



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO DAMASCENO XAVIER NETO

**ESTUDO DE PLANTAS DE COGERAÇÃO A BIOMASSA ASSISTIDAS
POR ENERGIA SOLAR COMO ALTERNATIVA PARA INDÚSTRIA DE
ALIMENTOS**

FLORIANÓPOLIS

2022

João Damasceno Xavier Neto

**ESTUDO DE PLANTAS DE COGERAÇÃO A BIOMASSA ASSISTIDAS POR
ENERGIA SOLAR COMO ALTERNATIVA PARA INDÚSTRIA DE ALIMENTOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo

Coorientador: Prof. Dr. Eduardo Burin

Florianópolis

2022

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Xavier Neto, João Damasceno

Estudo de plantas de cogeração a biomassa assistidas por energia solar como alternativa para indústria de alimentos / João Damasceno Xavier Neto ; orientador, Edson Bazzo, coorientador, Eduardo Lucas Konrad Burin , 2022.

117 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Sistemas híbridos. 3. Biomassa . 4. Energia solar. 5. Análise exergética. I. Bazzo, Edson. II. Burin , Eduardo Lucas Konrad. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

João Damasceno Xavier Neto

Estudo de plantas de cogeração a biomassa assistidas por energia solar como alternativa para indústria de alimentos

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Eduardo José Cidade Cavalcanti, Dr. Eng.
Universidade Federal do Rio Grande do Norte

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Paulo de Tarso R. de Mendonça
Coordenador do Programa

Prof. Dr. Edson Bazzo
Orientador

Florianópolis, 2022.

Este trabalho é dedicado aos meus pais, amigos e a todos os meus professores.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à UFSC e ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica – POSMEC por todo o suporte oferecido durante minha passagem. A todos os professores do programa que compartilharam seus conhecimentos, em especial aos professores Edson Bazzo e Eduardo Burin pela paciência e amizade durante a elaboração deste trabalho.

Ao Laboratório de Combustão e Sistemas Térmicos – LABCET e todos os seus integrantes que me acolheram com imensa generosidade, em especial aos amigos Matheus Protasio e Lauro Augusto. Agradeço ao Programa de formação de Recursos Humanos da Agência Nacional de Petróleo – PRH-ANP, à Financiadora de Estudos e Projetos – FINEP e ao Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação – MCTI pelo suporte financeiro ao longo deste trabalho. Agradeço à empresa agroindustrial objeto de estudo deste trabalho bem como a Fundação Araucária.

Agradeço aos meus pais, Marcos e Sonia, à minha tia Cláudia, a minha companheira Ana Carolina e toda a minha família. Agradeço também aos meus amigos pelo suporte emocional durante este período.

Agradeço aos membros da banca pela imensa contribuição dada para este trabalho.

RESUMO

A crescente demanda energética bem como os impactos ambientais causados pelo uso de combustíveis fósseis tem motivado a busca por fontes renováveis de energia, com ênfase no desenvolvimento de novas tecnologias voltadas para conversão da energia solar, eólica e também da biomassa. Neste contexto, o setor industrial demanda significativa parcela de fontes energéticas, sobretudo de eletricidade quase sempre importada da rede pública. De certa forma, há relativo empenho das empresas em aumentar a eficiência energética investindo em plantas de cogeração que atendam demandas elétricas e térmicas da cadeia de produção. Com este objetivo o presente trabalho contempla estudos relacionados a plantas de cogeração, associando uso combinado de biomassa e energia solar para atender demandas elétricas e térmicas de uma indústria do setor de alimentos, localizada no oeste do estado do Paraná. Em relação a abordagem adotada, inicialmente definiu-se uma planta de cogeração com leiaute e características operacionais baseadas em estudos anteriores do LabCET. A planta é equipada com uma caldeira com capacidade nominal de 55, 2 t/h de vapor superaquecido com parâmetros de 68 bar e 520 °C. O vapor superaquecido é expandido em uma turbina de condensação (*Condensing-Extraction Steam Turbine* - CEST) para gerar a potência elétrica requerida. Adicionalmente, uma extração é realizada a 10 bar para atendimento das demandas de vapor nos processos. Posteriormente, dois cenários integrando coletores solares do tipo Linear Fresnel foram propostos e avaliados, sendo: (a) Aquecimento de Água de Alimentação (FWH) com energia solar e (b) Geração Direta de Vapor (DSG) com energia solar em paralelo ao gerador de vapor a biomassa. As plantas foram analisadas considerando operação em carga plena para cada hora do ano meteorológico típico. Para avaliar a influência dos níveis de radiação na viabilidade técnica e econômica das plantas, os cenários também foram simulados no oeste do estado da Bahia. Como resultados importantes, foram identificadas as características da operação dos principais componentes da planta em condição de projeto e sob operação anual. Foram identificados os componentes que mais destroem exergia, bem como o potencial de economia de cavaco de eucalipto e a redução da área de floresta energética em razão do aproveitamento da energia solar para ambos os cenários. A análise de viabilidade econômica dos cenários propostos foi realizada por meio do cálculo dos parâmetros Taxa Interna de Retorno (TIR), Valor Presente Líquido (VPL) e tempo de retorno do investimento (*payback* descontado). Adicionalmente foi determinado o custo nivelado de eletricidade (*Levelized Cost of Electricity*- LCOE) em função da operação híbrida. Como esperado, identificou-se potencial para redução do consumo anual de combustível entre 1,0% e 10,6% e conseqüentemente da área de floresta energética necessária suprir as necessidades da planta de cogeração em ambos os cenários avaliados, com destaque para as localidades com elevados índices de irradiação solar. Entretanto, a análise de pré-viabilidade econômica mostrou que, devido ao elevado custo dos concentradores o LCOE para os cenários híbridos está na faixa de 281-311 R\$/MWh, superior aos 280 R\$/MWh obtidos para o cenário operando apenas com biomassa. Desta forma, a redução do consumo de biomassa em função da inserção da tecnologia solar não viabiliza este tipo de projeto.

Palavras-chave: Sistemas híbridos. Biomassa. Energia solar. Análise exérgica.

ABSTRACT

The growing energy demand as well as the environmental impacts caused by using fossil fuels has motivated the search for renewable energy sources, with emphasis on the development of new technologies for solar, wind and biomass energy conversion. The industrial sector demands a significant portion of energy sources, especially electricity, which is almost always imported from the public grid. Companies have been attempting to increase energy efficiency by investing in cogeneration plants that meet the electrical and thermal demands of the production chain. The present work includes studies related to cogeneration plants, associating the combined use of biomass and solar energy to meet the electric and thermal demands of a food industry located in the western part of the state of Paraná. Regarding the approach adopted, initially a cogeneration plant, with layout and operational characteristics based on previous LabCET studies, was defined. The plant has a 55.2 t/h capacity boiler that provides superheated steam at 68 bar and 520 °C. The superheated steam is expanded in a Condensing-Extraction Steam Turbine (CEST) to generate the required electrical power. Additionally, an extraction is performed at 10 bar to meet the steam demands of the processes. Two scenarios integrating Linear Fresnel collectors were proposed and evaluated: (a) Feed Water Heating (FWH) and (b) Direct Steam Generation (DSG) with solar energy in parallel to the biomass steam generator. The plants were analyzed considering full load operation for each hour of the typical meteorological year. To evaluate the influence of radiation levels on the technical and economic viability of the plants, the scenarios were also simulated in western Bahia state. As important results, the characteristics of the operation of the main plant components under design condition and under annual operation were identified. The components that most destroy exergy were identified, as well as the potential savings in eucalyptus chips and the reduction in the area of energy forest due to the use of solar energy for both hybrid scenarios. The economic viability analysis was carried out by calculating the Internal Rate of Return (IRR), Net Present Value (NPV) and return on investment time (discounted payback). Additionally, the Levelized Cost of Electricity (LCOE) was determined. As expected, the annual consumption of fuel decreased between 1.0%-10.6% and consequently the area covered with biomass also decreased in both scenarios, with emphasis on the location with high solar irradiation. However, the economic analysis showed that, due to the high cost of the solar field the LCOE for the hybrid scenarios were between 281-311 R\$/MWh that is higher than the 280 R\$/MWh obtained for the scenario with biomass only. Thus, the biomass reduction due to the insertion of solar technology does not make this project viable.

Keywords: Hybrid systems. Biomass. Solar energy. Exergetic analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Consumo de carne per capita.	23
Figura 2 - Produção de carne de frango nas unidades federativas brasileiras.	24
Figura 3 - Valores de energia primaria média específica no processamento de carnes.	24
Figura 4 - Panorama mundial de cogeração (GW e Participação na matriz elétrica).	28
Figura 5 - (a) Planta de cogeração com turbina de contrapressão (BPST), b) Planta de cogeração com turbina de condensação (CEST).	29
Figura 6 - Tecnologias de conversão termoquímica e bioquímica.	31
Figura 7 - Processos de interação da radiação solar com os principais constituintes atmosféricos.	33
Figura 8 - Irradiação solar direta normal anual total.	33
Figura 9 - Principais tecnologias CSP.	34
Figura 10 - Capacidade global CSP de 2010 a 2020.	36
Figura 11 - Projetos CSP pelo mundo.	37
Figura 12 - CAPEX para tecnologia CSP.	38
Figura 13 - LCOE para projetos CSP entre 2010 e 2020.	39
Figura 14 - Planta solar NOOR Energy 1 com potência instalada de 700 MWe e TES de até 15 h, localizada em Dubai nos Emirados Árabes Unidos.	39
Figura 15- Principais modos operacionais para DSG: (a) <i>once trough</i> , b) recirculação e c) injeção.	41
Figura 16 - Componentes da exergia.	45
Figura 17 – Processo de produção de carne com demandas energéticas evidenciadas.	48
Figura 18 - Módulos auxiliares utilizados no abatedouro.	48
Figura 19 - Demanda de energia elétrica durante um dia de produção.	49
Figura 20 - Consumo mensal de energia elétrica.	50
Figura 21 - Consumo diário de vapor saturado.	51
Figura 22 - Consumo específico de eletricidade e calor.	51
Figura 23 - Esquema da planta de cogeração a biomassa com turbina CEST.	52
Figura 24 - Esquema de hibridização com preaquecimento de água de alimentação.	55
Figura 25 - Esquema de hibridização com geração direta de vapor.	55
Figura 26 - Ângulos transversal e longitudinal de incidência solar em um concentrador Fresnel.	56
Figura 27 - Ângulos característicos de orientação de plano inclinado e horizontal.	57

Figura 28 - Plano inclinado sobre superfície horizontal (H) tangente a superfície terrestre.	59
Figura 29 - Ângulos característicos de orientação de plano inclinado e horizontal.	60
Figura 30 - Esquema construtivo da caldeira aquatubular	65
Figura 31 - Esquema construtivo do desaerador.	69
Figura 32 - Esquema dos fluxos de energia e exergia: (a) cenário base, (b) cenário FWH e (c) cenário DSG.	81
Figura 33 - Eficiência óptica anual do campo Fresnel	83
Figura 34 - Economia de biomassa ao longo do ano para os cenários a) FWH e b) DSG.	84
Figura 35 - Consumo de biomassa mensal para os três cenários avaliados.	84
Figura 36 - Destruição de exergia ao longo de um período do ano para os cenários a) FWH e b) DSG.	85
Figura 37 - LCOE dos cenários de cogeração propostos.....	88
Figura 38 - Análise de sensibilidade do MS para o cenário FWH: (a) Economia de biomassa e (b) Eficiência do campo solar (η_{cs}).	90
Figura 39 - Análise de sensibilidade do MS para o cenário DSG: (a) Economia de biomassa e (b) Eficiência do campo solar (η_{cs}).	91
Figura 40 - Análise de sensibilidade dos preços de biomassa e coletor solar para a cidade de Palotina-PR: a) FWH e b) DSG.	92
Figura 41 - Faixa de LCOE para os cenários estudados.....	92
Figura 42 - Análise de sensibilidade da eficiência térmica para a geração de vapor de processo nas condições de projeto em Palotina-PR.	93
Figura 43 – Análise de sensibilidade do teor de umidade para o cenário base.	94
Figura 44 - Área com 8 talhões de 1 ha, existe a diferença de 1 ano de idade entre cada talhão.	107
Figura 45 - Operação da torre de resfriamento.....	110
Figura 46 - Curva de eficiência a caldeira.....	116

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Vantagens e desvantagens da biomassa como combustível.....	30
Tabela 2 - Características gerais para as principais tecnologias CSP.....	35
Tabela 3 - Vantagens e desvantagens da utilização de sistemas DSG.	40
Tabela 4 - Plantas híbridas CSP em operação.	42
Tabela 5 - Pesquisas atuais em plantas híbridas.	43
Tabela 6 - Dados de consumo de vapor.....	50
Tabela 7 - Condições de projeto para simulação do cenário base.	53
Tabela 8 - Vazão mássica e propriedades termodinâmicas para o cenário base.	53
Tabela 9 - Multiplicadores K_{\perp} e K_{\parallel} em função dos ângulos de incidência solar.	61
Tabela 10 - Coeficientes para modelo de perdas térmicas dos coletores NOVA-1 e SUPERNOVA	62
Tabela 11 - Dados técnicos da turbina.	67
Tabela 12 - Resultados obtidos nos três cenários avaliados – condição de projeto.	76
Tabela 13 - Vazão mássica e propriedades termodinâmicas para o cenário FWH.....	77
Tabela 14 - Vazão mássica e propriedades termodinâmicas para o cenário DSG.	78
Tabela 15 - Resultados obtidos nos três cenários avaliados (condição de projeto).....	79
Tabela 16 - Dados de operação anual.	82
Tabela 17 - Premissas para análise econômica.....	86
Tabela 18 - Despesas relacionadas às configurações propostas.	86
Tabela 19 - Fluxos de caixa anual para as configurações propostas.	87
Tabela 20 - Índices econômicos para as configurações propostas.	87
Tabela 21 - Dados da caldeira do sistema de produção de vapor de processo.....	88
Tabela 22 – Análise de sensibilidade relativamente ao número de extrações.....	95
Tabela 23 - Resultados dos cálculos para o cálculo da área de floresta energética.....	108
Tabela 24 - Resultados dos cálculos para o cálculo da área de floresta energética.....	110
Tabela 25 - Principais custos de aquisição (CA).....	111
Tabela 26 - Custo anual de manutenção.....	111
Tabela 27 - Custo anual de mão de obra.	112
Tabela 28 - Tarifas aplicadas a alta tensão.	112
Tabela 29 - Tarifas aplicadas a alta tensão.	113
Tabela 30 - Tarifas aplicadas a alta tensão.	113
Tabela 31 - Resultados dos cálculos para o cálculo da área de floresta energética.....	116

Tabela 32 - Poder calorífico do cavaco de eucalipto.....	117
----------------------------------------------------------	-----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABIA	Associação Brasileira da Indústria de Alimentos
ABPA	Associação Brasileira de Proteína Animal
AP	<i>Aciditication Potential</i>
BPST	<i>Back Pressure Steam Turbine</i>
CED	<i>Cumulative Energy Demand</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ANEEL	Agencia Nacional de Energia Elétrica
CEST	<i>Condesation-Extration Steam Turbine</i>
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
DNI	<i>Direct Normal Irradiation</i>
DSG	<i>Direct Steam Generation</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EIA	<i>Energy Information Administration</i>
EP	<i>Eutrophication Potential</i>
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
FWH	<i>Feedwater Heating</i>
FAO	<i>Food and Agriculture Organization</i>
MS	Múltiplo Solar
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCH	Pequenas Centrais Hidroelétricas
PTC	<i>Parabolic Trough Collector</i>
RSU	Resíduos Sólidos Urbanos
SIN	Sistema Integrado Nacional
STE	<i>Solar to Electricity</i>
TES	<i>Thermal Energy Storage</i>
TIR	Taxa Interna de Retorno
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i>
VPL	Valor Presente Líquido

ODP *Ozone Depletion Potential*
OECD *Organisation for Economic Co-operation and Development*
ORC *Organic Rankine Cycle*

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

A	Área	[m ²]
BA	Biomassa acumulada	[m ³]
BAA	Biomassa acumulada por área	[t/ha]
E	Correção do tempo	[min]
FC_i	Enésimo fluxo de caixa	[R\$]
e	Exergia	[kJ/kg]
h	Entalpia	[kJ/kg]
HC	<i>Heat Credit</i>	[R\$]
i_n	Taxa de desconto nominal	[%]
L	Ângulo de longitude	[graus]
LCOE	<i>Levelized Cost of Electricity</i>	[R\$/MWh]
LCOH	<i>Levelized Cost of Heat</i>	[R\$/MWh]
\dot{m}	Vazão mássica	[kJ/kg]
n	Número de talhões	[-]
P	Pressão absoluta	[bar]
s	Entropia	[kJ/kgK]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[kW]
t_{loc}	Hora local	[horas]
t_{sol}	Tempo solar aparente	[horas]
T	Temperatura	[°C]
\dot{W}	Potência elétrica	[kW]
z	Fração mássica	[-]

Alfabeto grego

α	Ângulo de altitude solar	[graus]
β	Ângulo de inclinação dos concentradores	[graus]
γ	Ângulo de azimute solar	[graus]
δ	Ângulo de declinação solar	[graus]
η	Eficiência energética	[%]
η_0	Eficiência óptica no Zenith	[%]

θ	Ângulo de incidência	[graus]
θ_z	Ângulo de Zenith	[graus]
ϕ	Latitude	[graus]
ω	Ângulo horário	[graus]

Subscritos

ag	Água de resfriamento
ar	Ar
b	Bomba
c	Caldeira
cb	Combustível
cs	Campo solar
e	Energia elétrica
el	Elétrica
evap	Evaporação
in	Entrada
iso	Isentrópico
mec	Mecânica
n	Nominal
out	Saída
p	Processo
tg	Turbina
th	Energia térmica
v	Vapor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	MOTIVAÇÃO.....	20
1.2	OBJETIVOS.....	21
1.2.1	Objetivo Geral	21
1.2.2	Objetivos Específicos.....	21
2	REVISÃO DA LITERATURA	22
2.1	SETOR ALIMENTÍCIO BRASILEIRO.....	22
2.2	COGERAÇÃO COMO ALTERNATIVA TECNOLÓGICA	27
2.3	BIOMASSA COMO FONTE ENERGÉTICA	30
2.4	ENERGIA HELIOTÉRMICA	32
2.4.1	Sistemas de concentração solar (CSP).....	34
2.4.2	Custos da tecnologia CSP	37
2.4.3	Geração direta de vapor	39
2.4.4	Plantas híbridas solares	41
2.5	EXERGIA	44
3	ESTUDO DE CASO E CENÁRIOS PROPOSTOS.....	47
3.1	DESCRIÇÃO DA EMPRESA ESTUDADA	47
3.2	CENÁRIO BASE.....	52
3.3	CENÁRIOS ASSISTIDOS POR ENERGIA SOLAR.....	54
4	MODELAGEM DO CAMPO SOLAR FRESNEL	56
4.1	ÂNGULOS SOLARES	56
4.2	EFICIÊNCIA DOS COLETORES SOLARES.....	60
5	MODELAGEM TERMODINÂMICA	64
5.1	CALDEIRA.....	64
5.2	TURBINA	67
5.3	CONDENSADOR.....	68
5.4	DESAERADOR.....	68

5.5	BOMBAS.....	69
5.6	CAMPO SOLAR.....	70
5.7	ÍNDICES GLOBAIS.....	71
6	ANÁLISE DE PRÉ-VIABILIDADE ECONÔMICA	73
7	RESULTADOS E DISCUSSÕES	76
7.1	CONDIÇÃO DE PROJETO	76
7.2	OPERAÇÃO ANUAL	82
7.3	ANÁLISE DE PRÉ-VIABILIDADE ECONÔMICA.....	85
7.4	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	89
7.4.1	DNI acumulada e Múltiplo Solar	89
7.4.2	Premissas econômicas	91
7.4.3	Calor de processo.....	93
7.4.4	Umidade do combustível.....	94
7.4.5	Pressão de extração de vapor	95
8	CONCLUSÃO	97
	REFERÊNCIAS	99
	APÊNDICE A – POTÊNCIAL DE REDUÇÃO DE ÁREA DE FLORESTA ENERGÉTICA	107
	APÊNDICE B – TORRE DE RESFRIAMENTO	109
	APÊNDICE C – DESPESAS E RECEITAS DAS CONFIGURAÇÕES PROPOSTAS.....	111
	APÊNDICE D – LISTA DE PUBLICAÇÕES.....	115
	ANEXO A – DADOS DA CALDEIRA E CAVACO DE LENHA	116

1 INTRODUÇÃO

A energia tem sido essencial nos diversos aspectos evolutivos da humanidade, acompanhando os avanços econômicos e a modernização de diversas nações, em especial no setor industrial. De acordo com o relatório da *International Energy Agency* (IEA, 2018), cerca de 81% das demandas totais de energia no mundo foram supridas por fontes não renováveis (petróleo 31,5%, carvão 26,9% e gás natural 22,8%). Decorrem da expressiva utilização dos recursos não renováveis: (i) sua futura indisponibilidade e (ii) os impactos ambientais causados pelas emissões de CO₂, SO₂, NO_x etc. Desse modo, considerando o atual panorama energético e ambiental em nível mundial, os novos desafios energéticos são relacionados ao uso eficiente de energia e a inserção de fontes renováveis na rede (KHALID; DINCER; ROSEN, 2015).

A biomassa é uma das principais alternativas renováveis para o provimento das crescentes demandas energéticas mundiais. Em países em desenvolvimento, esta fonte contribui de 20% – 30% do suprimento energético (MEKHILEF *et al.*, 2011). No Brasil, de acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2021a), no ano de 2020 a biomassa foi responsável pelo suprimento de 28% do mercado interno de energia primária, correspondente a 80,6 Mtep. da oferta interna de energia, o que ratifica a importância desta fonte no mercado energético nacional.

A energia solar também se apresenta como alternativa para suprimento de energia, em especial, na indústria onde pode fornecer calor de processo ou atuar como fonte primária na geração de energia elétrica (MEKHILEF; SAIDUR; SAFARI, 2011). Contudo, para garantir suprimento de energia de forma contínua e confiável através da radiação solar é necessário a utilização de tecnologias economicamente viáveis de armazenamento energético. Em 2020, a participação da energia solar na matriz energética brasileira experimentou aumento de aproximadamente 60% na oferta interna de energia, todavia contribui apenas com 0,3% da oferta total de energia, utilizando de forma predominante a tecnologia fotovoltaica (EPE, 2021a).

No sentido de investigar a inserção de fontes renováveis na matriz energética nacional, no presente trabalho propõe-se plantas de cogeração híbridas utilizando o par biomassa e energia solar como fontes primárias, visto que, aliar a cogeração com fontes híbridas de energia em indústrias surge como alternativa interessante por ser uma tecnologia pouco explorada e de

grande potencial no Brasil. As plantas estudadas buscam atender as necessidades energéticas de uma empresa do setor alimentício brasileiro. O estudo contempla análises energética, exergetica e de pré-viabilidade econômica para as configurações propostas.

1.1 MOTIVAÇÃO

O crescimento populacional elevou a demanda por diversos produtos de diversos gêneros como alimentos, água, energia e serviços. Para garantir a continuidade da produção a partir da utilização de fontes renováveis, é necessário que o fornecimento energético seja confiável e seguro. Em 2020, o setor industrial brasileiro foi responsável por 32,1% do consumo energético nacional, cerca de 81,7 Mtep. Deste total, o segmento de alimentos e bebidas foi o subsetor com maior consumo, respondendo por 24,4 Mtep ou 29,9% do total de energia utilizada na indústria (EPE, 2021a). Em decorrência do elevado consumo, o segmento de alimentos e bebidas torna-se estratégico no desenvolvimento e aplicação de tecnologias renováveis que objetivem contribuir com a matriz de geração energética.

Fazendo frente às demandas crescentes de energia, combinadas com a progressiva escassez de combustíveis fósseis, abre-se uma janela de oportunidades para a inserção da biomassa e da energia solar como combustíveis renováveis em sistemas de cogeração. Contudo, até o presente momento, fontes renováveis apresentam desvantagens técnicas relacionadas a sua utilização.

O uso de biomassa demanda grandes estoques que podem não estar disponíveis em todos os locais e estações do ano. Além disso, o transporte deste combustível aumenta simultaneamente o custo de utilização e as emissões de carbono no ambiente. Sistemas solares, por sua vez, apresentam elevada intermitência no fornecimento de energia e baixo rendimento quando comparados a tecnologias baseadas em combustíveis fósseis. Desta forma, sistemas combinados de cogeração que combinem a utilização de biomassa e energia solar podem garantir o fornecimento contínuo de energia e reduzir o consumo e o transporte de combustíveis, atenuando mutualmente as desvantagens intrínsecas a estas tecnologias.

Cientes da acentuada busca da indústria pela redução dos custos envolvidos nos processos produtivos. Neste trabalho, realizou-se a proposição da integração de biomassa e energia solar como fontes de energia renovável em uma central cogeração, de modo a verificar a viabilidade técnica e econômica desta tecnologia no Brasil.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Proposição e análises termodinâmica e econômica de plantas de cogeração que utilizam biomassa associada a energia solar como fontes renováveis de energia para atender as demandas elétrica e térmicas na indústria de alimentos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar e reproduzir a operação e a performance de um campo solar Fresnel;
- Dimensionar e avaliar o desempenho de distintos cenários de integração entre uma planta de cogeração base e campo solar Fresnel;
- Estabelecer metodologia exergética para a análise de sistemas híbridos de cogeração aplicados a indústria de alimentos;
- Apresentar estudo de pré-viabilidade econômica para os cenários estudados;
- Realizar análise de sensibilidade relacionada aos principais parâmetros de operação e investimentos da planta híbrida.

2 REVISÃO DA LITERATURA

O presente capítulo trata da importância do setor do alimentício brasileiro, com ênfase na indústria de carne de frango e seu consumo energético (seção 2.1). Posteriormente, o conceito de cogeração é introduzido (seção 2.2) em conjunto a potenciais fontes energéticas renováveis para aplicação neste tipo de tecnologia (seções 2.3 e 2.4). O capítulo é finalizado com a abordagem dos conceitos de exergia (seção 2.5), que podem ser utilizados para avaliar sistemas térmicos de modo geral, em especial plantas de geração de potência.

2.1 SETOR ALIMENTÍCIO BRASILEIRO

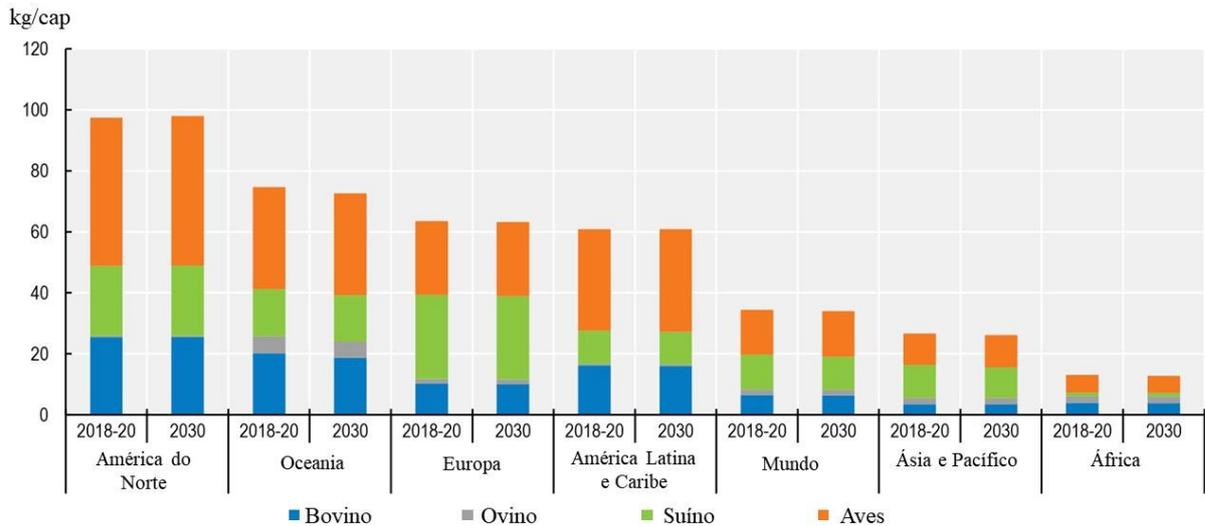
A indústria de alimentos e bebidas é um importante segmento econômico brasileiro. Este setor possui investimentos anuais da ordem de R\$ 11,8 bilhões e exporta seus produtos para mais de 180 países, auferindo renda superior a US\$ 34,1 bilhões. Em 2019, as mais 36 mil empresas do segmento foram responsáveis por processar 58% de toda produção agropecuária no país. É também, o setor que mais gerou empregos formais com mais de 1,6 milhões de postos de trabalho criados, o que corresponde a 23,1% dos empregos da indústria de transformação brasileira (ABIA, 2020).

Dentro da indústria de alimentos, um importante segmento no qual o Brasil tem destaque e relevância internacional é a produção de carne. A princípio, a carne pode ser obtida de qualquer animal, entretanto as fontes mais comuns deste tipo de alimento são de origem bovina, suína e de aves. Entre os processos básicos envolvidos na cadeia produtiva da proteína animal estão: (i) imobilização e atordoamento, (ii) abate e sangria, (iii) remoção das partes externas indesejadas, (iv) decapitação e evisceração (MORAWICKI; HAGER, 2014). A carne de frango, por sua vez, é vista como uma fonte de proteína saudável com relação aos outros tipos de carne devido ao baixo conteúdo de gorduras saturadas. Além disso, é também mais barata que outras carnes provenientes de abatedouros, despertando o aumento do interesse dos consumidores pelo produto (FARRELL, 2013).

Existe uma tendência no aumento do consumo da carne de aves em todos os continentes, como está mostrado na Figura 1. Este aumento é associado aos menores preços deste tipo de proteína, devido a consistência do produto, adaptabilidade e elevado teor nutritivo com baixos teores de gorduras. Diversos países terão o consumo de carne de gado certamente

reduzidos em razão do aumento da carne de aves na dieta da população. Em nível global, espera-se que a carne de frango represente 41% de toda fonte de proteína até 2030, o que representa um expressivo aumento com relação aos anos de 2018-2020 (OECD/FAO, 2021).

Figura 1- Consumo de carne per capita.



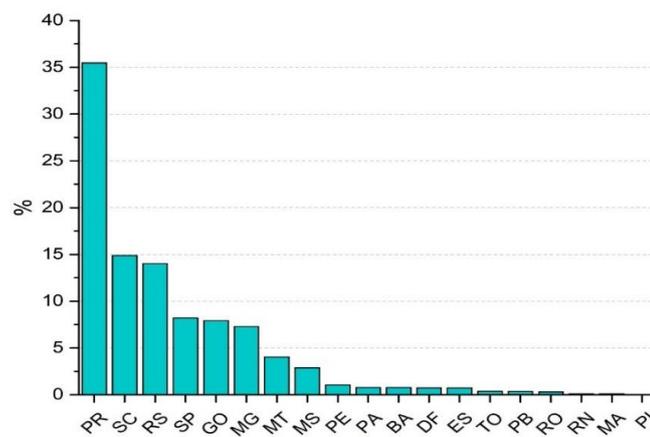
Fonte: Adaptado de OECD/FAO (2021).

O Brasil é o segundo maior produtor mundial de carne de frango e o maior exportador. No ano de 2020, apesar da pandemia de COVID-19 e seus impactos econômicos, a produção de carne de frango alcançou o maior valor absoluto dos últimos 10 anos com mais de 13,8 milhões de toneladas produzidas. A Figura 2 ilustra os principais estados produtores em 2020. Deve-se destacar a participação da região sul, responsável por 64,4% do montante produzido. O principal destino da carne de frango é o mercado interno, responsável pelo consumo de cerca de 69% dos produtos. O brasileiro consumiu em média 45,3 kg de carne de frango no ano de 2020, um aumento da ordem de 6% com relação ao ano anterior. No que se refere à exportação, os principais destinos incluem Japão, China, México, União Europeia e Arábia Saudita. Estes países consomem o produto inteiro, em pedaços, industrializado ou na forma de salgados, gerando uma receita acima de US\$ 4,2 milhões (ABPA, 2021).

Comumente, a cadeia produtiva da carne de aves consome mais energia que outras proteínas de origem animal, como é ilustrado na Figura 3. A necessidade de procedimentos para remoção de pelos, penas e chamosagem, o elevado nível de automatização dos equipamentos empregados, o controle de temperatura e a utilização de água quente para limpeza

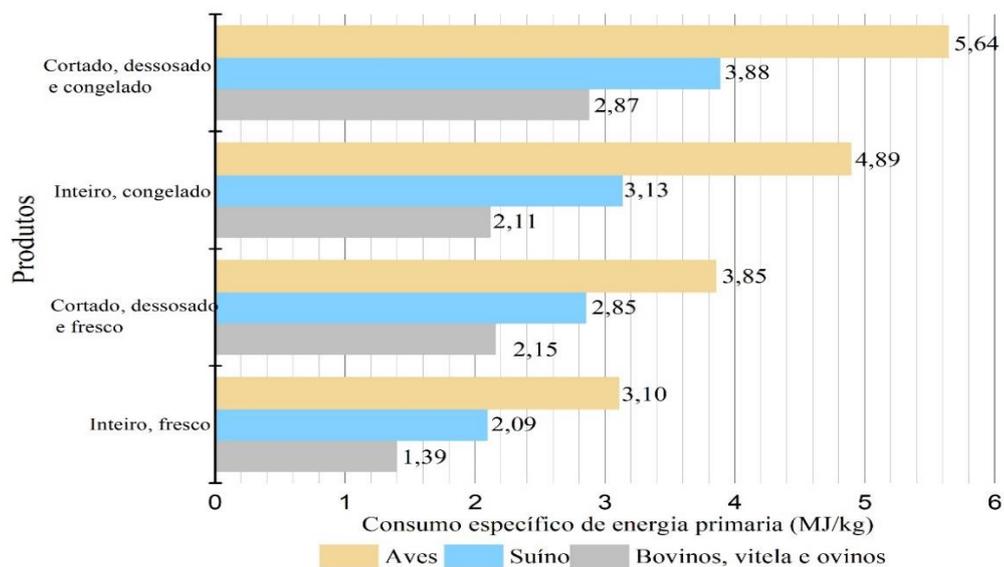
aumentam o consumo energético nos abatedouros. Além disso, existem grandes demandas por refrigeração e elevadas temperaturas durante o processo de escaldagem, o que também contribui para a elevada demanda energética. Em contrapartida, é necessário fornecer 3,1 kg de ração para produzir 1 kg de carne de frango, enquanto que para produzir a mesma quantidade de carne de suína e bovina são necessários 6,3 kg e 24 kg, respectivamente (LADHA-SABUR *et al.*, 2019).

Figura 2 - Produção de carne de frango nas unidades federativas brasileiras.



Fonte: Adaptado de ABPA (2021).

Figura 3 - Valores de energia primária média específica no processamento de carnes.



Fonte: Adaptado de Ladha-Sabur *et al.* (2019).

Em geral, os dados de uso energético em indústrias alimentícias são fragmentados, não possuem uma base de dados unificada e podem ser apresentados em termos de consumo de energia térmica, elétrica ou primária o que dificulta análises comparativas (LADHA-SABUR *et al.*, 2019). Ramírez, Patel e Blok (2006) realizaram a comparação do uso energético na produção de carnes na Alemanha, França, Holanda e Reino Unido, no período de 1986 a 2001. Os autores reportaram aumento no uso de energia nos processos produtivos devido ao aumento da diversidade de produtos oferecidos no mercado, e a intensificação das medidas de higiene nos processos produtivos, a fim de se evitar novas crises sanitárias e melhorar os níveis de segurança alimentar.

No Brasil, estudos têm sido realizados no sentido de avaliar o consumo nas empresas do setor de carnes e propor o uso racional energia, com base nas políticas de eficiência energética adotadas no país. Zanin *et al.* (2002) avaliaram o consumo de energia elétrica em um frigorífico localizado no Paraná, a indústria em questão possui capacidade para abater em média 180 mil frangos por dia. O gasto específico de eletricidade calculado foi de 165,2 kWh/t. Verificou-se ainda que, o sistema de refrigeração apresentou a maior parcela do consumo total chegando a 83% de toda energia elétrica consumida. Bueno (2008) avaliou o uso de energia elétrica em um frigorífico de frangos de corte localizado no norte de São Paulo. O estudo, realizado no período de 2004 a 2008, objetivou identificar o potencial do uso racional energético em um frigorífico com um abate médio de 16 mil frangos. Os resultados indicaram que a sala de máquinas é responsável por 97% do consumo de eletricidade e o alto consumo energético pode ser relacionado ao baixo fator de potência apresentado pelo maquinário utilizado. O consumo específico de energia elétrica na indústria avaliada foi de 150 kWh/t.

Frezza (2013) analisou uma empresa de avicultura de frango de corte entre os anos de 2011 a 2012. A empresa é localizada no oeste do Paraná e possui capacidade média de abate de aproximadamente 65 mil aves por dia. As principais fontes energéticas da empresa avaliada são energia elétrica, lenha e óleo diesel. Os módulos industriais que mais se destacaram com relação ao consumo energético são: a sala de máquinas, devido a utilização extensiva de compressores na produção de frio; a caldeira, na produção de vapor; o gerador a diesel, para atendimento de demanda elétrica na ponta; e os compressores de ar comprimido. O consumo específico médio de eletricidade, lenha e óleo diesel foi de 224 kWh/t, 0,11 m³/t e 2,79 l/t.

Souza, Orrico e Agra Filho (2017) estudaram o consumo de energia térmica em 5 indústrias produtoras de carne de frango no estado da Bahia do período entre 2006 e 2012. O estudo teve como objetivo avaliar o consumo de energia no abate de animais e a abordagem dos órgãos de licenciamento ambiental baianos com relação a esta temática. As indústrias avaliadas possuem capacidade de abater até 195 mil animais por dia. O principal combustível utilizado pelas empresas avaliadas foram a lenha e o gás liquefeito de petróleo (GLP). Os autores reportaram gastos médios de 1,8 kWh/animal para as empresas de menor porte e 1,6 kWh/animal para os frigoríficos com porte superior. Além disso, os resultados possibilitaram concluir que não há apreciação do consumo de energia nos licenciamentos ambientais, restringindo os órgãos de controle competentes a avaliações de emissões atmosféricas, resíduos sólidos e efluentes líquidos.

Recentemente, Viana (2019) estudou do ponto de vista da eficiência energética uma indústria avícola localizada na Bahia. A indústria estudada executa todos os processos produtivos necessários para comercializar o produto final desde criação, abate, fabricação de ração, transporte das aves e processos secundários correlatos. A empresa possui capacidade para abater em média 13 mil frangos diariamente. As fontes de energia utilizadas são lenha, óleo diesel e eletricidade, sendo esta última a principal fonte energética com uma representatividade da ordem de 99%. Dentre os processos envolvidos na cadeia produtiva, o módulo industrial responsável pelo abate de aves é responsável por 76% do consumo energético. Ademais, a refrigeração representa aproximadamente 85% do consumo energético total do frigorífico e da sala de máquinas. Sendo, por sua vez, os compressores os principais responsáveis pelo elevado consumo. O consumo específico de energia elétrica para esta empresa foi cerca de 0,26 MWh/t. A fim de atingir o aumento da eficiência energética a autora propôs as seguintes modificações na empresa: (i) adequação no sistema de refrigeração, (ii) substituição dos motores, (iii) adequação do condicionamento de ar, (iv) adequação da iluminação e (v) melhor acompanhamento das contas de energia. As referidas modificações proporcionariam redução de custos, aumento da eficiência energética além de adequar a empresa às normas e padrões da legislação vigente.

Além dos trabalhos relacionados com o uso racional energético, atualmente estão disponíveis na literatura trabalhos que avaliam o impacto ambiental de toda a cadeia produtiva da carne de frango (análise *cradle-to-grave*). Os indicadores predominantes neste tipo de análise em indústrias de frango de corte são relacionados ao potencial de aquecimento global

(GWP), potencial de acidificação (AP), potencial de eutrofização (EP), demanda cumulativa de energia (CED) e redução da camada de ozônio (ODP). Nesse sentido, Skunca *et al.* (2018) realizaram uma análise de ciclo de vida em indústrias de carne de aves, abrangendo os impactos da criação, processamento, beneficiamento, transporte e consumo. O estudo avaliou a performance de 119 diferentes fazendas, abatedouros, beneficiadoras, revendedoras e mais de 500 consumidores na Sérvia. Os resultados indicaram que os maiores impactos ambientais na cadeia de produção da carne de frango são relacionados à criação das aves e ao uso de fontes não-renováveis nos processos produtivos.

Silva *et al.* (2014) contabilizaram o impacto ambiental da cadeia de produção de frango de corte no Brasil e na França utilizando a análise de ciclo de vida como ferramenta. Os resultados indicaram que a produção de ração, de forma geral, é o módulo do ciclo produtivo que gera maior impacto. Os autores sugerem que esforços devem ser dados no sentido de aprimorar a taxa de conversão alimentar das aves e a redução da utilização de combustíveis fósseis podem colaborar com a redução de impactos ambientais em sistemas de produção extensiva.

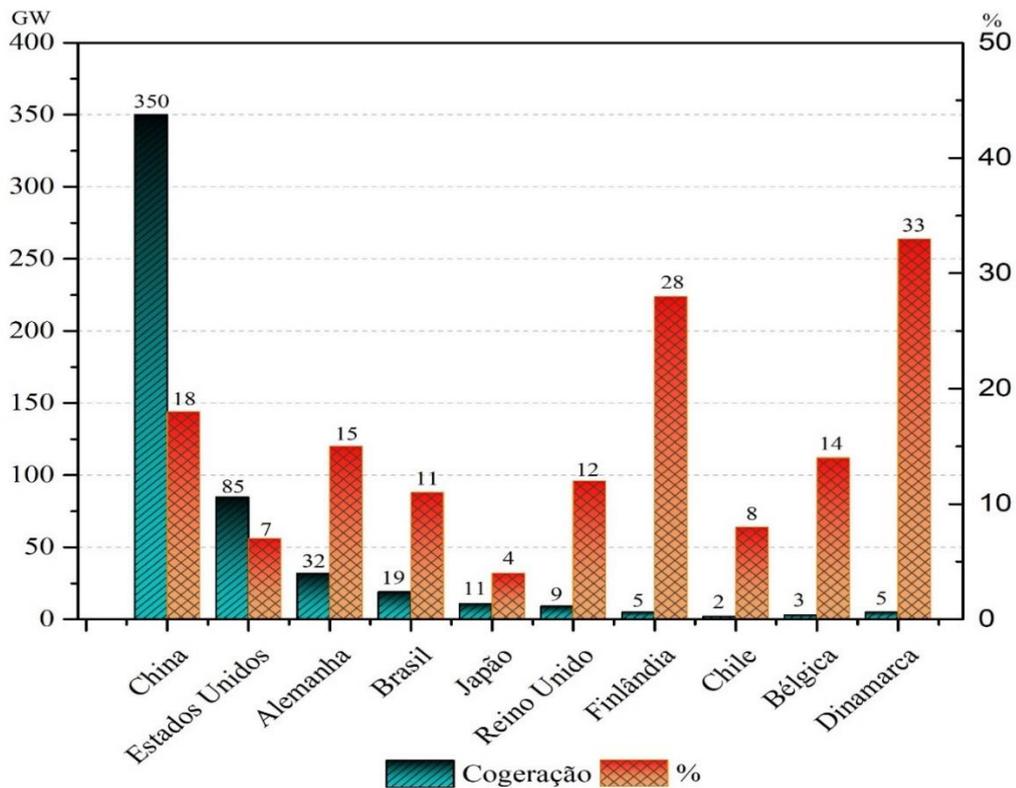
2.2 COGERAÇÃO COMO ALTERNATIVA TECNOLÓGICA

A cogeração teve origem na Europa e nos Estados Unidos (EUA) no final dos anos 1880. A cogeração trata da produção simultânea de energia térmica e elétrica a partir de um único combustível. Estima-se que já no início dos anos 1900, aproximadamente 58% das plantas industriais americanas utilizavam cogeração. De acordo com Aung (2002) e também IEA (2011), entre as vantagens da cogeração destacam-se:

- O aumento da eficiência do sistema, alcançando valores de até 90%;
- Redução na emissão de poluentes como CO₂ e NO_x, por não utilizar sistemas separados para produção de calor e trabalho;
- Aumento da qualidade e segurança no suprimento energético;
- Possibilidade de uso de recursos energéticos locais;
- Redução dos custos de eletricidade em horários de pico;
- A oportunidade de investimento na geração distribuída.

Em todo o mundo, a cogeração representa cerca de 600 GW instalados, aproximadamente 7% da matriz energética mundial. Como mostrado na Figura 4, China, Estados Unidos e Alemanha são países destaque, com elevadas taxas de crescimento anual. Dinamarca e Finlândia têm uma maior participação de cogeração relativamente à potência instalada. O gás natural é o combustível predominante em plantas de cogeração, com destaque para os países da Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico (OECD – *Organization for Economic Co-operation and Development*). A China tem utilizado carvão (COGEN, 2019).

Figura 4 - Panorama mundial de cogeração (GW e Participação na matriz elétrica).



Fonte: Adaptado de COGEN (2019).

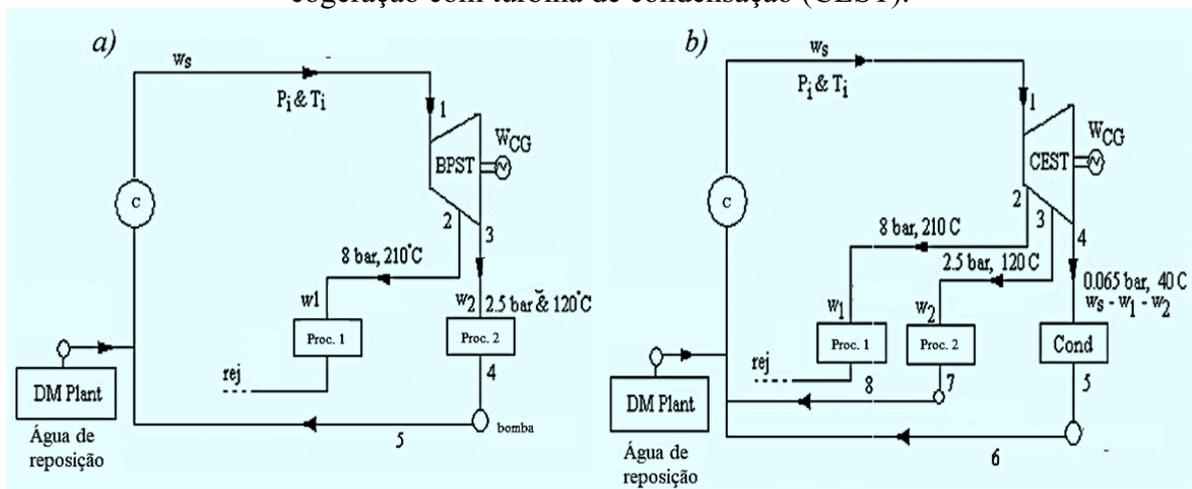
Cogeração representa uma tecnologia com elevado potencial em diversas áreas da indústria, a exemplo dos setores de papel e celulose, sucoenergético e também de alimentos e bebidas, foco deste trabalho. Para utilizar esta tecnologia é conveniente que as demandas térmicas e elétricas sejam complementares e uniformes ao longo do ano. Desta forma, projetos de cogeração prescindem do conhecimento real dos perfis de demandas térmicas e elétricas,

além da disponibilidade de combustíveis, no sentido de garantir maior viabilidade econômica. De acordo o IEA (2011), o uso de biomassa e tecnologia de concentração de energia solar (CSP) como fontes de energia para plantas de cogeração é promissor. Entretanto, adicionam elementos de custos e variabilidade no sistema, o que é um novo desafio para o gerenciamento de produção energética.

As tecnologias geralmente utilizadas na cogeração são baseadas nos ciclos Otto, Brayton, Rankine e ciclo combinado. O ciclo Rankine, objeto de estudo no presente trabalho, é o mais utilizado no Brasil. E associado a isto existe uma expressiva disponibilidade de peças e serviços de assistência.

Ciclos Rankine possibilitam a utilização de turbinas de contrapressão (Figura 5a) ou turbinas de condensação e extração (Figura 5b). Nas turbinas de contrapressão, o vapor é integralmente utilizado nos processos, com pressões determinadas entre 0,2 e 1 MPa. Nas turbinas de condensação, uma parte significativa do calor é rejeitado no condensador. O vapor de escape é condensado a pressões da ordem de 0,005 a 0,01 MPa. E, neste caso, vapor é extraído da turbina nas pressões requeridas pelo processo.

Figura 5 - (a) Planta de cogeração com turbina de contrapressão (BPST), b) Planta de cogeração com turbina de condensação (CEST).



Fonte: Adaptado de Kamate e Gangavati (2009).

No Brasil, a participação da cogeração na matriz energética pode ser aumentada de forma significativa, contudo se faz necessário o estabelecimento de tarifas atrativas com taxas de juros condizentes às condições de mercado, de modo a viabilizar e incentivar a prática

(BALESTIERI, 2002). Ademais, existe um grande potencial de sinergia entre cogeração e a utilização de fontes renováveis de energia, já que ambas possuem grande influência na redução de emissões de carbono e proporcionam redução no consumo de combustíveis não-renováveis.

2.3 BIOMASSA COMO FONTE ENERGÉTICA

A biomassa engloba toda a matéria orgânica de origem vegetal, humana ou animal, representando por sua vez um processo natural de armazenamento de energia solar na forma de energia química (MICHAELIDES, 2011). A conversão da biomassa em eletricidade ou calor pode ser realizada através de rotas termoquímicas ou bioquímicas (ver Figura 6). A conversão bioquímica pode envolver digestão anaeróbica, como também e fermentação para produção de álcool. A tecnologia de conversão termoquímica pode envolver combustão, gaseificação, pirólise e liquefação. A escolha do processo depende, entre outros fatores, do tipo e quantidade de biomassa disponível, do uso final de energia, dos padrões ambientais e das condições econômicas (VAN LOO; KOPPEJAN, 2008; SAIDUR *et al.*, 2011).

Os setores industriais de alimentos, papel e celulose e sucoenergéticos de uma forma geral utilizam a biomassa em ciclos de cogeração para atender demandas elétricas e térmicas. A biomassa apresenta diferenças com relação a combustíveis não-renováveis queimados em caldeiras, incluindo: quantidade de matéria orgânica e inorgânica, conteúdo de energia e propriedades físicas. Na Tabela 1 estão sintetizadas as principais vantagens e desvantagens da utilização de biomassa como combustível em caldeiras para geração de vapor.

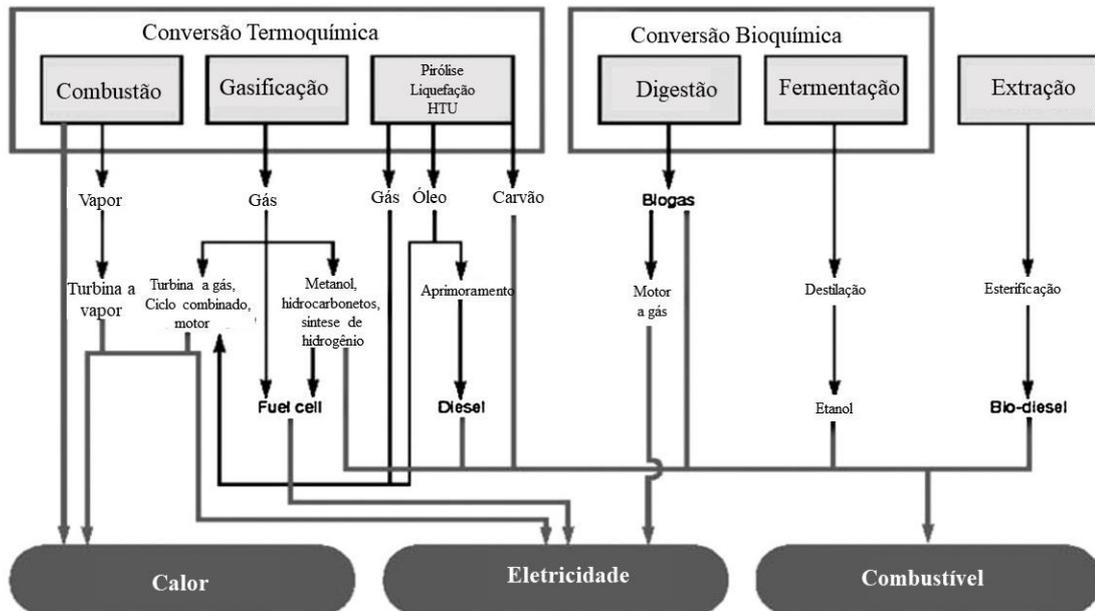
Tabela 1 - Vantagens e desvantagens da biomassa como combustível.

Vantagens	Desvantagens
a) Fonte energética renovável e inexaurível;	a) Ausência de terminologia para classificação em padrões internacionais;
b) Baixo conteúdo de cinzas e enxofre;	b) Alto conteúdo de umidade, Cl, K, Cl, Na, Mn etc;
c) Alta concentração de matéria volátil;	c) Potencial competição com a indústria alimentícia;
d) Elevada reatividade;	d) Potencial empobrecimento do solo e perda de biodiversidade;
e) Fonte energética relativamente barata;	e) Odor, potencial emissão e lixiviação de componentes
f) Possibilidade de produção em solos de baixa qualidade e/ou restauração de áreas degradadas;	
g) Potencial redução de aterros sanitários (RSU).	

- perigosos no descarte e tratamento térmico;
- f) Potências problemas de garantia no abastecimento.

Fonte: Adaptado de Saidur *et al.* (2011).

Figura 6 - Tecnologias de conversão termoquímica e bioquímica.



Fonte: Adaptado de Saidur *et al.* (2011).

De acordo com o relatório da EPE (2021a), o setor industrial brasileiro é o maior responsável pelo consumo de biomassa no país. Em 2020, o setor foi responsável pelo consumo de aproximadamente 36,7 Mtoe. Deste total, o segmento de alimentos e bebidas é o maior usuário com consumo da ordem de 55,8%. Para o mesmo ano, a capacidade instalada de geração de eletricidade a partir de biomassa alcançou a potência de 43,1 MW, o que representa um aumento de 4,4% com relação ao ano anterior. Entre as biomassas utilizadas, a lenha e o bagaço-de-cana têm exercido um papel fundamental na oferta de energia interna, respondendo em 2020 pela produção aproximada de 83 e 182 Mt, respectivamente.

Em síntese, os recursos provenientes da rota energética da biomassa contribuem de maneira importante para o Sistema Integrado Nacional (SIN), ao considerar a possibilidade de gerar energia sempre que necessário. Além disso, a possibilidade de queima em plantas de cogeração contribui para aumentar a eficiência e, conseqüentemente, a relevância da biomassa no atendimento das demandas elétricas e também térmicas, além de reduzir a emissão de gases

de efeito estufa. Linhas de pesquisa que buscam soluções alternativas e promovam a desburocratização de tecnologias associadas proporcionariam maior inserção da biomassa na matriz energética (EPE, 2018). Neste sentido, a combinação com outras fontes renováveis pode viabilizar a utilização da biomassa e atenuar impactos causados pela rota energética desta fonte.

2.4 ENERGIA HELIOTÉRMICA

A energia solar chega ao nosso planeta através de fótons gerados pela fusão nuclear de hidrogênio em hélio no interior do sol. O sol possui uma temperatura aparente de 5777 K e é composto por aproximadamente 74% de hidrogênio, 25% de hélio, além de outros metais pesados em menores quantidades. De toda energia emitida pelo sol, a fração incidente na Terra é da ordem de $1,7 \cdot 10^8$ GW (KALOGIROU, 2016).

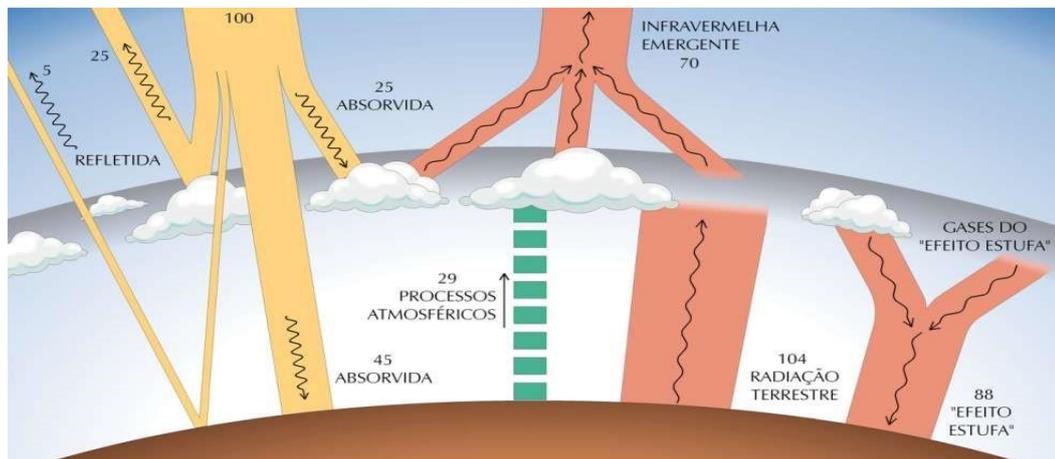
O sol é considerado uma fonte energética inesgotável tendo em conta a escala de vida humana no planeta Terra. O recurso é disponibilizado naturalmente de modo intermitente devido a fatores astronômicos e temporais. Os fatores astronômicos estabelecem a radiação que incide no topo da atmosfera. Esta radiação, posteriormente, é atenuada por processos físicos ao longo do percurso até o solo. Na Figura 7 está mostrado, de forma simplificada, os principais processos radiativos que ocorrem na atmosfera (ANEEL, 2017).

Atualmente, o recurso solar é predominantemente aproveitado através da tecnologia fotovoltaica e/ou por meio de coletores de energia solar térmica. A energia solar fotovoltaica utiliza os fótons da luz solar para movimentar elétrons de matérias semicondutores e, por consequência, gerar eletricidade. Por sua vez, os coletores de energia solar térmica convertem a radiação incidente em energia térmica. No presente trabalho, atenção especial é dada aos coletores concentradores com rastreador de energia solar (CSP- *Concentrated Solar Power*), permitindo aplicações com temperaturas mais elevadas e, conseqüentemente, geração de eletricidade.

No caso de projetos com tecnologias CSP, importa apenas a irradiação normal direta (DNI- *Direct Normal Irradiation*), definida pelos raios solares incidentes na superfície sem mudar de direção. A Figura 8 ilustra o mapa solarimétrico, identificando os níveis de DNI na superfície terrestre, com destaque para: o meio oeste e sul da África, noroeste da Índia, sudoeste dos Estados Unidos, México, Peru, Chile, nordeste brasileiro, Austrália e sudoeste da Espanha. Nos Estados Unidos, a DNI alcança níveis da ordem de $2700 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}$ e valores

significativamente maiores no Chile, da ordem de $3600 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{ano}$. O Brasil, devido a fatores climáticos, apresenta DNI menores, podendo chegar a valores da ordem de $2100 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{ano}$ na região oeste do estado da Bahia.

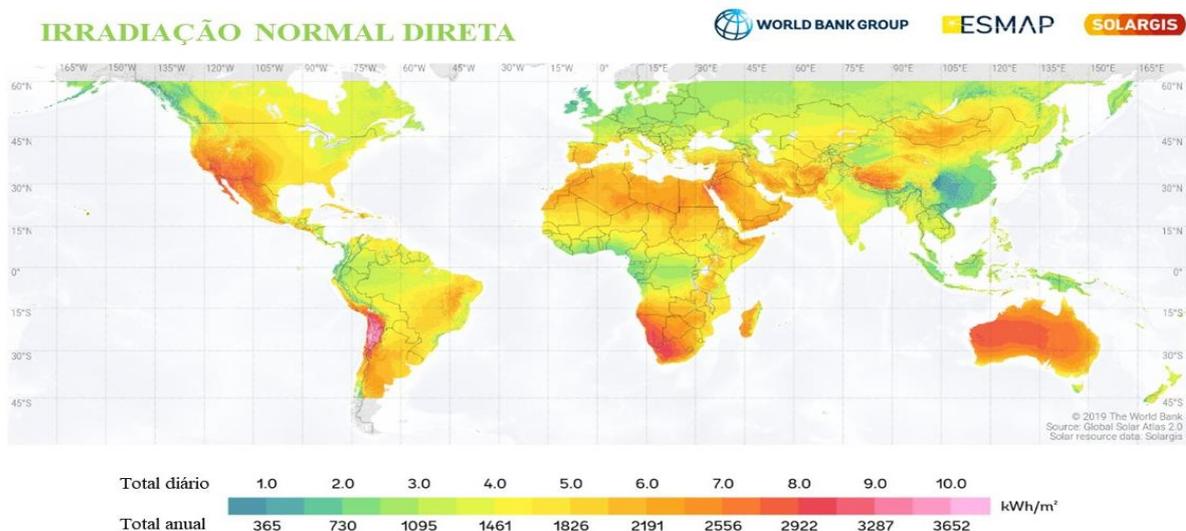
Figura 7 - Processos de interação da radiação solar com os principais constituintes atmosféricos.



Fonte: ANEEL (2017).

A depender dos preços atuais, plantas CSP comercialmente viáveis são localizadas em áreas com DNI acima de $2000 \text{ kWh/m}^2 \text{ ano}$. Contudo, há projetos em desenvolvimentos com DNI a partir de $1800 \text{ kWh/m}^2 \text{ ano}$ (ANEEL, 2017; REN, 2021).

Figura 8 - Irradiação solar direta normal anual total.



Fonte: Global Solar Atlas (2018).

2.4.1 Sistemas de concentração solar (CSP)

Os sistemas CSP podem ser classificados com relação à geometria do seu receptor em lineares ou de ponto focal. Os coletores parabólicos em calha (PTC - *Parabolic Trough Collector*) e Fresnel são lineares, enquanto que, o campo solar heliostático e o refletor de disco parabólico são de ponto focal. As tecnologias estão mostradas na Figura 9.

Os coletores do tipo PTC representam mais de 82% do mercado de tecnologia CSP. Os PTCs recebem radiação direta através de espelhos refletores de formato parabólico, concentrando a energia solar em uma superfície receptora onde o fluido térmico é aquecido.

Comumente, os PTCs utilizam óleo sintético como fluido intermediário, com temperaturas de até 400 °C. Temperaturas maiores são possíveis com aplicação de sais fundidos, podendo chegar a valores da ordem de 550 °C, com ressalvas devido à necessidade de fonte energética complementar para garantir o sal acima do ponto de congelamento, cerca de 240 °C. Até o final de 2020, estavam sendo instalados mais de 1 GW de plantas PTC, cerca de 0,3 GW de campos heliostáticos e apenas 14 MW de plantas utilizando coletores Fresnel (SUN *et al.*, 2020; REN, 2021).

Figura 9 - Principais tecnologias CSP.



Fonte: Gemasolar; Noor Ouarzazate I (SENER ENERGY, 2021), Kimberlina (HOSSEINI, 2016), Maricopa (ENERGI.GOV, 2021).

Inicialmente, os coletores Fresnel eram viáveis apenas para aplicações em baixas temperaturas, devido às complexidades relativas ao projeto conceitual. Atualmente, esta tecnologia proporciona temperaturas acima de 520 °C. Os coletores Fresnel utilizam um conjunto de refletores planos ou levemente curvados que simulam uma parábola. Ademais, são compostos por um receptor fixo que acomoda um ou vários tubos receptores e um refletor secundário fixo opcional. Embora menos eficientes, o coletor Fresnel representa menor manutenibilidade e um menor investimento, tornando-o um potencial concorrente da tecnologia PTC (ZHU *et al.*, 2014).

Os campos heliostáticos recebem a radiação através de espelhos planos, levemente curvados nas extremidades, de modo a refletir a energia solar em um receptor localizado no topo de uma torre central, podendo atingir temperaturas tão altas quanto 1000 °C. Água, sal fundido, sódio líquido e ar são comumente utilizados como candidatos a fluidos térmico em plantas com capacidades de 100-200 MW (ISLAM *et al.*, 2018). Na Tabela 2 estão mostradas as características das tecnologias CSP.

Tabela 2 - Características gerais para as principais tecnologias CSP.

Tecnologia CSP		Máx. efi. (%)	Efi. anual (%)	Temp. de operação (°C)	Custo Relativo	Relação de concentração
Receptor linear	Coletor parabólico em calha (PTC)	20-25	14-22	250-550	Baixo	30-80
	Coletor linear Fresnel	18-20	13-18	150-550	Muito baixo	30-80
Ponto focal	Coletor de campo heliostático	22-24	15-23	500-1200	Alto	200-1000
	Refletor de disco parabólico	18-32	18-25	600-1500	Muito alto	1000-3000

Fonte: Adaptado de Sun *et al.* (2020).

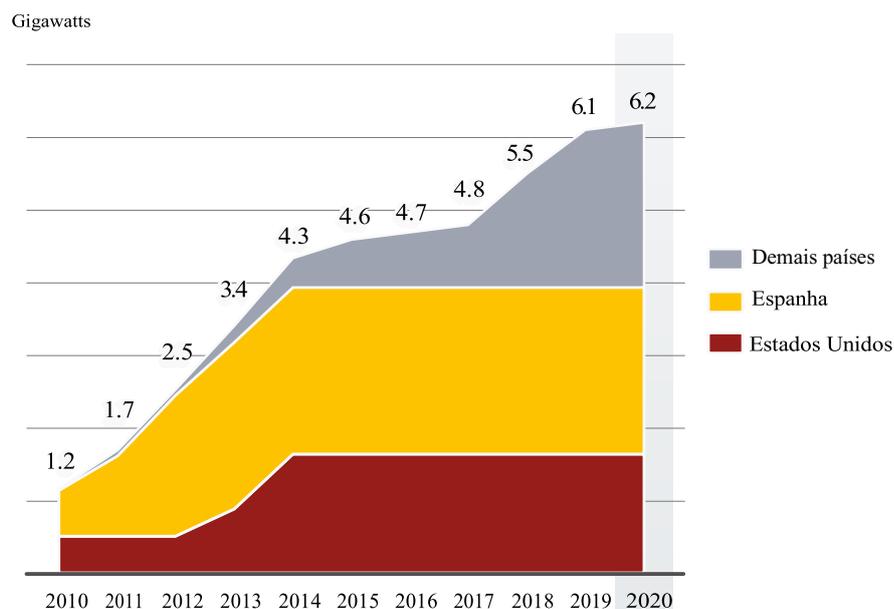
A capacidade instalada global de tecnologia CSP cresceu apenas 1,6% em 2020, alcançando 6,2 GW. Somente uma planta de 100 MW entrou em funcionamento no ano de 2020, em parte explicado pela significativa redução dos preços da tecnologia fotovoltaica. O fim de programas de incentivo e relatos de problemas encontrados nas plantas em operação têm

sido também apontados como limitações para novos investimentos. Além disso, houve atrasos na construção de plantas na China, Índia e Chile (REN, 2021). Na Figura 10 é mostrado o histórico de crescimento da capacidade CSP em todo o Mundo.

Após um amplo domínio do mercado CSP na Espanha e nos Estados Unidos com expansões na África, Oriente Médio e Ásia as construções mais recentes no setor estão situadas nos Emirados Árabes e China (ver Figura 11). Espanha e Estados Unidos, apesar de não aumentarem a capacidade, continuam sendo as principais cedentes desta tecnologia. Na última década, os custos da tecnologia CSP diminuíram 68%, o maior declínio para renováveis, com exceção da energia solar fotovoltaica, que reduziram em 80% no mesmo período.

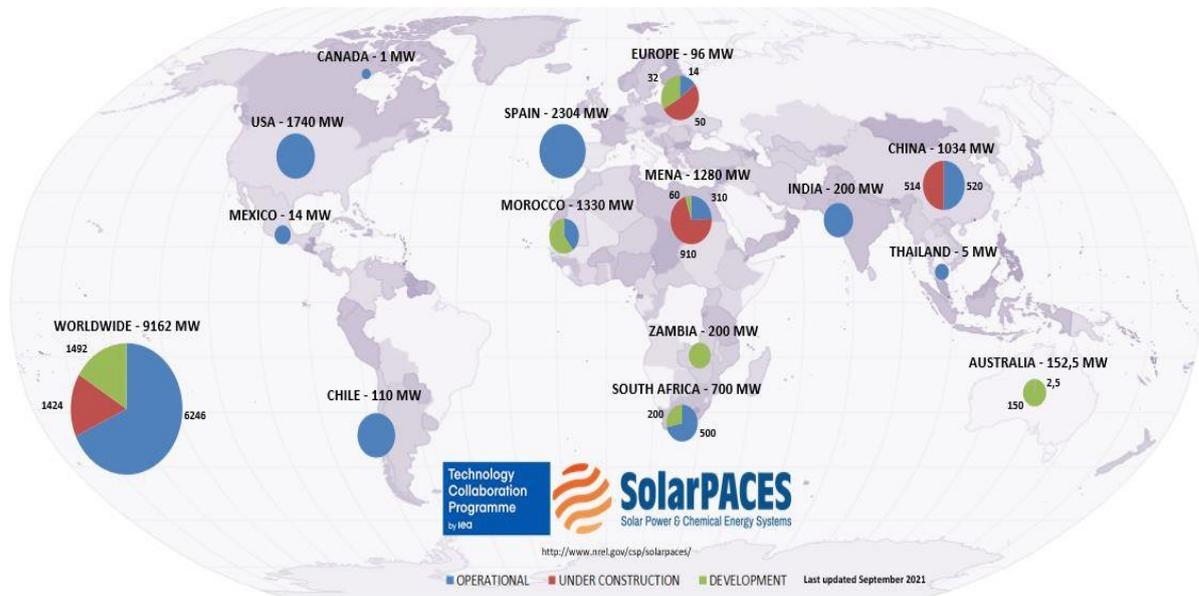
Em 2020, foram contratados valores superiores a 1 GW de tecnologia CSP, com destaque para os Emirados Árabes, China, Chile e Índia, a maioria baseada em tecnologia PTC com armazenamento térmico (TES - *Thermal Energy Storage*). O armazenamento térmico garante operação contínua durante a noite ou em dias nublados. Estimativas indicam que, os custos para implementar armazenamento térmico em plantas CSP existentes são menores que para implementar baterias equivalentes em sistemas fotovoltaicos. O armazenamento térmico pode ser realizado na forma de calor sensível, calor latente e/ou utilizando reações químicas reversíveis. Sua utilização está condicionada ao fluido térmico empregado na planta (REN, 2021).

Figura 10 - Capacidade global CSP de 2010 a 2020.



Fonte: adaptado de REN (2021)

Figura 11 - Projetos CSP pelo mundo.



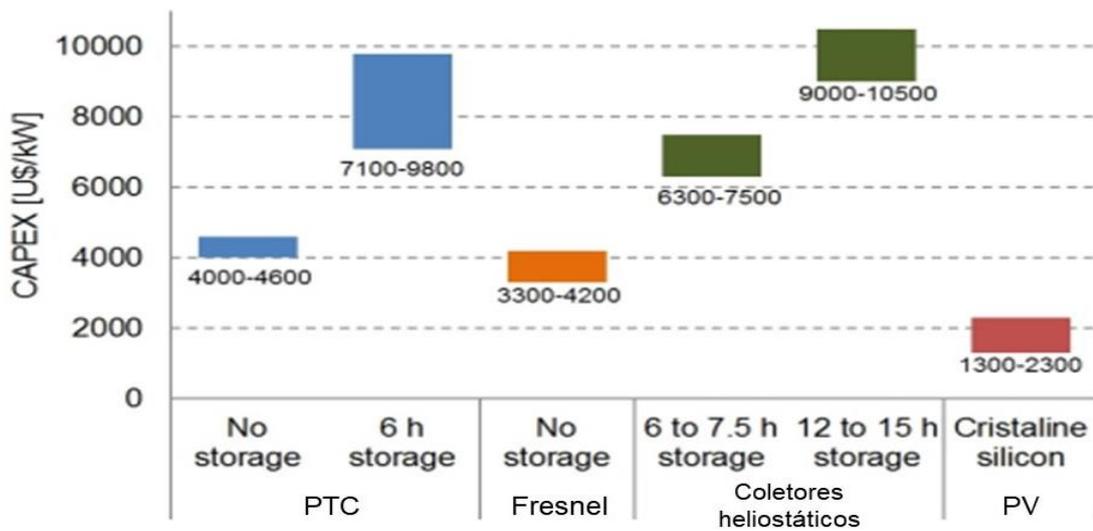
Fonte: (SOLAR PACES, 2021).

2.4.2 Custos da tecnologia CSP

Nos últimos anos, as tecnologias renováveis de geração de energia experimentaram uma importante redução de custos, em especial as fontes de energia eólica e solar. Este feito está associado com as atuais políticas globais de desenvolvimento sustentável. Entre os fatores que contribuíram para a expressiva redução dos custos estão: (i) a inovação tecnológica, (ii) a economia de escala, (iii) o aumento do número de fabricantes e (iv) as políticas de suporte ao desenvolvimento de pesquisas (TIMILSINA; SHAH, 2020).

Com relação a plantas CSP, são predominantes os investimentos relacionados aos componentes do campo solar. No caso de empreendimentos que utilizam tecnologia PTC, o campo solar representa cerca de 39% dos investimentos. A Figura 12 mostra as despesas de capital (CAPEX – *Capital Expenditure*) para as diferentes tecnologias CSP. Dentre as tecnologias CSP, os concentradores do tipo Fresnel apresentam os menores investimentos, em razão do seu projeto conceitual simplificado, pouco acima dos preços praticados atualmente na construção de plantas com tecnologia fotovoltaica (PV- *Photovoltaics*).

Figura 12 - CAPEX para tecnologia CSP.



Fonte: Adaptado de Burin (2015).

Como discutido anteriormente, apesar do aumento do fator de capacidade da planta, o uso de TES implica em aumento significativo no CAPEX. Para o caso de plantas PTC, os custos da tecnologia TES são da ordem de 17% dos investimentos. De fato, plantas CSP com armazenamento térmico não eram viáveis economicamente, limitando seu uso. Contudo, desde 2015 os projetos têm sido construídos com tecnologia TES na expectativa de reduzir o custo nivelado de eletricidade (LCOE - *Levelized Cost of Energy*), conferindo maior flexibilidade e despachabilidade ao longo do dia (IRENA, 2021).

A Figura 13 mostra o histórico do custo nivelado de energia para as diferentes tecnologias CSP entre 2010 e 2020. Devido a redução dos custos de instalação, operação e manutenção, o aumento do fator de capacidade das plantas CSP e a queda dos custos de capital, o LCOE caiu significativamente neste período, de 0,34 para 0,108 US\$/kWh (IRENA, 2021). Valores ainda menores da ordem de 0,073 US\$/kWh já são encontrados em projetos atuais, a exemplo da usina NOOR Energy 1, localizada em Dubai (ver Figura 14).

Figura 13 - LCOE para projetos CSP entre 2010 e 2020.



Fonte: IRENA (2021).

Figura 14 - Planta solar NOOR Energy 1 com potência instalada de 700 MWe e TES de até 15 h, localizada em Dubai nos Emirados Árabes Unidos.



Fonte: ACWA POWER (2021).

2.4.3 Geração direta de vapor

A geração direta de vapor (DSG - *Direct Steam Generation*) tem potencial para reduzir substancialmente os investimentos na geração de eletricidade com tecnologia CSP. Em sistemas DSG, o vapor é diretamente produzido no campo de concentradores para atendimento das

demandas, reduzindo a necessidade de trocador de calor intermediário. Esta tecnologia é considerada de simples operação e pode melhorar a relação custo-benefício de plantas CSP, viabilizando a utilização de maiores níveis de temperatura da água ao substituir os atuais óleos sintéticos (ISLAM *et al.*, 2018). A Tabela 3 sintetiza as vantagens e desvantagens deste tipo de tecnologia.

Tabela 3 - Vantagens e desvantagens da utilização de sistemas DSG.

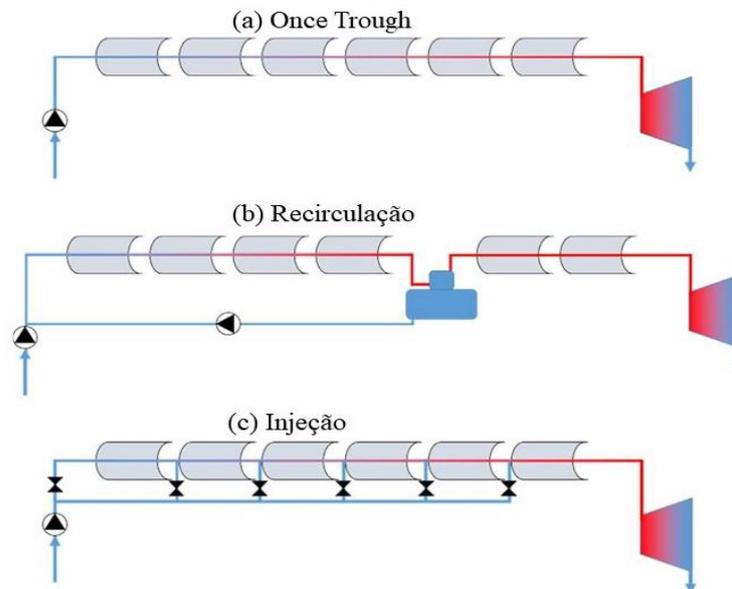
Vantagens	Desvantagens
a) Elimina riscos ambientais associados a utilização de óleos (incêndios e vazamentos);	a) Necessidade de componentes hidráulicos apropriados para operação em pressões elevadas;
b) Possibilita temperaturas acima dos 400 °C, limite impostos para óleos térmicos;	b) Possibilidade de congelamento da água sob temperaturas abaixo de 0 °C;
c) Proporciona aumento da eficiência global e simplificação da planta devido a exclusão do trocador de calor intermediário e do óleo térmico;	c) Necessidade de manter fluxo mínimo de água para evitar estratificação na zona de evaporação;
d) Reduz os custos de O&M, em vista principalmente de não necessitar de sistema auxiliar de aquecimento.	d) Complexidade e alto custo do sistema de controle em razão do escoamento bifásico.

Fonte: Adaptado de Fernández-García *et al.*, (2010).

A Figura 15 ilustra os três principais modos operacionais para a tecnologia DSG: (a) passe único (*once-trough*), (b) recirculação e (c) injeção. No modo *once-trough*, o campo de coletores é alimentado com água subresfriada, a água é então preaquecida, evaporada e superaquecida em uma única passagem. Entre os modos existente, o modo *once-trough* apresenta o projeto conceitual mais simples, embora mais complexo e caro durante operação. O modo de recirculação consiste na separação do campo solar em dois segmentos, um para preaquecimento e evaporação e outro para superaquecimento do vapor. Os dois segmentos são conectados por um separador de vapor. Do separador, o vapor segue para a seção de superaquecimento, enquanto o líquido saturado é recirculado para seção de preaquecimento e evaporação. O modo de recirculação é amplamente utilizado por garantir maior flexibilidade de controle de operação. O modo de injeção consiste em injetar água de alimentação em vários pontos ao longo do campo de coletores para controlar a temperatura do vapor produzido. Este

método mostrou-se caro com resultados insatisfatórios (SÁ *et al.*, 2018). O modo de recirculação é considerado no presente trabalho.

Figura 15- Principais modos operacionais para DSG: (a) *once trough*, b) recirculação e c) injeção



Fonte: Adaptado de Sá *et al.* (2018).

2.4.4 Plantas híbridas solares

A natureza intermitente da energia solar implica em condições desfavoráveis para implementação da tecnologia CSP. O uso dos sistemas TES, apesar de aumentar a disponibilidade das plantas resulta em maiores investimentos (BAI *et al.*, 2017). Neste contexto, plantas híbridas CSP podem atenuar as desvantagens das fontes energéticas envolvidas, aumentando a despachabilidade e a confiabilidade do sistema. Este conceito pode ser aplicado em plantas novas ou adaptado em plantas existentes, o que reduz os custos de implementação, aumentando a capacidade de geração e reduzindo os níveis de emissão de CO₂. Na Tabela 4 está mostrada uma lista de projetos CSP em operação no modo híbrido ao redor do planeta. A maior parte dos projetos está relacionada com a utilização de gás natural. Apenas duas plantas utilizam a biomassa como par energético para a radiação solar, a planta solar Borges e a planta Aalborg CSP.

Tabela 4 - Plantas híbridas CSP em operação.

Nome	País	Tecnologia	Capacidade (MW)	Início	Combustível
Dadri	Índia	Fresnel	14	2019	Carvão
Aalborg	Dinamarca	PTC	5,5	2016	Biomassa
Água Prieta II	México	PTC	12	2017	Gás Natural
Borges termosolar	Espanha	PTC	22,5	2012	Biomassa
City of Medicine Hat	Canadá	PTC	1,1	2014	Gás Natural
Ain Beni Mathar	Espanha	PTC	20	2011	Gás Natural
Duba 1	Arabia Saudita	PTC	43	2019	Gás Natural
Hassi R'mel	Algeria	PTC	20	2011	Gás Natural
Kuraymat	Egito	PTC	20	2011	Gás Natural
Waad Al Shamal	Arabia Saudita	PTC	50	2018	Gás Natural
Martin	Estados Unidos	PTC	75	2010	Gás Natural

Fonte: SOLARPACE (2021).

Energia solar e biomassa, apesar de possuírem características energéticas diferentes, possibilitam realizar uma hibridização de forma inteiramente renovável. No caso, a biomassa complementa a produção de eletricidade de modo a atender na sua totalidade a demanda energética ao longo do dia. Comparados a plantas convencionais, sistemas híbridos reduzem o consumo de combustível e potenciais riscos associados ao fornecimento de biomassa.

A planta solar Borges, localizada na Espanha, foi lançada pelos grupos industriais ABANTIA e COMSA EMTE como a primeira planta híbrida CSP-biomassa. A planta possui uma capacidade nominal de 22,5 MWe e utiliza resíduos florestais e de agricultura coletados nas áreas da Catalunha como fonte de biomassa. O controle operacional é garantido através da utilização de queimadores de gás natural. A produção anual de eletricidade é cerca de 102 MWh, na ordem de 43% de energia solar, 47% de biomassa e 10% de gás natural (COT *et al.*, 2010; SOLARPACES, 2021).

A planta Aalborg CSP, localizada na Dinamarca, é uma instalação piloto com o propósito de investigar o uso de CSP combinado a um ciclo Rankine orgânico (ORC – *Organic Rankine Cycle*) a biomassa. A planta conta com 5 km de tubos receptores evacuados, área de abertura de quase 27.000 m² e utiliza óleo térmico em seus coletores parabólicos, alcançando temperaturas da ordem de 330 °C (BALLERINI, 2018).

Além das plantas em operação, na literatura são disponíveis informações complementares que tratam de hibridização com tecnologia CSP (MOHAGHEGN *et al.*, 2021), a exemplo dos trabalhos descritos na Tabela 5. No corrente trabalho, ênfase é dada à utilização de concentradores solar do tipo Fresnel para aquecer a água de alimentação (FWH – *Feedwater Heating*), que responde atualmente por 90% das plantas híbridas que utilizam energia solar como par energético (ZHOU *et al.*, 2015), como também para a geração direta de vapor (DSG).

Tabela 5 - Pesquisas atuais em plantas híbridas.

Autores	País	Comentários
Srinivas e Reddy (2014)	Índia	Consiste em uma planta híbrida solar - biomassa sem TES com capacidade de 3,5 MWe, considerando a variabilidade da radiação solar. As fontes energéticas foram dispostas em paralelo e o compartilhamento máximo de 50% foi estabelecido para que não houvessem problemas com a caldeira. Os resultados obtidos indicaram a redução da eficiência global da planta híbrida devido a inserção dos coletores.
Peng <i>et al.</i> (2014)	China	Análise do desempenho termodinâmico de uma planta híbrida solar-carvão de 300 MWe. A planta utiliza energia solar para substituir a extração de vapor na turbina. Resultados indicaram que a planta híbrida apresenta menor destruição exérgica que uma planta solar equivalente.
Burin, <i>et al.</i> (2015)	Brasil	Consiste na integração de um campo de coletores parabólicos em calha em uma usina de cana-de-açúcar. O campo solar objetivava aquecer a água de alimentação dos geradores de vapor reduzindo o volume de extração de vapor das turbinas e, conseqüentemente, economizar bagaço de cana no período de colheita. Resultados apontaram para a possibilidade de geração de 3.610 MWh de energia adicional, mas ainda com elevado custo nivelado de eletricidade (LCOE), cerca de 553 US\$/MWh, demonstrando baixa competitividade com relação a outras tecnologias.
Cavalcanti e Motta (2015)	Brasil	Análise exergoeconômica em uma planta Rankine com capacidade de 57 kWe. A planta utiliza a radiação solar e o gás natural como fontes energéticas. Os resultados indicaram que o sistema é mais vantajoso para horários com elevados índices de radiação, entretanto os custos relacionados a este tipo de tecnologia são superiores a outros modos de geração.

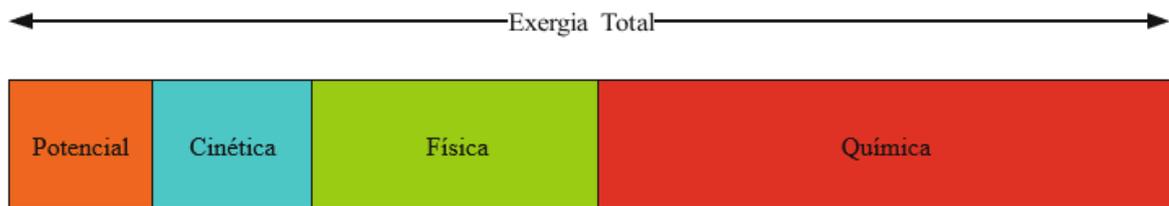
Cavalcanti (2017)	Irã	Análise exergoeconômica e exergoambiental de sistema de cogeração combinando turbina a gás/vapor e energia solar térmica. O sistema foi desenvolvido para produzir cerca de 400 MW de eletricidade. Os resultados indicaram que a utilização do campo solar levou ao aumento de 4,2% na produção de eletricidade, com aumento correspondente no custo de da produção de eletricidade em 2,6%. O campo solar possibilitou ainda a redução, em média, de 3,8% nos impactos ambientais por unidade de exergia de eletricidade.
Alhayek, Agelin-Chaab e Reddy (2017)	Canadá	Avaliação de uma planta híbrida DSG-biomassa de 50 MWe sob o ponto de vista da primeira e segunda leis da termodinâmica. Os resultados indicaram que a eficiência aumenta cerca de 3% em comparação ao sistema com geração indireta de vapor.
López, <i>et al.</i> (2021)	Colômbia	Análise em base exérgica das tecnologias PTC e Fresnel no contexto da cogeração no setor sucroalcooleiro colombiano. Os campos solares avaliados consideram aquecimento de água de alimentação da caldeira, reduzindo o consumo de biomassa. A análise anual mostrou que ambas as tecnologias promoveram a redução de cerca de 1,1% de combustível, aproximadamente 64000 t/ano. Não houve diferenças exérgicas significantes entre as tecnologias.

2.5 EXERGIA

A primeira lei da termodinâmica estabelece que a energia se conserva, geralmente utilizada como ferramenta de análise de plantas termoelétricas. Entretanto, sob a perspectiva única de balanço de energia, não é possível fazer conjecturas com relação a qualidade do processo. Neste contexto, a segunda lei da termodinâmica, além de estabelecer a direção dos processos de transferência de calor, atribui níveis de qualidade à energia efetivamente disponível. O uso combinado da primeira e segunda leis da termodinâmica possibilita análises mais profundas com relação ao uso de energia (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

O conceito de exergia associa o máximo potencial para um sistema realizar trabalho relativamente a uma condição de referência (*dead-state*). Exergia, de fato, consiste no trabalho teórico máximo obtido por um sistema relativamente a sua condição de equilíbrio com o ambiente (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996). Negligenciando os efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensões superficiais, a exergia pode ser dividida em quatro componentes, como mostra a Figura 16.

Figura 16 - Componentes da exergia.



Fonte: Adaptado de Oliveira Junior (2013).

As exergias cinética e potencial correspondem às energias cinética e potencial, respectivamente. A exergia física corresponde ao máximo trabalho possível de ser realizado por um sistema de um estado termodinâmico para outro, no qual, esteja em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente (estado de referência restrito). Por fim, a exergia química corresponde ao máximo trabalho possível de realizar por um dado sistema entre o estado de referência restrito e o estado de referência (equilíbrio mecânico, térmico e químico) (OLIVEIRA JUNIOR, 2013).

Exergia não se conserva. Fenômenos irreversíveis causam destruição de exergia, levando a redução do efeito útil do processo ou a um aumento no consumo energético para determinado propósito. Uma análise exérgica consistente permite identificar quantitativamente as irreversibilidades termodinâmicas, abrindo espaço para melhorias correspondentes (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1988). Em outras palavras, a análise exérgica se configura como uma ferramenta importante para localizar, tipificar e determinar a verdadeira magnitude das irreversibilidades. Este tipo de informação pode ser utilizado no projeto de sistemas térmicos, além de conduzir os esforços para redução das ineficiências reduzindo conseqüentemente os custos econômicos (MORAN *et al.*, 2018).

De acordo com Rosen (2002), devido as dificuldades de implementação e falta de familiaridade com o conceito de exergia, os métodos exérgicos não são amplamente utilizados. Todavia, a abordagem exérgica indica claramente a localização de perdas quando utilizada em plantas complexas, identifica diferentes características termodinâmicas do sistema e serve como base para metodologias mais avançadas, como as análises exergoeconômica e exergoambiental.

O termo termoeconomia é frequentemente aplicado em estudos que combinam exergia e economia para otimização e/ou implementação de melhorias em projetos novos ou existentes. Diversos métodos que incorporam exergia e economia têm sido desenvolvidos nas últimas décadas. Estes métodos reconhecem a exergia, e não energia, como o parâmetro mais adequado para integração de variáveis de custo ou preço (ROSEN, 2002; MORAN *et al.*, 2018). Entre as ferramentas disponíveis para análise exergoeconômica, o método SPECO (*Specific Exergy Costing*) é já amplamente difundido e utilizado, baseando-se nos custos de produtos e de combustíveis para determinação dos custos exergéticos correspondentes (LAZZARETTO; TSATSARONIS, 2006).

O procedimento para análise exergoambiental é similar a análise exergoeconômica. Neste tipo de avaliação os impactos ambientais relacionados aos processos de conversão de energia são ponderados em base exergética. Em resumo, o método exergoambiental consiste de três etapas. Em primeiro lugar, é realizada a análise exergética detalhada do sistema estudado. Em seguida, os impactos ambientais do ciclo de vida de cada componente e de cada taxa são combinados com as taxas de exergia formando os balanços exergoambientais. Finalmente, o impacto ambiental associado a cada componente é atribuído aos respectivos fluxos de exergia dos produtos e são calculadas as variáveis exergoambientais para posterior avaliação, seguindo metodologia proposta por Meyer *et al.* (2009) e também mostrada pela literatura técnica disponível sobre o tema (CAVALCANTI, 2016).

O presente trabalho contempla apenas análises exergética e econômica. Análises exergoeconômica e exergoambiental são temas deixados para trabalhos futuros.

3 ESTUDO DE CASO E CENÁRIOS PROPOSTOS

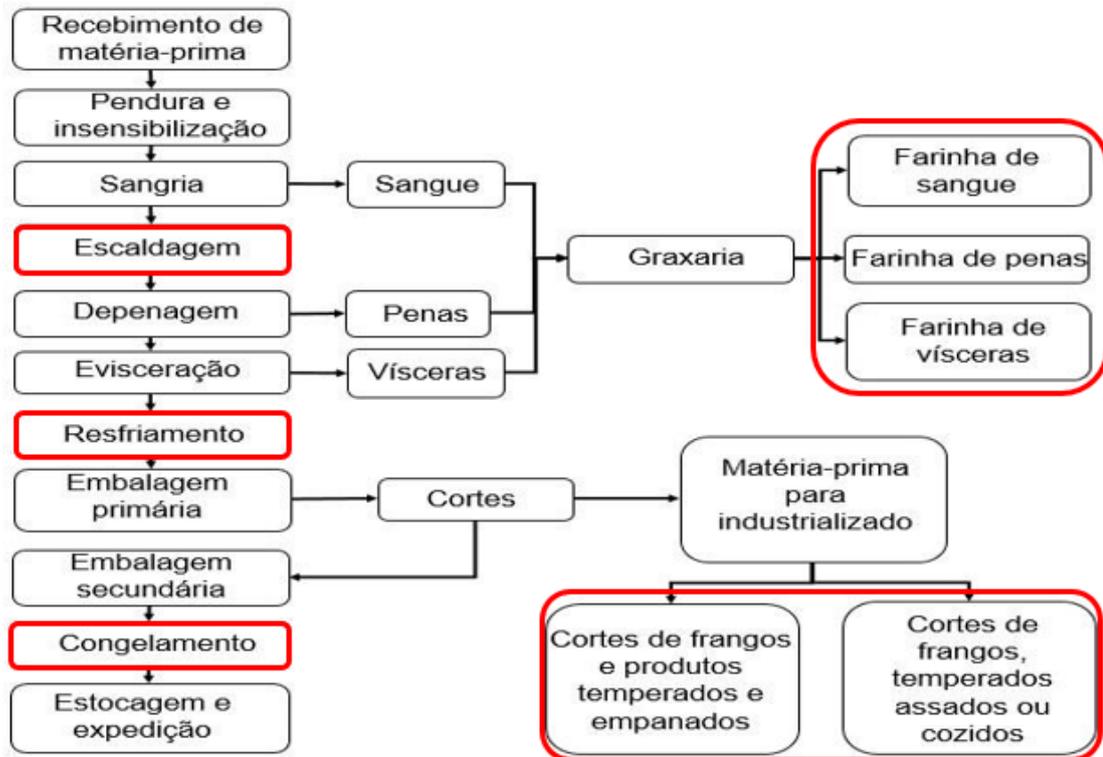
O presente estudo foi realizado considerando-se dados técnicos levantados de uma Cooperativa Agroindustrial localizada no oeste do Paraná. O complexo industrial é constituído de unidades de abates de frangos, peixes e de uma fábrica de ração animal. Embora o foco do trabalho esteja concentrado apenas no abatedouro de aves, importa ressaltar que esse setor responde pelo consumo de cerca de 65% da energia elétrica e térmica da cooperativa.

3.1 DESCRIÇÃO DA EMPRESA ESTUDADA

O processo de transformação das aves de corte em alimento ocorre da seguinte forma: em um primeiro momento, as aves são recebidas e acomodadas em galpões de espera, sob climatização adequada. Em seguida, as aves são enviadas para o processo, onde são penduradas e insensibilizadas para o abate. Na sequência, ocorrem os processos de sangria e banho quente das aves (escaldagem) com temperatura de 60 °C com posterior depenagem e limpeza. As aves seguem para o processo de evisceração para remoção dos miúdos. As carcaças são então resfriadas sob temperaturas inferiores a 7 °C, cortadas em peças e, finalmente, o produto é estocado sob baixas temperaturas para serem enviados aos clientes. A empresa produz mensalmente mais de 26.000 t de carne de frango. A Figura 17 mostra o esquema dos processos de produção. Descrições adicionais estão disponíveis Bueno (2008), Siqueira Neto (2018) e Viana (2019).

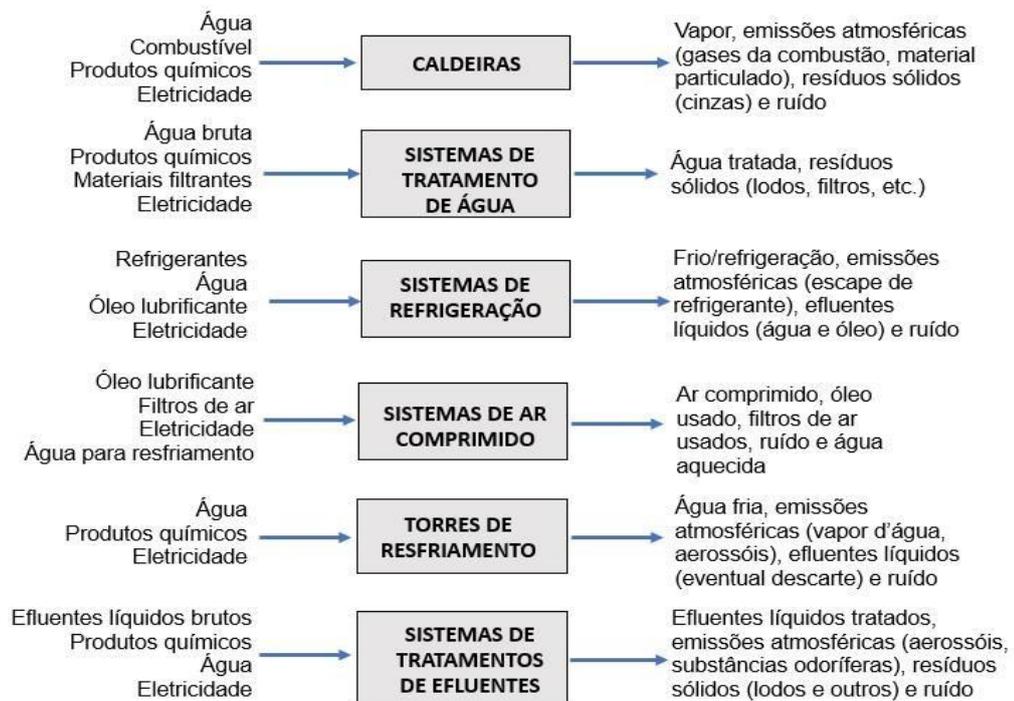
De maneira geral, existe uma grande demanda energética no processo produtivo da indústria de aves, envolvendo grandes quantidades de vapor, água quente e gelada, eletricidade, frio entre outros insumos. A Figura 18 ilustra as demandas e produtos de diversos módulos auxiliares em abatedouros.

Figura 17 – Processo de produção de carne com demandas energéticas evidenciadas.



Fonte: Adaptado de Fagnani (2017).

Figura 18 - Módulos auxiliares utilizados no abatedouro.

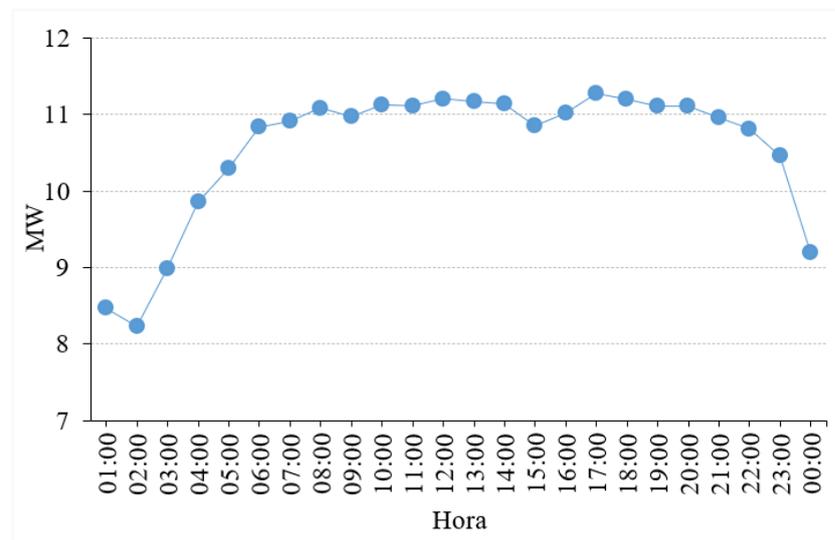


Fonte: Fagnani (2017).

As demandas térmicas e elétricas do abatedouro estudado foram obtidas em conjunto com a empresa e estão disponíveis em Siqueira Neto (2018). Com relação à demanda elétrica, o principal consumidor é o conjunto de compressores do sistema de refrigeração, com cerca de 75% do total. A empresa compra energia elétrica da concessionária local e também do mercado livre.

Está mostrado na Figura 19 a curva de demanda elétrica para um dia de produção, onde cada ponto representa o valor médio correspondente em cada hora. Durante o intervalo das 05:00 às 22:00 h a demanda é mais intensa e aproximadamente constante, em média 11 MW, inclusive nos horários de ponta.

Figura 19 - Demanda de energia elétrica durante um dia de produção.

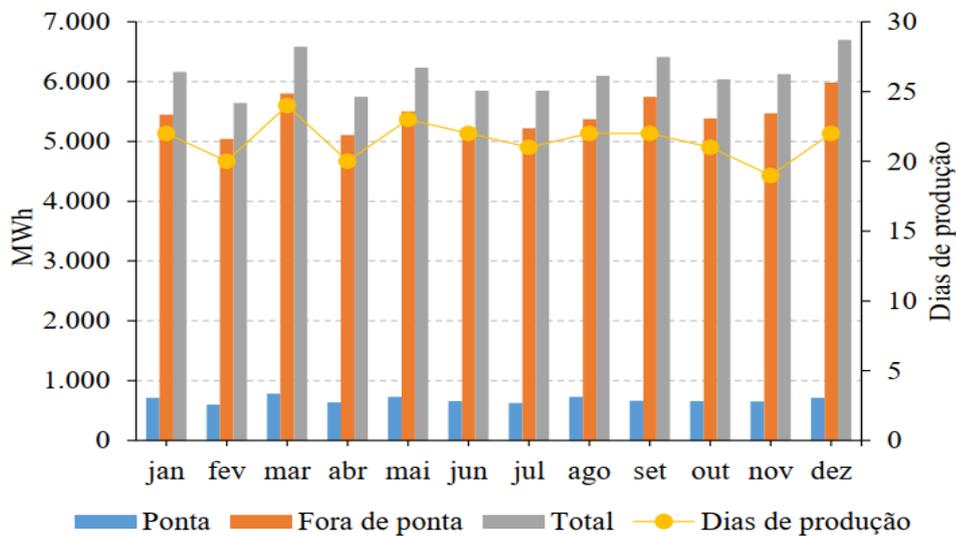


Fonte: Siqueira Neto (2018).

O consumo energia elétrica mensal é mostrado na Figura 20. O menor consumo foi observado em fevereiro e o maior em dezembro. A diferença é atribuída ao número de dias de operação mensal da planta. A empresa estudada opera em média 22 dias por mês devido aos dias de folgas em finais de semana. Adicionalmente, as manutenções programadas são comumente efetuadas em um curto período no mês de dezembro, não impactando de maneira importante na produção. No presente estudo, considera-se que a indústria opera ininterruptamente 365 dias por ano.

A empresa dispõe de um sistema de geração de vapor para atender as demandas térmicas de trocadores de calor, tanques de escaldagem, higienizador de caixas, sistemas de tratamento de efluentes, fábrica de subprodutos, desumidificador, planta de produtos industrializados, lavanderia e do refeitório. O consumo de vapor e a pressão requeridas nos equipamentos estão mostradas na Tabela 6. Alguns dos equipamentos operam com injeção direta de vapor, razão principal do retorno de condensado ser da ordem de 50% da vazão mássica total de vapor de processo.

Figura 20 - Consumo mensal de energia elétrica.



Fonte: Siqueira Neto (2018).

Tabela 6 - Dados de consumo de vapor.

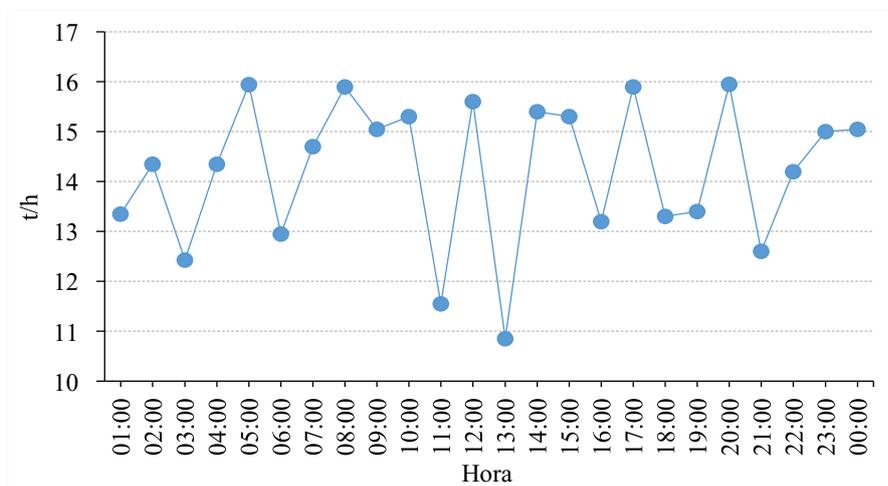
Equipamento	Pressão absoluta	Consumo
	[bar]	[t/h]
Trocadores de calor	9	2,3
Tanques de escaldagem	3	3
Higienizador de caixas	9	0,4
Sistemas de efluentes	7	2
Fábrica de subprodutos	7	4
Desumidificador	7	0,3
Industrializados	7	4
Lavanderia	6	0,3
Refeitório	1,6	0,4
Total	-	16,7

Fonte: Departamento de manutenção.

O consumo de vapor ao longo do dia é mostrado na Figura 21. Diferentemente da energia elétrica, o consumo de vapor apresenta flutuações, de acordo com a quantidade de aves abatidas, em geral na faixa de 11 a 16 t/h. No ano de avaliação, a demanda de vapor foi suprida através de uma caldeira operando em carga parcial com pressão de 10 bar absoluto.

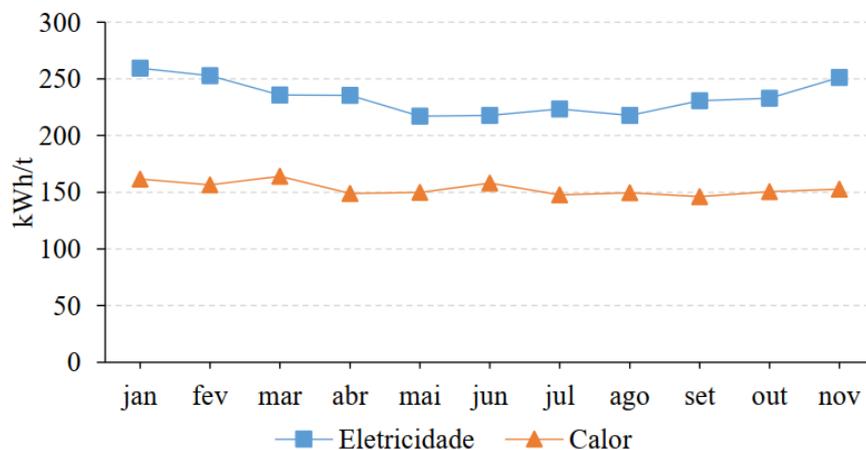
A Figura 22 mostra o consumo específico de eletricidade e calor no ano de 2017. O consumo médio específico de eletricidade e calor para a empresa foi da ordem de 234 kWh/t e 152 kWh/t, respectivamente. Os valores obtidos estão em consonância com outras empresas do mercado brasileiro, ver Zanin *et al.* (2002), Frozza (2013) e Viana (2019).

Figura 21 - Consumo diário de vapor saturado.



Fonte: Siqueira Neto (2018).

Figura 22 - Consumo específico de eletricidade e calor.



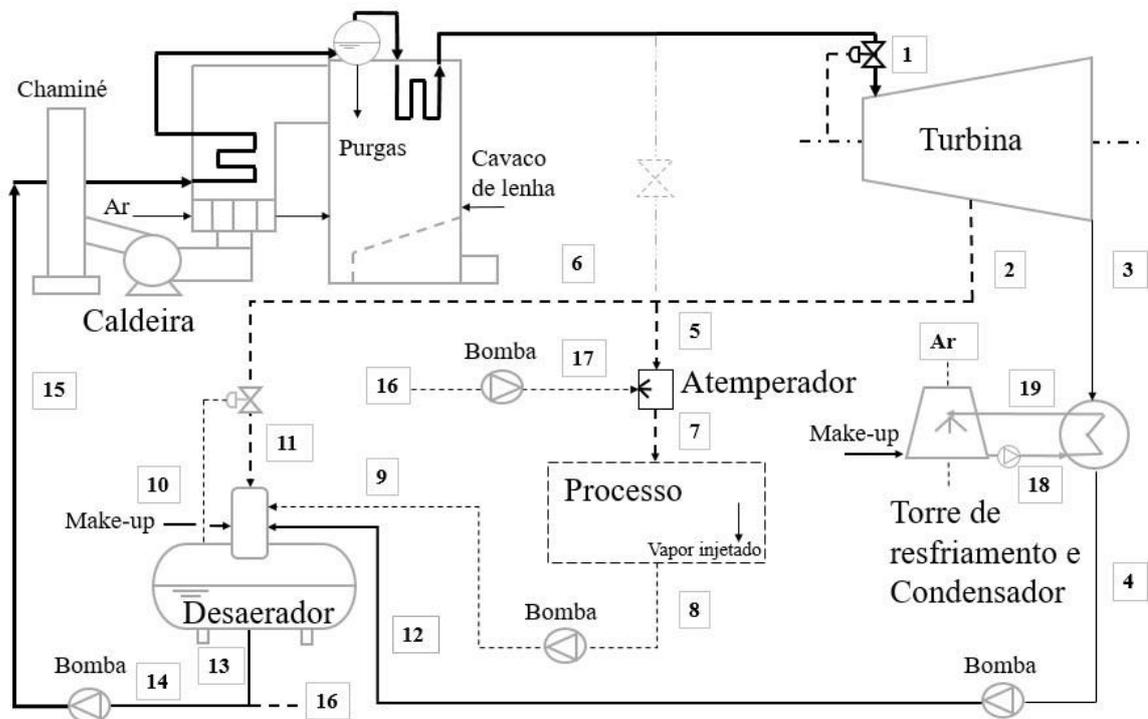
Fonte: Siqueira Neto (2018).

Neste trabalho, as plantas híbridas foram dimensionadas para suprir a demanda máximas de energia elétrica e térmica, que são de 12 MW e 16 t/h, respectivamente. Ademais, considerou-se que a planta opera em carga plena todos os dias do ano.

3.2 CENÁRIO BASE

O esquema da planta de cogeração a biomassa proposta é apresentado na Figura 23, configurando-se como cenário base para inserção de energia solar como alternativa energética.

Figura 23 - Esquema da planta de cogeração a biomassa com turbina CEST.



Fonte: Siqueira Neto (2018).

Vapor superaquecido produzido na caldeira segue para a turbina através de uma válvula de controle de vazão (1), para conversão de energia térmica em energia mecânica. Uma extração é realizada em (2) a fim de atender pelas demandas térmicas do processo industrial (5) e também para promover desaeração da água de alimentação da caldeira (6). Um atemperador é utilizado para redução da temperatura do vapor de extração até à condição de vapor saturado, pela adição de água proveniente da bomba de alimentação da caldeira (17). Vapor saturado em

(7) é então destinado ao processo, de onde apenas uma fração de condensado (8) é retornada ao desaerador (9). Vapor de escape deixa a turbina no ponto (3) para o condensador, de onde calor é removido com o auxílio de uma torre de resfriamento. O condensado é então bombeado para o desaerador (12), onde são retirados os gases não condensáveis (O_2 e CO_2). Água de reposição em (10) compensa as purgas da caldeira, das linhas de vapor e da fração de condensado retida no processo industrial. Por fim, o condensado (15) é bombeado para caldeira, completando o ciclo termodinâmico. As condições de operação da planta do cenário base estão mostrados na Tabela 7. Os parâmetros utilizados são baseados nas demandas da empresa e em informações dos fornecedores dos equipamentos.

Tabela 7 - Condições de projeto para simulação do cenário base.

Parâmetros	Valor considerado
Capacidade da planta, MWe	12
Vazão máxima de vapor de processo, t/h	16
Retorno de condensado, %	50
Temperatura do vapor superaquecido, °C	520
Pressão nominal, bar abs.	68
Pressão de extração, bar abs.	10
Pressão de condensação, bar abs.	0,105
Eficiência da caldeira, %	86
PCI (base úmida), kJ/kg	10.366
Eficiência mecânica da turbina, %	96
Eficiência elétrica do gerador, %	97
Eficiência isentrópica das bombas, %	78

Fonte: Adaptado de Siqueira Neto (2018).

As informações referentes às vazões mássicas e aos estados termodinâmicos no cenário base são mostradas na Tabela 8.

Tabela 8 - Vazão mássica e propriedades termodinâmicas para o cenário base.

Ponto	\dot{m} [kg/s]	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	15,33	68	520	3462	6,877
2	6,043	10	267,4	2981	6,998
3	9,284	0,105	46,76	2386	7,508
4	9,284	0,105	46,76	195,8	0,6617
5	4,071	10	267,4	2981	6,998
6	1,972	10	267,4	2981	6,998
7	4,444	10	179,9	2777	6,585
8	2,222	1,01	80	335,1	1,076

9	2,222	2,7	80,02	335,3	1,076
10	2,452	2,7	25	105,1	0,3672
11	1,972	2,7	256,1	2981	7,592
12	9,284	2,7	46,79	196,1	0,662
13	15,93	2,7	130	195,8	1,634
14	15,56	2,7	130	546,2	1,634
15	15,56	68	131	555,2	1,639
16	0,3727	2,7	130	546,2	1,634
17	0,3727	10	130,1	547,2	1,635
18	486,6	5	33	138,7	0,4778
19	486,6	5	43	180,5	0,6121

3.3 CENÁRIOS ASSISTIDOS POR ENERGIA SOLAR

Dois cenários são propostos para o sistema híbrido, um primeiro destinado ao pré-aquecimento da água de alimentação (cenário FWH) e o segundo considerando geração direta de vapor (cenário DSG) em paralelo com a caldeira.

No cenário FWH, o campo solar é modelado em série com a caldeira, de modo a pré-aquecer o condensado de retorno, conforme ilustrado na Figura 24. Seguindo orientação da literatura técnica o projeto conceitual foi desenhado de modo que a temperatura na saída do campo solar seja de 180 °C, para múltiplo solar igual a um, MS=1, (ver seção 4.2), admitindo-se valores de até 200 °C em casos isolados ou críticos de elevada radiação solar.

No cenário DSG, o campo solar é modelado em paralelo com a caldeira, de modo a gerar vapor superaquecido, conforme ilustrado na Figura 25. O projeto conceitual foi desenhado com capacidade para atender 50% da carga térmica da caldeira, novamente para MS = 1. A carga do campo solar foi limitada em 60% para garantir operação da caldeira em carga mínima de 40%.

Para cálculo da área do campo solar, em ambos os cenários foram desconsiderados valores de DNI abaixo de 250 W/m² e 5% dos valores mais altos da série do ano meteorológico típico (TMY – *Typical Metereological Year*) (BURIN, 2015).

Figura 24 - Esquema de hibridização com preaquecimento de água de alimentação.

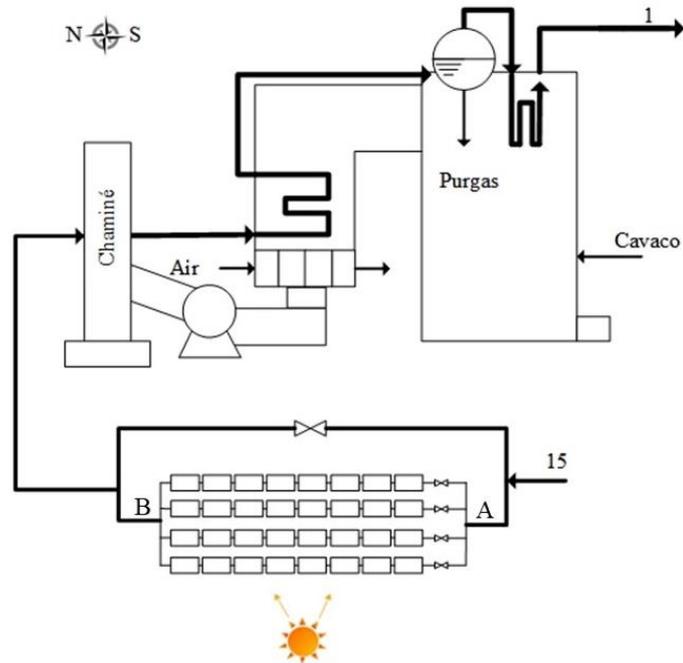
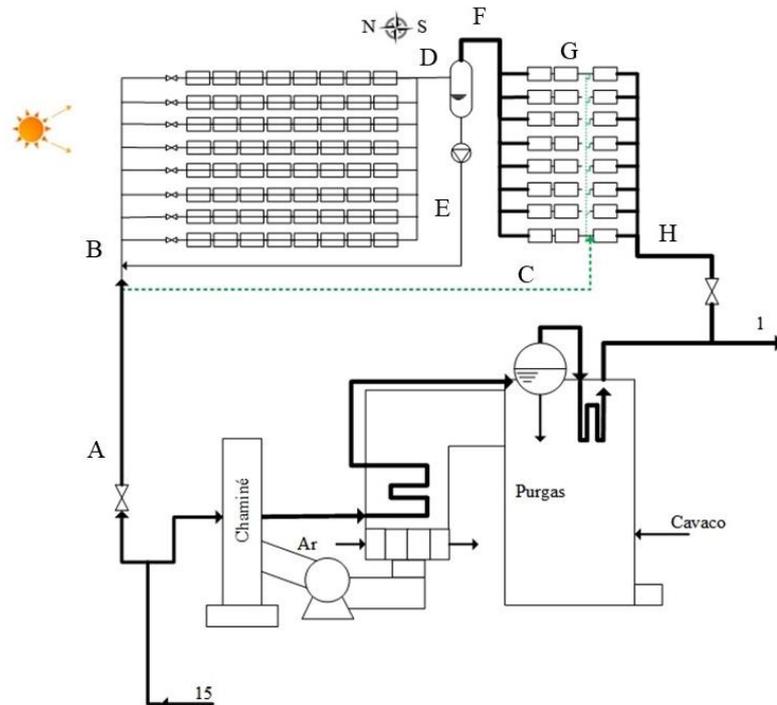


Figura 25 - Esquema de hibridização com geração direta de vapor.

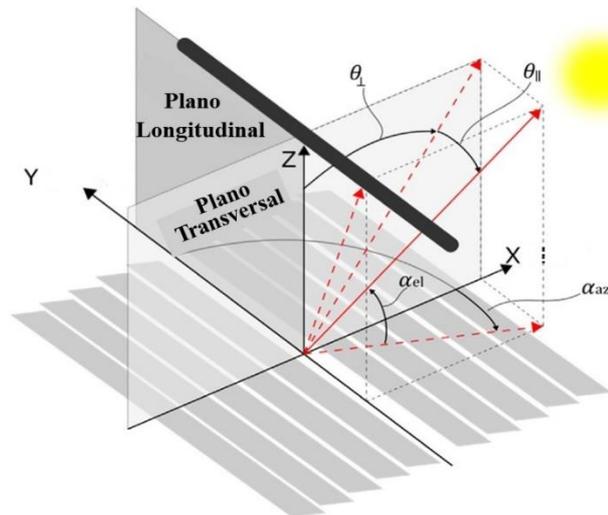


4 MODELAGEM DO CAMPO SOLAR FRESNEL

4.1 ÂNGULOS SOLARES

A eficiência de um coletor solar pode ser medida pela razão entre a energia absorvida pelo absorvedor e a energia solar incidente em toda área de espelhos. A energia solar correspondente ao campo solar é resultado da multiplicação da DNI incidente pela área de espelhos refletores. A eficiência do coletor depende do posicionamento do sol com relação a superfície dos espelhos. A Figura 26 ilustra a posição relativa do sol em relação ao concentrador solar. Neste caso, o posicionamento é caracterizado pelos ângulos de incidência transversal (θ_{\perp}) e longitudinal (θ_{\parallel}).

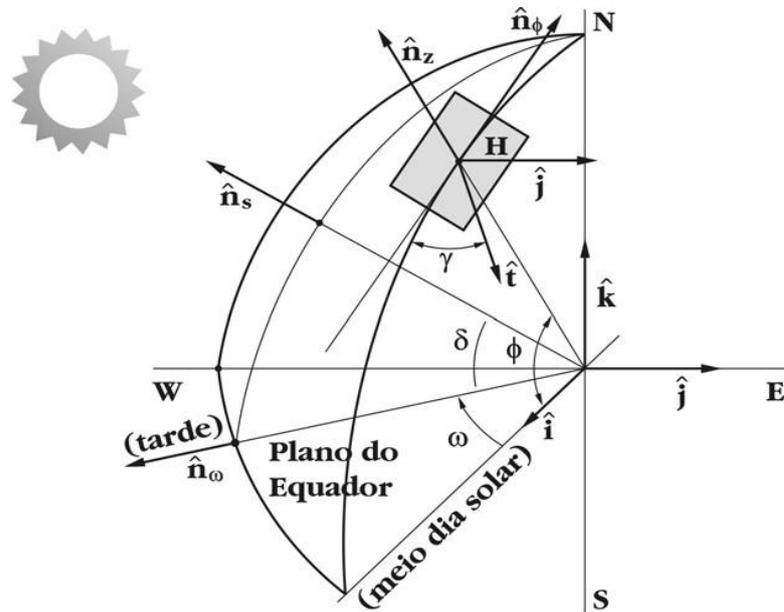
Figura 26 - Ângulos transversal e longitudinal de incidência solar em um concentrador Fresnel.



Fonte: Adaptado de Kincaid *et al.* (2018).

Os ângulos transversal e longitudinal dependem da localização geográfica dos coletores, bem como, de sua orientação, inclinação e posição durante o dia e ao longo do ano. A Figura 27 mostra os ângulos utilizados para rastreamento solar para o caso de um plano horizontal H na superfície terrestre.

Figura 27 - Ângulos característicos de orientação de plano inclinado e horizontal.



Fonte: Colle (2017).

Na Figura 27, ω representa o ângulo horário, referenciado ao meio-dia solar, que rastreia o posicionamento do sol no plano do Equador, a uma taxa constante de 15° por hora. O ângulo ω é considerado positivo no período da manhã e negativo à tarde, calculado de acordo a Equação 4.1,

$$\omega = 15 \cdot (12 - t_{sol}) \quad (4.1)$$

onde t_{sol} [horas] é o horário solar do local avaliado. Cabe aqui recordar que, os ângulos solares são calculados com relação ao horário solar. Entretanto, dados meteorológicos são geralmente disponibilizados em horário local (horário oficial de uma região relacionado ao meridiano de referência). O horário local é convertido para o horário solar utilizando-se a expressão (DUFFIE; BECKMAN, 2020):

$$t_{sol} = t_{loc} + \frac{(L_{ref} - L_{loc})}{15} + \frac{E}{60} \quad (4.2)$$

onde L_{ref} e L_{loc} [graus] são as longitudes para o meridiano de referência e o posicionamento geográfico da região avaliada, respectivamente. O parâmetro E representa uma correção para equação do tempo, que leva em consideração a variação da rotação da terra em torno do seu próprio eixo ao longo do ano. Este fenômeno ocorre em razão da excentricidade terrestre e é calculado utilizando a correlação de Spencer (COLLE, 2016) como se segue,

$$E = 229,18[0,000075 + 0,001868 \cos(B) - 0,032077 \text{sen}(B) - 0,014615 \cos(2B) - 0,04089 \text{sen}(2B)] \quad (4.3)$$

onde B é definido por,

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (4.4)$$

e n corresponde ao dia do ano avaliado, variando de 1 a 365.

O ângulo δ , também mostrado na Figura 22, representa a declinação solar, mais especificamente a inclinação entre a reta que liga o sol ao centro da terra e o plano do Equador. O ângulo δ varia ao longo do ano entre $+23,45^\circ$ e $-23,45^\circ$, calculado de acordo com a correlação de Cooper (DUFFIE; BECKMAN, 2020),

$$\delta = 23,45 \text{sen} \left[\frac{360}{365} (284 + n) \right] \quad (4.5)$$

Finalmente, ϕ representa a latitude para o plano horizontal H , variando de 0° a 90° para o hemisfério norte e de 0° a -90° para o hemisfério sul.

Na Figura 28 estão mostrados os ângulos de orientação para uma superfície coletora T em um plano horizontal H . O ângulo de azimute γ representa o posicionamento do coletor com relação a uma reta tangente ao meridiano terrestre, o ângulo β corresponde à inclinação da superfície coletora em relação ao plano H .

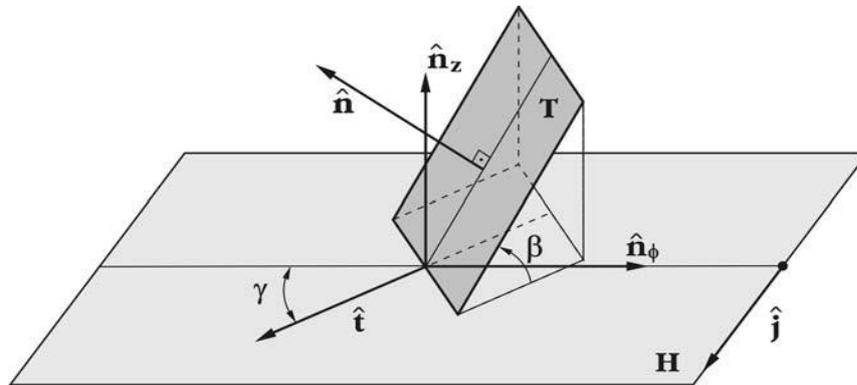
O ângulo θ compreende a reta que une o sol ao centro da terra e o vetor normal a superfície coletora T . Este ângulo é definido por

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \text{sen}(\delta)[\text{sen}(\phi) \cos(\beta) - \cos(\phi) \text{sen}(\beta) \cos(\gamma)] \\ & + \cos(\delta) \cos(\omega) [\cos(\phi) \cos(\beta) + \text{sen}(\phi) \text{sen}(\beta) \cos(\gamma)] \\ & + \cos(\delta) \text{sen}(\beta) \text{sen}(\gamma) \text{sen}(\omega) \end{aligned} \quad (4.6)$$

Os coletores foram considerados alinhados no sentido norte-sul e, portanto, $\gamma = 0^\circ$. Adicionalmente, para o caso de superfícies horizontais ($\beta = 0^\circ$) o ângulo θ torna-se θ_z , denominado ângulo de zênite, conforme mostrado na Figura 29 e calculado por

$$\cos(\theta_z) = \text{sen}(\phi) \text{sen}(\delta) + \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (4.7)$$

Figura 28 - Plano inclinado sobre superfície horizontal (H) tangente a superfície terrestre.



Fonte: Colle (2017).

O ângulo θ_z é complementar ao ângulo de altitude solar α . Ainda na Figura 29, o ângulo de azimute solar ψ determina a posição do sol no plano horizontal H com relação ao meridiano local, sendo calculado pela seguinte expressão

$$\cos(\psi) = \frac{\text{sen}(\alpha) \text{sen}(\phi) - \text{sen}(\delta)}{\cos(\alpha) \cos(\phi)} \quad (4.8)$$

De acordo com Feldhoff (2012), os ângulos θ_{\perp} e θ_{\parallel} são calculados em função dos ângulos ψ e α , utilizando as equações 4.9 e 4.10, respectivamente.

$\eta_0 = 0,65$ no caso de superaquecimento (modelo SUPERNOVA)

Os valores correspondentes a K_{\perp} e K_{\parallel} dependem dos ângulos de incidência transversal e longitudinal, de acordo com a Tabela 9. Importante ressaltar que, apesar do melhor isolamento térmico proporcionado pelo modelo SUPERNOVA a eficiência óptica para esta tecnologia reduz de 2% a 3% devido à utilização de tubos evacuados no absorvedor (SCHENK, 2012)

Tabela 9 - Multiplicadores K_{\perp} e K_{\parallel} em função dos ângulos de incidência solar.

NOVA-1			SUPERNOVA		
θ	Fator de correção		θ	Fator de correção	
	Transversal [$K_{\perp}(\theta_{\perp})$]	Longitudinal [$K_{\parallel}(\theta_{\parallel})$]		Transversal [$K_{\perp}(\theta_{\perp})$]	Longitudinal [$K_{\parallel}(\theta_{\parallel})$]
0°	1,00	1,00	0°	1,00	1,00
10°	0,98	0,98	10°	0,98	0,98
20°	0,95	0,92	20°	0,96	0,92
30°	0,95	0,83	30°	0,95	0,83
40°	0,91	0,70	40°	0,91	0,69
50°	0,86	0,53	50°	0,86	0,52
60°	0,70	0,33	60°	0,70	0,31
70°	0,48	0,12	70°	0,48	0,11
80°	0,24	0,01	80°	0,23	0,00
90°	0,00	0,00	90°	0,00	0,00

Fonte: Adaptado de Novatec Solar (2014).

As perdas térmicas são calculadas utilizando o modelo fornecido pelo fabricante,

$$\dot{Q}_p = (u_1 \Delta T_{solar} + u_2 \Delta T_{solar}^2 + u_3 \Delta T_{solar}^3 + u_4 \Delta T_{solar}^4) \cdot A \quad (4.12)$$

em que A [m²] representa a área líquida de espelhos e ΔT a diferença entre a média das temperaturas de entrada e saída do campo solar com a temperatura ambiente,

$$\Delta T_{solar} = \frac{T_{saída} + T_{entrada}}{2} - T_{amb} \quad (4.13)$$

Os coeficientes u_1 , u_2 , u_3 e u_4 são determinados pelo fabricante e seus respectivos valores estão mostrados na Tabela 10 para os modelos NOVA-1 e SUPERNOVA.

Tabela 10 - Coeficientes para modelo de perdas térmicas dos coletores NOVA-1 e SUPERNOVA

MODELO	u_1 [W/m ² K]	u_2 [W/m ² K ²]	u_3 [W/m ² K ³]	u_4 [W/m ² K ⁴]
NOVA-1	0,056	0,00213	0,00	0,00
SUPERNOVA	0,013	0,00	0,00	6,25 x 10 ⁻¹⁰

Fonte: Adaptado de Novatec Solar (2014).

Finalmente, a energia térmica efetivamente absorvida (\dot{Q}_{solar}) é obtida pela subtração das perdas de calor da energia absorvida da DNI incidente, como mostrado na Equação 4.14. Demais perdas relativas a sombreamento, fim de linha, tubulações e degradação devido a sujeira do campo solar são desconsideradas.

$$\dot{Q}_{solar} = A(DNI \cdot \eta_{opt} - \dot{Q}_p) \quad (4.14)$$

Com a finalidade de avaliar a influência da área do campo solar adotada no projeto, foi considerado o Múltiplo Solar (MS), definido pela Equação 4.15.

$$MS = \frac{\text{Área do campo solar}}{\text{Área de projeto do campo solar}} \quad (4.15)$$

A eficiência térmica do campo solar, como abordado anteriormente, é definida como a relação entre a energia absorvida pelo fluido de trabalho e a irradiação incidente. A eficiência anual do campo solar é calculada por

$$\eta_{cs} = 100 \times \frac{\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{solar(i)}}{\sum_{i=1}^{8760} A \cdot DNI_{(i)}} \quad (4.16)$$

No presente trabalho, a economia de combustível representa outro parâmetro de interesse, específico para sistemas híbridos. Tal parâmetro é definido como a relação entre o combustível economizado devido à integração do campo solar e o total consumido pelo sistema operando no modo convencional (Cenário base), aqui considerado em base mensal e anual, como apresentado nas Equações 4.17 e 4.18, respectivamente.

$$\eta_{econ,m} = 100 \times \frac{\sum_{i=1}^{horas\ m\acute{e}s} \dot{m}_{base(i)} - \dot{m}_{cs(i)}}{\sum_{i=1}^{horas\ m\acute{e}s} \dot{m}_{base(i)}} \quad (4.17)$$

$$\eta_{econ,a} = 100 \times \frac{\sum_{i=1}^{8760} \dot{m}_{base(i)} - \dot{m}_{cs(i)}}{\sum_{i=1}^{8760} \dot{m}_{base(i)}} \quad (4.18)$$

em que \dot{m}_{base} [t/h] representa o consumo de biomassa para o sistema operando no cenário base e $\dot{m}_{cs(i)}$ [t/h] é o consumo de biomassa para o sistema operando em modo híbrido.

Para o cenário DSG, utiliza-se o índice de conversão de energia solar para energia elétrica η_{STE} , representando a relação entre a potência gerada pela planta com energia solar e a energia solar incidente, de acordo com a Equação 4.19,

$$\eta_{STE} = 100 \times \frac{\sum_{i=1}^{8760} \dot{W}_{solar(i)}}{\sum_{i=1}^{8760} A \cdot DNI(i)} \quad (4.19)$$

em que \dot{W}_{solar} [kW] é a fração de potência elétrica gerada pelo campo solar durante um ano meteorológico típico, calculado de acordo a Equação 4.20,

$$\dot{W}_{solar} = FS \cdot \dot{W}_{gerado} \quad (4.20)$$

sendo FS a fração solar calculada por

$$FS = \frac{\dot{Q}_{solar}}{\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{cald}} \quad (4.22)$$

5 MODELAGEM TERMODINÂMICA

Neste trabalho, a modelagem termodinâmica dos equipamentos foi feita considerando a lei da conservação de massa, primeira e segunda leis da termodinâmica. As hipóteses simplificativas adotadas envolvem:

- Operação em regime permanente;
- Variação de energia cinética, potencial e queda de pressão negligenciáveis;
- Perdas térmicas nas tubulações e nos trocadores de calor, exceto no campo solar, desprezíveis.

Além disso, o estado de referência considerado para as análises de segunda lei é composto por $T_{ref.} = 25$ [°C] e $P_{ref.} = 101,3$ [kPa]. A solução do sistema de equações foi realizada no ambiente computacional do *software* EES (*Engineering Equation Solver*®).

Nas próximas seções que compõe este capítulo estão descritos os equipamentos e as equações utilizadas para avaliação das plantas híbridas: caldeira, turbina, condensador, desaerador, bombas e campo solar.

5.1 CALDEIRA

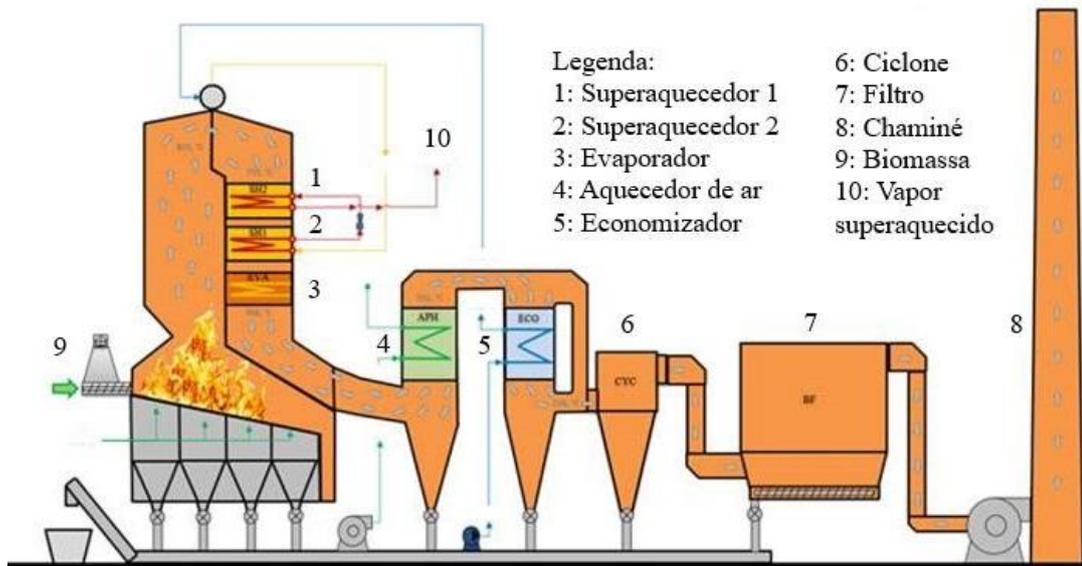
A caldeira representa parte fundamental das plantas de cogeração, responsável pela conversão da energia química do combustível em calor, promovendo a evaporação e o superaquecimento do fluido térmico. Na Figura 30 é mostrada o esquema construtivo de uma caldeira aquatubular, onde a água circula por dentro dos tubos absorvendo a energia proveniente da queima do combustível.

No presente trabalho, são considerados como parâmetros de operação da caldeira a produção de vapor, pressão, temperatura, o consumo de combustível e a eficiência térmica. Conforme Bazzo (1995), a eficiência térmica pode ser calculada de acordo com a equação

$$\eta_c PCI \dot{m}_{cb} = \dot{m}_v (h_{out} - h_{in}) \quad (5.1)$$

em que η_c é a eficiência térmica da caldeira, PCI [kJ/kg] é o poder calorífico inferior do combustível, \dot{m}_v [kg/s] é a vazão mássica de vapor superaquecido, h_{in} [kJ/kg] a entalpia da água de alimentação e h_{out} é a entalpia do vapor gerado.

Figura 30 - Esquema construtivo da caldeira aquatubular



Fonte: Fornecedor de caldeiras.

A biomassa utilizada é o cavaco de lenha de eucalipto. Em plantas de geração a biomassa, uma alternativa para reduzir os custos do cavaco de lenha é produção própria de floresta energética, já que o preço pago por este combustível é associado ao manejo de florestas, transporte e o lucro do produtor. No ÂPENDIE A é feito o cálculo da área de floresta energética necessária para abastecimento dos cenários estudados.

Nos cenários base e FWH, as plantas foram modeladas considerando eficiência térmica da caldeira constante e igual a 86%, aqui admitido como razoável, tendo em vista que neste cenário a caldeira opera em cargas acima de 75%. No cenário DSG, a planta foi modelada com a caldeira operando em cargas parciais, mesmo inferiores a 75%, o que implica na redução de sua eficiência, de acordo com curva disponibilizada pelo fabricante. A curva de eficiência da caldeira e a composição da biomassa utilizada estão mostradas no ANEXO A. A carga mínima da caldeira foi limitada em 40% a fim de se garantir o funcionamento adequado da fornalha,

minimizando queima parcial de combustível. As purgas foram consideradas na ordem de 1,5% da vazão mássica de vapor na caldeira.

A exergia destruída na caldeira foi calculada de acordo com a equação

$$\dot{E}_{D,cald.} = \dot{E}_{bio.} + \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (5.2)$$

em que $\dot{E}_{D,cald.}$ [kW] é a taxa de destruição de exergia na caldeira, \dot{E}_{in} e \dot{E}_{out} [kW] são as exergias referentes aos fluxos de água que entram e saem da caldeira, respectivamente, e $\dot{E}_{bio.}$ é a exergia da biomassa utilizada (ver equações 5.4 e 5.5).

De acordo com as hipóteses assumidas, as exergias são calculadas considerando-se as parcelas física e química. A exergia física específica é calculada conforme a equação

$$e_{ph} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (5.3)$$

em que h , s [kJ/kgK] e T [K] representam a entalpia, entropia e a temperatura, o subscrito 0 indica que as propriedades são avaliadas na condição de referência. É necessário ressaltar que, como as propriedades químicas do fluido térmico são consideradas constantes ao longo dos processos da planta de cogeração, o cômputo da exergia em cada ponto é realizado utilizando apenas a parcela física. Para o cavaco de lenha de eucalipto, a exergia química é calculada conforme o modelo proposto por Szargut, Morris e Steward (1988),

$$e_{ch} = PCI \cdot \beta \quad (5.4)$$

em que β é calculado com a seguinte expressão,

$$\beta = \frac{1,042 + 0,2160 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C}\right) - 0,2499 \left(\frac{z_{O_2}}{z_C}\right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{z_{H_2}}{z_C}\right)\right] + 0,0450 \left(\frac{z_{N_2}}{z_C}\right)}{1 - 0,30351 \left(\frac{z_{O_2}}{z_C}\right)} \quad (5.5)$$

sendo z_{H_2} , z_{O_2} , z_{N_2} e z_C as frações mássicas de H_2 , O_2 , N_2 e C , respectivamente.

5.2 TURBINA

As turbinas convertem a energia térmica do vapor em energia mecânica ou trabalho de eixo. A potência correspondente a cada estágio da turbina é calculada conforme equação

$$\dot{W}_{Turb.} = \eta_{tg,mec} \eta_{tg,el} \dot{m}_v (h_{in} - h_{out}) \quad (5.6)$$

onde $\dot{W}_{Turb.}$ [kW] é a potência produzida, $\eta_{tg,mec}$ o rendimento mecânico, h_{in} e h_{out} [kJ/kg] as entalpias do vapor na entrada e saída da turbina, respectivamente. A energia elétrica efetivamente gerada considera o rendimento elétrico do gerador $\eta_{tg,el}$, aqui admitido constante e igual a 98% (ver Tabela 7). Os dados técnicos de operação da turbina estão mostrados na Tabela 11.

Tabela 11 - Dados técnicos da turbina.

Tipo	Eficiência isentrópica	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
Ação e reação	0,883 ^a	68	520,0
Reação	0,785 ^b	10	267,4

^aPonto 1 ao 2, ^bPonto 2 ao 3 da Figura 18

Fonte: Fornecedor de turbinas.

As entalpias de saída são calculadas utilizando a eficiência isentrópica da turbina, de acordo a equação

$$\eta_{tg,iso} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (5.7)$$

em que $h_{out,s}$ representa a entalpia para o caso de expansão isentrópica. Finalmente, a exergia destruída é calculada por

$$\dot{E}_{D,Turb.} = \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} - \dot{W}_{Turb.} \quad (5.8)$$

em que $\dot{E}_{D,Turb.}$ é a taxa de destruição de exergia na turbina.

5.3 CONDENSADOR

A taxa de calor rejeitado ao ambiente pelo condensador, $\dot{Q}_{cond.}$, é calculada de acordo a Equação 5.9,

$$\dot{Q}_{cond.} = \dot{m}_c(h_{in} - h_{out}) \quad (5.9)$$

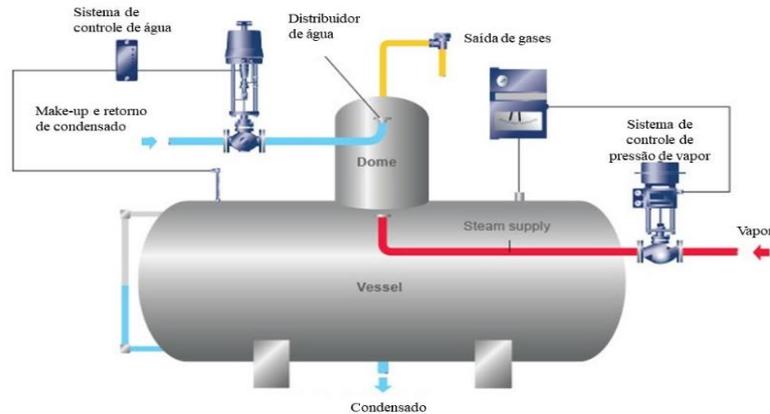
em que \dot{m}_c [kg/s] é a vazão mássica de fluido de trabalho que atravessa o condensador. Ademais, considera-se uma torre de resfriamento para promover a condensação da água, os cálculos referentes ao uso de água na torre de resfriamento estão mostrados no Apêndice A. O balanço de exergia para este componente foi realizado conforme a Equação 5.10,

$$\dot{E}_{D,cond.} = \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} \quad (5.10)$$

5.4 DESAERADOR

O desaerador é utilizado para remover gases dissolvidos do fluido térmico. Este procedimento previne a planta dos efeitos de corrosão. O oxigênio é a principal causa de corrosão em tanques, linhas e tanques de alimentação e caldeiras. Adicionalmente, na presença de dióxido de carbono, o pH cai e a água torna-se ácida, intensificando a taxa de corrosão. Desaeradores pulverizam a água em pequenas partículas em meio a uma atmosfera de vapor, liberando os gases dissolvidos. E na sequência, os gases indesejados são rejeitados para a atmosfera (SPIRAX SARCO, 2021), conforme esquema mostrado na Figura 31.

Figura 31 - Esquema construtivo do desaerador.



Fonte: Adaptado de Spirax Sarco (2021).

O desaerador foi modelado considerando pressão de 2,7 bar de acordo com o balanço de energia da Equação 5.11. Perdas de calor para o ambiente foram negligenciadas, assim como os fluxos mássicos de ar. O balanço exergético é a realizado conforme a Equação 5.12.

$$\sum_{i=1}^M \dot{m}_{in,i} h_{in,i} = \sum_{j=1}^N \dot{m}_{out,j} h_{out,j} \quad (5.11)$$

$$\dot{E}_{D,Desae.} = \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} \quad (5.12)$$

5.5 BOMBAS

As bombas são instaladas para movimentação de condensado na planta. A potência de bombeamento do fluido térmico é calculada pela Equação 5.13,

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}(h_{in} - h_{out})}{\eta_{b,mec} \eta_{b,el}} \quad (5.13)$$

em que \dot{m} [kg/s] é a vazão mássica, $h_{in} - h_{out}$ representa o ganho de entalpia, $\eta_{b,mec}$ e $\eta_{b,el}$ são as eficiências mecânica e elétrica, respectivamente (ver Tabela 8).

A entalpia na saída, h_{out} , é calculada considerando a eficiência isentrópica da bomba, de acordo a Equação 5.14,

$$\eta_{b,iso} = \frac{(h_{in} - h_{out,s})}{(h_{in} - h_{out})} \quad (5.14)$$

em que $h_{out,s}$ é a entalpia na saída da bomba para o caso de compressão isentrópica. O cálculo da taxa de destruição de exergia foi realizado conforme a equação

$$\dot{E}_{D,bomba} = \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} - \dot{W}_{bomba} \quad (5.15)$$

em que $\dot{E}_{D,bomba}$ é a taxa de destruição de exergia na bomba.

5.6 CAMPO SOLAR

Conforme discutido na seção (4.1), a energia solar absorvida pelo campo solar é calculada em termos da energia absorvida pelo fluido térmico, conforme a Equação 5.16,

$$\dot{Q}_{solar} = \dot{m}_v(h_{out} - h_{in}) \quad (5.16)$$

O balanço de exergia para o campo solar é realizado de acordo a Equação (5.17),

$$\dot{E}_{D,cs} = \dot{E}_{solar} + \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (5.17)$$

em que $\dot{E}_{D,cs}$ [kW] representa a taxa de destruição de exergia no campo solar, $\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$ a taxa variação da exergia no fluido térmico e \dot{E}_{solar} a exergia solar calculada através da Equação 5.18, de acordo com o modelo proposto por Petela (1964).

$$\dot{E}_{solar} = \dot{Q}_{solar} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{amb.}}{T_{sol}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_{amb.}}{T_{sol}} \right) \right] \quad (5.18)$$

em que T_{sol} é a temperatura aparente do sol de 5777 K conforme sugerido por Duffie e Beckman (2020).

5.7 ÍNDICES GLOBAIS

Em termos gerais, plantas de cogeração garantem maior eficiência térmica que sistemas convencionais devido ao atendimento simultâneo de demandas térmicas e elétricas, proporcionando melhor aproveitamento de combustível. Neste trabalho, a eficiência térmica global para todas as configurações propostas é calculada conforme a Equação 5.19,

$$\eta_g = \frac{(\dot{W}_{Turb.} + \dot{Q}_p - \sum \dot{W}_b)}{(\dot{m}_{cb}PCI + \dot{Q}_{solar})} \quad (5.19)$$

em que $\sum \dot{W}_b$ [kW] é a soma das potências necessárias para bombear o fluido térmico e \dot{Q}_p [kW] é o calor de processo, aqui calculado por

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_{ext,p} h_{lv} \quad (5.20)$$

em que $\dot{m}_{ext,p}$ [kg/s] é a demanda de vapor saturado requerida no processo, e h_{lv} [kJ/kg] o calor latente para a pressão de extração do vapor.

A eficiência exergetica das plantas de cogeração é calculada de acordo com a Equação 5.21,

$$\eta_{exe,g} = \frac{(\dot{W}_{Turb.} + \dot{E}_p - \sum \dot{W}_b)}{\dot{E}_{solar} + \dot{E}_{bio.}} \quad (5.21)$$

em que \dot{E}_p [kW] é a exergia do vapor de processo, aqui calculado por

$$\dot{E}_p = \dot{Q}_p \left(1 - \frac{T_{amb.}}{T_{ext}} \right) \quad (5.22)$$

em que T_{ext} [K] é a temperatura do vapor saturado na pressão de extração. O cálculo da exergia destruída em todo o sistema realizado efetuando a soma das exergias destruídas em todos os dispositivos, conforme a Equação (5.23),

$$\dot{E}_{D,ciclo} = \sum \dot{E}_{D,disp.(i)} \quad (5.23)$$

6 ANÁLISE DE PRÉ-VIABILIDADE ECONÔMICA

O aspecto técnico está intrinsecamente relacionado às melhores concepções tecnológicas que proporcionam rendimentos mais elevados, de forma a garantir o melhor retorno possível ao empreendedor e a sociedade. Entretanto, um projeto viável tecnicamente não garante sua implementação. A viabilidade econômica é critério decisivo para tomada de decisão, principalmente com a atual escassez dos recursos e o aumento da competitividade no âmbito industrial.

Os custos envolvidos em projetos de engenharia podem ser medidos de diferentes modos, que trazem consigo suas próprias perspectivas. As análises incluem os custos de aquisição (turbinas eólicas, módulos fotovoltaicos, concentradores etc.), custos de financiamento, instalação e custos associados à operação e manutenção da planta (IRENA, 2012). Neste trabalho, a análise de viabilidade econômica considera cálculos relacionados ao valor presente líquido (VPL), taxa interna de retorno (TIR), *payback* descontado e o custo nivelado de eletricidade correspondente (LCOE).

O método de cálculo do VPL pondera as compensações dos fluxos de caixa, benefícios futuros e valores finais em termos de valor presente equivalente. Desta forma, os tomadores de decisão podem quantificar os ganhos ou perdas de um determinado projeto (BRIGHAM; EHRHARDT, 2017). O VPL é calculado por

$$VPL = \sum_{t=0}^j \frac{FC_t}{(1+i_n)^t} = -FC_0 + \frac{FC_1}{(1+i_n)^1} + \frac{FC_2}{(1+i_n)^2} + \dots + \frac{FC_j}{(1+i_n)^j} \quad (6.1)$$

em que FC_0 [R\$] é o investimento inicial ou CAPEX, FC_t é o j -ésimo fluxo de caixa esperado em um tempo, t [anos] é o período de tempo avaliado e i_n [%] é a taxa de desconto nominal. De acordo com o IEA (2021), valores de i_n tão baixos quanto 3% correspondem ao custo social do capital, 7% correspondem ao custo capital de um grande empreendimento em um mercado desregulado e 10% correspondem ao custo capital em um ambiente de risco elevado. Para fins de cálculo, o valor de i_n utilizado é considerado igual a taxa mínima de atratividade (TMA), que representa o mínimo que o investidor se propõe a ganhar, sendo considerado constante ao longo do tempo de vida do projeto.

A TIR corresponde à taxa de desconto que força o valor presente dos fluxos de caixa ser igual a zero como mostrado na Equação 6.2,

$$\frac{FC_1}{(1 + TIR)^1} + \frac{FC_2}{(1 + TIR)^2} + \dots + \frac{FC_j}{(1 + TIR)^j} - FC_0 = 0 \quad (6.2)$$

Da forma definida, a TIR configura-se como uma estimativa da taxa de retorno do projeto. Se o retorno superar os custos dos recursos utilizados para financiar o projeto, existe vantagem econômica, caso contrário haverá *déficit*. Quando comparada à TMA, a TIR indica a viabilidade do projeto avaliado.

O *Payback* representa o número de anos requeridos para recuperar o investimento inicial do projeto. Neste trabalho é utilizado o *payback* descontado, que é um parâmetro que considera a inflação. É indicado quando o investimento apresenta riscos, já que o período que o capital do investidor está em risco é evidenciado.

O LCOE indica o custo real da eletricidade para diferentes tecnologias de geração, sob diferentes tempos de vida útil (IEA, 2021), sendo, por sua vez, calculado conforme a Equação 6.3,

$$LCOE = \frac{\sum_{t=0}^j (CAPEX_t + OPEX_t + C_t - HC_t)(1 + i_n)^{-t}}{\sum_{t=1}^j (EL_t)(1 + i_n)^{-t}} \quad (6.3)$$

em que $OPEX_t$ e C_t [R\$] são os custos de operação e manutenção e combustível, respectivamente, HC_t [R\$] é o custo evitado pela produção de vapor (*heat credit*) e EL_t [MWh] é a eletricidade produzida pelo sistema.

Sistemas de cogeração produzem eletricidade e energia térmica simultaneamente. Neste caso, de acordo a IEA (2021), o custo do combustível deve ser alocado parcialmente para energia térmica e elétrica. Neste trabalho, o custo do calor (*heat credit*) foi calculado de forma análoga ao LCOE, utilizando o custo nivelado de calor (LCOH- *Levelized Cost of Heat*), de acordo a Equação 6.4 (GABBRIELLI *et al.*, 2014),

$$LCOH = \frac{\sum_{t=0}^j (CAPEX_t + OPEX_t + C_t)(1 + i_n)^{-t}}{\sum_{t=1}^j (H_t)(1 + i_n)^{-t}} \quad (6.4)$$

em que H_t é a energia térmica produzida. Ademais, os custos de aquisição e operação e manutenção para o cálculo do $LCOH$ são baseados em um sistema de geração de vapor para atendimento das demandas térmicas da empresa.

7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados correspondentes a planta operando na condição de projeto para o cenário de referência (caso base) e para os cenários híbridos, bem como os resultados econômicos em base anual.

7.1 CONDIÇÃO DE PROJETO

Em todos os cenários foram considerados os parâmetros estabelecidos para a planta de cogeração a biomassa proposta de acordo com a Figura 23, considerada como cenário base para inserção de energia solar como alternativa energética. Os principais resultados são aqui mostrados na Tabela 12, contemplando: (i) consumo de biomassa, (ii) eficiência térmica global e (iii) eficiência exergética global.

Tabela 12 - Resultados obtidos nos três cenários avaliados – condição de projeto.

Parâmetros	Cenário				
	Base	FWH		DSG	
	Caldeira	Caldeira	C. Fresnel	Caldeira	C. Fresnel
Potência, MWe	12		12		12
Demanda de vapor saturado, t/h	16		16		16
DNI de projeto, W/m ²	-	948		948	
Energia térmica entregue pelo campo solar, MWth	-		3,8		26,0
Biomassa consumida, t/h	18,0	16,5	-	8,3	-
Eficiência óptica, %	-	-	67	-	67/65
Eficiência térmica, %	86,0	86,0	65,8	78,7	63,7
Eficiência térmica global, %	40,2		39,1		32,2
Eficiência exergética, %	32,9	35,8	21,9	29,7	31,7
Eficiência exergética global, %	25,2		25,0		22,8
Área de espelhos, m ²	-	-	6.163,0	-	43.142,0

Área de terreno, m ²	-	-	9.244,5	-	64.713,0
Biomassa economizada, t/h	-	1,5	-	9,6	-

O cenário híbrido correspondente ao pré-aquecimento solar da água de alimentação (FWH) foi dimensionado para elevar a temperatura até 180 °C, reduzindo o consumo de biomassa na caldeira durante operação (MS=1). Neste sentido, foi proposta uma área líquida de espelhos de 6.163 m², ocupando uma área de 9.244,5 m². O campo solar é formado por 12 módulos de concentradores Fresnel modelo NOVA-1, dispostos em dois laços iguais. De acordo com os resultados obtidos, o consumo de biomassa reduziu de 18,0 t/h para 16,5 t/h (-8,3%).

Em razão das geometrias fixas dos módulos solares, a temperatura do fluido no ponto (B) subiu para 188,3 °C (ver Figura 19), o que corresponde a MS = 1,17. Com isto, a carga térmica da caldeira foi reduzida em 8,6% com relação ao cenário base. A eficiência da caldeira foi considerada constante. A Tabela 13 mostra a vazão mássica e as propriedades termodinâmicas para o bloco solar do cenário FWH.

Tabela 13 - Vazão mássica e propriedades termodinâmicas para o cenário FWH.

Ponto	\dot{m} [kg/s]	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]
A	15,56	68	131	555,2	1,639
B	15,56	68	188,3	802,5	2,211

Para o caso de geração direta de vapor (DSG), a área do campo solar Fresnel foi dimensionada para substituir a operação da caldeira em 50% (MS = 1,00), produzindo vapor superaquecido nas condições nominais de 520 °C e 68 bar. A eficiência da caldeira foi considerada variável em função da carga de operação, que se estendeu numa faixa previamente estabelecida de 40 até 100% de acordo a Figura 46 (ver ANEXO A). Com este propósito, foi proposto um campo solar com uma área líquida de 43.142 m² de espelhos, ocupando um terreno equivalente a 64.713 m². Neste caso, o campo solar é formado por 84 módulos Fresnel, dispostos em sete laços iguais. Cada laço é composto por nove concentradores do modelo NOVA-1 (seção de evaporação) e três coletores do modelo SUPERNOVA (seção de superaquecimento). No projeto conceitual foi considerado vapor saturado com título aproximado de 0,75 na entrada do tambor separador de modo a evitar superaquecimento no tubo absorvedor (Hirsh *et al.*, 2013). Na sequência vapor saturado seco ($x = 1$) deixa o tambor

separador em direção ao superaquecedor. A descrição dos estados termodinâmicos do campo solar nas condições de projeto do cenário DSG estão mostradas na Tabela 14.

Tabela 14 - Vazão mássica e propriedades termodinâmicas para o cenário DSG.

Ponto	\dot{m} [kg/s]	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
A	9,87	68	131	555,2	1,639
B	11,05	68	163,8	695,5	1,973
C	0,13	68	131	555,2	1,639
D	11,05	68	283,9	2472	5,284
E	2,21	68	283,9	1275	3,104
F	8,84	68	283,9	2775	5,829
G	8,84	68	424,6	3227	6,562
H	8,97	68	520	3462	6,877

Como pode ser visto na Tabela 12, o cenário DSG proporciona o menor consumo de cavaco de eucalipto (8,3 t/h), o que corresponde a uma redução de 53,9% e 49,7% no consumo com relação ao cenário base e cenário FWH, respectivamente. Em razão do projeto conceitual de caráter discreto dos módulos Fresnel, no cenário DSG a carga de vapor produzida no campo solar foi de 58,6% ($MS = 1,17$).

O cenário base apresentou o maior valor de eficiência térmica, na ordem de 40%. Os cenários FWH e DSG, por sua vez, apresentaram valores da ordem de 39% e 32%, respectivamente. A redução na eficiência térmica com a hibridização é consequência da menor eficiência térmica do campo solar com relação a caldeira e, para o cenário DSG, da menor eficiência da caldeira operando em carga parcial. Adicionalmente, o cenário DSG opera em níveis mais elevados de temperatura e, conseqüentemente, além da menor eficiência óptica na seção de superaquecimento do vapor, as perdas térmicas são superiores devido ao aumento na diferença de temperaturas, o que contribui para o aumento das perdas térmicas e conseqüente redução da eficiência térmica.

As eficiências exergéticas foram avaliadas em aproximadamente 25%, 25% e 23% para os cenários base, FWH e DSG, respectivamente. Os cenários base e FHW não apresentaram diferenças significativas. Pelo lado do cenário DSG, ao considerar uma maior participação da energia solar, a eficiência exergética global é reduzida, em concordância com Alhayek, Agelin-Chaab e Reddy (2017) ao demonstrar redução na eficiência exergética da planta em razão da maior destruição de exergia no campo solar, por conta da elevada temperatura do sol, relativamente à temperatura do fluido térmico.

A área de terreno requerida para implantação do campo solar Fresnel tem sido considerada cerca de 1,5 vezes a área de espelhos (ALMEIDA, 2018; BURIN; GIUDICE; BAZZO, 2018). Em geral, concentradores Fresnel apresentam vantagens com relação a outras tecnologias CSP, como os concentradores parabólicos que utilizam áreas da ordem de 4 vezes a área de espelhos dimensionada (Burin *et al.*, 2015).

A Tabela 15 mostra os resultados da análise exergética para as plantas de cogeração nas condições de projeto. Entre os diversos componentes da planta, o campo solar e a caldeira apresentaram modificações expressivas entre os cenários avaliados. No cenário base a caldeira apresenta a maior destruição de exergia, cerca de 89%, em consequência do processo de combustão, como já tem sido reportado em vários trabalhos disponíveis na literatura técnica. Apesar do valor expressivo, não há aqui espaço para melhorias significativas, que não sejam a de garantir combustão completa da biomassa, ou reduzir perdas de calor pelas paredes e pela chaminé com os gases de exaustão.

No caso da turbina, a exergia destruída é consequência direta das eficiências isentrópicas assumidas para o primeiro e segundo estágios de expansão do vapor superaquecido, neste caso com valores na ordem de 86% e 78%, respectivamente. Sabe-se hoje da disponibilidade comercial de turbinas a vapor com eficiências isentrópicas maiores, de até 90%, mas com custo significativamente mais alto.

Tabela 15 - Resultados obtidos nos três cenários avaliados (condição de projeto).

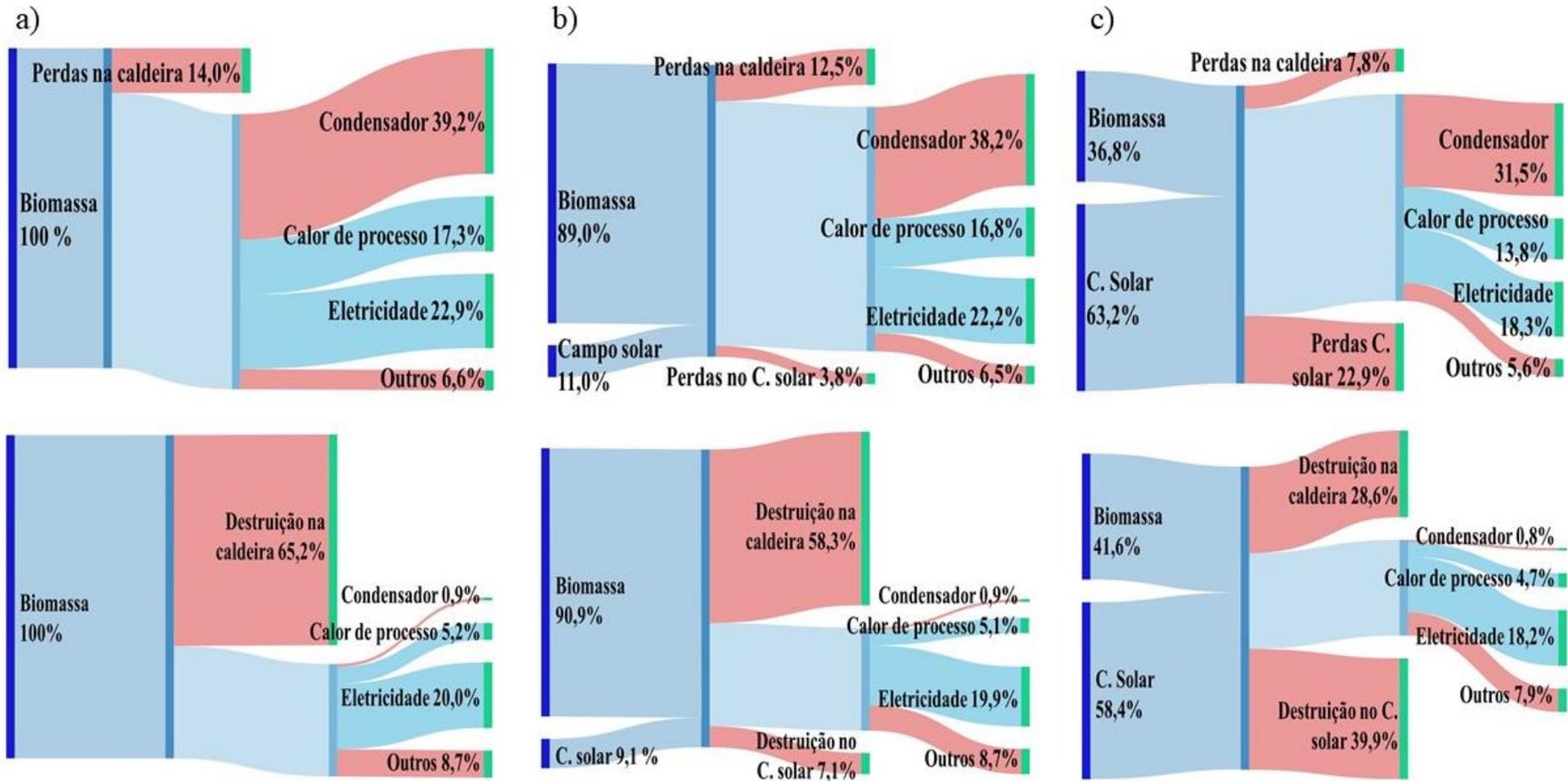
Componente	Cenário Base		Cenário FWH		Cenário DSG	
	Exergia destruída, [kW]	Relação de destruição de exergia, [%]	Exergia destruída, [kW]	Relação de destruição de exergia [%]	Exergia destruída, [kW]	Relação de destruição de exergia, [%]
Atemperador	48,6	0,1	48,6	0,1	48,6	0,1
Bomba 1	0,9	0,0	0,9	0,0	0,9	0,0
Bomba 2	0,1	0,0	0,1	0,0	0,1	0,0
Bomba 3	34,6	0,1	34,6	0,1	34,3	0,1
Bomba 4	0,1	0,0	0,1	0,0	0,1	0,0
Caldeira	38557,0	88,9	34721,0	79,2	18642,0	37,7
Condensador	535,4	1,2	535,4	1,2	536	1,1
Desaerador	486,0	1,1	486,0	1,1	478,8	1,0
Processo	533,9	1,2	533,9	1,2	533,9	1,1
Turbina	2857,0	6,6	2857,0	6,5	2858,0	5,8
Válvula	348,8	0,8	348,8	0,8	344,8	0,7
Campo solar	-	-	4247,0	9,7	26023,0	52,6

Ciclo	43402,4	100	43813,4	100,0	49500,5	100
-------	---------	-----	---------	-------	---------	-----

Para o cenário FWH, a inserção de energia solar correspondeu a uma redução da destruição de exergia da caldeira em torno de 10%. Entretanto, a destruição de exergia global aumentou praticamente 1% devido à destruição de exergia solar nos concentradores. O cenário DSG correspondeu a uma redução significativamente maior, o equivalente a 52% da destruição de exergia na caldeira. Todavia, a destruição de exergia na planta aumentou cerca de 14% em razão da destruição da exergia solar. Autores como López *et al.* (2018) e Lozano *et al.* (2014) argumentam que a destruição da exergia solar não representa impactos negativos em plantas híbridas, já que a energia solar é livre de custos. Com isso, o aumento da destruição de exergia devido ao campo solar pode não implicar em resultados negativos, análises econômicas ou exergoeconômicas devem ser realizadas a fim de se verificar este resultado.

A Figura 32 mostra os diagramas de fluxo de energia e exergia para a condição de projeto dos cenários de cogeração propostos. A energia dos combustíveis é utilizada para gerar eletricidade e calor de processo. As maiores perdas térmicas ocorrem na caldeira, no condensador e no campo solar, além das perdas nos processos e na geração de energia elétrica. Apesar da elevada quantidade de energia rejeita no condensador, a exergia destruída correspondente é insignificante se comparada com as exergias destruídas na caldeira e no campo solar.

Figura 32 - Esquema dos fluxos de energia e exergia: (a) cenário base, (b) cenário FWH e (c) cenário DSG.



7.2 OPERAÇÃO ANUAL

A análise das plantas de cogeração a biomassa hibridizadas com CSP foram estudadas em Palotina-PR. De acordo com os dados de ano meteorológico típico (TMY – *Typical Meteorological Year*), a DNI anual acumulado disponível na localidade é da ordem 1535 kWh/m²-ano. As simulações foram realizadas em base horária. Os resultados obtidos da simulação anual dos cenários propostos estão apresentados na Tabela 16.

Tabela 16 - Dados de operação anual.

Cenários	Base	FWH		DSG	
	Caldeira	Caldeira	C. Fresnel	Caldeira	C. Fresnel
Energia elétrica produzida, MWh	105.120		105.120		105.120
Calor de processo, MWh	78.428		78.428		78.428
Consumo de biomassa, t	157.592	155.985	-	147.735	-
η_{cs} , %			42,9		39,8
η_{ste} , %	-	-	-	-	10,5
Biomassa economizada, t	-		1607		9857
Área requerida para reflorestamento, ha	13.341		13.206		12.513

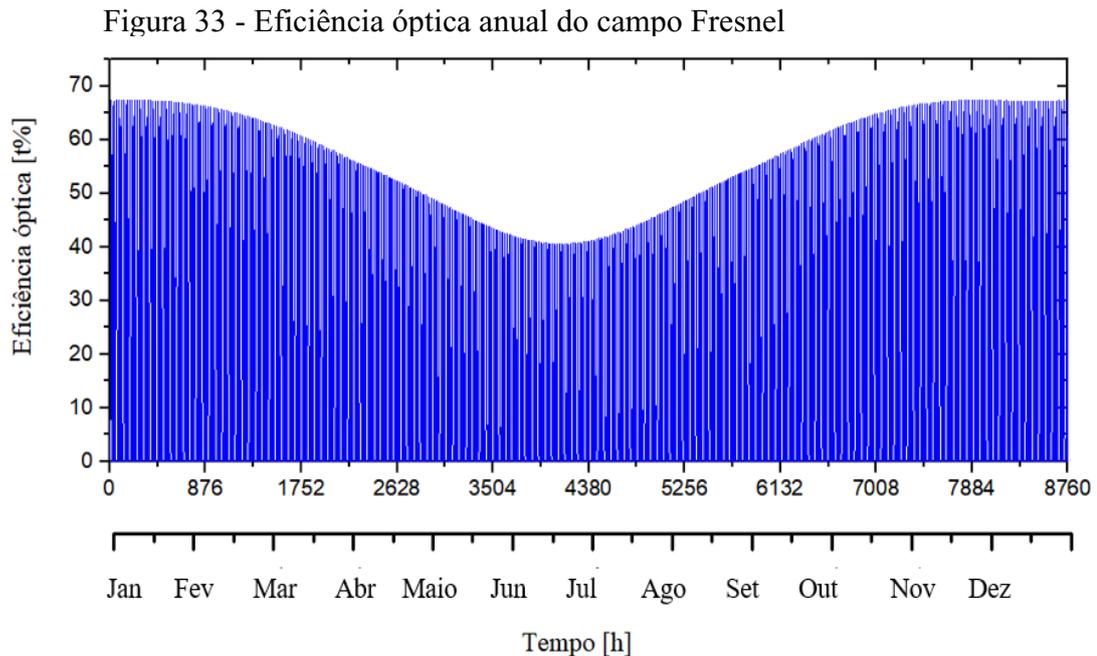
A biomassa economizada ao longo de um ano foi calculada em 1.607 toneladas para o cenário de FWH, o que representa uma redução de 1% com relação ao cenário base e cerca de 12% de economia de combustível nas condições de projeto, correspondendo a um potencial de redução de floresta energética na ordem de 135 ha. Ainda para este cenário, a eficiência do campo solar reduz de 65,8% (condição de projeto) para 42,9%, devido às perdas ópticas e térmicas ao longo do ano.

Para o cenário DSG, a biomassa economizada foi de 9.857 toneladas, o que representa uma redução da ordem de 6% e 5% com relação ao cenário base e o FWH, respectivamente. Com relação à condição de projeto, a economia de combustível alcançada representa aproximadamente 12% do total. Este cenário possibilita a redução de 828 ha de floresta energética.

A menor eficiência do campo solar no cenário DSG, na ordem 39,8%, relativamente ao cenário FWH é pela menor eficiência óptica do coletor na seção de superaquecimento e

perdas térmicas devido às maiores diferenças de temperatura neste tipo de configuração. O campo solar tem uma participação de 10,5% na produção de eletricidade.

Na Figura 33 é mostrada a eficiência óptica para cada hora do ano meteorológico típico do campo solar Fresnel. Os maiores valores ocorrem no verão. Os menores valores ocorrem no inverno, período em que a eficiência óptica apresenta redução para valores da ordem de 40%.



Como mencionado anteriormente, a economia de biomassa se constitui na principal vantagem com a inserção do campo solar. A Figura 34 mostra a taxa de economia de biomassa para ambos os cenários hibridizados. Como pode ser visto, a economia de combustível varia ao longo do ano meteorológico típico. O pico de economia para o cenário FWH foi calculado em cerca de 1,7 t/h no período do verão. O consumo de biomassa é maior no inverno, em parte explicada pela menor DNI e maiores perdas ópticas e térmicas.

O pico de economia para o cenário DSG foi calculado em cerca de 10,1 t/h no período do verão. De modo similar ao cenário FWH, ocorre expressiva redução da economia de combustível no inverno.

Na Figura 35 são apresentados os valores de consumo de biomassa mensal. Com a instalação de campo solar, maiores reduções no consumo de biomassa ocorrem no período de

outubro a março, alcançando valores da ordem de 7,7% para o cenário DSG. Nos demais meses a caldeira opera com maior frequência em carga nominal para atender a demanda da indústria. A menor redução de combustível ocorre no mês de setembro, correspondendo a valores da ordem de 2,9% e 0,6% para os cenários DSG e FWH, respectivamente.

Figura 34 - Economia de biomassa ao longo do ano para os cenários a) FWH e b) DSG.

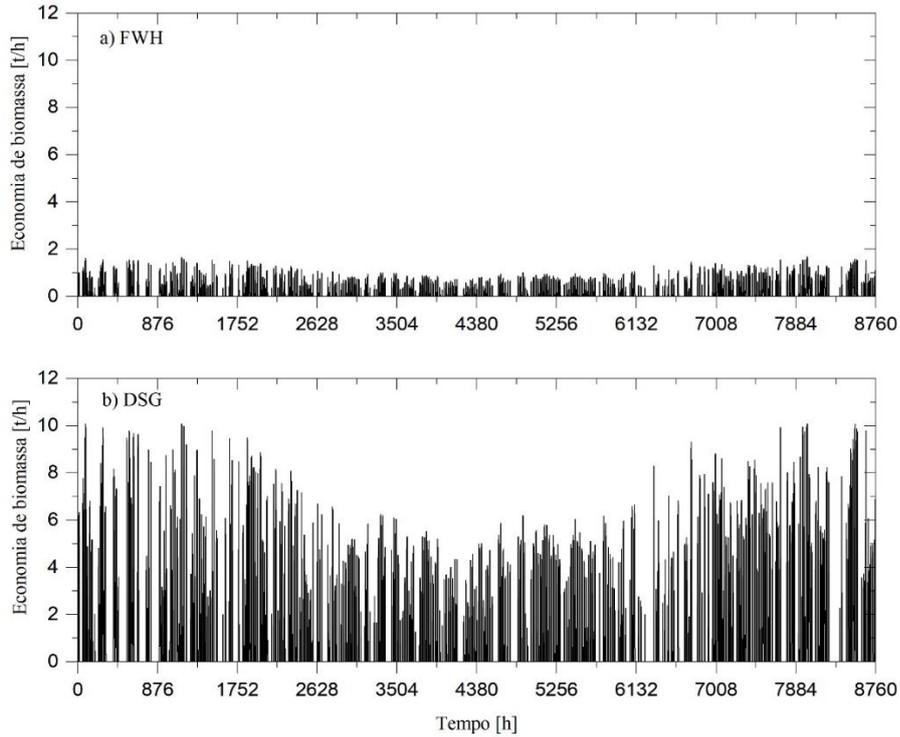
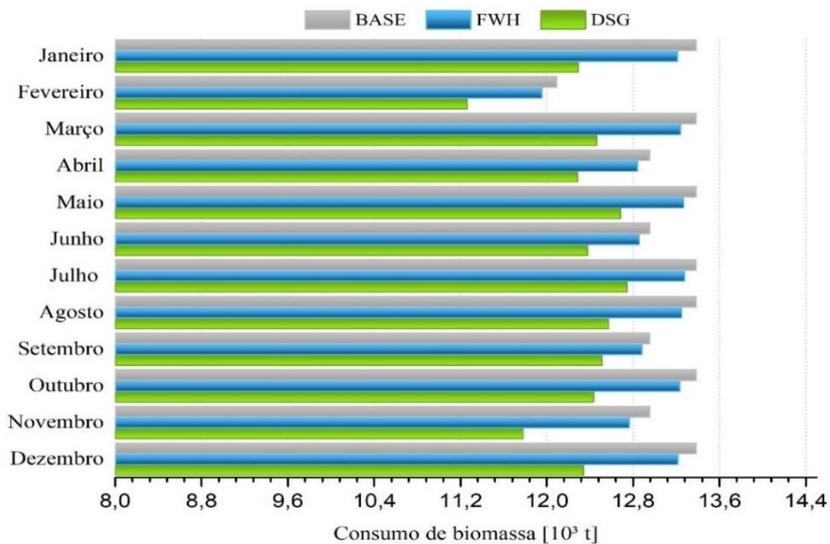


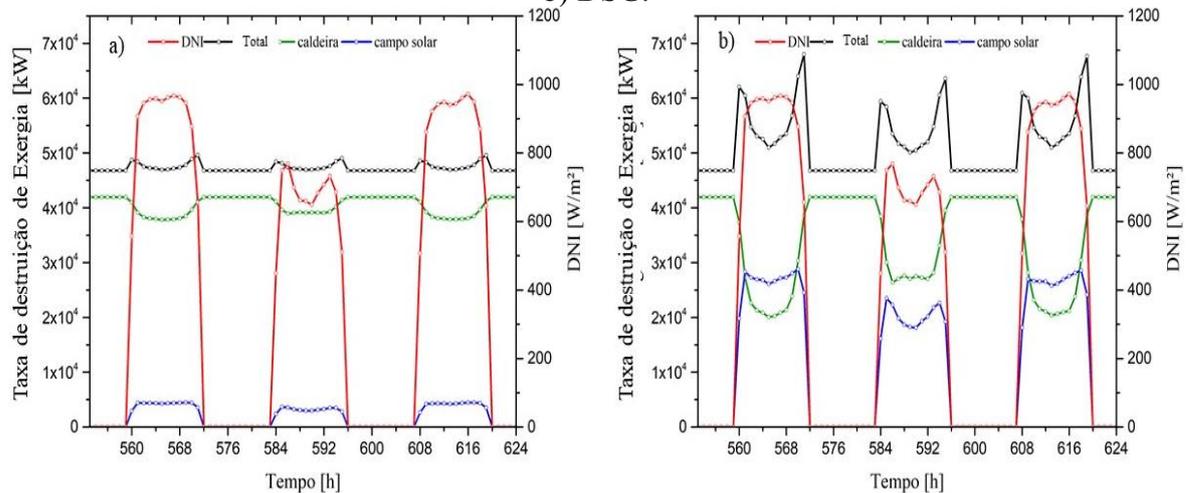
Figura 35 - Consumo de biomassa mensal para os três cenários avaliados.



A Figura 36 mostra os valores calculados para a destruição de exergia na caldeira, no campo solar, bem como o valor total do ciclo de potência para um período de 72 horas correspondentes ao mês de janeiro, para ambos os cenários: (a) FWH e (b) DSG. A título de comparação é também apresentado o valor correspondente de DNI.

Evidentemente a maior destruição de exergia ocorre na caldeira devido ao processo de combustão da biomassa. Entretanto, a exergia destruída no campo solar pode representar valores superiores, caso do cenário DSG, conforme mostrado na Figura 36. Os picos observados nas curvas correspondentes à destruição de exergia solar e total, sobretudo no cenário DSG, fato explicado pela menor eficiência óptica no início e no final da incidência solar.

Figura 36 - Destruição de exergia ao longo de um período do ano para os cenários a) FWH e b) DSG.



7.3 ANÁLISE DE PRÉ-VIABILIDADE ECONÔMICA

A análise de pré-viabilidade econômica foi realizada para todos os cenários avaliados. O CAPEX calculado compreende o valor da caldeira, da turbina, da torre de resfriamento, do sistema de tratamento de água, do campo de concentrador solar, do sistema de transmissão, do terreno necessário para implementação, do projeto e construção. Considerou-se que os recursos necessários para realização do projeto provêm da própria empresa estudada. O OPEX inclui os custos anuais de operação e manutenção, o que inclui mão-de-obra, tratamento de água, manutenção dos dispositivos e o custo do consumo de biomassa. Valores relativos ao

investimento realizado no ciclo de potência estudado estão apresentados no Apêndice C, já corrigidos de acordo com a inflação no período correspondente. As premissas adotadas para análise econômica estão mostradas na Tabela 17. Na Tabela 18 estão apresentadas as despesas para cada cenário estudado.

Tabela 17 - Premissas para análise econômica.

Parâmetro	Valor
Preço da biomassa ^a , R\$/t	155
Custo do concentrador solar ^b , €/m ²	120
Valor do terreno ^c , R\$/m ²	12,8
Serviços de engenharia, %	10
Subestação e auxiliares elétricos ^d , % do CAPEX	6,0
Taxa de câmbio, R\$/€	6,2
Tempo de vida, anos	25
TMA, %	10

Fonte: ^aCotação; ^b(MARUGÁN-CRUZ *et al.*, 2019); ^c(ALMEIDA, 2018);^d(EPE, 2021).

Tabela 18 - Despesas relacionadas às configurações propostas.

Item	Base	Cenários	
		FWH	DSG
Custo do terreno, 10 ³ R\$	-	118,40	828,75
Custo do campo solar instalado, 10 ³ R\$	-	4.585,42	32.096,90
CAPEX, 10 ³ R\$	55.318,47	60.607,67	93.846,69
OPEX, 10 ³ R\$/ano	2.279,72	2.371,28	2.806,35
Cavaco, 10 ³ R\$/ano	24.426,82	24.177,67	22.900,15

Na Tabela 19 estão apresentados os fluxos de caixa correspondentes aos custos evitados e as despesas para os três cenários avaliados. Os custos evitados correspondem aos valores que a empresa deixa de pagar à concessionária local de energia elétrica e ao fornecedor de biomassa. As despesas são referentes aos custos anuais com cavaco de eucalipto, OPEX e o contrato de demanda e consumo de energia elétrica. O contrato de demanda é essencial para garantir o suprimento das demandas de eletricidade no caso de intervenções para manutenção ou em caso de falhas da planta de cogeração. Aqui, o consumo de eletricidade durante eventuais paralisações foi estimado em 10% do consumo anual da indústria avaliada. O custo total deste

contrato foi calculado com base nas tarifas cobradas pela concessionária local. Todas as receitas e despesas calculadas são apresentadas no Apêndice C.

Tabela 19 - Fluxos de caixa anual para as configurações propostas.

	Base	Cenário	
		FWH	DSG
Custo evitado, 10 ³ R\$/ano	47.501,02	47.501,02	47.501,02
Despesas, 10 ³ R\$/ano	30.696,13	30.538,54	26.696,08
Fluxo de caixa, 10 ³ R\$/ano	16.804,89	16.962,49	17.804,94

A Tabela 20 mostra os valores correspondente ao VPL, TIR e *payback* descontado para os cenários avaliados. Todas as configurações estudadas apresentam o VPL positivo, o que indica que o investimento inicial tem potencial para retorno do capital ao longo da vida útil das plantas. Os ganhos são da ordem de 97, 93 e 68 milhões de Reais para os cenários base, FWH e DSG, respectivamente. Em consonância com os valores de VPL, as TIRs foram maiores que a TMA fixada (10%), reforçando a viabilidade econômica do projeto. Os índices positivos para todos os cenários estão diretamente associados a redução dos custos de energia elétrica, que são da ordem de 40 milhões de Reais. O *payback* descontado para todos os cenários avaliados ficou abaixo do tempo de vida do projeto como mostrado na Tabela 20. Apesar dos resultados positivos com a instalação do campo solar, a planta de cogeração operando apenas com biomassa apresenta vantagens econômicas em virtude dos preços elevados dos concentradores.

Tabela 20 - Índices econômicos para as configurações propostas.

Índices	Base	Cenário	
		FWH	DSG
VPL, 10 ³ R\$	97.220,17	93.361,50	67.769,47
TIR, %	30,3	27,93	18,7
<i>Payback</i> descontado, anos	4,2	4,6	7,9

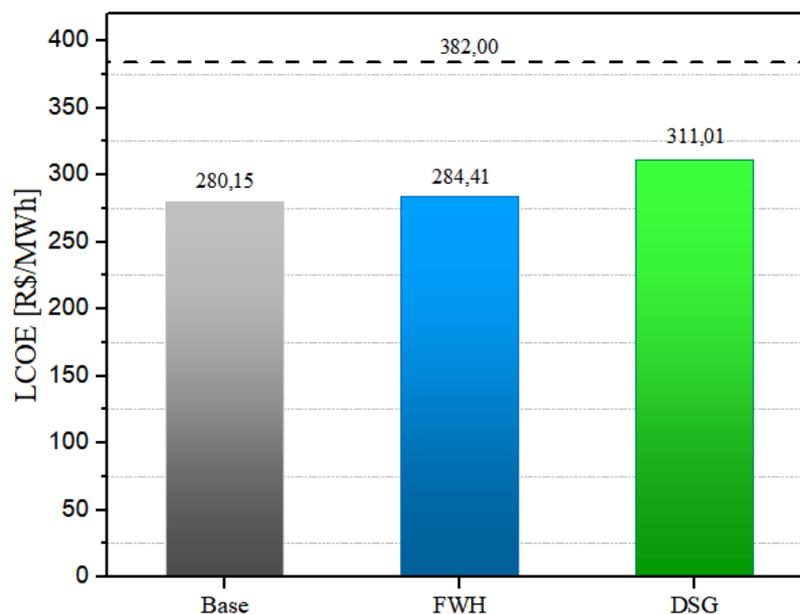
O LCOH foi calculado a partir do vapor de processo demandado pela empresa e investimentos associados ao uso de caldeira exclusiva para esse propósito, conforme mostrado na Tabela 21.

Tabela 21 - Dados da caldeira do sistema de produção de vapor de processo.

Parâmetros	Valor
Custo da caldeira instalada (CAPEX), R\$	13.660.590,89
Custo de operação e manutenção (OPEX), R\$	609.990,92
Preço de combustível, R\$/anos	3.074.198,00
Tempo de vida do equipamento, anos	25
Pressão absoluta, bar	10
Tempo de operação, h	6192
Vazão média de vapor, t/h	16
Energia média de vapor, MWh	55449,36
LCOH, R\$/MWh	93,58
Custo anual, R\$	5.189.149,88

O LCOE foi calculado com base nos dados apresentados anteriormente e créditos correspondente de calor de processo (*heat credit*), aqui considerado igual ao LCOH. Os valores de LCOE calculados para os cenários propostos são mostrados na Figura 37.

Figura 37 - LCOE dos cenários de cogeração propostos.



De acordo com a Figura 37, todos os três cenários apresentam valores inferiores a tarifa de energia elétrica comercializada pela empresa, em média 382 R\$/MWh. Consta-se também que o cenário base representa a melhor opção, com LCOE da ordem de 280 R\$/MWh. A inserção do campo solar representa um aumento no custo da produção de eletricidade na ordem de 1,4% e 11,0% para os cenários de FWH e DSG, respectivamente. O alto custo inicial com a

instalação de concentradores solares não é compensado pela redução no consumo de biomassa. Semelhante resultado foi obtido por Cavalcanti (2017), que estudou uma planta híbrida gás natural/energia solar. Neste trabalho, os custos de produção de energia em base exergética subiram de 64,2 \$/GJ para 65,9 \$/GJ (+2,6%) quando a planta passa a operar em modo híbrido. Os valores de LCOE obtidos são maiores que o valor praticado no último leilão de geração A-4 para termoeletricas a biomassa, respectivamente 196 R\$/MWh (ANEEL, 2021).

7.4 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Nesta seção é apresentada análises de sensibilidade considerando importantes parâmetros de entrada que influenciam os resultados técnicos e econômicos das plantas estudadas. Foram considerados o MS e DNI acumulada, além das premissas econômicas relevantes neste trabalho (preço do concentrador Fresnel e o preço do cavaco utilizado). Particularmente, para o cenário base, foram realizadas análises de sensibilidade com relação à demanda de vapor, teor de umidade do cavaco de eucalipto e pressão de extração de vapor.

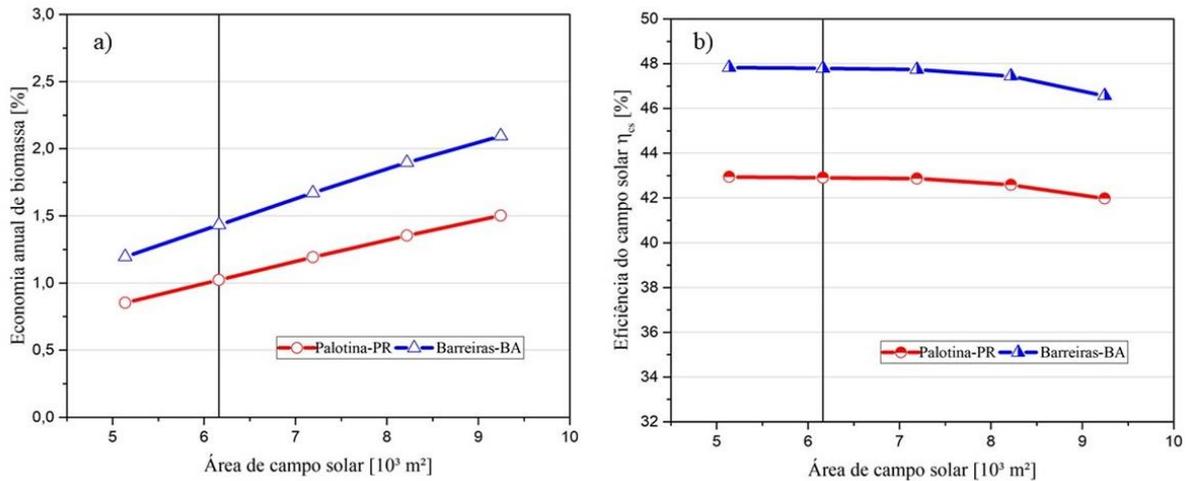
7.4.1 DNI acumulada e Múltiplo Solar

Nesta seção são apresentados os resultados da análise de sensibilidade para o múltiplo solar (MS), relativamente à economia de biomassa e eficiência do campo solar, para as localidades de Palotina-PR e Barreiras-BA. A cidade Barreiras figura entre as 15 maiores economias do Nordeste em razão da relevância econômica do seu setor agropecuário. De acordo com os dados TMY utilizados, a DNI acumulado para esta cidade é da ordem de 1929 kWh/m²-ano.

Na Figura 38 estão mostrados os resultados da análise de MS para o cenário FWH. Para facilitar a visualização dos resultados, o eixo das abscissas representa a área de espelhos do campo solar. Neste cenário, o MS foi variado entre 0,98 e 1,76 adicionando mais coletores aos laços do campo solar. Na análise de operação anual, em média a economia de combustível foi 40% maior para cidade de Barreiras, indicando que regiões com elevada DNI acumulada possuem um papel importante no aumento da capacidade do bloco solar (ver Figura 38a). Entretanto, mesmo com o aumento do múltiplo solar (MS =1,76) a economia de combustível

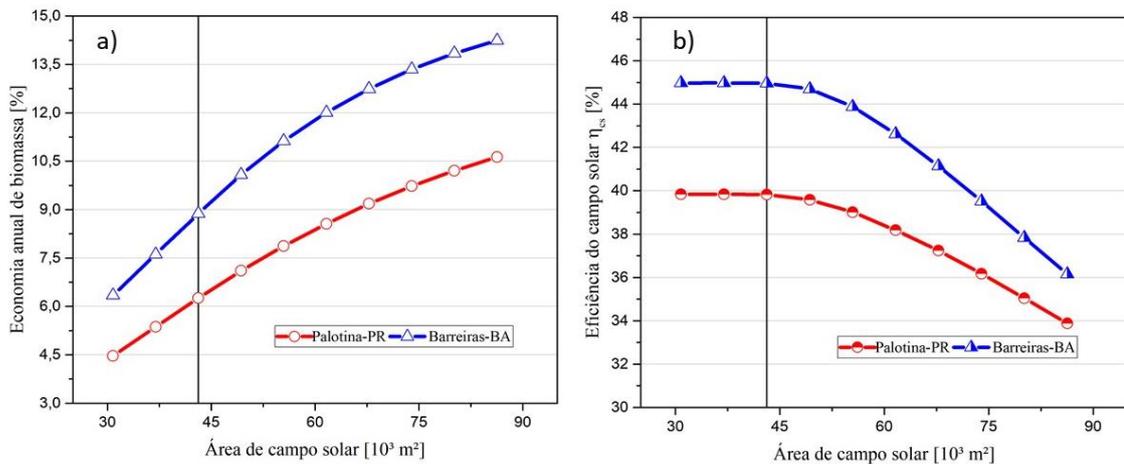
alcançou apenas 1,5% e 2,1% para as cidades de Palotina e Barreiras, respectivamente. Adicionalmente, o aumento do MS exige o desfoque do campo solar, reduzindo em média a eficiência térmica do campo solar em 2,4% para ambas as cidades (ver Figura 38b).

Figura 38 - Análise de sensibilidade do MS para o cenário FWH: (a) Economia de biomassa e (b) Eficiência do campo solar (η_{cs}).



Para o cenário DSG foi considerado MS na faixa de 0,84 a 2,34, modificando a quantidade de laços no campo solar. Na condição de projeto (MS = 1), a economia de biomassa alcançou valores da ordem de 6% e 9% para Palotina e Barreiras, respectivamente. Neste caso, a planta localizada em Barreiras possibilitou um aumento na ordem de 41% na economia anual de combustível relativamente à cidade de Palotina. A economia de biomassa aumenta com o MS (ver Figura 39a). Entretanto, para elevado MS é necessário intensificar a desfocagem dos espelhos concentradores para garantir a carga mínima da caldeira. Desta forma, a eficiência média anual do campo solar cai em média 15,8% (MS = 2,34) para as duas cidades avaliadas (ver Figura 39b).

Figura 39 - Análise de sensibilidade do MS para o cenário DSG: (a) Economia de biomassa e (b) Eficiência do campo solar (η_{cs}).

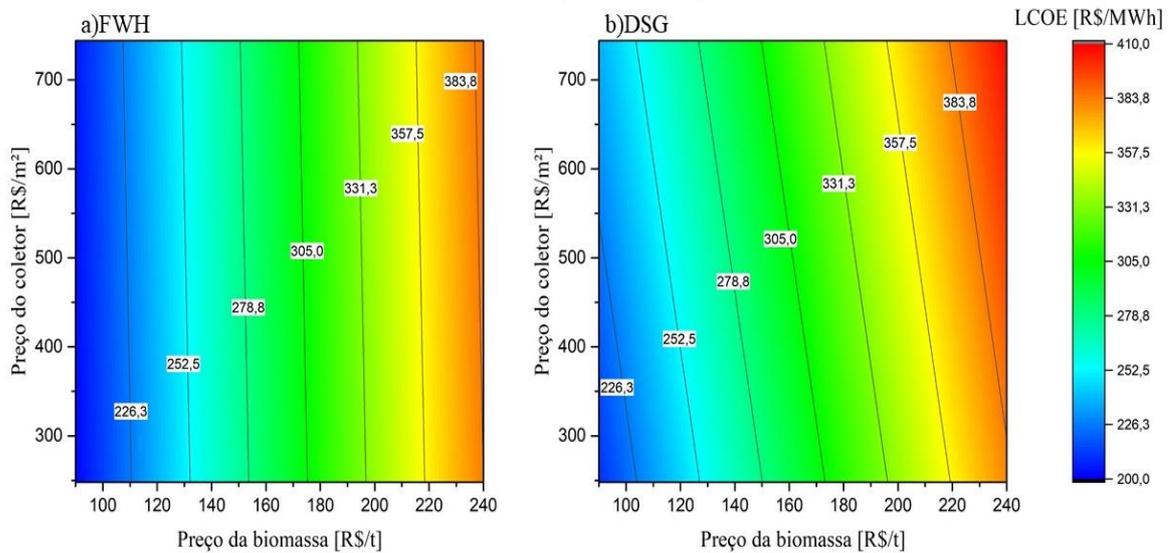


7.4.2 Premissas econômicas

Nesta seção são apresentados os resultados da análise de sensibilidade relativamente aos preços do concentrador Fresnel e biomassa utilizada. Na Figura 40 são apresentados os resultados da análise de sensibilidade para os preços da biomassa e do coletor Fresnel para as plantas hibridizadas na cidade de Palotina. Para o cenário FWH o custo nivelado de energia dependente de modo significativo aos preços da biomassa (ver Figura 40a). Particularmente, para valores atualizados na ordem de 744 R\$/m², o LCOE varia na faixa de 205 a 388 R\$/MWh (+89%) para preços da biomassa variando entre 90 e 240 R\$/t. Por outro lado, para preços atualizados da biomassa em torno de 155 R\$/t, o LCOE reduz de 284 para 280 R\$/MWh (-1,3%) para preços do coletor variando de 744 para 248 R\$/m².

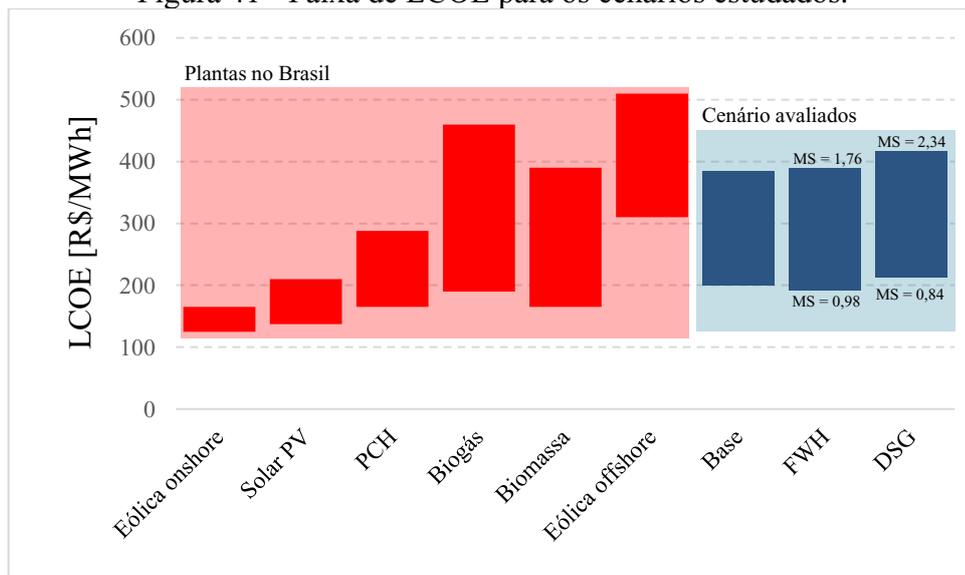
Para o cenário DSG o custo de nivelado de energia também depende de modo significativo do preço da biomassa (ver Figura 40b). Particularmente, para valores atualizados na ordem de 744 R\$/m², o LCOE varia na faixa de 237 a 407 R\$/MWh (+72%) para preços da biomassa variando entre 90 e 240 R\$/t. Por outro lado, para preços atualizados da biomassa em torno de 155 R\$/t, o LCOE reduz de 311 para 284 R\$/MWh (-8,6%) para preços do coletor variando de 744 para 248 R\$/m².

Figura 40 - Análise de sensibilidade dos preços de biomassa e coletor solar para a cidade de Palotina-PR: a) FWH e b) DSG.



A faixa de valores de LCOE para as tecnologias estudadas é mostrada na Figura 41. De maneira geral, os cenários avaliados possuem LCOE elevados, entre 200 e 410 R\$/MWh. O aumento do MS, apesar de promover a redução do consumo de combustível, proporciona maiores valores de LCOE para ambos os cenários. Quando comparados com outras fontes de energia, os cenários aqui estudados ainda não são comercialmente competitivos, principalmente em relação às tecnologias eólica e solar PV, que correspondem a menores custos de energia.

Figura 41 - Faixa de LCOE para os cenários estudados.

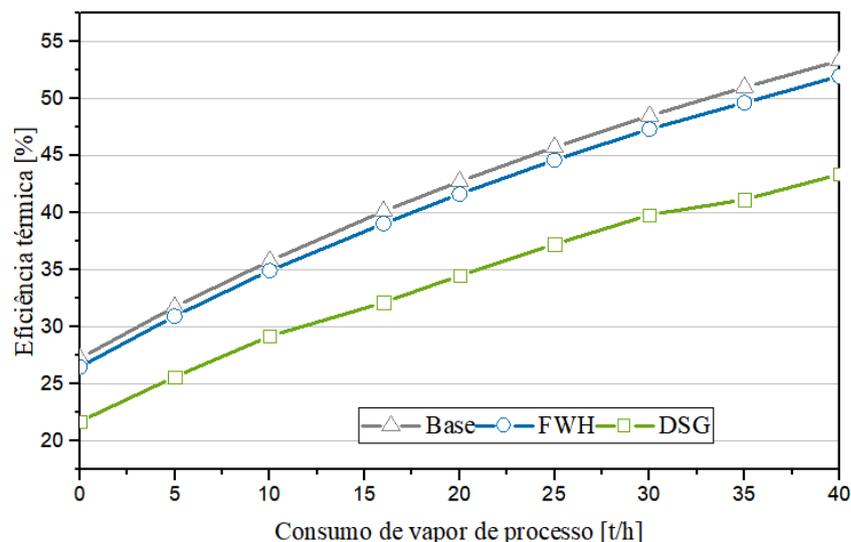


Fonte: Adaptado de EPE (2021b).

7.4.3 Calor de processo

Nesta seção são apresentados os resultados da análise de sensibilidade com relação à demanda de vapor de processo nas condições de projeto. Mesmo operando em cogeração a eficiência global das plantas estudadas foi relativamente baixa em comparação a plantas existentes no setor industrial. Este fato está associado a baixa demanda de energia térmica no processo. Neste sentido, foi realizada uma análise de sensibilidade para eficiência energética global das plantas de cogeração em função do consumo de vapor de processo (ver Figura 42). A vazão mássica de vapor seco produzido foi variada na faixa de 0 a 40 t/h, mantendo-se constante a potência elétrica da turbina.

Figura 42 - Análise de sensibilidade da eficiência térmica para a geração de vapor de processo nas condições de projeto em Palotina-PR.

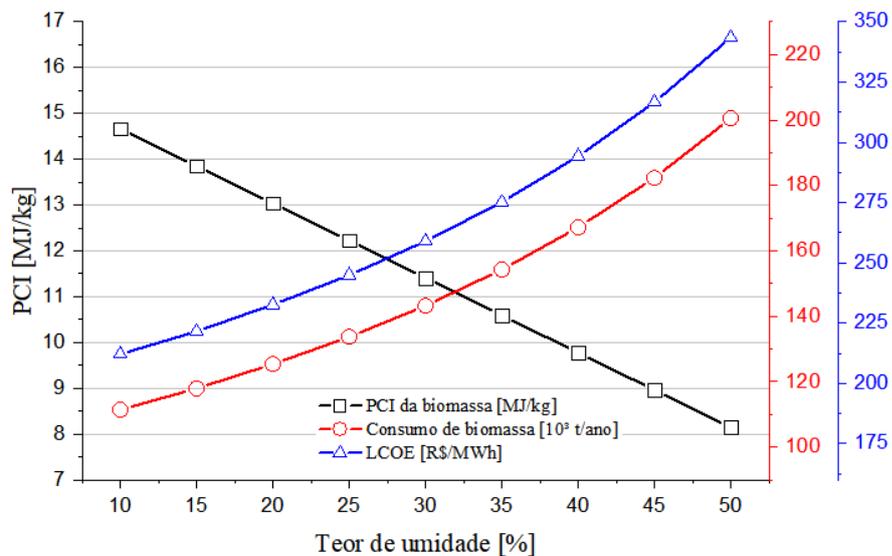


Para casos sem cogeração, foram encontradas eficiências térmicas na ordem de 27%, 26% e 22%, para os cenários base, FWH e DSG, respectivamente. Por outro lado, em cenários envolvendo cogeração com consumo de até 40 t/h de vapor de processo, a eficiência térmica global aumenta cerca de 97%, proporcionando valores de 53%, 52% e 43% para os cenários base, FWH e DSG, respectivamente.

7.4.4 Umidade do combustível

Nesta seção são apresentados os resultados da análise de sensibilidade com relação à umidade do combustível. Os gastos com a compra de cavaco são da ordem de 80% dos custos anuais para operar a planta no cenário base. A presença de umidade afeta o processo de combustão e, conseqüentemente, a eficiência do sistema, podendo impactar significativamente nos custos de operação da planta de cogeração. Nesta análise, o poder calorífico (PCI), o consumo anual de cavaco de eucalipto e o custo nivelado de energia (LCOE) foram calculados em função do teor de umidade do combustível (ver Figura 43). Alterações decorrentes do coeficiente do excesso de ar e desempenho da caldeira para diferentes umidades do combustível foram desconsideradas.

Figura 43 – Análise de sensibilidade do teor de umidade para o cenário base.



No limite de 50% de umidade foram calculados valores da ordem de 200.000 t/ano e 350 R\$/MWh para o consumo de biomassa e LCOE, respectivamente. Na hipótese de se trabalhar com 10% de umidade apenas, tais valores caem significativamente para 110.000 t/ano e 220 R\$/MWh, respectivamente, demonstrando a importância de se controlar a qualidade do combustível. Em muitas empresas o teor de umidade é medido no momento da entrega do combustível.

7.4.5 Pressão de extração de vapor

Nesta seção são apresentados os resultados da análise de sensibilidade com relação à pressão de extração de vapor. Nos cenários avaliados, a turbina possui apenas um ponto de extração, na pressão de 10 bar absoluto, para alimentação do processo industrial e desaerador. Entretanto, como mostrado na Tabela 6, os equipamentos demandam vapor em diferentes níveis de pressão. Neste sentido, dois cenários foram adicionalmente avaliados:

- Cenário A – Turbina a vapor de condensação com dois pontos de extração de vapor (10 e 8 bar);
- Cenário B – Turbina a vapor de condensação com três pontos de extração de vapor (10; 8 e 4,7 bar);

Os cenários foram escolhidos com o objetivo de reduzir a destruição de exergia na planta. Para ambos os cenários, a primeira extração de vapor na pressão de 10 bar atende os trocadores de calor e o higienizador de caixas, enquanto a segunda extração na pressão de 8 bar atende todos os demais equipamentos, incluindo a lavanderia e refeitório, com exceção para o cenário B em que uma terceira extração foi considerada especialmente para atender o desaerador (ver Tabela 6). Os resultados são mostrados na Tabela 22.

Tabela 22 – Análise de sensibilidade relativamente ao número de extrações.

Cenários	Consumo de cavaco de eucalipto [t/h]	η_g [%]	$\eta_{exe,g}$ [%]
Base	18,0	40,2	25,2
(A) - Duas extrações	17,2	41,9	26,3
(B) – Três extrações	17,0	42,4	26,6

Ambos os cenários proporcionaram redução no consumo de cavaco de eucalipto, na ordem de 4,3% e 5,3% com relação ao cenário base, elevando a eficiência global da planta em 1,7% para o cenário com duas extrações e 2,2% para o cenário com três extrações, respectivamente. Da mesma forma, a eficiência exérgica aumentou para 26,3% e 26,6% para os cenários A e B, respectivamente. Os resultados devem impactar na redução de custos bem como redução de área de floresta energética plantada. Entretanto, a aquisição de uma turbina

com maior número de extrações implica em maior investimento financeiro. Portanto, torna-se relevante a realização de uma análise econômica que relacione o valor investido com a redução dos custos de geração. Esta análise é reservada para trabalhos futuros.

8 CONCLUSÃO

No presente estudo a integração de plantas de cogeração híbridas biomassa – energia solar utilizando concentradores do tipo Fresnel foram propostas para aquecimento de água de alimentação (FWH) e para geração direta de vapor (DSG). Os sistemas de cogeração foram dimensionados e reproduzidos computacionalmente, e os seus respectivos desempenhos foram avaliados utilizando análises energética, exergética e econômica.

De maneira geral, a hibridização possibilitou a redução no consumo de combustível na faixa de 1,0% e 10,6%, bem como da área de floresta energética necessária para reflorestamento. O cenário FWH apresentou menores custos com aquisição de equipamentos e menor área para implementação da tecnologia CSP. Entretanto, para este cenário não é possível operar a planta unicamente com energia solar. Por outro lado, o cenário DSG possibilitou maior compartilhamento da energia solar quando comparado ao cenário de FWH, sendo possível ainda operar a planta apenas com energia solar como fonte energética, embora esta possibilidade não tenha sido avaliada. Apesar disso, a geração direta de vapor apresenta a desvantagem de envolver elevados custos para aquisição desta tecnologia

Do ponto de vista econômico, os cenários FWH e DSG proporcionaram elevados LCOE, nas faixas de 281-284 R\$/MWh e 284-311 R\$/MWh, respectivamente. Ambos os cenários são superiores aos 280 R\$/MWh obtidos para o cenário base e valor correspondente a 196 R\$/MWh praticado no último leilão de geração A-4 para térmicas a biomassa de julho de 2021. Considerando a radiação incidente de Palotina-PR, o cenário FWH mostrou uma economia anual de cavaco de eucalipto entre 1,0% e 1,8%, enquanto que o cenário DSG apresentou economia anual entre 4,4% e 10,6%.

De acordo com a análise exergética, as maiores taxas de destruição de exergia ocorrem na caldeira, no campo solar e na turbina. A inserção do campo solar em ambos os cenários resultou no aumento da destruição global de exergia na planta, mas contribuiu decisivamente para redução da destruição de exergia na caldeira, em cerca de 10% e 52% nos cenários FWH e DSG, respectivamente. Em referência ao número de extrações na turbina, foram também contabilizados resultados positivos, em cerca de 4% e 5% com relação ao cenário base para uma turbina com duas e três extrações, respectivamente

Embora, sob o ponto de vista econômico, a operação apenas com biomassa apresente melhores resultados, os cenários híbridos aqui propostos proporcionaram menor consumo de combustível, correspondendo a menores custos de operação e redução da área de floresta energética necessária para suprir as demandas da planta de cogeração. Em termos gerais pode-se dizer, a hibridização configura-se como uma alternativa promissora para inserção da tecnologia CSP na matriz elétrica brasileira.

Como trabalhos futuros, sugere-se abordar temas de pesquisas que não foram contemplados neste trabalho, são estes:

- Buscar oportunidades para validação dos resultados obtidos através de plantas pilotos ou mesmo plantas comerciais híbridas existentes;
- Estender a análise no sentido de atender a demanda de refrigeração, visto que os compressores da empresa respondem por 75% da demanda de energia elétrica;
- Estudar a viabilidade técnica e econômica de outras tecnologias disponíveis no mercado com a utilização de armazenamento térmico (TES) de modo a aumentar o fator de capacidade do bloco solar da planta e reduzir o custo nivelado de eletricidade;
- Complementar os estudos através de análise exergoeconômica e exergoambiental, considerando métodos avançados envolvendo exergia disponível na literatura técnica.

REFERÊNCIAS

- ABIA, **Relatório Anual**, 2020. Disponível em < [https://www.abia.org.br/downloads/relatorio Anual_2020.pdf](https://www.abia.org.br/downloads/relatorio%20Anual_2020.pdf)>. Acesso em 16 agosto, 2021.
- ABPA. **Relatório Anual**, 2021. Disponível em < https://abpa-br.org/wp-content/uploads/2020/05/abpa_relatorio_anual_2020_portugues_web.pdf>. Acesso em 16 de agosto, 2021.
- ACWA POWER. **Planta solar NOOR Energy 1**, Disponível em <<https://www.acwapower.com/>>. Acesso em 16 de agosto, 2021.
- ALHAYEK, B.; AGELIN-CHAAB, M.; REDDY, B. Analysis of an innovative direct steam generation-based parabolic trough collector plant hybridized with a biomass boiler. **International Journal of Energy Research**, [S.l.], v. 41, n. 14, p. 2236-2247, 15 jun. 2017.
- ALMEIDA, T. E. G., **Energia termossolar como alternativa na geração de vapor e água quente no setor agroindustrial**. 2018. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.
- ANEEL. **Atlas Brasileiro de energia solar**, jun. 2017.
- ANEEL. **Leilão de geração A-4**, 2021. Disponível em < <https://www.epe.gov.br/pt/leiloes-de-energia/leiloes/leiloes-de-energia-nova-a-3-e-a-4-2021>>. Acesso em 16 de agosto, 2021.
- AUNG, K. Cogeneration: history, current status, and future challenges. **Technology And Society and Engineering Business Management**, [S.l.], p. 1-6, 1 jan. 2002.
- BAI, Z.; LIU, Q.; LEI, J.; WANG, X.; SUN, J.; JIN, H. Thermodynamic evaluation of a novel solar-biomass hybrid power generation system. **Energy Conversion and Management**, [S.l.], v. 142, p. 296-306, jun. 2017.
- BANCO CENTRAL. **Histórico de inflação**. Disponível em: <[https://www.bcb.gov.br/contr oleinflacao/historicome tas](https://www.bcb.gov.br/contr%20oleinflacao/historicome%20tas)>. Acesso em: Acesso em 16 de agosto, 2021.
- BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis: editora da UFSC, 2006.
- BALLERINI, C. **Thermal analysis of a solar parabolic trough – ORC- biomass cogeneration plant of electricity and cooling applied to a shopping center**. 2018. 85 f. Dissertação (Mestrado em ciência em energia e energia nuclear) – Politécnica de Torino, Torino, 2018.
- BAZZO, E.; CARVALHO, A. N.; MATELLI, J. A., Experimental results and thermodynamic analysis of a natural gas small scale cogeneration plant for power and

refrigeration purposes. **Applied Thermal Engineering**, [S.L.], v. 58, n. 1-2, p. 264-272, set. 2013.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design & Optimization**. [S.l.] John Wiley & Sons, Inc., 1996.

BRIGHAM, E. F.; EHRHARDT, M. C., **Administração Financeira**. 14.ed. São Paulo: Cengage Learning, 2016.

BUENO, L. G. F. **Diagnóstico do uso de energia elétrica de um frigorífico de frangos de corte enfatizando medidas de eficiência energética**. 2008. 175 f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

BURIN, L. K. B. **Plantas de cogeração do setor sucroalcooleiro assistidas por concentradores parabólicos**. 2015. 157 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

BURIN, E. K.; BURANELLO, L.; LO GIUDICE, P.; VOGEL, T.; GÖRNER, K.; BAZZO, E. Boosting power output of a sugarcane bagasse cogeneration plant using parabolic trough collectors in a feedwater heating scheme. **Applied Energy**, [S.l.], v. 154, p. 232-241, set. 2015.

BURIN, E.; LO GIUDICE, P.; BAZZO, E., Paper mill cogeneration power plant assisted by linear Fresnel solar collectors. **O papel**, [S.l.], v. 79, n. 5, p. 86-89, mai. 2018.

CAVALCANTI, E. J.C.; MOTTA, H. P., Exergoeconomic analysis of a solarpowered/fuel assisted Rankine cycle for power generation. **Energy**, [S.l.], v. 88, p. 555-562, ago. 2015.

CAVALCANTI, E. J. C., **Análise exergoeconômica e exergoambiental**, [S.l.], São Paulo: Blucher, 2016.

CAVALCANTI, E. J. C., Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated solar combined cycle system. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v. 67, p. 507-519, jan. 2017.

COGEN. **Cogeração no mundo**, 2019. Disponível em <<https://www.cogen.com.br/cogeracao/cogeracao-no-mundo>>. Acesso em 16 de agosto, 2021.

COLLE, S. **Notas de energia solar**. Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, Florianópolis, 2017.

COT, A.; AMETTLER, A.; VALL-LLOVERA, J.; AGUILÓ, L.; ARQUE, J.; Termosolar Borges: a termosolar hybrid plant with biomass. Em: Third International Symposium on Energy from Biomass and Waste, Venice: [s.l.], **Anais ...** 2010, 5p.

DUFFIE, J.; BECKMAN, W. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 5. ed. New Jersey: Wiley, 2020, 920p.

ELSAFI, A. M. Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants. **Energy Conversion And Management**, [S.L.], v. 103, p. 338-347, out. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.066>.

ENERGY.GOV. **Maricopa Solar Power Dish Plant**. Disponível em <<https://www.energy.gov/eere/solar/articles/maricopa-solar-power-dish-plant>>. Acesso em 16 de agosto, 2021.

EPE. **Papel da Biomassa na Expansão da Geração de Energia Elétrica**. Rio de Janeiro, 2018. Disponível em <<https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-227/topico-457/Biomassa%20e%20Expans%C3%A3o%20de%20Energia.pdf>>. Acesso em 16 agosto, 2021.

EPE. **Balanco Energético Nacional 2021: Ano base 2020**. Rio de Janeiro, 2021a. Disponível em <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico-528/BEN2020_sp.pdf>. Acesso em 16 agosto, 2021.

EPE. **Caderno de preços da geração 2021**. Rio de Janeiro, 2021b. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/caderno-de-precos-da-geracao>>. Acesso em 10 de dezembro, 2021.

FAGNANI, K. C. **Comparação do potencial energético do lodo gerado no tratamento físico-químico de efluentes provenientes do abate de aves utilizando diferentes coagulantes**. 2017. 142 f. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Bioprodutos Agroindustriais) – Universidade Federal do Paraná, Palotina, 2017.

FARRELL, D. The role of poultry in human nutrition. **Poultry Development Review**, [S.l.], v. 1, p. 2-3, 2013.

FELDHOFF, F. **Linear Fresnel Collectors**. In: SFERA Summer School, Almeria: [S.l.], 2012, 59p.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; ZARZA, E.; VALENZUELA, L.; PÉREZ, M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v. 14, n. 7, p. 1695-1721, set. 2010.

FROZZA, J. F. **Eficiência energética em indústrias frigorífica: desafio de implantação**. 2013. 127 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2013.

GABBRIELLI, R.; CASTRATARO, P.; MEDICO, F. del; PALO, M. di; LENZO, B., Levelized Cost of Heat for Linear Fresnel Concentrated Solar Systems. **Energy Procedia**, [S.l.], v. 49, p. 1340-1349, 2014.

GLOBAL SOLAR ATLAS, **Map and data download**. Disponível em <<https://globalsolaratlas.info/download/world>>. Acesso em 16 de agosto, 2021.

HIRSCH, T.; FELDHOFF, J. F.; HENNECKE, K.; PITZ-PAAL, R., Advancements in the Field of Direct Steam Generation in Linear Solar Concentrators—A Review. **Heat Transfer Engineering**, [S.l.], v. 35, n. 3, p. 258-271, 20 set. 2013.

HOSOKAI, S.; MATSUOKA, K.; KURAMOTO, K.; SUZUKI, Y., Modification of Dulong's formula to estimate heating value of gas, liquid and solid fuels. **Fuel Processing Technology**, [S.l.], v. 152, p. 399-405, nov. 2016.

HOSSEINI, S.S., **All about solar power generation and transmission**. [S.l.], 2016.

IBA, **Indústria Brasileira de Árvores**, Anuário Estatístico, 2016;

IEA. **World Energy Outlook**. [S.l.], 2018. Disponível em: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/77ecf96c-5f4b-4d0d-9d93-d81b938217cb/World_Energy_Outlook_2018.pdf>. Acesso em 9 de dezembro, 2021.

IEA. **Global Energy Review**, 2021. Disponível em <<https://iea.blob.core.windows.net/assets/d0031107-401d-4a2f-a48b-9eed19457335/GlobalEnergyReview2021.pdf>>.

IEA. **Co-generation and Renewables – Solutions for a low-carbon energy future**, 2011. Disponível em <<http://www.cogeneurope.eu/medialibrary/2011/05/18/9c8a6f7e/110511%20IEA%20report%20-%20Cogeneration%20and%20renewables.pdf>>. Acesso em: 16 de ago. 2021.

ISLAM, M. T.; HUDA, N.; ABDULLAH, A.B.; SAIDUR, R. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: current status and research trends. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v. 91, p. 987-1018, ago. 2018.

IRENA. **Renewable power generation costs in 2020**, 2021. Disponível em <<https://www.irena.org/publications/2021/Jun/Renewable-Power-Costs-in-2020>>. Acesso em: 16 de ago. 2021.

KALOGIROU, Soteris. A., **Engenharia de energia solar: Processos e Sistemas**, Elsevier, Burlington, Estados Unidos da América, 2016.

KAMATE, S.C.; GANGAVATI, P.B. Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v. 29, n. 5-6, p. 1187-1194, abr. 2009.

KHALID, F.; DINCER, I.; ROSEN, M.A. Energy and exergy analyses of a solar-biomass integrated cycle for multigeneration. **Solar Energy**, [S.l.], v. 112, p. 290-299, dec. 2014.

KINCAID, N.; MUNGAS, G.; KRAMER, N.; WAGNER, M.; ZHU, G. An optical performance comparison of three concentrating solar power collector designs in linear Fresnel, parabolic trough, and central receiver. **Applied Energy**, [S.l.], v. 231, p. 1109-1121, dez. 2018.

LADHA-SABUR, A.; BAKALIS, S.; FRYER, P. J.; LOPEZ-QUIROGA, E. Mapping energy consumption in food manufacturing. **Trends In Food Science & Technology**, [S.l.], v. 86, p. 270-280, abr. 2019.

LAZZARETTO, A.; TSATSARONIS, G. SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. **Energy**, [S.l.], v. 31, n. 8-9, p. 1257-1289, jul. 2006.

LÓPEZ, J. C.; ESCOBAR, A.; CÁRDENAS, D. A.; RESTREPO, Á. Parabolic trough or linear fresnel solar collectors? An exergy comparison of a solar-assisted sugarcane cogeneration power plant. **Renewable Energy**, [S.l.], v. 165, p. 139-150, mar. 2021.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R., **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação**. v. 1, Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

LOZANO, M. A.; SERRA, L. M.; MANCINI, C.; VERDA, V., Exergy and thermoeconomic analysis of a solar air heating plant. Em : 12th Biennial conference on engineering systems design and analysis, Copenhagen: [s.n.], **Anais ...** 2014, 12p.

MARUGÁN-CRUZ, C.; SERRANO, D.; GÓMEZ-HERNÁNDEZ, J.; SÁNCHEZ-DELGADO, S., Solar multiple optimization of a DSG linear Fresnel power plant. **Energy Conversion And Management**, [S.l.], v. 184, p. 571-580, mar. 2019.

MEKHILEF, S.; SAIDUR, R.; SAFARI, A., A review on solar energy use in industries. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 15, n. 4, p. 1777-1790, mai. 2011.

MEKHILEF, S.; SAIDUR, R.; SAFARI, A.; MUSTAFFA, W.e.s.B.. Biomass energy in Malaysia: current state and prospects. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v. 15, n. 7, p. 3360-3370, set. 2011.

MICHAELIDES, E. E., **Alternative Energy Sources**. London: Springer, 2011. 467 p.

MOHAGHEGH, M. R.; HEIDARI, M.; TASNIM, S.; DUTTA, A.; MAHMUD, S. Latest advances on hybrid solar–biomass power plants. **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, [S.l.], p. 1-24, 19 mar. 2021.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D.D.; BAILEY, M.B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 9th. ed.[S.l.] John Wiley & Sons, Inc., 2018.

MORAWICKI, R.O.; HAGER, T., Energy and Greenhouse Gases Footprint of Food Processing. **Encyclopedia of Agriculture and Food Systems**, v. 3, p. 82-99, 2014.

NOVATEC SOLAR. **Concentrating Solar Power**, 2014.

OECD/FAO. **Agricultural Outlook 2021-2030**, 2021. Disponível em < <https://www.oecd-ilibrary.org/docserver/19428846en.pdf?expires=1629121138&id=id&accname=guest&checksum=51A4C6FF41F96170F08678C4EDD7BE6E>>. Acesso em 16 agosto, 2021.

OLIVEIRA J., S. **Exergy- Production, Cost and Renewability**. [S.l.] Springer.,2013.
PEREIRA, M. F. **Análise exergoambiental da cadeia produtiva da biomassa energética florestal**. 2017. 110 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017.

PETELA, R., **Exergy of Heat Radiation**. **Journal Of Heat Transfer**, [S.l.], v. 86, n. 2, p. 187-192, 1 maio 1964. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3687092>.

PENG, S.; WANG, Z.; HONG, H.; XU, D.; JIN, H. Exergy evaluation of a typical 330MW solar-hybrid coal-fired power plant in China. **Energy Conversion And Management**, [S.l.], v. 85, p. 848-855, set. 2014.

RAMÍREZ, C; PATEL, M; BLOK, K. How much energy to process one pound of meat? A comparison of energy use and specific energy consumption in the meat industry of four European countries. **Energy**, [S.l.], v. 31, n. 12, p. 2047-2063, set. 2006.

REN. **Renewables 2021 – Global Status Report**, 2021. Disponível em: <https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2021_Full_Report.pdf>. Acesso em 16 de agosto, 2021.

ROSEN, Marc A. Does industry embrace exergy? Exergy, **An International Journal**, [S.l.], v. 2, n. 4, p. 221-223, jan. 2002.

SÁ, A. B.; PIGOZZO FILHO, V. C.; TADRIST, L.; PASSOS, J. C. Direct steam generation in linear solar concentration: experimental and modeling investigation : a review. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v. 90, p. 910-936, jul. 2018.

SADI, M.; ARABKOOHSAR, A. Exergoeconomic analysis of a combined solar-waste driven power plant. **Renewable Energy**, [S.l.], v. 141, p. 883-893, out. 2019.

SAIDUR, R.; ABDELAZIZ, E.A.; DEMIRBAS, A.; HOSSAIN, M.s.; MEKHILEF, S. A review on biomass as a fuel for boilers. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [S.l.], v. 15, n. 5, p. 2262-2289, jun. 2011.

SCHENK, H., HIRSCH, T., FELDHOLF, J. F., WITTMANN, M., Energetic comparison of linear Fresnel and parabolic trough collector system. **Journal of Solar Energy Engineering**, [S.l.], **Proceedings of the ASME 6th International conference on Energy Sustainability**, 2012. v. 136, n. SOL-13-1144.

SENER ENERGY, **Projects**. Disponível em < <https://www.energy.sener/projects/> >. Acesso em 16 de agosto, 2021.

SIQUEIRA NETO, A. T., **Planta de cogeração a biomassa como alternativa par geração de energia elétrica e térmica em uma indústria frigorífica de frangos**. 2018. 120 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.

SILVA, V. P.; WERF, H. M.G. D.; SOARES, S. R.; CORSON, M. S. Environmental impacts of French and Brazilian broiler chicken production scenarios: an lca approach. **Journal Of Environmental Management**, [S.L.], v. 133, p. 222-231, jan. 2014.

SKUNCA, D.; TOMASEVIC, I.; NASTASIJEVIC, I.; TOMOVIC, V.; DJEKIC, I. Life cycle assessment of the chicken meat chain. **Journal Of Cleaner Production**, [S.l Skunca.], v. 184, p. 440-450, mai. 2018.

SOLARPACES – **Concentrating Solar Power Projects**. Disponível em <<https://solarpaces.nrel.gov/by-technology/hybrid-parabolic-trough>>. Acesso em 16 de agosto, 2021.

SOUZA, A. C.; ORRICO, S. R. M.; AGRA FILHO, S. S. O papel do licenciamento ambiental na minimização do consumo de energia na indústria de abate de animais. **Revista Eletrônica de Gestão e Tecnologias Ambientais (Gesta)**, [S. l], v. 5, n. 1, p. 13-25, 2017. Disponível em: <https://periodicos.ufba.br/index.php/gesta/article/view/17360>.

SPIRAX SARCO. **Pressurised Deaerators**. Dezembro 2021. Electronic. Disponível em: <<http://www.spiraxsarco.com/>>.

SRINIVAS, T.; REDDY, B.V. Hybrid solar–biomass power plant without energy storage. **Case Studies In Thermal Engineering**, [S.l.], v. 2, p. 75-81, mar. 2014.

SUN, J.; ZHANG, Z.; WANG, L.; ZHANG, Z.; WEI, J. Comprehensive Review of Line-Focus Concentrating Solar Thermal Technologies: parabolic trough collector (ptc) vs linear fresnel reflector (lfr). **Journal Of Thermal Science**, [S.l.], v. 29, n. 5, p. 1097-1124, 20 ago. 2020.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes**. [S.l.] Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

TIMILSINA, G.; SHAH, K. **Are Renewable energy technologies competitive?** [S.l.], ICUE on energy, Environment, and Climate Change Asian Institute of Technology, 2020.

VAN LOO, S.; KOPPEJAN, J. **The Handbook of Biomass Combustion & Co-firing**. [S.l.] Earthscan, 2008.

VIANA, C.C. **Estudo da eficiência energética em indústria avícola**. 2019. 174 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2019.

ZANIN, A., SOUZA, S. N. M., KOLLING, E. M., SORDI, A. **Perfil do consumo de energia elétrica no abate de frangos de corte - estudo de caso**. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO

MEIO RURAL, 4., 2002, Campinas. Disponível em: <http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC0000000022002000200037&lng=en&nrm=abn>. Acesso em: 16 de ago. 2021.

ZHOU, L.; LI, Y.; HU, E.; QIN, J.; YANG, Y. Comparison in net solar efficiency between the use of concentrating and non-concentrating solar collectors in solar aided power generation systems. **Applied Thermal Engineering**, [S.l.], v. 75, p. 685-691, jan. 2015.

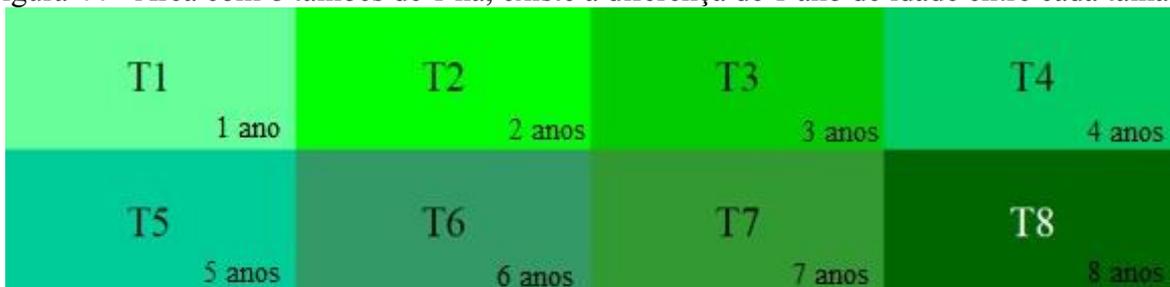
ZHU, G.; WENDELIN, T.; WAGNER, M. J.; KUTSCHER, C. History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors. **Solar Energy**, [S.l.], v. 103, p. 639-652, mai. 2014.

APÊNDICE A – POTÊNCIAL DE REDUÇÃO DE ÁREA DE FLORESTA ENERGÉTICA

Para o cálculo da área de floresta energética utilizou-se o procedimento proposto por (PEREIRA, 2017). As áreas destinadas à silvicultura são aqui divididas em talhões de terra, nos quais as árvores são plantadas em períodos distintos, desta forma, em uma determinada área é possível realizar colheita das árvores de forma sistemática todos os anos.

Para o modelo, inicialmente considera-se uma área de 8 talhões com 1 hectare cada, como mostrado na Figura 44. Os talhões possuem de 1 a 8 anos de idade, sendo o último o ano da colheita. Desta forma, nesta área analisada, em todos os anos a biomassa estará disponível. Para que este tipo de análise corresponda com a realidade, se faz necessário que os talhões apresentem o mesmo incremento médio anual (IMA em t/há/ano).

Figura 44 - Área com 8 talhões de 1 ha, existe a diferença de 1 ano de idade entre cada talhão.



Fonte: Pereira (2018)

O IMA representa a produtividade de uma espécie silvicultural. Este parâmetro é função de diversos fatores como: índice pluviométrico, incidência de pragas, composição e fertilidade do solo, entre outros. Por simplicidade, considerara-se que o IMA utilizado representa uma média histórica de uma determinada espécie silvicultural.

A partir das considerações acima, o cálculo da quantidade de biomassa acumulada, $BA(t)$, de maneira constante numa área de 8 talhões colhidos aos 8 anos de idade é realizado pelo somatório dos incrementos anuais dos talhões individualmente, conforme a Equação A.1,

$$BA = IMA \cdot n \left(\frac{1 + n}{2} \right) \quad (A.1)$$

em que n é número de talhões. Com isso, a quantidade média de biomassa acumulada por área, BAA (t/ha), é obtida dividindo o valor de BA pelo número de talhões.

$$BAA = \frac{BA\rho}{1000 n} \quad (A.2)$$

em que ρ é a densidade da madeira (kg/m^3). Nesta análise, utilizou-se o valor de IMA constante e igual a produtividade média das florestas nacionais de pinus, IBA (2016). Na Tabela 23 estão apresentados os resultados do cálculo da biomassa acumulada e a área de plantada de floresta energética.

Tabela 23 - Resultados dos cálculos para o cálculo da área de floresta energética.

Parâmetro	Valor
Biomassa acumulada, m^3	1080
Biomassa acumulada por área, $t/há$	94,5
Consumo anual para o cenário base, t	157.592,4
Área colhida por ano, $há$	1.667,6
Área total da floresta energética, ha	13.341,2

O consumo de cavaco de eucalipto para suprir a planta de cogeração durante o ano meteorológico é de 157592,4 t/ano. A floresta energética para suprir a planta de cogeração a biomassa operando em carga plena é da ordem de 133,4 km^2 . A economia na área de floresta energética é estimada multiplicando a economia no consumo anual de cavaco de lenha pela área de floresta energética necessária para suprir o cenário base.

APÊNDICE B – TORRE DE RESFRIAMENTO

A energia que é dissipada pelo condensador é rejeitada para atmosfera através da torre de resfriamento. O balanço de energia no condensador é realizado conforme a seguinte expressão,

$$\dot{m}_{ag}(h_{ag,in} - h_{ag,out}) = \dot{Q}_{cond}. \quad (B.1)$$

em que \dot{m}_{ag} [kg/s] é a vazão mássica de água de resfriamento, $h_{ag,in}$ e $h_{ag,out}$ [kJ/kg] são as entalpias de entrada e saída da água de resfriamento, respectivamente, \dot{Q}_{cond} é calculado conforme a Equação 5.14.

Neste componente, o ar atmosférico, em contracorrente, resfria a água do condensador. A redução da temperatura ocorre, principalmente, devido a evaporação da água na torre e pela troca de calor por convecção com o ar. O balanço energético deste processo está mostrado na Equação B.2,

$$\dot{m}_{ar}(h_{ar,in} + h_{vap,in}\omega_{in}) - \dot{m}_{ar}(h_{ar,out} + h_{vap,out}\omega_{out}) = \dot{Q}_{cond}. \quad (B.2)$$

em que \dot{m}_{ar} [kg/s] é a vazão mássica de ar, $h_{ar,in}$ e $h_{ar,out}$ [kJ/kg] são as entalpias de entrada e saída do ar seco na torre, h_{vap} [kJ/kg] é a entalpia do vapor de água no interior do ar e ω [kg água/kg ar] é a umidade absoluta do ar.

Para o dimensionamento da torre de resfriamento, um importante parâmetro é a Temperatura de Bulbo Úmido (TBU) do ar. Esta temperatura determina o limite de calor a ser rejeitado ao ambiente por meio da evaporação, sendo característica para cada região. A diferença entre a TBU e a temperatura da água na saída da torre é definida como *approach point* (AP), aqui o AP é considerado 3 °C.

A quantidade de reposição devido as perdas na torre de resfriamento estão na faixa de 2,0% e 5,0%, estas perdas são em razão das purgas, da água arrastada pelo ar e da fração de água evaporada (LORA e NASCIMENTO, 2004). A Equação B.3 é utilizada para o cômputo da vazão mássica de reposição referente as perdas por evaporação, arrasto de gotas e purgas considerando 1,3% da vazão mássica de água de resfriamento conforme Siqueira Neto (2018).

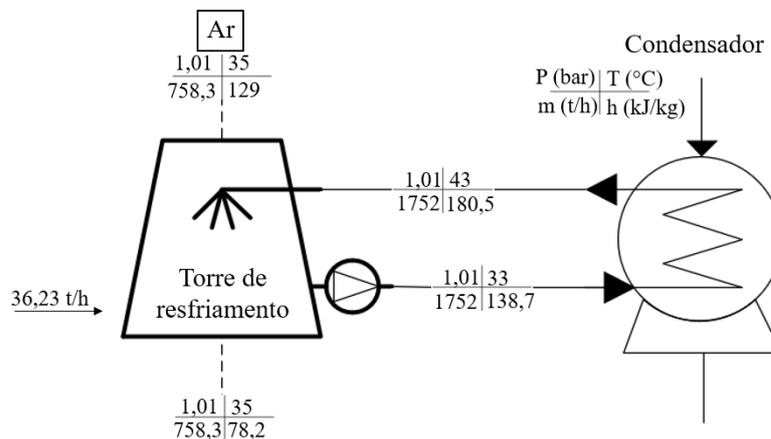
$$\dot{m}_{ar}(\omega_{in} - \omega_{out}) + \dot{m}_{rep, evap} = 0 \quad (B.3)$$

Os dados técnicos da torre de resfriamento utilizada estão listados na Tabela 24. Na Figura 45 está apresentado a operação da torre de resfriamento. Os valores de pressão absoluta (bar), temperatura (°C), entalpia (kJ/kg) e vazão mássica (t/h) são apresentados. Como todas as plantas estudadas possuem este componente, a condição mostrada na figura é válida para todos os cenários estudados.

Tabela 24 - Resultados dos cálculos para o cálculo da área de floresta energética.

Parâmetro	Valor
Carga Térmica, kW	31.365
Vazão máxima água de resfriamento, m ³ /h	2.700
Dimensões externas, mm	19.820 x 8.690 x 8.930
Temperatura da água entrada/saída, °C	43/33
Temperatura de Bulbo úmido, °C	30
Vazão máxima de ar, m ³ /h	876.960
Temperatura do ar entrada/saída, °C	30/35
Umidade relativa do ar entrada/saída, %	70/100

Figura 45 - Operação da torre de resfriamento.



APÊNDICE C – DESPESAS E RECEITAS DAS CONFIGURAÇÕES PROPOSTAS

Nesta seção são apresentados os cálculos de fluxo de caixa necessários para a análise econômica. São consideradas as despesas (CAPEX, OPEX, contrato de demanda e consumo de energia elétrica) e receitas (custo evitado de energia elétrica).

C.1. CAPITAL EXPENDITURE (CAPEX)

Na Tabela 25 está mostrado os custos de aquisição para caldeira (incluindo desaerador, montagem e impostos), turbina, torre de resfriamento, campo solar e terreno. Os custos dos dispositivos do cenário base foram cotados por Siqueira Neto (2018) e são aqui utilizados corrigidos pela inflação (13,8 %). Destaque é dado ao conjunto de concentradores do campo solar que correspondem a 8,8% e 40,0% do CAPEX nos cenários FWH e DSG, respectivamente.

Tabela 25 - Principais custos de aquisição (CA).

Equipamento	Orçamento (10 ³ R\$)		
	Base	FWH	DSG
Caldeira	31.675	31.675	31.675
Turbina	14.230	14.230	14.230
Torre de resfriamento	796	796	796
Sistema de tratamento de água	569	569	569
Coletor solar	-	4.585	32.096
Terreno	-	118	829
Total	47.271	51.975	80.197

C.2. OPERACIONAL EXPENDITURE (OPEX)

Na Tabela 26 estão apresentados os custos totais com manutenção referente aos principais componentes dos cenários avaliados neste estudo.

Tabela 26 - Custo anual de manutenção.

Equipamento	Orçamento (10 ³ R\$)		
	Base	FWH	DSG
Caldeira	136.605	136.605	136.605
Turbina	227.677	227.677	227.677

Torre de resfriamento	63.749	63.749	63.749
Coletor solar	-	46	321
Sistema de Tratamento de água	1.123	1.123	1.123

O consumo anual de água é de 394.725,6 m³, com custo de tratamento de água estimado em 1.123.371,86 R\$. Na Tabela 27 estão apresentados os custos anuais com mão de obra, estes custos levam em conta valores médios de salários para estas funções além de todos os impostos aplicáveis.

Tabela 27 - Custo anual de mão de obra.

Função	Quantidade	Custo anual (R\$)		
		Base	FWH	DSG
Operador de caldeira	3	144.059,04	144.059,04	144.059,04
Operador de turbina	3	144.059,04	144.059,04	144.059,04
Operador de pátio de biomassa	3	144.059,04	144.059,04	144.059,04
Líder da planta	1	158.521,32	158.521,32	158.521,32
Técnico em mecânica	1	68.810,40	68.810,40	68.810,40
Técnico em elétrica	1	68.810,40	68.810,40	68.810,40
Operador de campo solar	2/ha	-	45.701,28	205.655,76

C.3. CONTRATO DE DEMANDA E CONSUMO DE ELETRICIDADE (OPEX)

O contrato é necessário para garantir o cumprimento da demanda de energia elétrica no caso de problemas na operação da planta de cogeração e/ou atendimento das demandas durante o período de manutenção. Considera-se a demanda de 12 MW na ponta e 10 MW fora de ponta para o dimensionamento do contrato.

A empresa estudada enquadra-se no subgrupo A2, com tensão de 138 kVA. A Tabela 28 mostra as tarifas aplicáveis a alta tensão, estes valores são baseados na Resolução Homologatória da ANEEL N° 2.886, de 22 de junho de 2021.

Tabela 28 - Tarifas aplicadas a alta tensão.

MODALIDADE TARIFÁRIA AZUL		
	Unidade	Valor
Subgrupo	-	A2 (88 a 138 kV)
Ponta	R\$/kW	18,23
TUSD fora de ponta	R\$/kW	9,72
TUSD consumo	R\$/kWh	0,0609
TE ponta	R\$/kWh	0,43787
TE fora de ponta	R\$/kWh	0,27536

A Tabela 29 mostra o custo anual referente ao contrato de demanda e consumo de eletricidade.

Tabela 29 - Tarifas aplicadas a alta tensão.

Item	Ponta	Fora de ponta
Demanda média	9500	11400
TUSD, kW	18,23	9,72
TUSD energia consumida, R\$/kW		0,0609
TE, R\$/kWh	0,43787	0,27536
Custo contrato de demanda, R\$	173.185,00	110.808,00
Custo TUSD, R\$		447.393,57
Energia consumida, kWh	734636,4	6611727,6
Custo da energia comprada, R\$	321.675,24	1.820.605,31
Custa total, R\$		2.873.667,12

C.4. CUSTO EVITADO COM ELETRICIDADE

O custo evitado com eletricidade leva em consideração os valores pagos em 2017 corrigidos pela inflação. Os dados foram coletados da fatura de energia e são apresentados por Siqueira Neto (2018), ver Tabela 30. Ademais, considerou-se que toda energia produzida é consumida pela própria empresa.

Tabela 30 - Tarifas aplicadas a alta tensão.

MODALIDADE TARIFÁRIA AZUL			
Mês/2017	Consumo (MWh)	Tarifa média (R\$/MWh)	Custo (R\$)
Janeiro	8928	386,08	3.446.922,24
Fevereiro	8064	385,92	3.112.058,88
Março	8928	384,78	3.435.315,84
Abril	8640	378,7	3.271.968,00
Maio	8928	387,61	3.460.582,08
Junho	8640	384,11	3.318.710,40
Julho	8928	378,88	3.382.640,64
Agosto	8928	378,88	3.382.640,64
Setembro	8640	375,58	3.245.011,20
Outubro	8928	370,99	3.312.198,72
Novembro	8640	385,24	3.328.473,60
Dezembro	8928	387,91	3.463.260,48

Total	105120	-	40.159.782,72
-------	--------	---	---------------

O cálculo do consumo de eletricidade leva em conta os valores da tarifa energética média mensal da empresa. Corrigidos pela inflação, o valor médio mensal para o MWh foi de 382 R\$/MWh.

APÊNDICE D – LISTA DE PUBLICAÇÕES

No escopo desta pesquisa foram produzidos estudos que contemplam análises de sistemas de geração de energia.

Artigos publicados em anais de congresso:

XAVIER NETO, J. D.; BURIN, E. L. K.; BAZZO, E., Exergetic analysis of a hybrid solar-biomass cogeneration power plant for a poultry industry application. In: COBEM. Florianopolis: ACBM, Nov. 2021. P. 1.

LIMA, M. P.; XAVIER NETO, J. D.; BAZZO, E., An Exergy Analysis of Combined Cooling and Power Systems Using Absorption Chillers: a Comparative Approach. In: 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2020, Bento Gonçalves -RS. 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2020.

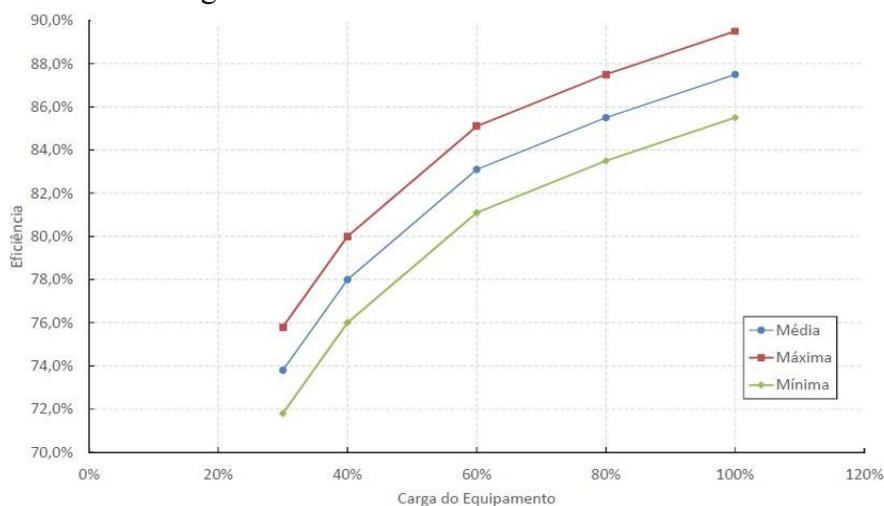
XAVIER NETO, J. D.; LIMA, M. P.; BURIN, E. L. K.; BAZZO, E., Análise Exergética de uma Planta de Cogeração a Biomassa de uma Indústria Frigorífica. In: I Congresso Nacional de Energias Renováveis, Exergia e Sustentabilidade (CERES), 2020, Natal - RN. Anais do I Congresso Nacional de Energias Renováveis, Exergia e Sustentabilidade, 2020.

LIMA, M. P.; XAVIER NETO, J. D.; BAZZO, E., Análise Energética e Exergética de Sistemas de Geração de Potência e Frio Utilizando Motores a Combustão Interna e *Chillers* de Absorção. In: Congresso Nacional de Energias Renováveis, Exergia e Sustentabilidade (CERES), 2020, Natal - RN. Anais do I Congresso Nacional de Energias Renováveis, Exergia e Sustentabilidade, 2020.

ANEXO A – DADOS DA CALDEIRA E CAVACO DE LENHA

A curva de eficiência da caldeira para operação em cargas parciais utilizando cavaco de lenha como combustível está mostrada na Figura 46. No presente estudo considerou-se que a caldeira opere de acordo a curva de eficiência média para o cenário DSG e com eficiência de 86% para o cenário base e FWH.

Figura 46 - Curva de eficiência a caldeira.



Fonte: Fornecedor de caldeira.

O cavaco de eucalipto utilizado neste estudo tem composição conforme a Tabela 31. A empresa estudada armazena o cavaco e os valores apresentados referem-se à análise elementar do cavaco utilizado no sistema de geração de vapor.

Tabela 31 - Resultados dos cálculos para o cálculo da área de floresta energética.

Elemental	Base seca e livre de cinzas (%)	Valor
Carbono	46,3	29,4
Hidrogênio	6,4	4,1
Nitrogênio	0,4	0,3
Oxigênio	46,9	29,8
Unidade	-	36,2
Cinzas	-	0,2
Total	100,0	100,0

Fonte: Fornecedor de caldeiras

O PCI para o cavaco de lenha utilizado é de 10.366 kJ/kg. Na Tabela 32 está mostrado o PCI para o cavaco de eucalipto utilizado. Os valores são obtidos por meio da utilização de uma bomba calorimétrica.

Tabela 32 - Poder calorífico do cavaco de eucalipto.

Poder calorífico	kJ/kg
PCS (base seca)	19.040,17
PCS (base úmida)	12.149,53
PCI (base úmida)	10.366

Fonte: Departamento de Gestão Ambiental

O teor de umidade do combustível é um importante parâmetro para a eficiência da caldeira. Desta forma, para realizar a análise de sensibilidade com relação a este parâmetro adotou-se o modelo de Dulong (HOSOKAI *et al.*, 2016), Equação A.1.

$$PCI = 33,8z_C + 122,3 \left(z_H - \frac{z_O}{8} \right) + 9,4z_S \quad (A.1)$$