

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**Maria Leticia Costa Lobato**

**Desenvolvimento de um simulador para hibridização de uma planta  
de incineração de resíduos com energia solar heliotérmica**

**Projeto de Graduação**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle  
Coorientador: Marcos Sebastião de Paula Gomes

Rio de Janeiro

Junho de 2021

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao meu orientador Florian Alain Yannick Pradelle e ao meu coorientador Marcos Sebastião de Paula Gomes, por conduzirem com excelência este projeto e me proporcionarem meses de muito aprendizado.

A todos os meus professores da PUC-Rio, por fazerem parte da minha trajetória como aluna, profissional e pessoa.

Ao José Eduardo Carvalho, por todo o apoio no desenvolvimento do simulador.

Aos meus pais, João Batista e Denise, por todo o investimento na minha educação, por toda a confiança e todo o apoio emocional.

Ao meu irmão João Felipe, pela nossa amizade de 20 anos, por todo o carinho e apoio.

À minha psicóloga Maria Lúcia, por estar comigo há dois anos, me auxiliando a me tornar a melhor versão de mim mesma.

Aos meus amigos, que sempre me incentivaram e estiveram presentes na minha vida, apesar de qualquer distância física.

## RESUMO

### **Desenvolvimento de um simulador para hibridização de uma planta de incineração de resíduos com energia solar heliotérmica.**

Este projeto tem como objetivo desenvolver um simulador para a hibridização de uma planta de incineração de resíduos sólidos usando uma abordagem waste-to-energy.

O ciclo Rankine é alimentado pelo calor liberado pela reação de combustão dos resíduos e o superaquecimento e o reaquecimento do vapor estão garantidos pelo ciclo a gás.

A hibridização consiste na utilização de coletores solares para aproveitar a energia térmica proveniente da radiação solar para deslocar parte da demanda do ciclo a gás. O projeto visa tanto a avaliar a sustentabilidade como o retorno financeiro dessa hibridização.

Na planta híbrida, foi obtido um aumento de eficiência de 28% para 32%. Também houve um modesto ganho de eficiência ecológica (de 89% para 90%). Financeiramente, foi obtido um *payback* de 5 anos.

Palavras chaves: Waste to Energy. Ciclo Rankine. Incineração. Energia Solar Heliotérmica.

## **ABSTRACT**

### **Development of a simulator to hybridize an urban solid waste incineration plant with heliothermic solar energy.**

This project aims to develop a simulator to hybridize an urban solid waste incineration plant using a waste-to-energy approach.

The Rankine cycle is powered by the heat released by burning waste and the overheating and reheating of steam are assured by the gas cycle.

The hybridization consists in using solar collectors to apply the thermal energy from solar radiation to mitigate part of the gas cycle's demand. This work pursues to evaluate not only sustainability, but also the financial return of the hybridization.

On the hybrid plant, the thermal efficiency increased from 28% to 32%. There was also a subtle rise in the ecological efficiency (from 89% to 90%). Financially, the payback obtained was 5 years.

Key-words: Waste to Energy. Rankine Cycle. Incineration. Heliothermic Solar Energy

# SUMÁRIO

1	Introdução	10
2	Revisão Bibliográfica	12
2.1	Processos Waste-to-Energy	12
2.2	Energia Heliotérmica	15
2.2.1	Calha Parabólica	16
2.2.2	Coletor Fresnel	17
2.2.3	Torre Solar	18
2.2.4	Disco Stirling	19
2.3	Hibridização	20
3	Metodologia	22
3.1	Dimensionamento do Sistema Heliotérmico	22
3.2	Modelagem Termodinâmica	22
3.2.1	Análise Energética e Exergética da Planta de Zabalgarbi	22
3.2.2	Equação de Estado	33
3.3	Metodologia para análise ambiental	36
3.4	Metodologia para análise econômica	37
4	Resultados	41
4.1	Planta Original	41
4.1.1	Ciclo a gás: análise energética	41
4.1.2	Ciclo a vapor: análise energética	42
4.1.3	Ciclo a gás + ciclo a vapor: análise exergética	43
4.1.4	Análise Ambiental	44
4.1.5	Análise Econômica	45
4.2	Planta com superaquecimento (gás) e sem reaquecimento e planta sem superaquecimento nem reaquecimento	45
4.2.1	Análise Energética	46

4.2.2 Análise Exergética	47
4.2.3 Análise Ecológica	50
4.2.4 Análise Econômica	50
4.3 Planta com superaquecimento (solar) e sem reaquecimento e planta com superaquecimento e reaquecimento (ambos com fonte solar)	50
4.3.1 Análise Energética	51
4.3.2 Análise Exergética	51
4.3.3 Análise Ecológica	52
4.3.4 Análise Econômica	52
4.4 Substituição parcial da energia do ciclo a gás	53
4.4.1 Análise Energética	53
4.4.2 Análise Exergética	54
4.4.3 Análise Ecológica	54
4.4.4 Análise Econômica	55
5. Conclusões	56
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58
ANEXO A – DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HELIOTÉRMICO	64
ANEXO B – ELABORAÇÃO E VALIDAÇÃO DA FERRAMENTA	67

## Lista de figuras

Figura 1: Planta de Zabalgarbi, um claro exemplo do funcionamento e viabilidade das plantas WTE [16] .....	14
Figura 2: Mapa de irradiação solar anual [19] .....	15
Figura 3: Esquematização de uma placa plana [21] .....	16
Figura 4: Esquema simplificado do funcionamento de uma calha parabólica [22] .....	17
Figura 5: Esquema simplificado do funcionamento de um Coletor Fresnel [23] .....	18
Figura 6: Esquema simplificado do funcionamento de uma Torre Solar [25] .....	19
Figura 7: Esquema Simplificado do funcionamento de um Disco Stirling [20] .....	20
Figura 8: Esquema da Planta de Zabalgarbi [30] .....	23
Figura 9: Ciclo a gás [30] .....	24
Figura 10: Esquema do ciclo a vapor da Planta de Zabalgarbi [29] .....	26
Figura 11: interface do SAM .....	64
Figura 12: como encontrar os dados meteorológicos do local de interesse .....	64
Figura 13: input da potência térmica .....	65
Figura 14: quantidade de heliostatos .....	65
Figura 15: área do campo heliotérmico .....	66
Figura 16: análise dos custos .....	66
Figura 17: Rotina do Peng-Robinson .....	67

## Lista de tabelas

Tabela 1: Distribuição dos resíduos urbanos .....	12
Tabela 2: Comparação entre Torre Solar e Disco Stirling [26] .....	21
Tabela 3: Parâmetros e propriedades conhecidos do ciclo a gás [29] .....	24
Tabela 4: Pressão e Temperatura dos Estados 1-6 do ciclo a gás [29] .....	25
Tabela 5: Parâmetros e propriedades conhecidos do ciclo a vapor [29] .....	27
Tabela 6: Pressão e Temperatura dos Estados 1-8 do ciclo a vapor (adaptado) [29] .....	28
Tabela 7: CPIs anuais [39] .....	39
Tabela 8: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-6 do ciclo a gás.	41
Tabela 9: Análise energética do ciclo a gás .....	41
Tabela 10: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-8 do ciclo a vapor .....	42
Tabela 11: Análise energética do ciclo a vapor .....	42
Tabela 12: Balanço de exergia .....	43
Tabela 13: Exergias de fluxo do ciclo a gás .....	43
Tabela 14: Exergias de fluxo do ciclo a vapor .....	44
Tabela 15: Eficiências exergéticas .....	44
Tabela 16: Análise ecológica.....	45
Tabela 17: Análise econômica .....	45
Tabela 18: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-8 do ciclo a vapor sem reaquecimento.....	46
Tabela 19: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-8 do ciclo a vapor sem superaquecimento nem reaquecimento .....	46
Tabela 20: Análise energética do ciclo a vapor sem reaquecimento.....	47
Tabela 21: Análise energética do ciclo a vapor sem superaquecimento nem reaquecimento .....	47
Tabela 22: Balanço de exergia no ciclo sem reaquecimento .....	48
Tabela 23: Balanço de exergia no ciclo sem superaquecimento nem reaquecimento .....	48
Tabela 24: Exergias de fluxo do ciclo a vapor sem reaquecimento.....	49



Tabela 25: Exergias de fluxo do ciclo a vapor sem superaquecimento nem reaquecimento .....	49
Tabela 26: Eficiências exergéticas .....	49
Tabela 27: Análise ecológica do ciclo sem reaquecimento .....	50
Tabela 28: Análise econômica .....	50
Tabela 29: Balanço de exergia no ciclo com superaquecimento (solar) e sem reaquecimento .....	51
Tabela 30: Balanço de exergia no ciclo com superaquecimento (solar) e reaquecimento (solar) .....	52
Tabela 31: Análise econômica .....	52
Tabela 32: Análise Energética do ciclo a gás .....	53
Tabela 33: Balanço de exergia .....	54
Tabela 34: Análise ecológica .....	54
Tabela 35: Análise econômica do ciclo .....	55

## 1 Introdução

Segundo a British Petroleum (2020), a matriz energética mundial possui combustíveis fósseis em sua liderança. Dentre os combustíveis fósseis, o carvão é o predominante. O gás natural, apesar de menores custos operacionais e menor emissão de gases do efeito estufa, acaba se tornando uma alternativa pouco atrativa devido aos riscos associados à importação e à volatilidade dos preços [1].

No Brasil, os líderes da matriz energética são petróleo e derivados (no setor não-renovável) e as hidrelétricas (no setor renovável). De 2018 para 2019, a Oferta Interna de Energia (OIE) do petróleo e seus derivados subiu 1,4%, enquanto na energia hidráulica houve uma queda de 0,3%. Houve um crescimento de 2,9% nas outras fontes renováveis, que englobam energia solar, energia eólica, produtos da cana e biodiesel [2].

A soberania dos combustíveis fósseis provocou expressivos impactos ambientais como aumento das temperaturas devido ao efeito estufa e diminuição da qualidade do ar, que ocorrem devido à poluição que causam. Além disso, as plataformas instaladas nos mares possuem risco de explosões e vazamentos. Em meio a essa crise, a necessidade de buscar a substituição da matriz energética atual por fontes renováveis se tornou urgente [3].

Diversos países criaram metas para a realização da transição energética para fontes. Nos países da União Europeia, por exemplo, 27% da matriz energética terá que ser renovável até 2030. Na Índia, o objetivo é a geração de 175 GW de energia renovável até 2022, sendo 100 GW provenientes da energia solar e 60 GW da energia eólica [4].

Outro aspecto muito relevante na agenda ambiental é a gestão dos resíduos. Materiais como papel, plástico, metais e vidro podem ser reciclados. O lixo orgânico pode passar pelo processo de compostagem. No entanto, quando se trata de resíduos urbanos (que contém vários tipos de lixo misturados), a forma mais comum de gestão é a sua disposição em aterros [5].

Dessa forma, as alternativas de tecnologias waste-to-energy (WTE), que tem a finalidade de fornecer não apenas uma maneira sustentável de descartar resíduos sólidos, como também uma fonte renovável de energia, contribuem a reduzir a dependência de combustíveis fósseis. Outra vantagem do WTE é a diminuição da

emissão de gases do efeito estufa, que ocorrem devido à decomposição dos resíduos orgânicos na fermentação dos resíduos [6] e à formação de metano, que é um gás de efeito estufa mais eficiente que o CO<sub>2</sub> [7].

## 2 Revisão Bibliográfica

### 2.1 Processos Waste-to-Energy

Há várias possibilidades para se classificar os resíduos: por sua natureza física (seco e molhado), por sua natureza química (orgânico ou inorgânico) e pelo risco que oferecem ao meio ambiente (não inerte ou inerte).

O lixo molhado é aquele composto principalmente por restos de alimento, enquanto o lixo seco engloba papel, plástico, metal, vidro, madeira, cerâmica, entre outros. O resíduo orgânico se refere a todo aquele que é composto de matéria orgânica, como restos de alimento, galhos e folhas de plantas, papel, madeira, tecidos, entre outros. O resíduo inorgânico se refere a metais e outros materiais sintéticos. Dentre os resíduos inertes, inclui-se remédios vencidos, embalagem de produtos tóxicos (como inseticidas), pilhas e baterias. Os resíduos inertes são todos aqueles que causam poluição não irreversível [8]. A tabela 1 mostra os resíduos sólidos e sua distribuição geográfica.

Tabela 1: Distribuição dos resíduos urbanos

Região	Orgânicos	Papéis	Plásticos	Vidros	Metais	Outros
África Centro-Meridional	57	9	13	4	4	13
Ásia Oriental e Pacífico	62	10	13	3	2	10
Europa e Ásia Central	47	14	8	7	5	19
América Latina e Caribe	54	16	12	4	2	12
Oriente Médio e África Setentrional	61	14	9	3	3	10
OCDE (Europa Ocidental, América do Norte, Oceania, Japão/Korea)*	27	32	11	7	6	17
Ásia Meridional	50	4	7	1	1	37
<b>Global</b>	<b>46</b>	<b>17</b>	<b>10</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	<b>18</b>

A taxa de produção de resíduos cresce no mundo inteiro. Em 2019, a geração global de lixo era de aproximadamente 1,3 bilhão de toneladas por ano (1,2 kg per capita). A projeção é que em que em 2025, esse número chegue a 2,2 bilhões de toneladas por ano. Em 2018, os Estados Unidos foram responsáveis pela produção de 658 mil toneladas de lixo, sendo que apenas 11% desses resíduos são recicláveis. No mesmo ano, o Brasil produziu 229 mil toneladas de lixo. Segundo o Plano Nacional

de Resíduos Sólidos (PNRS), 30% do lixo do Brasil é reciclável. No entanto, apenas 3% são de fato reciclado [9].

Uma possível solução é o uso de plantas Waste-To-Energy (WTE). Uma das tecnologias adotadas nas plantas WTE é a digestão anaeróbica, que tem como principal vantagem a redução do volume dos resíduos [10]. O principal produto da digestão anaeróbica é o biogás, composto majoritariamente por metano ( $\text{CH}_4$ ) e dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), havendo também amônia ( $\text{NH}_3$ ) e sulfato de hidrogênio ( $\text{H}_2\text{S}$ ) [6]. O biogás, por sua vez, é utilizado para produção de calor e/ou energia elétrica.

Outra tecnologia largamente utilizada é a gaseificação, que pode ser definida como a conversão termoquímica de materiais que possuam carbono em sua composição em um gás combustível chamado gás de síntese ou syngas, sendo necessário também um agente de gaseificação. Essa conversão transforma os sólidos em alcatrão e espécies grossas. O produto (syngas) é uma mistura de monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), hidrogênio ( $\text{H}_2$ ), vapor de água ( $\text{H}_2\text{O}$ ), metano ( $\text{CH}_4$ ), hidrocarbonetos, entre outros, além de ser contaminado com cinzas, alcatrão e partículas de carvão [11].

A gaseificação pode ser direta (em um ambiente com oxigênio controlado) ou indireta (sem oxigênio e com a ajuda de calor), processo conhecido como pirólise. Esse processo tem como principais vantagens alta eficiência energética (acima de 80%), flexibilidade da matéria-prima e a recuperação do biocarvão, coproduto de valor alto [6]. No entanto, muitos tipos de resíduos precisam passar por um tratamento antes da gasificação, enquanto outros não podem sequer ser submetidos ao tratamento [11].

O método mais utilizado nas plantas waste-to-energy é a incineração, devido aos custos relativamente baixos (comparando com outras tecnologias WTE). Os sistemas de incineração realizam uma combustão controlada dos resíduos sólidos, tendo como propósito original a redução do volume dos resíduos sólidos. Ao utilizar esse mecanismo em uma planta WTE, é gerado um gás quente com os produtos de exaustão. Esse gás atravessa um trocador de calor para vaporizar água, e assim, alimenta a turbina a vapor, sendo realizado o aproveitamento de energia [12].

No entanto, é necessário fazer uma análise criteriosa a respeito das quantidades e características dos resíduos a serem incinerados, para verificar a viabilidade financeira e ambiental de se realizar a incineração. Os resíduos precisam possuir um

poder calorífico acima do nível mínimo para garantir eficiência energética. Outro aspecto muito importante a ser verificado é a produção de gases de combustão, que em sua composição sempre possuem cinzas, metais pesados e diversos componentes orgânicos e inorgânicos. Os poluentes e sua concentração, por sua vez, dependem da composição do material incinerado. Além disso, as plantas, por motivos econômicos, costumam ficar localizadas em locais com maior densidade populacional. Dessa forma, qualquer problema ambiental causado afetará a vida de muitas pessoas [12].

Felizmente, os avanços no controle das emissões permitiram que o procedimento se adequasse às normas estabelecidas pela Organização Mundial da Saúde (OMS). Hoje, a incineração do lixo é um método largamente utilizado em todo o continente europeu e possui tendência de continuar ganhando espaço globalmente [13]. No Brasil, há apenas uma planta WTE (que utiliza incineração) sob implementação, que fica localizada no município de Barueri, no estado de São Paulo. A planta utilizará um ciclo de Rankine, e possui uma expectativa de operar 8000 h/ano. A energia elétrica gerada será conectada a uma subestação adjacente à planta, em uma tensão de 88/138 kV [14].

A planta WTE utilizada como inspiração neste projeto foi a planta de Zabalgarbi (figura 1), localizada na Espanha. A Zabalgarbi S.A. iniciou o funcionamento no ano de 2005, tendo como missão utilizar tecnologias inovadoras para tratar os resíduos e recuperar energia, oferecendo também bom retorno para seus acionistas [15].



Figura 1: Planta de Zabalgarbi, um claro exemplo do funcionamento e viabilidade das plantas WTE [16]

A planta consiste em adaptar um ciclo a gás com a valorização energética dos resíduos, possuindo uma eficiência de 42%, enquanto as plantas que utilizam apenas a valorização dos resíduos possuem eficiência de 23% [17].

As dimensões e características das instalações se baseiam em três fatores: a redução do impacto ambiental por kWh gerado, otimização do rendimento e capacidade requerida de tratamento dos resíduos [18].

A vazão de vapor saturado ( $T = 310^{\circ} \text{C}$  e  $P = 100 \text{ bar}$ ) que entra na caldeira de incineração é 30 toneladas/hora. Na caldeira de recuperação, o vapor é superaquecido pelos gases de escape de uma turbina a gás de potência de 43 MW até que seja atingida a temperatura de  $540^{\circ} \text{C}$ , em um processo isobárico. O vapor superaquecido então alimenta um turbo gerador de 56,5 MW. A potência líquida é de 94 MW. Seu cálculo leva em conta a potência bruta (99,5 MW) e o autoconsumo (energia consumida imediatamente após a geração) [18].

## 2.2 Energia Heliotérmica

A energia solar, além de ser uma fonte inesgotável de energia, é uma fonte limpa e disponível em quase todo o planeta, conforme mostra a figura 2. Os dados mostram os dados anuais de irradiação solar em kWh/kWp.

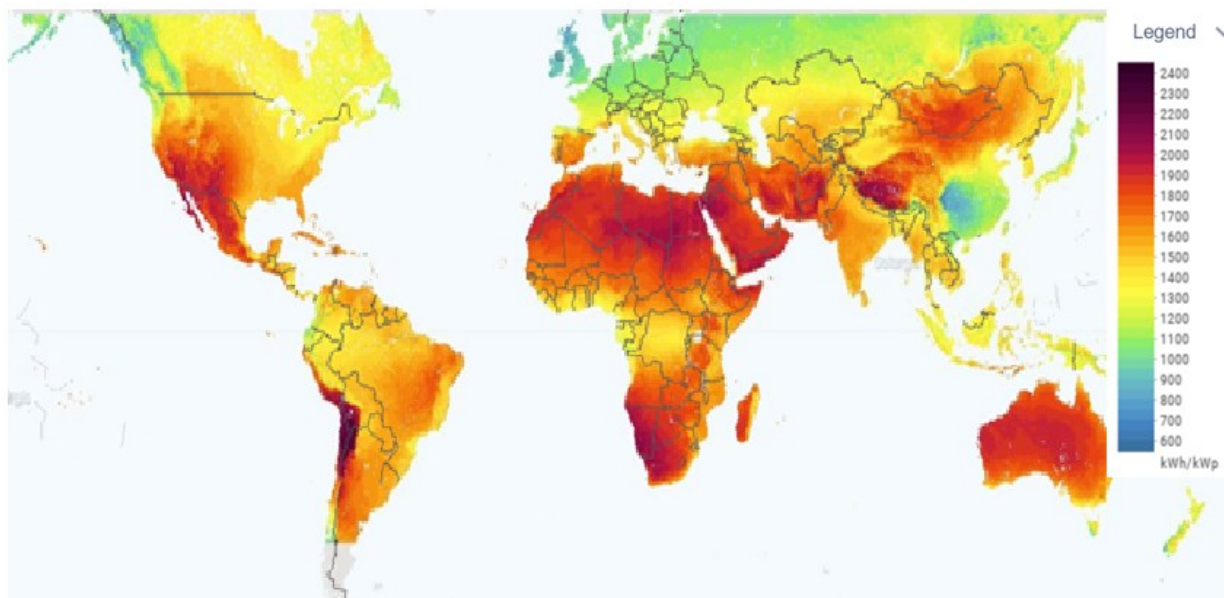


Figura 2: Mapa de irradiação solar anual [19]

Porém, dentre as desvantagens pode-se destacar que a sua disponibilidade varia conforme os dias do ano e latitude: quanto menor a latitude (proximidade da linha do Equador), mais uniforme é a radiação solar ao longo do ano. Além disso, a necessidade de uma grande área para coleta (devido ao fluxo de radiação baixo para fins tecnológicos) e custo relativamente alto, principalmente quando é necessário estocar essa energia [20].

A energia solar pode ser utilizada na forma térmica ou fotovoltaica (conversão da radiação solar em corrente contínua).

Para coletar energia solar, basta expor uma superfície escura à radiação até que ocorra a absorção. O tipo de coletor mais comum é a placa plana (figura 3), que consiste em uma placa de vidro transparente, que absorve a radiação. Parte dessa radiação é aproveitada na forma de energia térmica, enquanto outra parte é perdida por convecção ou é perdida por irradiação para a vizinhança [21].

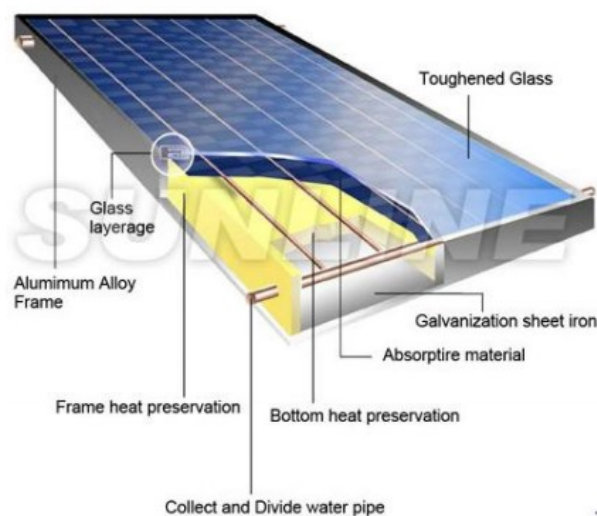


Figura 3: Esquematização de uma placa plana [21]

Para atingir temperaturas mais altas, é necessário utilizar coletores concentrados. Serão explorados quatro tipos: calha parabólica, coletor Fresnel, torre solar e disco parabólico (disco Stirling).

### 2.2.1 Calha Parabólica

Esse tipo de coletor possui um espelho com o formato de uma parábola cilíndrica (figura 4). O espelho trabalha focando a luz solar no seu eixo (no eixo fica



localizado um tubo absorvedor, que contém um fluido condutor de calor), onde ocorre a absorção da radiação e convecção natural.

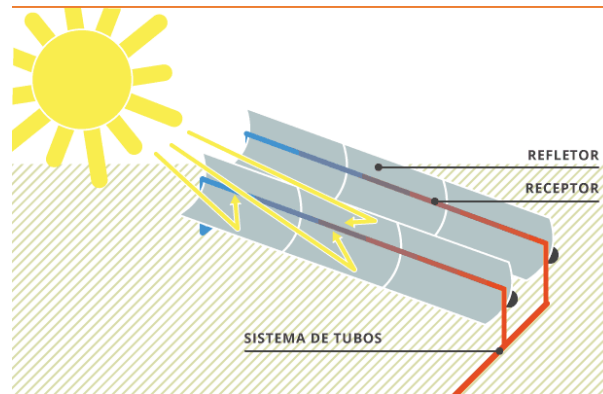


Figura 4: Esquema simplificado do funcionamento de uma calha parabólica [22]

Existe uma cobertura de vidro concêntrica ao eixo, que atua diminuindo as perdas por convecção e irradiação. Pode ser atingida uma temperatura de até 400°C. É necessário que ocorra a rotação do coletor para que os raios solares estejam sempre focados no eixo [20].

As calhas parabólicas são utilizadas, em sua maior parte, em usina, devido ao ganho de escala e outras vantagens como durabilidade e alta densidade de potência. No entanto, para que seja atingida uma temperatura com maiores aplicações (acima de 250°C), é preciso utilizar dispositivos de rastreamento solar, que implicam em gastos em sua instalação e manutenção e na necessidade de mão-de-obra técnica especializada [23].

### 2.2.2 Coletor Fresnel

O coletor Fresnel (figura 5) possui um princípio de funcionamento parecido com o da calha parabólica, já que trabalha focando os raios solares em um eixo, onde fica contido um tubo que contém um fluido condutor de calor.

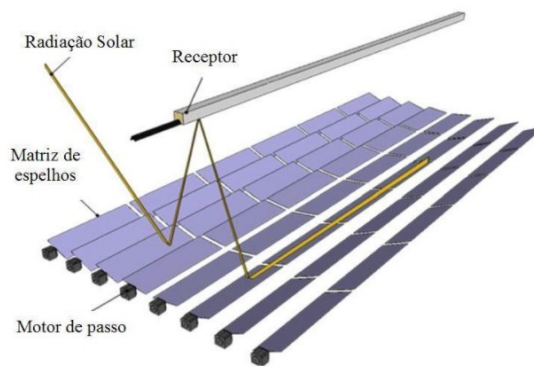


Figura 5: Esquema simplificado do funcionamento de um Coletor Fresnel [23]

A diferença fundamental está na sua composição envolvendo uma série de espelhos planos que são alocados um ao lado do outro, geralmente na orientação norte-sul próximos ao nível do chão. Cada espelho possui um movimento de rotação independente no eixo horizontal e direção norte-sul. Além disso, os espelhos também realizam a tarefa de rastrear os raios solares. O receptor se localiza um pouco acima dos espelhos [20]. Como na calha, há um tubo absorvedor que absorve a radiação e age no princípio da convecção natural.

Os coletores Fresnel possuem uma estrutura mais simples que a calha parabólica, o que também simplifica manutenção e instalação. A estrutura plana também diminui a complexidade da instalação em telhados e é menos vulnerável ao vento. No entanto, o coletor Fresnel possui algumas desvantagens, como menor eficiência em relação à calha parabólica (menor índice de concentração), perdas por sombreamento, interferências causadas por espelhos adjacentes, dificuldade de limpeza, efeitos de borda, entre outros [24].

### 2.2.3 Torre Solar

Outro tipo de coletor é a torre solar (figura 6), cujo funcionamento consiste em um conjunto de helioestatos, que são espelhos móveis que trabalham para focar os raios solares em um único ponto, onde fica o receptor. Como na calha e no Fresnel, há um tubo com fluido condutor de calor. Os espelhos são controlados via computador, sendo responsáveis por rastrear a posição do sol em dois eixos, agindo com eficiência ao longo do dia.

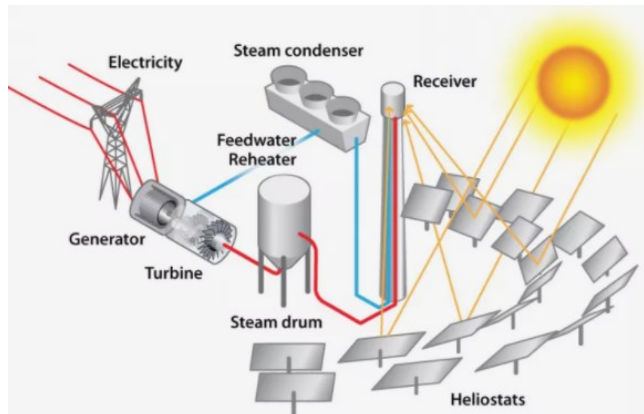


Figura 6: Esquema simplificado do funcionamento de uma Torre Solar [25]

A princípio, as torres solares eram utilizadas para aquecer água, e assim, fornecer potência a uma turbina. Hoje, utiliza-se geralmente uma solução de sais fundidos, incluindo nitrato de sódio e nitrato de potássio, devido à maior capacidade térmica, garantindo maior eficiência e permitindo geração de energia até mesmo em dias nublados. Pode-se também combinar a torre solar com algum dispositivo para armazenar energia [25].

Conforme já foi citado, a torre solar concentra os raios solares em um ponto, diferente dos coletores anteriormente citados (calha e Fresnel), que concentram em um eixo. Essa concentração (índice de concentração - razão entre a área de abertura do coletor e área de absorção do receptor - na faixa de 300-1000) permite que sejam atingidas temperaturas ainda mais altas (até 1200°C) e maior eficiência (até 23%). Além disso, as perdas por calor são relativamente pequenas e a eficiência é alta [26]. Uma das desvantagens é a área necessária.

#### 2.2.4 Disco Stirling

O Disco Stirling, assim como a torre solar, atua concentrando os raios solares em um único ponto. A diferença é que se utiliza um disco parabólico que concentra a radiação no receptor (figura 7).

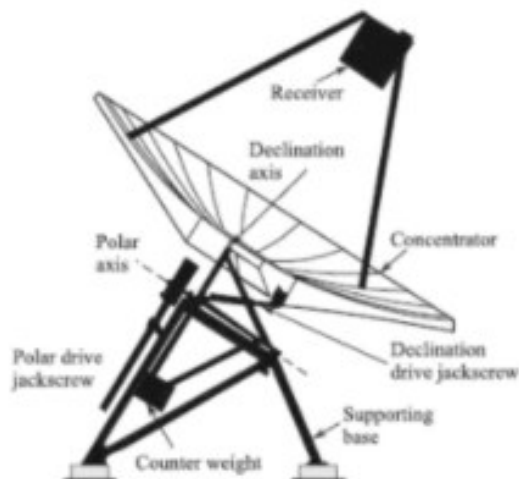


Figura 7: Esquema Simplificado do funcionamento de um Disco Stirling [20]

O índice de concentração varia na faixa 600-3000, atingindo uma temperatura operacional acima de 750°C, atingindo eficiência de até 30%. No entanto, não possui condições para armazenamento de energia e há pouca experiência comercial [26].

### 2.3 Hibridização

A ideia do projeto é hibridizar uma planta waste-to-energy com um coletor solar, para suprir a demanda restante no caso de retirar o ciclo a gás (parcialmente ou totalmente). Dentre as tecnologias existente para a parte WTE, a selecionada será a incineração inspirada na planta de Zabalgarbi, uma vez que apresenta eficiência satisfatória (conforme já citado, 42%), vantagens para o meio ambiente e é financeiramente viável.

Dentre os coletores heliotérmicos descritos, a calha parabólica e o Fresnel não são opções eficientes devido ao seu baixo índice de concentração, o que também os faz trabalhar sob temperaturas mais baixas. A torre solar e o disco Stirling possuem o índice de concentração mais alto, o que gera maior temperatura de trabalho e maior eficiência. A tabela abaixo (tabela 2) faz a comparação entre os dois tipos de coletores.

Tabela 2: Comparação entre Torre Solar e Disco Stirling [26]

<b>Parâmetros de performance</b>	<b>Torre Solar</b>	<b>Disco Stirling</b>
Temperatura de trabalho do receptor (°C)	565 a 1200	750
Eficiência Máxima (%)	23	30
Eficiência Média Anual (%)	16 a 20	12 a 25
Condições para armazenamento térmico	Sim	Não
Potencial para ciclo de Brayton/Rankine	Sim	Sim
Experiências com comercialização	Sim	Não

Pelos dados da tabela, a torre solar é o coletor mais adequado. A torre pode atingir uma temperatura de trabalho no receptor de até 1200°C, enquanto o disco atinge no máximo 750°C. Além disso, permite o estoque de energia, enquanto o disco Stirling não possui condições para tal. Outro fator decisivo foi a complexidade. Para aumentar a capacidade de um sistema de torre solar, basta aumentar a quantidade de heliostatos. No caso do disco Stirling, seria necessário obter mais discos para se atingir a capacidade desejada.

## **3 Metodologia**

### **3.1 Dimensionamento do Sistema Heliotérmico**

O dimensionamento de uma planta heliotérmica que utiliza um ciclo de Rankine e sal derretido pode ser resumido a um problema de otimização, que visa maximizar a energia gerada (função objetivo), utilizando como restrições o balanço de energia (primeira Lei da Termodinâmica), a operação do sistema e as configurações do receptor e dos heliostatos [27].

Devido à quantidade de variáveis e restrições, o problema fica computacionalmente intensivo. Isso resulta em inviabilidade de utilizar um software acadêmico como o Matlab. Portanto, o problema de dimensionamento do ciclo heliotérmico será resolvido por meio do *System Advisor Model (SAM)*.

O *software SAM* foi desenvolvido em 2005 pelo Laboratório Nacional de Energia Renovável, sendo usado para analisar a viabilidade econômica de sistemas de energia solar. Atualmente, abrange diversos tipos de energia renovável, como energia eólica, geotérmica e de biomassa [28].

A metodologia encontra-se no Anexo A.

### **3.2 Modelagem Termodinâmica**

#### **3.2.1 Análise Energética e Exergética da Planta de Zabalgarbi**

A Planta de Zabalgarbi encontra-se esquematizada (figura 8) e é composta por um ciclo de potência a gás e um ciclo de potência a vapor.

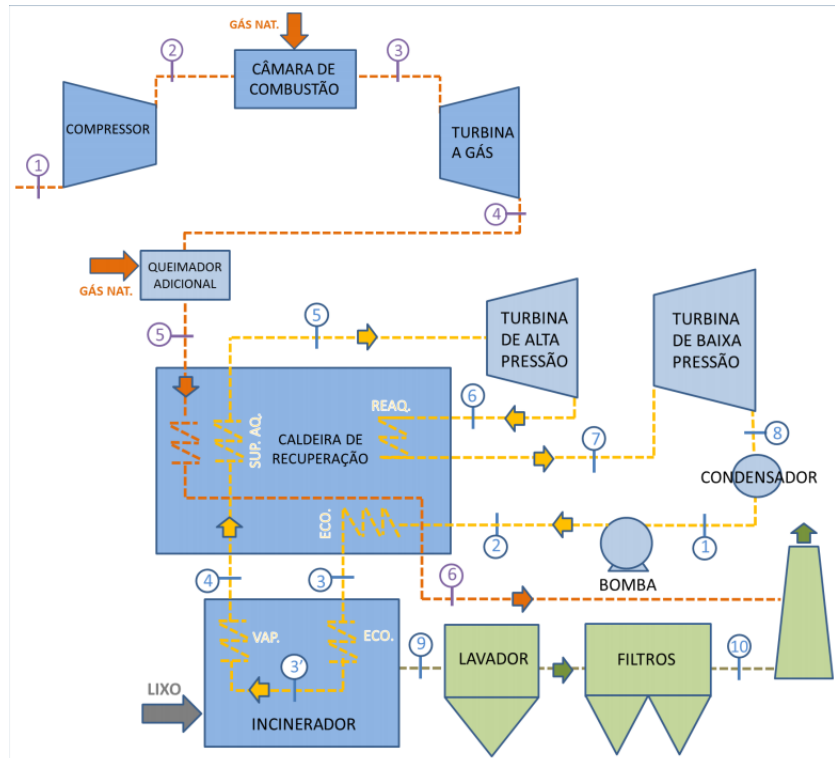


Figura 8: Esquema da Planta de Zabalgarbi [30]

O ciclo de potência a gás é composto por um compressor, um combustor (câmara de combustão – CC) a gás natural, uma turbina a gás com potência geradora de 43 MW e um queimador adicional (QA) de gás natural [29].

O ciclo de potência a vapor é composto por uma caldeira (do tipo grelha móvel) para incinerar os resíduos sólidos no estado bruto, um incinerador de lixo junto a um boiler com economizador e evaporador (que atua a uma pressão de trabalho 100 bar e temperatura de trabalho 315°C), um sistema de controle de poluição atmosférica, uma turbina a vapor de dois estágios (capacidade máxima geradora igual a 56,5 MW), um condensador, uma bomba e uma caldeira de recuperação (gera vapor a 100 bar) [29].

Os gases provenientes da incineração provocam aquecimento da água subresfriada, que se transforma em vapor superaquecido. O vapor, por sua vez, alimenta a turbina.

Para a análise, foram adotadas as seguintes premissas:

- I. O sistema está operando em regime permanente;
- II. Energias potencial e cinética são desprezíveis;
- III. Exergias potencial e cinética são desprezíveis;

- IV. Exergia química dos materiais é desprezível;
- V. Perda de carga e de calor nos tubos são desprezíveis;

### 3.2.1.1 Ciclo a gás: Análise Energética

O ciclo a gás (figura 9) utilizará como fluidos de trabalhos o ar e o gás natural.

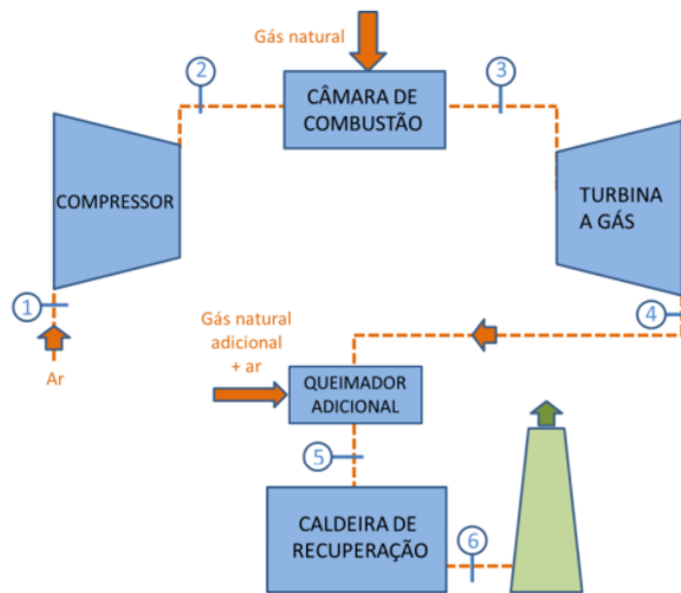


Figura 9: Ciclo a gás [30]

As propriedades do ar estão listadas abaixo (tabela 3), bem como as propriedades do gás natural, a eficiência isoentrópica da turbina a gás e as vazões:

Tabela 3: Parâmetros e propriedades conhecidos do ciclo a gás [29]

Parâmetro		Valor	
$R_{ar}$	Constante universal do ar	0,287	kJ/(kg.K)
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica do ar	122,84	kg/s
$PCI_{gn}$	Poder calorífico do gás natural	47.730	kJ/kg
$\dot{m}_{gn}$	Vazão mássica do gás natural	2,16	kg/s
$\dot{m}_{gn+}$	Vazão mássica do gás natural adicional	1,64	kg/s
$N_{tg}$	Eficiência isoentrópica da turbina a gás	97%	-

Além disso, são conhecidos os pares de temperatura e pressão em cada estado (tabela 4):



Tabela 4: Pressão e Temperatura dos Estados 1-6 do ciclo a gás [29]

Parâmetro		Valor	
$P_1$	Pressão no estado 1	0,101	MPa
$T_1$	Temperatura no estado 1	293	K
$P_2$	Pressão no estado 2	2,9391	MPa
$T_2$	Temperatura no estado 2	853,7	K
$P_3$	Pressão no estado 3	2,9241	MPa
$T_3$	Temperatura no estado 3	1525	K
$P_4$	Pressão no estado 4	0,131	MPa
$T_4$	Temperatura no estado 4	728	K
$P_5$	Pressão no estado 5	0,131	MPa
$T_5$	Temperatura no estado 5	873	K
$P_6$	Pressão no estado 6	0,101	MPa
$T_6$	Temperatura no estado 6	423	K

Os fluxos de calor na câmara de combustão e no queimador adicional são calculados, respectivamente, por meio das equações a seguir:

$$Q_{CC} = \dot{m}_{gn} PCI_{gn} \quad (1)$$

$$Q_{QA} = \dot{m}_{gn+} PCI_{gn} \quad (2)$$

A potência da turbina a gás, por sua vez, depende da diferença de entalpia específica entre o estado 3 e o estado 4 e leva em consideração a presença de gás natural e ar:

$$W_{tg} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gn})(h_3 - h_4) \quad (3)$$

A potência do compressor depende apenas das diferenças de entalpia específica entre os estados 2 e 1 e da vazão mássica de ar:

$$W_c = \dot{m}_{ar}(h_2 - h_1) \quad (4)$$

O fluxo de calor na caldeira de recuperação depende de todas as vazões e das diferenças de entalpia específica entre os estados 5 e 6:

$$Q_{CR} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gn} + \dot{m}_{gn+})(h_5 - h_6) \quad (5)$$

A eficiência térmica do ciclo pode ser calculada por meio da equação a seguir:

$$\eta_{en} = \frac{W_{tg} - W_C}{Q_{CC}} \quad (6)$$

Como os pares de pressão e temperatura são conhecidos, basta aplicar a Equação de Peng-Robinson para descobrir as entalpias e entropias específicas de cada estado (secção 3.2.2).

### 3.2.1.2 Ciclo a vapor: Análise Energética

O ciclo a vapor (figura 10) utilizará como fluido de trabalho a água.

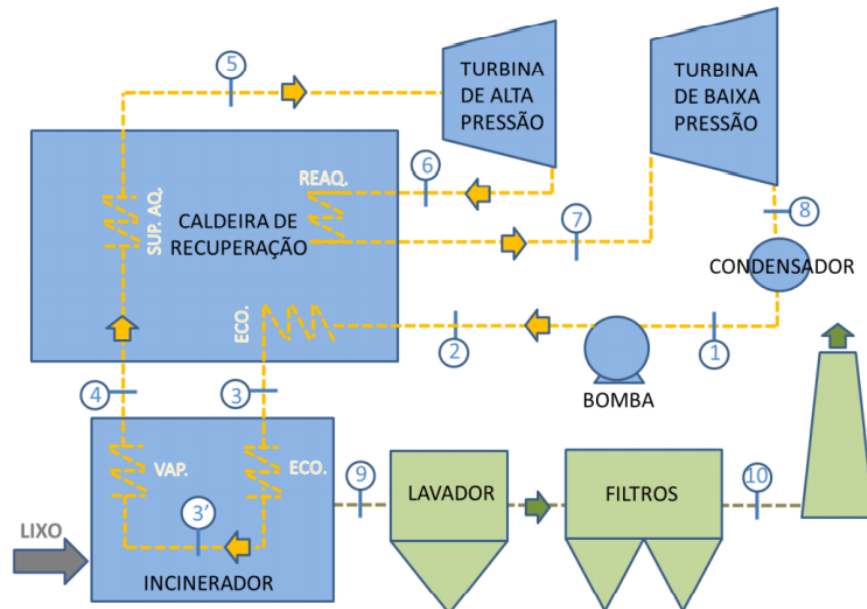


Figura 10: Esquema do ciclo a vapor da Planta de Zabalgarbi [29]

No ponto 1, o condensador gera água no estado líquido saturado. Posteriormente, a bomba eleva a pressão do líquido, transformando-o em líquido comprimido (ponto 2). Após passar pelo economizador na caldeira de recuperação, o

líquido tem a sua temperatura elevada (ponto 3). Ao entrar no incinerador, o líquido é transformado em vapor saturado (ponto 4). O vapor saturado entra na caldeira de recuperação e é superaquecido (ponto 5). Ao entrar na turbina de alta pressão, ocorre a primeira fase de expansão, que gera uma mistura bifásica de vapor e líquido (ponto 6). Depois ocorre um processo de reaquecimento que gera vapor superaquecido (ponto 7). Após o reaquecimento, o vapor se expande ao entrar na turbina de baixa pressão, gerando novamente uma mistura bifásica (ponto 8) e sendo redirecionado ao condensador para reiniciar o ciclo [29].

Os pontos 9 e 10 não entram na análise, pois se referem aos gases e poluentes resultantes da combustão dos resíduos.

A tabela 5 mostra os parâmetros e propriedades conhecidos no problema: a constante universal da água, tanto na fase líquida quanto na fase de vapor (nota-se que o R para a fase de vapor é maior devido à menor densidade), as vazões mássicas de água e lixo, poder calorífico do lixo (quantidade de energia interna) e as eficiências isoentrópicas do compressor e da turbina a vapor.

Tabela 5: Parâmetros e propriedades conhecidos do ciclo a vapor [29]

Parâmetro		Valor	
$R_{\text{água},L}$	Constante universal da água líquida	1,44	kJ/(kg.K)
$R_{\text{água},V}$	Constante universal do vapor d'água	0,4615	kJ/(kg.K)
$\dot{m}_{\text{água}}$	Vazão mássica da água	71,51	kg/s
$PCI_{\text{lixo}}$	Poder calorífico do lixo	16.000	kJ/kg
$\dot{m}_{\text{lixo}}$	Vazão mássica do lixo	13,33	kg/s
$N_C$	Eficiência isoentrópica do compressor	80%	-
$N_{TV}$	Eficiência isoentrópica da turbina a vapor	90%	-

Além disso, são conhecidos os pares de temperatura e pressão em cada estado (tabela 6):

Tabela 6: Pressão e Temperatura dos Estados 1-8 do ciclo a vapor (adaptado) [29]

Parâmetro		Valor		Fase
$P_1$	Pressão no estado 1	0,01459	MPa	Líquida
$T_1$	Temperatura no estado 1	318	K	
$P_2$	Pressão no estado 2	10,0	MPa	Líquida
$T_2$	Temperatura no estado 2	319	K	
$P_3$	Pressão no estado 3	10,0	MPa	Líquida
$T_3$	Temperatura no estado 3	363	K	
$P_4$	Pressão no estado 4	10,0	MPa	Vapor
$T_4$	Temperatura no estado 4	584,15	K	
$P_5$	Pressão no estado 5	10,0	MPa	Vapor
$T_5$	Temperatura no estado 5	811	K	
$P_6$	Pressão no estado 6	0,3	MPa	Vapor + Líquida
$T_6$	Temperatura no estado 6	406,67	K	
$P_7$	Pressão no estado 7	0,3	MPa	Vapor
$T_7$	Temperatura no estado 7	512,6	K	
$P_8$	Pressão no estado 8	0,01459	MPa	Vapor + Líquida
$T_8$	Temperatura no estado 8	326,55	K	

O fluxo de calor devido à queima do lixo é dado pela seguinte equação:

$$Q_{lixo} = \dot{m}_{lixo} PCI_{lixo} \quad (7)$$

As potências das turbinas de alta e baixa pressão são calculadas, respectivamente, pelas equações 8 e 9.

$$W_{ta} = \dot{m}_{\acute{a}gua}(h_5 - h_6) \quad (8)$$

$$W_{tb} = \dot{m}_{\acute{a}gua}(h_7 - h_8) \quad (9)$$

A potência da bomba é calculada pela equação 10.

$$W_b = \dot{m}_{\acute{a}gua}(h_2 - h_1) \quad (10)$$

Os fluxos de calor na caldeira de recuperação, pelo vapor no boiler do incinerador e pelo condensador são calculados pelas equações 11, 12 e 13.

$$Q_{CR} = \dot{m}_{\acute{a}gua}(h_3 - h_2 + h_5 - h_4 + h_7 - h_6) \quad (11)$$

$$Q_I = \dot{m}_{\text{água}}(h_4 - h_3) \quad (12)$$

$$Q_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{água}}(h_8 - h_1) \quad (13)$$

A eficiência energética do ciclo a vapor é calculada pela equação 14.

$$\eta_{en} = \frac{W_{ta} + W_{tb} - W_b}{Q_{CR, \text{ciclo a gás}} + Q_{lixo}} \quad (14)$$

Analogamente, é utilizada a Equação de Peng-Robinson para descobrir as entalpias específicas de cada estado (secção 3.2.2).

No entanto, para os estados 6 e 8, Peng-Robinson fornece as entalpias da fase líquida e de vapor, mas não fornece o título. Para tal, calcula-se a entalpia nos pontos 6 e 8 (equações 15 e 16), utilizando a eficiência isentrópica da turbina a vapor (fornecida), a entalpia do estado anterior (obtida por Peng-Robinson) e a entalpia 2s, que é por definição a entalpia do estado  $P_i, s_{is} = s_{i-1}$ , ou seja  $P_6, s_{6s} = s_5$  e  $P_8, s_{8s} = s_7$ .

$$h_6 = h_5 - N_{TV}(h_5 - h_{6s}) \quad (15)$$

$$h_8 = h_7 - N_{TV}(h_7 - h_{8s}) \quad (16)$$

Para encontrar o título, iguala-se as equações 17 e 18, respectivamente, às equações 43 e 44. As entalpias do lado direito das equações são obtidas por Peng-Robinson.

$$h_6 = (1 - x_6)h_{6,liq} + x_6h_{6,vap} \quad (17)$$

$$h_8 = (1 - x_8)h_{8,liq} + x_8h_{8,vap} \quad (18)$$

### 3.2.1.3 Análise Exergética do Sistema

Define-se exergia de um sistema como o trabalho máximo que pode ser obtido quando o sistema e sua vizinhança interagem até que seja atingido o equilíbrio [30]. A exergia é destruída dentro do sistema, diferentemente da energia, que é conservada. Dessa forma, a análise exergética quantifica a exergia destruída devido às irreversibilidades internas (atrito e transferência de calor dentro do sistema) e externas (transferência de calor para a vizinhança) [29].

Para a análise, são adotadas as seguintes premissas [29]:

- I. O sistema está operando em regime permanente;
- II. Cada componente do ciclo de potência pode ser modelado como um volume de controle;
- III. O fluido de trabalho do ciclo a gás é ar e o do ciclo a vapor é água;
- IV. Energias potencial e cinética são desprezíveis;
- V. As turbinas, o compressor, o condensador e a bomba são adiabáticos;
- VI. As perdas de calor através das paredes do incinerador são desprezíveis em comparação com as perdas dos gases de exaustão devido à queima do lixo;
- VII. Ocorre perda de calor através das paredes da caldeira de recuperação;
- VIII. Na vizinhança, as propriedades são:  
Água -  $p_0 = 1 \text{ atm}$ ;  $T_0 = 293\text{K}$ ;  $h_0 = 84,03 \text{ kJ/kg}$ ;  $s_0 = 0,30 \text{ kJ/kg.K}$ .  
Ar -  $p_0 = 1 \text{ atm}$ ;  $T_0 = 293\text{K}$ ;  $h_0 = 293,60 \text{ kJ/kg}$ ;  $s_0 = 6,84 \text{ kJ/kg.K}$ .

Para um volume de controle em regime permanente, o balanço da taxa de exergia é dado pela equação 19.

$$0 = \sum_j \dot{\psi}_{qj} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{\psi}_{fe} - \sum_s \dot{\psi}_{fs} - \dot{\psi}_d \quad (19)$$

Onde  $\dot{\psi}_{qj}$  é a potência exergética devido à transferência de calor,  $\dot{W}_{VC}$  é a potência de eixo,  $\dot{\psi}_{fe}$  é a potência exergética de fluxo que entra no volume de controle,  $\dot{\psi}_{fs}$  é a potência exergética de fluxo que sai do volume de controle e  $\dot{\psi}_d$  é a taxa de destruição de exergia dentro do volume de controle.

A exergia de fluxo, por sua vez é calculada por meio da equação 20.

$$\dot{\psi}_f = \dot{m}\psi_f = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (20)$$

Dessa forma, existe um valor de exergia de fluxo para cada estado do ciclo de potência.

A exergia destruída por conta das irreversibilidades é calculada conforme mostra a equação 21.

$$\dot{\psi}_d = T_0\dot{\sigma}_{VC} = \sum \dot{\psi}_{in} - \sum \dot{\psi}_{out} \quad (21)$$

O termo  $\dot{\sigma}_{VC}$  representa a geração de entropia (equação 22).

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{S}_e - \sum_s \dot{S}_s + \dot{\sigma}_{VC} \quad (22)$$

Em um sistema sem irreversibilidades, i.e. ideal, o valor de  $\dot{\psi}_d$  é nulo. Nos sistemas reais, seu valor é positivo. Quanto menor o valor de  $\dot{\psi}_d$  (irreversibilidades minimizadas), maior é a eficiência exergética.

A primeira etapa da análise é calcular  $\dot{\psi}_f$  em cada um dos estados. No caso do ciclo a vapor, é necessário considerar novos pontos [29]:

- I.  $g_{in}$ : vizinhança próxima à região de chama durante a combustão dos resíduos dentro do incinerador.  $P_{gin} = 0,101\text{MPa}$ ;  $T_{gin} = 1.673\text{K}$ ;  $h_{gin} = 1.847\text{ kJ/kg}$ ;  $s_{gin} = 8,74\text{ kJ/kg.K}$ ;  $\psi_{f,gin} = 996,71$ ;  $\dot{\psi}_{f,gin} = 87.500,01$ .
- II.  $w_{in}$ : condições de entrada da água de refrigeração do condensador.  $P_{win} = 0,4\text{MPa}$ ;  $T_{win} = 298\text{K}$ ;  $h_{win} = 105,20\text{ kJ/kg}$ ;  $s_{win} = 0,37\text{ kJ/kg.K}$ ;  $\psi_{f,win} = 0,44$ ;  $\dot{\psi}_{f,win} = 1.190,59$ .
- III.  $w_{out}$ : condições de saída da água de refrigeração do condensador.  $P_{wout} = 0,15\text{MPa}$ ;  $T_{wout} = 313\text{K}$ ;  $h_{wout} = 167,70\text{ kJ/kg}$ ;  $s_{out} = 0,57\text{ kJ/kg.K}$ ;  $\psi_{f,wout} = 2,79$ ;  $\dot{\psi}_{f,wout} = 7.476,19$ .

- IV. Ponto 9: saída dos gases de combustão do lixo do incinerador.  $P_9 = 0,101\text{MPa}$ ;  $T_9 = 473\text{K}$ ;  $h_9 = 475,80 \text{ kJ/kg}$  ;  $s_9 = 7,33 \text{ kJ/kg.K}$ ;  $\psi_{f,9} = 40,32$ ;  $\psi_{f,9} = 8.832,43$ .

Posteriormente, utiliza-se a equação 21 para determinar a exergia destruída no ciclo.

Por último, são calculadas as eficiências exergéticas no compressor, na câmara de combustão, na turbina a gás, na caldeira de recuperação, no incinerador, nas turbinas a vapor (alta e baixa pressão), no condensador e na bomba. O cálculo ocorre, respectivamente, por meio das seguintes equações:

$$\epsilon_C = \frac{\psi_2 - \psi_1}{W_C} \quad (23)$$

$$\epsilon_{CC} = \frac{\psi_3}{\psi_2 + Q_{CC}} \quad (24)$$

$$\epsilon_{tg} = \frac{W_{tg}}{\psi_3 - \psi_4} \quad (25)$$

$$\epsilon_{QA} = \frac{\psi_5}{\psi_4 + Q_{QA}} \quad (26)$$

$$\epsilon_{CR} = \frac{\psi_3 + \psi_5 + \psi_7 - \psi_2 - \psi_4 - \psi_6}{\psi_5 - \psi_6} \quad (27)$$

$$\epsilon_I = \frac{\psi_4 - \psi_3}{Q_{lixo}} \quad (28)$$

$$\epsilon_{ta} = \frac{W_{ta}}{(\psi_5 - \psi_6)} \quad (29)$$

$$\epsilon_{tb} = \frac{W_{tb}}{(\psi_7 - \psi_8)} \quad (30)$$

$$\epsilon_{cond} = \frac{(\psi_{wout} - \psi_{win})}{(\psi_8 - \psi_1)} \quad (31)$$



$$\epsilon_b = \frac{\psi_2 - \psi_1}{W_b} \quad (32)$$

### 3.2.2 Equação de Estado

Para que sejam obtidas as propriedades termodinâmicas da substância utilizada nos seus diversos estados, é necessário utilizar uma equação de estado sem dualidades [31]. A princípio é apresentada a equação de estado genérica de Van der Waals (equação 33):

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a(T)}{(V+\epsilon b)(V+\sigma b)} \quad (33)$$

Onde P é a pressão em Pa, T é a temperatura em Kelvin, V é o volume específico em m<sup>3</sup>/kg, R é a constante do fluido (razão entre a constante universal e a massa molar em questão) em kJ/(mol.K) e  $\epsilon$  e  $\sigma$  são constantes da equação de estado.

Para determinar a(T) e b, é necessário obter as constantes críticas de temperatura e pressão (equações 34 e 35):

$$\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_{T_c} = 0 \quad (34)$$

$$\left(\frac{\partial^2 P}{\partial V^2}\right)_{T_c} = 0 \quad (35)$$

Onde  $T_c$  é a temperatura crítica.

Dessa forma, a(T) e b são determinados, respectivamente, pelas equações 36 e 37:

$$a(T) = \psi \frac{\alpha(T_R, \omega) R^2 T_c^2}{P_c} \quad (36)$$

$$b = \Omega \frac{RT_c}{P_c} \quad (37)$$

Onde  $\psi$  e  $\Omega$  são constantes da equação de estado,  $P_c$  é a pressão crítica,  $T_R$  é a temperatura reduzida (razão entre a temperatura do gás e a temperatura crítica) e  $\omega$  é o fator acêntrico é dado pela equação 38:

$$\omega = -1 - \log \left( \frac{P_v^*}{P_c} \right) \quad (38)$$

Onde  $P_v^*$  é a pressão de vapor de um fluido a uma temperatura que corresponde a 70% da temperatura crítica. O valor de  $\omega$  identifica se o comportamento do fluido se desvia do princípio dos estados correspondentes. Nos gases nobres, seu valor é quase nulo, enquanto nas outras substâncias, é positivo e menor que 1 [32].

Escolhendo a Equação de Estado de Peng Robinson  $\sigma = 1 + \sqrt{2}$ ,  $\varepsilon = 1 - \sqrt{2}$ ,  $\Omega = 0,07780$  e  $\psi = 0,45724$ .  $\alpha$  é definido pela equação 39:

$$\alpha(T_R, \omega) = [(1 + 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2) \left( 1 - T_R^{\frac{1}{2}} \right)]^2 \quad (39)$$

Dessa forma, resolve-se uma equação cúbica de estado, encontrando 3 raízes. A maior corresponde ao estado de vapor (estável), a menor ao estado líquido (estável) e o valor intermediário possui instabilidade termodinâmica.

A equação de estado pode ser utilizada na forma adimensional, onde a equação 40 é utilizada para o estado de vapor e a equação 41, para o estado líquido:

$$Z = 1 + \beta - q\beta \frac{Z - \beta}{(Z + \varepsilon\beta)(Z + \sigma\beta)} \quad (40)$$

$$Z = \beta + (Z + \varepsilon\beta)(Z + \sigma\beta) \left( \frac{1 + \beta - Z}{q\beta} \right) \quad (41)$$

Onde  $Z$  é o fator de compressibilidade e  $\beta$  e  $q$  são constantes definidas, respectivamente, pelas equações 42 e 43:

$$V = \frac{ZRT}{P} \quad (42)$$

$$\beta = \frac{bP}{RT} \quad (43)$$

$$q = \frac{a}{bRT} \quad (44)$$

Dessa forma, pode-se calcular a entalpia específica residual (equação 45) e a entropia específica residual (equação 46):

$$h_r = RT \left( Z - 1 - \ln \left( \frac{Z+2,414\beta}{Z-0,414\beta} \right) \frac{A}{\beta\sqrt{8}} \left( 1 + \frac{k-\sqrt{TR}}{\sqrt{a}} \right) \right) \quad (45)$$

$$s_r = R(-\ln(Z - \beta) - \frac{A}{\beta\sqrt{8}} \frac{k\sqrt{TR}}{\sqrt{a}} \ln \left( \frac{Z+2,414\beta}{Z-0,414\beta} \right)) \quad (46)$$

Onde A e k são definidos, respectivamente, pelas equações 47 e 48.

$$A = \frac{aP}{R^2T^2} \quad (47)$$

$$k = 1 + 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2 \quad (48)$$

O próximo passo é escolher um estado de referência para se determinar as propriedades a determinadas temperatura e pressão. Dessa forma, são obtidas a entalpia específica (equação 49) e a entropia específica (equação 50).

$$h = (h_r)_{T,P} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT - (h_r)_{ref} + h_{ref} \quad (49)$$

$$s = (s_r)_{T,P} + \int_{T_{ref}}^T \frac{c_p}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_{ref}} - (s_r)_{ref} + s_{ref} \quad (50)$$

O índice *ref* se refere ao estado de referência e o quarto termo do lado direito de ambas as equações também é determinado pelo estado de referência.

Caso haja uma mistura de substâncias, os parâmetros a e b são determinados pelas equações 51, 52, 53 e 54:

$$a = \sum_{i=1}^c \sum_{j=1}^c y_i y_j a_{ij} \quad (51)$$

$$a_{ij} = (1 - k_{ij}) \sqrt{a_i} \sqrt{a_j} \quad (52)$$

$$k_{ij} = 1 - \left[ \frac{2(v_{c,i} v_{c,j})^{\frac{1}{6}}}{\left( v_{c,i}^{\frac{1}{3}} + v_{c,j}^{\frac{1}{3}} \right)} \right]^3 \quad (53)$$

$$b = \sum_{i=1}^c y_i b_i \quad (54)$$

Onde  $y$  é a fração molar,  $c$  é o número de componentes e  $v_c$  é o volume específico crítico, em  $\text{m}^3/\text{kg}$ .

### 3.3 Metodologia para análise ambiental

A eficiência total do ciclo termodinâmico é calculada por meio da equação 55.

$$\eta_{en,total} = \frac{W_{ta} + W_{tb} + W_{tg} - W_c - W_b}{Q_{lixo} + Q_{CC} + Q_{QA}} \quad (55)$$

A partir do momento em que se calcula a eficiência total, pode-se calcular também a eficiência ambiental [29] por meio da equação 56.

$$\eta_{eco} = \left( \frac{0,204 \eta_{en,total} \ln(135 - IP_{total})}{\eta_{en,total} + IP_{total}} \right)^{0,5} \quad (56)$$

Onde  $IP$  é o indicador de poluição [29].

$$IP = \frac{f_{CO_2e}}{PCI} \quad (57)$$

O termo  $f_{CO_2e}$  representa o fator de emissão de dióxido de carbono, assumindo o valor de 1,51 kg/kg para o lixo e 3 kg/kg para o gás natural [29]. O PCI (Poder

Calorífico Inferior), por sua vez, assume o valor de 16.000 kJ/kg para o lixo e 47.730 kJ/kg para o gás natural, conforme já mostrado [29].

Para calcular o índice de poluição total, calcula-se uma média ponderada dos índices:

$$IP_{total} = \frac{IP_{gn}(\dot{m}_{gn} + \dot{m}_{gn+}) + IP_{lixo}\dot{m}_{lixo}}{\dot{m}_{gn} + \dot{m}_{gn+} + \dot{m}_{lixo}} \quad (58)$$

### 3.4 Metodologia para análise econômica

O custo do ciclo a gás foi proposto em 2013 [33] pela seguinte equação:

$$Z_{cg} = 0,003 (W_{tg} - W_c)^2 + 0,1059 (W_{tg} - W_c) + 6,2778 \quad (59)$$

Onde o custo está em U\$ milhões e a potência está em MW.

O custo da caldeira de recuperação, também proposto em 2013 [33], é calculado da seguinte forma:

$$Z_{CR} = 5,805 - 0,1653 \Delta T_{pp} + 0,0153 \dot{m}_5 \quad (60)$$

Onde  $\Delta T_{pp}$  é a diferença de temperatura de *pinch point*, assumida como 30°C [28]. O custo está em U\$ MM e a vazão mássica em kg/s.

O custo do queimador adicional foi proposto em 1986 [34]. Nesse caso, foi assumido que não houve mudanças tecnológicas no queimador adicional. Assim, para estimar o custo em 2021, apenas a correção da inflação foi considerada.

$$Z_{QA} = \frac{PCS_{gn}\dot{m}_{gn+}}{1.390 + 30F + 20} \quad (61)$$

Onde  $PCS_{gn}$  é o poder calorífico superior do gás natural, que vale 50 MJ/kg e F é o número de combustíveis utilizados no queimador adicional (no caso, F=1) [29]. O custo está em U\$ milhares.

O custo das turbinas a vapor, estimados em 2007 [35], são calculados pelas seguintes equações:

$$Z_{ta} = 6.000 W_{ta}^{0,7} \quad (62)$$

$$Z_{tb} = 6.000 W_{tb}^{0,7} \quad (63)$$

Os custos estão em U\$ unitários e as potências estão em kW.

O custo do incinerador, proposto em 1990 [36], calcula-se por meio da equação a seguir:

$$Z_I = 2.567,645 (3.600 \dot{m}_{\text{água}})^{0,67} \quad (64)$$

O custo está em U\$ unitários e a vazão mássica estão em kg/s.

O cálculo do custo da bomba foi proposto em 2004 [37] da seguinte forma:

$$Z_b = 375.000 \left( \frac{W_b}{315} \right)^{0,7} \quad (66)$$

O custo está em U\$ unitários e a potência está em kW.

O equacionamento do custo da unidade condensadora (condensador, equipamentos e dispositivos auxiliares, tais como torres de refrigeração e sistemas de recalque da água de refrigeração, como bombas e tubulações), foi proposto em 2005 [37, 38]:

$$Z_{cond} = 3.000 \left( \frac{Q_{cond}}{10} \right)^{0,6} + 375.000 \left( \frac{\dot{m}_{\text{água}} v_{in} (P_{in} - P_{out})}{315 \eta_b} \right)^{0,48} \quad (67)$$

Onde  $v_{in}$  é o volume específico do vapor na entrada do condensador (nesse caso, no estado 8),  $P_{in}$  é sua pressão na entrada (estado 8) e  $P_{out}$  é a pressão na saída do condensador (no caso, estado 1).  $\eta_b$  representa a eficiência da bomba, assumida como 80% [28]. O custo está em U\$ unitários, o fluxo de calor está em kW, a vazão mássica está em kg/s, o volume específico está em m<sup>3</sup>/kg e pressão está em MPa.

Como cada custo foi proposto em um ano diferente, houve flutuações devido à inflação/deflação. Dessa forma, é necessário trazer todos ao valor presente.

O custo a valor presente pode ser calculado da seguinte maneira [29]:

$$Z_{atual} = Z_{passado} \frac{\text{Índice}_{atual}}{\text{Índice}_{passado}} \quad (68)$$

Onde o índice se refere ao índice de preços do consumidor americano (CPI - *Customer Price Index*), realizando o ajuste de modo satisfatório.

Os índices de cada ano são mostrados na seguinte tabela:

Tabela 7: CPIs anuais [39]

Ano	CPI
1986	109,6
1990	130,7
2004	188,9
2005	195,3
2007	207,3
2013	232,957
2021 (até maio)	264,132

Após o cálculo dos custos no valor presente, pode-se calcular o custo total dos equipamentos, o que consiste em soma todos os custos e dividir pela eficiência ecológica [29]:

$$Z_{equipamentos} = \frac{Z_{cg} + Z_{CR} + Z_{QA} + Z_{ta} + Z_{tb} + Z_I + Z_b + Z_{cond}}{\eta_{eco}} \quad (69)$$

Além dos custos dos equipamentos, deve-se considerar que haverá custos iniciais, custos de manutenção e de operação [29]:

$$Z_{inicial} = 2Z_{equipamentos} \quad (70)$$

$$Z_{manutenção} = 0,055 Z_{inicial} \quad (71)$$

$$Z_{manutenção} = 0,02 Z_{inicial} \quad (72)$$

Quanto ao custo do combustível, em maio de 2021 o gás natural custa 0,074 U\$/kWh na Espanha [40].

Para a hibridização, é necessário também estimar o custo da parte heliotérmica, realizada pelo SAM.

Para analisar os investimentos em equipamentos solares, utiliza-se o conceito de Valor Presente Líquido (VPL). O VPL é calculado pela seguinte equação [41]:

$$VPL = \sum_{j=0}^n \frac{Economia\ anual}{(1+i)^j} - I \quad (73)$$

Onde  $i$  é a taxa de juros (taxa SELIC em maio/2021: 3,5%),  $j$  o número de anos,  $I$  o investimento inicial no sistema solar.

Para a economia anual, considera-se o valor economizado em combustível (produto entre a potência retirada do ciclo a gás, o preço do combustível e o tempo anual de funcionamento) e a diferença entre os custos de operação e manutenção dos sistemas comparados. Foi utilizada a premissa de que a usina funciona 365 dias por ano e 10 horas por dia.



## 4 Resultados

### 4.1 Planta Original

#### 4.1.1 Ciclo a gás: análise energética

Os resultados para entalpia e entropia específica dos estados 1-6 do ciclo a gás foram obtidos por meio da equação de Peng-Robinson (tabela 8).

Tabela 8: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-6 do ciclo a gás

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
1	0,101	293	421,2	3,9435
2	2,9391	853,7	1012,0	4,0733
3	2,9241	1525	1779,7	4,7162
4	0,131	728	872,7	4,7938
5	0,131	873	1032,6	4,9896
6	0,101	423	552,8	4,3102

Os valores de entalpia para cada estado permitem a análise energética do ciclo (tabela 9). Os valores de entropia serão utilizados posteriormente, na análise exérgica.

Tabela 9: Análise energética do ciclo a gás

$Q_{CC}$	103.100	kW
$Q_{QA}$	78.277	kW
$W_{tg}$	112.970	kW
$W_C$	72.318	kW
$Q_{CR}$	105.430	kW
$\eta_{en}$	39%	-

A eficiência fornecida pelo fabricante é de 42%, indicando uma flutuação de 6%, que pode ser atribuída às premissas assumidas. Os cálculos levaram em conta que o fluido de trabalho é apenas o ar, quando na verdade também existem produtos da combustão do gás natural.

#### 4.1.2 Ciclo a vapor: análise energética

Analogamente ao ciclo a gás, os resultados para entalpia e entropia específica dos estados 1-8 do ciclo a vapor foram obtidos por meio da equação de Peng-Robinson. Descobriu-se também o título nos estados 6 e 8, em que há mistura bifásica de líquido e vapor (tabela 10).

Tabela 10: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-8 do ciclo a vapor

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	Fase
1	0,01459	318	-231,3	-0,6703	Líquida
2	10,00000	319	-218,4	-0,6615	Líquida
3	10,00000	363	-35,0	-0,1229	Líquida
4	10,00000	584,15	2306,5	4,3091	Vapor
5	10,00000	811	3052,4	5,4143	Vapor
6	0,30000	406,7	2281,5	5,6249	Vapor + líquido, com título igual a 0,9888
7	0,30000	512,6	2527,4	6,1697	Vapor
8	0,01459	326,55	2054,4	6,3306	Vapor + líquido, com título igual a 0,9478

Novamente, utilizam-se os valores de entalpia para análise energética do sistema (tabela 11).

Tabela 11: Análise energética do ciclo a vapor

$Q_{lixo}$	213.280	kW
$W_{ta}$	55.128	kW
$W_{tb}$	33.825	kW
$W_b$	920	kW
$Q_{CR}$	84.041	kW
$Q_I$	167.440	kW
$Q_{cond}$	163.450	kW
$\eta_{en}$	28%	-

Dessa vez, foi obtido o resultado mais próximo ao fornecido para a eficiência (26%). De fato, o único fluido de trabalho nessa parte do ciclo é água (na fase líquida e/ou de vapor), o que tornou a metodologia mais fidedigna.

A equação 55 permite calcular a eficiência global do ciclo de potência, que é de 33%.

#### 4.1.3 Ciclo a gás + ciclo a vapor: análise exergética

Tendo todas as potências do ciclo calculadas, é possível mapear e quantificar as irreversibilidades, conforme mostra a tabela 12:

Tabela 12: Balanço de exergia

	Potência Exergética	MW	-
Entra: Combustível	<b>Total</b>	<b>394.657</b>	<b>100,0%</b>
	Gás natural na CC	103.100	26,1%
	Gás natural na QA	78.277	19,8%
	Lixo	213.280	54,0%
Sai: produto útil	<b>Total</b>	<b>129.605</b>	<b>32,8%</b>
	Turbina a vapor de alta pressão	55.128	42,5%
	Turbina a vapor de baixa pressão	33.825	26,1%
	Turbina a gás (potência líquida)	40.652	31,4%
Sai: perda	<b>Irreversibilidades</b>	<b>265.052</b>	<b>67,2%</b>

Os resultados mostram que apenas 32,8% da potência exergética fornecida pelos combustíveis é transformada em produto útil (67,8% da potência é perdida).

Para buscar as causas das irreversibilidades, são calculadas as exergias de fluxo em cada estado.

As tabelas 13 e 14 mostram, respectivamente, as exergias de fluxo do ciclo a gás e do ciclo a vapor.

Tabela 13: Exergias de fluxo do ciclo a gás

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	$\psi_f$ [kJ/kg]	$\dot{\psi}_f$ [kW]
1	0,101	293,0	421,2	3,9435	973,3	119.130,0
2	2,9391	853,7	1.012,0	4,0733	1.526,1	186.790,0
3	2,9241	1.525,0	1.779,7	4,7162	2.105,4	262.250,0
4	0,131	728,0	872,7	4,7938	1.175,7	146.440,0
5	0,131	873,0	1.032,6	4,9896	1.278,2	280.850,0
6	0,101	423,0	552,8	4,3102	997,4	125.880,0

Tabela 14: Exergias de fluxo do ciclo a vapor

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	$\psi_f$ [kJ/kg]	$\dot{\psi}_f$ [kW]
1	0,01459	318	-231,3	-0,6703	-31,0	-2.220
2	10,00000	319	-218,4	-0,6615	-20,7	-1.480
3	10,00000	363	-35,0	-0,1229	4,9	350
4	10,00000	584,15	2306,5	4,3091	1.047,8	74.930
5	10,00000	811	3052,4	5,4143	1.469,9	105.110
6	0,30000	406,7	2281,5	5,6249	637,3	45.570
7	0,30000	512,6	2527,4	6,1697	723,5	51.740
8	0,01459	326,55	2054,4	6,3306	203,4	14.540

As partir dos valores encontrados, pode-se calcular as eficiências exergéticas do ciclo, conforme mostra a tabela 15.

Tabela 15: Eficiências exergéticas

$\epsilon_C$	94%
$\epsilon_{CC}$	90%
$\epsilon_{tg}$	98%
$\epsilon_{QA}$	72%
$\epsilon_{CR}$	64%
$\epsilon_I$	35%
$\epsilon_{ta}$	93%
$\epsilon_{tb}$	91%
$\epsilon_{cond}$	38%
$\epsilon_b$	80%

Observa-se que a menor eficiência exergética ocorre no incinerador, o que já era esperado, já que se trata de um equipamento dissipativo.

#### 4.1.4 Análise Ambiental

Os índices de poluição e a eficiência ecológica são mostrados na tabela 16:

Tabela 16: Análise ecológica

$IP_{gn}$	0,0629	kg/MJ
$IP_{lixo}$	0,0944	kg/MJ
$IP_{total}$	0,0874	kg/MJ
$\eta_{eco}$	89%	-

Observa-se que o lixo é responsável por maior parte da queda da eficiência ecológica. A retirada do gás natural, no entanto, teria um impacto positivo, o que será detalhado nos próximos estudos de caso.

#### 4.1.5 Análise Econômica

A tabela 17 mostra o custo da usina, discriminando em custo inicial, custo de manutenção e custo operacional.

Tabela 17: Análise econômica

$Z_{inicial}$	166,64	U\$ MM
$Z_{manutenção}$	9,17	U\$ MM
$Z_{operacional}$	3,33	U\$ MM
$Z_{total}$	179,14	U\$ MM

A maior parte do custo se deve ao custo inicial, que por sua vez, depende do custo dos equipamentos.

#### 4.2 Planta com superaquecimento (gás) e sem reaquecimento e planta sem superaquecimento nem reaquecimento

A ideia é testar dois casos possíveis, considerando 80% da vazão original de ar e gás natural:

- I. Retirar o reaquecimento, deixando na caldeira o economizador e o superaquecimento proveniente do ciclo a gás;
- II. Retirar o superaquecimento e o reaquecimento, deixando na caldeira apenas o economizador.

### 4.2.1 Análise Energética

As tabelas 18 e 19 mostram, respectivamente, as propriedades da água no ciclo sem reaquecimento e sem superaquecimento nem reaquecimento.

Tabela 18: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-8 do ciclo a vapor sem reaquecimento

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	Fase
1	0,01459	318	-231,25	-0,67028	Líquida
2	10,00000	319	-218,38	-0,66147	Líquida
3	10,00000	363	-34,954	-0,12286	Líquida
4	10,00000	584,15	2306,50	4,3091	Vapor
5	10,00000	811	3052,40	5,4143	Vapor
6	0,30000	406,7	2281,493	5,62493	Vapor + líquido, com título igual a 0,9888
8	0,01459	326,55	1869,697	5,765049	Vapor + líquido, com título igual a 0,8700

Tabela 19: Entalpia específica e entropia específica dos Estados 1-8 do ciclo a vapor sem superaquecimento nem reaquecimento

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	Fase
1	0,01459	318	-231,25	-0,67028	Líquida
2	10,00000	319	-218,38	-0,66147	Líquida
3	10,00000	363	-34,954	-0,12286	Líquida
4	10,00000	584,15	2306,50	4,3091	Vapor
8	0,01459	326,55	1485,489	4,5884603	Vapor + líquido, com título igual a 0,7082

Nota-se que no caso da retirada do reaquecimento, o ponto 7 passa a ser igual ao 6. No caso da retirada também do superaquecimento, os pontos 5, 6 e 7 passam a coincidir com o 4. Houve também impacto no título. Quanto menos aquecimento, menor é o percentual de vapor na mistura bifásica.

As tabelas 20 e 21 mostram as análises exergeticas dos dois casos.

Tabela 20: Análise energética do ciclo a vapor sem reaquecimento

$Q_{lixo}$	213.280	kW
$W_{ta}$	55.128	kW
$W_{tb}$	29.448	kW
$W_b$	920	kW
$Q_{CR}$	66.456	kW
$Q_I$	167.440	kW
$Q_{cond}$	150.240	kW
$\eta_{en}$	26%	-

Tabela 21: Análise energética do ciclo a vapor sem superaquecimento nem reaquecimento

$Q_{lixo}$	213.280	kW
$W_{tb}$	58.710	kW
$W_b$	920	kW
$Q_{CR}$	13.117	kW
$Q_I$	167.440	kW
$Q_{cond}$	122.761	kW
$\eta_{en}$	18%	-

Conforme esperado, a retirada do reaquecimento reduziu a eficiência energética do ciclo. Retirando também o superaquecimento (consequentemente, a turbina a alta pressão), a queda de eficiência foi mais significativa.

#### 4.2.2 Análise Exergética

As tabelas 22 e 23 mostram o balanço de exergia nos dois casos.

Tabela 22: Balanço de exergia no ciclo sem reaquecimento

	Potência Exergética	MW	-
Entra: Combustível	<b>Total</b>	<b>358.382</b>	<b>100,0%</b>
	Gás natural na CC	82.480	23,0%
	Gás natural na QA	62.622	17,5%
	Lixo	213.280	59,5%
Sai: produto útil	<b>Total</b>	<b>117.098</b>	<b>32,7%</b>
	Turbina a vapor de alta pressão	55.128	47,1%
	Turbina a vapor de baixa pressão	29.448	25,1%
	Turbina a gás (potência líquida)	32.522	27,8%
Sai: perda	<b>Irreversibilidades</b>	<b>241.284</b>	<b>67,3%</b>

Tabela 23: Balanço de exergia no ciclo sem superaquecimento nem reaquecimento

	Potência Exergética	MW	-
Entra: Combustível	<b>Total</b>	<b>358.382</b>	<b>100,0%</b>
	Gás natural na CC	82.480	23,0%
	Gás natural na QA	62.622	17,5%
	Lixo	213.280	59,5%
Sai: produto útil	<b>Total</b>	<b>91.232</b>	<b>25,5%</b>
	Turbina a vapor de alta pressão	0	0,0%
	Turbina a vapor de baixa pressão	58.710	64,4%
	Turbina a gás (potência líquida)	32.522	35,6%
Sai: perda	<b>Irreversibilidades</b>	<b>267.150</b>	<b>74,5%</b>

Ocorre discreta diminuição das irreversibilidades no caso 1, por usar menos o ciclo a gás. No caso 2, a retirada do superaquecimento e reaquecimento provoca grande impacto no sistema, diminuindo o percentual de produto útil.

As tabelas 24 e 25 mostram as exergias de fluxo de ambos os casos. As exergias variam conforme ocorre variação da temperatura ou título.



Tabela 24: Exergias de fluxo do ciclo a vapor sem reaquecimento

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	$\psi_f$ [kJ/kg]	$\dot{\psi}_f$ [kW]
1	0,01459	318	-231,25	-0,67028	-31,0	-2.220
2	10,00000	319	-218,38	-0,66147	-20,7	-1.480
3	10,00000	363	-34,954	-0,12286	4,9	350
4	10,00000	584,15	2306,50	4,3091	1.047,8	74.930
5	10,00000	811	3052,40	5,4143	1.469,9	105.110
6	0,30000	406,7	2281,493	5,62493	637,3	45.570
8	0,01459	326,55	1869,697	5,765049	184,4	13.190

Tabela 25: Exergias de fluxo do ciclo a vapor sem superaquecimento nem reaquecimento

Estado	P [MPa]	T (K)	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	$\psi_f$ [kJ/kg]	$\dot{\psi}_f$ [kW]
1	0,01459	318	-231,25	-0,67028	-31,0	-2.220
2	10,00000	319	-218,38	-0,66147	-20,7	-1.480
3	10,00000	363	-34,954	-0,12286	4,9	350
4	10,00000	584,15	2306,50	4,3091	1.047,8	74.930
8	0,01459	326,55	1485,489	4,5884603	144,9	103.650

A queda de temperatura ou título implicou em queda da exergia.

A tabelas 26 mostra as eficiências exergéticas do ciclo.

Tabela 26: Eficiências exergéticas

	Caso 1	Caso 2
$\epsilon_C$	94%	94%
$\epsilon_{CC}$	90%	90%
$\epsilon_{tg}$	98%	98%
$\epsilon_{QA}$	72%	72%
$\epsilon_{CR}$	54%	-
$\epsilon_I$	35%	35%
$\epsilon_{ta}$	93%	-
$\epsilon_{tb}$	91%	91%
$\epsilon_{cond}$	41%	50%
$\epsilon_b$	80%	80%

Com a retirada do reaquecimento, diminuem as irreversibilidades na caldeira de recuperação, aumentando a sua eficiência exergética. Não cabe a análise ao se retirar também o superaquecimento (coincidência dos pontos 5,6 e 7 com 4).

### 4.2.3 Análise Ecológica

A tabela 27 mostra a análise ecológica.

Tabela 27: Análise ecológica do ciclo sem reaquecimento

	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	
$IP_{gn}$	0,0629		kg/MJ
$IP_{lixo}$	0,0944		kg/MJ
$IP_{total}$	0,0874		kg/MJ
$\eta_{eco}$	89%	86%	-

Não houve impacto algum com a retirada do reaquecimento. Retirando também o superaquecimento, a queda considerável da eficiência energética implicou na queda da eficiência ecológica. Os índices de poluição permaneceram inalterados.

### 4.2.4 Análise Econômica

A tabela 28 mostra o comportamento dos custos.

Tabela 28: Análise econômica

	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	
$Z_{inicial}$	164,74	146,83	U\$ MM
$Z_{manutenção}$	9,06	8,08	U\$ MM
$Z_{operacional}$	3,29	2,94	U\$ MM
$Z_{total}$	<b>177,10</b>	<b>157,85</b>	U\$ MM

Conforme esperado, os sistemas com menor eficiência custam menos.

## 4.3 Planta com superaquecimento (solar) e sem reaquecimento e planta com superaquecimento e reaquecimento (ambos com fonte solar)

Para estudar a substituição do ciclo a gás pelo solar, serão avaliados dois casos:

- I. Caso em que o superaquecimento é realizado por meio do *input* de energia solar, de modo que retorne as mesmas propriedades do caso com superaquecimento realizado pelo ciclo a gás (e sem reaquecimento);
- II. Caso em que tanto o superaquecimento como o reaquecimento são realizados pelo campo solar, de modo que retorne as mesmas propriedades do caso base.

### 4.3.1 Análise Energética

No caso com superaquecimento, o sistema solar dimensionado foi de 1757 heliostatos (253.667 m<sup>2</sup>), fornecendo 53,34 MW de potência ao ciclo a vapor. Conforme esperado, os resultados do ciclo a vapor para  $Q_{lixo}$ ,  $W_{ta}$ ,  $W_{tb}$ ,  $Q_{CR}$ ,  $Q_I$  e  $Q_{cond}$  foram idênticos aos encontrados no caso base sem reaquecimento.

Já no caso sem superaquecimento o sistema solar dimensionado foi de 2235 heliostatos (322.678 m<sup>2</sup>), fornecendo 70.924 kW de potência ao ciclo a vapor. Analogamente, os resultados do ciclo a vapor para  $Q_{lixo}$ ,  $W_{ta}$ ,  $W_{tb}$ ,  $Q_{CR}$ ,  $Q_I$  e  $Q_{cond}$  foram idênticos aos encontrados no caso base.

### 4.3.2 Análise Exergética

As tabelas 29 e 30 mostram o balanço de exergia em ambos os casos, comparando com o caso que utiliza combustíveis fósseis:

Tabela 29: Balanço de exergia no ciclo com superaquecimento (solar) e sem reaquecimento

	Potência Exergética	Caso 3		Caso 1	
		MW	-	MW	-
Entra: Combustível	<b>Total</b>	<b>266.619</b>	<b>100%</b>	<b>358.382</b>	<b>100%</b>
	Solar	53.339	20,0%	0	0,0%
	Gás natural na CC	0	0,0%	82.480	23,0%
	Gás natural na QA	0	0,0%	62.622	17,5%
	Lixo	213.280	80,0%	213.280	59,5%
Sai: produto útil	<b>Total</b>	<b>84.576</b>	<b>31,7%</b>	<b>117.098</b>	<b>32,7%</b>
	Turbina a vapor de alta pressão	55.128	65,2%	55.128	47,1%
	Turbina a vapor de baixa pressão	29.448	34,8%	29.448	25,1%
	Turbina a gás (potência líquida)	0	0,0%	32.522	27,8%
Sai: perda	<b>Irreversibilidades</b>	<b>182.043</b>	<b>68,3%</b>	<b>241.284</b>	<b>67,3%</b>

Tabela 30: Balanço de exergia no ciclo com superaquecimento (solar) e reaquecimento (solar)

		Caso 3		Caso base	
Potência Exergética		MW	-	MW	-
Entra: Combustível	Total	<b>284.204</b>	100%	<b>394.657</b>	<b>100%</b>
	Solar	70.924	25,0%	0	0,0%
	Gás natural na CC	0	0,0%	103.100	26,1%
	Gás natural na QA	0	0,0%	78.277	19,8%
	Lixo	213.280	75,0%	213.280	54,0%
Sai: produto útil	Total	<b>82.940</b>	<b>29,2%</b>	<b>129.605</b>	<b>32,8%</b>
	Turbina a vapor de alta pressão	53.038	63,9%	55.128	42,5%
	Turbina a vapor de baixa pressão	29.902	36,1%	33.825	26,1%
	Turbina a gás (potência líquida)	0	0,0%	40.652	31,4%
Sai: perda	Irreversibilidades	<b>201.264</b>	<b>70,8%</b>	<b>265.052</b>	<b>67,2%</b>

Em ambas as situações houve aumento das irreversibilidades.

#### 4.3.3 Análise Ecológica

As eficiências obtidas para os dois casos em questão foram de, respectivamente, 89% (sem mudança) e 88% (diminuição de 1%). A mudança foi pouco expressiva, o que já era esperado, uma vez que, no caso base, a vazão de lixo é muito maior que a vazão de gás natural, o que implica em maior contribuição para o índice de poluição. Além disso, como mostrado no tópico anterior, o ciclo heliotérmico é menos eficiente (menor geração de produto útil), o que impacta na eficiência ecológica.

#### 4.3.4 Análise Econômica

A tabela 31 mostra os custos de ambas as usinas.

Tabela 31: Análise econômica

	<b>Caso 3</b>	<b>Caso 4</b>	
$Z_{inicial,solar}$	150,08	160,85	U\$ MM
$Z_{inicial,vapor}$	164,74	166,64	U\$ MM
$Z_{manutenção}$	17,32	18,01	U\$ MM
$Z_{operacional}$	6,30	6,55	U\$ MM
<b><math>Z_{total}</math></b>	<b>338,43</b>	<b>352,05</b>	U\$ MM

Posteriormente, foi feita a análise do VPL. No caso 3, o *payback* (tempo para economia pagar o investimento geral) foi de 5 anos e no caso 4, de 4 anos, mostrando a viabilidade econômica da substituição.

#### 4.4 Substituição parcial da energia do ciclo a gás

No último estudo de caso, foi inserido um campo solar de 1661 heliostatos (239.807 m<sup>2</sup>), o que equivale a um *input* de 50 MW de potência, que foram igualmente distribuídos (25 MW para o superaquecimento e 25 MW para o reaquecimento) para alimentar o Ciclo Rankine, a fim de mitigar a demanda do ciclo a gás.

##### 4.4.1 Análise Energética

Não houve alterações nas propriedades do ciclo a gás ou a vapor. No entanto, como o *input* de energia solar diminui a demanda do ciclo a gás, é possível trabalhar com 53% da vazão (corresponde ao fornecimento de 55.430 kW na caldeira de recuperação).

Dessa forma, ocorrem mudanças na análise energética do ciclo a gás (tabela 32).

Tabela 32: Análise Energética do ciclo a gás

$Q_{CC}$	54.206	kW
$Q_{QA}$	41.156	kW
$W_{tg}$	59.398	kW
$W_C$	38.023	kW
$Q_{CR}$	55.430	kW
$\eta_{en}$	39%	-

A hibridização da planta gerou aumento da eficiência energética do ciclo a vapor (de 28% para 33%). As potências e fluxos de calor permanecem inalterados.

#### 4.4.2 Análise Exergética

A tabela 33 mostra o balanço exergético:

Tabela 33: Balanço de exergia

	Potência Exergética	MW	-
Entra: Combustível	<b>Total</b>	<b>358.642</b>	<b>100,0%</b>
	Gás natural na CC	54.206	15,1%
	Gás natural na QA	41.156	11,5%
	Lixo	213.280	59,5%
	Solar	50.000	13,9%
Sai: produto útil	<b>Total</b>	<b>110.328</b>	<b>30,8%</b>
	Turbina a vapor de alta pressão	55.128	50,0%
	Turbina a vapor de baixa pressão	33.825	30,7%
	Turbina a gás (potência líquida)	21.375	19,4%
Sai: perda	<b>Irreversibilidades</b>	<b>248.314</b>	<b>69,2%</b>

A hibridização provocou modesto aumento das irreversibilidades (de 67,2% para 69,2%).

#### 4.4.3 Análise Ecológica

Os índices de poluição e a eficiência ecológica são mostrados na tabela 34:

Tabela 34: Análise ecológica

$IP_{gn}$	0,0629	kg/MJ
$IP_{lixo}$	0,0944	kg/MJ
$IP_{total}$	0,0903	kg/MJ
$\eta_{eco}$	91%	-

Conforme já foi citado nos estudos de caso anteriores, o lixo causa impacto muito mais expressivo no índice de poluição que o gás natural. Ecologicamente, não houve ganho de eficiência expressivo, apesar de ser observado um aumento (de 89% para 91%).

#### 4.4.4 Análise Econômica

A tabela 35 mostra o custo da usina híbrida:

Tabela 35: Análise econômica do ciclo

$Z_{inicial,solar}$	147,92	U\$ MM
$Z_{inicial,potência}$	145,21	U\$ MM
$Z_{manutenção}$	16,12	U\$ MM
$Z_{operacional}$	5,86	U\$ MM
<b><math>Z_{total}</math></b>	<b>315,12</b>	<b>U\$ MM</b>

A análise do VPL retornou um *payback* de 5 anos para o investimento, mostrando viabilidade econômica. Considerando uma receita anual de U\$ 70,56 MM, que ocorre 40% de conversão em lucro e os custos de manutenção e operação como anuais, foi obtido um *payback* de 12 anos para o caso base. Para se obter um *payback* de 5 anos no caso base, seria necessária uma conversão de 60% da receita em lucro, o que não é possível considerando os gastos anuais.

## 5. Conclusões

Este projeto desenvolveu um simulador no software Matlab para obter as propriedades termodinâmicas de uma planta de incineração de resíduos sólidos usando uma abordagem WTE e a equação de Peng-Robinson. A planta WTE utilizada como inspiração neste projeto foi a planta de Zabalgardi, localizada na Espanha.

A hibridização consistiu na utilização de coletores solares para aproveitar a energia térmica proveniente da radiação solar para deslocar parte da demanda do ciclo a gás. Para os cálculos referentes à energia solar, foi utilizado o SAM. Além da eficiência do ciclo, foram também feitas uma análise ecológica e uma análise econômica.

Antes de entrar com os coletores solares, foi estudado o impacto de retirar o superaquecimento e/ou o reaquecimento do Ciclo de Rankine. A retirada do reaquecimento implicou em redução modesta da eficiência do ciclo (de 28% para 26%). A retirada de ambos, por sua vez, diminuiu a eficiência de maneira mais agressiva (de 28% para 18%). Isso mostrou a necessidade de manter os processos no Ciclo de Rankine,

Posteriormente, foi estudado retirar o ciclo a gás e alimentar o superaquecimento e o reaquecimento com energia heliotérmica (apenas no reaquecimento e em ambos), de modo a manter as propriedades do caso base (no caso de usar heliostatos para superaquecimento e reaquecimento) e do caso 1 (no caso de usar heliostatos apenas no superaquecimento), mantendo a eficiência térmica. Na análise ecológica, não houve ganho ou perda relevante (0% e -1%). Como o ciclo heliotérmico implica em um expressivo investimento inicial, foi feita uma análise do valor presente líquido (VPL) do investimento), obtendo-se um *payback* de 5 (caso 3) e 4 (caso 4) anos, considerado viável para investimentos de grande porte.

No último estudo de caso, o Ciclo de Rankine seguiu combinado com o Ciclo a gás, porém com a adição do conjunto torre solar + receptor + heliostatos. Com o ciclo heliotérmico, foi possível mitigar parte da demanda provida pelo ciclo, permitindo a redução da vazão de ar e gás natural. Nesse caso, houve aumento da eficiência energética do Ciclo de Rankine (de 28% para 32%), um ligeiro ganho de eficiência ecológica (de 89% para 91%). Na análise do VPL, foi retornado um *payback* de 5 anos, mostrando novamente vantagem da hibridização.



Uma possível continuação do trabalho seria analisar a maturidade da usina híbrida nas práticas ESG (*Environmental Social Governance*), principalmente do ponto de vista ambiental, levando em conta fatores como utilização da água e tratamento dos gases provenientes da incineração.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] FRANCISCO, R. V. C. S. G., SIQUEIRA, D.S., MENON, G.J., SILVA, R.J. **Electrical Energy Matrix Changes And Its Impacts On Energetic Security**. In: 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering Curitiba – PR, Brasil, 03 a 08 de dezembro de 2017.
- [2] MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Resenha Energética Brasileira. Brasília: [s.n.], 2020. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/documents/36208/948169/Resenha+Energa%C3%A9tica+Brasileira+-+edi%C3%A7%C3%A3o+2020/ab9143cc-b702-3700-d83a-65e76dc87a9e>>.
- [3] BURKE, M. J., STEPHENS, J.C. Political power and renewable energy futures: A critical review. **Energy Research & Social Science**, 2018. 35: 79-83.
- [4] GIELEN, D., BOSHELL, F., SAYGIN, D., BAZILIAN, M.D., WAGNER, N., GORINI, R. The role of renewable energy in the global energy transformation. **Energy Strategy Reviews**, 2019. 24: 38-50
- [5] ZAMAN, A. U. A comprehensive study of the environmental and economic benefits of resource recovery from global waste management systems. **Journal of Cleaner Product**, 2016. 124: 41-50
- [6] SHEN, Y., LINVILLE, J. L., LEON, P. A. A. I., SCHOENE, R. P., URGUN-DEMIRTAS, M. Towards a sustainable paradigm of waste-to-energy process: Enhanced anaerobic digestion of sludge with woody biochar. **Journal of Cleaner Production**, 2016. 135: 1054-64
- [7] **Climate Change 2014: Synthesis Report**. Geneva: IPCC, 2014. Disponível em: <[https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/SYR\\_AR5\\_FINAL\\_full.pdf](https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/SYR_AR5_FINAL_full.pdf)>. Acesso em: 12 jun. 2021.

[8] VILHENA, ANDRÉ. **Lixo municipal: manual de gerenciamento integrado**. 4. ed. São Paulo: CEMPRE, 2018.

[9] RECICLA SAMPA. Lixo do mundo dobrará de volume até 2025. Disponível em: <<https://www.reciclasampa.com.br/artigo/lixo-do-mundo-dobrara-de-volume-ate-2025>>. Acesso em: 25 nov. 2020.

[10] ENDAR NAYONO, SATOTO. Anaerobic digestion of organic solid waste for energy production. Doctor, Universität Karlsruhe (TH), 2009.

[11] FRUERGAARD, T., TASTRUP, T. Optimal utilization of waste-to-energy in an LCA perspective. **Waste Management**, 2010. 31 (3): 572-82.

[12] A. TRABOLD, THOMASW. BABBITT, CALLIE. **Sustainable Food Waste-to-Energy Systems**. [s.l.]: Elsevier, 2018. 29-45

[13] GROSSO, M., MOTTA, A., RIGAMONTI, L. Efficiency of energy recovery from waste incineration, in the light of the new Waste Framework Directive. **Waste Management**, 2010. 30 (7): 1238-1243.

[14] COELHO, S. T, BOUILLE, D.H., RECALDE, M. Y. WtE Best Practices and Perspectives in Latin America. **Municipal Solid Waste Energy Conversion in Developing Countries**, 2020. 107-145

[15] ZABALGARBI. Misión, visión y valores. Zabalgarbi. Disponível em: <<http://www.zabalgarbi.com/es/quienes-somos/mision-vision-y-valores/>>. Acesso em: 26 nov. 2020.

[16] ZABALGARBI. Las instalaciones. Zabalgarbi. Disponível em: <<http://www.zabalgarbi.com/es/la-planta/las-instalaciones/>>. Acesso em: 26 nov. 2020.

[17] ZABALGARBI. Ventajas del Sistema. Zabalgarbi. Disponível em: <<http://www.zabalgarbi.com/es/la-planta/ventajas-del-sistema/>>. Acesso em: 26 nov. 2020.

[18] ZABALGARBI. Sistema Zabalgarbi o Sener. Zabalgarbi. Disponível em: <<http://www.zabalgarbi.com/es/la-planta/sistema-zabalgarbi-o-sener/>>. Acesso em: 26 nov. 2020.

[19] Global Solar Atlas. Globalsolaratlas.info. Disponível em: <<https://globalsolaratlas.info/map?c=19.642588,25.546877,2>>. Acesso em: 29 dez. 2020.

[20] P SUKHATME, SK NAYAK, J. **Solar Energy**. 4. ed. Mc Graw Hill Education, 2020.

[21] REIS, M. R. O., LEITE, A. A. F., BARBOSA, T. N. **Modelo teórico de um coletor solar de placa plana mesclando materiais virgens com materiais reciclados (CSSR)**. In: XXXI ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO. 2011. Belo Horizonte - MG, Brasil, 04 a 07 de outubro de 2011.

[22] FELIPE, NILTON. Energia Heliotérmica: como funciona?. Disponível em: <<https://ongtocandoavida.wordpress.com/tag/calha-parabolica/>>. Acesso em: 26 nov. 2020.

[23] BARBOSA, E. G. **Desenvolvimento de um coletor solar de calha parabólica estacionário com reservatório térmico**. Tese de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola. Viçosa, 2019. Universidade Federal de Viçosa. 86 páginas.

[24] SCALCO, P. **Análise óptica e térmica do receptor de um sistema de concentradores Fresnel lineares**. Tese de mestrado, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. São Leopoldo, 2016. Universidade do Vale do Rio dos Sinos. 90 páginas.

[25] VARTAN, STARRE. What Is a Solar Tower and How Does It Work?. Treehugger. Disponível em: <<https://www.treehugger.com/what-solar-tower-and-how-does-it-work-4865294>>. Acesso em: 26 nov. 2020.

[26] WANG, Z. **Design of Solar Thermal Power Plants**. 1. ed. Cambridge – Massachusetts, Estados Unidos: Academic Press, 2019. 490 f.

[27] WAGNER, M.J., NEWMAN, A.M., HAMILTON, W. T., BRAUN, R.J. Optimized dispatch in a first-principles concentrating solar power production model. **Applied Energy**, 2017. 203: 959-971.

[28] About - System Advisor Model (SAM). Sam.nrel.gov. Disponível em: <<https://sam.nrel.gov/about-sam.html#:~:text=SAM%20was%20originally%20developed%20by,technology%20improvement%20opportunities%20within%20the>>. Acesso em: 29 dez. 2020.

[29] CARNEIRO, M. L. N. M. G., Marcos Sebastião de Paula. **Análise termoeconômica e ambiental de uma usina de aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos - Estudo de caso da planta de Zabalgarbi/Bilbao adaptada para a realidade brasileira**. Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2015. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. 124 páginas.

[30] Exergia. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~llagost/IM251/EXERGIA2002.htm>>. Acesso em 20 de abril 2021.

[31] CARVALHO, J. E. S. P. **Desenvolvimento e validação de um modelo para um sistema de refrigeração com nanolubrificante POE-diamante e refrigerante R410A**. Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2020. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. 312 páginas.

[32] MARÇON, D. R. **Modelagem numérica da injeção de CO<sub>2</sub> em aquíferos salinos: investigação dos parâmetros relevantes para otimizar o armazenamento em projetos de CCS – carbon capture and storage.** Tese de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2009. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. 174 páginas.

[33] MANESH et. al. New procedure for optimal design and evaluation of cogeneration system based on advanced exergoeconomic and exergoenvironmental analyses. **Energy**, 26 de 07 de 2013: 314-333.

[34] FOSTER-PEGG, R. W. “Capital cost of gas turbine heat-recovery boilers.” **Chemical Engineering**, 21 de 07 de 1986, 14 ed.: 73-78.

[35] VILLELA, I. A. C. **Desenvolvimento de um modelo termoeconômico que considera os impactos ambientais.** Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá. Guaratinguetá, 2007. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá: UNESP. 151 páginas.

[36] SILVEIRA, J. **Estudo de sistema de cogeração aplicado a fabricação de papel e celulose.** Campinas, 1990. Tese de Doutorado. Escola Estadual de Campinas. Departamento de Engenharia. 216 páginas.

[37] SILVA, M. M. **Repotenciamento em sistemas de geração de potência na indústria siderúrgica utilizando Análise Termoeconômica.** Projeto de pós-Graduação. Campinas, 2004. Universidade Estadual de Campinas. Departamento de Engenharia Mecânica. 281 páginas.

[38] BRANCO, F. P. **Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo aberto e em ciclo combinado.** Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Ilha Solteira, 2005. Ilha Solteira: UNESP. 179 páginas.

[39] US Inflation Calculator – Disponível em:  
<<https://www.usinflationcalculator.com/inflation/consumer-price-index-and-annual-percent-changes-from-1913-to-2008/>> . Acesso em: 22 de Maio de 2021

[40] Global Petrol Prices – Disponível em:  
<[https://www.globalpetrolprices.com/natural\\_gas\\_prices/#hl223](https://www.globalpetrolprices.com/natural_gas_prices/#hl223)>. Acesso em: 22 de maio de 2021

[41] FEO, F. H. G. **Análise 4E da hibridização solar de uma planta waste-to-energy**. Projeto de graduação, Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2020. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

## ANEXO A – DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HELIOTÉRMICO

Esta seção mostra como foi realizada a simulação do SAM. A figura 11 mostra as abas que podem ser visualizadas na interface do programa.



Figura 11: interface do SAM

Primeiramente, foi necessário fazer o *download* dos dados meteorológicos de Bilbao (figura 12):

**Download Weather Files**

The NSRDB is a database of thousands of weather files that you can download and add to your solar resource library: Download a default typical-year (TMY) file for most long-term cash flow analyses, or choose files to download for single-year or P50/P90 analyses. See Help for details.

One location     Multiple locations     60-minute     30-minute     Advanced download

Type a location name, street address, or lat,lon in decimal degrees    Download files for all years (P50/P90)    Download and add to library...

[For locations not covered by the NSRDB, click here to go to the SAM website Weather Page for links to other data sources.](#)

Figura 12: como encontrar os dados meteorológicos do local de interesse



Posteriormente, ajustou-se o campo “*Design turbine gross output*” de modo que o campo “*Cycle thermal power*” retorna-se a potência térmica desejada.

-Heliostat Field-		-Power Cycle-	
Design point DNI	950 W/m <sup>2</sup>	Design turbine gross output	21.975 MWe
Solar multiple	2.4	Estimated gross to net conversion factor	0.9
Receiver thermal power	128 MWt	Estimated net output at design (nameplate)	20 MWe
-Tower and Receiver-		Cycle thermal efficiency	0.412
HTF hot temperature	574 °C	Cycle thermal power	53 MWt
HTF cold temperature	290 °C		
-Thermal Storage-			
Full load hours of storage	10 hours		
Solar field hours of storage	4.16667 hours		

Figura 13: input da potência térmica

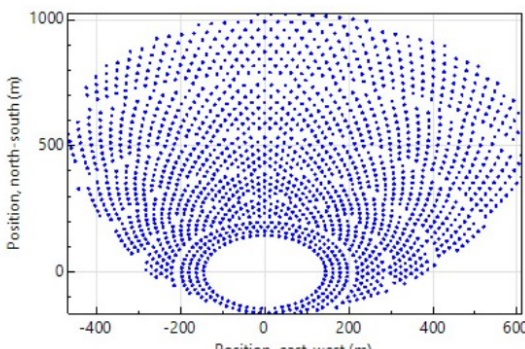
Para gerar a quantidade de heliostatos necessários para gerar a potência térmica desejada, basta calcular no botão “*Calculate*” ao lado de “*Generate heliostat layout using tower dimensions*” (figura 14).

Heliostat Field	
Import...	X Position Y Position
Export...	-256.993 -21.0534
Copy	493.878 585.327
Paste	242.262 994.577
Heliostats:	525.004 220.371
1757	332.889 -46.5954
	289.348 -77.3454
	-27.2567 -160.042
	-44.0638 -156.253
	70.9023 -165.013
	-421.274 700.286
	602.12 552.561
	210.46 1001.79
	610.707 376.105

Generate heliostat layout using tower dimensions Calculate

Optimize heliostat layout and tower dimensions Calculate

Solar field geometry optimization calculates the number of heliostats above, and tower height, receiver height and diameter on Tower and Receiver page.



**Optimization Settings**

Initial optimization step size: 0.06

Maximum optimization iterations: 200

Optimization convergence tolerance: 0.001

Figura 14: quantidade de heliostatos

Na figura 16, é possível ver a área ocupada pelos heliostatos.

Land Area		
Non-solar field land area	<input type="text" value="45"/>	acres
Solar field land area multiplier	<input type="text" value="1"/>	
Base land area	<input type="text" value="242.857"/>	acres
Total land area	<input type="text" value="288"/>	acres
Total heliostat reflective area	<input type="text" value="253,667"/>	m <sup>2</sup>

Figura 15: área do campo heliotérmico

Por último, a figura 16 retorna os custos diretos do sistema. Nesse projeto, foram considerados apenas os custos dos heliostatos, da torre e do receptor.

Direct Capital Costs			
<b>-Heliostat Field-</b>			
Reflective area	<input type="text" value="253,667"/> m <sup>2</sup>	Site improvement cost	<input type="text" value="16.00"/> \$/m <sup>2</sup> <input type="text" value="\$ 4,058,664.50"/>
		Heliostat field cost	<input type="text" value="140.00"/> \$/m <sup>2</sup>
		Heliostat field cost fixed	<input type="text" value="0.00"/> \$ <input type="text" value="\$ 35,513,316.00"/>
<b>-Tower-</b>			
Tower height	<input type="text" value="193.458"/> m	Tower cost fixed	<input type="text" value="3,000,000.00"/> \$
Receiver height	<input type="text" value="21.6029"/> m	Tower cost scaling exponent	<input type="text" value="0.0113"/> <input type="text" value="\$ 25,319,158.00"/>
Heliostat height	<input type="text" value="12.2"/> m		
<b>-Receiver-</b>			
Receiver area	<input type="text" value="1197.86"/> m <sup>2</sup>	Receiver reference cost	<input type="text" value="103,000,000.00"/> \$
		Receiver reference area	<input type="text" value="1571"/> m <sup>2</sup>
		Receiver cost scaling exponent	<input type="text" value="0.7"/> <input type="text" value="\$ 85,191,944.00"/>
<b>-Thermal Energy Storage-</b>			
Storage capacity	<input type="text" value="2791.26"/> MWht	Thermal energy storage cost	<input type="text" value="22.00"/> \$/kWht <input type="text" value="\$ 11,734,223.00"/>

Figura 16: análise dos custos

## ANEXO B – ELABORAÇÃO E VALIDAÇÃO DA FERRAMENTA

A princípio, foi desenvolvida uma rotina cujas entradas são os vetores de temperatura e pressão de cada estado e do estado de referência. As saídas são as entalpias e entropias específicas de cada estado. Ao obter essas propriedades, foi possível realizar as análises energéticas, exergéticas, ecológicas e econômicas dos casos. A figura a seguir mostra as etapas da rotina:

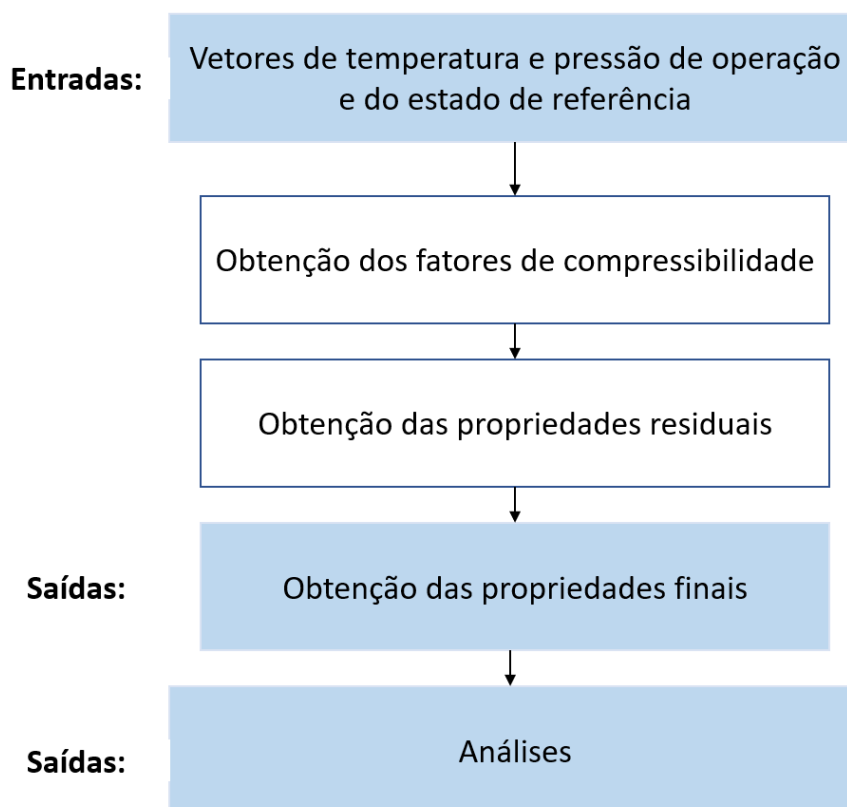


Figura 17: Rotina do Peng-Robinson

Para validar os resultados, foi realizada uma comparação com os dados gerados pela rotina e os resultados da tese de mestrado da Maria Luiza [29] e o trabalho de conclusão do curso do Fernando Feo [41]. Além disso, foi utilizado o site do *National Institute of Standards and Technology* (NIST) para verificar as propriedades.

A segunda etapa foi modificar o código para que fosse possível modificar as temperaturas a partir da retirada ou diminuição do superaquecimento e/ou reaquecimento. Para tal, foi implantado um *so/ver* que retornasse a nova temperatura

a partir do *input* de calor, modificasse o vetor de temperaturas, e realizasse novamente a rotina Peng-Robinson.

Para verificar se os resultados estavam coerentes, verificou-se se os pontos plotados em um diagrama Txs estavam coerentes com os encontrados na literatura. Além disso, verificou-se que a retirada do superaquecimento e reaquecimento (sobretudo reaquecimento) provocava diminuição da eficiência do ciclo.