

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

ISABELE OLIVEIRA DE PAULA

**MODELAGEM TERMODINÂMICA E OTIMIZAÇÃO DA INTEGRAÇÃO
ENERGÉTICA DE UMA PLANTA TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO
COM SISTEMA DE GASEIFICAÇÃO**

Ilha Solteira - SP

2025



ISABELE OLIVEIRA DE PAULA

**MODELAGEM TERMODINÂMICA E OTIMIZAÇÃO DA INTEGRAÇÃO
ENERGÉTICA DE UMA PLANTA TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO
COM SISTEMA DE GASEIFICAÇÃO**

Tese apresentada à Universidade
Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de
Engenharia, Ilha Solteira, para
obtenção do título de Grau acadêmico
Doutora em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Ciências Térmicas

Orientador: Prof. Dr. Leandro Oliveira
Salviano.

Ilha Solteira - SP

2025

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

P324m Paula, Isabele Oliveira de.
Modelagem termodinâmica e otimização da integração energética de uma planta termelétrica de ciclo combinado com sistema de gaseificação / Isabele Oliveira de Paula. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2025
164 f. : il.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2025

Orientador: Leandro Oliveira Salviano

Inclui bibliografia

1. Gás natural. 2. Ciclo combinado. 3. Biomassa. 4. Gaseificação. 5. Otimização.


Amanda Sertori dos Santos

Bibliotecária - CRB/8-9061
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao
Usuário e Documentação
Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação

IMPACTO POTENCIAL DESTA PESQUISA

Essa pesquisa consiste em um tópico recente na literatura, abordando uma nova forma de geração de energia elétrica em que é proposta a substituição de combustível fóssil por combustível renovável, promovendo assim a geração consciente de energia e minimização de gases de efeito estufa. Promoveu-se o desenvolvimento do conhecimento preliminar sobre a temática e espera-se que esses dados possam ser utilizados na implementação de sistemas semelhantes.

POTENTIAL IMPACT OF THIS RESEARCH

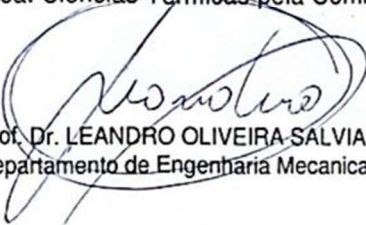
This research focuses on a recent topic in the literature, addressing a new form of power generation in which the replacement of fossil fuels with renewable fuels is proposed, thus promoting conscious energy generation and the minimization of greenhouse gases. The development of preliminary knowledge on the subject was encouraged, and it is expected that this data can be used in the implementation of similar systems.

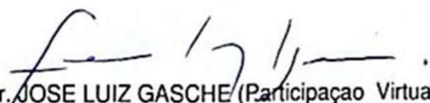
TÍTULO DA TESE: MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DA INTEGRAÇÃO ENERGÉTICA DE UMA PLANTA TERMELÉTRICA DE CICLO COMBINADO COM SISTEMA DE GASEIFICAÇÃO

AUTORA: ISABELE OLIVEIRA DE PAULA

ORIENTADOR: LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO

Aprovada como parte das exigências para obtenção do Título de Doutora em Engenharia Mecânica, área: Ciências Térmicas, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP


Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Documento assinado digitalmente
gov.br CLAUDIA GONÇALVES DE AZEVEDO
Data: 17/02/2025 15:20:24-0300
Verifique em <https://validar.itl.gov.br>

Profa. Dra. CLAUDIA GONÇALVES DE AZEVEDO (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia / Câmpus de Rosana

Documento assinado digitalmente
gov.br MARCELO MODESTO DA SILVA
Data: 17/02/2025 08:59:07-0300
Verifique em <https://validar.itl.gov.br>

Prof. Dr. MARCELO MODESTO DA SILVA (Participação Virtual)
Centro de Engenharia, Modelagem e Ciências Sociais / Universidade Federal do ABC - UFABC

Documento assinado digitalmente
gov.br ANTONIO GARRIDO GALLEGÓ
Data: 17/02/2025 09:07:35-0300
Verifique em <https://validar.itl.gov.br>

Prof. Dr. ANTONIO GARRIDO GALLEGÓ (Participação Virtual)
Centro de Engenharia, Modelagem e Ciências Sociais / Universidade Federal do ABC - UFABC

Ilha Solteira, 12 de fevereiro de 2025

Dedico este trabalho à minha mãe, Sirley, que sempre teve pouco para que eu tivesse tudo.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus e minha mãe nossa senhora pela saúde, força e auxílio durante toda essa jornada. Agradeço a minha família, especialmente minha mãe e irmãs, mulheres fortes e que foram espelho para mim nessa jornada. Obrigada por sempre apoiarem incondicionalmente meus estudos e minha caminhada como pesquisadora.

A Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, todos os funcionários, professores e colegas, pela estrutura e apoio durante o desenvolvimento desse trabalho.

A SimTech - Simulation Technology pelo apoio a minha pesquisa com a concessão de uma licença gratuita do *software* IPSE GO.

Agradeço ao meu eterno orientador Dr. Ricardo Alan Verdu Ramos (*in memoriam*) por abrir as portas para a pós graduação e por todo o aprendizado passado nesses anos que estivemos juntos. O seu legado será eterno.

Agradeço imensamente ao meu atual orientador Dr. Leandro Oliveira Salviano. Eu não tenho palavras para descrever a sua importância para o meu crescimento e aprendizado durante todos esses anos de pós-graduação. Obrigada por me acolher sem hesitar depois de um acontecimento tão trágico. Ficarei imensamente feliz se um dia me tornar metade do profissional que você é.

Ao Thiago. Você foi colega, amigo e meu amor durante boa parte dessa caminhada. Sua ajuda no desenvolvimento do acoplamento foi fundamental para que eu conseguisse realizar meu trabalho de forma rápida e eficaz. E além disso, você foi fundamental em todo o apoio e em cada palavra reconfortante. Em cada momento que acreditou em mim quando eu não mais acreditava. Sinta-se parte da minha conquista.

Aos meus colegas de caminhada Gabriel Coelho e Lais Bandini que estiverem comigo desde o início. Ninguém chega a lugar nenhum sozinho e passar com vocês por cada uma das etapas foi fundamental para me manter firme no caminho.

Agradeço a todas as amigas que adquiri em Ilha Solteira, especialmente as minhas colegas de República Tcheca, que me apoiaram e me incentivaram em todos os dias de convivência. A admiração e apoio de vocês auxiliaram na força que eu precisava pra chegar até aqui.

A CAPES pelo apoio financeiro, que permitiram que eu me dedicasse totalmente aos meus estudos e minhas atividades como pesquisadora.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

“Me levanto sobre o sacrifício de um milhão de mulheres que vieram antes de mim e penso *o que eu posso fazer para tornar essa montanha mais alta para que as mulheres que vierem depois de mim possam ver além*” (Rupi Kaur).

RESUMO

O gás natural é um combustível relevante no contexto energético global e nacional, porém levanta questões de abastecimento e impacto climático. A biomassa surge como alternativa por meio de processos termoquímicos como a gaseificação. A integração de sistemas baseados em gaseificação com as atuais plantas de geração de eletricidade a gás natural pode aumentar a eficiência dos sistemas, além de garantir segurança energética e sustentabilidade. O presente trabalho propõe a modelagem termodinâmica e otimização de uma usina termelétrica em operação que opera em ciclo combinado com uma planta de gaseificação de biomassa via coqueima. A modelagem termodinâmica foi submetida a análises paramétricas e de sensibilidade por meio do método SS-ANOVA. Além disso, foram utilizadas diferentes estratégias de otimização numérica considerando funções mono-objetivas e multi-objetivas através da Fronteira de Pareto. Os *softwares* utilizados foram o IPSE GO e o ESTECO modeFRONTIER. As maiores gerações de potência foram obtidas para os valores de razão de equivalência da gaseificação (0,3), razão de pressão (18) e vazão mássica de vapor (30 kg/s) nos seus valores máximos dentro das faixas de busca. Além das vazões de combustível, os parâmetros mais influentes para a geração total de energia são a vazão mássica de vapor, a razão de pressão da turbina a gás, além da pressão na saída e a temperatura na entrada da turbina a vapor. As restrições aplicadas durante a otimização resultaram em um aumento da razão estequiométrica na câmara de combustão e em pressões mais elevadas na saída da turbina a vapor, que causam uma redução na geração de energia das turbinas. Com a maximização da geração de eletricidade das turbinas com restrições, obteve-se uma geração total líquida 23,5% maior em relação ao caso base. A otimização multiobjetivo indicou pressões entrada da caldeira de recuperação entre 50 a 56 bar e temperaturas de entrada da turbina a vapor entre 520°C a 550°C. Quando associada a otimização, a substituição parcial do gás natural por gás de síntese melhorou o potencial de recuperação de calor e reduziu os índices de emissão de dióxido de carbono (CO₂), atingindo 0,58 kg/kWh e 0,57 kg/kWh para razões de mistura de gás de 0,34 e 0,32, respectivamente. De forma geral, a vazão mássica de biomassa foi praticamente desprezível nos pontos ótimos obtidos, significando que a utilização da biomassa não é considerada vantajosa do ponto de vista termodinâmico. Porém, a sua utilização pode ser vantajosa levando em consideração aspectos econômicos e ambientais e outras pesquisas devem ser conduzidas a fim de atestar a viabilidade técnica da integração proposta.

Palavras-chave: gás natural, ciclo combinado, biomassa, gaseificação, otimização.

ABSTRACT

Natural gas is a relevant fuel in the global and national energy context, but it raises concerns regarding supply and climate impact. Biomass emerges as an alternative through thermochemical processes such as gasification. The integration of gasification-based systems with existing natural gas power plants can enhance efficiency while ensuring energy security and sustainability. This study proposes the thermodynamic modeling and optimization of an operational combined cycle power plant integrated with a biomass gasification unit via co-firing. The thermodynamic model was subjected to parametric and sensitivity analyses using the SS-ANOVA method. Additionally, different numerical optimization strategies were applied, considering both single-objective and multi-objective functions through the Pareto Frontier. The software used included IPSE GO and ESTECO modeFRONTIER. The highest power generation values were obtained for the maximum equivalence ratio in gasification (0.3), pressure ratio (18), and steam mass flow rate (30 kg/s) within the search ranges. Besides fuel flow rates, the most influential parameters in total energy generation were the steam mass flow rate, the gas turbine pressure ratio, as well as the exhaust pressure and inlet temperature of the steam turbine. The constraints applied during the optimization resulted in an increased stoichiometric ratio in the combustion chamber and higher exhaust pressures in the steam turbine, which led to a reduction in turbine power generation. By maximizing electricity generation under constraints, a net power output 23.5% higher than the baseline case was achieved. Multi-objective optimization indicated optimal values for the inlet of the heat recovery steam generator between 50 and 56 bar and for the steam turbine inlet temperature between 520°C and 550°C. When combined with optimization, the partial replacement of natural gas with syngas improved heat recovery potential and reduced carbon dioxide (CO₂) emission levels, reaching 0.58 kg/kWh and 0.57 kg/kWh for gas mixture ratios of 0.34 and 0.32, respectively. Overall, biomass mass flow was negligible at the optimal points, indicating that its use is not thermodynamically advantageous. However, considering economic and environmental aspects, further research is needed to assess the technical feasibility of the proposed integration.

Keywords: natural gas, combined cycle, biomass, gasification, optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema do ciclo combinado pós-queima integrado de biomassa.....	19
Figura 2 - Matriz elétrica brasileira.	23
Figura 3 - Visão geral das emissões de GEE nos EUA em 2022 (à esquerda) e emissões de metano por setor (à direita).....	24
Figura 4 - Principais métodos de conversão de biomassa.	26
Figura 5 - <i>Framework</i> das análises conduzidas no trabalho.....	44
Figura 6 - <i>Layout</i> geral da planta termelétrica de referência.	57
Figura 7 - Modelo de gaseificação utilizado.	61
Figura 8 - Planta híbrida de ciclo combinado com coqueima de gás-síntese e gás natural.....	62
Figura 9 - Esquema do processo de otimização realizado.....	63
Figura 10 - Os passos lógicos do algoritmo genético.....	68
Figura 11 - Comparação entre DOE Montecarlo (a) e <i>Uniform Latin Hypercube</i> (b).	69
Figura 12 - Análise de sensibilidade em relação a geração de potência da turbina a gás.	84
Figura 13 - Análise de sensibilidade em relação a geração de potência da turbina a vapor.....	85
Figura 14 - Análise de sensibilidade da planta em relação a soma da geração de potência das turbinas.	86
Figura 15 - Análise de sensibilidade da planta em relação a geração das turbinas	88
Figura 16 - Análise de sensibilidade da geração de CO ₂	89
Figura 17 - Análise de sensibilidade em relação a eficiência da planta.	90
Figura 18 - Geração de potência da turbina a gás pela variação de λc	101
Figura 19 - Calor transferido pelos componentes SUP 1 e SUP 2 com a variação de T_{17} . .	103
Figura 20 - Fronteira de Pareto da otimização multiobjetivo.....	111
Figura 21 - Comportamento das vazões de combustível do sistema ao longo da fronteira de Pareto.....	114
Figura 22 - Distribuição da destruição de exergia dos principais componentes no caso base.	130
Figura 23 - Eficiência exergética do sistema.....	132
Figura 24 - Arquivo ipsego.py: Responsável por fazer a conexão com o IPSE GO.....	148
Figura 25 - Arquivo payload.py: Responsável por montar as mensagens utilizadas pelo ipsego.py para solicitação de ações.	149
Figura 26 - Arquivo payload.py: Responsável por montar as mensagens utilizadas pelo ipsego.py para solicitação de ações (continuação 1).....	150

Figura 27 - Arquivo payload.py: Responsável por montar as mensagens utilizadas pelo ipsego.py para solicitação de ações (continuação 2)	151
Figura 28 - Arquivo payload.json: base para a montagem de mensagem para solicitação de cálculo.....	152
Figura 29 - Arquivo main.py: onde cada componente é chamado e executado para a realização do cálculo, substituição dos dados e solicitação de novo cálculo.	153

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição do ar atmosférico utilizado nas simulações.....	51
Tabela 2 - Composição do gás natural utilizado nas simulações.	52
Tabela 3 - Propriedades físico-químicas do cavaco de madeira.....	59
Tabela 4 - Variáveis de entrada da simulação	73
Tabela 5 - Principais variáveis de saída da simulação.....	74
Tabela 6 - Análise elementar e parâmetros de entrada utilizados na validação	76
Tabela 7 - Resultados da composição do gás de síntese obtidos quando comparados a trabalhos numéricos.	76
Tabela 8 - Análise elementar e parâmetros de entrada utilizados na validação	77
Tabela 9 - Resultados da composição do gás de síntese quando comparados com os resultados de trabalhos experimentais	78
Tabela 10 - Análise termodinâmica da planta base.	80
Tabela 11 - Principais parâmetros de saída da planta base.....	81
Tabela 12 - Índices de desempenho das análises de sensibilidade da soma das gerações de potência das turbinas.	83
Tabela 13 - Índices de desempenho da análise de sensibilidade da geração do CO ₂	83
Tabela 14 - Índices de desempenho da análise de sensibilidade da eficiência da planta.	83
Tabela 15 - Parâmetros de otimização.....	93
Tabela 16 - Resultados dos parâmetros de entrada da otimização sem restrições com objetivo de maximizar a geração de potência das turbinas.....	94
Tabela 17 - Resultados dos parâmetros de saída da otimização com objetivo de maximizar a geração de potência das turbinas sem restrições.	95
Tabela 18 - Resultados dos parâmetros de entrada da otimização com objetivo de maximizar a energia das turbinas com restrições.	97
Tabela 19 - Resultados dos parâmetros de saída da otimização com objetivo de maximizar a energia das turbinas com restrições	98
Tabela 20 - Análise paramétrica da razão de equivalência de oxigênio.....	100
Tabela 21 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão sem restrições	104
Tabela 22 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO ₂ sem restrições.....	106

Tabela 23 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO ₂ com restrições.....	108
Tabela 24 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO ₂ com restrições.....	109
Tabela 25 - Resultados da otimização multiobjetivo.....	112
Tabela 26 - Análise paramétrica da planta em relação a eficiência térmica.....	117
Tabela 27 - Resultados dos parâmetros de entrada para otimização com objetivo de maximizar a eficiência térmica sem restrições	118
Tabela 28 - Resultados dos parâmetros de saída para otimização com objetivo maximizar eficiência térmica sem restrições.....	119
Tabela 29 - Resultados dos parâmetros de entrada para otimização com objetivo de maximizar a eficiência térmica com restrições.....	122
Tabela 30 - Resultados dos parâmetros de saída para otimização com objetivo maximizar eficiência térmica.....	122
Tabela 31 - Resultados dos parâmetros de entrada da otimização com <i>mGN</i> fixas.....	125
Tabela 32 - Resultados dos parâmetros de saída da otimização com <i>mGN</i> fixas.	126
Tabela 33 - Eficiência exergetica e taxa de destruição de exergia dos componentes no caso base.	129
Tabela 34 - Eficiência exergetica e destruição de exergia dos componentes na otimização com vazões mássicas de gás natural constantes.	131

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
2	REVISÃO DE LITERATURA	22
2.1	O CENÁRIO ELÉTRICO ATUAL, GÁS NATURAL E EMISSÕES	22
2.2	BIOMASSA E GASEIFICAÇÃO	25
2.2.1	Parâmetros utilizados em estudos de gaseificação de biomassa	30
2.3	SISTEMAS DE CICLO COMBINADO PARA GERAÇÃO DE ENERGIA	32
2.3.1	Sistemas de ciclo combinado a base de gaseificação	33
2.3.2	Sistemas de ciclo combinado com biomassa e gás natural	36
2.4	OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA.....	40
3	METODOLOGIA	44
3.1	ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	45
3.1.1	<i>Software</i> IPSE GO	45
3.1.2	Metodologia da análise termodinâmica	45
3.1.3	Metodologia da análise exergética	52
3.1.4	Metodologia do processo de gaseificação	55
3.2	DADOS DA PLANTA	56
3.3	CARACTERIZAÇÃO E POTENCIAL DOS CAVACOS DE MADEIRA	58
3.4	MODELO DE GASEIFICAÇÃO.....	59
3.5	CONFIGURAÇÃO DA PLANTA DE ESTUDO	61
3.6	OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA.....	63
3.6.1	O problema de otimização	64
3.6.2	<i>Software</i> modeFRONTIER	65
3.6.3	Acoplamento dos softwares IPSEpro e modeFRONTIER	66
3.6.4	Método de otimização utilizado: Algoritmo genético	67
3.6.5	Design de Experimentos (DOE) e <i>Uniform Latin Hypercube</i> (ULH)	68
3.6.6	Análise de sensibilidade e <i>Smoothing Spline</i> ANOVA (SS-ANOVA)	70

3.6.7	NSGA-II e Fronteira de Pareto	71
4	RESULTADOS	73
4.1	VALIDAÇÃO DAS PLANTAS.....	73
4.1.1	Validação da modelagem termodinâmica: Planta térmica de referência.....	73
4.1.2	Modelo de gaseificação	75
4.2	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CASO BASE	79
4.3	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	82
4.3.1	Análise de sensibilidade em relação à geração de potência das turbinas	84
4.3.2	Análise de sensibilidade em relação a geração de CO ₂	89
4.3.3	Análise de sensibilidade em relação a eficiência da planta.....	90
4.3.4	Análise de sensibilidade em relação as restrições impostas.....	91
4.4	OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA COM OBJETIVO DE MAXIMIZAR A GERAÇÃO DE POTÊNCIA DAS TURBINAS	92
4.4.1	Otimização para a maximização da geração de potência sem restrições	92
4.4.2	Otimização para maximização da geração de potência com restrições.....	96
4.4.3	Análise paramétrica da razão estequiométrica do combustor da turbina a gás (λ_c) na planta.....	100
4.4.4	Análise paramétrica da temperatura de entrada do SUP 2 na planta	102
4.5	OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA COM OBJETIVO DE MINIMIZAR A GERAÇÃO DE GÁS CARBÔNICO	103
4.5.1	Otimização sem restrições para minimizar a vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão da turbina a gás.....	103
4.5.2	Otimização com restrições para minimização da vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão da turbina a gás.....	107
4.6	OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA MULTIOBJETIVO PARA MAXIMIZAÇÃO DA GERAÇÃO DE POTÊNCIA DAS TURBINAS E MINIMIZAÇÃO DA GERAÇÃO DE CO ₂ NOS GASES DE EXAUSTÃO DA TURBINA A GÁS	110
4.7	OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA PARA MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DO SISTEMA	116

4.7.1	Análise paramétrica da eficiência térmica do sistema	116
4.7.2	Otimização com objetivo de maximizar a eficiência sem restrições	118
4.7.3	Otimização com objetivo de maximizar a eficiência com restrições.....	121
4.8	OTIMIZAÇÕES COM OBJETIVO DE MAXIMIZAR A GERAÇÃO DE POTÊNCIA MANTENDO A VAZÃO DE GÁS NATURAL CONSTANTE	124
4.9	ANÁLISE DE EXERGIA	129
4.9.1	Caso Base.....	129
4.9.2	Análise exérgica da planta otimizada com vazões mássicas de gás natural constantes	131
5	CONCLUSÃO.....	133
	REFERÊNCIAS	137
	APÊNDICE A - CÓDIGO DE INTEGRAÇÃO ENTRE IPSE GO E MODEFRONTIER	148
	ANEXO A - INFORMAÇÕES SOBRE AS BIBLIOTECAS IPSE GO®: BIBLIOTECA <i>ADVANCED POWER PLANT LIBRARY</i> (APP)	154
	ANEXO B - INFORMAÇÕES SOBRE AS BIBLIOTECAS IPSE GO®: BIBLIOTECA DE PROCESSOS DE PIRÓLISE E GASEIFICAÇÃO (PGP).....	157

1 INTRODUÇÃO

O aumento da população mundial e, conseqüentemente, o consumo de energia, juntamente com as mudanças climáticas, geram preocupação com relação às tecnologias que serão empregadas para a geração de eletricidade em resposta ao aumento da demanda e seu respectivo impacto no meio ambiente. Dessa maneira, essas questões exigem da indústria e centros de pesquisa a discussão por soluções energéticas que impliquem na introdução parcial de fontes de energia renováveis que atendam as demandas da sociedade com a menor emissão de poluentes possível.

No que diz respeito às tecnologias de geração de eletricidade, o Brasil ocupa uma posição favorável devido à sua matriz energética de eletricidade predominantemente hidrelétrica. No entanto, essa fonte de energia é fortemente dependente dos regimes de precipitação, além das dificuldades do estabelecimento de novos projetos devido às atuais restritivas regulamentações ambientais. Assim, as usinas termelétricas têm maior atuação nos períodos de escassez de chuvas, bem como para estabilizar a variabilidade na geração de curto prazo de fontes de energia eólica e solar no sistema elétrico nacional (EPE, 2019).

As termelétricas geram uma eletricidade mais cara, cujo custo é repassado ao consumidor por meio das bandeiras tarifárias, sistema implantado em 2015, e que consiste em taxas extras adicionadas às contas de energia elétrica em períodos em que há maior custo na geração de eletricidade, ou seja, conforme a participação das termelétricas aumenta. Existem três níveis de bandeiras: a bandeira amarela adiciona R\$18,85 por MWh consumido, enquanto as bandeiras “vermelha patamar 1” e “vermelha patamar 2” adicionam R\$44,63 e R\$78,77, respectivamente. (ANEEL, 2024).

O aumento no custo da eletricidade deve-se primordialmente ao alto custo dos combustíveis fósseis utilizados nessas usinas, dentre eles o gás natural. Embora o Brasil conte com várias usinas termelétricas a vapor que utilizam biomassa, principalmente no setor sucroalcooleiro que utiliza o bagaço e o palhço como fontes de geração de energia, e no setor de papel e celulose que emprega resíduos de madeira e lixívia, a geração de eletricidade não é suficiente para suprir as necessidades do sistema nacional, especialmente em tempos de crises hídricas, sendo a maior parte da demanda neste caso atendida pelas usinas térmicas a gás natural.

A geração de eletricidade a partir de usinas termelétricas a gás natural é feita a partir das unidades geradoras de ciclo combinado gás-vapor, que consiste nos ciclos Brayton-Rankine, e que dependendo da configuração, podem alcançar até 64% de eficiência (CBIE,

2020). Essas usinas impactam o meio ambiente a partir da emissão de gases de efeito estufa, principalmente o CO₂. A alta concentração desses gases na atmosfera é um dos responsáveis pelo aquecimento global (Braungardt; Van Den Bergh; Dunlop, 2019).

Uma das principais tecnologias empregadas atualmente para mitigar as emissões de CO₂ em sistemas de potência Brayton-Rankine é a captura e armazenamento de carbono. A abordagem mais comum é a captura pós-combustão, na qual o dióxido de carbono é removido dos gases de exaustão por meio de técnicas como absorção química por solventes, adsorção em sólidos, membranas seletivas ou processos criogênicos. O CO₂ capturado é então armazenado em reservatórios geológicos, impedindo sua liberação na atmosfera (Moran *et al.*, 2018).

Apesar dos projetos de captura de carbono anunciados nos últimos anos, os esforços não têm sido suficientes para reduzir as emissões das usinas a gás e alcançar o cenário de *Emissões Líquidas Zero* até 2050 (IEA, 2024). Portanto, é evidente a necessidade de alternativas para a redução na utilização de combustíveis fósseis, aumentando a segurança no despacho energético, a partir da diversificação das fontes de energia, bem como reduzir os impactos ambientais causados por fontes não renováveis (Kartal; Özveren, 2023).

Diante deste contexto, para reduzir a dependência do gás natural, uma alternativa é a integração de sistemas energéticos a base de energia renovável às atuais plantas de potência que operam com combustíveis fósseis. Esses sistemas, chamados de híbridos, utilizam tanto fontes renováveis quanto de origem fóssil. Entre as vantagens, está a possibilidade de ambas as tecnologias melhorarem significativamente a eficiência do fornecimento de energia, além de uma fonte poder suprir a falta temporária de outra (Suresh; Thirumalai; Dasappa, 2019; Postnikov, 2022). Exemplos de fontes que têm sido estudadas ao longo dos últimos anos como alternativas para hibridização de ciclos tradicionais é a energia eólica (Xu; Liu; Wang, 2022), a energia a partir da biomassa (Kalina, 2017) e a energia heliotérmica, que usam espelhos para concentrar a luz solar (Botamede e Salviano, 2023).

Entre as fontes de energia renovável que podem ser utilizadas em sistemas híbridos está a biomassa, que representa uma forma atrativa de energia para a integração com sistemas tradicionais. A biomassa pode ser considerada como um recurso neutro na emissão de carbono, devido ao processo da fotossíntese, além de ser renovável e disponível (Caballero; Zaini; Yang, 2022). No entanto, a suposição de neutralidade de carbono é objeto de debate, dependendo da duração do ciclo de produção da cultura e das emissões indiretas associadas ao seu cultivo, processamento e transporte (Ahamer, 2022; Kouchaki-Penchah *et al.*, 2023). Conforme demonstrado por Lewin, Martins e Pradelle (2020), uma abordagem viável para reduzir ainda

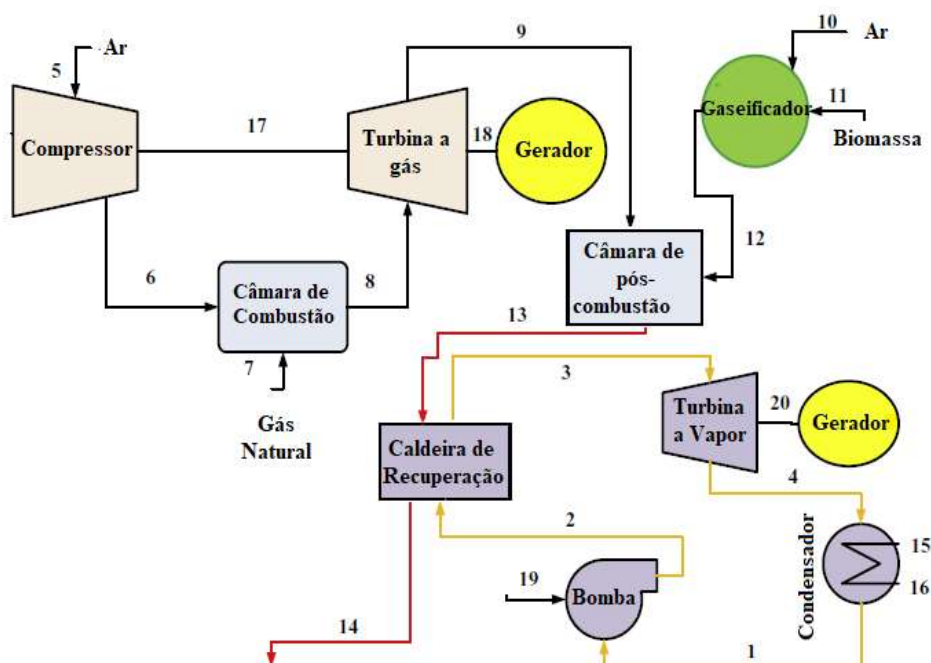
mais esses impactos envolve o uso de resíduos agrícolas e industriais para geração de energia, como o bagaço de cana.

A biomassa pode ser aproveitada através de diferentes processos de conversão (Zhang *et al.*, 2018), sendo os principais: combustão, gaseificação, pirólise e biodigestão. Vários estudos vêm sendo realizados considerando a integração da biomassa com diversas fontes de energia, como o gás natural, através de ciclos combinados, energia geotérmica e energia solar concentrada (Zhang *et al.*, 2018).

A gaseificação consiste em uma das tecnologias de maior potencial para aplicação em ampla escala, notadamente devido às suas temperaturas operacionais mais baixas em comparação aos sistemas de combustão direta (Ge *et al.*, 2019). Essa técnica converte materiais sólidos em um gás de síntese majoritariamente composto por monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H₂). Segundo Jalili *et al.* (2022), os gases resultantes desse processo podem ser empregados em geradores de eletricidade e turbinas, oferecendo uma fonte de energia limpa e renovável, especialmente em sistemas que já utilizam o gás natural como principal recurso energético.

A Figura 1 apresenta um exemplo de usina integrada de ciclo combinado, que consiste na união de ciclos distintos para a geração de energia, com gaseificação de biomassa.

Figura 1 - Esquema do ciclo combinado pós-queima integrado de biomassa.



Fonte: Moharamian *et al.* (2017).

O ar (fluxo 10) e a biomassa (fluxo 11) são introduzidos no gaseificador, onde após uma série de reações químicas, são convertidos em gás de síntese. Esse gás é então direcionado para uma câmara de pós-combustão, onde é queimado em conjunto com os gases de exaustão provenientes da turbina a gás alimentada por gás natural. Os gases resultantes desse processo são conduzidos para uma caldeira de recuperação, onde geram vapor que será utilizado por uma turbina a vapor.

O Quadro 1 apresenta uma seleção de estudos que realizaram o acoplamento de sistemas de gaseificação com plantas de ciclo combinado baseadas em gás natural, utilizando dois enfoques distintos: sistemas de pós-combustão, como ilustrado na Figura 1, e sistemas de coqueima, semelhantes à abordagem adotada neste trabalho. Além disso, o quadro indica o ciclo inferior empregado, ou seja, o sistema utilizado para o aproveitamento do calor residual do ciclo principal, e especifica se métodos de otimização foram aplicados na elaboração dos resultados apresentados. No caso dos sistemas que utilizaram o ciclo Rankine orgânico, que são aqueles que empregam substâncias orgânicas como fluido de trabalho, são também citados os fluidos empregados. Uma discussão mais detalhada a respeito desses estudos é realizada no tópico 2.3.2.

Quadro 1 – Estudos a respeito de ciclo combinados a base de gás natural e gás de síntese.

Trabalho	Integração	Ciclo inferior	Biomassa utilizada	Otimização
Kalina (2017)	Pós-combustão	Rankine orgânico (Fluidos: Etilbenzeno e R245fa)	Cavacos de madeira	x
Moharamian <i>et al.</i> (2017)	Pós-combustão	Rankine orgânico (Fluidos: n-pentano, R12, R141b, HFE7000)	Madeira	x
Ren <i>et al.</i> (2023)	Pós-combustão	Rankine orgânico (Fluidos: cicloexano e R141b) e de refrigeração por absorção	Madeira	Sim
Bai <i>et al.</i> (2023)	Pós-combustão	Rankine orgânico (Fluidos: cicloexano e R141b) e de refrigeração	Cavacos de madeira	Sim

Zhang <i>et al.</i> (2018) e Zhang <i>et al.</i> (2019)	Coqueima	Rankine e refrigeração por absorção	Cascas de arroz	Não
Asgari, Saray e Mirmasoumi (2020)	Coqueima	Unidade de aquecimento e refrigeração por absorção	Resíduos sólidos municipais	Não
Jalili <i>et al.</i> (2022)	Coqueima	Rankine e refrigeração por absorção	Cascas de arroz	Não
Cao <i>et al.</i> (2023)	Coqueima	Rankine e sistema de armazenamento de ar líquido	Pellet de pinos	Não

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Uma vez que o acoplamento de plantas de potência em operação que utilizam gás natural à sistemas de conversão de biomassa é uma alternativa promissora para amenizar as questões energéticas atuais, o presente trabalho tem como objetivo identificar configurações otimizadas de parâmetros de operação considerando a integração de uma usina termelétrica em operação, operando em ciclo combinado com gás natural com uma planta de gaseificação de biomassa de cavacos de madeira.

A abordagem de integração escolhida foi a coqueima (*cofiring*), amplamente presente na literatura, sendo modelada e analisada por meio da modelagem termodinâmica. Foram realizadas análises paramétricas e de sensibilidade, além de otimização numérica com múltiplas restrições e objetivos, visando compreender o comportamento dos parâmetros operacionais e favorecer a maximização da geração de energia elétrica, bem como a minimização das emissões de poluentes.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 O CENÁRIO ELÉTRICO ATUAL, GÁS NATURAL E EMISSÕES

O Brasil possui uma matriz elétrica predominantemente renovável, constituída principalmente pela fonte de energia hidráulica, que graças a sua competitividade econômica e do relevo favorável, é a principal fonte de geração de eletricidade a várias décadas. De acordo com a Empresa de Pesquisa Energética, no ano de 2023 a energia hidráulica foi responsável por aproximadamente 58,9% da eletricidade gerada no país (EPE, 2024).

Apesar das vantagens, a fonte hídrica nem sempre é suficiente para atender as necessidades energéticas do país, devido a fatores como a escassez hídrica.

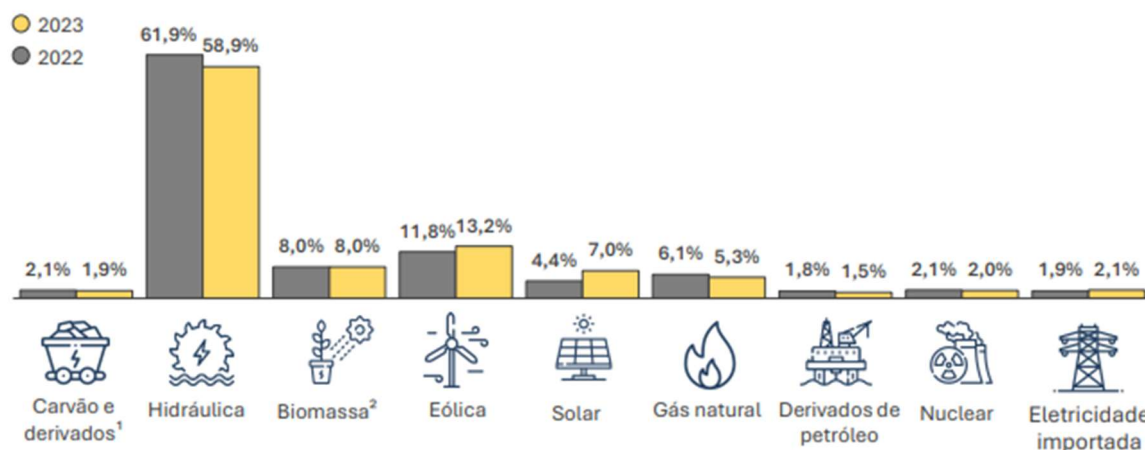
Em 2001, o Brasil enfrentou uma crise energética que levou o governo federal a impor uma redução compulsória de 20% no consumo de eletricidade durante nove meses, devido aos baixos níveis dos reservatórios hídricos. A incapacidade do sistema elétrico de atender à crescente demanda resultou em apagões entre 1999 e 2002, evidenciando a vulnerabilidade da matriz energética nacional. Esse cenário impulsionou a busca por maior racionalização no uso da eletricidade e a diversificação das fontes de geração (BBC NEWS, 2021).

Já em 2021, segundo o Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS), o Brasil passou pela pior crise hidrológica desde 1930 e os reservatórios das usinas hidrelétricas estiveram com níveis inferiores à média histórica. Em abril de 2021, o nível dos reservatórios do Sudeste/Centro-Oeste, que concentram 70% da capacidade do país, chegou a 34,7% (ONS, 2021). Essa crise causou uma redução da oferta de eletricidade a partir dessa fonte, que foi compensada pelo aumento da oferta de fontes como o carvão (+47,2%) e gás natural (+46,2%) (EPE, 2022).

A Figura 2 apresenta os dados mais recentes a respeito da matriz elétrica brasileira, referentes ao ano de 2023 e a comparação com os dados do ano de 2022. É possível observar o protagonismo da fonte hídrica e o fato de que mesmo com a ascensão de fontes renováveis como eólica e solar, o consumo de gás natural como fonte de energia elétrica ainda é significativo.

A energia hidráulica, diferentemente de outras fontes como biomassa, carvão e nuclear, apresenta alta volatilidade de consumo, o que compromete a segurança energética. Em 2021, essa fonte representou 53,4% da matriz elétrica, aumentando para 61,9% em 2022 e reduzindo para 58,9% em 2023. Essa variação impactou a participação do gás natural, que, nos mesmos anos, foi de 12,8%, 6,1% e 5,3%, respectivamente.

Figura 2 - Matriz elétrica brasileira.



Fonte: EPE (2024).

Dentre os combustíveis fósseis existentes, o gás natural tem sido amplamente utilizado. O uso mundial desse combustível é recente quando comparado ao petróleo, sendo iniciado a partir da década de 40-50, devido aos avanços tecnológicos de condicionamento e transporte (Hollanda; Muñoz; Gomes, 2014). Segundo a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), o gás natural é uma substância de origem fóssil composta por hidrocarbonetos, que nas condições atmosféricas normais, se encontram em estado gasoso no ambiente. Esses hidrocarbonetos são o metano (CH_4), com teores acima de 68%, etano (C_2H_6), com teores abaixo de 12% e, em menores proporções, o propano (C_3H_8), usualmente com teores abaixo de 3% (ANP, 2020).

O gás natural é utilizado em cerca de um quarto da geração global de eletricidade e em médio prazo, ainda desempenhará um papel importante na transição para sistemas de energia renovável. O gás natural correspondeu a quase um terço do crescimento total de demanda de energia na última década, sendo esse valor maior do que o dos outros combustíveis fósseis (IEA, 2024). Segundo dados divulgados pela ANP (2020), aproximadamente 90% da demanda global por gás natural está na América do Norte, Europa e Ásia. De forma geral, a demanda global tem foco nos setores de geração termelétrica (27%), cogeração (11%), residencial (13%) e industrial (4%). O gás natural desempenha um importante papel na transição energética em relação ao carvão mineral (EPE, 2020).

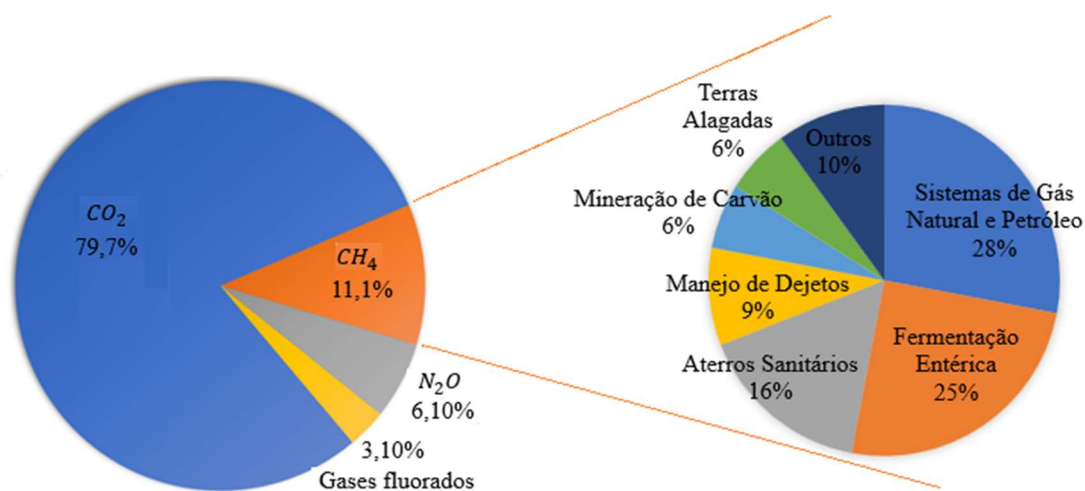
Apesar da sua grande importância e utilização, esse gás é um recurso energético com reservas limitadas e sujeito a consideráveis flutuações de preço, o que tem despertado inquietações quanto à segurança energética das regiões dependentes desse recurso. Além disso,

a exploração e utilização de fontes de energia petrolífera têm gerado preocupações globais relacionadas à poluição e às mudanças climáticas (Zeng; Li, 2023).

O efeito estufa, principal causador das mudanças climáticas, resulta da emissão de gases que retêm calor na atmosfera, conhecidos como gases de efeito estufa (GEE). Os principais gases dessa categoria incluem dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), óxido nitroso (N_2O) e gases fluorados. A queima de combustíveis fósseis é responsável por 75% de todas as emissões de gás carbônico, principal agente do efeito estufa (Gasperini; Yeşil; Toscano, 2025).

O dióxido de carbono é liberado principalmente pela queima de combustíveis fósseis (carvão, gás natural e petróleo), resíduos sólidos, árvores e outros materiais biológicos. Ele é removido da atmosfera (ou "sequestrado") quando absorvido por plantas como parte do ciclo biológico do carbono. Além disso, a queima de combustíveis fósseis também emite óxido nitroso (N_2O). De acordo com a Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos (EPA, 2024), esses dois gases juntos foram responsáveis por 85,8% das emissões de gases de efeito estufa nos Estados Unidos (EUA) em 2022. Os dados relativos às emissões de gases de efeito estufa nos Estados Unidos estão apresentados na Figura 3.

Figura 3 - Visão geral das emissões de GEE nos EUA em 2022 (à esquerda) e emissões de metano por setor (à direita).



Fonte: Adaptado de EPA (2024).

O metano, principal componente do gás natural, é um gás extremamente potente, com impacto 28 vezes maior no aquecimento global do que o dióxido de carbono. Suas emissões incluem vazamentos nos sistemas de transmissão de gás natural, que abrangem longas distâncias e envolvem um grande número de estações e equipamentos (Jia *et al.*, 2024). As

emissões de metano também ocorrem durante a produção, processamento, armazenamento, transmissão, distribuição e uso do gás natural, bem como na produção, refino, transporte e armazenamento de petróleo bruto (EPA, 2024).

Devido à essa preocupação, é possível encontrar diversos trabalhos na literatura que avaliam as emissões de gás natural em sistemas térmicos de geração de energia.

Jarre, Noussan e Poggio (2016) investigaram a operação de três unidades de ciclo combinado a gás natural ao longo de vários anos. A análise revelou que as emissões de CO durante os processos de partida e desligamento das usinas podem ser até três ordens de magnitude superiores às observadas em condições normais de operação. Durante a operação normal, as emissões específicas de CO geralmente permanecem abaixo do limite de 10 mg/Nm³ de gás de exaustão, enquanto, durante a partida e o desligamento, podem atingir até 7000 mg/Nm³. Essa questão torna-se ainda mais preocupante em cenários onde essas unidades são frequentemente acionadas como fonte de energia de reserva, com múltiplos ciclos de liga-desliga ao longo do ano.

Wang, Duan e Zhang (2022) realizaram uma análise abrangente considerando os aspectos de energia, economia e meio ambiente de um ciclo combinado a gás natural, utilizando uma otimização multiobjetivo com o objetivo de maximizar a eficiência exergetica, minimizar o custo total anual e reduzir a taxa específica de emissões de CO₂. Como resultado da otimização, com um nível de carga da turbina a gás de 100%, a taxa específica de emissões de CO₂ foi reduzida em 1,26%, enquanto a eficiência do sistema foi aumentada em 1,26% e o custo total anual diminuído em 0,68%, demonstrando melhorias no desempenho global do ciclo combinado.

Essas questões econômicas e ambientais envolvendo a utilização do gás natural como combustível têm impulsionado a busca por alternativas energéticas mais sustentáveis e ecologicamente viáveis, como a biomassa.

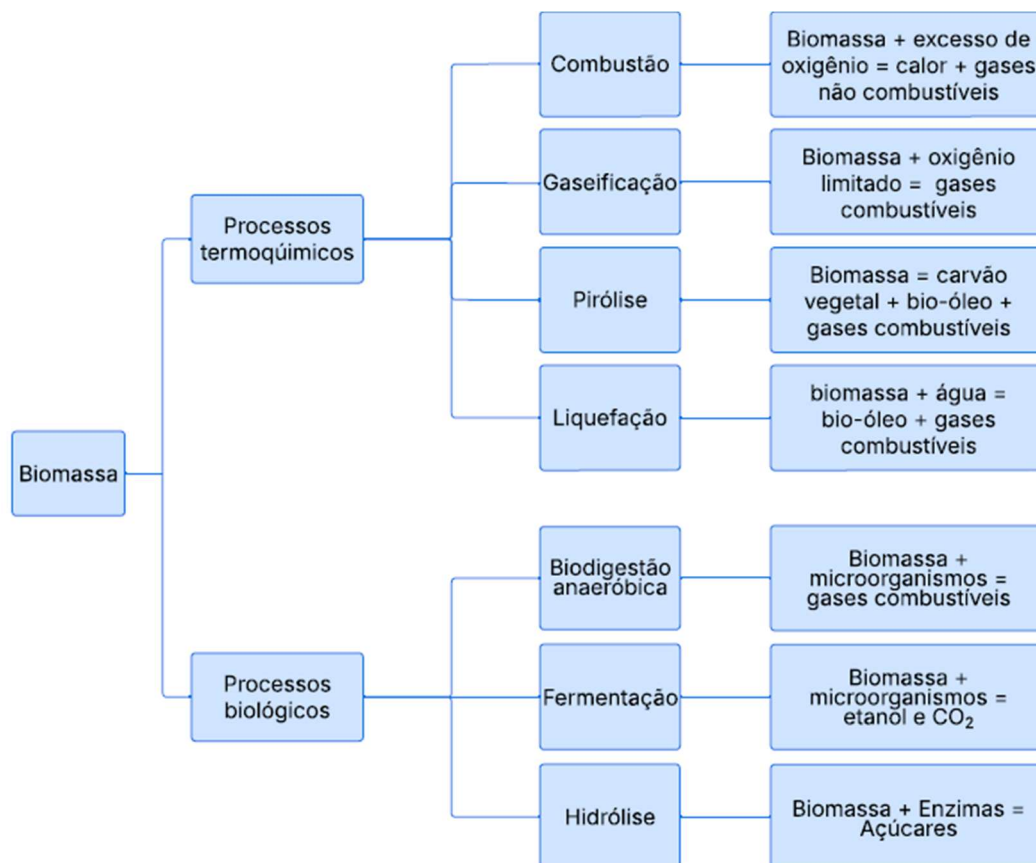
2.2 BIOMASSA E GASEIFICAÇÃO

A biomassa, uma fonte de energia renovável, é um material de origem vegetal ou animal que converte solar em energia química. Além de ser considerada uma energia renovável, a biomassa apresenta várias vantagens, como independência das condições meteorológicas (sol e vento) durante a sua utilização, ampla disponibilidade e distribuição territorial (Chen *et al.*, 2022). A biomassa é também reconhecida por sua neutralidade na emissão de carbono, um benefício direto do processo de fotossíntese (Sun *et al.*, 2024).

Além das plantações energéticas, como eucalipto, milho e cana-de-açúcar, a biomassa também pode ser aproveitada a partir de resíduos de processos industriais já estabelecidos, como a produção de etanol e papel. Exemplos incluem a palha de milho, o bagaço de cana e as lascas de madeira. Essa abordagem contribui para o aproveitamento sustentável e diversificação da matriz elétrica (Zainal *et al.*, 2001). As principais fontes de biomassa são a agricultura, silvicultura e resíduos urbanos, e seus principais exemplos são a madeira, resíduos de colheitas agrícolas, palha, estrume e resíduos domésticos (Chen *et al.*, 2022).

A biomassa é atualmente uma das fontes de energia renováveis mais promissoras devido a sua disponibilidade e flexibilidade de conversão que não depende de condições climáticas, o que assegura o suprimento energético. Ela pode ser convertida em produtos finais energéticos por meio de rotas termoquímicas e biológicas. Através de processos termoquímicos, a biomassa pode ser transformada em gás de síntese (principalmente composto por H_2 e CO) por meio da gaseificação, transformada em combustíveis líquidos, ou queimada diretamente através da combustão (Jalili *et al.*, 2022). A Figura 4 apresenta uma síntese dos principais processos de conversão de biomassa e seus produtos.

Figura 4 - Principais de métodos de conversão de biomassa.



Fonte: Adaptado de Jalili *et al.* (2022).

Já através do processo biológico conhecido como biodigestão, a biomassa pode ser convertida em gás combustível composto principalmente de metano e gás carbônico por meio da ação de microrganismos (Fuess; Zaiat; Lens, 2023). A conversão termoquímica é considerada uma rota de conversão direta, rápida e simples, que promove flexibilidade na utilização da biomassa. Quando comparada com a combustão, a gaseificação geralmente produz menos poluentes voláteis e apresenta maior eficiência na conversão de energia (Chen *et al.*, 2022).

A gaseificação converte a biomassa através da oxidação parcial em uma mistura gasosa, pequenas quantidades de carvão e compostos condensáveis (Puig-Arnavat; Bruno; Coronas, 2010). A gaseificação é reconhecida como um dos métodos mais promissores na transformação de materiais ricos em carbono em produtos gasosos adequados para a geração de eletricidade (Sun *et al.*, 2024).

O processo de gaseificação é composto por quatro etapas distintas: secagem, pirólise, combustão e gaseificação (Kombe *et al.*, 2022). O processo pode ser realizado utilizando diferentes tipos de gaseificadores, sendo os mais comuns o gaseificador de leito fixo e o gaseificador de leito fluidizado. Além disso, a gaseificação pode ocorrer em diferentes meios: ar, O₂, vapor e CO₂ (Motta *et al.*, 2019).

O gás de síntese resultante da gaseificação é caracterizado por um menor conteúdo energético quando comparado com os combustíveis fósseis, e sua composição, assim como seu poder calorífico, está diretamente vinculado ao processo de gaseificação. Diversos fatores influenciam esse processo, incluindo o tipo de biomassa utilizada, o teor de umidade da biomassa, a relação entre a quantidade de ar e a quantidade de combustível adotada e o tipo de agente gaseificador empregado (vapor, ar, oxigênio). Esses parâmetros exercem um papel crucial na determinação das características do gás produzido, tornando-os aspectos fundamentais a serem considerados no processo de gaseificação (Diniz Filho, 2016).

As principais reações que ocorrem durante o processo de gaseificação são apresentadas no Quadro 2. As reações exatas que ocorrem no processo dependem do tipo de gaseificador e do meio oxidante utilizado.

Quadro 2 - Reações de Gaseificação

Nome da reação	Reação	Entalpia da reação
Reações exotérmicas		
Combustão parcial do carbono	$C + 0,5O_2 \rightarrow CO$	(-111 kJ/kmol)
Metanação	$C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4$	(-75 kJ/kmol)
Combustão parcial do CO	$CO + 0,5O_2 \rightarrow CO_2$	(-283 kJ/mol)
Combustão parcial do H ₂	$H_2 + 0,5O_2 \rightarrow H_2O$	(-242 kJ/mol)
Reação de deslocamento água-gás	$CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2$	(-41 kJ/mol)
Reforma de metano a vapor	$CH_4 + H_2O \leftrightarrow CO + 3H_2$	(-206 kJ/mol)
Reações endotérmicas		
Reação de Boudouard	$C + CO_2 \leftrightarrow 2CO$	(+172 kJ/kmol)
Reforma do carbono	$C + H_2O \leftrightarrow H_2 + CO$	(+131 kJ/kmol)
Reforma a vapor de hidrocarbonetos	$C_nH_m + nH_2O \leftrightarrow \frac{n+m}{2}H_2 + nCO$	+
Reforma a seco de hidrocarbonetos	$C_nH_m + nCO_2 \leftrightarrow (m/2)H_2 + 2nCO$	+

Fontes: Kombe *et al.* (2022); Singh; Tirkey, (2021); Liu *et al.* (2012).

Doherty, Reynolds e Kennedy (2013) modelaram um gaseificador de leito fluidizado duplo por meio do *software* Aspen Plus baseado na minimização de energia livre de Gibbs e método de equilíbrio. Foram estudados vários parâmetros operacionais importantes e verificou-se que a temperatura de gaseificação e a relação vapor/biomassa influenciam de modo significativo a composição do gás de síntese e no poder calorífico. O poder calorífico inferior (PCI) aumenta de 13,99 MJ/kg para 15,23 MJ/kg na faixa de temperatura de 650 a 1050°C e diminui de 16,5 MJ/kg para 12,5 MJ/kg na faixa de relação vapor/biomassa 0,25 a 2.

Striugas *et al.* (2014) realizaram estudos experimentais em um gaseificador *downdraft* com diferentes tipos de biomassa e resíduos com objetivo de comparar o desempenho do processo. Foram investigadas as diferenças dos parâmetros associados à gaseificação quando utilizado combustível granulado e peletizado. Os diferentes tipos de matéria-prima geram alterações na temperatura do processo, na queda de pressão e no conteúdo residual gerado. A

composição e o rendimento do gás de síntese variam conforme o tipo de biomassa, situando-se entre 2,06 Nm³/kg e 3,11 Nm³/kg, com valores de poder calorífico de 6,5 MJ/Nm³ a 4,04 MJ/Nm³. Foi estabelecido que a automação eficiente de um gaseificador de leito descendente deve incluir o controle da alimentação de combustível e da descarga de resíduos com base em uma pressão otimizada.

Singh e Tirkey (2021) modelaram um sistema de gaseificação de biomassa baseado na minimização de energia livre de Gibbs no *software* Aspen Plus. Foi realizada uma otimização multiobjetivo por meio da metodologia de superfície de resposta. Os valores ótimos de H₂, eficiência de gás frio e poder calorífico superior foram 0,1 (fração molar), 25,23% e 3,96 MJ/kg, respectivamente, correspondendo à temperatura de 887,88°C e razão de equivalência de 0,32.

Quintero-Coronel *et al.* (2022) avaliaram experimentalmente o desempenho da co-gaseificação de biomassa e carvão altamente volátil em um gaseificador de leito fixo com volumes de biomassa de 70%, 85% e 100%. Os resultados indicaram que a frente de ignição se propaga mais rapidamente e é mais uniforme à medida que o volume de biomassa aumenta. Uma análise de intercambialidade de gás concluiu que misturas de gás de síntese e gás natural com até 15% de volume de gás de síntese podem sofrer combustão em queimadores de gás natural sem a necessidade de modificações.

Kombe *et al.* (2022) desenvolveram um modelo de gaseificação de bagaço de cana-de-açúcar com objetivo de prever a composição do gás de síntese, além da realização de uma análise de sensibilidade, utilizando o *software* Aspen Plus, sob diferentes condições operacionais. Também foi utilizada uma metodologia de superfície de resposta a fim de estudar os efeitos combinados dos principais parâmetros operacionais e, assim, determinar condições ótimas de operação para a obtenção do gás de síntese com maior poder calorífico. As condições operacionais ótimas de temperatura de gaseificação, razão de equivalência e teor de umidade para maximizar o poder calorífico inferior do gás de síntese, a concentração de hidrogênio e minimizar a concentração de dióxido de carbono foram determinadas como 877,27°C, 0,08 e 10%, respectivamente. Os valores ótimos correspondentes são 7,92 MJ/Nm³, 31,24% e 3,91%.

Como verificado, a análise do processo de gaseificação de biomassa tem sido amplamente realizada nos últimos anos, tanto de forma experimental quanto numérica. Os estudos promoveram grande avanço na avaliação do efeito dos principais parâmetros operacionais como razão de equivalência, temperatura e tempo de residência, além das características do combustível utilizado, atestando que a eficiência e a qualidade do gás de síntese produzido dependem fortemente desses fatores. Os estudos citados tem grande importância durante o desenvolvimento e validação da modelagem dos modelos numéricos de

gaseificação. Também existem diversos estudos a respeito de sistemas de potência combinado com projetos de gaseificação, que serão detalhados no tópico 2.3.1.

2.2.1 Parâmetros utilizados em estudos de gaseificação de biomassa

Entre os principais parâmetros que influenciam o processo de gaseificação destacam-se a razão de equivalência (RE), a temperatura do processo e as características da biomassa. A RE e as propriedades da biomassa são frequentemente utilizadas como variáveis de entrada nos modelos de gaseificação amplamente desenvolvidos. Neste trabalho, durante o processo de otimização, a RE e a umidade da biomassa foram selecionadas como parâmetros de otimização, pois ambas foram escolhidas na modelagem como parâmetros de entrada e influenciam diretamente a qualidade do combustível produzido e utilizado no sistema. Outros parâmetros como temperatura de gaseificação não são considerados no modelo disponível pelo *software* utilizado.

A razão de equivalência de gaseificação (RE) é um parâmetro utilizado no processo de combustão, etapa do processo de gaseificação, e indica a razão entre o suprimento de ar real e o estequiométrico. Essa taxa afeta o processo de gaseificação de forma significativa, influenciando tanto o perfil térmico do gaseificador quanto o equilíbrio das reações químicas envolvidas.

Segundo Diniz Filho (2016), que desenvolveu um estudo utilizando bagaço e palha de cana-de-açúcar, quando a temperatura de reação é mantida constante, o aumento da razão de equivalência (RE) resulta na diminuição das concentrações de H₂, CO, CH₄ e C₂H_x, enquanto o conteúdo de CO₂ aumenta. Além disso, observou-se que o poder calorífico e a quantidade de alcatrão diminuem, enquanto, por outro lado, o rendimento de gás aumenta.

Os resultados de Qi *et al.* (2023), baseados na gaseificação de cascas de amêndoas e avelãs, apresentaram tendências semelhantes. Segundo os autores, conforme a RE varia no intervalo de 0,15 a 0,25, as frações volumétricas de H₂, CO e CH₄ diminuíram, enquanto a fração de CO₂ apresenta uma tendência oposta. No estudo, a fração de CO reduziu-se de 40% para 28%, enquanto a fração de CO₂ aumentou de 4,5% para 9%. Durante o processo de combustão, o fornecimento adicional de ar resultou em maior produção de CO₂ estável, em detrimento do CO. Além disso, a fração de H₂ diminuiu levemente devido à menor concentração de CO, promovendo a reação de deslocamento da água. Conseqüentemente, à medida que o RE aumenta, o PCI do gás de síntese reduz de 8,4 MJ/Nm³ para 5,9 MJ/Nm³.

Além da presença de CO₂, outro fator relevante que influencia negativamente o PCI durante a combustão é conhecido como "efeito de diluição do N₂". Esse efeito diz respeito ao fato de que, embora o nitrogênio (N₂) esteja presente na mistura de ar (cerca de 78% de sua composição), ele não participa diretamente das reações químicas de combustão. Conseqüentemente, parte da energia gerada durante a gaseificação é destinada ao aquecimento do nitrogênio. Dessa maneira, a presença do N₂ ocasiona a diluição da mistura de gases e reduz a concentração de outros produtos, como CO₂ e vapor d'água, em relação à quantidade de combustível efetivamente queimado (Motta *et al.*, 2019; Ud Din; Zainal, 2016).

Segundo Qi *et al.* (2023), os valores de razão de equivalência (RE) em gaseificadores de corrente ascendente variam entre 0,15 e 0,25. Ud Din e Zainal (2016) sugerem que a RE ideal deve estar entre 0,2 e 0,4 para obter um gás com melhor poder calorífico e níveis de alcatrão controlados. Os resultados de Lewin, Martins e Pradelle (2020), mostraram que uma RE de 0,18 em uma gaseificação com teor de umidade da biomassa de 5%, geraram a melhor eficiência energética e maiores concentrações de H₂ e CO.

A natureza e as características intrínsecas da biomassa empregada no processo de gaseificação são outros fatores que influenciam o desempenho do processo. Tais características incluem a umidade, o tamanho ou densidade das partículas, o teor de cinzas, a toxicidade e a quantidade de matéria utilizada (Striugas *et al.*, 2014). Essas variáveis desempenham um papel crucial na eficiência e no desempenho global do processo, e, portanto, devem ser cuidadosamente monitoradas e gerenciadas. Segundo Moura *et al.* (2023), o teor de umidade da biomassa deve ser mantido abaixo de 15%.

Sahoo e Ram (2015) conduziram estudos experimentais e desenvolveram uma expressão matemática para a estimativa do rendimento de hidrogênio. Além disso, também foram encontrados como resultados ótimos uma RE de 0,25, uma proporção vapor/biomassa de 0,5 e uma temperatura de gaseificação de 700°C para otimizar o rendimento na formação de H₂.

O Quadro 3 apresenta os principais parâmetros de gaseificação utilizados em estudos numéricos e experimentais usando bagaço de cana-de-açúcar, cavaco de madeira ou fontes de biomassa com valores de análises imediatas semelhantes. Esses estudos foram levados como base durante o desenvolvimento do sistema de gaseificação proposto no presente trabalho.

Quadro 3 – Estudos sobre gaseificação de biomassa com ar.

Referência	Biomassa	T (°C)	RE
Numéricos			
Kombe <i>et al.</i> (2022)	Bagaço de cana	500-950	0,08-0,24
Lewin, Martins e Pradelle (2020)	Bagaço de cana e Resíduos sólidos	777	0,18-0,22
Qi <i>et al.</i> (2023)	Cascas de amêndoas e avelã	-	0,15-0,25
Han <i>et al.</i> (2017)	Lascas de madeira	500-1000	0,20-0,45
Experimentais			
Sahoo e Ram (2015)	Bagaço de cana	700-840	0,24-0,38
Figuroa <i>et al.</i> (2014)	Bagaço de cana	677-878	0,18-0,32
Cerone <i>et al.</i> (2020)	Cascas de amêndoas	750-930	0,21
Bandara <i>et al.</i> (2021)	Lascas de madeira	650-800	0,08-0,16
Liu <i>et al.</i> (2012)	Serragem de pinho	750-950	0,1-0,5
Striugas <i>et al.</i> (2014)	Lascas de madeira	800-850	0,25

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os parâmetros de gaseificação desempenham um papel fundamental na qualidade do gás de síntese produzido e devem ser cuidadosamente analisados e otimizados para maximizar o rendimento e o poder calorífico do gás. Essa otimização contribui para o aumento da geração de potência e da eficiência energética, além de reduzir custos operacionais e o consumo de combustível.

2.3 SISTEMAS DE CICLO COMBINADO PARA GERAÇÃO DE ENERGIA

A combinação de dois ou mais ciclos térmicos em uma única planta de geração de energia ocorre com o propósito de aumentar a eficiência das plantas de ciclo simples, como ciclo Brayton e Rankine. Os ciclos que compõem os ciclos combinados podem ser classificados em *topping* e *bottoming*. O primeiro ciclo, chamado de ciclo *topping* ou principal, utiliza a maior parte do calor e opera com altos níveis de pressão e temperatura. O calor rejeitado pelo ciclo principal é utilizado como fonte de calor em um segundo processo que opera a um nível de pressão mais baixo e, portanto, chamado de ciclo *bottoming*, ou ciclo secundário (Kehlhofer; Rukes; Hannemann, 1997).

Ciclos combinados apresentam altos níveis de adição de calor e baixos níveis de rejeição de calor, resultando em uma eficiência superior à dos ciclos simples operando de forma isolada. Entre os ciclos mais utilizados como ciclo *topping*, destaca-se os sistemas de turbina a gás (Brayton), caracterizado por gases de exaustão com temperaturas geralmente muito superiores à temperatura ambiente. Esses gases, portanto, possuem potencial de aproveitamento termodinâmico (Moran *et al.*, 2018). Já o ciclo Rankine é uma alternativa comumente utilizada como ciclo secundário devido aos seus menores níveis de temperatura de operação quando comparadas com ciclos de turbina a gás.

Os ciclos combinados Brayton-Rankine podem operar com diversos combustíveis, como gás natural e gás de síntese. Um exemplo desse ciclo foi apresentado na Figura 1. Além disso, esses ciclos podem ser integrados a outras fontes de energia e acoplados a diferentes subsistemas, o que permite a geração de uma variedade de produtos energéticos.

2.3.1 Sistemas de ciclo combinado a base de gaseificação

Os produtos da gaseificação de biomassa podem ser usados em diversas aplicações, como ciclos combinados, motores a gás e turbinas (Moharamian *et al.*, 2017). Como discutido na seção anterior, os ciclos combinados compostos de turbinas a gás fornecem melhor desempenho termodinâmico quando comparados com os sistemas convencionais de vapor-Rankine. Dessa forma, esses ciclos, quando operando juntamente com o um gaseificador, constituem uma boa alternativa para a utilização de combustíveis sólidos.

A tecnologia mais empregada para utilização de biomassa com sistemas de turbinas a gás é o Ciclo Combinado de Gaseificação Integrada (CCGI). Há uma quantidade significativa de estudos focados nos sistemas de ciclo combinado que utilizam gás de síntese produzido a partir da gaseificação de biomassa como sua principal fonte de energia. Nesses sistemas, o gás de síntese desempenha a função de combustível principal nas turbinas a gás e enfrentam diversos problemas causados pela utilização da biomassa. Entre eles, está o fato de o combustível utilizado precisar ser extremamente limpo de forma a evitar danos às pás da turbina como erosão e corrosão, além de bloqueio de filtros e injetores de combustíveis (Vera; Jurado; Carpio, 2011).

Além disso, em alguns casos, a gaseificação de biomassa produz um gás de baixo poder calorífico, o que requer um alto fluxo de combustível para atingir maiores taxas de produção de energia elétrica. Esse alto fluxo de combustível gera a necessidade de uma modificação do

combustor e das palhetas da turbina, de forma a evitar uma mudança do ponto de operação do compressor (Datta; Ganguly; Sarkar, 2010).

Alguns dos estudos focados na utilização de CCGI são apresentados a seguir. Vera, Jurado e Carpio (2011) apresentaram os resultados da análise de um ciclo combinado que utiliza um gaseificador de resíduos da indústria de azeite e uma turbina a gás acionada externamente, em que o fluido de trabalho não entra em contato direto com os gases de combustão. A planta alcançou uma eficiência elétrica de aproximadamente 20% e uma eficiência geral, que levou em consideração a produção de energia elétrica e térmica, de cerca de 65%.

Soltani *et al.* (2013) conduziram análises termodinâmicas de energia e exergia em um sistema de ciclo combinado que integra uma usina de gaseificação de biomassa e uma turbina a gás. Os pesquisadores investigaram os impactos de parâmetros como a razão de pressão do ciclo, temperatura de entrada da turbina a gás e a diferença de temperatura na extremidade fria do trocador de calor sobre a eficiência energética da planta de potência. A eficiência energética da planta foi maximizada para valores específicos de razão de pressão.

Xiang *et al.* (2019) realizaram a análise detalhada de um CCGI baseado em biomassa com combustão em atmosfera de oxigênio e captura de carbono. Os efeitos da temperatura e pressão de gaseificação na composição do gás de síntese e no desempenho do sistema foram investigados. Os resultados indicam que o aumento da pressão e da temperatura leva a uma menor produção de H₂ e CO. O aumento da pressão causa um aumento na eficiência do sistema, que flutua com a variação da temperatura. A temperatura e pressão ótimas de gaseificação foram encontradas como sendo de 1000°C e 3,5 MPa.

O desempenho de um sistema de ciclo combinado integrado de biomassa com um sistema de gaseificação de ar enriquecido em duas etapas foi avaliado em várias condições operacionais por Niu *et al.* (2021). O estudo concluiu que a razão de ar em excesso para a turbina a gás deve ser inferior a 3,5 para manter a temperatura de entrada projetada. Além disso, a razão de equivalência (RE) do processo de gaseificação pode ser diminuída e a qualidade do gás de síntese pode ser melhorada por meio do ajuste da porcentagem de oxigênio do ar enriquecido.

Zang *et al.* (2020) conduziram uma avaliação do ciclo de vida de oito sistemas de energia baseados em ciclos combinados de gaseificação integrada de biomassa, incluindo diferentes técnicas de gaseificação, combustão de gás de síntese e controle de emissão de CO₂. Os resultados indicaram que a tecnologia de combustão externa de gás de síntese apresenta menor potencial de aquecimento global, toxicidade humana e depleção do ozônio em comparação com a tecnologia de combustão interna de gás de síntese.

Ghiat *et al.* (2020) realizaram análises termodinâmicas, termoeconômicas e ambientais de um sistema de ciclo combinado à base de biomassa para a geração de energia integrado com captura e armazenamento de carbono. Os resultados mostram que o sistema proposto, com 80% de captura de carbono, tem emissões negativas de CO₂ e eficiências energética e exergética globais de 43,8% e 57,2%, respectivamente.

Hamrang *et al.* (2020) estudaram um novo sistema de ciclo combinado a base de gaseificação de biomassa para geração de eletricidade e água doce a partir de um sistema de dessalinização com unidades de recuperação de calor. Foram realizadas análises de energia, exergia e econômica para avaliar o desempenho do sistema. Os resultados mostraram que aumentar a temperatura de gaseificação resulta em menor geração de energia elétrica. A planta é viável do ponto de vista econômico com um período de retorno de 6,75 anos.

Tan *et al.* (2022) investigaram um ciclo combinado de gaseificação integrada de biomassa com combustão de oxicomustível e um sistema de captura de carbono. Nesse arranjo, CO₂ e H₂O provenientes do gás de exaustão da turbina a gás foram utilizados como agentes de gaseificação. Por meio do software Aspen Plus, foi explorado o impacto de alguns parâmetros no sistema. O estudo demonstrou que o aumento inicial na quantidade de gás carbônico resultou em um aumento na concentração de monóxido de carbono (CO) nos produtos de gaseificação e depois essa concentração diminuiu. A eficiência máxima de potência alcançada foi de 29,1% sob condições específicas de vazão de gás carbônico, razão de pressão e temperatura de entrada da turbina.

Os sistemas que utilizam biomassa como combustível são promissoras especialmente em suas vantagens ambientais e são consideradas viáveis do ponto de vista econômico após alguns anos de operação. Apesar disso, ainda não existem muitas plantas como essas em operação, o que demandaria altos investimentos quando comparado com a adaptação de plantas já existentes. Adicionalmente, as tecnologias baseadas somente em biomassa possuem baixa eficiência energética devido ao menor conteúdo energético da biomassa quando comparado com sistemas estabelecidos que operam com combustíveis tradicionais, como o gás natural. Soltani *et al.* (2013) obtiveram eficiências na ordem de 43%, enquanto Xiang *et al.* (2019) relataram uma eficiência máxima de 35,41%.

Uma alternativa promissora para resolver esses problemas é a integração ou hibridização de sistemas já existentes com sistemas de gaseificação de biomassa, de forma a promover uma transição energética gradual em direção as energias renováveis. As conclusões dos trabalhos já existentes na área de gaseificação podem servir como base para esses novos sistemas, que têm

o potencial de aproveitar instalações e equipamentos já em operação, diminuindo assim os custos de implementação e aumentando sua eficiência energética.

2.3.2 Sistemas de ciclo combinado com biomassa e gás natural

Um sistema híbrido é aquele sistema que utiliza mais de uma fonte de energia para geração de energia elétrica de forma conjunta e complementar. Para a composição desses sistemas podem ser usados sistemas eólicos, fotovoltaicos, diesel, hídricos ou outros, funcionando com armazenamento energético ou não (Siqueira *et al.*, 2014). A hibridização de sistemas térmicos com biomassa representa uma opção promissora para fornecer uma eletricidade estável à rede elétrica, principalmente para usinas de energia de pequena escala, de geração inferior a 5MW (Suresh; Thirumalai; Dasappa, 2019).

A utilização híbrida de combustíveis fósseis e biomassa/gás de síntese de biomassa oferece uma produção de energia superior em comparação com sistemas baseados exclusivamente na combustão de biomassa e, paralelamente, possibilitam uma utilização mais eficiente e econômica de combustíveis fósseis nos setores de geração de energia e calor (Ghiami; Khallaghi; Borhani, 2021).

Nesses sistemas, a energia gerada a partir da gaseificação é aproveitada de duas maneiras principais: no ciclo combinado integrado de coqueima de biomassa, onde o gás de síntese é queimado em conjunto com o gás natural na turbina a gás, constituindo um sistema de co-combustão, e em sistemas de ciclo combinado com queima externa ou suplementar, nos quais o gás de síntese é queimado em um combustor separado da turbina a gás (Morrone *et al.*, 2022; Pihl Erik *et al.*, 2010).

Khorshidi *et al.* (2016) examinaram o efeito da quantidade e qualidade do gás de biomassa na eficiência e na economia de uma planta de ciclo combinado a gás natural, ao utilizar co-combustão de biomassa gaseificada com diferentes métodos de gaseificação. Em proporções de combustão mais baixas, a escolha da tecnologia de gaseificação não influencia substancialmente o desempenho da planta, na emissão de CO₂ e no custo da eletricidade, diferente do que ocorre em proporções mais elevadas.

Kalina (2017) conduziu um estudo teórico considerando um sistema de ciclo combinado de pequena escala, composto por microturbinas a gás natural e queima suplementar em duas etapas do gás de síntese proveniente da gaseificação da madeira, além de um ciclo Rankine orgânico. Os resultados indicaram uma eficiência favorável na conversão de biomassa em eletricidade, situando-se na faixa de 22,29% a 37,65%.

Os estudos conduzidos por Soltani *et al.* (2015) e Moharamian *et al.* (2017) abordaram a análise de três diferentes configurações de ciclos: um ciclo combinado de gaseificação de biomassa com queima externa integrada (utilizando exclusivamente biomassa como combustível), um ciclo combinado de gaseificação de biomassa integrado com dois combustíveis queimados separadamente (biomassa e gás natural) e um ciclo combinado de pós-combustão.

Soltani *et al.* (2015) realizaram análises termodinâmicas e exergéticas, enquanto Moharamian *et al.* (2017) se concentraram em análises termodinâmicas e termoeconômicas. Em ambos os trabalhos, as configurações de ciclo combinado de pós-combustão integrada de biomassa apresentaram as maiores eficiências energéticas e exergéticas, enquanto as configurações que empregaram apenas a queima de biomassa (ciclo combinado de queima externa) exibiram as eficiências mais baixas. Embora nenhuma otimização tenha sido realizada, Moharamian *et al.* (2017) concluíram que o aumento da razão de pressão do compressor resulta em eficiências ótimas. Os valores ideais da razão de pressão associados a essas eficiências variam entre 9 e 12. Além disso, observou-se que o aumento da temperatura de entrada na turbina a vapor também contribui para o incremento das eficiências das plantas.

Morrone *et al.* (2022) compararam e observaram a otimização de dois sistemas de ciclo combinado, em que um dos sistemas utilizou o gás de síntese em um sistema de coqueima (*cofiring*) com gás natural, enquanto o outro foi alimentado com gás natural na turbina a gás e com combustão direta de biomassa em um sistema de pós-combustão. O autor destacou os efeitos da participação de biomassa nos indicadores de desempenho, como eficiência global e emissões de dióxido de carbono. O sistema de pós-combustão de biomassa demonstrou ser o mais adequado, com uma taxa de alimentação de biomassa de 35,3% e uma eficiência de biomassa de 41,8%.

Zhang *et al.* (2018) e Zhang *et al.* (2019) analisaram sistemas combinados de resfriamento, aquecimento e eletricidade (CCHP), integrando biomassa, gás natural e energia geotérmica. Nos sistemas propostos, o gás de síntese foi queimado em conjunto com o gás natural na turbina a gás. Esses estudos exploraram a influência de parâmetros operacionais e econômicos no desempenho do sistema. Os resultados indicam que a introdução de gás natural melhora a eficiência energética e reduz significativamente o custo nivelado de energia. A análise paramétrica indicou que a eficiência exergética aumenta inicialmente com o aumento do gás natural e depois se estabiliza. A eficiência energética global do sistema proposto para as razões mássicas de gás de 0, 0,5 e 1,0 foi de 75,72%, 97,05% e 99,28%, respectivamente, enquanto a eficiência exergética é de 23,18%, 32,45% e 33,55%, respectivamente. Quando a

concentração de gás natural na mistura aumentou de 0 a 1,0, o custo exergético unitário da eletricidade gerada pela turbina a gás reduziu de 11,26 \$/GJ para 3,84 \$/GJ. No entanto, a eletricidade gerada pela turbina a vapor não apresenta a mesma tendência, pois sua fonte de energia é o calor sensível dos gases de combustão da biomassa, cuja vazão permaneceu constante ao longo do processo.

O estudo de Božo *et al.* (2019) propôs estabelecer parâmetros para a viabilidade prática da utilização do gás de gaseificação proveniente de sabugo de milho como complemento ao metano em sistemas de turbinas a gás. O objetivo era avaliar o impacto das variações na composição do combustível sobre os produtos da combustão e o desempenho da planta. O autor demonstrou que uma co-combustão com uma participação máxima de 10% de gás de síntese é viável sem a necessidade de modificação do sistema.

Ghiami, Khallaghi e Borhani (2021) investigaram um novo processo baseado na co-combustão de *pellets* de madeira de gás de síntese e gás natural, empregando uma queima em estágios em um ciclo combinado com um ciclo de gás carbônico supercrítico. O estudo englobou análises termodinâmicas e econômicas, bem como uma análise de emissões de CO₂ ao longo da vida útil do projeto. O único parâmetro variado nas análises termodinâmicas foi a proporção de biomassa na mistura de combustível, resultando em eficiências na faixa de 42,6% a 45,5%.

Asgari, Saray e Mirmasoumi (2020) apresentaram uma proposta inovadora de sistema de trieração, que compreende um ciclo de turbina a gás, uma unidade de gaseificação, uma unidade de aquecimento e um ciclo de refrigeração por absorção de efeito simples. Esse sistema operou utilizando gás natural e resíduos sólidos municipais como fontes de combustível. Os autores conduziram um estudo do desempenho sazonal do sistema. Segundo os autores, há uma proporção ideal de mistura de biomassa na qual a eficiência geral do sistema atinge um nível satisfatório, e essa proporção pode ser determinada por meio de uma otimização exergoeconômica do sistema.

Jalili *et al.* (2022) realizaram uma análise exergética e termoeconômica de um sistema de geração combinada de calor, potência e resfriamento alimentado por co-combustão de gás natural e gás de síntese. Eles investigaram os impactos de parâmetros como a temperatura de entrada na turbina a gás, a pressão de entrada na câmara de combustão e a quantidade de gás natural misturado com gás de síntese. Similarmente a outros estudos mencionados, não foi conduzida uma otimização numérica para determinar a melhor combinação de parâmetros operacionais.

Cao *et al.* (2023) investigaram um sistema combinado de gaseificação e gás natural alimentado por uma co-combustão de gás natural e gás de síntese acoplado com um Sistema de Armazenamento de Energia Líquida (LAES) para melhorar o poder calorífico do combustível e reduzir a quantidade de ar da turbina a gás. O conjunto de turbina a gás e o gaseificador foram identificados como principais fontes de destruição exergética. À medida que a taxa de queima mista aumentou, a eficiência elétrica do sistema com LAES aumentou 5,6% em comparação com o sistema sem LAES.

Laleh *et al.* (2023) investigaram os efeitos da injeção de hidrogênio na câmara de combustão em um ciclo combinado de co-combustão de gás natural e gás de síntese com a produção de hidrogênio. A injeção de hidrogênio reduziu o consumo de gás natural em cerca de 33% e as emissões de CO₂ em cerca de 11%, além de outros benefícios ambientais.

O estudo de Tan *et al.* (2023) explorou um ciclo combinado de gás natural integrado à gaseificação de biomassa por meio de uma co-combustão com oxigênio puro, em que parte do gás de exaustão é enviado para as unidades de separação, onde o CO₂ e H₂O são separados e utilizados como agentes de gaseificação. Foi examinado as condições do processo de gaseificação e suas implicações no desempenho do sistema, bem como nas avaliações econômicas e ambientais. A proporção de mistura de biomassa pode atingir um máximo de 0,33. O aumento da temperatura de gaseificação de 650°C para 950°C causa um aumento significativo na eficiência energética. Além disso, a maior eficiência energética do sistema foi de 0,520 com uma proporção de mistura de biomassa de 0,10.

Pelegrini (2021) estudou a integração de um sistema de gaseificação em uma termelétrica a gás natural em um sistema de coqueima por meio de uma análise da viabilidade técnica, ambiental e econômica. Os resultados mostraram que quantidades controladas de gás de síntese na mistura de combustível não causaram grandes mudanças nas condições de operação do ciclo e a alternativa proposta representa uma possibilidade para a diminuição das emissões de carbono. A análise econômica concluiu que a proposta possui valores de VPL positivos.

A revisão bibliográfica revela que o campo de estudo a respeito de integração de sistemas de ciclo combinado a base de gás natural com sistemas de gaseificação ainda é relativamente novo, com a maior parte dos trabalhos sendo produzida nos últimos anos. Além disso, o impacto da variação de diferentes parâmetros operacionais no ciclo combinado como um todo foi pouco discutido, com muitos trabalhos focando apenas em um tipo de análise ou em aspectos específicos, como a proporção de biomassa, a injeção de hidrogênio ou a vazão mássica de ar. Nos artigos que abordam o uso híbrido de gás de síntese e gás natural, não houve

discussão sobre os efeitos dos parâmetros de gaseificação na planta. As pesquisas analisadas indicam que este é um campo de estudo promissor, mas carece de análises mais detalhadas, especialmente no que diz respeito à identificação da interação entre os parâmetros e de condições operacionais ideais para promoção da melhoria do desempenho do sistema.

Nesse contexto, a otimização surge como uma ferramenta essencial para explorar as melhores combinações de parâmetros e configurações, buscando melhorar aspectos como geração de energia, eficiência energética, além de reduzir as emissões de poluentes.

2.4 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA

Durante o processo de desenvolvimento de sistemas térmicos, surge a necessidade de determinar quais processos e equipamentos devem ser selecionados e como devem ser organizados, bem como identificar as condições de operação como temperatura, pressão, vazões mássicas e composição química ideais para cada fluxo no sistema. Essas questões fundamentais podem ser abordadas por meio da formulação de um problema de otimização apropriado (Bejan, Tsatsaronis, Moran, 1996).

Otimização significa obter o melhor resultado possível sob restrições de projeto e/ou operacionais (Rao, 2009). O objetivo da otimização é a maximização ou minimização de uma função objetivo para um dado processo com ou sem restrições. Existem diversos métodos disponíveis para resolver problemas de otimização, entre esses métodos estão os métodos baseado em Algoritmos Genéticos, *Simulated Annealing*, *Particle Swarm*, Colônia de Formigas, otimização baseada em Metamodelos, Lógica Fuzzy, dentre outros (Rao, 2009).

Na elaboração de um processo de otimização, algumas quantidades são consideradas como parâmetros pré-definidos, os quais são fixos, enquanto outras são tratadas como variáveis no processo, sendo denominadas variáveis de projeto ou de decisão. Por outro lado, as restrições de projeto representam os critérios que devem ser cumpridos para criar um *design* aceitável e funcional (Rao, 2009). Ao selecionar essas variáveis, é fundamental identificar quais delas possuem maior ou menor impacto no desempenho e nos custos do sistema. Um modelo matemático é utilizado para descrever como as variáveis do problema estão interligadas e como as variáveis independentes afetam o critério de desempenho. O modelo de um problema de otimização consiste na função objetivo que precisa ser maximizada ou minimizada, bem como nas equações e inequações que representam as restrições (Bejan, Tsatsaronis, Moran, 1996).

Mondal *et al.* (2021) realizaram a otimização de uma usina de ciclo combinado alimentada por resíduos sólidos municipais. O objetivo foi minimizar o preço da eletricidade e

ao mesmo tempo maximizar a eficiência exergética do sistema. As variáveis de decisão consideradas nesse estudo abrangeram a pressão de saída do compressor, bem como a temperatura e pressão de entrada das turbinas, além das diferenças de temperatura na extremidade quente do combustor e na caldeira de recuperação.

Cao *et al.* (2021) conduziram uma avaliação termoeconômica de um ciclo combinado triplo alimentado por biomassa. Utilizando o método algoritmo genético, realizaram uma otimização visando minimizar o custo da eletricidade. As variáveis de decisão foram definidas como as temperaturas de entrada das turbinas, a diferença de temperatura do ponto de aproximação e as razões de pressão dos compressores, que posteriormente foram identificadas como as principais variáveis que afetam o desempenho do ciclo.

Cao *et al.* (2022) apresentaram uma combinação de dois ciclos Brayton fechados operando com nitrogênio e dióxido de carbono supercrítico como fluidos de trabalho impulsionado pela gaseificação de biomassa. Os pesquisadores conduziram um estudo termodinâmico e econômico, explorando o efeito das principais variáveis de projeto, bem como realizaram uma otimização multiobjetivo. Os resultados indicaram uma eficiência exergética de 43,51% com um custo de energia de 19,78 \$/GJ no ponto ótimo.

Hai *et al.* (2023) analisaram um ciclo combinado que utiliza gás de síntese produzido a partir de biomassa, onde investigaram o efeito das variáveis de projeto nos componentes de desempenho, além de conduzirem uma otimização multiobjetivo para determinar o projeto ideal do sistema. As principais conclusões indicam que um aumento na temperatura de entrada da turbina resulta em um aumento na potência gerada pelo ciclo de gás, juntamente com uma redução na potência gerada pelo ciclo de vapor e, por fim, uma pequena redução na potência total.

Ainda são escassos os trabalhos a respeito da otimização de sistemas de geração de energia elétrica em ciclos combinados com turbina a gás alimentados com gás natural integrados com sistema de gaseificação de biomassa, conforme proposto no presente trabalho. Os trabalhos que foram encontrados a respeito desse tema foram os de Ren *et al.* (2023) e Bai *et al.* (2023). Ambos estudaram sistemas com a integração a partir de sistemas de pós-combustão de biomassa, e focaram principalmente em aspectos exergéticos e econômicos.

Ren *et al.* (2023) conduziram um estudo sobre um sistema de geração combinada de energia e resfriamento composto por uma turbina a gás que utiliza combustível duplo de gás natural e biomassa, um ciclo Rankine orgânico e um ciclo de refrigeração por absorção. Os pesquisadores empregaram uma otimização multi-objetiva com o auxílio do método algoritmos genéticos, com base em métricas exergéticas, exergoeconômicas e exergoambientais. As

variáveis de decisão abordadas pelos autores consistiram na razão de pressão do compressor, na temperatura de saída do pré-aquecedor do ar que entra no compressor, na temperatura de entrada da turbina a gás, na diferença de temperatura na extremidade fria do aquecedor incorporado na unidade da turbina a gás e nas pressões e temperaturas de saída dos geradores de vapor. Concluiu-se que maiores eficiências podem ser alcançadas ao aumentar a temperatura de entrada da turbina a gás e a pressão de entrada da turbina a vapor. No entanto, a condição otimizada resultou em menores custos em comparação ao caso base, embora isso tenha sido acompanhado por uma redução na eficiência exergética.

Bai *et al.* (2023) conduziram uma otimização multiobjetivo de um sistema de geração de energia a partir de um ciclo de turbina a gás com um processo de pós-combustão de gás de síntese de biomassa. O ciclo ainda engloba dois ciclos Rankine orgânicos e uma unidade de refrigeração. Os parâmetros de otimização foram a razão do compressor de ar, a diferença de temperatura na extremidade fria, as temperaturas da turbina a gás e do gerador e as pressões das turbinas a vapor. A análise revelou que a câmara de combustão é responsável pela maior taxa de destruição de exergia, correspondendo a 44% do total. Após a otimização triobjetivo, o sistema de energia apresentou um aumento de 3,72% na geração de energia elétrica e de 24,4% na capacidade de resfriamento. Além disso, os valores do custo nivelado de energia e do impacto ambiental unitário do produto foram reduzidos em aproximadamente 9,4% e 16,8%, respectivamente.

Ren *et al.* (2023) e Bai *et al.* (2023) consideraram uma configuração na qual o gás de síntese foi queimado separadamente do gás natural. Logo, parâmetros como qualidade e proporção do gás de síntese utilizados não foram considerados. Adicionalmente, o objetivo das otimizações foi alcançar valores ótimos de eficiência exergética, de custo de eletricidade e de índices de impacto ambiental.

O tema de otimização em sistemas de gaseificação ainda é relativamente recente, havendo diversas configurações de acoplamento, além de parâmetros e objetivos que permanecem inexplorados.

Alguns parâmetros de gaseificação foram considerados na otimização de ciclos que utilizaram somente o gás de síntese como combustível, como o de Hai *et al.* (2023), já citado anteriormente. Nesse estudo, os autores também utilizaram o método algoritmos genéticos na otimização. Os dois objetivos da otimização foram a eficiência exergética e a taxa de custo total. As variáveis de decisão consideradas foram o teor de umidade da biomassa, a temperatura de gaseificação, a razão de pressão do compressor, a pressão de entrada da caldeira de

recuperação, a temperatura de entrada da turbina e a diferença de temperatura entre o gás que sai e a água que entra no evaporador.

O presente trabalho tem como objetivo realizar uma análise utilizando parâmetros de otimização semelhantes aos dois trabalhos citados, porém considerando um sistema de gaseificação integrado a uma planta já em operação, utilizando gás natural como combustível e um ciclo Rankine a vapor tradicional como ciclo secundário, diferente de grande parte das plantas investigadas na literatura. Adicionalmente, serão investigadas diferentes funções objetivo, com suporte de análises de sensibilidade para garantir a robustez e a confiabilidade dos resultados obtidos.

Portanto, este trabalho propõe a integração e otimização de um sistema de geração de potência a gás natural com um sistema de gaseificação de biomassa. O método de integração utilizado foi a co-combustão de gás natural com gás de síntese, produto do processo de gaseificação. O método de otimização utilizado foi o algoritmo genético aplicado sob diferentes objetivos e restrições. A investigação foi realizada utilizando os *softwares* IPSE GO® e modeFRONTIER®. As novidades e contribuições deste trabalho são:

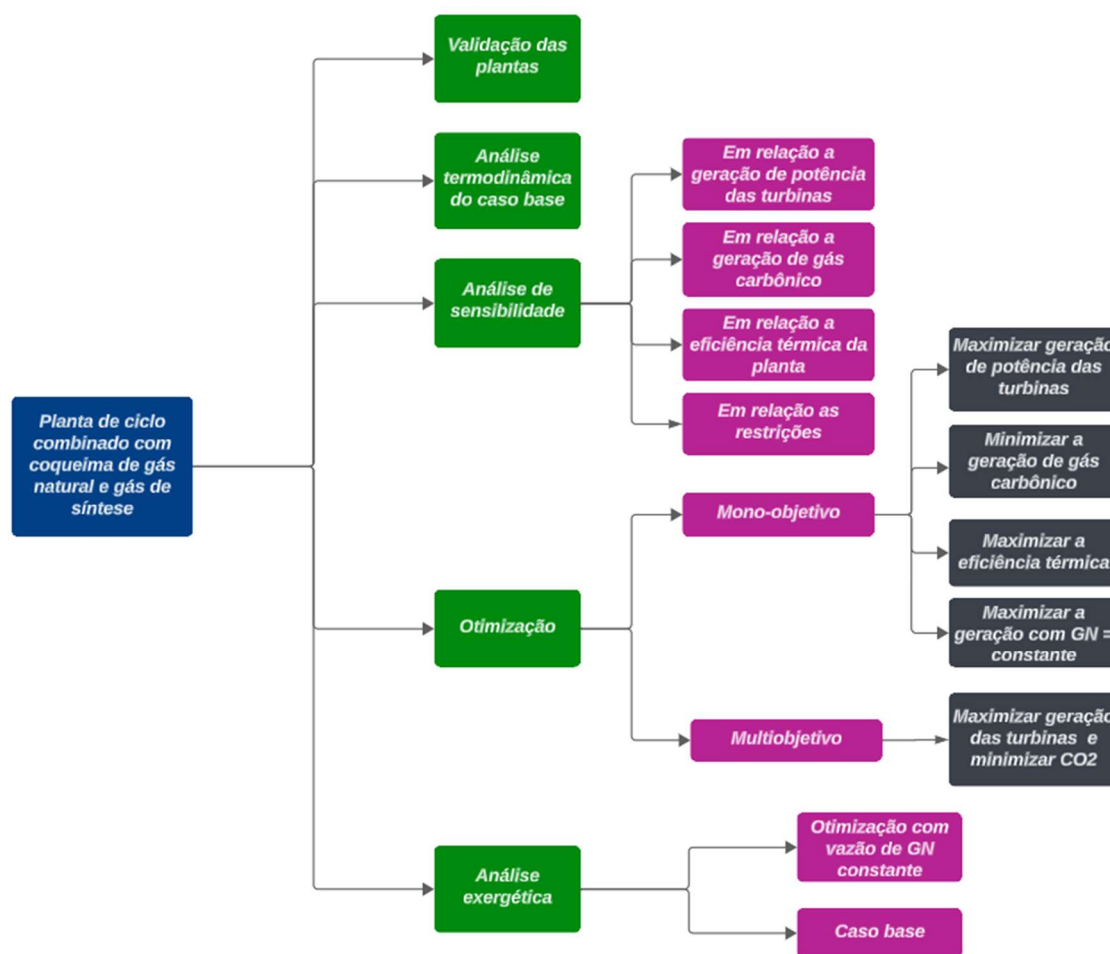
- (1) Projeto da configuração de uma usina de ciclo combinado existente, operando com gás natural acoplado com um sistema de gaseificação de biomassa. Gás natural e biomassa são usados como combustíveis em um sistema de co-combustão. A energia residual da turbina a gás é utilizada na turbina a vapor.
- (2) Avaliação do sistema proposto por meio de análises termodinâmicas, análises paramétricas e análises de sensibilidade para identificar os efeitos dos principais parâmetros de projeto no desempenho do sistema.
- (3) Implementação de procedimento de otimizações mono-objetivo e multiobjetivo baseados em métricas termodinâmicas e ambientais, para determinar os parâmetros ótimos de projeto do sistema proposto.
- (4) Avaliação do impacto de diferentes proporções de mistura de gás natural e gás de síntese nos parâmetros de otimização.

3 METODOLOGIA

Foram modeladas e otimizadas as condições de operação de uma planta de geração de energia elétrica operando em um ciclo combinado gás-vapor incorporando um sistema de gaseificação por meio de uma abordagem de coqueima de gás natural e gás de síntese. Para alcançar esse objetivo, foram utilizados dados das condições de operação de uma usina termelétrica real que opera com base em gás natural, bem como informações obtidas na literatura.

As análises realizadas englobaram a análise termodinâmica, análises paramétricas, análises de sensibilidade, análise exergética, além de otimização mono-objetivo e multiobjetivo, de acordo com diferentes funções objetivo. A Figura 5 apresenta um fluxograma com as análises desenvolvidas nesse trabalho.

Figura 5 - *Framework* das análises conduzidas no trabalho.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Todas as análises foram conduzidas utilizando os *softwares* IPSE GO para modelagem termodinâmica, e modeFRONTIER e ESTECO modeFRONTIER para as análises de sensibilidade e otimização numérica. A metodologia utilizada em cada uma dessas etapas está detalhada nos tópicos subsequentes.

3.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA

3.1.1 *Software* IPSE GO

A análise termodinâmica foi realizada com o auxílio do *software* IPSE GO, que é um *software* comercial que calcula os balanços térmicos e vazões mássicas, bem como processos em engenharia de energia, química e outras áreas.

A modelagem se dá a partir de bibliotecas que contêm modelos dos principais equipamentos utilizados em plantas de sistemas de potência, tais como combustores, turbinas, compressores, condensadores, bombas e outros equipamentos.

O IPSE GO é um *software* baseado em nuvem, disponível de forma online, de modo que não requer nenhuma instalação, permitindo ao usuário acesso aos seus projetos quando e onde precisar. Esse tipo de funcionalidade também permite aos usuários a colaboração e o compartilhamento pela própria plataforma.

A modelagem do ciclo combinado gás-vapor (Figura 8) foi realizada a partir da biblioteca de Plantas de Potência Avançadas (APP), enquanto a modelagem do processo de gaseificação (Figura 7) foi realizada por meio da biblioteca de Processos de Pirólise e Gaseificação (PGP). Mais detalhes sobre essas bibliotecas são apresentados nos Anexos A e B.

A licença de utilização desse *software* foi gentilmente cedida pela SimTech® pelo período de um ano.

3.1.2 Metodologia da análise termodinâmica

A análise termodinâmica realizada teve como objetivo determinar a eficiência, a geração de energia térmica e a potência dos principais equipamentos encontrados nas plantas em questão, tais como turbinas, trocadores de calor, condensadores e gaseificadores. Adicionalmente, foi avaliada a eficiência líquida de cada uma das plantas investigadas.

Os cálculos foram realizados a partir do balanço de massa e energia para volumes de controle apresentado nas Equações 1 e 2, respectivamente.

$$\sum_{e=1}^n \dot{m}_e = \sum_{s=1}^n \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{e=1}^n \dot{m}_e h_e - \sum_{s=1}^n \dot{m}_s h_s \quad (2)$$

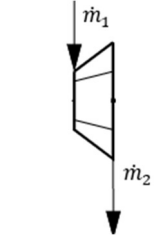
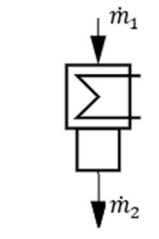
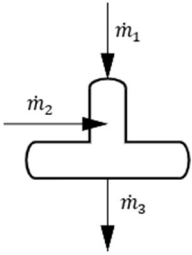
sendo: E a energia total, \dot{Q} o fluxo de transferência de calor com o meio ambiente, \dot{W} a potência realizada e \dot{m} a vazão mássica dos escoamentos. Os subscritos ‘e’ e ‘s’ representam, respectivamente, as entradas e as saídas. Os sistemas são considerados como operando em regime permanente ($\frac{dE}{dt} = 0$) e desprezam variações de energia cinética e potencial.

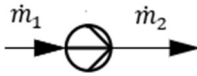
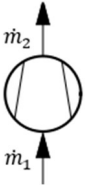
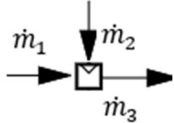
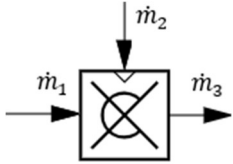
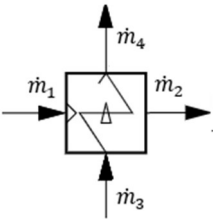
Os seguintes equipamentos são considerados adiabáticos: gaseificador, turbina, desaerador, bomba, compressor, misturador, câmara de combustão e tubulão de vapor.

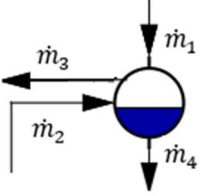
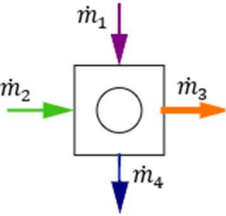
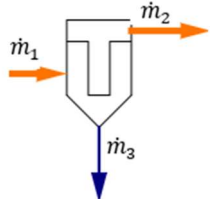
O Quadro 4 apresenta os balanços de massa e de energia baseados na Primeira Lei da Termodinâmica para os equipamentos que compõem a planta de potência, sendo que os subscritos de 1 a 5 podem representar entradas ou saídas, dependendo do componente.

Nas equações, os trabalhos realizados pelo sistema sobre as vizinhanças são considerados positivos e os trabalhos realizados sobre o sistema pelas vizinhanças são considerados negativos. Já as transferências de calor para o sistema são consideradas positivas enquanto as transferências de calor do sistema são consideradas negativas.

Quadro 4 - Balanços de massa e energia para os componentes que compõem a planta.

Equipamento	Figura Esquemática	Balanço de massa	Balanço de energia
Turbina		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$(\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2) \cdot \eta_m - \dot{W}_T = 0$
Condensador		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$h_1 \cdot \dot{m}_1 - h_2 \cdot \dot{m}_2 + \dot{Q} = 0$
Desaerador		$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 - h_3 \cdot \dot{m}_3 = 0$

Bomba		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\frac{\dot{m}_1(h_1 - h_2)}{\eta_m} - \dot{W}_P = 0$
Compressor		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\frac{\dot{m}_1(h_1 - h_2)}{\eta_m} - \dot{W}_C = 0$
Misturador		$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 - h_3 \cdot \dot{m}_3 = 0$
Câmara de combustão		$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$(h_{f1} - h_1) \cdot \dot{m}_1 + (h_{f2} - h_2) \cdot \dot{m}_2 - (h_{f3} - h_3) \cdot \dot{m}_3 = 0$
Trocador de Calor		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$h_1 \cdot \dot{m}_1 = h_2 \cdot \dot{m}_2 - \dot{Q}$ $h_3 \cdot \dot{m}_3 = h_4 \cdot \dot{m}_4 + \dot{Q}$

Tubulão de vapor		$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$	$h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 - h_3 \cdot \dot{m}_3 - h_4 \cdot \dot{m}_4 = 0$
Gaseificador		$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$	$h_1 \cdot \dot{m}_1 + h_2 \cdot \dot{m}_2 - h_3 \cdot \dot{m}_3 - h_4 \cdot \dot{m}_4 = 0$
Separador		$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$	$h_1 \cdot \dot{m}_1 - h_2 \cdot \dot{m}_2 - h_3 \cdot \dot{m}_3 + \dot{Q} = 0$

Fonte: Elaboração do próprio autor.

No Quadro 4, η_m e h_f representam a eficiência mecânica dos componentes e a entalpia de formação das substâncias componentes dos escoamentos, respectivamente. A eficiência isentrópica é utilizada diretamente pelo software no cálculo das entalpias finais dos escoamentos. A eficiência elétrica dos componentes foi considerada como 100% em todas as análises.

A razão estequiométrica do combustor é definida como a razão entre a vazão mássica de ar admitida na câmara de combustão e a vazão mássica de ar estequiométrico da reação de combustão. A razão de equivalência da gaseificação (RE) funciona de forma semelhante, porém refere-se exclusivamente ao gaseificador de biomassa.

$$\lambda_c = \frac{\text{vazão mássica de ar real}}{\text{vazão mássica de ar estequiométrica}} \quad (3)$$

$$RE = \frac{\text{vazão mássica de ar real}}{\text{vazão mássica de ar estequiométrica}} \quad (4)$$

A eficiência térmica da planta de potência foi admitida como sendo a geração de eletricidade líquida da planta pela energia fornecida pelos combustíveis. Esse parâmetro é calculado de acordo com a Equação 5, sendo PCI o poder calorífico inferior dos combustíveis e os subscritos SC e P representam o compressor do gás de síntese e as bombas. Nos resultados de eficiência, o combustível de entrada considerado foi o gás de síntese, e não a biomassa sólida. Sendo assim, os efeitos do processo de gaseificação não foram considerados no cálculo desse parâmetro.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{SC} - \dot{W}_P}{\dot{m}_{GN}PCI_{GN} + \dot{m}_{GS}PCI_{GS}} \quad (5)$$

É fundamental realizar uma estimativa da emissão de gás carbônico em plantas térmicas de geração de energia. Segundo Cao *et al.* (2021), a emissão de CO₂ em quilogramas por kWh de eletricidade gerada (ε_{CO_2}) pode ser calculada através de um parâmetro chamado índice de emissão, de acordo com a Equação 6.

$$\varepsilon_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{W}_{liq}} \cdot 3600 \quad (6)$$

onde: \dot{m}_{CO_2} é a vazão mássica de gás carbônico gerada em kg/s e \dot{W}_{liq} a geração de eletricidade líquida da planta em kW.

Os parâmetros operacionais foram avaliados de acordo com diferentes misturas de coqueima. A proporção de gás natural e gás de síntese foi definida por um parâmetro chamado razão de mistura de gás (Jalili *et al.*, 2022). Durante a coqueima de gás natural e gás de síntese, a razão de mistura de gás, RMG, é expressa de acordo com a Equação 7.

$$RMG = \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_{GS}} \quad (7)$$

As condições adotadas nas simulações foram: temperatura ambiente igual a 26°C, pressão equivalente a 1,04 bar e umidade relativa de 70%. Esses valores foram utilizados no trabalho de Botamede e Salviano (2023), de onde foram retirados os dados da planta de referência, apresentados no tópico 3.2.

A Tabela 1 apresenta a composição do ar atmosférico utilizado em todas as simulações. Essa composição é sugerida pelo *software* IPSE GO.

Tabela 1 - Composição do ar atmosférico utilizado nas simulações.

Componente	Fração mássica
N ₂	0,7428
O ₂	0,2276
H ₂ O	0,0164
Ar	0,0132

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Uma das fontes de origem do gás natural utilizado no Brasil é proveniente do gasoduto Bolívia-Brasil. O gás proveniente da Bolívia possui uma composição de LGNs (Líquidos de Gás Natural) típica de um gás não associado e apresenta um teor limitado de propano e butano, devido ao processamento ocorrer antes de sua entrada no Brasil (CNI, 2019).

A Tabela 2 apresenta a composição típica do gás natural boliviano que foi utilizada nas simulações. A partir dessa composição, o PCI do gás natural calculado pelo próprio *software* IPSE GO foi de 36,43 MJ/kg.

Tabela 2 - Composição do gás natural utilizado nas simulações.

Componente	Fração Molar
CH ₄ (Metano)	0,893
C ₂ H ₆ (Etano)	0,058
C ₃ H ₈ (Propano)	0,016
Butano e mais pesados	0,009

Fonte: CNI (2019).

3.1.3 Metodologia da análise exergética

A análise exergética foi realizada manualmente com auxílio do *software* Microsoft Excel com base nos dados da análise termodinâmica realizada e na metodologia detalhada a seguir. Aplicando a Segunda Lei da Termodinâmica em regime permanente, o balanço de exergia pode ser expresso da seguinte forma:

$$\dot{E}x_Q + \sum_{e=1}^n \dot{m}_e ex_e = \dot{E}x_w + \dot{E}x_D + \sum_{s=1}^n \dot{m}_s ex_s \quad (8)$$

sendo: $\dot{E}x_Q$, $\dot{E}x_w$ e $\dot{E}x_D$ as taxas de transferência de exergia por calor, potência e destruição de exergia, respectivamente. Além disso, ex denota a exergia específica de um escoamento, que é dividida em dois componentes: exergia física específica (ex_{ph}) e exergia química específica (ex_{ch}). Os outros termos são definidos da seguinte maneira (Ahmadi; Dincer; Rosen, 2011):

$$\dot{E}x_{Q_i} = \left(1 - \frac{T_o}{T_i}\right) \cdot \dot{Q}_i \quad (9)$$

$$\dot{E}x_w = \dot{W} \quad (10)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (11)$$

$$ex_{ph} = (h - h_o) - T_o \cdot (s - s_o) \quad (12)$$

em que: T é a temperatura absoluta e s é a entropia específica. O subscrito ‘o’ refere-se às condições do ambiente de referência, consideradas aqui como $T_o = 26^\circ\text{C}$ e $P_o = 1,04$ bar. O subscrito ‘i’ refere-se T_i a fronteira em que ocorre a transferência de calor.

A exergia química específica de um combustível sólido (e_f^{ch}) pode ser estimada da seguinte forma:

$$e_f^{ch} = \beta \cdot PCI \quad (13)$$

sendo: PCI o poder calorífico inferior do combustível e β o fator de correção. A correlação estatística para o fator de correção usada foi (Kalina, 2017):

$$\beta = \frac{1.044 + 0.016 \frac{H}{C} - 0.3493 \frac{O}{C} \left(1 + 0.0531 \frac{H}{C} \right) + 0.0493 \frac{N}{C}}{1 - 0.4124 \frac{O}{C}} \quad (14)$$

Na equação, N, O, C e H representam as frações em massa de nitrogênio, oxigênio, carbono e hidrogênio na biomassa, respectivamente.

Para as misturas de gases ideais, como o gás natural, simplificação utilizada pelo próprio IPSE GO, a exergia química específica pode ser calculada como (Zhang et al., 2018):

$$ex_{ch} = \sum_i x_i \cdot e_{0,i}^{ch} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum x_i \cdot \ln x_i \quad (15)$$

sendo: x_i a fração molar do i -ésimo componente e $e_{0,i}^{ch}$ a exergia química padrão de um composto químico puro i , que são baseados em um ambiente de referência de exergia-padrão que apresenta valores de temperatura e pressão ambientes, como 25°C e 1 atm, respectivamente (Moran *et al.* 2018).

Quando no equipamento há uma distinção clara de quem é o insumo energético e qual o produto útil obtido, como aquecimento ou potência, a eficiência exérgica, chamada de racional, é definida como a razão entre a exergia útil (E_U) e a exergia do combustível ou disponível pelo componente (E_F). A Equação 13 apresenta a equação utilizada para o cálculo desse parâmetro (Jalili *et al.*, 2022).

$$\varepsilon = \frac{E_U}{E_F} \quad (16)$$

A eficiência exérgica de segundo tipo, normalmente utilizada para sistemas dissipativos, é calculada pelo quociente entre a exergia total do escoamento que deixa o

componente ($\dot{E}x_s$) e a exergia total que entra ($\dot{E}x_e$). Essa descrição é apresentada na Equação 14 (Kotas, 1995).

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{E}x_s}{\sum_{i=1}^n \dot{E}x_e} \quad (17)$$

O balanço de exergia e a eficiência exergetica para os componentes do sistema estão apresentados no Quadro 5 com base nas equações apresentadas. As fontes de destruição de exergia consideradas incluem combustão, transferência de calor e perdas térmicas e de pressão no caminho do escoamento.

Quadro 5 - Balanço exergetico e eficiência exergetica dos componentes do sistema.

Componente	Balanço exergetico	Eficiência exergetica
Gaseificador	$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_f - \dot{E}x_2 - \dot{E}_D = 0$	$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_f}$
Turbina	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{W} - \dot{E}_D = 0$	$\varepsilon = \frac{\dot{W}}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2}$
Bomba/Compressor	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W} - \dot{E}_D = 0$	$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}}$
Câmara de combustão	$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_f - \dot{E}x_2 - \dot{E}_D = 0$	$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_2}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_f}$
Caldeira de recuperação	$\dot{E}x_{1,h} + \dot{E}x_{1,c} - \dot{E}_{2,h} - \dot{E}_{2,c} - \dot{E}_D = 0$	$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{2,c} - \dot{E}x_{1,c}}{\dot{E}x_{2,h} - \dot{E}x_{1,h}}$
Condensador	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{E}_D = 0$	$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}x_1}$
Desaerador	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{E}_D = 0$	$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}x_1}$

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A eficiência exergetica do sistema pode ser expressa como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{TG} + \dot{E}x_{TV} - \dot{E}x_{SC} - \dot{E}x_P}{\dot{E}x_{GN} + \dot{E}x_B + \dot{E}x_{AR}} \quad (18)$$

sendo: $\dot{E}x_{TG}$ e $\dot{E}x_{TV}$ a potência gerada pela turbina a gás e pela turbina a vapor, respectivamente; $\dot{E}x_{SC}$ e $\dot{E}x_P$ a potência consumida pelo compressor de gás de síntese e pelas bombas, respectivamente; $\dot{E}x_{NG}$ a exergia do gás natural; $\dot{E}x_B$ a exergia da biomassa, kW; $\dot{E}x_{AR}$ a exergia do ar.

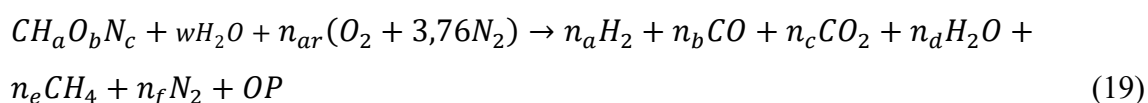
3.1.4 Metodologia do processo de gaseificação

Os modelos químicos utilizados na biblioteca do IPSE GO PGP_Lib foram originalmente desenvolvidos na Universidade de Tecnologia de Viena. A estrutura básica dos métodos de cálculo de propriedades físicas e modelos de componentes são referentes ao modelo descrito no trabalho de Hofbauer *et al.* (2003).

A modelagem termodinâmica do sistema de gaseificação implementada no *software* IPSE GO segue os seguintes pressupostos:

1. As equações são solucionadas sem considerar os efeitos da energia cinética e da energia potencial.
2. O fluido de trabalho é tratado como um gás ideal.
3. A estrutura de cálculo de todos os modelos segue as leis de conservação de massa e energia.
4. As variáveis são modeladas em regime permanente.
5. Nas reações químicas, o equilíbrio das reações é atingido. As constantes de equilíbrio são funções somente da temperatura e podem ser calculadas pela minimização da energia livre de Gibbs.

A equação geral da reação de gaseificação pode ser escrita conforme a Equação 15 (Asgari; Saray; Mirmasoumi, 2020).



sendo: w a umidade da biomassa, n_{ar} os moles de oxigênio por moles de biomassa no processo de gaseificação e n_a, n_b, n_c, n_d, n_e e n_f os moles das substâncias presentes nos produtos. O elemento OP representa outras substâncias presentes em menores quantidades nos produtos de gaseificação, como hidrocarbonetos, argônio presente no ar atmosférico, compostos nitrogenados e de enxofre. Essas substâncias representam, em geral, menos de 2% dos produtos totais.

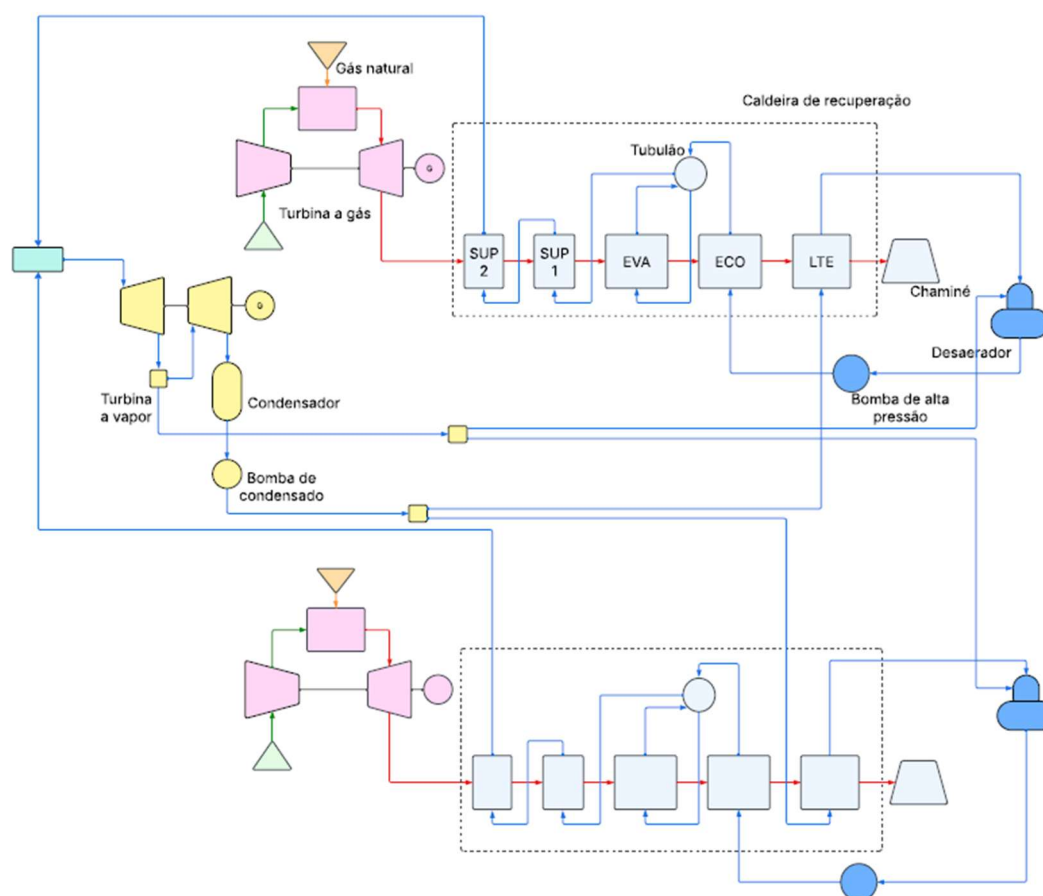
3.2 DADOS DA PLANTA

A planta de potência que foi modelada e otimizada opera em um ciclo combinado composto por ciclos a gás e vapor e foi baseada nas características de uma planta atualmente em operação na região de Três Lagoas, Mato Grosso do Sul. Essa planta usa gás natural como combustível e gera cerca de 360 MW para o sistema elétrico nacional. Os dados utilizados foram apresentados por Botamede e Salviano (2023). Detalhes dos dados de operação estão no tópico 4.1.1, referente a validação da planta de potência de referência.

Esta unidade geradora é constituída por duas turbinas a gás (TG) de 60 MW, duas caldeiras de recuperação de calor e uma turbina a vapor de condensação (TV) de 60 MW. Os dois conjuntos formados pela turbina a gás e pela caldeira de recuperação são idênticos e o segundo conjunto é apresentado de forma duplicada na parte inferior da figura.

A turbina a vapor está equipada com um sistema de extração de baixa pressão, que fornece vapor para o desaerador. A caldeira de recuperação de calor, destacada com uma linha pontilhada, opera com o gás de exaustão da turbina a gás e é formada pelo economizador de baixa temperatura (LTE), economizador (ECO), evaporador (EVA) e superaquecedores (SUP) primário e secundário.

A Figura 6 apresenta um esquema da planta de potência usada como referência.

Figura 6 - *Layout* geral da planta termelétrica de referência.

Fonte: Elaboração do próprio autor.

O ciclo se inicia pela admissão de ar no compressor, que é admitido na câmara de combustão, onde se mistura com o gás natural para dar início a reação de combustão. O gás resultante da queima do combustível, composto principalmente por N_2 , O_2 , CO_2 e H_2O , passa pela expansão na turbina e gera trabalho de eixo. Em seguida, o gás de combustão é direcionado para a caldeira de recuperação de calor e depois descartado através da chaminé.

A energia proveniente das duas caldeiras de recuperação por meio do vapor gerado é usada pelo ciclo de vapor (Rankine). O escoamento que sai desse ciclo é dividido e direcionado para os economizadores de baixa temperatura e, posteriormente, para os desaeradores, onde ocorre a remoção do oxigênio dissolvido. Após passar pelos desaeradores, o fluido tem sua pressão elevada e é conduzida para o economizador, na entrada da caldeira, por meio das bombas de alimentação. Após a passagem pelo tubulão de vapor, pelo economizador e pelos dois superaquecedores, o fluido, agora em estado de vapor, é direcionado para a turbina a vapor e o ciclo é completo.

3.3 CARACTERIZAÇÃO E POTENCIAL DOS CAVACOS DE MADEIRA

Os cavacos de madeira (*wood chips*), também chamados de lascas de madeira, se apresentam como uma alternativa vantajosa entre as diversas biomassas disponíveis para a geração de energia. Essa biomassa, proveniente do processo de trituração, é considerada um resíduo industrial gerado por setores como a indústria madeireira, de celulose e de móveis. Por se tratar de um subproduto, essa biomassa possui menor valor comercial em comparação com outros tipos de biomassa, além de ser uma alternativa ecologicamente correta, promovendo o aproveitamento de resíduos e contribuindo para a sustentabilidade (Gasperini; Yeşil; Toscano, 2025).

Os cavacos são de fácil aquisição, dispensam tratamentos suplementares de compactação e exigem menor energia para diminuição da umidade quando comparada com outras biomassas. Adicionalmente, essa biomassa apresenta um teor reduzido de cinzas, associado a uma elevada área superficial de interação com o fluxo de ar circundante (González *et al.*, 2015).

No Brasil, o setor de celulose e papel, responsável pela geração de resíduos de madeira, está presente em 18 estados do país. As indústrias brasileiras de celulose e papel ocupam, respectivamente, a 4ª e a 9ª posições no ranking mundial de produção em volume (ABTCP, 2024). Além disso, os cavacos de madeira são uma biomassa frequentemente utilizada em estudos a respeito de gaseificação.

Na literatura são encontrados estudos referentes à gaseificação utilizando cavacos de madeira. Borges *et al.* (2019) realizaram experimentos com cavacos de madeira de eucalipto em condições de água supercrítica para avaliaram o efeito de um catalisador de Ferrita de Níquel (NiFe_2O_4), e outros parâmetros de gaseificação. Os resultados mostraram que a presença do catalisador NiFe_2O_4 levou a um aumento de 60% na produção de H_2 enquanto reduziu significativamente os resíduos sólidos.

Zachl *et al.* (2024) avaliaram a influência do teor de partículas finas do combustível na gaseificação de cavacos de madeira e descobriram que o aumento no teor de partículas finas do combustível até certo nível não afeta o perfil de temperatura e a estabilidade do processo.

Os cavacos de madeira destacam-se como uma biomassa versátil e de grande potencial para aplicações em processos de gaseificação. Sendo assim, suas características foram escolhidas para serem utilizadas em todos as simulações do presente trabalho.

A Tabela 3 apresenta as principais propriedades físico-químicas do cavaco de madeira de acordo com diversos autores.

Tabela 3 - Propriedades físico-químicas do cavaco de madeira.

Propriedade	Gabrielli <i>et al.</i> (2022)	Doherty, Reynolds e Kennedy (2013)	Han <i>et al.</i> (2017)	Bandara <i>et al.</i> (2022)
Análise imediata				
Umidade (%)	13,2	20	8,91	11,1
Teor de Voláteis (%)	83,8	80	79,85	74,8
Carbono Fixo (%)	15,4	18,84	19,03	13,5
Teor de Cinzas (%)	0,8	1,16	1,12	0,58
Análise elementar				
C (%)	49,89	51,19	49,82	51,0
H (%)	6,09	6,08	5,56	6,1
O (%)	43,05	41,3	43,43	42,2
N (%)	0,17	0,2	0,078	0,12
S e Cl (%)	< 0,1	<0,1	0,005	-
Poder calorífico inferior (MJ/kg)				
	19,21	19,09	18,58	18,8

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Nas simulações desse trabalho, os valores de análise elementar utilizados foram os de Han *et al.* (2017).

3.4 MODELO DE GASEIFICAÇÃO

As considerações para o modelo de gaseificação foram feitas de acordo com modelos numéricos disponíveis na literatura. Vera, Jurado e Carpio (2011) regularam a temperatura de reação em torno de 800 °C através da razão oxidante-combustível. Assumiu-se que o ar foi suficiente para converter todo o carbono da reação. No entanto, para representar o carbono não convertido nos gaseificadores reais, os autores consideraram a remoção de 5% do carbono que entrava no reator. Adicionalmente, as cinzas resultantes eram predominantemente compostas de dióxido de sílica.

No modelo desenvolvido por Kombe *et al.* (2022), foi empregada uma técnica baseada na minimização da energia livre de Gibbs das espécies reagentes para determinar a composição do gás de síntese. O processo de reação foi considerado estacionário, com pressão uniforme, desconsiderando-se o tamanho das partículas de biomassa e a formação de alcatrão. Além disso, o carvão foi modelado como sendo composto exclusivamente por carbono, e tanto o equilíbrio termodinâmico quanto o químico foram assumidos como atingidos.

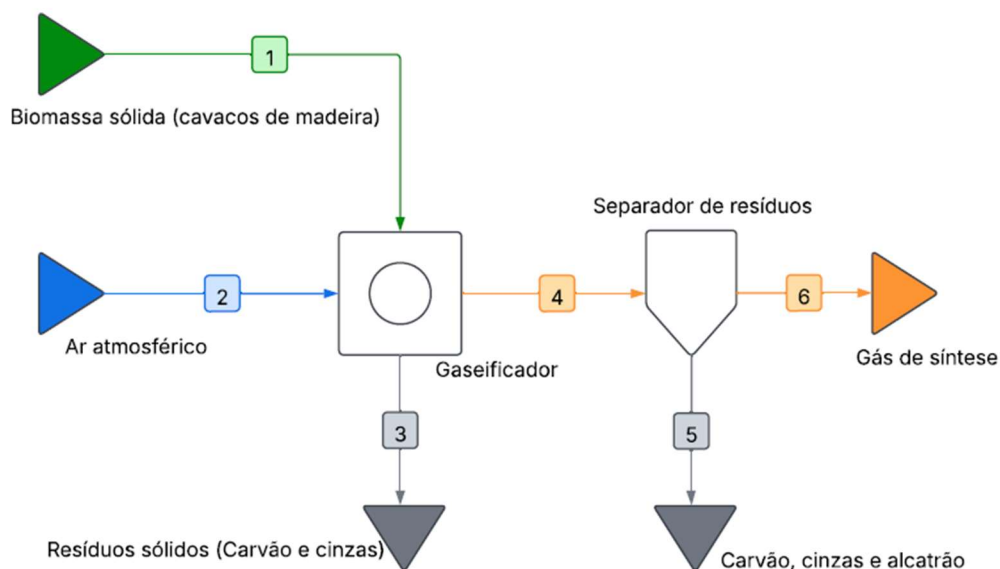
Singh e Tirkey (2021), com base em um modelo de equilíbrio termodinâmico, adotaram que o sistema operava em estado estacionário, estequiométrico e isotérmico, desconsiderando a formação de alcatrão e outros hidrocarbonetos pesados; os gases foram tratados como gases ideais. De maneira semelhante, Motta *et al.* (2019) também assumiram que o gaseificador operava em estado estacionário e isotérmico, modelando o carvão como sendo composto exclusivamente por carbono, com as cinzas consideradas inertes. A formação de alcatrão e as perdas de calor do gaseificador foram igualmente negligenciadas.

Com base nas referências citadas, as seguintes premissas são adotadas para a modelagem termodinâmica do sistema gaseificador por meio do *software* IPSE GO:

1. A queda de pressão em todas as tubulações é desprezível.
2. O carvão (*char*) é composto somente por carbono.
3. As cinzas são compostas de dióxido de sílica (SiO_2), óxido de cálcio (CaO) e óxido de potássio (K_2O).
4. Considera-se que 5% do carbono que entra como combustível não reage quimicamente.
5. A fração em massa do combustível que sai como alcatrão no gás de síntese é equivalente a 0,001 kg/kg.
6. Não há perda de calor para o ambiente através do gaseificador.
7. Ocorre separação completa dos resíduos (carvão, cinzas e alcatrão).

O esquema geral do processo de gaseificação modelado é apresentado na Figura 7. Nesse modelo, o gaseificador recebe a alimentação de biomassa proveniente da fonte 1 e ar atmosférico da fonte 2, ambos a 1,04 bar e 26°C.

Figura 7 - Modelo de gaseificação utilizado.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

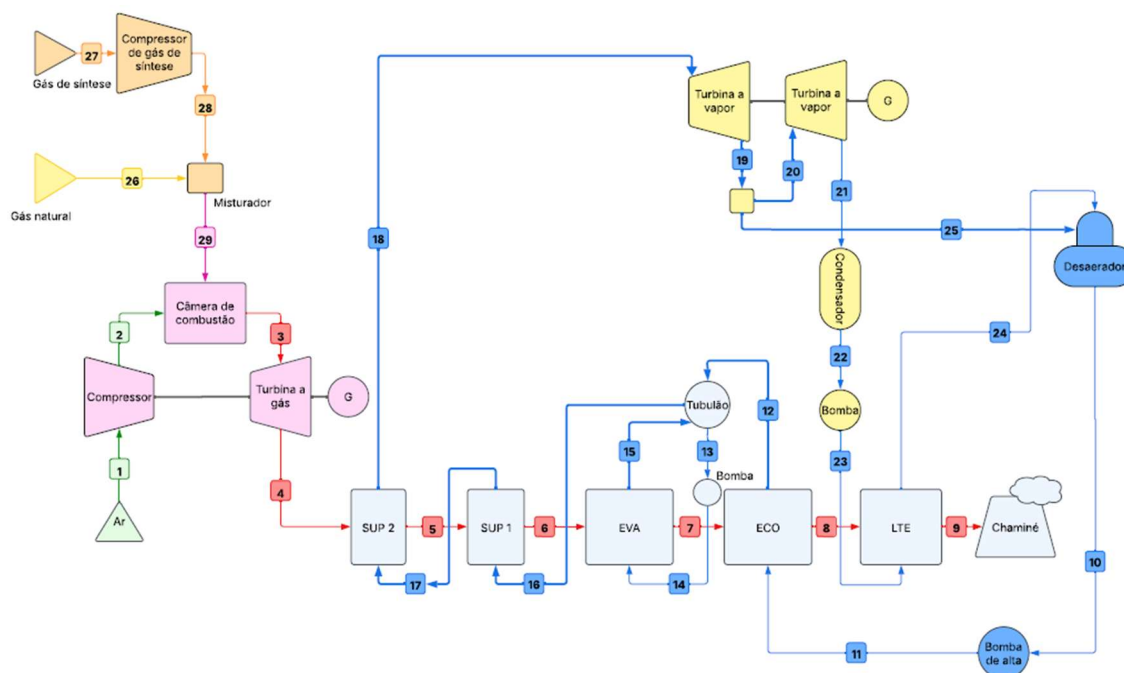
O gás de síntese (fluxo 4), ao sair do gaseificador, passa pelo separador de resíduos, onde o alcatrão é totalmente removido, assim como o restante do carvão e das cinzas presentes no gás, que estão representados pelo fluxo 5. O gás resultante, agora livre de resíduos, é indicado pelo fluxo 6.

3.5 CONFIGURAÇÃO DA PLANTA DE ESTUDO

Nesta configuração, o gás de síntese gerado a partir do sistema de gaseificação implantado é submetido à coqueima (*cofiring*) com o gás natural na turbina a gás. O material empregado para a gaseificação em todos os cenários é uma biomassa que pode ser encontrada na área da usina que foi utilizada como referência, os cavacos de madeira. A única diferença entre essa configuração e a original apresentada na Figura 6 é o sistema de adição e compressão de gás de síntese e a sua mistura com o gás natural. Além disso, essa configuração é fronteira analisada no cálculo da eficiência térmica da planta.

Serão examinadas distintas proporções de mistura, sendo a energia resultante utilizada para gerar vapor superaquecido destinado à turbina a vapor. A configuração da planta simulada por meio do software IPSE GO é ilustrada na Figura 8. Como representado na figura, foram modeladas somente uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, para simplificação do processo e dos resultados.

Figura 8 - Planta híbrida de ciclo combinado com coqueima de gás-síntese e gás natural.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O gás de síntese proveniente do gaseificador e do processo de separação de resíduos apresentados na Figura 7 é direcionado a um compressor (estado 27), onde é comprimido até atingir a pressão de 18 bar (estado 28), mesma pressão do gás natural. Em seguida, ambos os combustíveis são misturados em um misturador e conduzidos até a câmara de combustão da turbina a gás, onde ocorre a combustão com o ar atmosférico (estado 2). O gás resultante do processo de combustão é então expandido na turbina para a geração de potência.

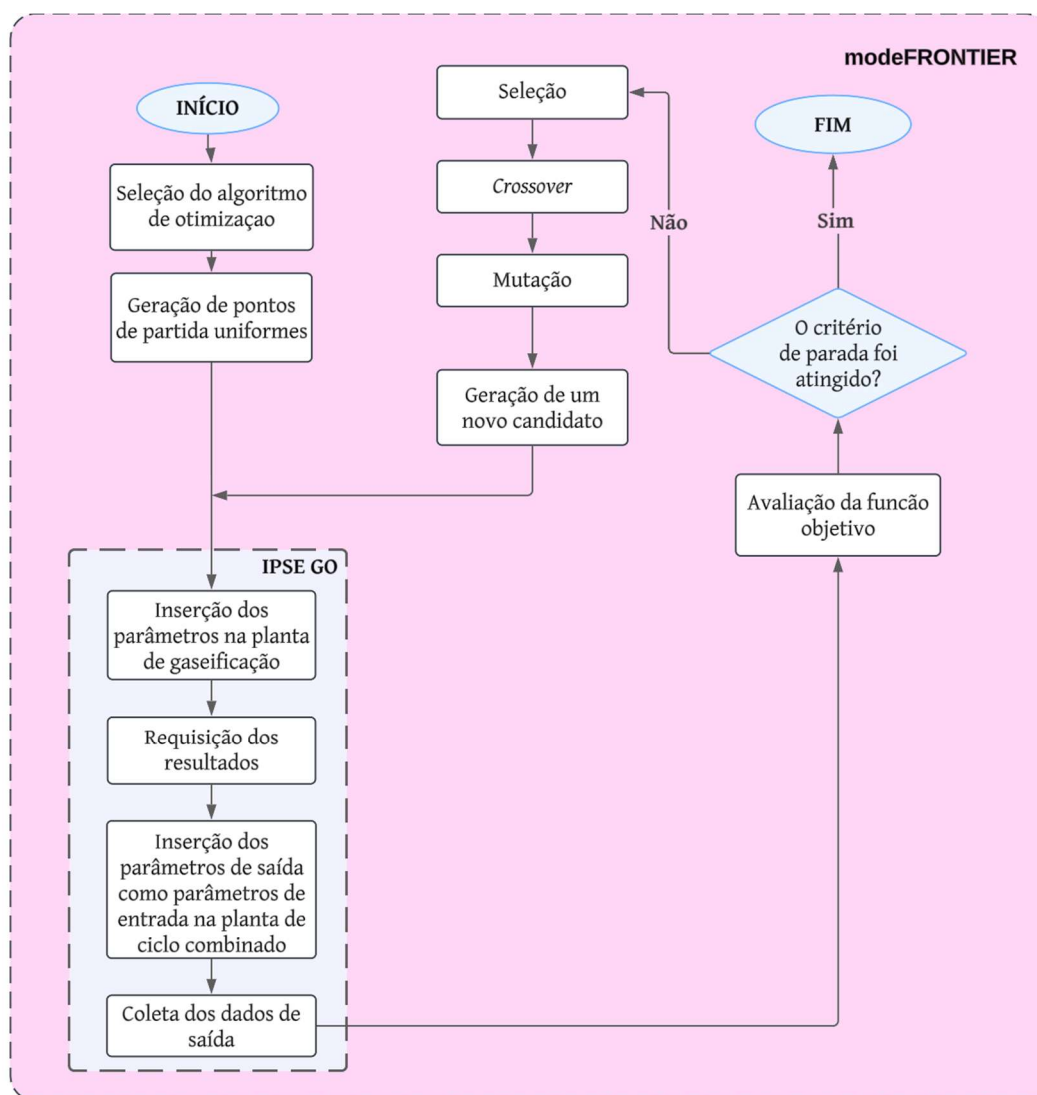
Os gases de exaustão da turbina (estado 4) são direcionados para a caldeira de recuperação, assim como na configuração da planta de referência original (Figura 6). Nessa etapa, esses gases atuam como fonte de energia para a geração de vapor que alimenta a turbina a vapor. Parte do vapor (estado 25) é extraído na turbina para ser usado no desaerador. O vapor remanescente, que é expandido até o final da turbina, é

condensado, sendo então conduzido ao desaerador. Após passar por esse componente, os dois fluxos são combinados (estado 10), pressurizados pela bomba de alta pressão e reintroduzidos na caldeira de recuperação.

3.6 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA

A modelagem termodinâmica das plantas de potência realizada no *software* IPSE GO foi acoplada ao *software* modeFRONTIER para a automação dos processos de simulação. Esse acoplamento foi realizado a partir de um código em *Python* que permitiu a integração entre os dois programas. Um esquema do processo de otimização é apresentado na Figura 9.

Figura 9 - Esquema do processo de otimização realizado.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

O processo de otimização e análise de sensibilidade foi realizado utilizando dados iniciais gerados pelo *software* modeFRONTIER, os quais foram inseridos como valores de entrada nas plantas modeladas com o IPSE GO. Os parâmetros de entrada — como vazão mássica, umidade da biomassa e razão de equivalência (RE) de gaseificação — foram primeiramente aplicados no modelo da planta de gaseificação (Figura 7). Em seguida, os dados de saída (como vazão mássica, temperatura e composição do gás de síntese) foram gerados e utilizados como parâmetros de entrada na planta do ciclo combinado (Figura 8), juntamente com outros parâmetros iniciais. Os dados de saída dessa planta foram então direcionados novamente ao modeFRONTIER para análise, com base na função objetivo e nas restrições impostas. A partir disso, novos valores foram gerados pelo algoritmo escolhido e o processo foi repetido até que o critério de parada fosse atendido (máximo de 5000 gerações) ou até que a simulação fosse interrompida manualmente devido a observação da convergência dos resultados. Mais detalhes sobre a automação desse processo são descritos na seção 3.6.2.

3.6.1 O problema de otimização

Os problemas de otimização buscam encontrar a melhor solução para um problema entre uma ampla variedade de opções de soluções em um determinado espaço amostral. Uma abordagem consiste em primeiro encontrar boas soluções, em seguida, avaliá-las e, finalmente, utilizar as informações obtidas na procura de outras possíveis soluções ou concluir que o problema foi resolvido (Tsai e Chiang, 2023).

Segundo Rao (2009), uma otimização pode ser declarada como a maximização ou minimização de uma função $f(X)$, por meio da definição de um parâmetro ótimo X :

$$\text{Encontre } X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix}, \text{ na qual minimiza ou maximiza } f(X) \quad (20)$$

Sujeito às seguintes restrições:

$$g_j(X) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (21)$$

$$l_j(X) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (22)$$

sendo X um vetor n -dimensional chamado vetor projeto, $f(X)$ a função objetivo, e $g_j(X)$ e $l_j(X)$, respectivamente, a inequação e equação de restrição, n o número de variáveis e m e p o número de restrições do problema de otimização.

Alguns problemas não envolvem nenhuma restrição e são chamados de problemas de otimização sem restrições.

O sistema ou componente a ser otimizado é composto por quantidades chamadas de variáveis. As variáveis fixas são chamadas de parâmetros pré-atribuídos, enquanto as outras variáveis são denominadas variáveis de decisão. As variáveis de decisão são representadas coletivamente pelo vetor *design* mostrado na Equação 16 (Rao, 2009).

Considera-se um espaço cartesiano n -dimensional, em que cada eixo coordenado representa uma variável de decisão. O espaço é chamado de espaço de *design* e cada ponto nesse espaço é chamado de ponto de *design*. Nos problemas reais, as variáveis de decisão devem atender a determinados requisitos e, portanto, não podem ser escolhidas arbitrariamente. Tais requisitos são chamados de restrições de *design* e representam limitações no comportamento do modelo (Rao, 2009).

No presente trabalho foram avaliadas diferentes abordagens de otimização são avaliadas e, portanto, as declarações de otimização são mostradas em detalhes nas seções 4.3, 4.4 e 4.5.

3.6.2 *Software modeFRONTIER*

O modeFRONTIER é uma solução para automação de processos de simulação e otimizações multiobjetivo. A ferramenta auxilia na busca do melhor *design* de sistemas sob diferentes restrições de projeto e operacionais. Tais análises permitem ao usuário a obtenção dos parâmetros ótimos, de modo a garantir o melhor desempenho do sistema (ESTECO, 2024).

O *software* consiste em um ambiente modular que permite a manipulação de parâmetros de *design* e objetivos do sistema. Com uma ampla variedade de algoritmos disponíveis, o *software* modeFRONTIER possibilita a criação de múltiplos cenários para a busca da solução ótima para o problema proposto (ESTECO, 2024). No ambiente do modeFRONTIER, é criado um fluxo de trabalho através de ícones chamados de nós que conectam os parâmetros de entrada a ferramenta utilizada para a resolução do problema e aos parâmetros de saída (Jahromi, 2014).

3.6.3 Acoplamento dos *softwares* IPSEpro e modeFRONTIER

Dentre as funcionalidades do *software* modeFRONTIER, tem-se a possibilidade da interação entre as variáveis de entrada e saída a serem realizadas através de um código de programação. Neste caso, foi utilizado o nó CPython para o acoplamento dos *softwares* IPSE GO e modeFRONTIER. Este nó consiste na implementação da linguagem Python escrita em linguagem C (Apêndice A).

Através dos nós de entrada (*input*) e saída (*output*) do *software* modeFRONTIER, foram inseridas referências dentro do código criado em CPython, que relacionaram as variáveis de entrada e saída, posteriormente utilizadas pelo algoritmo de otimização, com as variáveis da planta de potência simulada no IPSE GO. Para que o *software* modeFRONTIER tivesse acesso a plataforma IPSE GO, foi desenvolvido um código que automatiza o processo de cálculo das plantas e aquisição dos resultados produzidos.

Inicialmente, o código realiza a autenticação dentro do sistema do IPSE GO, que consiste no envio de informações de usuário e senha para a aquisição de um *token* que identifica o usuário na plataforma, bem como suas respectivas permissões. Em seguida, é realizada a aquisição dos dados estruturais da planta, como componentes e suas conexões, composição das substâncias presentes nos fluxos e outros dados de entrada inseridos na modelagem.

Antes de solicitar o cálculo dos parâmetros da planta, o IPSE GO altera e formata os dados inicialmente adquiridos para uma estrutura compreensível pelo ambiente responsável por realizar os cálculos. Esse processo foi reproduzido no código. Além disso, o código também substitui os parâmetros de entrada previamente estabelecidos, podendo utilizar dados provenientes do *software* modeFRONTIER, de outra planta ou do próprio código CPython.

Na etapa final do código, é realizada uma solicitação de cálculo ao IPSE GO, que retorna um *token* de identificação desta, que, em seguida, é utilizado para o registro desse cálculo. Após essa etapa, são realizadas diversas solicitações em sequência com objetivo de verificar se o cálculo foi encerrado ou não. Quando isto ocorre, os valores são anexados às variáveis de saída do modeFRONTIER.

Detalhes da implementação no código *Python* estão no Apêndice A.

3.6.4 Método de otimização utilizado: Algoritmo genético

Dentre os algoritmos de otimização disponíveis, foi adotado o método de Algoritmos Genéticos, sendo um dos mais difundidos e utilizados na literatura apresentada anteriormente (Ren *et al.*, 2023; Bai *et al.*, 2023; Hai *et al.* (2023).

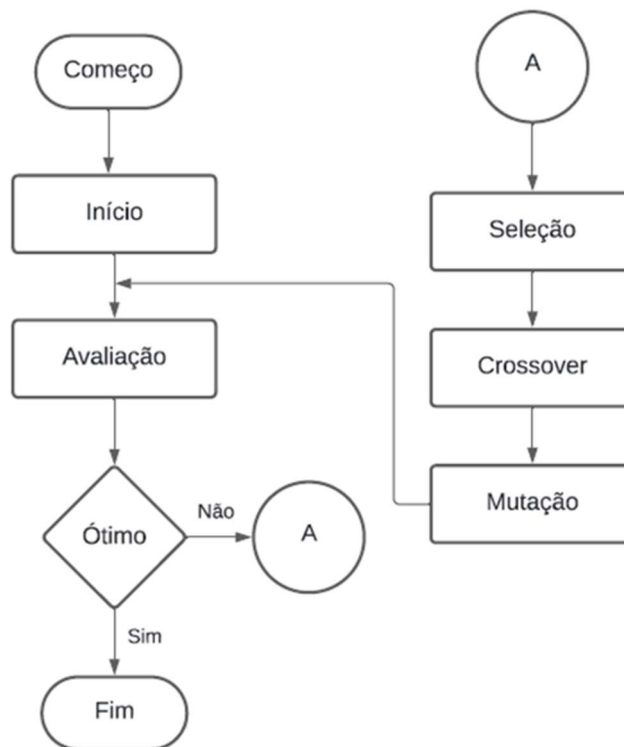
Em sistemas integrados de maior complexidade, há mais variáveis de decisão no problema de otimização e os métodos de otimização, como *Particle Swarm optimization* ou algoritmos genéticos, vêm sendo amplamente utilizados na busca da solução desses problemas. Diferentemente das técnicas tradicionais de programação não-linear, esses métodos destacam-se por sua alta flexibilidade e ampla aplicabilidade, podendo ser utilizados em uma grande variedade de problemas com eficiência e menor custo computacional (Rao, 2009). Entre suas principais vantagens está a capacidade de lidar com problemas complexos, independentemente de a função objetivo ser estacionária ou não-estacionária, linear ou não-linear, contínua ou descontínua. Além disso, os indivíduos de uma população exploram o espaço de busca em diversas direções simultaneamente por meio de seus operadores, reduzindo significativamente a probabilidade de a solução ficar presa em mínimos ou máximos locais (Yang, 2010).

Os princípios do método Algoritmos Genéticos são inspirados nos princípios da evolução das espécies e na genética, em que os indivíduos mais aptos sobrevivem (Huang *et al.*, 2022). Nesse método, as variáveis de projeto, representadas por cordas de variáveis binárias (cadeia de bits), correspondem aos cromossomos da genética natural. Os melhores valores da função objetivo, que corresponde ao melhor resultado, representa o papel da adequação ou aptidão. Cada iteração do processo é chamada de geração. Este método explora eficientemente novas combinações para encontrar uma nova geração com o melhor valor de função objetivo (Rao, 2009).

Em geral, o método Algoritmo Genético possui três tipos de operadores para a modificação dos indivíduos de uma população: seleção, *crossover* e mutação. Através da seleção, são escolhidos os indivíduos mais aptos dentro da população para a reprodução. O operador *crossover*, troca aleatoriamente características de dois indivíduos de lugar, formando dois novos indivíduos. Já a mutação, altera aleatoriamente algumas partes em um indivíduo ou o substitui com outro membro da vizinhança, permitindo a exploração de diferentes regiões e inibindo a convergência prematura (Mitchell, 1996). Uma nova população é gerada a partir desses indivíduos mais aptos, e o algoritmo continua a executar até atingir o número de gerações predefinido, buscando continuamente a solução

mais apta até a última geração (Mitchell, 1996). Os passos lógicos do método Algoritmo Genético são apresentados na Figura 10.

Figura 10 - Os passos lógicos do algoritmo genético.



Fonte: Rudiyanto *et al.* (2023).

3.6.5 Design de Experimentos (DOE) e *Uniform Latin Hypercube* (ULH)

Durante o processo de otimização e análise de sensibilidade, são necessárias séries de testes com diferentes valores de parâmetros iniciais para a identificação dos impactos das mudanças desses valores nos parâmetros de saída. Existem diferentes técnicas para definir os parâmetros iniciais de uma otimização, sendo possível, por exemplo, variar um parâmetro por vez enquanto são mantidas as demais constantes, ou avaliar o efeito de todas em uma única etapa (Bishop, 2006).

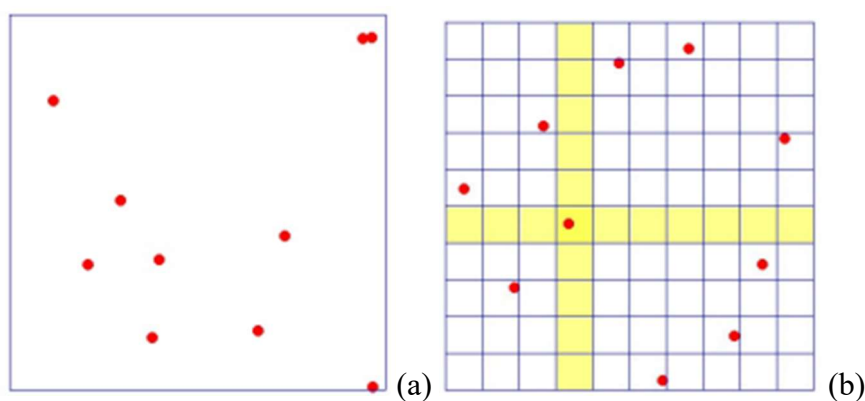
A técnica de *Design of Experiments* (DoE) é um método estatístico que pode ser aplicado para gerar um conjunto representativo e sistemático de combinações de parâmetros iniciais. Um método específico de DoE é o algoritmo *Uniform Latin Hypercube* (ULH), que gera números aleatórios de acordo com uma distribuição uniforme, dividida em n intervalos com a mesma probabilidade, em que um valor

aleatório é selecionado por intervalo. Esse algoritmo é considerado adequado principalmente na geração de dados iniciais em otimizações com algoritmos genéticos e superfície de resposta (Thomopoulos, 2012).

O *Uniform Latin Hypercube* (ULH) é uma evolução do método *Latin Hypercube Sampling* (LHS), com o diferencial de otimizar a distribuição das amostras e garantir que elas estejam o mais uniformemente espaçadas possível no espaço amostral. Isso é alcançado ao minimizar a concentração de pontos em certas áreas, resultando em maior uniformidade e, conseqüentemente, em análises mais precisas. Em comparação com outras técnicas tradicionais, como o LHS, e a simulação de Monte Carlo, o ULH proporciona melhor cobertura do espaço de entrada e redução de erros, sendo amplamente aplicado em estudos de análise de sensibilidade e otimização numérica (Deutsch; Deutsch, 2012).

A Figura 11 ilustra as diferenças entre a geração de 10 amostras em um espaço com duas variáveis, utilizando um DOE aleatório baseado no método Monte Carlo e um DOE *Uniform Latin Hypercube*. No caso do método Monte Carlo, as amostras são geradas de forma completamente aleatória, o que pode resultar em grandes regiões do espaço de projeto sem pontos de amostra, enquanto outras regiões apresentam pontos excessivamente próximos, chamados de *clusters*. Em contraste, o ULH assegura maior uniformidade na distribuição dos pontos de amostra, como demonstrado na Figura 11, tornando-o mais eficaz para aplicações que exigem uma exploração bem distribuída do espaço de projeto (Clarich; Russo, 2011).

Figura 11 - Comparação entre DOE Montecarlo (a) e *Uniform Latin Hypercube* (b).



Fonte: Clarich e Russo (2011).

3.6.6 Análise de sensibilidade e *Smoothing Spline* ANOVA (SS-ANOVA)

A análise de sensibilidade indica quais variáveis independentes têm mais efeito sobre as variáveis dependentes, ou seja, quais parâmetros de entrada têm maior influência sobre os resultados dos parâmetros de saída (Law, 2014). Essa análise promove um melhor entendimento do problema, possibilitando a fixação de variáveis de pouco impacto, o que melhora as superfícies de resposta e reduz o tempo computacional da otimização.

Existem vários modelos de análise de sensibilidade disponíveis tais como; análise de regressão e análise de perturbação (PA), análise diferencial paramétrica, simulação de Monte Carlo, correlação de *Pearson*, correlação de *Spearman*, análise de variância (ANOVA) e método de Morris.

No *software* modeFRONTIER, a análise de sensibilidade é realizada a partir de um grupo de dados fornecido em forma de tabela. É possível definir quais variáveis de entrada e saída devem ser analisadas e qual o algoritmo deve ser utilizado para a execução da análise. Um dos algoritmos disponíveis é o *Smoothing Spline* ANOVA (SS-ANOVA).

O SS-ANOVA é um modelo estatístico baseado na decomposição de funções e consiste em um dos métodos de regressão mais populares na literatura. Os modelos produzidos a partir desse método estimam um resultado como uma decomposição que particiona a variação do resultado atribuído às covariáveis em efeitos principais, interações bidirecionais e todas as outras interações de nível superior. Diferente do ANOVA clássica, a estimativa é realizada por um somatório de funções, não de constantes (Teran Hidalgo *et al.*, 2018).

Diferentemente de modelos paramétricos padrão, que muitas vezes não oferecem uma visão clara sobre o impacto individual das variáveis no resultado, o SS-ANOVA revela a porcentagem de contribuição de cada variável, tornando o modelo mais transparente e permitindo uma análise detalhada das relações entre as variáveis de entrada e as de saída. Além disso, diferente dos métodos tradicionais de superfície de resposta, como *Kriging*, *Radial Basis Function* (RBF), redes neurais, entre outros, que podem resultar em modelos sobreajustados, a menos que sejam aplicadas medidas corretivas antecipadamente, o SS-ANOVA consegue prevenir esses problemas indesejáveis, mesmo quando os conjuntos de dados de treinamento apresentam ruído, ou seja, quando não são capazes de identificar padrões generalizáveis (Gu, 2002).

A partir do *software* modeFRONTIER, é possível selecionar para a análise somente os efeitos principais, bem como os efeitos de interação entre as variáveis. Ao considerar os efeitos de interação, os índices de colinearidade da amostra tendem a ser mais elevados do que os observados quando a análise se limita aos efeitos principais. Dessa maneira, ao optar pelos efeitos de interação, o modelo se torna mais preciso, porém também exige mais recursos computacionais e de uma amostra maior.

Um modelo de sensibilidade deve ter sua confiabilidade verificada para cada uma das variáveis de resposta analisadas. Essa confiabilidade pode ser verificada através dos índices de desempenho, que para o SS-ANOVA, são: erro absoluto médio, erro relativo médio, erro normalizado médio, R-quadrado.

O coeficiente de determinação do modelo (R^2 ou R-quadrado) varia de zero a um e representa a fração de variância de saída em torno da média (\bar{y}) encontrado pelo modelo de regressão. Esse valor é o quadrado do coeficiente de correlação múltipla, que representa a correlação entre y e \hat{y} , que representam o valor do modelo e a previsão do modelo de regressão, respectivamente (Draper e Smith, 1998). Quanto mais próximo de 1 for o resultado do coeficiente de determinação, melhor a qualidade da regressão. O coeficiente de determinação pode ser dado como:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (\hat{y}^{(i)} - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^N (y^{(i)} - \bar{y})^2} \quad (23)$$

Outro índice que avalia a confiabilidade da amostra utilizada são os índices de colinearidade. Esse índice avalia a qualidade da análise e se os valores estão bem distribuídos no espaço. Dados adequados são apresentados por índices de colinearidade próximos de 1. Um índice de colinearidade muito superior a 1 indica uma amostragem não confiável (Gu, 2002). Entre as causas estão variáveis de entrada correlacionadas e amostragem ruim ou insuficiente.

3.6.7 NSGA-II e Fronteira de Pareto

O NSGA-II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm*) é um dos métodos mais populares baseados no método Algoritmo Genético. Este método utiliza *crossover* e mutação para gerar novos indivíduos, e o tamanho da população de cada geração corresponde ao conjunto de dados do DOE inicial. Os indivíduos da população são

ordenados de acordo com o contador de dominação, estratégia esta que requer menos cálculos e menos poder computacional. Para cada solução obtida, é gerado um contador de dominação, e as soluções com contador igual a 0 formam a primeira frente, enquanto as restantes são ajustadas e reclassificadas repetidamente até que todas as soluções estejam ordenadas em frentes sucessivas (Deb *et al.*, 2002). Assim, as soluções são divididas em diferentes frentes de acordo com o grau de dominância de cada solução.

Em uma otimização multiobjetivo, uma solução domina uma segunda se for melhor que essa em pelo menos um objetivo e não for pior que essa nos objetivos restantes. O conjunto de soluções não dominadas são chamadas de Pareto-ótimas e os valores dos objetivos calculados a partir dessas soluções definem a Frente de Pareto ou Fronteira de Pareto (Vigliassi *et al.*, 2019).

Se o número de indivíduos no melhor conjunto não dominado for menor que o tamanho da população, todos formarão a nova população de pais da próxima geração. O restante dessa nova população é escolhido a partir da classificação dos conjuntos não dominados posteriores. Já se o número de indivíduos não dominado for maior que o número necessário para uma nova população, a distância de aglomeração é usada para classificar os membros e preencher a nova população com os melhores membros (Deb *et al.*, 2002).

Em suma, os algoritmos genéticos tem se mostrado uma ferramenta robusta e eficaz para otimização, especialmente em sistemas complexos, sendo difundida na literatura como método de otimização de diferentes tipos de problemas (Huang *et al.* (2022)); Hadibafekr *et al.* (2023); Chandra *et al.* (2024)).

4 RESULTADOS

4.1 VALIDAÇÃO DAS PLANTAS

4.1.1 Validação da modelagem termodinâmica: Planta térmica de referência

Para validar a modelagem termodinâmica da central termelétrica de referência, foram utilizados dados obtidos para os primeiros meses de operação da unidade termelétrica em operação, nos quais as perdas devido à degradação dos equipamentos eram mínimas. Os dados foram extraídos do trabalho de Botamede e Salviano (2023). As informações utilizadas como variáveis de entrada são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Variáveis de entrada da simulação

Equipamento	Variável	Referência
Turbina a gás	Consumo de gás natural	4,04 kg/s
	Vazão do ar de entrada	186 kg/s
	Perdas térmicas do compressor	3,52 MW
	Eficiência isentrópica do compressor	87,62%
	Razão de pressão	14
	Eficiência isentrópica da turbina	86,81%
	Eficiência do gerador	95,7%
Turbina a vapor	Pressão na admissão	43,74 bar
	Eficiência isentrópica da turbina	93,2%
	Eficiência do gerador	98%
	Pressão de saída	0,15 bar
	Pressão de extração	1,35 bar
	Vazão de extração	1,076 kg/s
Caldeira de recuperação (lado água)	Pressão na entrada (ECO)	77,8 bar
	Pressão no tubulão	75,85 bar
	Temperatura entrada tubulão	287,4°C
	Temperatura entrada SUP 2	403°C
	Temperatura saída SUP2	500°C

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A modelagem termodinâmica foi conduzida em regime permanente, adotando as condições nominais de projeto, sendo a temperatura ambiente de 26°C, a pressão de 1,04

bar e a umidade relativa de 70%. Cabe ressaltar que nas simulações foram consideradas exclusivamente uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação.

A Tabela 5 apresenta os resultados de saída da simulação que foram comparados com os dados disponíveis no trabalho de Botamede e Salviano (2023) para verificação da robustez dos resultados obtidos pelo modelo desenvolvido.

Tabela 5 - Principais variáveis de saída da simulação

Equipamento	Variável	Referência	Simulação	Erro
Turbina a gás	Potência gerada	64,18 MW	63,4 MW	-1,22%
	Temperatura na saída do compressor	405°C	396,74°C	-2,04%
	Pressão de saída do compressor	13,2 bar	13,67 bar	3,56%
	Temperatura de saída do gás	600,4°C	634,9°C	5,75%
Turbina a vapor	Potência gerada	31,09 MW	30,8 MW	-0,93%
	Temperatura de extração	112°C	108,2°C	-3,38%
Caldeira de recuperação (lado água)	Temperatura entrada LTE	56,2°C	54,0°C	-3,97%
	Temperatura saída LTE	84,4°C	81,0°C	-4,00%
	Temperatura entrada ECO	102,90°C	101,7°C	-1,15%
	Temperatura tubulão	291°C	287,4°C	-1,24%
Caldeira de recuperação (lado gás)	Temperatura saída LTE	184,4°C	208,5°C	13,06%
	Temperatura saída ECO	215,4°C	224,4°C	4,18%
	Temperatura saída EVA	310,6°C	343,5°C	10,61%
	Temperatura saída SUP 1	513,6°C	546,3°C	6,37%

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A partir dos resultados obtidos, observa-se que os maiores erros foram de 13,06% e 10,61%, correspondentes às temperaturas de saída do gás de exaustão do LTE e do SUP 1, respectivamente. Esses desvios, assim como os relacionados às saídas dos outros dois componentes da caldeira de recuperação apresentados na tabela, estão associados à diferença na temperatura de saída do gás da turbina a gás, que foi aproximadamente 30°C superior ao valor de referência. Essa discrepância provavelmente está relacionada ao calor dissipado para o ambiente por meio de perdas térmicas. O modelo utilizado do IPSE GO

considera esse elemento adiabático. Outro motivo pode ser a idealização do processo de combustão que ocorre no *software*. Na prática, a combustão pode ter sido menos eficiente.

De modo geral, principalmente levando em conta que os erros referentes a geração final das turbinas foram inferiores a 1,5%, os resultados indicam que há uma boa concordância entre os valores obtidos no presente trabalho e os dados de referência consultados.

4.1.2 Modelo de gaseificação

Para o processo de gaseificação, foi realizada uma avaliação a fim de verificar a solidez do modelo de gaseificação desenvolvido. Os resultados obtidos, referentes à composição do gás de síntese expressa em mol%, foram comparados com os resultados obtidos a partir de estudos que empregaram modelos de gaseificação similares. Para tanto, foram selecionados dois trabalhos com resultados obtidos através de *softwares* (numéricos) e dois trabalhos com dados experimentais.

Para a primeira comparação foi utilizado o modelo proposto por Vera, Jurado e Carpio (2011). Neste estudo, os pesquisadores modelaram um gaseificador de fluxo descendente utilizando o *software* Cycle-Tempo. Nesta modelagem, empregou-se ar pré-aquecido a 300°C como agente de gaseificação, o combustível utilizado foi resíduos de azeitona, e a reação gaseificadora foi realizada a uma temperatura de 800°C. O segundo modelo empregado para fins de comparação foi o desenvolvido por Han *et al.* (2017). Nesse estudo, um sistema de gaseificação foi modelado com o uso do *software* Aspen Plus, empregando biomassa proveniente de cavacos de madeira como material de entrada.

A Tabela 6 sintetiza os parâmetros utilizados para ambos os modelos de comparação adotados. Esses parâmetros incluem a composição da biomassa, o teor de umidade, a razão ar/biomassa ou a razão de equivalência.

A Tabela 7 apresenta a análise comparativa dos resultados da composição do gás de síntese, expressa em mol%, obtidos por Vera, Jurado e Carpio (2011), Han *et al.* (2017) e aqueles obtidos por meio da simulação realizada neste trabalho, considerando os mesmos parâmetros adotados pelos autores, conforme apresentados na Tabela 6.

A composição do gás de síntese obtida por Vera, Jurado e Carpio (2011) considerou água (H₂O). No entanto, como os resultados gerados pelo *software* IPSE GO são apresentados em base seca (sem H₂O), foi necessário recalcular os dados dos autores

excluindo essa substância e ajustando as proporções das demais substâncias. Essa abordagem foi adotada para melhorar a precisão das comparações realizadas.

Tabela 6 - Análise elementar e parâmetros de entrada utilizados na validação

Parâmetro	Vera, Jurado e Carpio (2011)	Han <i>et al.</i> (2019)
C	49,62	49,82
H	5,81	5,5
O	41,76	43,42
N	0,47	0,078
S	0,04	0,005
Cinzas	2,3	1,12
Umidade	8,8	8,91
Razão Ar/Biomassa	1,8	-
RE	-	0,23

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 7 - Resultados da composição do gás de síntese obtidos quando comparados a trabalhos numéricos.

	Vera, Jurado e Carpio (2011)	Simulação	Erro relativo	Han <i>et al.</i> (2017)	Simulação	Erro relativo
H ₂	21,42	22,32	4,22%	21,50	21,42	0,37%
CO	23,43	23,27	-0,70%	24,00	22,99	4,21%
CO ₂	9,51	10,62	11,65%	10,50	13,62	-29,7%
N ₂	43,51	42,64	-2,01%	43,90	37,07	15,56%
CH ₄	1,56	0,13	-	< 0,10	3,96	-

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A primeira comparação, com o trabalho de Vera, Jurado e Carpio (2011), gerou uma concentração de CH₄ de 0,13%, contra 1,56% dos resultados usados como comparação. Já na segunda comparação, o valor obtido para a concentração desse produto foi de 3,96% foi superestimado em relação a referência utilizada, Han *et al.* (2017).

Segundo Zaman, Roy e Ghosh (2020), devido ao curto tempo de residência, os gaseificadores reais não atingem 100% de conversão de CH₄, enquanto os modelos

numéricos apresentam quase 100% de conversão desse componente. Dessa maneira, é comum a subestimação do CH₄ em modelos de gaseificadores. Essa subestimação também é apresentada por Kombe (2022).

Vera, Jurado e Carpio (2011) também indicam que o metano não é esperado na composição final do gás de síntese devido ao fato do gás não atingir uma composição de equilíbrio completa nos gaseificadores. A composição de 1,5% de metano apresentada na Tabela 7 só foi obtida pois parte do metano foi desviada dentro do reator de gaseificação antes do fim da reação de gaseificação, garantindo a presença do componente. Dessa forma, os valores apresentados estão de acordo com a literatura consultada.

No modelo desenvolvido no presente trabalho, ao aumentar gradualmente os valores de RE, e conseqüentemente, as vazões mássicas de ar atmosférico na entrada do gaseificador, é possível observar que os valores de CH₄ diminuem rapidamente e logo tornam-se desprezíveis em maiores concentrações de oxigênio. Desse modo, os erros relativos a essa substância não foram levados em consideração.

Da mesma forma, os estudos experimentais empregados na validação do modelo de gaseificação foram os realizados por Bandara *et al.* (2021) e Striugas *et al.* (2019). Os autores empregaram ar como agente gaseificante em seus experimentos, utilizando cavacos de madeira como biomassa. Os parâmetros de entrada utilizados nas simulações são detalhados na Tabela 8.

Tabela 8 - Análise elementar e parâmetros de entrada utilizados na validação

Parâmetro	Bandara <i>et al.</i> (2021)	Striugas <i>et al.</i> (2014)
C	51,1%	48,77%
H	6,1%	5,85%
O	42,2%	44,52%
N	0,01%	0,05%
S	0,01%	0,01%
Cinzas	0,58%	0,8%
Umidade	11,1%	10,6%
Vazão mássica de biomassa	2,3 kg/s	63 kg/s
Vazão mássica de ar	3 kg/s	61 Nm ³ /h

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Em ambos os modelos, os autores especificaram as vazões mássicas de ar e biomassa, além das razões de equivalência para os cenários considerados. As vazões mássicas de ar foram selecionadas como parâmetros de entrada para as simulações comparativas.

A Tabela 9 apresenta os resultados comparativos entre os trabalhos de Bandara *et al.* (2021), Striugas *et al.* (2014) e o presente trabalho. Assim como no caso anterior, os valores referentes à concentração de CH₄ foram apresentados para não deixar discrepâncias em relação a concentração total (100%), porém os erros referentes a esses valores não foram levados em consideração na validação por se tratar de um modelo numérico que subestima a concentração da substância.

Tabela 9 - Resultados da composição do gás de síntese quando comparados com os resultados de trabalhos experimentais

	Bandara <i>et al.</i> (2021)	Simulação	Erro relativo	Striugas <i>et al.</i> (2014)	Simulação	Erro relativo
H ₂	16,95	21,85	-28,91%	16,4	22,51	-37,26%
CO	20	22,17	-10,85%	22,6	21,26	5,93%
CO ₂	14,05	13,018	7,35%	11,05	14,26	-29,05%
N ₂	45	37,84	15,91%	44,9	37,74	15,95%
CH ₄	4	4,15	-	4,8	2,77	-

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os valores obtidos para as concentrações de H₂ e CO no gás de síntese foram superiores aos encontrados na literatura. Nos modelos apresentados por Bandara *et al.* (2021) e Striugas *et al.* (2014) as razões de equivalência foram de 0,16 e 0,21, respectivamente. Os valores desses parâmetros para o presente trabalho, utilizando as mesmas vazões de biomassa e ar, foram de 0,23 e 0,24, respectivamente. Isso mostra que os valores de vazão estequiométrica de oxigênio das reações trazidos pelos autores são diferentes do modelo de gaseificação do *software* IPSE GO. Apesar dessa informação não estar disponível, isso pode ser um dos fatores que levaram as diferenças nas concentrações dos produtos obtidos.

Essa diferença nos valores de razão de equivalência é devido ao fato de que a gaseificação é composta por uma série de reações químicas, e não há consenso na literatura sobre todas as reações que devem ser consideradas no processo. As reações

envolvidas no processo dependem também do tipo de gaseificador e diversos aspectos construtivos não levados em consideração no modelo químico utilizado. Dessa forma, é possível que o modelo numérico não tenha incluído todas as reações secundárias consideradas nos trabalhos experimentais. Essa diferença pode levar a discrepâncias nos valores de razão de equivalência e de modo geral, nas concentrações dos produtos obtidos.

Além disso, devem ser levadas em consideração as simplificações feitas nos modelos numéricos, como as citadas nos tópicos 3.1.4 e 3.4. Segundo Aydın, Yucel e Sadikoglu (2017), em modelos de equilíbrio as concentrações de H_2 e CO tendem a ser superestimadas e as concentrações de CO_2 , CH_4 , assim como as de resíduos, tendem também a ser subestimadas. Isso se deve ao fato desses sistemas utilizarem simplificações como assumir que as reações ocorram de forma quase completa e que o sistema se encontra em estado estacionário.

Por último, parâmetros como o tempo de residência e a temperatura do processo influenciam diretamente a composição final do gás de síntese, mas não são considerados no modelo disponível no IPSE GO. Essa limitação pode ser um dos fatores responsáveis pelos erros observados.

Contudo, os resultados da modelagem do gaseificador para o presente trabalho, e considerando os propósitos desta pesquisa, guardam robustez com lastro nas principais pesquisas da área.

4.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO CASO BASE

Para efeito de comparação dos dados obtidos com a otimização numérica, foi estabelecido um caso base a partir da planta de ciclo combinado já integrada ao sistema de gaseificação de biomassa (Figura 8).

Para a planta de potência, os dados de entrada foram baseados nos valores utilizados na validação da planta de referência, conforme apresentados na Tabela 4, com exceção da pressão de admissão da turbina a vapor. Nesse caso, considerou-se que a pressão na admissão da turbina era igual à pressão na entrada da caldeira de recuperação, descontando apenas as perdas de pressão associadas ao atrito ao longo da passagem pelo equipamento.

Para o sistema de gaseificação, os dados de entrada foram definidos como uma vazão de biomassa de 2 kg/s, uma razão de equivalência de 0,25 e umidade da biomassa de 10%. Assumiu-se também que ambos os combustíveis entram no sistema a uma

pressão de 18 bar. O gás natural é fornecido diretamente do gasoduto nessa condição, enquanto o gás de síntese atinge essa pressão após passar por um compressor instalado especificamente para esse propósito.

A Tabela 10 apresenta os resultados da análise termodinâmica do caso base. A tabela contém tanto os dados de entrada citados quanto os dados de saída referente aos estados termodinâmicos dos escoamentos. Os dados apresentam os valores de vazão mássica (\dot{m}), temperatura (T), pressão (P), entalpia (h) e entropia (s) de todos os pontos da planta (Figura 8) obtidos através do *software* IPSE GO.

Tabela 10 - Análise termodinâmica da planta base.

Fluxo	Substância	\dot{m} (kg/s)	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1	Ar	204,33	1,04	26,00	26,49	6,97
2	Ar	204,33	13,67	396,74	414,03	7,04
3	Gás de exaustão	212,92	13,00	1239,60	1474,50	8,22
4	Gás de exaustão	212,92	1,04	656,20	735,86	8,35
5	Gás de exaustão	212,92	1,03	627,13	700,90	8,31
6	Gás de exaustão	212,92	1,02	580,63	645,43	8,25
7	Gás de exaustão	212,92	1,02	399,95	435,39	7,98
8	Gás de exaustão	212,92	1,01	294,19	316,61	7,78
9	Gás de exaustão	212,92	1,01	279,63	300,49	7,76
10	Água	30,00	1,05	100,98	423,22	1,32
11	Água	30,00	77,80	101,72	432,14	1,32
12	Água	30,00	76,80	287,35	1275,20	3,13
13	Água	30,00	74,80	290,36	1291,70	3,16
14	Água	30,00	75,90	290,40	1291,90	3,16
15	Água	30,00	75,80	294,56	2782,60	5,80
16	Água	30,00	74,80	290,33	2766,10	5,78
17	Água	30,00	73,80	403,00	3159,80	6,43
18	Água	30,00	72,80	500,00	3407,90	6,78
19	Água	30,00	1,35	108,22	2566,70	6,93
20	Água	28,92	1,35	108,22	2566,70	6,93
21	Água	28,92	0,15	53,97	2270,60	7,00
22	Água	28,92	0,15	53,47	223,84	0,75

23	Água	28,92	9,00	53,53	224,85	0,75
24	Água	28,92	8,00	81,02	339,84	1,09
25	Água	1,08	8,00	81,88	343,48	1,09
26	Gás Natural (GN)	4,04	13,67	26,00	55,49	10,07
27	Gás de Síntese (GS)	4,55	1,05	603,80	837,49	9,72
28	GS	4,55	13,67	1367,40	2057,40	9,81
29	GS + GN	8,60	13,67	525,59	1116,50	10,92

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Tabela 11 apresenta os resultados para os principais parâmetros de saída avaliados através da simulação da planta base. Os resultados foram utilizados como base de comparação para as simulações em que a otimização numérica foi aplicada.

Tabela 11 - Principais parâmetros de saída da planta base

Parâmetro	Valor	Unidade
Consumo do compressor do gás de síntese (\dot{W}_{SC})	5557,71	kW
Geração da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	74721,89	kW
Geração da turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	32298,52	kW
Consumo das bombas (\dot{W}_P)	301,70	kW
Geração total líquida da planta (\dot{W}_{liq})	101161,0	kW
Eficiência térmica da planta (η)	58,53	%
Temperatura de entrada da turbina a gás (T_3)	1240,0	°C
Título da mistura de saída da turbina a vapor	86,19	%
Vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão (\dot{m}_{CO_2})	14,0	kg/s
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	0,50	kg/kWh

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para uma vazão mássica de gás natural de 4,04 kg/s e biomassa de 2 kg/s, a geração de potência líquida da planta foi de 101,2 MW e a eficiência térmica foi de 58,53%. A inserção de gás de síntese na turbina a gás, que tem temperatura maior que a do gás natural, gerou temperatura de entrada da turbina a gás de 1240°C. O título da mistura que sai da turbina a vapor foi de 86,19%. Maiores valores de título da mistura

melhoram a eficiência e minimizam o desgaste da turbina. A respeito dos poluentes, a combustão resultou em 0,0675 kg de gás carbônico por quilograma de gás de exaustão.

O compressor do gás de síntese é tratado de forma distinta, em comparação com o compressor da turbina a gás, que está acoplado no mesmo eixo da turbina. Consequentemente, o consumo energético deste último é automaticamente subtraído da geração final de potência.

4.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Foi realizada uma análise de sensibilidade das variáveis de entrada da planta de potência em relação as variáveis de saída. As variáveis de saída são: potência da turbina a gás, potência da turbina a vapor, soma das potências das turbinas, geração de dióxido de carbono no gás de exaustão da turbina a gás e eficiência térmica da planta.

A análise de sensibilidade, responsável por identificar o impacto das variáveis de entrada sobre as variáveis de saída, desempenha um papel essencial no processo de otimização (Zheng *et al.*, 2017). Ela permite que os esforços sejam direcionados aos parâmetros mais influentes, muitas vezes reduzindo a complexidade do problema. Além disso, seus resultados são indispensáveis para avaliar a robustez do modelo desenvolvido, contribuindo para a validação e a confiabilidade dos resultados obtidos. Um exemplo é fato de que as variáveis com maior impacto no sistema tendem a ter seus valores ótimos determinados mais rapidamente em comparação àquelas com menor influência.

O método aplicado nas análises foi o *Smoothing-Spline* ANOVA através do *software* modeFRONTIER. Os resultados apresentam os percentuais de variação das variáveis de saída devido às variáveis de entrada considerando os efeitos principais e de interação. Inicialmente, os testes foram realizados com uma amostra de aproximadamente 70 casos por variável (Amostra 1) gerados a partir do algoritmo ULH. Em todos os testes, os índices de colinearidade, erro absoluto e R-quadrado, que avaliam a qualidade do modelo de regressão, foram monitorados. Com a tentativa de melhorar a qualidade dos resultados, a amostra foi aumentada com novos casos e os testes foram repetidos. A segunda amostra teve um total de 127 casos por variável (Amostra 2). Como os índices não apresentaram mudança significativa, o processo foi repetido, gerando uma terceira amostra de 216 casos por variável (Amostra 3). Os dados referentes aos índices de desempenho das análises da soma das gerações de potência das turbinas, da geração de

CO₂ nos gases de exaustão e da eficiência térmica a partir das três amostras são apresentados nas Tabelas 12, 13 e 14, respectivamente.

Tabela 12 - Índices de desempenho das análises de sensibilidade da soma das gerações de potência das turbinas.

Índice	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3
Índice de colinearidade mínimo	1,03	1,02	1,01
Índice de colinearidade máximo	1,32	1,42	1,39
Erro absoluto médio	285,55	314,47	246,28
Erro relativo médio	0,0030	0,0033	0,0026
Erro normalizado médio	0,0041	0,0045	0,0033
R-quadrado	0,99	0,99	0,99

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 13 - Índices de desempenho da análise de sensibilidade da geração do CO₂.

Índice	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3
Índice de colinearidade mínimo	1,04	1,02	1,01
Índice de colinearidade máximo	1,23	1,39	1,60
Erro absoluto médio	0,00012	0,00012	0,00011
Erro relativo médio	0,000010	0,0000096	0,0000090
Erro normalizado médio	0,000012	0,000012	0,000011
R-quadrado	0,99	0,99	0,99

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 14 - Índices de desempenho da análise de sensibilidade da eficiência da planta.

Índice	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3
Índice de colinearidade mínimo	1,04	1,02	1,02
Índice de colinearidade máximo	1,26	1,55	1,37
Erro absoluto médio	0,0028	0,0028	0,0023
Erro relativo médio	0,0049	0,0049	0,0040
Erro normalizado médio	0,010	0,010	0,0084
R-quadrado	0,99	0,99	0,99

Fonte: Elaboração do próprio autor.

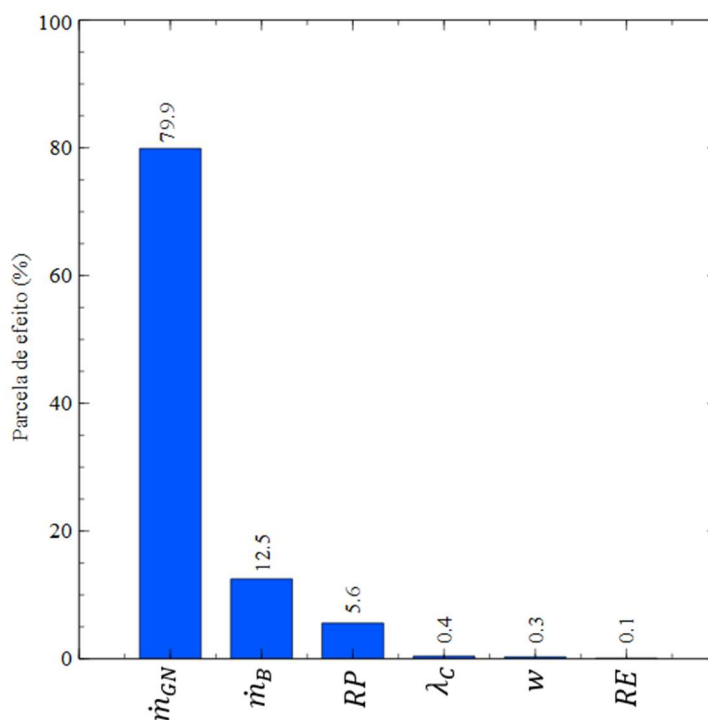
Os resultados mostram que a Amostra 1 apresentou os melhores índices de colinearidade máximo. Além disso, houve pouca ou nenhuma variação nos valores de colinearidade mínimo, de erros absolutos e R-quadrado entre as amostras.

Os índices de performance das análises em relação a todos os parâmetros mostram resultados satisfatórios, com valores de índice de colinearidade e R-quadrado próximos de um e erros próximos de zero, indicando robustez e confiabilidade dos resultados finais. A primeira amostra foi selecionada para a análise de sensibilidade em relação a todas as variáveis de saída analisadas. Em todas as análises, foram obtidos os valores correspondentes aos efeitos principais e de interação. Os efeitos de principais foram mais significativos em relação a todas as variáveis de saída. Os resultados da análise de sensibilidade são apresentados a seguir.

4.3.1 Análise de sensibilidade em relação à geração de potência das turbinas

A análise de sensibilidade da planta de potência para a potência da turbina a gás indicou dois fatores com maior impacto: as vazões mássicas de gás natural (\dot{m}_{GN}), (79,9%) e biomassa (\dot{m}_B), (12,5%), como mostrado na Figura 12.

Figura 12 - Análise de sensibilidade em relação a geração de potência da turbina a gás.



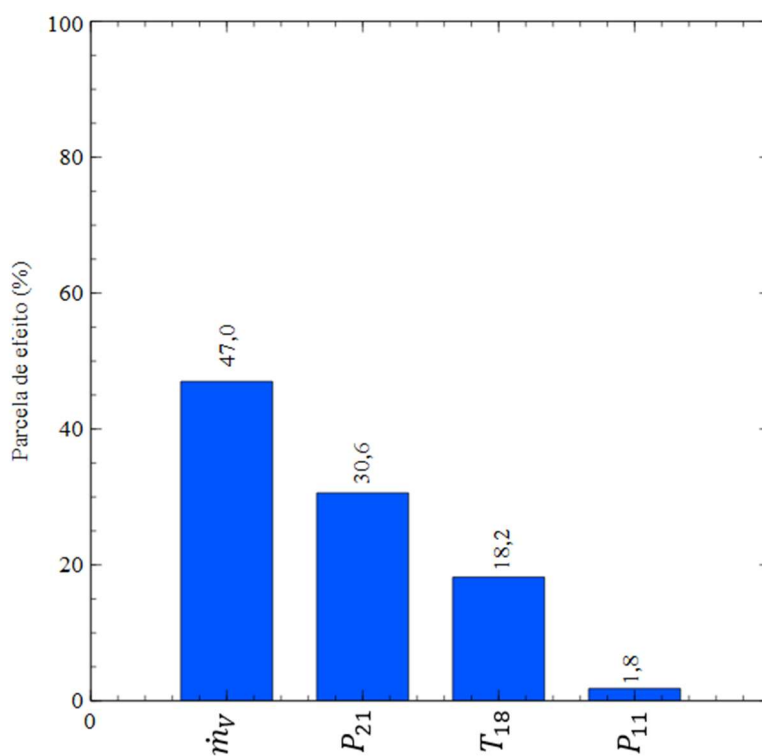
Fonte: Elaboração do próprio autor.

A maior influência do gás natural se deve ao seu elevado poder calorífico, sendo a principal fonte de energia térmica do ciclo. Essas vazões determinam a quantidade de calor transferida para o fluido de trabalho no ciclo a gás e contribuem para o valor da sua entalpia. Em seguida, a razão de pressão (RP) e a razão estequiométrica do combustor (λ_c) contribuem com 5,6% e 0,4%, respectivamente, parâmetros relacionados com as condições de pressão e temperatura do fluido de trabalho na entrada e saída da turbina.

Além disso, a umidade da biomassa (w) que entra no gaseificador influencia 0,3% e a razão de equivalência (RE) no processo de gaseificação agrega 0,1% ao valor final, ambos influenciando a vazão mássica e o PCI do gás de síntese que serve como combustível para a turbina a gás. Esses fatores estão diretamente relacionados à geração de potência na turbina, pois uma maior entrada de energia química e vazão mássica de combustível resulta em maior produção de potência.

No que se refere à geração de potência turbina a vapor, os parâmetros com maior influência são a vazão de vapor (\dot{m}_v), a pressão de saída da turbina (P_{21}), a temperatura de entrada (T_{18}), e a pressão de entrada na caldeira de recuperação (P_{11}). Esses fatores, responsáveis pelos valores de vazão mássica e entalpia do fluido de trabalho da turbina, em conjunto, respondem por 97,6% dos efeitos e estão apresentados na Figura 13.

Figura 13 - Análise de sensibilidade em relação a geração de potência da turbina a vapor

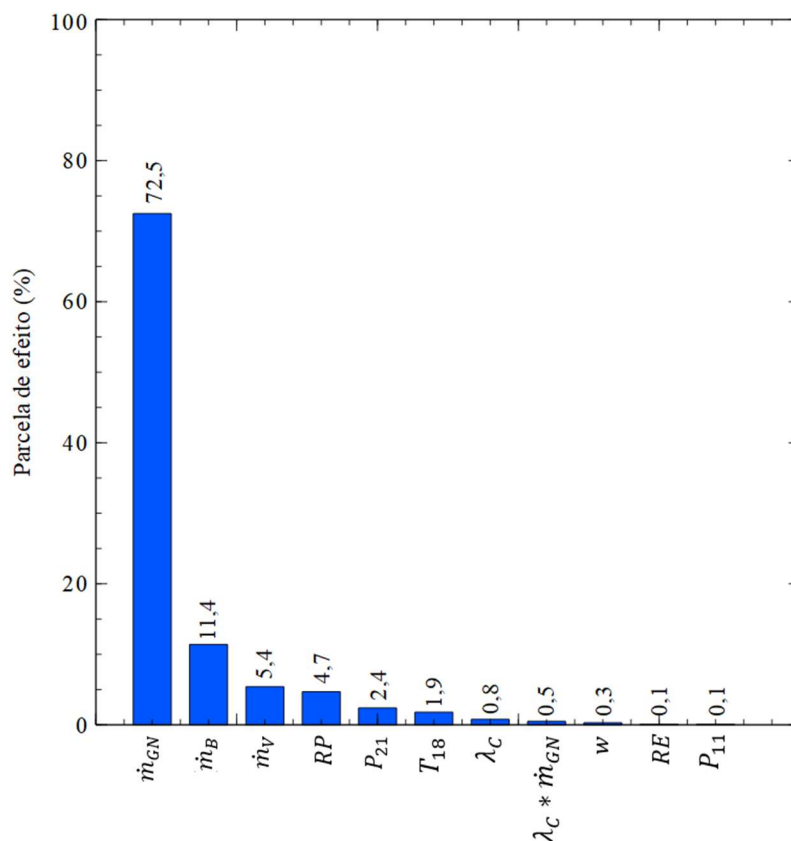


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A geração de potência da turbina a vapor, conforme apresentado na metodologia, é função direta da vazão mássica e da entalpia de entrada e saída do vapor. Na modelagem desenvolvida, a entalpia de entrada do vapor é função da temperatura e pressão do fluido na entrada do equipamento, sendo que o valor da pressão depende diretamente da pressão de saída da bomba na entrada da caldeira de recuperação. Já a entalpia de saída do fluido é função direta da pressão nesse ponto, enquanto a temperatura nesse ponto é consequência dessa pressão. Esses são os principais parâmetros que alteram os valores de potência gerada pois as eficiências isentrópicas das turbinas foram mantidas constantes em todas as simulações.

Na Figura 14 são apresentadas as variáveis de entrada e suas interações que mostraram resultados expressivos durante a análise de sensibilidade da planta em relação a geração total de potência das turbinas.

Figura 14 - Análise de sensibilidade da planta em relação a soma da geração de potência das turbinas.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

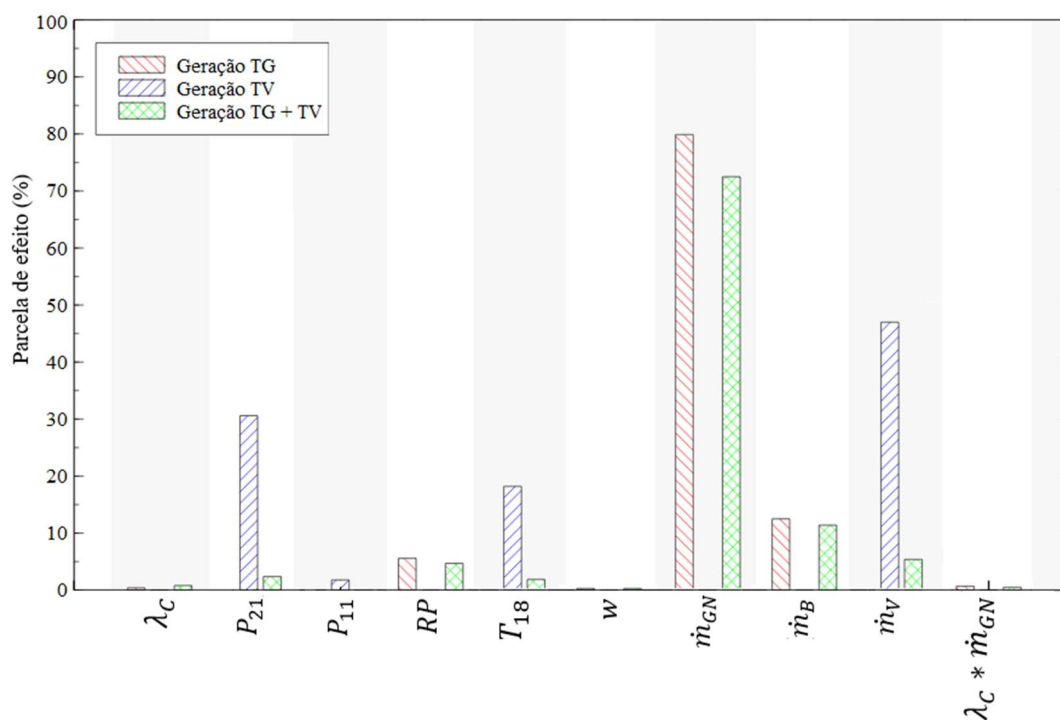
As variáveis que mais apresentam impacto nas variáveis de saída são as vazões de combustível (\dot{m}_{GN} e \dot{m}_B) e vapor (\dot{m}_V), seguido pela razão de pressão da turbina a gás (RP), da pressão de saída (P_{11}) e temperatura de entrada (T_{18}) da turbina a vapor. Como a geração de potência pela turbina a gás supera a da turbina a vapor, seus parâmetros exercem maior influência na geração de potência total. Além disso, a injeção de combustível no ciclo a gás afeta diretamente as condições do ciclo a vapor, pois a disponibilidade de calor residual para o ciclo a vapor depende da quantidade de combustível adicionado, das condições em que a combustão ocorre e da energia utilizada pela turbina a gás.

A única interação (quando a influência de uma variável sobre o resultado depende do valor de outra variável) com valor relativamente significativo identificada foi entre a vazão de gás natural (\dot{m}_{GN}) e a razão estequiométrica do combustor (λ_C), responsável por apenas 0,5% dos efeitos. Essas variáveis estão interligadas pois ambas determinam a composição da mistura no combustor e conseqüentemente as entalpias do fluido de trabalho. O aumento na vazão de gás natural pode representar um aumento ou uma diminuição na geração de potência, dependendo da razão ar-combustível. Porém, o fato de essa ter sido a única interação significativa demonstra que, de forma geral, as variáveis de entrada apresentaram efeitos independentes sobre as variáveis de saída.

Através dos resultados já foi possível notar que algumas variáveis escolhidas como parâmetros de otimização não impactam a potência total, como a temperatura de entrada do SUP 2 e a vazão mássica de extração da turbina a vapor. A umidade da biomassa e a razão de equivalência do processo de gaseificação juntas resultaram em uma parcela de efeito de somente 0,4% na geração total.

A Figura 15 apresenta uma comparação dos resultados da análise de sensibilidade da planta em relação a geração de potência da turbina a gás, a vapor e a soma das gerações dessas.

Figura 15 - Análise de sensibilidade da planta em relação a geração das turbinas



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Mesmo os parâmetros que impactam consideravelmente a geração de potência da turbina a vapor, como a pressão de saída e temperatura de entrada da turbina, além da vazão mássica de vapor, têm sua importância bastante reduzida na geração total de potência, já que não impactam as condições de operação da turbina a gás. O mesmo não ocorre com os parâmetros que impactam a potência da turbina a gás, como a razão de pressão. Esse efeito se deve ao fato de que a potência da turbina a vapor apresenta poucas variações ao longo dos casos, em comparação com a potência da turbina a gás. À medida que mais combustível é usado no ciclo principal, a potência da turbina a gás aumenta consideravelmente, sem que a turbina a vapor acompanhe esse aumento. Isso sugere que o gás de exaustão pode não estar sendo totalmente aproveitado. Neste caso, seria interessante explorar novas maneiras de utilizar a energia disponível para aumentar a eficiência do ciclo como o aumento na vazão de vapor produzido pelo ciclo secundário.

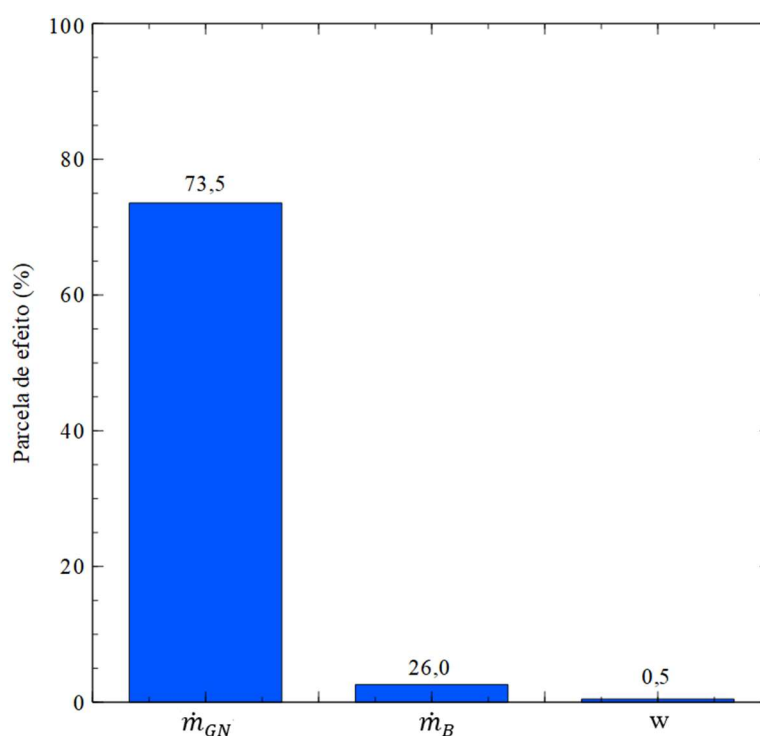
Outro aspecto a observar é que a razão de equivalência e a umidade da biomassa têm pouquíssimo impacto na geração total de potência, indicando que, estritamente no aspecto termodinâmico, a quantidade de biomassa é um parâmetro mais significativo do que as propriedades de gaseificação e a natureza da biomassa e do gás de síntese produzido. Ou seja, a variação dos aspectos referentes a natureza e composição do gás de

síntese geram pouco impacto no resultado de geração de potência quando comparado com a sua quantidade.

4.3.2 Análise de sensibilidade em relação a geração de CO₂

Os resultados da análise de sensibilidade da planta em relação a geração de gás carbônico, em kg, são apresentados na Figura 16.

Figura 16 - Análise de sensibilidade da geração de CO₂.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os resultados indicaram que os únicos parâmetros que influenciam significativamente na geração de CO₂ são a vazão mássica de gás natural, a vazão mássica de biomassa e a umidade da biomassa. Esses dois últimos parâmetros são diretamente responsáveis pela concentração de CO₂ no gás de síntese utilizado pelo sistema principal.

O parâmetro com maior contribuição é a vazão mássica de gás natural devido ao seu elevado teor de carbono e à conseqüente geração de gás carbônico durante a combustão. A vazão mássica de biomassa contribui com 25,4% dos efeitos observados, enquanto a umidade da biomassa tem uma contribuição mínima de apenas 0,3%.

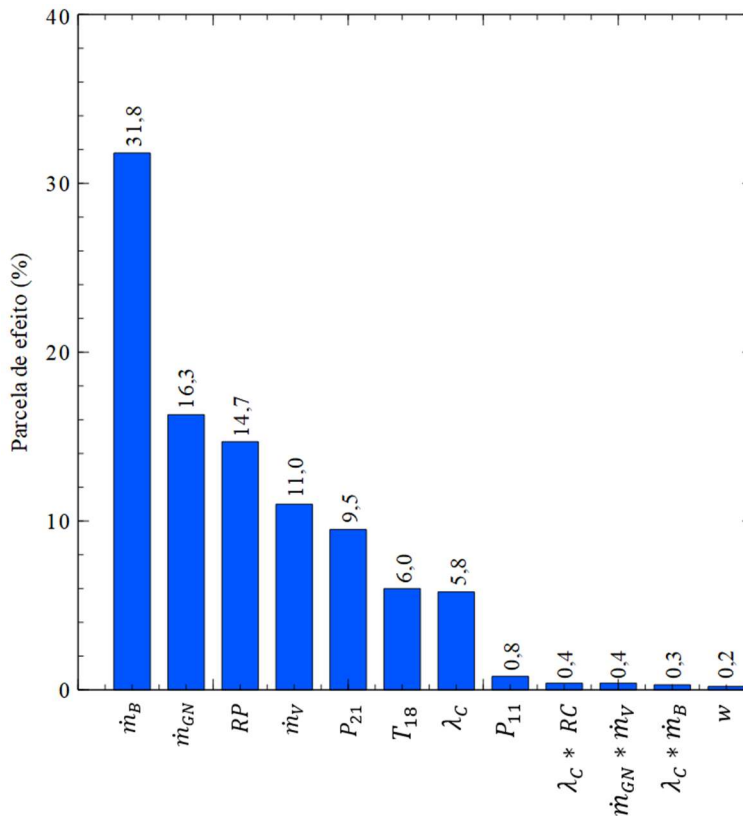
Com base nessa análise, é possível concluir que presença de CO₂ no gás de exaustão está principalmente ligada à proporção de biomassa utilizada na mistura, ou seja, à vazão mássica de biomassa utilizada, uma vez que esse parâmetro é o principal determinante dos efeitos sobre essa variável.

Além disso, os resultados indicam que fatores que normalmente afetam à reação de combustão, como pressão, temperatura e excesso de oxigênio não são levados em consideração nos resultados gerados pelo *software* IPSE GO com a biblioteca utilizada, pois não apareceram como resultados na análise de sensibilidade. Assim, os dados obtidos não são suficientes para uma análise profunda da geração de poluentes a partir dos combustíveis utilizados.

4.3.3 Análise de sensibilidade em relação a eficiência da planta

Os resultados da análise de sensibilidade da planta de potência em relação a eficiência térmica da planta são apresentados na Figura 17.

Figura 17 - Análise de sensibilidade em relação a eficiência da planta.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A eficiência da planta é o parâmetro de saída com a sensibilidade mais amplamente distribuída em relação aos parâmetros de entrada. Isso ocorre porque a eficiência térmica depende tanto da geração de potência pelas turbinas quanto das vazões mássicas e do poder calorífico dos combustíveis. No caso da biomassa, essa dependência inclui ainda os parâmetros de gaseificação.

As vazões de combustível (\dot{m}_{GN} e \dot{m}_B), que estão no denominador da equação de cálculo da eficiência da planta, são os parâmetros que mais influenciam esse indicador. A vazão de biomassa, que impacta diretamente na vazão de gás de síntese, em particular, exerce um impacto mais significativo devido ao baixo poder calorífico do gás de síntese produzido em comparação com o gás natural, que é cerca de cinco vezes maior.

Em seguida, os parâmetros que mais impactam a eficiência térmica da planta são aqueles que afetam diretamente as condições de entrada e saída das turbinas, influenciando assim a geração de eletricidade, especialmente na turbina a gás, que contribui de forma mais significativa para o valor total. Entre esses parâmetros, destacam-se a razão de pressão (RP), a razão estequiométrica no combustor gás (λ_c), bem como a vazão mássica (\dot{m}_V) e a pressão do vapor na entrada da caldeira de recuperação (P_{11}).

Os resultados também indicam que a razão de equivalência (RE) do processo de gaseificação não tem impacto significativo na eficiência térmica final. Isso sugere que a influência desse parâmetro sobre a vazão mássica e o poder calorífico do gás de síntese foi irrelevante dentro desta aplicação. Da mesma forma, a temperatura de entrada do SUP 2 (T_{17}) não afeta o valor final da eficiência, pois, como discutido anteriormente, esse parâmetro não influencia a geração de potência da turbina a vapor. A vazão de extração também não apresenta impacto significativo na eficiência. Embora esse parâmetro afete diretamente a geração de potência da turbina a vapor, o valor da vazão de vapor de extração corresponde a menos de 3% da vazão mássica total de vapor.

4.3.4 Análise de sensibilidade em relação as restrições impostas

Foi também realizada uma análise de sensibilidade em relação às variáveis utilizadas como restrições, sendo elas a temperatura de entrada da turbina a gás e o título da mistura líquido-vapor de saída da turbina a vapor. Essas restrições indicam limites que as variáveis devem respeitar a fim de garantir a integridade e estado de conservação dos equipamentos que compõem o sistema, além de validar a primeira e segunda lei da termodinâmica.

A análise de sensibilidade aplicada às restrições, que definem os limites do espaço de busca para soluções viáveis, é crucial para garantir a eficiência do processo de otimização. Essa abordagem permite identificar o impacto das restrições sobre as variáveis de otimização, contribuindo para a avaliação da robustez e confiabilidade das soluções obtidas. Além disso, possibilita determinar quais restrições ou variáveis podem ser mantidas constantes, sem comprometer os resultados, simplificando o processo e reduzindo sua complexidade.

Os parâmetros que mais impactam a temperatura de entrada da turbina a gás são a razão estequiométrica do combustor (97,7%) e a razão de pressão (0,85%). Em relação ao título, os parâmetros que mais impactam essa variável são a temperatura de entrada da turbina a vapor (42,65%), a pressão de saída da turbina a vapor (40,15%) e a pressão entrada da caldeira de recuperação (15,35%).

4.4 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA COM OBJETIVO DE MAXIMIZAR A GERAÇÃO DE POTÊNCIA DAS TURBINAS

4.4.1 Otimização para a maximização da geração de potência sem restrições

A planta foi submetida a um processo de otimização a fim de avaliar as condições ótimas de operação do sistema que promova a maximização da geração de potência das turbinas.

Inicialmente, a planta de potência foi submetida a uma otimização sem restrições. O método de otimização utilizado foi o algoritmo genético (NSGA-II), através do *software* modeFRONTIER. Os parâmetros evolutivos do processo de otimização foram os do modo padrão do próprio *software*, onde a probabilidade de *crossover* foi 0,9 e a probabilidade de mutação foi igual a 1. Esses valores referem-se à fração de indivíduos que passarão pelos operadores *crossover* e mutação. Esses parâmetros são considerados flexíveis e permitem uma maior exploração de resultados por parte do algoritmo, evitando o efeito *stuck* na busca por pontos ótimos.

As faixas de variação dos parâmetros de otimização foram definidas com base nos valores da planta de geração de potência a gás natural utilizada como referência e com base em trabalhos disponíveis na literatura. Os valores como vazão mássica de vapor e gás natural, temperaturas, pressões da caldeira de recuperação e da turbina a vapor foram

variados em até 50% para cima/baixo com relação aos valores nominais da planta de referência, apresentados na Tabela 4.

Alguns autores otimizaram plantas de ciclo combinado com turbina a gás. Nos trabalhos de Bai *et al.* (2023) a razão de pressão do compressor foi variada no intervalo de 5 a 20, enquanto no trabalho de Ren *et al.* (2023) esse valor variou de 6 a 18. Os parâmetros de gaseificação foram definidos com base na revisão dos estudos apresentados no tópico 2.2.5 e na caracterização da biomassa apresentada no tópico 3.4. Os parâmetros e as suas respectivas faixas de variação são apresentados na Tabela 15.

A escolha do intervalo de variação dos parâmetros pode resultar em valores de variáveis que excedam os limites operacionais dos equipamentos considerados. O objetivo dessa abordagem foi ampliar o espaço de busca para o otimizador. Caso os resultados indiquem condições fora das especificações dos equipamentos, torna-se necessário avaliar possíveis adaptações ou substituições. No entanto, essas análises não fazem parte do escopo deste trabalho.

Tabela 15 - Parâmetros de otimização

Parâmetro de otimização	Faixa	Unidade
Vazão mássica de biomassa (\dot{m}_B)	0-3	kg/s
RE da gaseificação (RE)	0,2-0,3	-
Umidade da biomassa (w)	10-30	%
Vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN})	2,5-5	%
Razão de pressão da turbina a gás (RP)	10-18	-
Razão estequiométrica do combustor (λ_C)	1-3,5	-
Pressão de saída da turbina a vapor (P_{21})	0,1-1,5	bar
Vazão mássica de extração da turbina a vapor (\dot{m}_{19})	0-1	kg/s
Temperatura de entrada do SUP 2 (T_{17})	300-450	°C
Temperatura de entrada da turbina a vapor (T_{18})	450-650	°C
Vazão mássica de vapor (\dot{m}_V)	20-30	kg/s
Pressão de entrada da caldeira de recuperação (P_{11})	50-99	bar

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os parâmetros de saída avaliados foram as produções de eletricidade das turbinas, a vazão de gás de síntese, temperatura de entrada da turbina a gás, o título do vapor de

saída da turbina a vapor, a temperatura do gás de exaustão que deixa a caldeira de recuperação e a concentração de CO₂. A declaração de otimização é a seguinte:

$$\text{Encontre } X = \begin{pmatrix} \dot{m}_B \\ RE \\ w \\ \dot{m}_{GN} \\ RP \\ \lambda_C \\ P_{21} \\ \dot{m}_{19} \\ T_{17} \\ T_{18} \\ \dot{m}_V \\ P_{11} \end{pmatrix}, \text{ que maximize a geração total de potência } (\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV})(X)$$

A Tabela 16 apresenta os resultados ótimos do processo de otimização, após a convergência da função objetivo e dos parâmetros de entrada.

Tabela 16 - Resultados dos parâmetros de entrada da otimização sem restrições com objetivo de maximizar a geração de potência das turbinas.

Parâmetro de otimização	Valor	Unidade
Vazão mássica de biomassa (\dot{m}_B)	3	kg/s
RE da gaseificação (RE)	0,30	-
Umidade da biomassa (w)	10	%
Vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN})	5	kg/s
Razão de pressão da turbina a gás (RP)	18	-
Razão estequiométrica do combustor (λ_C)	1,42	-
Pressão de saída da turbina a vapor (P_{21})	0,1	bar
Vazão mássica de extração da turbina a vapor (\dot{m}_{19})	0,0054	kg/s
Temperatura de entrada do SUP 2 (T_{17})	380,79	°C
Temperatura de entrada da turbina a vapor (T_{18})	650,00	°C
Vazão mássica de vapor (\dot{m}_V)	30,00	kg/s
Pressão de entrada da caldeira de recuperação (P_{11})	98,98	bar

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os resultados indicam que a maior parte dos valores ótimos correspondentes aos valores das extremidades superiores ou inferiores dos intervalos, com exceção da razão estequiométrica de oxigênio do combustor e da temperatura de entrada do SUP 2. Esse resultado era esperado, pois uma vez que o otimizador não tinha nenhuma limitação (restrição), a tendência era a obtenção dos maiores valores possíveis de geração a partir dos parâmetros disponíveis. Os resultados dos principais parâmetros calculados da planta são apresentados na Tabela 17.

Maiores valores de razão de equivalência durante o processo de gaseificação resultam em maior vazão de gás de síntese, acompanhada por temperaturas mais elevadas, o que também implica em um aumento da potência gerada pelas turbinas. Maiores resultados de geração das turbinas são obtidos a partir de maiores vazões mássicas de combustível, além de maiores valores de vazão mássica, temperatura e pressão dos fluidos de trabalho, que geram maiores entalpias. Esses parâmetros combinados resultam em maior disponibilidade de energia térmica.

Tabela 17 - Resultados dos parâmetros de saída da otimização com objetivo de maximizar a geração de potência das turbinas sem restrições.

Parâmetro de saída	Valor	Unidade
Consumo do compressor do gás de síntese	11672,51	kW
Geração bruta da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	109719,15	kW
Geração bruta da turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	40721,78	kW
Consumo das bombas	381,14	kW
Geração total líquida da planta	138387,28	kW
Eficiência térmica da planta	61,47	%
Temperatura de entrada da turbina a gás (T_3)	1872,92	°C
Título da mistura de saída da turbina a vapor	89,46	%
Temperatura de saída da caldeira de recuperação	470,87	°C
Vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão (\dot{m}_{CO_2})	18,11	kg/s
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	0,47	kg/kWh

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na turbina a vapor, menores pressões de saída no último estágio da turbina traduzem uma maior expansão do fluido de trabalho, o que aumenta a geração de potência

mecânica e, conseqüentemente, eletricidade. Uma menor vazão de extração resulta em maior quantidade de vapor sendo expandida até o último estágio da turbina.

Já na turbina a gás, maiores temperaturas de saída da câmara de combustão, e por consequência, na entrada na turbina, são geradas por menores valores de razão estequiométrica de combustível, ou seja, menores quantidades de oxigênio disponível. Na otimização, o valor ótimo para esse parâmetro foi de 1,42, valor esse diferente da extremidade inferior do intervalo de variação. Para um melhor entendimento desse resultado, foi conduzida uma análise paramétrica dessa variável na seção 4.4.3.

Outro parâmetro que não atingiu o valor extremo do intervalo, de 450°C, foi a temperatura de entrada do SUP 2, que atingiu o valor 380,79°C. Diferente das demais variáveis, quando a simulação foi encerrada, ainda não havia sido observada uma convergência dessa variável. A alteração dessa variável não promoveu alteração no valor da função objetivo, indicando que o efeito da sua variação não impacta de forma significativa a geração de potência das turbinas.

Em comparação com o caso base, este cenário gerou 37,2 MW adicionais de eletricidade líquida, representando um aumento de 36,8%. A eficiência térmica da planta também foi elevada de 58,53% para 61,47%. No entanto, a temperatura de entrada da turbina a gás alcançou 1872,92°C, valor que não é atingido por nenhuma turbina na prática atualmente. O título da mistura na saída da turbina a vapor foi de 89,46, valor que pode comprometer a operação eficiente da planta. Essas questões implicam na necessidade de impor restrições no problema de otimização, o que será discutido em maior detalhe na seção 4.4.2.

4.4.2 Otimização para maximização da geração de potência com restrições

A planta foi submetida ao mesmo processo de otimização descrito do tópico anterior com o objetivo de maximizar a geração de potência das duas turbinas. Entretanto, nesta abordagem foram impostas restrições referentes ao título da mistura que sai da turbina a vapor e a temperatura de entrada da turbina a gás.

Em sistemas que operam com turbinas a gás, a temperatura máxima de entrada na turbina é limitada por considerações metalúrgicas. Temperaturas excessivamente altas podem causar degradação nos materiais da turbina, resultando na redução de sua vida útil e no aumento dos custos de manutenção (Moran *et al.*, 2018).

Da mesma forma, em turbinas a vapor, o título da mistura que sai da turbina é restrito devido à presença de gotículas de líquido na mistura líquido-vapor, que podem causar erosão nas pás da turbina. Esse fenômeno não apenas reduz a eficiência da turbina, mas também aumenta a frequência de intervenções de manutenção. Um valor mínimo recomendado para o título na saída da turbina é de 90%, garantindo que a proporção de vapor seco seja suficiente para minimizar os efeitos erosivos e preservar o desempenho do sistema (Moran *et al.*, 2018).

O método de otimização utilizado também foi o NSGA-II e os parâmetros de otimização e as suas respectivas faixas de variação são as mesmas do caso anterior discutido na seção 4.4.1, mostradas na Tabela 15. A declaração de otimização é a seguinte:

$$\text{Encontre } X = \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_B \\ RE \\ w \\ \dot{m}_{GN} \\ RP \\ \lambda_C \\ P_{21} \\ \dot{m}_{19} \\ T_{17} \\ T_{18} \\ \dot{m}_V \\ P_{11} \end{array} \right\}, \text{ que maximize a geração total de potência } (\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV})(X)$$

sujeito às restrições:

$$0,90 \leq \text{Título da mistura } (X) \leq 1$$

$$\text{Temperatura do gás na entrada da TG } (X) \leq 1250^\circ\text{C}$$

A Tabela 18 apresenta os resultados ótimos dos valores dos parâmetros de entrada, após a convergência da função objetivo e dos parâmetros de entrada.

Tabela 18 - Resultados dos parâmetros de entrada da otimização com objetivo de maximizar a energia das turbinas com restrições.

Parâmetro de otimização	Valor	Unidade
Vazão mássica de biomassa (\dot{m}_B)	3,0	kg/s
RE da gaseificação (RE)	0,30	-

Umidade da biomassa (w)	10,0	%
Vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN})	5,0	kg/s
Razão de pressão da turbina a gás (RP)	17,81	-
Razão estequiométrica do combustor (λ_c)	2,86	-
Pressão de saída da turbina a vapor (P_{21})	0,36	bar
Vazão mássica de extração da turbina a vapor (\dot{m}_{19})	0,61	kg/s
Temperatura de entrada do SUP 2 (T_{17})	375,82	°C
Temperatura de entrada da turbina a vapor (T_{18})	558,35	°C
Vazão mássica de vapor (\dot{m}_V)	30,00	kg/s
Pressão de entrada da caldeira de recuperação (P_{11})	98,91	bar

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os resultados dos valores dos parâmetros ótimos foram semelhantes ao do caso anterior sem restrição, com exceção da razão estequiométrica do combustor da turbina a gás, da vazão de extração, da pressão de saída e da temperatura de entrada da turbina a vapor. Já os parâmetros de saída, apresentados na Tabela 19, foram todos diferentes da otimização sem restrições.

Tabela 19 - Resultados dos parâmetros de saída da otimização com objetivo de maximizar a energia das turbinas com restrições

Parâmetro de saída	Valor	Unidade
Consumo do compressor do gás de síntese	11717,25	kW
Potência da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	104708,64	kW
Geração da turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	32311,89	kW
Consumo das bombas	379,78	kW
Geração total líquida da planta	124923,5	kW
Eficiência térmica da planta	55,49	%
Temperatura de entrada da turbina a gás (T_3)	1249,96	°C
Título da mistura de saída da turbina a vapor	90,0	%
Temperatura do gás na saída da caldeira de recuperação	323,77	-
Vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão (\dot{m}_{CO_2})	18,11	kg/s
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	0,52	kg/kWh

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Quando comparado com o caso base, em que foi obtida uma geração total líquida de 101,2 MW, o caso otimizado com restrições gerou 23,76 MW a mais de energia elétrica, com vazões de combustível máximas dentro dos intervalos propostos. Apesar disso, a eficiência térmica da planta diminuiu 3% com relação ao caso base.

Como a eficiência térmica tem relação direta com a vazão mássica de combustível, o aumento na vazão mássica de biomassa, que contém menor conteúdo energético quando comparado com o gás natural, reduz o poder calorífico da mistura de combustível que alimenta a turbina a gás. Isso resulta em uma menor geração de potência pelo equipamento, impactando diretamente a eficiência térmica do sistema, que também diminuiu. Assim, o aumento na proporção de biomassa e gás natural em relação ao caso base foi o principal fator que causou a queda na eficiência apresentada.

O valor da razão estequiométrica do combustor (λ_c) foi consideravelmente maior que o da otimização anterior, resultado do impacto da restrição imposta sobre a temperatura de entrada do fluido de trabalho turbina a gás, que deveria ser menor que 1250°C. Como já mencionado, maiores valores de razão estequiométrica geram menores temperaturas do gás de combustão, que, conseqüentemente, geram menores temperaturas de gás de exaustão da turbina e da saída na chaminé da caldeira de recuperação.

Menores temperaturas e, conseqüentemente, menores entalpias do gás de exaustão resultam em menos energia disponível para as transferências de calor na caldeira de recuperação. Assim, ao impor essa restrição e tentar alcançar as mesmas temperaturas de vapor do caso anterior, não houve energia suficiente no gás de exaustão para atingir essas temperaturas no mesmo nível de pressão. Dessa maneira, essa restrição também explica a diminuição do valor da temperatura de entrada da turbina a vapor, assim como a conseqüente queda de geração de potência das duas turbinas.

A restrição mínima imposta no título de saída da mistura da turbina a vapor explica a maior pressão de saída da turbina a vapor quando comparada com a otimização sem restrições. Maiores pressões na saída da turbina a vapor aumentam o título da mistura.

A vazão de extração e a temperatura de entrada do SUP 2 não atingiram completa convergência mesmo após a convergência de todas as demais variáveis. A vazão de extração poderia atingir menores valores, o que aumentaria a geração de potência da turbina a vapor. Uma análise paramétrica foi realizada para avaliar o impacto da temperatura de entrada do SUP 2 na geração final de potência. Assim como a análise de sensibilidade, os resultados da análise paramétrica indicaram que a mudança dessa

variável não altera o valor final da geração de potência, o que explica a não convergência da mesma durante o processo de otimização. Mais detalhes da análise são apresentados no tópico 4.4.4.

4.4.3 Análise paramétrica da razão estequiométrica do combustor da turbina a gás (λ_c) na planta

Uma análise paramétrica na planta de potência foi realizada com o objetivo de avaliar a influência da razão estequiométrica do combustor (λ_c). O valor de λ_c foi variado de 1 a 2,2, com incrementos de 0,1. Durante todos os testes, os demais parâmetros da simulação foram mantidos constantes. Essas condições foram as mesmas da otimização com objetivo de maximizar a geração das turbinas sem restrições (Tabela 16).

Os parâmetros avaliados foram aqueles mais impactados pela variação de λ_c : vazão mássica de ar que entra no sistema, demanda de potência do compressor de ar, temperatura do gás de combustão proveniente da câmara de combustão e do gás de exaustão da turbina a gás e geração de potência da turbina a gás (\dot{W}_{TG}). Os resultados são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 - Análise paramétrica da razão de equivalência de oxigênio

λ_c	\dot{m}_{ar} (kg/s)	\dot{W}_c (MW)	T_3 (°C)	T_4 (°C)	\dot{W}_{TG} (MW)
1,00	107,90	42,05	2293,90	1331,50	108,65
1,10	117,42	46,25	2171,80	1244,00	109,05
1,20	126,92	50,46	2065,20	1168,30	109,32
1,30	136,52	54,66	1971,20	1102,00	109,46
1,40	146,02	58,87	1887,70	1043,50	109,51
1,50	155,52	63,76	1813,00	991,58	109,48
1,60	165,02	67,28	1745,80	945,09	109,38
1,70	174,62	71,48	1685,00	903,25	109,22
1,80	184,12	75,91	1629,70	865,40	109,00
1,90	193,62	79,89	1579,20	830,98	108,74
2,00	203,22	84,10	1532,90	799,55	108,44
2,10	212,72	88,31	1490,30	770,73	108,11
2,20	222,22	92,51	1451,00	744,21	107,74

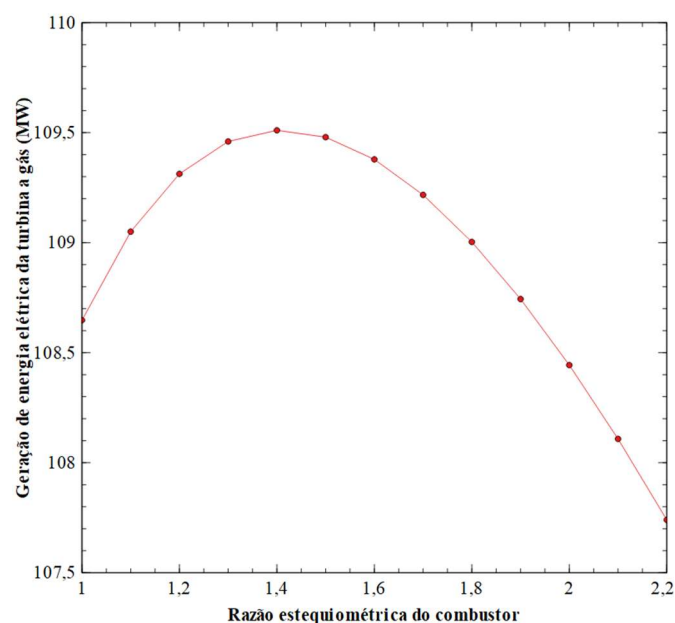
Fonte: Elaboração do próprio autor.

O aumento da vazão mássica de ar no combustor (aumento de λ_c) resulta em maiores concentrações de N_2 e O_2 , que são os principais componentes do ar atmosférico. De forma semelhante, esse aumento, que indica uma combustão mais pobre, provoca uma redução na quantidade de CO_2 e H_2O presentes na composição do gás de exaustão final. Concomitantemente, a temperatura final do gás diminuiu com o aumento da quantidade de ar injetada.

Esses resultados decorrem do efeito de diluição do ar no combustor, uma vez que, conforme indicado na análise de sensibilidade, o modelo utilizado não considera o ar em excesso como reagente. O aumento da vazão mássica de N_2 e O_2 não reagentes no gás de exaustão reduz a proporção de CO_2 e H_2O . Além disso, a maior massa de gás absorve o calor gerado na combustão, distribuindo a energia térmica em um volume maior de fluido, o que resulta na diminuição da temperatura final.

Além disso, com o aumento da razão estequiométrica do combustor (λ_c) e uma maior vazão mássica de ar que entra no sistema, é gerada uma consequente demanda de potência para o funcionamento do compressor. Essa potência já foi descontada dos valores finais de geração de potência apresentados nos resultados, pois o compressor e a turbina estão conectados no mesmo eixo na modelagem. A Figura 18 apresenta um gráfico da geração de potência da turbina a gás pelo valor de λ_c .

Figura 18 - Geração de potência da turbina a gás pela variação de λ_c .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, tanto a diminuição da entalpia quanto o aumento do consumo de energia do compressor resultam na diminuição da potência gerada pela turbina e na eletricidade gerada pela planta. Porém, dentro do intervalo avaliado, a combinação desses fatores e da vazão mássica de gás resultou em um aumento na geração que atingiu um pico no valor de razão de equivalência em torno de 1,4, seguido por uma queda que continuou até o final do intervalo avaliado. Além disso, essas alterações não ocorreram em grande proporção. O menor valor obtido para a geração foi de 107,74 MW, enquanto o maior foi de 109,51, valor 1,64% maior, demonstrando que essa variável pode ter pouco impacto na geração total da turbina.

O pico de geração ocorreu em um valor próximo de λ_c encontrado durante o processo de otimização sem restrições. Isso explica o fato de o resultado não ter sido próximo do limite inferior do intervalo como aconteceu com a maioria das outras variáveis.

4.4.4 Análise paramétrica da temperatura de entrada do SUP 2 na planta

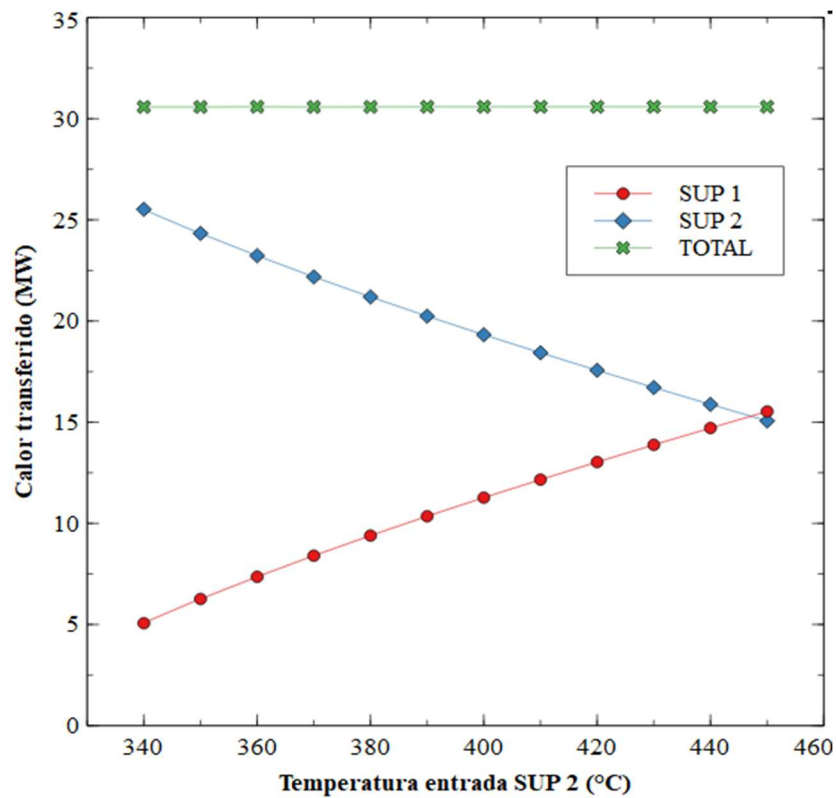
Como já discutido, durante as duas primeiras abordagens de otimizações, foi observada a convergência de todas as variáveis, exceto da temperatura de entrada do SUP 2 (T_{17}). A fim de verificar a influência dessa variável nas principais variáveis de saída da simulação, foi realizada uma análise paramétrica. Assim como na seção 4.4.3, todas as demais variáveis foram mantidas constantes e iguais aos valores obtidos na otimização sem restrições, conforme apresentados na Tabela 16.

A temperatura foi variada de 340 a 450 °C, com incrementos de 10 °C. Foi observado o efeito sobre os principais parâmetros da planta de potência, como geração de potência das turbinas e condições do gás de saída da caldeira de recuperação. Além disso, foram analisadas as taxas de transferência de calor nos superaquecedores. Os calores transferidos foram os únicos parâmetros alterados pela mudança no valor de T_{17} . Os resultados da análise são apresentados na Figura 19.

Com o aumento da temperatura de saída do primeiro superaquecedor (SUP 1), mais calor foi transferido por esse componente e menos pelo segundo (SUP 2), porém a soma das transferências se manteve praticamente constante ao longo dos testes. Essa análise atestou que como a temperatura de saída do SUP 2 (entrada da turbina a vapor) permaneceu fixa, a mesma quantidade de calor transferida é necessária em todos os casos, não importando por qual componente essa transferência ocorreu com maior ou menor

magnitude. Dessa maneira, a alteração da temperatura de entrada do SUP 2 não causa nenhum efeito sobre a geração de potência da turbina ou da eficiência da planta, resultado que está de acordo com os resultados da análise de sensibilidade apresentada na seção 4.3.

Figura 19 - Calor transferido pelos componentes SUP 1 e SUP 2 com a variação de T_{17} .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.5 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA COM OBJETIVO DE MINIMIZAR A GERAÇÃO DE GÁS CARBÔNICO

Devido as implicações ambientais da geração de gás carbônico durante a produção de eletricidade, foram realizados processos de otimização visando minimizar a geração de CO₂ com e sem restrições.

4.5.1 Otimização sem restrições para minimizar a vazão mássica de CO₂ no gás de exaustão da turbina a gás

A planta de potência foi submetida novamente ao processo de otimização através do método NSGA-II com os mesmos parâmetros de otimização e faixas de variação dos casos anteriores, apresentadas na Tabela 15. Inicialmente, a otimização foi feita sem nenhuma restrição de projeto. A declaração de otimização para esse caso é a seguinte:

$$\text{Encontre } X = \begin{pmatrix} \dot{m}_B \\ RE \\ w \\ \dot{m}_{GN} \\ rp \\ \lambda_C \\ P_{21} \\ \dot{m}_{19} \\ T_{17} \\ T_{18} \\ \dot{m}_V \\ P_{11} \end{pmatrix}, \text{ que minimize a vazão mássica de CO}_2$$

A Tabela 21 apresenta os resultados ótimos dos valores dos parâmetros de entrada, obtidos após a convergência desses parâmetros e da função objetivo.

Tabela 21 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO₂ no gás de exaustão sem restrições

Parâmetro de otimização	Valor	Unidade
Vazão mássica de biomassa (\dot{m}_B)	$7,25 \times 10^{-13}$	kg/s
RE da gaseificação (RE)	0,2	-
Umidade da biomassa (w)	28,60	%
Vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN})	2,50	%
Razão de pressão da turbina a gás (RP)	10,0	-
Razão estequiométrica do combustor (λ_C)	1,0	-
Pressão de saída da turbina a vapor (P_{21})	0,10	bar
Vazão mássica de extração da turbina a vapor (\dot{m}_{19})	0,0329	kg/s
Temperatura de entrada do SUP 2 (T_{17})	300,00	°C
Temperatura de entrada da turbina a vapor (T_{18})	450,61	°C
Vazão mássica de vapor (\dot{m}_V)	20,0	kg/s
Pressão de entrada da caldeira de recuperação (P_{11})	50,0	bar

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os resultados indicaram que exceto a umidade da biomassa, todos os parâmetros foram equivalentes ou próximos do limite inferior nos intervalos de variação. Quanto menor a vazão mássica de combustível e ar atmosféricos reagentes da reação de combustão, menor a massa de produtos, incluindo o CO_2 , presente no gás de exaustão. Por esse motivo, os resultados indicaram uma vazão mássica de gás de síntese próxima de zero e uma vazão mássica de gás natural referente ao valor mínimo do intervalo de 2,5.

A fim de verificar a causa desse comportamento inesperado, os resultados do caso ótimo foram inseridos manualmente na plataforma IPSE GO, sendo verificada a influência dos parâmetros de otimização utilizados no valor final da função objetivo. Os valores foram alterados individualmente, enquanto os outros eram mantidos constantes, sempre respeitando os limites dos intervalos estabelecidos. O valor final da função objetivo era observado em todas as alterações. Verificou-se que as únicas variáveis que impactaram a vazão mássica de CO_2 foram: vazão mássica de biomassa, vazão mássica de gás natural, umidade da biomassa e, em menor magnitude, a razão de equivalência do gaseificador. Essa constatação é corroborada pela análise de sensibilidade discutida na seção 4.3.

O aumento da umidade da biomassa gera um gás de síntese com menores concentrações de CH_4 e CO , o que contribui para um aumento na produção de CO_2 e para a redução da vazão mássica do gás. Quando esses fatores são considerados em conjunto, observa-se que a umidade apresenta uma relação inversa com a produção de dióxido de carbono no gás de exaustão da turbina a gás. Apesar disso, como nessa situação a vazão mássica do gás de síntese foi praticamente nula, a umidade da biomassa exerceu pouca influência, enquanto a razão de equivalência do gaseificador não afetou significativamente a função objetivo.

Geralmente, a presença de oxigênio e a variação de pressão e temperatura dos reagentes de combustão influenciam na quantidade dos produtos gerados. Diferente do esperado, a quantidade de ar na reação de combustão e a razão de pressão da turbina a gás não influenciaram na produção de gás carbônico, fato comprovado pela análise de sensibilidade e pelo comportamento dos parâmetros de entrada durante a otimização, que convergiram para o limite inferior dos intervalos. Isso demonstra que, no IPSE GO, na turbina a gás, o oxigênio em excesso é considerado não reagente, provocando apenas um efeito de diluição no gás de exaustão gerado. Além disso, a pressão dos reagentes também não produz efeito sobre a quantidade de produtos na reação. Os únicos componentes do

gás de exaustão gerado são: Ar, CO₂, N₂, H₂O, demonstrando que não são consideradas reações incompletas.

Os resultados dos parâmetros de saída são apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO₂ sem restrições.

Parâmetro de saída	Valor	Unidade
Vazão mássica de gás de síntese	$1,81 \times 10^{-12}$	kg/s
Consumo do compressor do gás de síntese	$2,3 \times 10^{-9}$	kW
Potência da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	36778,02	kW
Geração da turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	20546,07	kW
Consumo das bombas	215,495	kW
Geração total líquida da planta	57108,60	kW
Eficiência térmica da planta	62,79	%
Temperatura de entrada da turbina a gás (T_3)	2154,95	°C
Título da mistura de saída da turbina a vapor	85,99	%
Temperatura do gás na saída da caldeira de recuperação	372,93	°C
Vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão (\dot{m}_{CO_2})	6,79	kg/s
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	0,43	kg/kWh

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Em relação aos demais parâmetros, as variáveis que não impactaram a função objetivo apresentaram uma distribuição aleatória ao longo da simulação, com resultados iguais aos correspondentes aos limites inferiores dos intervalos. Os menores valores dos parâmetros do ciclo resultaram em consequentes menores gerações de potência pela turbina a vapor e pela turbina a gás quando comparado com o caso em que o objetivo era maximizar a geração de potência. A geração de potência das turbinas a gás e a vapor nos casos em que o objetivo era maximizar a potência gerada foram 109,72 MW e 40,72 MW, enquanto nesse caso foram 36,77 MW e 20,54 MW, respectivamente.

Como a vazão mássica de gás de síntese foi praticamente nula, o consumo de potência do compressor do gás de síntese também foi desprezível. A eficiência térmica da planta foi de 62,79%, valor superior aos casos em que o objetivo era maximizar

potência gerada pelas turbinas. Finalmente, a vazão mássica de gás carbônico gerada foi de 6,79 kg e o índice de emissão de gás carbônico foi de 0,43 kg/kWh.

Comparado ao caso base, a emissão de dióxido de carbono foi reduzida em 14%. No entanto, essa diminuição resultou em uma queda de 43,54% na geração líquida, devido ao consumo mínimo de combustível. Assim, para atender às demandas, é necessário definir uma geração mínima que o sistema deve alcançar.

4.5.2 Otimização com restrições para minimização da vazão mássica de CO₂ no gás de exaustão da turbina a gás

A otimização visando minimizar a vazão mássica de CO₂ no gás de exaustão foi realizada considerando as restrições relacionadas à temperatura de entrada do gás na turbina e ao título da mistura que sai da turbina a vapor. Além disso, foram estabelecidas restrições quanto à geração de potência das turbinas, de modo a garantir uma geração mínima próxima à produzida pela planta de potência de referência. Os parâmetros de otimização e as faixas de variação permanecem os mesmos dos casos anteriores. A declaração de otimização para este cenário é a seguinte:

$$\text{Encontre } X = \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_B \\ RE \\ w \\ \dot{m}_{GN} \\ rp \\ \lambda_C \\ P_{21} \\ \dot{m}_{19} \\ T_{17} \\ T_{18} \\ \dot{m}_V \\ P_{11} \end{array} \right\}, \text{ que minimize a vazão mássica de CO}_2 \text{ nos gases de exaustão}$$

sujeito as restrições:

$$0,90 \leq \text{Título da mistura } (X) \leq 1$$

$$\text{Temperatura do gás na entrada da TG } (X) \leq 1250^\circ\text{C}$$

$$\text{Geração de potência TG } (X) \geq 62 \text{ MW}$$

$$\text{Geração de potência TV } (X) \geq 30 \text{ MW}$$

A Tabela 23 apresenta os resultados ótimos dos valores dos parâmetros de entrada, obtidos após a convergência da função objetivo e dos parâmetros de entrada.

Tabela 23 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO₂ com restrições.

Parâmetro de otimização	Valor	Unidade
Vazão mássica de biomassa (\dot{m}_B)	1,39x10 ⁻¹⁰	kg/s
RE da gaseificação (RE)	0,2	-
Umidade da biomassa (w)	19,21	%
Vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN})	3,82	%
Razão de pressão da turbina a gás (RP)	14,71	-
Razão estequiométrica do combustor (λ_C)	2,55	-
Pressão de saída da turbina a vapor (P_{21})	0,14	bar
Vazão mássica de extração da turbina a vapor (\dot{m}_{19})	0,47	kg/s
Temperatura de entrada do SUP 2 (T_{17})	300,00	°C
Temperatura de entrada da turbina a vapor (T_{18})	524,70	°C
Vazão mássica de vapor (\dot{m}_V)	29,52	kg/s
Pressão de entrada da caldeira de recuperação (P_{11})	50,03	bar

Fonte: Elaboração do próprio autor.

De maneira semelhante à análise anterior, o caso ótimo indicou uma vazão de biomassa praticamente nula, o que eliminou o impacto das variáveis no resultado relacionadas à biomassa, como a razão de equivalência.

No que diz respeito à turbina a gás, os parâmetros que mais divergiram em relação ao caso anterior foram a razão estequiométrica do combustor e a razão de pressão do compressor da turbina a gás. Assim como discutido anteriormente, menores valores da razão estequiométrica levam a temperaturas mais elevadas na entrada do gás na turbina. Devido a restrição imposta, o valor para λ_C foi de 2,55, resultando em uma temperatura de entrada de 1249,45 °C.

A razão de pressão foi de 14,71, e a vazão mássica de gás natural alcançou 3,82 kg/s, valores superiores aos obtidos na otimização sem restrições, de 10 e 2,5 kg/s, respectivamente. As alterações nas vazões mássicas de gás natural e oxigênio resultaram

em um aumento na vazão mássica de dióxido de carbono presente no gás de exaustão, atingindo 10,37 kg/s em comparação com os 6,79 kg/s na otimização sem restrições.

Esses parâmetros estão diretamente ligados à geração de potência pela turbina a gás, que, devido à restrição imposta, deveria ser de no mínimo 62 MW. A combinação do aumento na vazão mássica de combustível e da pressão do fluido de trabalho da turbina foi responsável pela geração de 25 MW adicionais de potência. Os resultados dos principais parâmetros de saída são apresentados na Tabela 24.

Tabela 24 - Resultados da otimização com objetivo de minimizar a vazão mássica de CO₂ com restrições

Parâmetro de saída	Valor	Unidade
Vazão mássica de gás de síntese (kg/s)	2.7×10^{-10}	kg/s
Consumo do compressor do gás de síntese	$3,4 \times 10^{-7}$	kW
Potência da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	62002,75	kW
Geração da turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	31800,61	kW
Consumo das bombas	205,88	kW
Geração total líquida da planta	93597,49	kW
Eficiência térmica da planta	67,28	%
Temperatura de entrada da turbina a gás (T_3)	1249,45	°C
Título da mistura de saída da turbina a vapor	90,29	%
Temperatura do gás na saída da caldeira de recuperação	155,84	°C
Vazão mássica de CO ₂ no gás de exaustão (\dot{m}_{CO_2})	10,37	kg/s
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	0,40	kg/kWh

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A vazão mássica e a temperatura de entrada da turbina a vapor apresentaram valores superiores aos observados na otimização sem restrições, resultando em uma geração de potência de 31,8 MW. Essa mudança nos parâmetros, e a conseqüente maior geração de potência, foi impulsionada pela restrição que exigia uma geração mínima de 30 MW de potência pelo componente.

A pressão do vapor na entrada da caldeira de recuperação e a temperatura de entrada do superaquecedor 2 (SUP 2) situaram-se nos limites inferiores dos intervalos de variação, assim como na otimização anterior sem restrições. Isso sugere que esses

parâmetros têm pouco ou nenhum impacto na função objetivo ou na geração de potência, o que confirma os resultados da análise de sensibilidade discutida na seção 4.3.

A vazão mássica de extração da turbina a vapor e a pressão de saída desse componente foram de 0,47 kg/s e 0,14 bar, respectivamente. Esses valores foram superiores aos observados na otimização sem restrições e estão diretamente ligados com o título da mistura de saída, que nesse caso deveria ser de no mínimo 90%.

A maior geração de potência resultou em uma melhora de 4,5% na eficiência em relação ao caso sem restrições com um aumento no consumo de gás natural de 1,32 kg/s. O aumento da eficiência térmica foi refletido no índice de emissão de CO₂ gerada, que caiu de 0,43 para 0,40 kg/kWh. Comparado ao caso base, em que o consumo de ambos os combustíveis foi mais elevado, a geração de potência líquida foi 7,5% inferior. Contudo, a eficiência térmica da planta nesse caso foi 13% superior à do caso base, além de apresentar uma redução de 20% no índice de emissão de CO₂, alinhando-se aos objetivos propostos pela simulação.

4.6 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA MULTI OBJETIVO PARA MAXIMIZAÇÃO DA GERAÇÃO DE POTÊNCIA DAS TURBINAS E MINIMIZAÇÃO DA GERAÇÃO DE CO₂ NOS GASES DE EXAUSTÃO DA TURBINA A GÁS

Nesta abordagem de otimização multiobjetivo, a planta de potência foi submetida novamente ao processo de otimização com os mesmos parâmetros de otimização e faixas de variação dos casos anteriores, para maximizar a geração de potência e minimizar a vazão mássica de CO₂. A declaração de otimização para esse caso é a seguinte:

$$\text{Encontre } X = \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_B \\ RE \\ w \\ \dot{m}_{GN} \\ rp \\ \lambda_C \\ P_{21} \\ \dot{m}_{19} \\ T_{17} \\ T_{18} \\ \dot{m}_V \\ P_{11} \end{array} \right\}, \text{ que minimize a vazão mássica de CO}_2 \text{ e maximize a geração}$$

de potência das turbinas $(\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV})(X)$

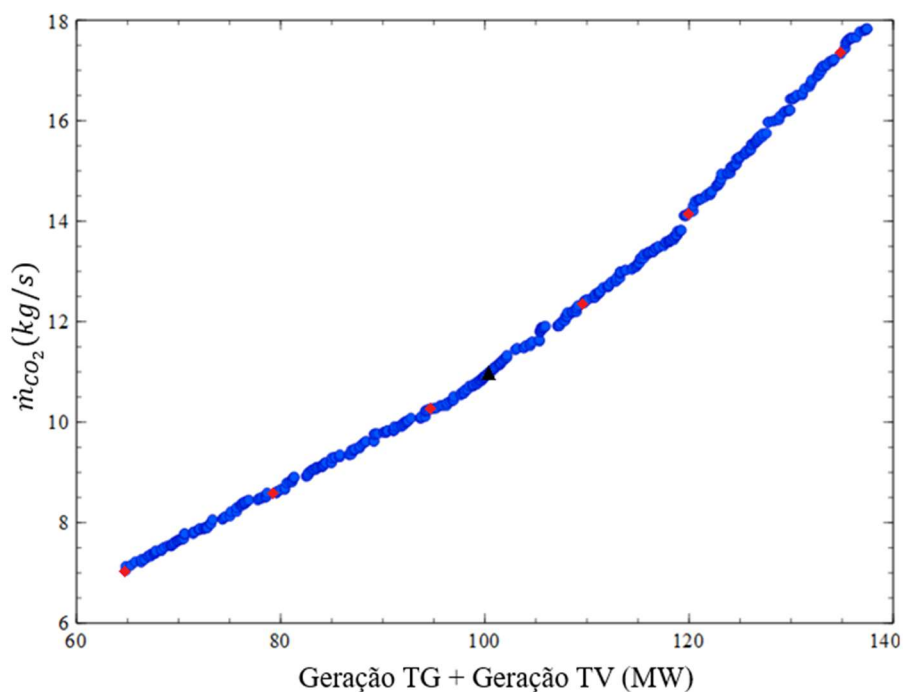
sujeito as restrições:

$$0,90 \leq \text{Título da mistura } (X) \leq 1$$

$$\text{Temperatura do gás na entrada da TG } (X) \leq 1250^{\circ}\text{C}$$

A discussão apresentada foi realizada com base na análise do comportamento de todos os pontos dominantes que caracterizam uma fronteira de Pareto, os chamados *design* de Pareto, conforme mostrado na Figura 20.

Figura 20 - Fronteira de Pareto da otimização multiobjetivo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Tabela 25 apresenta os resultados ótimos dos valores dos parâmetros de entrada em seis pontos igualmente espaçados ao longo da fronteira de Pareto, apresentados em ordem crescente com relação a geração total de potência. As localizações aproximadas desses pontos são destacadas na Figura 20 através de losangos vermelhos.

A geração de dióxido de carbono, como esperado, teve comportamento diretamente proporcional com relação a geração total das turbinas. Quanto maior a geração de potência, maior a vazão mássica de CO_2 nos gases de exaustão. Portanto, a

fronteira de Pareto foi caracterizada pelas maiores gerações de energia que podem ser atingidas com as menores produções possíveis de dióxido de carbono.

Tabela 25 - Resultados da otimização multiobjetivo.

Unidade		1	2	3	4	5	6
Parâmetros de entrada							
\dot{m}_B	kg/s	0,004	0,046	0,105	0,009	0,543	2,915
RE	-	0,29	0,29	0,29	0,29	0,30	0,3
w	%	18,09	10,12	10,55	18,92	19,30	12,06
\dot{m}_{GN}	kg/s	2,59	3,12	3,72	4,45	5,00	4,97
RP	-	15,84	15,86	17,94	17,91	17,75	17,96
λ_C	-	2,59	2,59	2,68	2,69	2,73	2,85
P_{21}	Bar	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,15
\dot{m}_{19}	kg/s	0,043	0,031	0,285	0,285	0,147	0,435
T_{17}	°C	339,45	408,07	340,11	342,26	352,84	423,14
T_{18}	°C	519,14	519,15	524,75	535,54	539,52	548,74
\dot{m}_V	kg/s	21,00	25,52	29,44	29,94	29,99	29,99
P_{11}	bar	50,40	50,32	51,04	53,34	54,80	53,16
Parâmetros de saída							
\dot{W}_{SC}	MW	0,01	0,17	0,38	0,03	1,87	10,30
\dot{W}_{TG}	MW	42,29	51,41	63,24	75,14	87,54	102,32
\dot{W}_{TV}	MW	22,53	27,27	31,62	32,96	33,07	33,14
\dot{W}_P	MW	0,15	0,18	0,21	0,22	0,23	0,22
η	%	68,46	68,62	68,84	66,45	62,67	56,81
\dot{m}_{27}	kg/s	0,009	0,114	0,258	0,020	1,290	6,776
T_3	°C	1244,38	1249,15	1247,31	1245,31	1243,26	1247,56
x	%	90,08	90,22	90,38	90,27	90,48	91,17
T_9	-	116,02	115,69	129,28	198,41	256,36	303,98
\dot{W}_{TG+TV}	MW	64,82	78,68	94,86	108,09	120,60	135,46
\dot{m}_{CO_2}	kg/s	7,05	8,53	10,26	12,11	14,31	17,57

Fonte: Elaboração do próprio autor.

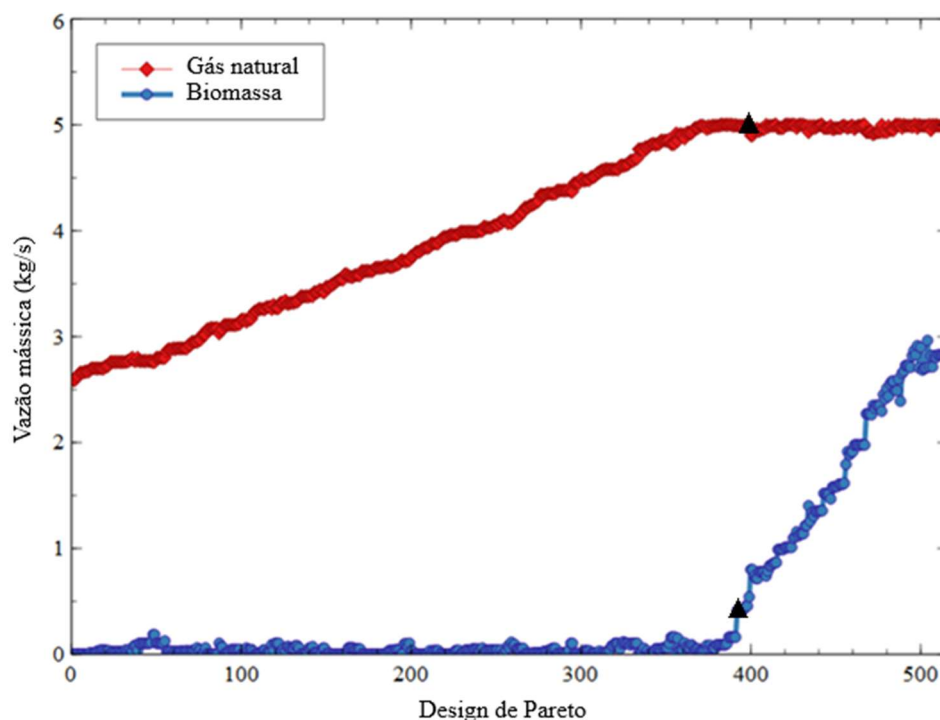
A geração de potência da turbina a gás aumentou progressivamente, enquanto a geração de potência da turbina a vapor atingiu seu pico em aproximadamente 33 MW, quando a vazão mássica de vapor atingiu seu valor máximo permitido. Além disso, a tendência mostra um perfil não linear entre a geração de potência e as emissões de CO₂ para as configurações dominantes.

A vazão de gás natural demonstrou um comportamento crescente ao longo dos resultados apresentados na Tabela 25, até que a vazão de gás natural atingiu seu valor máximo. Devido a maior concentração de carbono na composição do gás natural, valores apresentados nas Tabelas 2 e 3, a reação de combustão do gás natural resulta em uma quantidade maior de CO₂ em comparação com a combustão da mesma vazão mássica de gás de síntese, embora também gere uma quantidade superior de potência.

O comportamento das vazões de combustível é apresentado na Figura 21. A vazão de biomassa permaneceu inferior a 0,05 kg/s até que a geração de potência atingiu 118,52 MW e a emissão de CO₂ alcançou 13,63 kg/s. Esse ponto da fronteira de Pareto, destacado na Figura 21 com um marcador triangular preto, coincidiu com o momento em que a vazão de gás natural alcançou o valor máximo permitido pelo intervalo do processo de otimização. A partir desse momento, a vazão de biomassa também passou a aumentar até atingir valores próximos ao máximo permitido pelo intervalo, de 3 kg/s, pontos nos quais foram observados os maiores valores de geração de potência. Esses resultados indicam que a biomassa foi utilizada de forma significativa apenas quando não era mais possível aumentar a vazão de gás natural no sistema.

Ainda analisando a Figura 21, sem distinguir o combustível de origem das emissões, o gás natural é um combustível melhor quando comparado ao gás de síntese em relação aos objetivos analisados. Neste trabalho, as emissões foram contabilizadas para as emissões totais, incluindo aquelas produzidas pela biomassa, que é uma fonte renovável, considerada por muitos autores como carbono neutro. No entanto, nesta análise, as emissões da biomassa não foram consideradas carbono neutro. Essa abordagem também foi adotada por Morrone *et al.* (2022) e é aderente aos propósitos deste trabalho. Para que as emissões da biomassa sejam consideradas neutras, deve-se assumir um cenário com métodos sustentáveis de produção e transporte, o que não pode ser garantido.

Figura 21 - Comportamento das vazões de combustível do sistema ao longo da fronteira de Pareto



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Embora as emissões de gás natural substituído pelo gás de síntese sejam menores do que aquelas geradas pela mesma vazão de gás natural, o conteúdo energético do gás de síntese é significativamente menor do que o do gás natural. Segundo os dados gerados pelo próprio software IPSE GO a partir das composições utilizadas, o PCI do gás natural é de 36,43 MJ/kg, enquanto do gás de síntese é cerca de 6 MJ/kg (cerca de seis vezes menor). Dessa forma, há uma maior concentração de CO₂ por unidade de energia para a biomassa em comparação ao gás natural, como já foi constatado por Khorshidi *et al.* (2016). De acordo com os autores, à medida que o nível de coqueima aumenta, há um aumento nas emissões totais de CO₂ pelo sistema.

Ao analisar todas as simulações relacionadas à geração de dióxido de carbono, observa-se que o consumo de biomassa não foi priorizado em nenhuma situação, sendo utilizado apenas quando não havia mais a possibilidade de injeção de gás natural para uma maior geração de potência.

Nos casos de fronteira de Pareto apresentada na Figura 20, em que a geração total se assemelhou ao caso base, essa produção foi alcançada com uma vazão mássica de gás natural próxima a 4,1 kg/s, mas com uma vazão desprezível de biomassa. A região desses

pontos está destacado com um triângulo preto na Figura 20. A mesma geração foi obtida pela adequação de outros parâmetros de entrada, como a razão de pressão (RP) no valor máximo permitido (18) e a temperatura de entrada da turbina a vapor de 530°C. A vazão mássica de extração foi de 0,4 kg/s, e a pressão da bomba na entrada da caldeira de recuperação foi de 51 bar nos casos dominantes na fronteira de Pareto.

Em relação ao comportamento das demais variáveis ao longo da fronteira de Pareto, quando a vazão de biomassa passou a se tornar mais significativa, a razão de equivalência no gaseificador estabilizou-se próximo do valor máximo. A umidade da biomassa apresentou um comportamento oscilante ao longo de todo o processo, variando entre 10% e 25%, o que sugere que essa variável tem impacto limitado sobre os valores das funções objetivo. De acordo com a análise de sensibilidade apresentada na seção 4.3, a umidade da biomassa é responsável por somente 0,3% e 0,5% dos efeitos em relação a geração total das turbinas e da geração de CO₂, respectivamente.

Analisando as demais variáveis de entrada e saída ao longo da Fronteira de Pareto, cujos valores referentes a alguns de seus pontos estão apresentados na Tabela 25, é possível traçar tendências de comportamento ao longo da curva.

A razão de pressão apresentou inicialmente um comportamento oscilante, até atingir valores próximos ao máximo do intervalo, de 18. Já a razão estequiométrica do combustor manteve-se entre 2,58 e 2,78 em todos os casos analisados, valores próximos ao limite permitido para essa variável, sem que a temperatura do gás na entrada da turbina a vapor ultrapassasse o valor máximo estabelecido pela restrição imposta.

A vazão de vapor demonstrou um comportamento crescente até atingir o valor máximo permitido no intervalo, de 30 kg/s. Os resultados indicaram que a vazão disponível não foi suficiente para aproveitar toda a energia disponível a partir desse ponto.

Isso é evidenciado pela temperatura de saída do gás de exaustão, que apresentou um comportamento crescente a partir do momento em que a vazão mássica de vapor se estabilizou, o que indica um aumento no conteúdo energético dos gases de exaustão que não foi totalmente aproveitado pela caldeira de recuperação. Esse fenômeno também se reflete na diminuição da eficiência térmica a partir do ponto em que a geração de potência pela turbina a vapor se tornou constante. Antes desse ponto, a eficiência térmica em todos os casos foi de aproximadamente 68%.

A de entrada da caldeira de recuperação variou entre 50 e 56 bar nos diferentes casos, valores inferiores aos observados nos cenários em que o objetivo era exclusivamente maximizar a geração de energia elétrica.

A temperatura de entrada da turbina a vapor variou entre 518°C e 535°C e depois apresentou um comportamento crescente em direção ao valor máximo, a partir dos casos em que vazão mássica de vapor e a geração de potência da turbina a vapor se estabilizou. A pressão de saída da turbina a vapor variou entre 0,1 e 0,16 bar ao longo de todos os pontos analisados, com uma concentração em valores mais baixos na segunda metade dos casos, sugerindo uma convergência em direção à extremidade inferior do intervalo de variação.

A temperatura de entrada do SUP 2 oscilou entre os valores mínimo e máximo ao longo de todos os pontos analisados, sem apresentar uma tendência clara de comportamento. O mesmo ocorreu com a vazão de extração da turbina a vapor.

4.7 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA PARA MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DO SISTEMA

4.7.1 Análise paramétrica da eficiência térmica do sistema

Uma análise paramétrica da planta foi realizada para avaliar o efeito da inserção de gás de síntese na eficiência térmica da planta. Primeiramente, a vazão mássica de gás de síntese (\dot{m}_{GS}) inserida no sistema foi alterada de zero até 7 kg/s com intervalos de 0,5 kg/s. Os demais parâmetros foram os mesmos utilizados na situação base, descritos no tópico 4.2. Nessa situação, foi obtido um gás de síntese com poder calorífico de 5,64 MJ/kg. Já para o gás natural, a composição utilizada resultou em um poder calorífico de 36,43 MJ/kg e a vazão mássica utilizada em todos os casos foi de 4,04 kg/s.

Os parâmetros de saída avaliados foram a eficiência térmica e aqueles relacionados ao seu cálculo, geração de potência das turbinas e consumo do compressor e bombas. Os resultados dessa análise são apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 - Análise paramétrica da planta em relação a eficiência térmica

\dot{m}_{GS} (kg/s)	\dot{W}_{SC} (MW)	\dot{W}_{TG} (MW)	\dot{W}_{TV} (MW)	\dot{W}_P (MW)	η (%)
0	0,00	62,63	32,3	0,30	64,30
0,5	0,67	64,01	32,3	0,30	63,56
1,0	1,35	65,39	32,3	0,30	62,85
1,5	2,02	66,77	32,3	0,30	62,16
2,0	2,69	68,14	32,3	0,30	61,50
2,5	3,36	69,52	32,3	0,30	60,86
3,0	4,04	70,89	32,3	0,30	60,24
3,5	4,71	72,28	32,3	0,30	59,65
4,0	5,38	73,65	32,3	0,30	59,07
4,5	6,06	75,03	32,3	0,30	58,51
5,0	6,73	76,40	32,3	0,30	57,97
5,5	7,40	77,78	32,3	0,30	57,45
6,0	8,07	79,15	32,3	0,30	56,94
6,5	8,75	80,53	32,3	0,30	56,45
7,0	9,42	81,90	32,3	0,30	55,97

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Com o aumento da quantidade de biomassa no sistema de gaseificação e, conseqüentemente, do gás de síntese no sistema, o poder calorífico inferior da mistura utilizada como combustível na turbina a gás diminuiu. Isso ocorre devido ao poder calorífico do gás de síntese ser substancialmente menor do que o do Gás Natural.

Apesar disso, como a vazão mássica de combustível e da mistura aumentou, houve um aumento na geração de potência da turbina a gás. Porém esse aumento não é suficiente para provocar um aumento na eficiência térmica do sistema. Ou seja, a eficiência do sistema diminuiu conforme a quantidade de biomassa no sistema aumentou. Essa diminuição pode ser atribuída à menor quantidade de energia presente nas vazões mássicas de biomassa e, conseqüentemente, de gás de síntese em comparação com as mesmas vazões de gás natural. Isso provoca menores valores de poder calorífico das misturas de combustível. Essa menor quantidade de energia presente na mistura gera uma conseqüente redução de potência produzida quando levada em conta a vazão mássica da mistura.

4.7.2 Otimização com objetivo de maximizar a eficiência sem restrições

A planta de potência foi agora submetida ao processo de otimização com o objetivo de maximizar a eficiência térmica da planta. Inicialmente, não foram impostas restrições de projeto. A declaração de otimização para esse caso é:

$$\text{Encontre } X = \begin{pmatrix} \dot{m}_B \\ RE \\ w \\ \dot{m}_{GN} \\ rp \\ \lambda_C \\ P_{21} \\ \dot{m}_{19} \\ T_{18} \\ \dot{m}_V \\ P_{11} \end{pmatrix}, \text{ que maximize a eficiência térmica da planta } \eta(X)$$

Com base nas conclusões das otimizações anteriores, a variável referente a temperatura de entrada do SUP 2 foi removida do problema devido à falta de efeito em relação as variáveis de saída estudadas. As Tabelas 27 e 28 apresentam os resultados ótimos dos valores dos parâmetros de entrada e saída, respectivamente. O critério de parada da simulação foi a observação da convergência da função objetivo e da maioria dos parâmetros de entrada.

Tabela 27 - Resultados dos parâmetros de entrada para otimização com objetivo de maximizar a eficiência térmica sem restrições

Parâmetro de otimização	Valor	Unidade
Vazão mássica de biomassa (\dot{m}_B)	0,0009	kg/s
RE da gaseificação (RE)	0,25	-
Umidade da biomassa (w)	20,03	%
Vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN})	3,42	kg/s
Razão de pressão da turbina a gás (RP)	17,97	-
Razão estequiométrica do combustor (λ_C)	1,14	-
Pressão de saída da turbina a vapor (P_{21})	0,1	bar
Vazão mássica de extração da turbina a vapor (\dot{m}_{19})	0,93	kg/s
Temperatura de entrada da turbina a vapor (T_{18})	649,8	°C
Vazão mássica de vapor (\dot{m}_V)	28,08	kg/s

Pressão de entrada da caldeira de recuperação (P_{11})	98,53	bar
--	-------	-----

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A eficiência térmica da planta está diretamente relacionada à geração líquida de potência das turbinas e à disponibilidade de energia térmica proveniente dos combustíveis utilizados. No caso da planta de estudo, em que o único produto é a eletricidade, o cenário de maior eficiência é aquele em que ocorre o melhor aproveitamento da energia disponível pelo sistema de geração de eletricidade.

Tabela 28 - Resultados dos parâmetros de saída para otimização com objetivo maximizar eficiência térmica sem restrições.

Parâmetro de saída	Valor	Unidade
Vazão mássica de gás de síntese (kg/s)	0,0019	kg/s
Consumo do compressor do gás de síntese	2,68	kW
Potência da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	60189,8	kW
Geração da turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	37727,5	kW
Consumo das bombas	355,01	kW
Geração total líquida da planta	97559,61	kW
Eficiência térmica da planta	78,22	%
Temperatura de entrada da turbina a gás (T_3)	2067,82	°C
Título da mistura de saída da turbina a vapor	89,55	%
Temperatura do gás na saída da caldeira de recuperação	82,45	°C
Vazão mássica de CO ₂ produzida (\dot{m}_{CO_2})	9,30	kg
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	0,34	kg/kWh

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os parâmetros de gaseificação que maximizaram a eficiência da planta foram uma razão de equivalência de 0,25 e uma umidade de 20,03%. Esses parâmetros não apresentaram convergência em direção a um único valor durante a simulação. Um aumento na razão de equivalência provoca maior vazão mássica e temperatura do gás de síntese, mas reduz seu poder calorífico. Já um aumento na umidade reduz todos esses parâmetros, sendo esperado um valor próximo ao limite inferior do intervalo de variação. Como a vazão de biomassa foi praticamente nula, a umidade e a razão de equivalência exerceram pouca influência no valor final da eficiência, o que também explica a ausência de convergência dessas variáveis durante o processo de otimização.

Na turbina a gás, os valores que maximizaram a eficiência foram uma razão de pressão de 17,97 e uma razão de equivalência do combustor de 1,14, ambos próximos ao extremo inferior do intervalo. Esses valores foram equivalentes aos valores que promovem a maximização da geração de potência pela turbina a gás. Porém, esse valor de razão estequiométrica gera altas temperaturas do gás na entrada da turbina a gás e na saída da caldeira de recuperação.

O valor da pressão na entrada da caldeira de recuperação foi 89,55 bar, menor do que o máximo permitido pelo intervalo. Para a turbina a vapor, a temperatura de entrada e a pressão de saída do vapor que otimizaram a eficiência total da planta também foram semelhantes às que maximizaram a geração de potência da turbina.

A vazão mássica de vapor foi de 28,08 kg/s. Neste caso, a vazão mássica de gás natural foi menor em comparação com o caso de maximização da geração de potência das turbinas. No caso de maximização da potência gerada, o valor ótimo correspondeu ao máximo do intervalo. Dessa forma, não foi necessária a mesma quantidade de vapor para aproveitar toda a energia disponível no gás de exaustão da turbina a gás.

Em conclusão, os parâmetros da planta de potência que maximizaram a eficiência foram, em sua maioria, semelhantes àqueles que maximizaram a geração de potência das turbinas sem restrições. Comparado ao caso base, em que a vazão mássica de gás natural foi de 4,04 kg/s, a diferença na eficiência também foi significativa. O caso otimizado apresentou uma eficiência 20% superior. A principal diferença foi observada na maior geração de potência da turbina a vapor, decorrente de uma maior disponibilidade de calor na caldeira de recuperação. No entanto, essa maior disponibilidade resultou das altas temperaturas do gás de combustão, o que, na prática, é inviável devido às limitações dos materiais que compõem os equipamentos.

Mesmo com a possibilidade de utilizar maiores vazões de ambos os combustíveis, isso não resultou em um aproveitamento eficiente da energia fornecida. Esse fato é comprovado pela eficiência atingida no caso ótimo, com o objetivo de maximizar a geração de potência das turbinas, que foi de 61,47%, contra 78,2% neste caso. As vazões mássicas de gás natural e biomassa, que no primeiro caso citado foram as máximas permitidas, nesse caso foram de 3,17 kg/s e 0,0009 kg/s, respectivamente.

A grande diferença no valor da eficiência foi provocada principalmente pelo fato dessa última otimização só ter utilizado o gás natural como combustível, que tem poder calorífico superior quando comparado com o do gás de síntese gerado. Logo, por mais que a eficiência tenha sido superior, esse caso não promoveu a utilização de biomassa

pelo sistema, impedindo o estudo dos efeitos da sua utilização, um dos objetivos do presente trabalho. O índice de emissão de dióxido de carbono foi de 0,34 kg/kWh, enquanto nas otimizações com objetivo de maximizar a geração de potência e minimizar a geração de CO₂, ambas sem restrições, as taxas de emissão foram de 0,47 kg/kWh e 0,43 kg/kWh, respectivamente.

Apesar disso, é possível concluir que a maior eficiência térmica não é alcançada com a vazão mássica máxima de gás natural, ou seja, com a geração máxima de potência, pois dessa forma a energia disponível no gás de exaustão pode ser melhor aproveitada pelo fluido de trabalho do ciclo a vapor. A maior eficiência térmica encontrada nesse caso foi gerada a partir de um consumo de 3,17 kg/s de gás natural e 0,0019 kg/s de gás de síntese, representando uma proporção de gás de síntese na mistura inferior a 1%, considerada desprezível.

4.7.3 Otimização com objetivo de maximizar a eficiência com restrições

Da mesma forma, a planta foi submetida novamente ao processo de otimização com os mesmos parâmetros de otimização e faixas de variação dos casos anteriores, porém agora com objetivo de maximizar a eficiência térmica da planta com as restrições referentes a temperatura de entrada da turbina a gás e do título da mistura de saída da turbina a vapor. A declaração de otimização para esse caso é:

$$\text{Encontre } X = \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_B \\ RE \\ w \\ \dot{m}_{GN} \\ rp \\ \lambda_C \\ P_{21} \\ \dot{m}_{19} \\ T_{18} \\ \dot{m}_V \\ P_{11} \end{array} \right\}, \text{ que maximize a eficiência térmica da planta } \eta(X)$$

sujeito as restrições:

$$0,90 \leq \text{Título da mistura } (X) \leq 1$$

$$\text{Temperatura do gás na entrada da TG } (X) \leq 1250^\circ\text{C}$$

As Tabelas 29 e 30 apresentam os resultados ótimos dos valores dos parâmetros de entrada e saída, respectivamente, obtidos após a convergência da função objetivo e dos parâmetros de entrada.

Tabela 29 - Resultados dos parâmetros de entrada para otimização com objetivo de maximizar a eficiência térmica com restrições.

Parâmetro de entrada	Valor	Unidade
Vazão mássica de biomassa (\dot{m}_B)	0,0003	kg/s
RE da gaseificação (RE)	0,25	-
Umidade da biomassa (w)	21,05	%
Vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN})	2,95	kg/s
Razão de pressão da turbina a gás (RP)	15,43	-
Razão estequiométrica do combustor (λ_C)	2,56	-
Pressão de saída da turbina a vapor (P_{21})	0,18	bar
Vazão mássica de extração da turbina a vapor (\dot{m}_{19})	0,01	kg/s
Temperatura de entrada da turbina a vapor (T_{18})	546,55	°C
Vazão mássica de vapor (\dot{m}_V)	23,60	kg/s
Pressão de entrada da caldeira de recuperação (P_{11})	67,97	bar

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 30 - Resultados dos parâmetros de saída para otimização com objetivo maximizar eficiência térmica.

Parâmetro de saída	Valor	Unidade
Vazão mássica de gás de síntese (kg/s)	0,0006	kg/s
Consumo do compressor do gás de síntese	0,81	kW
Potência da turbina a gás (\dot{W}_{TG})	48040,7	kW
Potência da turbina a vapor (\dot{W}_{TV})	26173,85	kW
Consumo das bombas	216,09	kW
Potência total líquida da planta	73997,64	kW
Eficiência térmica da planta	68,92	%
Temperatura de entrada da turbina a gás (T_3)	1249,69	°C
Título da mistura de saída da turbina a vapor	90,0	%
Temperatura do gás na saída da caldeira de recuperação	122,74	°C

Vazão mássica de CO ₂ produzida	8,01	kg/s
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	0,39	kg/kWh

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Quando comparado com a otimização sem restrições, como esperado, as principais diferenças foram em relação aos valores dos parâmetros de entrada com influência direta nas restrições impostas. Com relação aos parâmetros de gaseificação, a razão de equivalência e a umidade da biomassa tiveram valores semelhantes ao caso sem restrições. Em ambos os casos, a vazão mássica de biomassa foi praticamente nula, o que indica que esses parâmetros exerceram pouca influência no valor da função objetivo.

Na turbina a gás, os valores que maximizaram a eficiência foram 15,43 para a razão de pressão e 2,56 para a razão de equivalência do combustor. Quando comparado com a otimização anterior, com o mesmo objetivo, porém sem restrições, a razão estequiométrica do combustor foi maior e a razão de pressão foi menor.

Maiores valores de razão estequiométrica, assim como menores valores de razão de pressão, geram gases com menores temperaturas, resultado da restrição relacionada a temperatura de entrada da turbina a gás. Como há uma restrição de temperatura na entrada da turbina, a combinação desses valores deve gerar gases de exaustão de no máximo 1250°C nesse ponto. Quando a razão de pressão é menor, como foi o caso, a temperatura máxima permitida é atingida com menores valores de λ_c . Para comparação, na otimização em que o objetivo foi maximizar a geração de potência das turbinas com restrições, os valores de RP e λ_c , apresentados na Tabela 18, foram de 17,81 e 2,86, respectivamente.

A vazão mássica de vapor do ciclo também foi menor que no caso sem restrições. A baixa vazão de combustível utilizada resultou em uma baixa vazão de gases de exaustão e, conseqüentemente, menor disponibilidade de energia para a caldeira de recuperação na geração de vapor e na geração de potência pela turbina a vapor, que foi de apenas 26,2 MW.

A pressão de saída da turbina a vapor foi um pouco maior que o valor correspondente ao extremo inferior do intervalo, o que leva a menores gerações de potência pela turbina. Esse valor foi devido à restrição imposta em relação ao título da turbina, que deveria ser no mínimo de 90%. Maiores valores de pressão resultam em uma maior presença de vapor na mistura de saída.

Todas essas diferenças resultaram em uma menor geração de potência pelas duas turbinas e uma eficiência 10% menor quando comparado com o caso sem restrições.

A eficiência obtida nesse caso foi semelhante à do caso em que a função objetivo foi minimizar a geração de CO₂ com restrições, em que a vazão de gás natural foi de 3,82 kg/s e a vazão de vapor foi de 29,52 kg/s. Como a geração de potência foi 20 MW superior, esse comparativo mostra que ainda seria possível aumentar a geração de potência das turbinas caso esse fosse o objetivo, mantendo a eficiência próxima da máxima encontrada. Esse resultado é possível desde que a energia disponível nos gases de exaustão seja melhor aproveitada pelo ciclo a vapor.

4.8 OTIMIZAÇÕES COM OBJETIVO DE MAXIMIZAR A GERAÇÃO DE POTÊNCIA MANTENDO A VAZÃO DE GÁS NATURAL CONSTANTE

Baseado no fato de que as vazões de biomassa e gás natural são praticamente os únicos parâmetros responsáveis pela geração de CO₂ no modelo desenvolvido, fato que é corroborado pela análise de sensibilidade, em ambas as otimizações multiobjetivo realizadas a proposta acabou gerando o máximo de eletricidade com o mínimo de combustível disponível, maximizando assim a eficiência e minimizando a emissão de CO₂. Porém, como o otimizador não diferencia a emissão proveniente do gás natural, de origem fóssil e maior poder calorífico, da emissão do gás de síntese, de fonte renovável, todas as otimizações mono-objetivas levaram o consumo de biomassa para o mínimo possível. Na otimização com objetivo de maximizar a geração das turbinas e minimizar a emissão de gás carbônico, a biomassa só foi utilizada quando não era possível gerar mais potência sem aumentar a vazão mássica de gás natural.

Apesar desse trabalho não considerar uma análise quantitativa de emissões ao longo de todo o processo e ciclo de vida da biomassa, esse combustível é considerado vantajoso devido a sua característica sustentável e ao potencial que pode ser atingido através de melhorias no processo de produção, transporte e conversão energética.

Assim, como um dos objetivos do trabalho é realizar a otimização em um sistema com integração da gaseificação e portanto, de gás de síntese, foram gerados três novos cenários, nos quais a vazão mássica de gás natural foi ajustada para valores constantes, representando uma redução em relação ao valor máximo original. No primeiro cenário, a vazão foi definida em 4,5 kg/s; no segundo, em 4 kg/s; e, no terceiro, em 3,5 kg/s. Simultaneamente, em todos os cenários, o limite superior da vazão de biomassa foi fixado em 5 kg/s.

O propósito dessa abordagem foi alcançar um certo valor de geração de potência, ou a máxima geração que pode ser atingido com os novos valores de combustível disponíveis, e ao mesmo tempo, avaliar o comportamento das demais variáveis através do processo de otimização. Assim, é possível quantificar a biomassa necessária e os valores que devem ser atingidos pelos parâmetros para substituir a geração de potência originalmente proporcionada pelo gás natural.

A geração líquida de energia selecionada como alvo foi a correspondente aos pontos da otimização multiobjetivo em que a vazão mássica de gás natural atingiu o valor máximo (5 kg/s), enquanto a vazão mássica de biomassa foi desprezível. Esse valor foi de 118 MW.

Considerando que os pontos da fronteira de Pareto da otimização representam os melhores cenários para um objetivo sem comprometer o outro, entende-se que esse valor de geração de potência é o máximo que a ser atingido com uma vazão de 5 kg/s de gás natural, sem aumentar as emissões de dióxido de carbono. Portanto, com essa vazão máxima de gás natural, não é possível aumentar a geração de potência sem recorrer a uma maior quantidade de combustível adicional, a biomassa. Os resultados dos parâmetros de entrada a saída dos três casos propostos, assim como do caso utilizado como comparação, são apresentados nas Tabelas 31 e 32, respectivamente.

Tabela 31 - Resultados dos parâmetros de entrada da otimização com \dot{m}_{GN} fixas.

Parâmetro	Unidade	$\dot{m}_{GN} = 5,0$	$\dot{m}_{GN} = 4,5$	$\dot{m}_{GN} = 4,2$	$\dot{m}_{GN} = 4,0$
\dot{m}_B	kg/s	0,09	5,00	5,00	5,00
RE	-	0,29	0,3	0,29	0,30
w	%	11,3	10,17	10,64	10,07
RP	-	17,9	16,59	17,88	17,67
λ_C	-	2,69	3,05	3,00	3,01
P_{21}	bar	0,11	0,41	0,24	0,14
\dot{m}_{19}	kg/s	0,22	0,33	0,49	0,48
T_{18}	°C	543,0	538,37	557,60	562,88
\dot{m}_V	kg/s	29,9	29,98	29,95	30,0
P_{11}	bar	51,0	74,26	80,80	66,32

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Em relação ao caso base, o último caso otimizado gerou 17 MW a mais de potência, através de um aumento na vazão de biomassa de 2 kg/s para 5 kg/s, o que causou uma diminuição na razão mássica de gás natural e gás de síntese (RMG), de 0,88 para 0,32. O aumento na proporção de gás de síntese na mistura de combustível gerou uma queda na eficiência de 5% e um aumento de 0,07 em ϵ_{CO_2} .

Como a vazão mássica de biomassa é a variável que, neste cenário, mais impacta na geração de potência do sistema, seu valor rapidamente se aproximou do máximo, sendo a principal responsável pelo resultado da função objetivo. No caso em que a vazão mássica de gás natural (\dot{m}_{GN}) foi fixada em 4,5 kg/s e 4,2 kg/s, o sistema conseguiu atingir a geração de potência líquida desejada. Já quando \dot{m}_{GN} foi de 4 kg/s, a maior potência líquida atingida foi de 115,8 MW.

Tabela 32 - Resultados dos parâmetros de saída da otimização com \dot{m}_{GN} fixas.

Parâmetro de otimização	Unidade	$\dot{m}_{GN} =$ 5,0	$\dot{m}_{GN} =$ 4,5	$\dot{m}_{GN} =$ 4,2	$\dot{m}_{GN} =$ 4,0
Vazão mássica de GS	kg/s	0,22	12,65	12,45	12,62
RMG	-	22,73	0,36	0,34	0,32
Consumo do compressor GS	MW	0,33	19,45	18,79	19,3
Potência TG (\dot{W}_{TG})	MW	85,10	107,6	103,9	100,8
Potência TV (\dot{W}_{TV})	MW	33,67	30,18	33,16	34,6
Consumo das bombas	MW	0,212	0,293	0,316	0,266
Potência total líquida da planta	MW	118,22	118,0	118,0	115,8
Eficiência térmica da planta	%	64,48	0,50	52,67	53,30
Temperatura de entrada TG (T_3)	°C	1250,0	1223,94	1247,54	1249,6
Título da mistura de saída TV	%	90,3	91,9	90,0	90,0
Temperatura do gás na saída CR	°C	245	335,07	310,86	295,42
Índice de emissão de CO ₂ (ϵ_{CO_2})	kg/kwh	0,42	0,60	0,58	0,57

Fonte: Elaboração do próprio autor.

De forma geral, nos três casos, a razão de equivalência do processo de gaseificação e a umidade da biomassa tiveram seus valores finais próximos ao máximo e ao mínimo dos intervalos de variação, sendo esses os valores que geram maiores vazões mássicas de

gás de síntese. Essa também foi a tendência dessas variáveis nos casos da fronteira de Pareto usados como comparação.

No caso em que \dot{m}_{GN} foi de 4,5 kg/s, não foi necessário que todas as variáveis atingissem um ponto ótimo em relação à maximização da geração de potência, pois a geração pretendida já havia sido alcançada. Esse resultado refletiu a rápida convergência da biomassa. Por conta disso, os valores das restrições não atingiram seus limites. Nesse caso, a razão de pressão da turbina a gás foi de 16,59, inferior ao máximo do intervalo. A razão estequiométrica do combustor foi de 3,05. Essa combinação levou a temperaturas de entrada da turbina a gás variando entre 1213°C e 1230°C, valores inferiores à restrição imposta.

Quando a vazão mássica de biomassa \dot{m}_B é significativa, a quantidade de gás de síntese gerado também se torna relevante. O gás de síntese entra no sistema a uma temperatura de aproximadamente 600°C, e após o processo de compressão, essa temperatura pode atingir até 1500°C. Em contraste, o gás natural entra no sistema à temperatura ambiente. Assim, quando o gás natural é retirado do sistema e o gás de síntese é adicionado, isso provoca um aumento na temperatura de saída da câmara de combustão da turbina a gás. Além disso, se a vazão de gás de síntese for maior que a vazão de gás natural substituída, é gerado um gás com maior temperatura e maior vazão mássica.

Dessa maneira, nos casos em que \dot{m}_{GN} foi menor que 5 kg/s, os valores de RP e λ_C precisaram ser ajustados para que a temperatura de entrada do gás na turbina não excedesse o limite desejável. Isso é comprovado pelos valores referentes aos pontos ótimos desses parâmetros nos casos analisados, todos superiores a 2,69.

Esse ajuste ocorreu quando \dot{m}_{GN} foi reduzida para 4,2 kg/s e 4 kg/s, em que o sistema também operou com a vazão mássica máxima de biomassa. Os valores de RP e de λ_C foram de 17,88 e 3,0, respectivamente, para o caso em que \dot{m}_{GN} foi de 4,2 kg/s, e de 17,67 e 3,01 para o caso em que \dot{m}_{GN} foi de 4,0 kg/s. Os valores de RP correspondem ao máximo permitido pelo intervalo, assim como ocorreu nos casos ótimos em que \dot{m}_{GN} foi de 5 kg/s. Já os valores de λ_C foram aqueles que levaram a temperatura de entrada da turbina ao máximo permitido pela restrição imposta. Esses valores foram diferentes dos encontrados para os casos da Fronteira de Pareto utilizados para comparação. A razão para essa mudança é a vazão de biomassa (\dot{m}_B), que foi significativa nos casos em que \dot{m}_{GN} foi mantida constante.

É importante destacar que o gás de síntese não foi submetido a um processo de resfriamento antes de entrar no sistema de geração de potência da turbina a gás. O resfriamento do gás resultaria em um menor consumo de energia pelo compressor do gás de síntese e em uma maior geração líquida de energia pela planta. Além disso, um combustível com temperatura mais baixa levaria a menores temperaturas na entrada da turbina, o que resultaria em menores valores de λ_C no ponto ótimo encontrado. No entanto, a tendência de aumento do valor ótimo desse parâmetro com o aumento da vazão mássica de gás de síntese no sistema ainda seria observada.

A pressão de entrada na caldeira de recuperação foi de 74,26 bar, 80,8 bar e 66,32 bar nos casos em que a vazão de GN foi 4,5, 4,2 e 4,0 kg/s, respectivamente. Esses valores foram todos superiores aos casos de comparação, em que o valor ótimo para esse parâmetro foi de 51 bar. Essa diferença pode não ser realmente significativa, pois, segundo a análise de sensibilidade, essa variável gera muito pouco impacto na geração total de potência das turbinas (0,1%).

No caso em que \dot{m}_{GN} foi de 4,5 kg/s, a pressão de saída da turbina a vapor foi de 0,41 bar. Já nos casos em que \dot{m}_{GN} foi de 4,2 e 4,0 kg/s, esse valor foi de 0,24 bar e 0,14 bar, respectivamente. Esse parâmetro, juntamente com as condições do vapor correspondentes, está diretamente relacionado à restrição imposta ao título da mistura. Nos dois últimos casos, menores pressões de saída resultariam em misturas de saída com menos de 90% de vapor.

Em todos os casos, a vazão mássica de vapor do ciclo atingiu o valor máximo permitido; no entanto, a temperatura de saída do gás da caldeira de recuperação e a temperatura do vapor na entrada da turbina a vapor, quando comparada com outros casos, indicam que um aproveitamento máximo da energia disponível no gás de exaustão poderia ser alcançado com uma maior vazão de vapor no ciclo e/ou maiores temperaturas de entrada, fatores que aumentam a geração de potência da turbina a vapor.

Caso haja a integração de um sistema já existente com uma planta de gaseificação, e o sistema não tenha capacidade para maiores gerações pela turbina a vapor, recomenda-se a substituição ou adição desse equipamento, ou ainda a implementação de outro sistema de aproveitamento de energia. Além disso, o resfriamento do gás de síntese antes da sua entrada no sistema também poderia ser realizado por meio da implementação de um sistema de recuperação de energia térmica. Essas mudanças poderiam levar a um aumento na eficiência do sistema em todos os casos.

Como \dot{m}_B atingiu seu valor máximo em todos os casos, a redução de \dot{m}_{GN} levou a um aumento da participação da biomassa na mistura de combustível, ou seja, a uma diminuição na razão de mistura de gás (RMG). Apesar disso, houve uma melhoria na eficiência térmica, devido ao fato de que a geração de potência não variou significativamente entre os casos. Outra variável que apresentou um comportamento diferente do esperado foi o índice de emissão de CO₂. No caso em que \dot{m}_{GN} foi de 4,5 kg/s e a geração de potência foi de 118 MW, o índice de emissão de CO₂ foi de 0,6 kg/kWh, enquanto nos casos em que \dot{m}_{GN} foi de 4,2 e 4,0 kg/s, esse valor foi de 0,58 kg/kWh e 0,57 kg/kWh, respectivamente.

Como a geração de potência foi semelhante em todos os casos, é possível atestar o papel da otimização na adequação dos outros parâmetros de forma a manter a maior geração possível. Embora o índice de emissão de CO₂ não tenha sido o objeto de análise principal do processo de otimização, os resultados dessa variável atestam o potencial de redução de emissões de CO₂ por meio da substituição do gás natural por gás de síntese, aliada a estratégias de otimização voltadas para maximização da geração de potência.

4.9 ANÁLISE DE EXERGIA

4.9.1 Caso Base

A Tabela 33 apresenta os resultados para a eficiência exergética e as taxas de destruição de exergia dos principais componentes no caso base.

Tabela 33 - Eficiência exergética e taxa de destruição de exergia dos componentes no caso base.

Componente	Taxa de destruição de exergia	Eficiência exergética
Gaseificador	13,39 MW	63,59%
Compressor GS	0,12 MW	97,75%
Turbina a gás	8,12 MW	95,09%
Câmara de Combustão	71,19 MW	76,82%
Compressor TG	4,53 MW	94,28%
Turbina a vapor	2,19 MW	93,90%
Caldeira de Recuperação	14,90 MW	73,01%

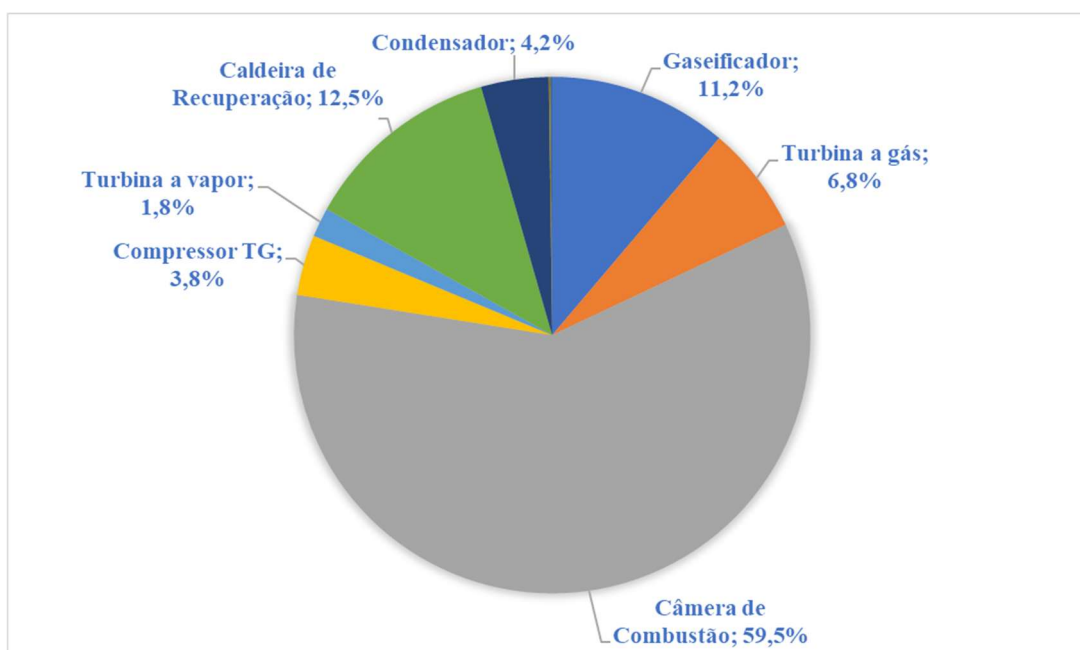
Condensador	5,06 MW	99,91%
Bomba de condensado	0,003 MW	88,85%
Bomba de nível de alta pressão	0,022 MW	91,91%
Desaerador	0.10 MW	80,58%

Fonte: Elaboração do próprio autor.

De acordo com os resultados, a câmara de combustão é o componente responsável pela maior destruição de exergia, seguida pela caldeira de recuperação, gaseificador e turbina a gás. A principal causa dessa destruição significativa de exergia na câmara de combustão são as reações químicas que ocorrem nesse componente, especialmente a combustão. Além disso, os componentes que lidam com fluxos em temperaturas mais altas, em comparação com outros componentes do sistema, apresentam a maior contribuição para a destruição de exergia.

O gaseificador, a câmara de combustão e a caldeira de recuperação apresentam as menores eficiências exergeticas no ciclo. Por outro lado, os componentes com maiores eficiências exergeticas incluem o condensador, os compressores e as turbinas. A Figura 22 ilustra o percentual de destruição de exergia dos componentes que contribuem significativamente para a destruição total de exergia no sistema.

Figura 22 - Distribuição da destruição de exergia dos principais componentes no caso base.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.9.2 Análise exergética da planta otimizada com vazões mássicas de gás natural constantes

A Tabela 34 apresenta os resultados da eficiência exergética dos componentes da planta nos casos avaliados na otimização numérica com objetivo de maximizar a geração de potência com vazões de gás natural constantes, na qual a vazão mássica de gás natural foi progressivamente reduzida de 5 kg/s para 4 kg/s.

Tabela 34 - Eficiência exergética e destruição de exergia dos componentes na otimização com vazões mássicas de gás natural constantes.

Componente	$\dot{m}_{GN} = 5,0 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_{GN} = 4,5 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_{GN} = 4,2 \text{ kg/s}$		$\dot{m}_{GN} = 4,0 \text{ kg/s}$	
	\dot{E}_D (MW)	ε (%)	\dot{E}_D (MW)	ε (%)	\dot{E}_D (MW)	ε (%)	\dot{E}_D (MW)	ε (%)
Gaseificador	0,53	68,26	27,42	70,18	27,93	69,63	27,82	69,74
Compressor GS	0,01	98,01	0,38	98,07	0,37	98,01	0,38	98,08
Turbina a gás	10,42	94,82	17,74	92,84	17,05	92,85	16,47	92,86
Compressor TG	10,11	90,11	6,63	94,54	6,26	94,65	6,03	94,64
Câmara de Combustão	77,61	77,69	88,32	79,18	82,48	79,58	78,80	79,81
Turbina a vapor	3,68	90,14	1,92	94,21	2,17	94,06	2,34	93,88
Condensador	4,21	99,93	8,90	99,83	6,90	99,87	5,05	99,91
Bomba condensado	0,003	90,66	0,002	91,53	0,003	90,35	0,003	90,82
Bomba alta pressão	0,01	91,73	0,02	91,84	0,02	91,91	0,02	91,80
Caldeira REC	14,92	73,32	15,58	72,89	14,05	75,35	15,53	73,33
Desaerador	0,11	79,87	0,10	80,33	0,10	80,27	0,11	80,00
Total	121,6	-	167,0	-	157,3	-	152,54	-

Fonte: Elaboração do próprio autor.

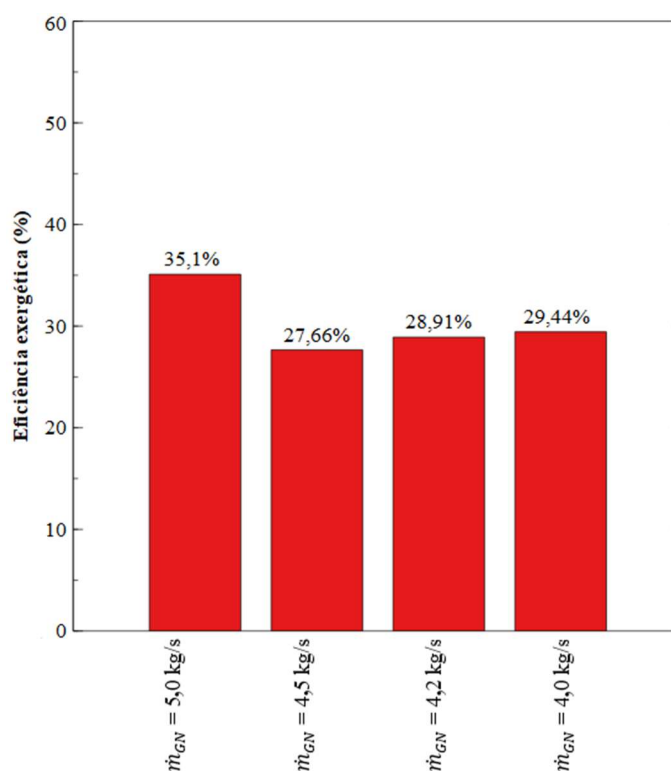
Ao comparar os cenários em que a biomassa foi amplamente utilizada com o cenário em que não foi ($\dot{m}_{GN} = 5,0 \text{ kg/s}$), observou-se que o uso de biomassa levou a um aumento na eficiência do compressor da turbina a gás e da câmara de combustão. Essa melhoria é atribuída à redução da massa total de combustão, já que a biomassa requer menos oxigênio para a combustão em comparação ao gás natural, devido à sua

composição distinta. No entanto, o uso de biomassa também causou uma leve redução na eficiência exergética da turbina a gás. Isso ocorreu devido à diminuição do poder calorífico inferior (PCI) da mistura de combustíveis, o que reduziu a exergia na entrada dos componentes.

A incorporação de biomassa resultou no aumento da irreversibilidade total gerada e um aumento na destruição de exergia nos seguintes componentes: turbina a gás, câmara de combustão, condensador e caldeira de recuperação. Contudo, ao comparar os casos em que \dot{m}_B foi de 5 kg/s, a redução de \dot{m}_{GN} levou a uma diminuição na destruição de exergia no compressor da turbina a gás, na câmara de combustão, na turbina a gás, no condensador da turbina a vapor e, conseqüentemente, também na destruição total de exergia.

Esses resultados refletiram na eficiência exergética do sistema e decorrem do fato de que a geração líquida de potência permaneceu semelhante entre os casos, enquanto o consumo de combustível diminuiu, o que se deve parcialmente aos ajustes de parâmetros realizados durante o processo de otimização. A Figura 23 compara a eficiência exergética do sistema entre os diversos casos.

Figura 23 - Eficiência exergética do sistema.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

5 CONCLUSÃO

No presente trabalho, foram propostas diferentes abordagens de otimização para determinar condições operacionais ótimas para operar uma planta de geração de potência combinada com um sistema de gaseificação de biomassa.

A planta de geração considerada está em operação no Brasil, e o objetivo principal foi investigar os benefícios da inserção de um sistema de gaseificação de biomassa. Além disso, realizou-se uma análise de sensibilidade considerando diversas variáveis de entrada da planta. Foram propostas diversas abordagens de otimizações com objetivo de maximizar a geração de potência das turbinas, a eficiência térmica e minimizar a geração de CO₂.

Também foi proposta uma otimização multiobjetivo para maximizar a geração de potência da planta e minimizar as emissões de CO₂ por meio da Fronteira de Pareto. A última abordagem de otimização envolveu a busca por uma configuração ótima sob restrições e diferentes vazões de gás natural. As principais conclusões e contribuições são listadas a seguir:

- Maiores gerações de potência foram obtidas a partir dos valores máximos permitidos pelos intervalos de razão de equivalência da gaseificação, razão de pressão e vazão mássica de vapor.
- Quando comparado com o caso base, o caso otimizado com objetivo de maximizar a geração de potência com restrições gerou 23,5% a mais de energia elétrica e a eficiência térmica da planta diminuiu 3%. Esses resultados foram devidos principalmente ao aumento no consumo de combustível e no aumento da pressão de entrada da caldeira de recuperação e na temperatura de entrada da turbina a vapor.
- As restrições impostas causaram principalmente um aumento no valor de λ_C e um aumento na pressão de saída da turbina a vapor.
- Ambas as vazões de combustível devem ter valores mínimos para uma menor geração de gás carbônico.
- Ao inserir uma restrição relacionada a uma geração de potência mínima pelas turbinas, houve uma mudança nos parâmetros λ_C , RP, temperatura de entrada da

turbina a vapor e vazão mássica de vapor do ciclo. Os parâmetros λ_c e RP estão diretamente relacionados com a entalpia do fluido de trabalho na turbina a gás.

- Durante a otimização multiobjetivo, devido ao menor conteúdo energético do gás de síntese em relação ao gás natural, a utilização de biomassa só se tornou significativa quando a vazão de gás natural atingiu o nível máximo.
- Os resultados da otimização multiobjetivo indicaram valores para a pressão de entrada da caldeira de recuperação e para a temperatura de entrada da turbina a vapor entre 50 a 56 bar e entre 520°C a 550°C, respectivamente.
- Tanto a análise de sensibilidade quanto uma análise paramétrica indicaram que a temperatura de entrada do SUP 2 não impacta a geração de potência das turbinas.
- Dentro do modelo desenvolvido, as únicas variáveis que contribuem para a produção de gás carbônico na planta são as vazões de combustível e umidade da biomassa.
- Após as vazões mássicas de combustível, os parâmetros mais importantes para a geração total de potência são a razão de pressão da turbina a gás, a pressão de saída da turbina a vapor e a temperatura de entrada da turbina a vapor.
- A maximização da eficiência térmica é obtida com uma vazão mássica ótima de gás natural que resulta em gases de exaustão capaz de ser totalmente aproveitado pelo ciclo a vapor.
- Com exceção das vazões mássicas de combustível e vapor, o comportamento dos parâmetros ótimos quando o objetivo foi maximizar a eficiência foi semelhante aos que promoveram a máxima geração de potência.
- Ao substituir o gás natural por biomassa, a principal mudança foram as maiores temperaturas da mistura de combustível que levam a maiores temperaturas na entrada da turbina a gás. Essas temperaturas devem ser ajustadas com maiores vazões de ar atmosférico.
- O procedimento de otimização com objetivo de maximizar a geração de potência mantendo a vazão de gás natural constante aumentou a potência elétrica da planta térmica em 14,5% em comparação ao caso base, reduzindo a razão de mistura de gás (RMG) de 0,88 para 0,32.
- No geral, maiores proporções de gás de síntese na mistura geram maiores vazões mássicas de gás de exaustão que podem ser aproveitadas no ciclo a vapor ou por

outros sistemas de aproveitamento de energia como aquecimento ou produção de hidrogênio.

- Com todos os casos em seus valores de ponto ótimo, quanto maior a proporção de gás de síntese na mistura, maior o potencial de diminuição do índice de emissão de gás carbônico emitido por unidade de potência gerada. Um RMG de 0,34 gerou um índice de emissão de CO₂ de 0,58, enquanto um RMG de 0,32 gerou um índice de emissão de 0,57 kg/kWh.
- Os principais componentes responsáveis pela destruição de exergia no sistema são a câmara de combustão, seguidos pela caldeira de recuperação de calor, pelo gaseificador e pela turbina a gás.
- O uso de biomassa resultou em um aumento na geração de irreversibilidade do sistema, devido a adição de componentes e o baixo conteúdo energético desse combustível. A biomassa também provocou uma redução na eficiência exérgica da câmara de combustão e na eficiência da turbina a gás. A eficiência exérgica dos demais componentes da planta não apresentou alterações significativas.

Os resultados indicaram que a utilização da biomassa não apresenta vantagens do ponto de vista termodinâmico quando comparada ao gás natural. A introdução do gás de síntese no sistema resulta em uma redução da eficiência termodinâmica e um aumento na geração de irreversibilidades. Embora as emissões dos combustíveis não tenham sido diferenciadas entre si neste estudo, sabe-se que, por se tratar de uma fonte renovável, a biomassa é considerada ambiental e socialmente mais vantajosa. Nesse contexto, a implementação de sistemas de gaseificação em plantas de geração de potência já existentes deve ser incentivada por meio de políticas públicas e subsídios financeiros.

Ao avaliar a importância da transição energética em direção a fontes renováveis, é fundamental investigar estratégias para mitigar os impactos no desempenho termodinâmico das plantas de geração de potência. Nesse contexto, as quantidades e a proporção da mistura de combustíveis utilizada no sistema devem ser analisadas em conjunto com os demais parâmetros operacionais da planta, a fim de minimizar os efeitos adversos sobre a eficiência térmica e maximizar o aproveitamento da energia desses sistemas.

Os resultados demonstram ainda que a otimização numérica constitui uma ferramenta eficaz para mitigar as perdas termodinâmicas associadas ao uso do gás de síntese como alternativa ao gás natural.

Para a viabilidade plena da proposta, torna-se essencial a realização de estudos econômicos que avaliem os níveis de substituição possíveis sem a necessidade de modificações nos equipamentos existentes, bem como a identificação das adaptações necessárias para uma maior participação do gás de síntese na matriz energética. Adicionalmente, investigações mais detalhadas sobre os impactos ambientais devem ser conduzidas para quantificar os benefícios da substituição parcial ou total do gás natural e fomentar a adoção dessas tecnologias.

REFERÊNCIAS

- ABTCP. **O setor**. 2025. Disponível em: <https://www.abtcp.org.br/o-setor>. Acesso em 08 jan. 2025.
- AHMADI, P.; DINCER, I.; ROSEN, M. A. Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. **Energy**, [S. l.], v. 36, n. 10, p. 5886–5898, 2011.
- AHAMER, G. Why Biomass Fuels Are Principally Not Carbon Neutral. **Energies**, [S. l.], v. 15, n. 24, 2022.
- ANEEL. **ANEEL aprova redução nos valores de referência das Bandeiras Tarifárias**. 2024. Disponível em: <https://www.gov.br/aneel/pt-br/assuntos/noticias/2024/aneel-aprova-reducao-nos-valores-de-referencia-das-bandeira-tarifarias>. Acesso em: 13 jan. 2025.
- AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). *Demanda de Gás Natural nos Mercados Nacional e Internacional - Horizonte 2020-2030*. Rio de Janeiro: ANP, 2020. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/dados-estatisticos/demanda-de-gas-natural-nos-mercados-nacional-e-internacional-horizonte-2020-2030>. Acesso em: 14 fev. 2024.
- AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Processamento de Gás Natural**. 2020. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/producao-de-derivados-de-petroleo-e-processamento-de-gas-natural/processamento-de-gas-natural>. Acesso em: 25 nov. 2021.
- ASGARI, N.; KHOSHBAKHTI SARAY, R.; MIRMASOUMI, S. Energy and exergy analyses of a novel seasonal CCHP system driven by a gas turbine integrated with a biomass gasification unit and a LiBr-water absorption chiller. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 220, n. January, p. 113096, 2020.
- AYDIN, Ebubekir Siddik; YUCEL, Ozgun; SADIKOGLU, Hasan. Development of a semi-empirical equilibrium model for downdraft gasification systems. **Energy**, [S. l.], v. 130, p. 86–98, 2017.
- BAI, Li; ASADOLLAHZADEH, Muhammad; CHAUHAN, Bhupendra Singh; ABDRABOH, Mostafa; FAYED, Mohamed; AYED, Hamdi; MOULDI, Abir; MAREFATI, Mohammad. A new biomass-natural gas dual fuel hybrid cooling and power process integrated with waste heat recovery process: Exergoenvironmental and exergoeconomic assessments. **Process Safety and Environmental Protection**, [S. l.], v. 176, n. February, p. 867–888, 2023.
- BANDARA, Janitha C.; JAISWAL, Rajan; NIELSEN, Henrik K.; MOLDESTAD, Britt M. E.; EIKELAND, Marianne S. Air gasification of wood chips, wood pellets and grass pellets in a bubbling fluidized bed reactor. **Energy**, [S. l.], v. 233, p. 121149, 2021.
- BERGANTINI BOTAMEDE, Bernardo; OLIVEIRA SALVIANO, Leandro. Thermodynamic analysis of concentrated solar energy layouts integrated with combined

power system. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 229, n. April, p. 120618, 2023.

BBC NEWS BRASIL. **Apagão ou racionamento: 10 termos para entender a crise do setor elétrico**. BBC, 28 jun. 2021. Disponível em: <https://www.bbc.com/portuguese/brasil-57647243>. Acesso em: 13 fev. 2025.

BISHOP, Christopher M. (ed.). **Pattern Recognition and Machine Learning**. Nova Iorque: Springer New York, 2006. 778 p. (Information Science and Statistics).

BORGES, A. C. P.; ONWUDILI, J. A.; ANDRADE, H. M. C.; ALVES, C. T.; INGRAM, A.; VIEIRA DE MELO, S. A. B.; TORRES, E. A. Catalytic supercritical water gasification of eucalyptus wood chips in a batch reactor. **Fuel**, [S. l.], v. 255, 2019.

BRAUNGARDT, Sibylle; VAN DEN BERGH, Jeroen; DUNLOP, Tessa. Fossil fuel divestment and climate change: Reviewing contested arguments. **Energy Research and Social Science**, [S. l.], v. 50, n. June 2018, p. 191–200, 2019.

CAO, Yan; DHAHAD, Hayder A.; HUSSEN, Hasanen M.; ATTIA, El Awady; RASHIDI, Shima; SHAMSELDIN, Mohamed A.; FAHAD ALMOJIL, Sattam; IBRAHIM ALMOHANA, Abdulaziz; FAHMI ALALI, Abdulrhman. Techno-economic investigation and multi-criteria optimization of a novel combined cycle based on biomass gasifier, S-CO₂ cycle, and liquefied natural gas for cold exergy usage. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, [S. l.], v. 52, n. PB, p. 102187, 2022.

CAO, Yan; DHAHAD, Hayder A.; TOGUN, Hussein; ANQI, Ali E.; FAROUK, Naeim; FARHANG, Babak. Proposal and thermo-economic optimization of using LNG cold exergy for compressor inlet cooling in an integrated biomass fueled triple combined power cycle. **International Journal of Hydrogen Energy**, [S. l.], v. 46, n. 29, p. 15351–15366, 2021.

CAO, Yihuai; WANG, Jiangjiang; LI, Yiming; FU, Wenfeng; LIU, Boxiang. Thermodynamic analysis of biomass and liquefied natural gas complementary CCHP system with liquid air energy storage. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 283, n. February, p. 116925, 2023.

CBIE. **COMO FUNCIONAM USINAS TÉRMICAS?** 2020. Disponível em: <https://cbie.com.br/artigos/como-funcionam-usinas-termicas/>. Acesso em: 10 jun. 2020.

CERONE, Nadia; ZIMBARDI, Francesco; CONTUZZI, Luca; BALETA, Jakov; CERINSKI, Damijan; SKVORČINSKIENĖ, Raminta. Experimental investigation of syngas composition variation along updraft fixed bed gasifier. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 221, n. July, p. 113116, 2020.

CHANDRA, P.; MUDGAL, A.; PATEL, J.; PATEL, V. K. Thermo-economical modeling and multi-objective optimization of thermal energy driven multiple effect distillation system for water treatment using NSGA-II Algorithm. **Desalination and Water Treatment**, [S. l.], v. 320, 2024.

CHEN, Heng; LU, Di; AN, Jizhen; QIAO, Shichao; DONG, Yuehong; JIANG, Xue; XU, Gang; LIU, Tong. Thermo-Economic analysis of a novel biomass Gasification-Based power system integrated with a supercritical CO₂ cycle and a Coal-Fired power plant. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 266, n. June, p. 1–18, 2022.

CNI (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA). Especificação do gás natural: oportunidades e experiência internacional. – Brasília: CNI, 2019. 111 p. Disponível em: https://static.portaldaindustria.com.br/media/filer_public/ee/78/ee78f794-84fc-4b8b-8aec-5ce5be3c74f0/estudo_especificacao_do_gas_natural_new.pdf. Acesso em: 05 jun. 2021.

DATTA, Amitava; GANGULY, Ranjan; SARKAR, Luna. Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation. **Energy**, [S. l.], v. 35, n. 1, p. 341–350, 2010.

DEB, Kalyanmoy; PRATAP, Amrit; AGARWAL, Sameer; MEYARIVAN, T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. **IEEE Transactions on Evolutionary Computation**, [S. l.], v. 6, n. 2, p. 182–197, 2002.

DEUTSCH, Jared L.; DEUTSCH, Clayton V. Latin hypercube sampling with multidimensional uniformity. **Journal of Statistical Planning and Inference**, [S. l.], v. 142, n. 3, p. 763–772, 2012.

DINIZ FILHO, P.T. Aumento da oferta de eletricidade no setor sucroalcooleiro: incorporação de ciclo combinado associado à gaseificador de leite fluidizado. 2014. 176 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

DOHERTY, W.; REYNOLDS, A.; KENNEDY, D. Aspen plus simulation of biomass gasification in a steam blown dual fluidised bed. **Materials and Process for Energy**, [S. l.], p. 212–220, 2013.

DRAPER, N. R.; SMITH H. **Applied Regression Analysis**. New York, Wiley, 1998.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. ENERGIA ELÉTRICA: FONTES. 2019. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/areas-de-atuacao/energia-eletrica/expansao-da-geracao/fontes>. Acesso em 06 jun. 2023.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). DEMANDA DE GÁS NATURAL NOS MERCADOS NACIONAL E INTERNACIONAL: Horizonte 2020-2030. Nota técnica. 2020. Disponível em: <https://abrir.me/QCevX>. Acesso em 15 ago. 2023.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (BRASIL). Balanço Energético Nacional 2022: Ano base 2021. **Rio de Janeiro: EPE**, [S. l.], p. 264, 2022.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (BRASIL). Balanço Energético Nacional 2023: Ano base 2022. **Rio de Janeiro: EPE**, [S. l.], p. 274, 2023.

EPA/GHGI. **National Emissions, Inventory of U.S. Greenhouse Gas Emissions and Sinks**. 2025. Disponível em: <https://www.epa.gov/ghgemissions/overview-greenhouse-gases>. Acesso em: 09 jan. 2025.

ESTECO ENGINEERING. modeFRONTIER: Simulation automation and design optimization. © 2024. Disponível em: <https://engineering.esteco.com/modelfrontier/#content>. Acesso em: 6 jun. 2024.

FIGUEROA, Jaiver Efen Jaimes; ARDILA, Yurany Camacho; FILHO, Rubens Maciel; MACIEL, Maria Regina Wolf. Fluidized bed reactor for gasification of sugarcane bagasse: Distribution of syngas, bio-tar and char. **Chemical Engineering Transactions**, [S. l.], v. 37, p. 229–234, 2014.

FUESS, L. T.; ZAIAT, M.; LENS, P. N. L. Technological strategies for managing sugarcane vinasse in two-stage biodigestion plants: Energetic and economic aspects. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 295, 2023.

GABBRIELLI, Roberto; BARONTINI, Federica; FRIGO, Stefano; BRESSAN, Luigi. Numerical analysis of bio-methane production from biomass-sewage sludge oxy-steam gasification and methanation process. **Applied Energy**, [S. l.], v. 307, n. November 2021, p. 118292, 2022.

GASPERINI, T.; YEŞIL, V.; TOSCANO, G. **Machine learning and woody biomasses: Assessing wood chip quality for sustainable energy production**, Elsevier Ltd, 2025.

GE, Huijun; ZHANG, Haifeng; GUO, Wanjun; SONG, Tao; SHEN, Laihong. System simulation and experimental verification: Biomass-based integrated gasification combined cycle (BIGCC) coupling with chemical looping gasification (CLG) for power generation. **Fuel**, [S. l.], v. 241, n. August 2018, p. 118–128, 2019.

GHIAMI, Shamsoddin; KHALLAGHI, Navid; BORHANI, Tohid N. Techno-economic and environmental assessment of staged oxy-co-firing of biomass-derived syngas and natural gas. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 243, n. June, p. 114410, 2021.

GHIAT, Ikhlas; ALNOUSS, Ahmed; MCKAY, Gordon; AL-ANSARI, Tareq. Biomass-based integrated gasification combined cycle with post-combustion CO₂ recovery by potassium carbonate: Techno-economic and environmental analysis. **Computers and Chemical Engineering**, [S. l.], v. 135, p. 106758, 2020.

GONZÁLEZ, Arnau; RIBA, Jordi Roger; PUIG, Rita; NAVARRO, Pere. Review of micro- and small-scale technologies to produce electricity and heat from Mediterranean forests' wood chips. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S. l.], v. 43, p. 143–155, 2015.

GU, Chong. **Smoothing Spline ANOVA Models**. 2. ed. New York: Springer-Verla, 2002. 433 p.

HADIBAFEKR, S.; MIRZAEI, I.; KHALILIAN, M.; SHIRVANI, H. Thermo-entropic

analysis and multi-objective optimization of wavy lobed heat exchanger tube using DOE, RSM, and NSGA II algorithm. **International Journal of Thermal Sciences**, [S. l.], v. 184, 2023.

HAI, Tao; ALSHAHRI, Abdullah H.; MOHAMMED, Amin Salih; SHARMA, Aman; ALMUJIBAH, Hamad R.; MOHAMMED METWALLY, Ahmed Sayed; ULLAH, Mirzat. Performance assessment and multiobjective optimization of a biomass waste-fired gasification combined cycle for emission reduction. **Chemosphere**, [S. l.], v. 334, n. May, p. 138980, 2023.

HAMRANG, Farzad; SHOKRI, Afshar; SEYED MAHMOUDI, S. M.; EHGHAHI, Biuk; ROSEN, Marc A. Performance analysis of a new electricity and freshwater production system based on an integrated gasification combined cycle and multi-effect desalination. **Sustainability (Switzerland)**, [S. l.], v. 12, n. 19, p. 1–29, 2020.

HAN, Jun; LIANG, Yan; HU, Jin; QIN, Linbo; STREET, Jason; LU, Yongwu; YU, Fei. Modeling downdraft biomass gasification process by restricting chemical reaction equilibrium with Aspen Plus. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 153, n. October, p. 641–648, 2017.

HOFBAUER, H.; RAUCH, R.; BOSCH, K.; KOCH, R.; AICHERNIG, C. Biomass CHP Plant Güssing - A Success Story. **Expert Meeting on Pyrolysis and Gasification of Biomass and Waste**, [S. l.], n. January, p. 527–536, 2003.

HOLLANDA, Lavinia; MUÑOZ, Camilo Poppe de F.; GOMES, Ieda. Gás natural. **Cadernos FGV Energia**, [S. l.], v. 2, p. 1–80, 2014.

HUANG, Taiming; HUANG, Jie; FENG, Mingchen; YI, Dingxun; CHEN, Xi; OU, Changjie; ZHANG, Jing; ZHANG, Yan; WAN, Zhongmin. Optimization of the thickness of catalytic layer for HT-PEMFCs based on genetic algorithm. **Energy Reports**, [S. l.], v. 8, p. 12905–12915, 2022.

IEA. **Natural Gas**. © 2024. Disponível em: <https://www.iea.org/energy-system/fossil-fuels/natural-gas>. Acesso em: 4 jul. 2023.

JAHROMI, Hamed. **Sensitivity analysis of CFD method with modeFRONTIER**. 2014. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, [S. l.], 2014.

JALILI, Mohammad; GHASEMPOUR, Roghayeh; AHMADI, Mohammad Hossein; CHITSAZ, Ata; HOLAGH, Shahriyar Ghazanfari. An integrated CCHP system based on biomass and natural gas co-firing: Exergetic and thermo-economic assessments in the framework of energy nexus. **Energy Nexus**, [S. l.], v. 5, n. October 2021, p. 100016, 2022.

JARRE, M.; NOUSSAN, M.; POGGIO, A. Operational analysis of natural gas combined cycle CHP plants: Energy performance and pollutant emissions. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 100, p. 304–314, 2016.

JIA, W.; JIA, P.; GU, L.; REN, L.; ZHANG, Y.; CHEN, H.; WU, X.; FENG, W.; CAI, J. Quantification of methane emissions from typical natural gas stations using on-site

measurement technology. **Journal of Pipeline Science and Engineering**, [S. l.], p. 100229, 2024.

KALINA, J. Techno-economic assessment of small-scale integrated biomass gasification dual fuel combined cycle power plant. **Energy**, [S. l.], v. 141, p. 2499–2507, 2017.

KARTAL, F.; ÖZVEREN, U. Energy and exergy analysis of entrained bed gasifier/GT/Kalina cycle model for CO₂ co-gasification of waste tyre and biochar. **Fuel**, [S. l.], v. 331, p. 125943, jan. 2023.

KEHLHOFER, Rolf; RUKES, Bert; HANNEMANN, Frank. **Combined - Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants**. 1° ed. [S. l.]: Pennwell Books, 1997.

KHORSHIDI, Zakieh; FLORIN, Nick H.; HO, Minh T.; WILEY, Dianne E. Techno-economic evaluation of co-firing biomass gas with natural gas in existing NGCC plants with and without CO₂ capture. **International Journal of Greenhouse Gas Control**, [S. l.], v. 49, p. 343–363, 2016.

KOMBE, Emmanuel Yeri; LANG'AT, Nickson; NJOGU, Paul; MALESSA, Reiner; WEBER, Christian Toralf; NJOKA, Francis; KRAUSE, Ulrich. Numerical investigation of sugarcane bagasse gasification using Aspen Plus and response surface methodology. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 254, n. October 2021, p. 115198, 2022.

KOTAS, T.J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Krieger Publishing Company, 1995.

KOUCHAKI-PENCHAH, H.; BAHN, O.; VAILLANCOURT, K.; MOREAU, L.; THIFFAULT, E.; LEVASSEUR, A. Impact of Biogenic Carbon Neutrality Assumption for Achieving a Net-Zero Emission Target: Insights from a Techno-Economic Analysis. **Environmental Science and Technology**, [S. l.], v. 57, n. 29, p. 10615–10628, 2023.

LALEH, Shayan Sharafi; ZEINALI, Mohsen; MAHMOUDI, S.M.s.; SOLTANI, Saeed; ROSEN, Marc A. Biomass co-fired combined cycle with hydrogen production via proton exchange membrane electrolysis and waste heat recovery: thermodynamic assessment. **International Journal of Hydrogen Energy**, [S. l.], v. 48, n. 87, p. 33795-33809, out. 2023. Elsevier BV.

Law, A. M. (2014). *Simulation Modeling and Analysis* (5th ed.). McGraw-Hill Education.

LIU, Huili; HU, Jianhang; WANG, Hua; WANG, Chao; LI, Juanqin. Experimental studies of biomass gasification with air. **Journal of Natural Gas Chemistry**, [S. l.], v. 21, n. 4, p. 374–380, 2012.

MITCHELL, Melanie. **An Introduction to Genetic Algorithms**. 5th. ed. [S. l.]: MIT Press, 1996.

MOHARAMIAN, Anahita; SOLTANI, Saeed; ROSEN, Marc A.; MAHMOUDI, S. M.

S.; MOROSUK, Tatiana. A comparative thermoeconomic evaluation of three biomass and biomass-natural gas fired combined cycles using organic Rankine cycles. **Journal of Cleaner Production**, [S. l.], v. 161, p. 524–544, 2017.

MONDAL, Pradip; SAMANTA, Samiran; ARAFAT ZAMAN, Sk; GHOSH, Sudip. Municipal solid waste fired combined cycle plant: Techno-economic performance optimization using response surface methodology. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 237, p. 114133, 2021.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 8. ed. - Rio de Janeiro: LTC, 2018.

MORRONE, Pietropaolo; AMELIO, Mario; ALGIERI, Angelo; PERRONE, Diego. Hybrid biomass and natural gas combined cycles: Energy analysis and comparison between different plant configurations. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 267, n. June, p. 115874, 2022.

MOTTA, Ingrid Lopes; MIRANDA, Nahieh Toscano; MACIEL FILHO, Rubens; WOLF MACIEL, Maria Regina. Sugarcane bagasse gasification: Simulation and analysis of different operating parameters, fluidizing media, and gasifier types. **Biomass and Bioenergy**, [S. l.], v. 122, n. January, p. 433–445, 2019.

NIU, Miaomiao; XIE, Jun; LIANG, Shaohua; LIU, Liheng; WANG, Liang; PENG, Yu. Simulation of a new biomass integrated gasification combined cycle (BIGCC) power generation system using Aspen Plus: Performance analysis and energetic assessment. **International Journal of Hydrogen Energy**, [S. l.], v. 46, n. 43, p. 22356–22367, 2021.

ONS. NOTA À IMPRENSA - ESCLARECIMENTOS EM RELAÇÃO À NOTA TÉCNICA SOBRE AVALIAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE ATENDIMENTO ELETROENERGÉTICO DO SISTEMA INTERLIGADO NACIONAL - ESTUDO PROSPECTIVO JUNHO A NOVEMBRO DE 2021. 2021. Disponível em: <http://surl.li/geoxl>. Acesso em: 6 abr. 2023.

MOURA, C. P. C.; DE ARAUJO FILHO, M. A.; VILLARDI, H. G. D.; CAVALCANTE, R. M.; YOUNG, A. F. Process simulation and economic evaluation of an integrated production plant for methanol, acetic acid and DME synthesis via sugarcane bagasse gasification. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 286, n. April, 2023.

PELEGRINI, M. F. Avaliação técnica, econômica e ambiental da geração termoelétrica com *cofiring* de gás natural e de síntese da gaseificação de biomassa. Orientador: Ricardo Alan Verdu Ramos. 2021. 279 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista (UNESP), Ilha Solteira, 2021.

PIHL ERIK, E.; HEYNE, Stefan; THUNMAN, Henrik; JOHNSON, Filip. Highly efficient electricity generation from biomass by integration and hybridization with combined cycle gas turbine (CCGT) plants for natural gas. **Energy**, [S. l.], v. 35, n. 10, p. 4042–4052, 2010.

POSTNIKOV, Ivan. A reliability assessment of the heating from a hybrid energy source based on combined heat and power and wind power plants. **Reliability Engineering and System Safety**, [*S. l.*], v. 221, n. January, p. 108372, 2022.

PUIG-ARNAVAT, Maria; BRUNO, Joan Carles; CORONAS, Alberto. Review and analysis of biomass gasification models. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [*S. l.*], v. 14, n. 9, p. 2841–2851, 2010.

QI, Jingwei; WANG, Yijie; HU, Ming; XU, Pengcheng; YUAN, Haoran; CHEN, Yong. A reactor network of biomass gasification process in an updraft gasifier based on the fully kinetic model. **Energy**, [*S. l.*], v. 268, n. November 2022, p. 126642, 2023.

QUINTERO-CORONEL, D. A.; LENIS-RODAS, Y. A.; CORREDOR, L.; PERREAULT, P.; BULA, A.; GONZALEZ-QUIROGA, A. Co-gasification of biomass and coal in a top-lit updraft fixed bed gasifier: Syngas composition and its interchangeability with natural gas for combustion applications. **Fuel**, [*S. l.*], v. 316, n. October 2021, p. 123394, 2022.

RAHEEM, Abdul; ZHAO, Ming; DASTYAR, Wafa; CHANNA, Abdul Qadir; JI, Guozhao; ZHANG, Yeshui. Parametric gasification process of sugarcane bagasse for syngas production. **International Journal of Hydrogen Energy**, [*S. l.*], v. 44, n. 31, p. 16234–16247, 2019.

RAO, Singiresu S. **Engineering optimization: theory and practice**. 4^o ed. [*S. l.*]: John Wiley & Sons, 2009.

REN, Jie; QIAN, Zuoqin; FEI, Chunguang; LU, Ding; ZOU, Yincui; XU, Chen; LIU, Lu. Thermodynamic, exergoeconomic, and exergoenvironmental analysis of a combined cooling and power system for natural gas-biomass dual fuel gas turbine waste heat recovery. **Energy**, [*S. l.*], v. 269, n. May 2022, p. 126676, 2023.

RUDIYANTO, Bayu; BIRRI, Mochammad Syahrul; WIDJONARKO; AVIAN, Cries; KAMAL, Dianta Mustofa; HIJRIAWAN, Miftah. A Genetic Algorithm approach for optimization of geothermal power plant production: Case studies of direct steam cycle in Kamojang. **South African Journal of Chemical Engineering**, [*S. l.*], v. 45, n. 164, p. 1–9, 2023.

SAHOO, Abanti; RAM, Deo Karan. Gasifier performance and energy analysis for fluidized bed gasification of sugarcane bagasse. **Energy**, [*S. l.*], v. 90, p. 1420–1425, 2015.

SINGH, Deepak Kumar; TIRKEY, Jeewan V. Modeling and multi-objective optimization of variable air gasification performance parameters using *Syzygium cumini* biomass by integrating ASPEN Plus with Response surface methodology (RSM). **International Journal of Hydrogen Energy**, [*S. l.*], v. 46, n. 36, p. 18816–18831, 2021.

SIQUEIRA, J. A. C.; GABRIEL FILHO, L. R. A.; CANEPPELE, F. L.; SERAPHIM, O. J. Characteristics of Hybrid Systems for Electricity Generation and Applications in

Wind-Photovoltaic Systems. **Revista Brasileira de Engenharia de Biosistemas**, [S. l.], v. 8, n. 1, p. 84–96, 2014.

LEWIN, S. C.; FONSECA DE AGUIAR MARTINS, A. R.; PRADELLE, F. Modelling, simulation and optimization of a solid residues downdraft gasifier: Application to the co-gasification of municipal solid waste and sugarcane bagasse. **Energy**, [S. l.], v. 210, 2020.

SOLTANI, S.; MAHMOUDI, S. M. S.; YARI, M.; ROSEN, M. A. Thermodynamic analyses of an externally fired gas turbine combined cycle integrated with a biomass gasification plant. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 70, p. 107–115, 2013.

SOLTANI, Saeed; ATHARI, Hassan; ROSEN, Marc A.; MAHMOUDI, Seyed Mohammad Seyed; MOROSUK, Tatiana. Thermodynamic analyses of biomass gasification integrated externally fired, post-firing and dual-fuel combined cycles. **Sustainability (Switzerland)**, [S. l.], v. 7, n. 2, p. 1248–1262, 2015.

STRIUGAS, Nerijus; ZAKARAUSKAS, Kešutis; DŽIUGYS, Algis; NAVAKAS, Robertas; PAULAUSKAS, Rolandas. An evaluation of performance of automatically operated multi-fuel downdraft gasifier for energy production. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 73, n. 1, p. 1151–1159, 2014.

SUN, Haoran; BAO, Guirong; LIU, Huili; HU, Jianhang; WANG, Hua. Particle-scale simulation of air-blown gasification of biomass materials in bubbling fluidized bed reactor. **Renewable Energy**, [S. l.], v. 220, n. May 2023, p. 119682, 2024.

SURESH, N. S.; THIRUMALAI, N. C.; DASAPPA, S. Modeling and analysis of solar thermal and biomass hybrid power plants. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 160, n. July, p. 114121, 2019.

TAN, Liping; CAI, Lei; FU, Yidan; ZHOU, Zining; GUAN, Yanwen. Numerical investigation of biomass and liquefied natural gas driven oxy-fuel combustion power system. **Renewable Energy**, [S. l.], v. 208, n. February, p. 94–104, 2023.

TAN, Liping; CAI, Lei; XIANG, Yanlei; GUAN, Yanwen; LIU, Wenbin. Investigation on oxy-fuel biomass integrated gasification combined cycle system with flue gas as gasifying agent. **Biomass and Bioenergy**, [S. l.], v. 166, n. December 2021, p. 106621, 2022.

TERAN HIDALGO, Sebastian J.; WU, Michael C.; ENGEL, Stephanie M.; KOSOROK, Michael R. Goodness-of-fit test for nonparametric regression models: Smoothing spline ANOVA models as example. **Computational Statistics and Data Analysis**, [S. l.], v. 122, p. 135–155, 2018.

THOMOPOULOS, Nick T. **Essentials of Monte Carlo simulation: Statistical methods for building simulation models**. Springer Science & Business Media, 2012.

UD DIN, Zia; ZAINAL, Z. A. Biomass integrated gasification-SOFC systems: Technology overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [S. l.], v. 53, p. 1356–1376, 2016.

VERA, D.; JURADO, F.; CARPIO, J. Study of a downdraft gasifier and externally fired gas turbine for olive industry wastes. **Fuel Processing Technology**, [S. l.], v. 92, n. 10, p. 1970–1979, 2011.

VIGLIASSI, Marcos Paulo; MASSIGNAN, Julio A. D.; DELBEM, Alexandre Cláudio B.; LONDON, João Bosco A. Multi-objective evolutionary algorithm in tables for placement of SCADA and PMU considering the concept of Pareto Frontier. **International Journal of Electrical Power and Energy Systems**, [S. l.], v. 106, n. February 2018, p. 373–382, 2019.

XIANG, Yanlei; CAI, Lei; GUAN, Yanwen; LIU, Wenbin; HE, Tianzhi; LI, Juan. Study on the biomass-based integrated gasification combined cycle with negative CO₂ emissions under different temperatures and pressures. **Energy**, [S. l.], v. 179, p. 571–580, 2019.

XU, Q.; WANG, S.; LUO, K.; MU, Y.; PAN, L.; FAN, J. Process modelling and optimization of a 250 MW IGCC system: Model setup, validation, and preliminary predictions. **Energy**, [S. l.], v. 272, 2023.

YANG, Xin-She. *Nature-Inspired Metaheuristic Algorithms*. 2. ed. Frome: Luniver Press, 2010.

WANG, Z.; DUAN, L.; ZHANG, Z. Multi-objective optimization of gas turbine combined cycle system considering environmental damage cost of pollution emissions. **Energy**, [S. l.], v. 261, 2022.

ZACHL, A.; SORIA-VERDUGO, A.; BUCHMAYR, M.; GRUBER, J.; ANCA-COUCÉ, A.; SCHARLER, R.; HOCHENAUER, C. Stratified downdraft gasification of wood chips with a significant bark content. **Energy**, [S. l.], v. 261, n. PB, p. 125323, 2022.

ZAINAL, Z. A.; ALI, R.; LEAN, C. H.; SEETHARAMU, K. N. Prediction of performance of a downdraft gasifier using equilibrium modeling for different biomass materials. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 42, n. 12, p. 1499–1515, 2001.

ZAMAN, Sk Arafat; ROY, Dibyendu; GHOSH, Sudip. Process modeling and optimization for biomass steam-gasification employing response surface methodology. **Biomass and Bioenergy**, [S. l.], v. 143, n. September, p. 105847, 2020.

ZANG, Guiyan; ZHANG, Jianan; JIA, Junxi; LORA, Electo Silva; RATNER, Albert. Life cycle assessment of power-generation systems based on biomass integrated gasification combined cycles. **Renewable Energy**, [S. l.], v. 149, p. 336–346, 2020..

ZENG, Fenyu; LI, Jiamei. Study on comprehensive evaluation and countermeasures of natural gas safety in EU. **Energy Strategy Reviews**, [S. l.], v. 49, n. March, p. 101167, 2023.

ZHANG, Xiaofeng; LIU, Xiaobo; SUN, Xiaoqin; JIANG, Changwei; LI, Hongqiang;

SONG, Quanbin; ZENG, Jing; ZHANG, Guoqiang. Thermodynamic and economic assessment of a novel CCHP integrated system taking biomass, natural gas and geothermal energy as co-feeds. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 172, n. May, p. 105–118, 2018.

ZHANG, Xiaofeng; ZENG, Rong; MU, Kang; LIU, Xiaobo; SUN, Xiaoqin; LI, Hongqiang. Exergetic and exergoeconomic evaluation of co-firing biomass gas with natural gas in CCHP system integrated with ground source heat pump. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], v. 180, n. August 2018, p. 622–640, 2019. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.11.009.

ZHENG, N.; LIU, P.; SHAN, F.; LIU, Z.; LIU, W. Sensitivity analysis and multi-objective optimization of a heat exchanger tube with conical strip vortex generators. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], v. 122, p. 642–652, 2017.

APÊNDICE A - CÓDIGO DE INTEGRAÇÃO ENTRE IPSE GO E MODEFRONTIER

Figura 24 - Arquivo ipsego.py: Responsável por fazer a conexão com o IPSE GO.

```

1 import json
2 import requests
3 import websockets
4
5 baseURL = "https://ipsego.app"
6
7
8 def doLogin(user: str, password: str) -> str:
9     data = {
10         "username": user,
11         "password": password,
12         "client_id": "ipseproweb_webapp",
13         "grant_type": "password",
14         "scope": "openid email phone profile offline_access roles ipseproweb_api",
15     }
16     res = requests.post(f"{baseURL}/openid/connect/token", data=data)
17     if res.status_code != 200:
18         raise ValueError(f"Error login: {res.status_code}; {res.text}")
19
20     res = res.json()
21     return f"Bearer {res['access_token']}"
22
23
24 def getProjectData(headers: dict, projectId: str) -> dict:
25     params = {"id": projectId}
26     res = requests.get(f"{baseURL}/api/v1/projects", params=params, headers=headers)
27     if res.status_code != 200:
28         raise ValueError(f"Error getting project; {res.text}; {res.status_code}")
29
30     return res.json()
31
32
33 async def reqCalc(projectId: str, headers: dict) -> None:
34     data = {
35         "n": "run-calc",
36         "u": f"{baseURL}/project/{projectId}",
37         "d": "ipsego.app",
38         "r": None,
39         "p": {"target": "qa-menu"},
40     }
41     res = requests.post(
42         "https://plausible.ipsego.app/api/event", json=data, headers=headers
43     )
44     if res.status_code != 202:
45         raise ValueError(f"Error request calc; {res.text}; {res.status_code}")
46
47
48 def getConnectionToken(headers: dict) -> str:
49     res = requests.post(
50         f"{baseURL}/signalr/negotiate?negotiateVersion=1", headers=headers
51     )
52     if res.status_code != 200:
53         raise ValueError(f"Error login: {res.status_code}; {res.text}")
54
55     res = res.json()
56     return res["connectionToken"]
57
58
59 async def startConnectionWebSocket(
60     connectionToken: str, headers: dict
61 ) -> websockets.WebSocketClientProtocol:
62     auth = headers["Authorization"].replace("Bearer ", "")
63     url = f"wss://ipsego.app/signalr?id={connectionToken}&access_token={auth}"
64     websocket = await websockets.connect(url)
65     await websocket.send({'protocol': 'json', 'version': 1} \x1E')
66     return websocket
67
68
69 async def requestCalculation(
70     payload: dict, websocket: websockets.WebSocketClientProtocol
71 ) -> int:
72     await websocket.send(json.dumps(payload) + "\x1E")
73     while True:
74         res = await websocket.recv()
75         if "calculationId" in res:
76             res = res[:-1]
77             return json.loads(res)["result"]["calculationId"]
78
79
80 async def registerCalculation(
81     websocket: websockets.WebSocketClientProtocol, id: int
82 ) -> None:
83     payload = {
84         "arguments": [{"id": id}],
85         "invocationId": "2",
86         "target": "RegisterCalculation",
87         "type": 1,
88     }
89     await websocket.send(json.dumps(payload) + "\x1E")
90
91
92 async def getResult(websocket: websockets.WebSocketClientProtocol) -> dict:
93     data = ""
94     while True:
95         data = await websocket.recv()
96         if "progress": 1 in data:
97             data = data[:-1]
98             break
99
100     data = json.loads(data)["arguments"][0][0]["state"]["value"]
101     data = json.loads(data)
102     return data["ItemResults"]

```

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 25 - Arquivo payload.py: Responsável por montar as mensagens utilizadas pelo ipsego.py para solicitação de ações.

```

1  from src.ipse import *
2  import json
3
4
5  def getLimits(value: dict, payload: dict, key: str) -> None:
6      if "bounds" not in value:
7          return
8      bounds = value["bounds"]
9
10     data = {"limit": [bounds["lower"], bounds["upper"]]}
11     payload.setdefault(key, {}).update(data)
12
13
14  def getSwitches(value: dict, payload: dict, key: str) -> None:
15      if value["type"] != "switch":
16          return
17
18     payload[key] = value["value"]
19
20
21  def getVariables(value: dict, payload: dict, key: str) -> None:
22      if value["type"] != "variable":
23          return
24      if value["status"] == "undefined":
25          return
26      if value["status"] == "estimated" or value["status"] == "set":
27          data = {value["status"]: value["value"]}
28          payload.setdefault(key, {}).update(data)
29      return
30
31
32  def getParameters(value: dict, payload: dict, key: str) -> None:
33      if value["type"] == "parameter":
34          payload[key] = value["value"]
35
36
37  def createItems(item: dict) -> dict:
38      items = item["datasets"][0]["items"]
39      payload = {}
40      if not items:
41          return
42      if "ModelSubstance" in items:
43          value = items["ModelSubstance"]["value"]
44          payload["ModelSubstance"] = value
45          del items["ModelSubstance"]
46
47      for key, value in items.items():
48          getSwitches(value, payload, key)
49          getLimits(value, payload, key)
50          getVariables(value, payload, key)
51          getParameters(value, payload, key)
52
53     return payload
54
55
56  def createGlobals(content: dict) -> list:
57      globals = content["flowsheetObjects"]["fsGlobals"]
58      globalsPayload = []
59      for item in globals:
60          payload = {
61              "name": item["name"],
62              "model": item["className"],
63          }
64          payload["items"] = createItems(item)
65          globalsPayload.append(payload)
66
67     return globalsPayload
68
69
70  def getConnectionsReferencesLib(lib: dict) -> dict:
71      connections = lib["connectionModelClasses"]
72      referencesPayload = {}
73      for connection, data in connections.items():
74          references = [item["name"] for item in data["references"]]
75          referencesPayload[connection] = references
76
77     return referencesPayload
78
79
80  def createConnectionsReference(item: list, referencesPayload: dict) -> dict:
81      references = referencesPayload[item["className"]]
82      return {
83          key: item["references"][index]
84          for index, key in enumerate(references)
85          if item["references"][index] != ""
86      }
87
88
89  def createConnectionsPayload(content: dict) -> list:
90      libGUID = content["LibGUID"].upper()
91      libData = json.load(open(f"utils/{libGUID}.json"))
92
93     referencesPayload = getConnectionsReferencesLib(libData)
94     connections = content["flowsheetObjects"]["fsConnections"]
95     connectionsPayload = []
96     for item in connections:
97         payload = {"name": item["name"], "model": item["className"]}
98         payload["references"] = createConnectionsReference(item, referencesPayload)
99         payload["items"] = createItems(item)
100        if payload["items"] == None:
101            payload["items"] = {}
102        connectionsPayload.append(payload)
103
104     return connectionsPayload

```

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 26 - Arquivo payload.py: Responsável por montar as mensagens utilizadas pelo ipsego.py para solicitação de ações (continuação 1)

```

1  def getConnectionReferences(content: dict) -> dict:
2      connections = content["flowsheetObjects"]["fsConnections"]
3      references = {}
4      for item in connections:
5          if not "firstTerminal" in item:
6              continue
7
8          key = item["firstTerminal"]["unitName"]
9          references.setdefault(key, {}).update(
10             {item["firstTerminal"]["terminalName"]: item["name"]}
11         )
12
13         if not "secondTerminal" in item:
14             continue
15
16         key = item["secondTerminal"]["unitName"]
17         references.setdefault(key, {}).update(
18             {item["secondTerminal"]["terminalName"]: item["name"]}
19         )
20
21     return references
22
23
24 def updateWithIcons(lib: dict, referencesPayload: dict) -> None:
25     icons = lib["icons"]
26     for key, value in icons.items():
27         model = value["modelClass"]
28         if model not in referencesPayload:
29             continue
30         referencesPayload[key] = referencesPayload[model]
31
32
33 def getUnitsReferences(lib: dict) -> dict:
34     units = lib["unitModelClasses"]
35     referencesPayload = {}
36     for unit, data in units.items():
37         references = [item["name"] for item in data["references"] if "name" in item]
38         if not references:
39             continue
40         referencesPayload[unit] = references
41     updateWithIcons(lib, referencesPayload)
42     return referencesPayload
43
44
45 def createUnitReferences(unitRefs: dict, conRefs: dict, item: dict) -> dict:
46     references = {}
47     icon = item["icon"]
48     itemReferences = item["references"]
49     if item["name"] in conRefs:
50         references.update(conRefs[item["name"]])
51
52     if icon not in unitRefs:
53         return references
54
55     auxReferences = {}
56     for index, ref in enumerate(unitRefs[icon]):
57         auxReferences[ref] = itemReferences[index]
58
59     references.update(auxReferences)
60
61     return references
62
63
64 def createUnitsPayload(content: dict) -> list:
65     units = content["flowsheetObjects"]["fsUnits"]
66     libGUID = content["LibGUID"].upper()
67     libData = json.load(open(f"utils/{libGUID}.json"))
68
69     unitRefs = getUnitsReferences(libData)
70     conRefs = getConnectionReferences(content)
71     unitsPayload = []
72     for item in units:
73         payload = {"name": item["name"], "model": item["datasets"][0]["model"]}
74         payload["references"] = createUnitReferences(unitRefs, conRefs, item)
75         payload["items"] = createItems(item)
76         if payload["items"] == None:
77             payload["items"] = {}
78         unitsPayload.append(payload)
79
80     return unitsPayload

```

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 27 - Arquivo payload.py: Responsável por montar as mensagens utilizadas pelo ipsego.py para solicitação de ações (continuação 2)

```

1 def prepareData(projectData: dict) -> dict:
2     data = json.load(open("utils/payload.json"))
3
4     content = json.loads(projectData["content"])
5     data["arguments"].insert(0, projectData["id"])
6     data["arguments"].insert(1, content["LibGUID"])
7
8     payload = data["arguments"][2]
9     payload["LibGUID"] = content["LibGUID"]
10    payload["LibName"] = content["LibName"]
11    payload["globals"] = createGlobals(content)
12    payload["connections"] = createConnectionsPayload(content)
13    payload["units"] = createUnitsPayload(content)
14    data["arguments"].append(0)
15    return data
16
17
18 def getDataByKeys(payload: dict) -> dict:
19     data = {
20         item["name"]: [ "globals", payload["globals"].index(item) ]
21         for item in payload["globals"]
22     }
23     for item in payload["connections"]:
24         data.update({item["name"]: [ "connections", payload["connections"].index(item) ]})
25
26     for item in payload["units"]:
27         data.update({item["name"]: [ "units", payload["units"].index(item) ]})
28
29     return data
30
31
32 def changeData(newData: dict, projectData: dict) -> None:
33     payload = projectData["arguments"][2]
34     dataByKeys = getDataByKeys(payload)
35     for key, value in newData.items():
36         if key not in dataByKeys:
37             continue
38
39         local, index = dataByKeys[key]
40         items = payload[local][index]["items"]
41         for item in value:
42             if not item in items:
43                 continue
44
45             data = items[item]
46             if not "set" in data:
47                 continue
48
49             data["set"] = value[item]
50
51     projectData["arguments"][2] = json.dumps(payload)
52

```

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 28 - Arquivo payload.json: base para a montagem de mensagem para solicitação de cálculo.

```
1 {
2   "arguments": [
3     {
4       "LibGUID": "",
5       "LibName": "",
6       "Task": "stat",
7       "solverParameters": {
8         "bExtendedProtocol": false,
9         "bUseDamping": false,
10        "nSteps": 10,
11        "xTolerance": 0.001,
12        "yTolerance": 0.001
13      },
14      "analysisOptions": {
15        "bModelAnalysisEnabled": false,
16        "bSettingsAnalysisEnabled": true
17      },
18      "dataFrameCells": []
19    }
20  ],
21  "invocationId": "1",
22  "target": "RequestCalculation",
23  "type": 1
24 }
```

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 29 - Arquivo main.py: onde cada componente é chamado e executado para a realização do cálculo, substituição dos dados e solicitação de novo cálculo.

```

1  from src.ipse import *
2  from src.payload import *
3  import asyncio
4  import json
5
6  import logging
7  logging.basicConfig(level=logging.INFO, format="%(asctime)s;%(levelname)s;%(message)s")
8
9
10
11 async def main(newDataExample):
12     headers = {}
13     projectData = getProjectData(headers, 'PROJECT_ID')
14     data = prepareData(projectData)
15     changeData(newDataExample["firstScheme"], data)
16     connectionToken = getConnectionToken(headers)
17     websocket = await startConnectionWebSocket(connectionToken, headers)
18     id = await requestCalculation(data, websocket)
19     await registerCalculation(websocket, id)
20     res = await getResult(websocket)
21
22     secondScheme = {
23         "SYNGAS": {
24             "CH4": res["EXHAUST_GAS"]['wCH4']["value"],
25             "CO": res["EXHAUST_GAS"]['wCO']["value"],
26             "CO2": res["EXHAUST_GAS"]['wCO2']["value"],
27             "H2": res["EXHAUST_GAS"]['wH2']["value"],
28             "H2O": res["EXHAUST_GAS"]['wH2O']["value"]
29         },
30         "SG1": {
31             "mass": res["PG_stream_g002f"]["massflow"]["value"],
32             "t": res["PG_stream_g002f"]["t"]["value"]
33         }
34     }
35     newDataExample["secondScheme"].update(secondScheme)
36     #SEGUNDA PLANTA
37     projectData = getProjectData(headers, '9a511aef-27f0-441e-aada-3878cd7c5661')
38     data = prepareData(projectData)
39     changeData(newDataExample["secondScheme"], data)
40     connectionToken = getConnectionToken(headers)
41     websocket = await startConnectionWebSocket(connectionToken, headers)
42     id = await requestCalculation(data, websocket)
43     await registerCalculation(websocket, id)
44     res = await getResult(websocket)
45     return res
46
47
48
49
50 newDataExample = {
51     "firstScheme":{
52     },
53     "secondScheme":{
54     }
55 }
56
57 res = asyncio.run(main(newDataExample))

```

Fonte: Elaboração do próprio autor.






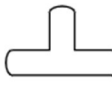
**ANEXO A - INFORMAÇÕES SOBRE AS BIBLIOTECAS IPSE GO®:
BIBLIOTECA *ADVANCED POWER PLANT LIBRARY* (APP)**

A *Advanced Power Plant Library* (APP_Lib) ou Biblioteca APP, é uma ferramenta que permite a modelagem de diferentes sistemas de geração de energia, incluindo plantas convencionais, de cogeração e de ciclo combinado, considerando tanto condições de projeto quanto fora dessas condições. Os fluxos desses sistemas podem ser compostos por água, nos estados líquido e vapor, gases que consistem em misturas de um ou mais gases ideais (como Ar, C₂H₆, C₃H₈, CH₄, CO, CO₂, H₂, H₂O, H₂S, N₂, O₂ e SO₂) ou combustíveis sólidos e líquidos, definidos com base em sua composição elementar.

De forma geral, um projeto realizado no IPSE GO consiste em uma coleção de informações que resulta em uma representação gráfica, denominada *process scheme* ou *flowsheet*, e sua correspondente representação matemática, denominada modelo. O projeto é desenvolvido por meio da inserção dos componentes da planta, representados por ícones ou símbolos gráficos, cada um contendo sua própria formulação matemática. Para cada componente, o sistema realiza balanços de massa, de espécies químicas e de energia, de acordo com os princípios estabelecidos pela Primeira Lei da Termodinâmica.

Esses componentes, disponíveis em diversas bibliotecas, são interligados por conexões que definem os fluxos de material e energia, bem como suas composições. A biblioteca APP fornece 68 componentes para a construção das plantas, com diferentes variações que permitem adaptar o modelo às necessidades específicas. O Quadro 6 apresenta alguns exemplos de componentes disponíveis.

Quadro 6 - Componentes da biblioteca APP.

	Caldeira		Engrenagens
	Condensador		Compressor
	Tubulão		Desaerador

	Analisador de combustível		Turbina a gás
	Trocador de calor		Gerador
	Misturador		Motor
	Pré-aquecedor		Bomba
	Turbina		Combustor

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os componentes possuem modelos padrão (*default models*), que requerem um conjunto mínimo de dados de entrada por parte do usuário e empregam formulações matemáticas simplificadas, garantindo uma rápida convergência dos resultados. Além disso, estão disponíveis modelos avançados (*off-design models*), que fornecem maior flexibilidade e permitem a interação otimizada com os modelos de projeto, aplicação em condições gerais de operação e bom equilíbrio entre os dados de entrada necessários e a precisão dos resultados.

A.1 PROPRIEDADES FÍSICAS E COMPOSIÇÕES QUÍMICAS

A biblioteca APP fornece uma base de dados abrangente de propriedades físicas, incluindo água e diversos componentes químicos amplamente utilizados em processos de combustão. As composições dos fluxos são configuradas por meio de objetos globais (*global objects*), que devem ser vinculados aos respectivos fluxos. Essas composições são definidas com base em frações mássicas, sendo obrigatório que a soma total das frações mássicas corresponda a 1.

As propriedades termofísicas da água e do vapor são determinadas utilizando a formulação *IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Essa abordagem garante a precisão necessária para simulações e cálculos em uma ampla faixa de temperaturas e pressões. Os limites de aplicação dessas propriedades estão detalhados na Tabela A.1.

Tabela A.1 - Limites de temperatura e pressão para água e vapor.

Limite		Mínimo	Máximo
Temperatura (°C)		0,01	2000,0
Pressão (bar)	$0,01^{\circ}\text{C} \leq t \leq 800^{\circ}\text{C}$	0,1e-6	1000,0
	$800^{\circ}\text{C} \leq t \leq 2000^{\circ}\text{C}$	0,1e-6	100,0

Fonte: Elaboração do próprio autor.

As propriedades físicas dos demais componentes são calculadas a partir de polinômios derivados das tabelas termoquímicas JANAF, assumindo-se que os componentes se comportam como gases ideais. A Tabela A.2 apresenta os componentes químicos disponíveis no banco de dados da biblioteca, bem como os intervalos de variação de pressão e temperatura suportados pelo sistema.

Tabela A.2 - Limites de temperatura e pressão para outros componentes

Variável	Componente	Temperatura (°C)		Pressão (bar)	
		Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
AR	Argônio	-30,0	5726,85	0,1e-6	20,0
C ₂ H ₆	Etano	-30,0	5726,85	0,1e-6	35,0
C ₃ H ₈	Propano	-25,0	5726,85	0,1e-6	35,0
CH ₄	Metano	-30,0	5726,85	0,1e-6	35,0
CO	Monóxido de carbono	-30,0	5726,85	0,1e-6	100,0
CO ₂	Dióxido de carbono	-30,0	5726,85	0,1e-6	35,0
H ₂	Hidrogênio	-30,0	5726,85	0,1e-6	35,0
H ₂ O	Vapor (como gás ideal)	-30,0	5726,85	0,1e-6	30,0
H ₂ S	Sulfato de hidrogênio	-20,0	5726,85	0,1e-6	100,0
N ₂	Nitrogênio	-30,0	5726,85	0,1e-6	5,0
O ₂	Oxigênio	-30,0	5726,85	0,1e-6	35,0

SO₂ Dióxido sulfúrico 0,0 5726,85 0,1e-6 10,0

Fonte: Elaboração do próprio autor.










ANEXO B - INFORMAÇÕES SOBRE AS BIBLIOTECAS IPSE GO®: BIBLIOTECA DE PROCESSOS DE PIRÓLISE E GASEIFICAÇÃO (PGP)

A Biblioteca de Processos de Pirólise e Gaseificação (PGP) é uma biblioteca feita especialmente para o projeto e na análise de plantas de gaseificação. A partir dessa biblioteca é possível modelar sistemas e tecnologias de conversão de biomassa, como combustão, pirólise, gaseificação e aplicações de limpeza de gases.

A biblioteca permite projetar e analisar diversas configurações desses processos. Os meios de trabalho podem ser água/vapor de água ou misturas de um ou mais dos seguintes gases ideais: Ar, C₂H₆, C₃H₈, CH₄, CO, CO₂, H₂, H₂O, H₂S, HCl, HCN, N₂, NO, O₂, SO₂. As misturas gasosas também podem conter substâncias sólida orgânicas e inorgânicas, como: K₂O, MgO, CaO, SiO₂, Mg₂SiO₄, Fe₂SiO₄, CaCO₃, CaMg(CO₃)₂, CaSO₄, Ca(OH)₂, madeira, alcatrão, óleo leve, éster metílico de óleo de colza e óleo térmico.

A biblioteca apresenta 77 componentes que incluem os principais equipamentos-chave de processos de biomassa, com variações para gás, sólido e água. Alguns exemplos desses componentes são apresentados no Quadro 7.

Quadro 7 - Componentes da biblioteca PGP.

	Gaseificador		Câmara de combustão
	Trocador de calor		Compressor
	Secador de combustível		Misturador
	Monitor de fluxo		Motor
	Gaseificador		Bomba

	Reator de oxidação		Turbina
	Fonte de calor		Separador água/orgânico

Fonte: Elaboração do próprio autor.

A.1 CONCEITOS GERAIS E CONDIÇÕES PADRÃO

A entalpia total pode ser definida para substâncias puras de acordo com:

$$H^*(p, T) = \Delta H_{f,298}^0 + [H(p, T) - H(p_0, T_0)] \quad (1)$$

onde: $H^*(p, T)$ é uma formulação depende, em geral, da pressão e da temperatura, com um deslocamento arbitrário. A entalpia padrão de formação $\Delta H_{f,298}^0$ é a entalpia da reação de formação a partir de elementos puros em condições padrão ($p_0 = 1 \text{ bar}$, $T_0 = 298,15 \text{ K}$) e é definida como zero para elementos puros em sua configuração estável em condições padrão.

A.2 CÁLCULO DA ENTALPIA TOTAL PARA DIFERENTES CLASSES DE SUBSTÂNCIAS E PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Os fluxos são divididos em diferentes classes de substâncias na biblioteca PGP, sendo essas: água/vapor puro, misturas de gases ideais, substâncias orgânicas (biomassa, carvão, combustíveis, óleos e sólidos inorgânicos).

As substâncias orgânicas consistem nos seis elementos C, H, O, N, S e Cl. Já os compostos gasosos incluem esses seis elementos e ainda o Ar. Nos sólidos inorgânicos, além desses, também aparecem os elementos K, Mg, Ca, Fe e Si. As classes de substâncias são implementadas como objetos globais e são definidas conforme a sua composição, que pode ser dada por frações molares e mássicas dos compostos, massa molar média, entalpia padrão média de formação e métodos para o cálculo de propriedades dependentes de temperatura e pressão.

Com base nas quatro classes diferentes de substâncias, quatro tipos de conexões de correntes são definidos, que contêm informações sobre a massa e energia transportadas e o estado termodinâmico. Além disso, a biblioteca inclui uma base de dados de

propriedades físicas para água e uma ampla gama de componentes químicos gasosos. A modelagem das quatro classes individuais é resumida a seguir.

A.2.1 Água/Vapor

Na classe de substâncias água/vapor, o H₂O é modelado, dependendo do estado termodinâmico, como um gás não ideal, um líquido ou em estado de transição gás/líquido. Como a temperatura é constante durante a mudança de fase isobárica, as variáveis de estado são formalmente definidas pela pressão e entalpia, em vez de pressão e temperatura.

As propriedades de água/vapor são formuladas em termos específicos de massa e baseiam-se na formulação IAPWS-IF97, que define tanto a entalpia quanto a entropia da água líquida como zero no ponto triplo (0,00611 bar/273,16 K). Para um manuseio conveniente em troca com outras classes de substâncias, é necessária uma correção de deslocamento para obter a entalpia e entropia totais do composto químico água/vapor:

$$h_{H_2O}^*(p, T, x) = \frac{\Delta H_{f,298,H_2O(l)}^0}{M_{H_2O}} + [h_{IAPWS}(p, T, x) - h_{IAPWS,0}] \quad (2)$$

$$S_{H_2O}(p, h_{IAPWS}) = \frac{S_{298,H_2O(l)}^0}{M_{H_2O}} + [s_{IAPWS}(p, h_{IAPWS}) - s_{IAPWS,0}] \quad (3)$$

onde: $h_{IAPWS,0}$ e $s_{IAPWS,0}$ são, respectivamente, a entalpia e a entropia segundo a IAPWS-IF97 em condições padrão. O cálculo da densidade e do volume específico para água/vapor também é baseado na IAPWS-IF97. Os valores padrão para água líquida são $\Delta H_{f,298,H_2O(l)}^0 = -285,83$ kJ/mol e $S_{298,H_2O(l)}^0 = 69,939$ J/(mol.K).

A.2.2 Gases ideais

Nos objetos globais de misturas de gases ideais, a modelagem é a partir das frações mássicas e molares dos componentes, bem como as propriedades da mistura. O volume normal de gás ideal é definido em 1,01325 bar/273,15 K. A entalpia dos gases ideais é independente da pressão e segue, para misturas, a combinação linear das entalpias dos componentes:

$$H_{gas}^*(T) = \sum_i [y_i \cdot H_i^*(T)] \quad (4)$$

A entalpia total de uma única espécie pode ser calculada a partir de:

$$H_i^*(T) = \Delta H_{f,298}^0 + \int_{298.15\text{ K}}^T C_{p,i}(T) dT \quad (5)$$

A lei dos gases ideais fornece a correlação entre massa e volume, enquanto a massa molar média da mistura é calculada como uma combinação linear das massas molares das espécies individuais.

A.2.3 Sólidos inorgânicos

Da mesma forma que os gases ideais, os sólidos inorgânicos são tratados como misturas físicas de espécies quimicamente definidas. Os sólidos atualmente modelados estão resumidos na Tabela 2. A entalpia total específica em massa da mistura de sólidos é dada por:

$$h_{sol}^*(T) = \sum_i [w_i \cdot \frac{H_i^*(T)}{M_i}] \quad (6)$$

A entropia da mistura de sólidos não é necessária em nenhum dos modelos, embora a entropia das espécies individuais possa ser importante para cálculos de equilíbrio químico. A dependência da temperatura para a entalpia e entropia das espécies individuais é formulada da mesma maneira que para gases ideais. Nenhuma propriedade de partículas (densidade de partículas, densidade a granel) é modelada para a mistura de sólidos. Essas propriedades devem, se necessário, ser fornecidas nos modelos das unidades que processam os sólidos.

A.2.4 Substâncias orgânicas

Diferentemente das misturas de gases ideais e dos sólidos inorgânicos, a matéria orgânica, como biomassa, carvão vegetal, alcatrão, óleo combustível, biodiesel, entre outros, não é claramente definida em termos moleculares, representando uma mistura complexa de vários compostos. Por isso, a descrição é baseada na análise elementar.

Substâncias orgânicas são consideradas incompressíveis, e os dados de propriedades são formulados com base em valores específicos por massa. Para a entalpia e a entropia total, têm-se as seguintes relações:

$$h^*(T) = \Delta h_{f,298}^0 + \int_{298,15\text{ K}}^T c_p(T) \cdot dT \quad (7)$$

$$s(T) = s_{298}^0 + \int_{298,15\text{ K}}^T \frac{c_p(T)}{T} \cdot dT \quad (8)$$

A entalpia de formação para substâncias orgânicas é derivada a partir de seu poder calorífico inferior, calculado para qualquer composição.

A.3 PRINCÍPIOS DE MODELAGEM

Todos os modelos de unidades seguem estritamente as condições de conservação de massa e energia. As fronteiras para os balanços são os terminais para conexões, como fluxos ou eixos mecânicos. As quantidades relevantes nos balanços são representadas por conexões ou variáveis do modelo. Além das leis de conservação, as equações funcionais especificam como a unidade funciona, sendo ativas apenas se variáveis adicionais forem definidas. Modelos de "balanço" são usados para mapeamento de processos e validação de medições. Modelos paramétricos, com equações funcionais ativas, são utilizados para engenharia e otimização.

As leis de conservação formam a base de todos os modelos, descrevendo fluxos contínuos nas fronteiras das unidades, em equações algébricas. O balanço de massa depende da conversão das substâncias na unidade, podendo ser de elementos químicos, compostos químicos ou fluxo total de massa. A energia é balanceada com base na entalpia total, desprezando energia potencial gravitacional e cinética.

A entalpia total de um fluxo é usada para o balanço de energia. A energia quimicamente ligada em um combustível é expressa pelo poder calorífico inferior (PCI), utilizado para calcular a eficiência térmica e a eficiência química de geração de gás térmico. A eficiência da geração de gás termoquímico pode ser quantificada pela eficiência química, onde a energia química baseada no valor calorífico do gás produto é relacionada à potência térmica do combustível. O PCI é definido como a energia liberada pela combustão completa de uma unidade de combustível com oxigênio livre para os produtos CO_2 , H_2O , SO_2 e N_2 em condições padrão.

A biblioteca PGP contém unidades onde reações químicas ocorrem. A avaliação termodinâmica permite verificar a plausibilidade das suposições e calcular taxas de conversão máximas, assumindo equilíbrio químico. O equilíbrio de gases ideais é calculado pela minimização da energia livre de Gibbs de reação.