
- Altri. (2021a). *Apresentação da empresa*. Retrieved from <http://www.celbi.pt/pt/apresentacaodaempresa/33/>
- Altri. (2021b). *Quem somos*.
- Anusaya, M., Pande, S. S., & Khan, J. S. (2014). Effect of Velocity and Particle Size on the Coefficient of Heat Transfer in Fluidized Bed Heat Exchanger. *International Journal of Engineering Research and General Science*, 2(2), 230–234.
- APREN. (2020). *Balanço da Produção de Eletricidade de Portugal Continental (fevereiro 2021)*. Retrieved from <https://www.apren.pt/pt/energias-renovaveis/producao>
- APREN. (2021a). *Evolução da Potência Instalada nos Centros Eletroprodutores de Portugal Continental*. Retrieved from <https://www.apren.pt/pt/energias-renovaveis/potencia>
- APREN. (2021b). *Geração de Eletricidade: Portugal Continental. Boletim: Eletricidade Renovável*.
- Boles, M. A., & Çengel, Y. A. (2013). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (7th Editio). McGraw Hill.
- Celbi. (2021). *Celbi*. Retrieved from www.celbi.pt/
- Coelho, B., Schwarzbozl, P., Oliveira, A., & Mendes, A. (2012). *Biomass and central receiver system (CRS) hybridization: Volumic air CRS and integration of a biomass waste direct burning boiler on steam cycle*.
- Demirbas, A. (2005). Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. *Progress in Energy and Combustion Science*, 31(Elsevier Science), 171–192.
- DRE. (2020). Decreto-Lei n.º 64/2020. *Diário Da República - I Série-B*, 9.
- El-Mahallawy, F., & Habik, S. E.-D. (2002). *Fundamentals and Technology of Combustion* (1st Editio). New York: Elsevier.
- Howard, J. R. (1989). *Fluidized Bed Technology*. Bristol, United Kingdom: Adam Higler.
- ICNF. (2013). *Relatório total final das florestas. Adaptação Das Florestas Às Alterações Climáticas*.
- Kaltschmitt, M., Themelis, N. J., Bronicki, L. Y., & Söder, L. (2013). *Renewable energy from biomass*.
- Kaltschmitt, M., Themelis, N. J., Bronicki, L. Y., Söder, L., & Vega, L. A. (2013). *Renewable Energy Systems* (Volume I). New York: Springer.
- Koornneef, J., Junginger, M., & Faaij, A. (2007). Development of fluidized bed combustion- An overview of trends, performance and cost. *Progress in Energy and Combustion Science*, 33(1), 19–55. doi: 10.1016/j.pecs.2006.07.001
- Kretschmar, H.-J., & Wagner, W. (1997). IAPWS Industrial Formulation 1997 for the

- Thermodynamic Properties of Water and Steam. *International Steam Tables*, 7–150. doi: 10.1007/978-3-662-53219-5_3
- Lauri, P., Havlík, P., Kindermann, G., Forsell, N., Böttcher, H., & Obersteiner, M. (2014). Woody biomass energy potential in 2050. *Energy Policy*, 19–31.
- Liu, Y., Nie, Y., Lu, X., Zhang, X., He, H., Pan, F., Zhou, L., Liu, X., Ji, X., & Zhang, S. (2019). Cascade utilization of lignocellulosic biomass to high-value products. *Green Chemistry*.
- MACHADO, L. P. (2004). *Reúso de esgotos sanitários tratados para fins de água de resfriamento em torres de resfriamento – Sistemas semi-abertos*.
- MANCUSO, P. C. S. (2001). Reúso de água para torre de resfriamento. *Biblioteca Virtual Da Faculdade de Saúde Pública Da Universidade de São Paulo*.
- Ministério da Agricultura do Mar do Ambiente e do Ordenamento do Território. (2013). Decreto-Lei nº 127/2013. *Diário Da República, 1ª Série*, 5324–5389.
- Mosier, N., Wyman, C., Dale, B., Elander, R., Lee, Y. Y., Holtzapple, M., & Ladisch, M. (2005). Features of promising technologies for pretreatment of lignocellulosic biomass. *Bioresource Technology*, 673–686.
- Oliveira, P. P. de. (2015). *Fundamentos de Termodinâmica Aplicada* (Lidel-Edi).
- PERRY, R. H., & GREEN, D. W. (2008). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (8th ed.). New York: McGraw Hill.
- Pimentel, A. (2021). *Análise e Melhoria do Processo de Expedição na Indústria da Pasta de Papel*.
- PORTUGUESA, R. (2009). *PLANO NACIONAL DE ACÇÃO PARA AS ENERGIAS RENOVÁVEIS AO ABRIGO DA DIRECTIVA 2009/28/CE*.
- PORTUGUESA, R. (2019). *Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050*.
- República Portuguesa. (2013). Resolução do Conselho de Ministros n.º 20/2013. In *Diário da República n.º 70/2013, Série I de 2013-04-10* (pp. 2022–2091). Presidência do Conselho de Ministros.
- Silva, A. T. O. S. (2013). *Análise Termodinâmica de uma Central de Biomassa Lenhosa*.
- Telmo, C., Lousada, J., & Moreira, N. (2010). Proximate analysis, backwards stepwise regression between gross calorific value, ultimate and chemical analysis of wood. *Bioresource Technology*, 101(Elsevier Science), 3808–3815.
- Tkemaladze, G. S., & Makhashvili, K. A. (2016). Climate changes and photosynthesis. *Annals of Agrarian Science*, 119–126.
- Tursi, A. (2019). A review on biomass: Importance, chemistry, classification, and conversion. *Biofuel Research Journal*, 962–979.
- Vassilev, S. V., Baxter, D., Andersen, L. K., Vassileva, C. G., & Morgan, T. J. (2012). An overview of the organic and inorganic phase composition of biomass. *Fuel*, 1–33.

ANEXOS

Anexo 1: Esquema geral da folha de cálculo em Microsoft Excel



Anexo 3: Resultados do teste de desempenho da turbina para o ano de 2020

