

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



Diego Kristopher Possinhas Upshaw

**Simulação Numérica de Caldeiras Flamo-Tubulares Operando com
Gás Natural e Hidrogênio: Análise Termodinâmica**

Projeto de Graduação

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

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle

Coorientadora: Vanessa Bautista Paganelli

Rio de Janeiro
Dezembro de 2024

AGRADECIMENTOS

Primeiramente à minha família, que me deu todo o apoio e suporte, emocional e financeiro, para que eu pudesse me graduar em uma faculdade de tamanha excelência como a PUC-Rio. Em especial, à minha mãe, Andréa Possinhas, que esteve ao meu lado em toda essa jornada, ao meu pai, Fábio Tardin, que me incentivou em todos os momentos possíveis, à minha avó, Nilce Moraes, que foi o meu conforto nos dias mais difíceis, ao meu tio, Rodrigo Tardin, que também é meu melhor amigo e me apoiou de todas as formas possíveis, e ao meu padrasto, Leonardo Cordeiro, que sempre acreditou em mim, me motivou e me incentivou a crescer pessoalmente e profissionalmente.

À PUC-Rio por todo o suporte e ensino de excelência oferecido aos alunos.

Ao meu professor orientador, Florian Pradelle, que nunca mediu esforços para me ajudar e me incentivar durante este trabalho e sempre se mostrou disponível até nos horários menos convencionais.

À minha coorientadora, Vanessa Bautista, que sempre esteve muito presente e com muito âmbito para me ajudar mesmo em outro país, muitas vezes em horas de ligação, em que nem se sentia passar o tempo, de tão fluida e leve que era a nossa comunicação.

Ao coral da PUC-Rio por ter sido desde o início da faculdade o meu espaço de maior acolhimento, que me proveu as melhores experiências que vivi na faculdade, aonde eu fiz os melhores amigos que tenho dentro da faculdade, e que tive o prazer de coordenar como monitor.

À AeroRio, que foi a primeira e única equipe de competição que participei, onde pude ganhar uma experiência extracurricular maravilhosa e trabalhar com pessoas especiais.

À SIEng, que me introduziu ao mercado de trabalho, de uma forma que eu nunca havia visto antes, e me mostrado o significado de uma equipe coesa e de um trabalho de excelência. Dentre os colegas e amigos que fiz lá dentro, agradeço principalmente à João Pedro Viana, Wendel Resende, Luan Chagas, Thiago Zidde, Henrique Conti e Henrique Campos.

Aos meus amigos João Vitor Dargam, Bruno Marcondes, Luis Felipe Fernandes, João Paulo Napoleão, Guilherme Klippel, Marco Aires e Márcio Agra por terem me acompanhado tão de perto em toda essa jornada e feito com que tudo fosse mais leve sempre.

À minha namorada Julia Costa, por ter sido a luz onipresente da minha vida nos dias mais difíceis e por seu apoio incondicional durante os maiores desafios.

Aos meus amigos da Engenharia Mecânica, Octacílio Lima e Leonardo Matias, que entraram comigo no 1º período e evoluíram junto comigo, com muitos momentos de estudo e diversão juntos.

Dedico este trabalho também a todos os demais amigos e familiares que me acompanharam e torceram por mim durante esta trajetória.

RESUMO

Upshaw, Diego Kristopher Possinhas; Pradelle, Florian Alain Yannick; Paganelli, Bautista Vanessa. **Simulação Numérica de Caldeiras Flamo-Tubulares Operando com Gás Natural: Análise Termodinâmica.** Rio de Janeiro, 2024.

Este trabalho apresenta uma análise termodinâmica de caldeiras flamotubulares operando com gás natural, com o objetivo de melhorar a eficiência do sistema e reduzir as emissões de gases poluentes. A pesquisa se baseia na simulação numérica dos fenômenos de transporte de calor e massa que ocorrem no interior das caldeiras, buscando aprimorar um modelo existente em EES (Engineering Equation Solver). Assim, o trabalho inclui uma avaliação da influência dos perfis de chama (parabólico, uniforme e exponencial) durante a combustão e como estes afetam o desempenho térmico da caldeira. Adicionalmente, o trabalho aborda as perdas de calor nas caixas de giro, que são responsáveis por redirecionar os gases de combustão ao longo do percurso dentro da caldeira, que afetam diretamente a eficiência térmica do sistema. Um aspecto relevante do trabalho é a aplicação do modelo ao impacto da adição de hidrogênio ao gás natural utilizado como combustível. Essa mistura tem o potencial de reduzir as emissões de CO₂, além de aumentar a temperatura dos gases de combustão e, consequentemente, a eficiência energética da caldeira. Os resultados mostraram que o formato da chama tem um impacto muito pequeno tanto na eficiência energética quanto exergética, com uma diferença de temperatura máxima de 33°C entre diferentes perfis, mas a adição de hidrogênio ao gás natural aumentou as temperaturas dos gases em todos os passes e elevou a eficiência energética média da caldeira de 77,71% para 80,36%. A modelagem das caixas de giro revelou que a perda térmica contribuiu para uma redução de eficiência média de até 12%.

Palavras-chave

Termodinâmica, Caldeiras flamotubulares, Gás natural, Hidrogênio, Eficiência energética, Combustão.

ABSTRACT

Upshaw, Diego Kristopher Possinhas; Pradelle, Florian Alain Yannick; Paganelli, Bautista Vanessa. **Numerical Simulation of Fire-Tube Boilers Operating with Natural Gas: Thermodynamic Analysis.** Rio de Janeiro, 2024.

This work presents a thermodynamic analysis of fire-tube boilers operating with natural gas, aiming to improve system efficiency and reduce pollutant gas emissions. The research is based on numerical simulations of heat and mass transfer phenomena occurring inside the boilers, seeking to enhance an existing model in EES (Engineering Equation Solver). Thus, the work includes an evaluation of the influence of flame profiles (parabolic, uniform, and exponential) during combustion and how these affect the thermal performance of the boiler. Additionally, the study addresses heat losses in turning chambers, which are responsible for redirecting combustion gases along the path inside the boiler and directly affect the system's thermal efficiency. A relevant aspect of the work is the application of the model to assess the impact of adding hydrogen to natural gas as a fuel. This mixture has the potential to reduce CO₂ emissions, as well as increase the temperature of the combustion gases and consequently the boiler's energy efficiency. The results showed that the flame profile has a very small impact on both energy and exergy efficiency, with a maximum temperature difference of 33°C between different profiles. However, adding hydrogen to the natural gas increased gas temperatures in all passes and raised the average energy efficiency of the boiler from 77.71% to 80.36%. The modeling of the turning chambers revealed that thermal losses contributed to a reduction in average efficiency of up to 12%.

Keywords

Thermodynamics, Fire-Tube Boilers, Natural Gas, Hydrogen, Energy Efficiency, Combustion.

Sumário

1. Introdução	14
1.1 Contextualização.....	14
1.2 Objetivos	15
2. Revisão bibliográfica	16
2.1 Caldeiras	16
2.1.1. Tipos de caldeiras	18
2.1.2 Caldeira Flamotubular	20
2.2 Perdas em caldeiras flamotubulares	22
2.2.1 Perdas por excesso de ar.....	23
2.2.2 Perdas nas caixas de giro	24
2.2.3 Perdas de calor pelos gases na chaminé	24
2.2.4 Perdas por condução e radiação	25
2.2.5 Perdas por incrustações e escamações	27
2.3 Simulação de Caldeira Flamotubular na Literatura	28
2.4 Possíveis Perdas e Melhorias Relacionadas à Caixa de Giro	30
3. Modelo matemático	32
3.1. Modelagem da Combustão	32
3.1.1 Combustível e ar úmido	32
3.1.2 Reação de combustão do gás natural com o hidrogênio.....	36
3.1.3 Cálculo do poder calórico do combustível.....	39
3.2. Propriedade físico-químicas das misturas de gases.....	40
3.3. Equações de conservação	44
3.3.1 Equações auxiliares para troca de calor	46
3.3.2 Perfis de chama	51
3.4. Modelagem das caixas de giro.....	55
3.5 Exergia	58
3.5.1 Componentes de exergia.....	58
3.5.2 Irreversibilidade e eficiência exergética	60
4. Objeto de estudo	63
4.1 Descrição da caldeira	63
4.2 Dados obtidos.....	64
5. Resultados e discussões	66
5.1 Modelagem da chama	66
5.2 Consideração de perdas nas caixas de giro	71
5.2.1 Simulação com adição de hidrogênio e caixas de giro	73

6. Conclusões	78
6.1. Trabalhos futuros.....	80
Referências bibliográficas	81

Lista de Figuras

Figura 1: Participação no fornecimento total mundial de energia, por fonte, em 2019 (IEA, 2021).....	Erro! Indicador não definido.
Figura 2: Caldeira Flamotubular horizontal (https://www.gbtecnica.com.br/index.php/novidades/caldeiras/).....	19
Figura 3: Caldeira flamotubular vertical (https://www.cnrbrasil.com.br/produto/caldeira-flamotubular-vertical-a-gas/)	20
Figura 4: Visão esquemática de uma caldeira flamotubular: 1) Corpo da caldeira; 2) Câmara de combustão (corrugada); 3) Feixe de tubos do primeiro passe; 4) Feixe de tubos do segundo passe; 5) Caixa de giro traseira; 6) Caixa de giro frontal; 7) Tampa protetora; 8) Estrutura de suporte; 9) Isolação; 10) Queimador; 11) Válvula de vapor; 12) Válvula de segurança; 13) Janela de inspeção; 14) Válvula de purga (Spiraxsarco, 2021).....	21
Figura 5: Efeito do excesso de ar sobre as perdas em sistemas de combustão (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).....	23
Figura 6: Esquema do fenômeno da transferência de calor em uma caldeira flamotubular (Ortiz, 2001)	26
Figura 7: Vista frontal da caldeira flamotubular estudada.....	63
Figura 8: Eficiência energética da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama	Erro! Indicador não definido.
Figura 9: Eficiência exergetica da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama	67
Figura 10: Alteração da temperatura da chama em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama	68
Figura 11: Alteração da temperatura do 1º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama	69
Figura 12: Alteração da temperatura do 2º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama	Erro! Indicador não definido.
Figura 13: Alteração da temperatura do terceiro passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama	Erro! Indicador não definido.
Figura 14: Resultados das simulações considerando o gás natural boliviano em comparação com os dados da caldeira.....	72

Figura 15: Eficiência energética da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e com caixas de giro .. **Erro! Indicador não definido.**

Figura 16: Eficiência exergética da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e com caixas de giro 74

Figura 17: Alteração da temperatura da chama em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro 76

Figura 18: Alteração da temperatura do 1º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro 76

Figura 19: Alteração da temperatura do 2º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro 77

Figura 20: Alteração da temperatura do 1º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro 77

Lista de Tabelas

Tabela 1: Composição química do gás natural no Brasil (Companhia de Gás do Ceará, 2022).....	32
Tabela 2: Composição química do gás natural no Brasil (Companhia de Gás do Ceará, 2022).....	33
Tabela 3: Composição da mistura de gases, considerando a fração de cada gás usado .	35
Tabela 4: Composição do ar seco (Borgnakke & Sonntag, 2012).....	35
Tabela 5: Entalpias de formação dos reagentes e dos produtos da combustão.....	40
Tabela 6: Nusselt sobre Reynolds em função de Prandtl.....	57
Tabela 7: Exergia química molar dos componentes do gás de combustão (Kotas, 1985)	58
Tabela 8: Especificações técnicas da caldeira flamotubular.....	63
Tabela 9: Dados de operação da caldeira.....	64
Tabela 10: Dados de medição da Caldeira PIO RICO.....	65

Lista de Siglas

a Quantidade de matéria [$kmol$]

C_p Calor específico $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

D Diâmetro [m]

$\dot{E}$ Taxa de variação de exergia [W]

exc Excesso de ar [-]

F_{comb} Fração de calor liberado ao longo da chama [-]

F_{Q_c} Fração de calor liberado no i -ésimo volume de controle da chama [-]

g_{rad} Coeficiente total de transferência de calor por radiação [-]

h Entalpia específica $\left[\frac{J}{kg}\right]$

H Entalpia de formação $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

i Volume de controle [-]

I Taxa de irreversibilidade [W]

k Condutividade térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

L_f Comprimento da chama [m]

M Peso molecular $\left[\frac{kg}{kmol}\right]$

$\dot{m}$ Vazão mássica [kg]

$Nus_{Laminar}$ Número de Nusselt em escoamento interno laminar [-]

Nus_{out} Número de Nusselt externo [-]

$Nus_{Turbulento}$ Número de Nusselt em escoamento interno turbulento [-]

P Pressão [kPa]

PCI Poder calorífico do combustível do combustível $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

q_{area} Fluxo de calor rejeitado $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

$\dot{Q}_c$ Taxa de liberação de calor de combustão [W]

$\dot{Q}_{exch}$ Taxa de transferência de calor do gás de combustão para o metal [W]

$q_{latente}$ Calor latente de vaporização da água $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

R Constante universal dos gases considerada 8,314472 $\left[\frac{J}{mol \cdot K}\right]$

Re Número de Reynolds $[-]$

rw_M Resistência térmica do metal $\left[\frac{K \cdot m^2}{W}\right]$

S Área $[m^2]$

T Temperatura $[K]$

w Coeficiente estequiométrico da água no ar úmido $[-]$

w_{mass} Umidade absoluta em base mássica $[-]$

x Comprimento do volume de controle $[m]$

y Fração molar $[-]$

Letras gregas

α : Coeficiente de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

ΔG Alteração na função de Gibbs padrão $\left[\frac{J}{mol}\right]$

ϵ : Constante numérica próxima da unidade $[-]$

$\tilde{\epsilon}$ Exergia específica $\left[\frac{J}{mol}\right]$

ϵ_m Emissividade do aço carbono SAE 1010 $[-]$

ξ_{nu} Fator de atrito para fluxo turbulento em tubos cilíndricos lisos $[-]$

μ : Viscosidade dinâmica $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$

ρ : Densidade $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

σ : Constante de radiação Stefan Boltzmann, $5,669 \cdot 10^{-5} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$

ψ : Eficiência exergética da caldeira $[-]$

Subscrito

0 Entrada do primeiro passe

1	Primeiro passe
1-g	Final do primer passe
2	Segundo passe
2-g	Final do segundo passe
3	Terceiro passe
3-g	Final do terceiro passe
ar	Ar
B	Caldeira c Combustão
comb	Combustível (base molar)
Fi	Interno do tubo
Fo	Externo do tubo
fuel	Combustível (base mássica)
g	Mistura gasosa
H ₂ O	Água
In	Entrada
Int	Interno
k	Cinética
M	Metal
N ₂	Nitrogênio
O ₂	Oxigênio
Out	Externo
P	Potencial
p	Produtos da combustão
ph	Física
Q	Química
r	Reagentes da combustão
Red	Reduzida
T	Trabalho

1. Introdução

1.1 Contextualização

A geração de calor é um processo fundamental na indústria. Em caldeiras, o calor liberado na combustão é transferido para a água, que é aquecida até se transformar em vapor, que pode ser usado para atender demandas térmicas ou gerar eletricidade através de uma turbina a vapor. A eficiência térmica das caldeiras é afetada pela perda de calor ao longo do processo, com isso, a maioria dos estudos nesta área focam em desenvolver melhorias para maximizar a recuperação de energia, visto que uma caldeira eficiente tem uma influência significativa na economia de energia relacionada ao aquecimento e nas emissões geradas para essa atividade (Ganapathy, 2002). A maior parte da perda de calor ocorre devido a altas relações ar/combustível, geração de vapor abaixo da capacidade nominal, perdas térmicas de superfície e altas temperaturas dos gases de combustão (Kaya & Eyidogan, 2010).

Tendo em vista a matriz energética mundial, a geração de energia ainda é majoritariamente dependente de combustíveis fósseis, como aponta a Agência Internacional de Energia (IEA, 2021). Entre esses combustíveis, o gás natural se destaca por sua maior disponibilidade, custo relativamente baixo e menores emissões de dióxido de carbono em comparação com outros combustíveis fósseis, como o carvão e o petróleo. No entanto, apesar de ser uma alternativa mais limpa dentro do espectro dos combustíveis fósseis, o gás natural ainda é um combustível fóssil, não renovável, e seu uso também está associado à emissão de gases de efeito estufa e, com isso, há a necessidade de otimizar os processos de conversão energética para maximizar a eficiência e minimizar as perdas.

Desta forma, se evidencia ainda mais a importância de estudos aprofundados sobre as formas de geração de energia que, no contexto do presente trabalho, foca em caldeiras flamatubulares. Essas caldeiras operam com uma troca de calor entre os gases de combustão e a água dentro dos tubos, sendo fundamental otimizar essa transferência de calor para aumentar a eficiência geral do sistema. Um modelo matemático bem-feito pode resultar na otimização de diversos parâmetros da caldeira, abrindo caminhos para ajustá-los e, assim, aumentar a sua eficiência, resultando em uma menor necessidade de combustível e aumento da geração de energia.

O presente trabalho aborda a complementação do estudo do comportamento da caldeira flamotubular feito por Bautista (2022), em que se concluiu que o modelo termodinâmico desenvolvido para caldeiras operando com gás natural boliviano era eficaz em prever o comportamento de calor e massa dentro da caldeira. Como complementação, este estudo integrará a modelagem das perdas de pressão nas caixas de giro, considerando como essas perdas impactam a eficiência térmica global da caldeira. Além disso, será explorada a influência da rugosidade dos tubos e a inclusão de turbuladores, fatores que podem aumentar a eficiência da troca de calor ao promover maior turbulência e, conseqüentemente, maior transferência de calor. A abordagem incluirá também uma análise sobre o uso de misturas de gás natural com hidrogênio, avaliando como essa mudança no combustível pode afetar a eficiência e as emissões da caldeira.

1.2 Objetivos

O presente trabalho é uma extensão do trabalho de Bautista (2022), que desenvolveu um modelo termodinâmico para caldeiras flamo-tubulares operando em regime permanente com gás natural boliviano. O objetivo principal é providenciar melhorias em um modelo existente em EES para simulação numérica dos fenômenos de transporte e execução de uma análise energética e exergética de uma caldeira flamotubular, incorporando elementos como perdas nas caixas de giro, impacto de diferentes perfis de chama durante a combustão e o impacto na caldeira do uso de mistura de gás natural com hidrogênio.

2. Revisão bibliográfica

2.1 Caldeiras

As caldeiras desempenham um papel essencial na produção de energia térmica e na operação de inúmeros processos industriais. Desde o século XVIII, quando as primeiras máquinas destinadas a gerar vapor surgiram (Bazzo, 2006), as caldeiras evoluíram para se tornarem componentes fundamentais da infraestrutura industrial global. Naquela época, o carvão era o principal combustível utilizado, mas, com o passar dos anos, novos combustíveis e tecnologias surgiram para aumentar a eficiência, reduzir os impactos ambientais, minimizar acidentes e reduzir custos.

Entre 1950 e 1975, combustíveis como óleo combustível e gás residual eram considerados subprodutos de operações de refinaria e não tinham valor comercial significativo. Como resultado, a eficiência energética das máquinas térmicas que utilizavam esses combustíveis era frequentemente negligenciada (Dugué, 2017). Além disso, havia uma grande preocupação com acidentes, como explosões de caldeiras, o que levou os aquecedores a operarem com grandes quantidades de excesso de ar (por exemplo, de 5 a 8% de O₂ nos gases de combustão) e alta tiragem, a fim de reduzir a probabilidade de combustão subestequiométrica e pressão positiva na câmara de combustão (Dugué, 2017).

Com a crise do petróleo em 1973, o preço do petróleo quadruplicou em menos de três meses, o que gerou um grande impacto financeiro na indústria energética, exacerbado por uma recessão econômica (Alhajji, 2005). Esse evento forçou uma revisão dos designs e processos de caldeiras, visando uma maior eficiência energética e o melhor aproveitamento do calor gerado pelo combustível. A necessidade de otimizar a operação de caldeiras e reduzir o consumo de combustíveis tornou-se um tema central na indústria.

Mesmo após a crise do petróleo, os preços elevados dos combustíveis persistiram, o que reforçou a importância das pesquisas voltadas para a otimização do design e da operação de caldeiras, além de investigações sobre o uso de combustíveis alternativos. Uma pesquisa rápida na plataforma Science Direct usando a palavra-chave “caldeira” revela o grande volume de literatura disponível nessa área, com mais de 140 mil resultados relacionados. Dentre as caldeiras mais estudadas, destacam-se as caldeiras aquatubulares e flamotubulares.

As caldeiras são um dos principais consumidores de energia no mundo, sendo responsáveis por uma fração significativa do uso de combustíveis fósseis, especialmente

em processos industriais que demandam grandes volumes de vapor. Em diversas indústrias, as caldeiras são o coração das operações, fornecendo o calor necessário para processos como aquecimento, destilação, concentração de líquidos e secagem (Barma, 2017). Setores como o de processamento de alimentos (57%), celulose e papel (81%), produtos químicos (42%), refino de petróleo (23%) e metais primários (10%) dependem fortemente do uso de vapor para suas operações (Einstein, 2001).

Atualmente, o gás natural se destaca como o combustível mais utilizado em caldeiras flamotubulares, principalmente devido à sua alta eficiência, custo relativamente acessível e menor emissão de poluentes em comparação com outros combustíveis fósseis. Entre 2009 e 2018, o gás natural foi responsável por 19% do total das emissões de CO₂, um impacto significativamente menor em comparação ao carvão (42%) e ao petróleo (34%) no mesmo período (Peters et al., 2020). Esses dados se tornam ainda mais relevantes quando se considera a quantidade de energia disponível por fonte na matriz energética global: em 2019, a diferença entre o uso de carvão e gás natural foi de apenas cerca de 3% (IEA, 2021), mas o gás natural resultou em menos da metade das emissões de carbono do que o carvão.

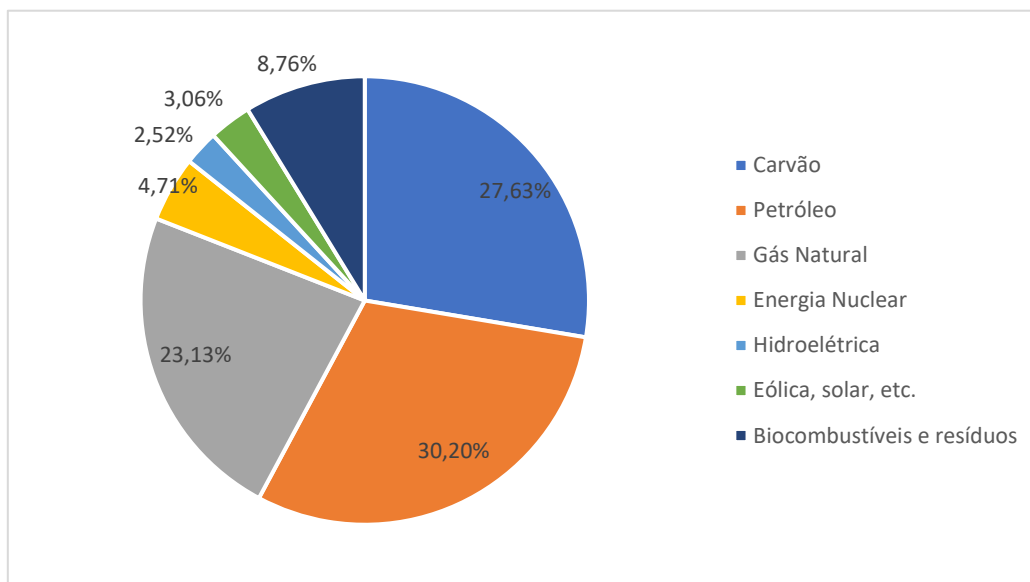


Figura 1: Participação no fornecimento total mundial de energia, por fonte, em 2022 (IEA, 2024)

Apesar de o gás natural ser uma alternativa mais barata e menos poluente que o carvão ou o petróleo, ainda é um combustível fóssil, não renovável e poluente, o que traz

questionamentos sobre a sustentabilidade do seu uso. A análise dos combustíveis atualmente usados no setor energético é importante para a implementação eficaz de tecnologias promissoras de transição energética destinadas a alcançar a neutralidade carbônica global (Ovsyannikov, 2024).

Os combustíveis renováveis são alternativas promissoras de combustível sustentável que podem substituir os atuais combustíveis fósseis dominantes no mercado para reduzir as emissões de gases de efeito estufa. No entanto, o desenvolvimento deste mercado é dificultado por várias barreiras econômicas, ambientais, técnicas, regulatórias e sociais (Torkayesh, 2024). Desta forma, a mistura de gases se apresenta como uma alternativa viável, capaz de prover uma transição energética mais suave, além de ganho de eficiência. Neste contexto, a mistura de hidrogênio com gás natural surge como uma estratégia promissora para reduzir as emissões de carbono e aumentar a segurança energética.

2.1.1. Tipos de caldeiras

As caldeiras podem ter muitas diferenças, sendo possível encontrar diversos tipos, configurações e designs, mas são classificadas em dois tipos principais. com base na circulação dos gases de combustão e do fluido de trabalho:

- Caldeiras Flamotubulares: Nesses sistemas, os gases de combustão passam por tubos que estão imersos em água, transferindo calor para o fluido que se transforma em vapor. As caldeiras flamotubulares são geralmente competitivas para geração até 28 toneladas de vapor/hora e pressões de até 30 bar. Eles podem ser operados com óleo, gás ou combustíveis sólidos (Fleiter et al., 2017).
- Caldeiras Aquatubulares: Nesses modelos, a água circula dentro dos tubos e os gases de combustão passam ao redor. As caldeiras aquatubulares são geralmente selecionadas em casos de alta demanda de vapor e requisitos de alta pressão. A maioria dos projetos modernos tem uma capacidade na faixa de 4,5 a 120 toneladas de vapor/hora e altas pressões de até aproximadamente 250 a 260 bar (Fleiter et al., 2017). As vantagens das caldeiras aquatubulares incluem grandes capacidades de caldeira, níveis de pressão mais altos e a capacidade de fornecer temperaturas de vapor muito altas de até 650 °C. Suas principais desvantagens incluem altos

custos iniciais e requisitos de manutenção mais complicados (Gentili et al., 2014).

Basicamente, a principal diferença de conceito entre caldeira aquatubular e flamotubular é a circulação da água e dos gases de combustão (Bautista, 2022). Porém, além das diferenças da circulação, as caldeiras também apresentam diferenças de configuração, podendo ser horizontais ou verticais. Ambos as configurações são adequadas para diferentes necessidades e aplicações.

As caldeiras horizontais são as mais comuns na indústria. Os gases de combustão passam horizontalmente através dos tubos, enquanto a água circunda o exterior dos tubos. A câmara de combustão e os tubos são dispostos horizontalmente. Esse tipo de caldeira é mais usado em aplicações que requerem grande volume de vapor e espaço disponível em planta horizontal.

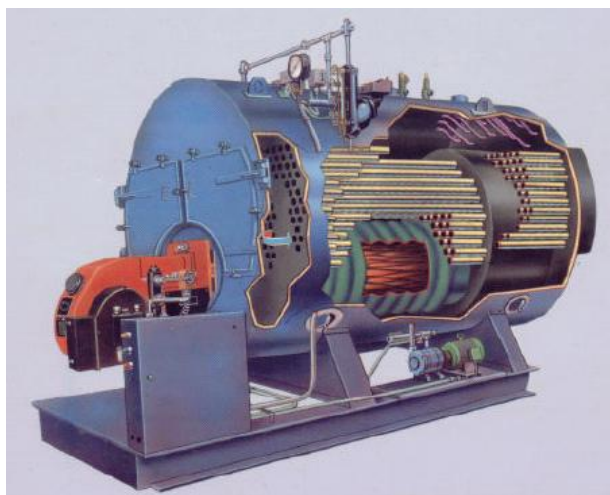


Figura 2: Caldeira Flamotubular horizontal
(<https://www.gbtecnica.com.br/index.php/novidades/caldeiras/>)

Já nas caldeiras verticais, os tubos estão dispostos verticalmente, o que resulta em um equipamento mais compacto, ideal para espaços restritos. A câmara de combustão fica na base, e os gases sobem através dos tubos verticais. Embora tenha uma capacidade menor de geração de vapor comparada à caldeira horizontal, a caldeira vertical é preferida em locais com limitação de espaço, como pequenas indústrias, edifícios comerciais, onde a demanda de vapor é menor.



Figura 3: Caldeira flamotubular vertical (<https://www.cnrbrasil.com.br/produto/caldeira-flamotubular-vertical-a-gas/>)

2.1.2 Caldeira Flamotubular

As caldeiras flamotubulares constituem uma parcela expressiva das máquinas térmicas empregadas mundialmente. Esses equipamentos são amplamente projetados para operar com uma variedade de combustíveis, permitindo maior flexibilidade econômica. Entre suas vantagens mais notáveis estão o custo competitivo, a simplicidade de manutenção, o design compacto, a substituição facilitada de tubos e a versatilidade em aplicações que abrangem desde aquecimento ambiental até processos industriais (Fleiter et al., 2017). Entretanto, elas são limitadas em aplicações de alta pressão, acima de 25 bar, e na produção de vapor em grandes capacidades (Gentili et al., 2014).

Uma caldeira flamotubular horizontal é composta por um conjunto de tubos inseridos em uma carcaça cilíndrica, onde a água circunda os tubos e a evaporação ocorre na superfície externa. A classificação dessas caldeiras frequentemente se baseia no número de passagens, ou seja, o número de vezes que os gases de combustão percorrem o comprimento dos tubos. Cada inversão do fluxo de gases aumenta a eficiência da troca de calor, maximizando a transferência térmica para a água. As zonas de recuperação têm um papel crucial nesse processo, sendo constituídas por caixas de giro que podem ser submersas, dispensando materiais refratários, ou isoladas com revestimento refratário para minimizar perdas térmicas (Gutiérrez Ortiz, 2011).

A Figura 4 apresenta uma visão geral dos principais componentes de uma caldeira horizontal com câmara de combustão corrugada. O queimador é responsável pela mistura do ar com o combustível, gerando a chama que libera energia química sob a forma de calor. Esses queimadores normalmente utilizam chamas não pré-misturadas em fluxo turbulento, o que favorece uma combustão eficiente.

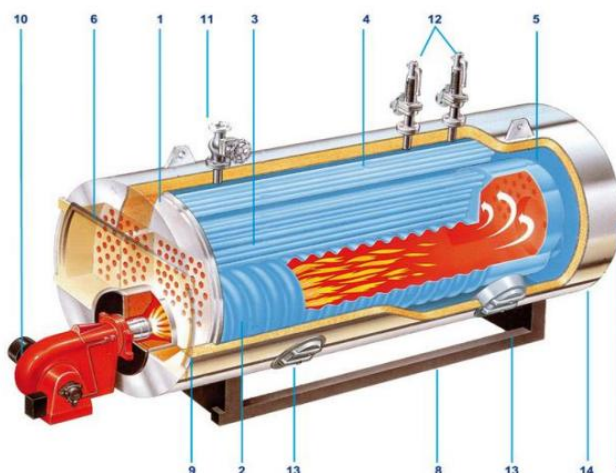


Figura 4: Visão esquemática de uma caldeira flamotubular: 1) Corpo da caldeira; 2) Câmara de combustão (corrugada); 3) Feixe de tubos do primeiro passe; 4) Feixe de tubos do segundo passe; 5) Caixa de giro traseira; 6) Caixa de giro frontal; 7) Tampa protetora; 8) Estrutura de suporte; 9) Isolação; 10) Queimador; 11) Válvula de vapor; 12) Válvula de segurança; 13) Janela de inspeção; 14) Válvula de purga (Spiraxsarco, 2021)

A câmara de combustão, também denominada primeiro passe, é o local onde ocorre a reação química entre o combustível e o oxigênio do ar. Essa reação gera energia térmica que é transferida à água através das paredes da câmara. As câmaras podem apresentar perfis lisos ou corrugados, sendo que os perfis corrugados aumentam a resistência estrutural e otimizam a distribuição de calor (Pera, 1990). No feixe de tubos, que constitui os passes subsequentes, os gases de combustão circulam a temperaturas reduzidas, normalmente abaixo de 800 °C (Bizzo, 1996), garantindo o aproveitamento da energia remanescente.

O corpo da caldeira, geralmente fabricado em aço carbono, é projetado para suportar pressões elevadas e abriga tanto a câmara de combustão quanto o feixe de tubos. As tampas frontal e traseira facilitam o acesso para inspeção e manutenção, sendo que a tampa frontal acomoda o queimador e a tampa traseira, isolada com material refratário, incorpora turbuladores que direcionam o fluxo de gases.

A chaminé desempenha um papel essencial na eliminação dos produtos da combustão, enquanto dispositivos de segurança, como sensores de nível de água e pressão, válvulas de alívio e detectores de chama, garantem operações seguras. Uma bomba de alimentação eleva a pressão da água proveniente do tanque de condensado para atender às demandas de pressão operacional da caldeira.

2.2 Perdas em caldeiras flamotubulares

A eficiência de uma caldeira flamotubular está ligada à minimização das perdas de energia que ocorrem durante o seu funcionamento. Compreender e identificar essas perdas pode ajudar a otimizar o desempenho do sistema, reduzir custos operacionais e mitigar os impactos ambientais associados.

A 1ª Lei da Termodinâmica estabelece o princípio da conservação de energia, afirmando que a energia total de um sistema isolado permanece constante, sendo apenas convertida de uma forma para outra. No contexto de uma caldeira flamotubular, essa lei implica que a energia fornecida pelo combustível durante a combustão deve ser balanceada pela energia transferida para a água, transformando-a em vapor, além das perdas associadas ao sistema. Embora a energia seja conservada, nem toda a energia do combustível é convertida em vapor útil, ocorrendo perdas por diferentes mecanismos, como calor não utilizado ou gases de exaustão.

A 2ª Lei da Termodinâmica introduz o conceito de entropia, indicando que em qualquer processo termodinâmico a entropia total de um sistema isolado tende a aumentar. Isso implica que os processos naturais são irreversíveis, resultando em perdas de energia utilizável. Em uma caldeira flamotubular, essas irreversibilidades se manifestam através da dissipação de calor, fricção no fluxo dos gases e misturas desordenadas de fluidos, entre outros fatores. Tais processos aumentam a entropia do sistema, reduzindo a eficiência exergética e a capacidade de realizar trabalho útil.

Um dos conceitos mais utilizados para abordagens sobre a eficiência de uma máquina térmica é a exergia, que é a porção da energia total de um sistema que pode ser convertida em trabalho útil (Kotas, 1985). Diferentemente da energia, que é conservada, a exergia é destruída pelas irreversibilidades presentes nos processos reais. Em uma caldeira flamotubular, as perdas de exergia ocorrem devido a diversos fatores: perdas por excesso de ar, perdas por combustão incompleta, perdas nas caixas de giro, perdas de

calor pelos gases da chaminé, perdas por condução e radiação e perdas por incrustações e escamações.

Nesta seção, serão exploradas as principais fontes de perdas em caldeiras flamotubulares, relacionando-as aos conceitos termodinâmicos discutidos.

2.2.1 Perdas por excesso de ar

Para garantir que todo o combustível seja completamente queimado e oxidado, é necessário que a reação de combustão conte com uma certa quantidade de excesso de ar. Este excesso é fundamental para assegurar a completude do processo, maximizando a quantidade de energia liberada. A combustão incompleta, por outro lado, pode resultar na formação de monóxido de carbono, um gás perigoso e prejudicial ao meio ambiente, além de representar uma menor energia liberada na reação.

Entretanto, cada combustível possui uma proporção específica de ar que otimiza sua combustão, conhecida como relação ar/combustível estequiométrica. O excesso de ar utilizado na combustão deve ser mantido o mais próximo possível dessa relação estequiométrica. Isso ocorre porque, além de oxigênio, o ar contém uma grande quantidade de nitrogênio, um gás inerte que não participa da combustão, mas absorve parte do calor gerado e o transporta para a chaminé. Esse calor perdido reduz a eficiência térmica do sistema. Assim, se a proporção correta entre ar e combustível não for mantida, seja por insuficiência ou excesso de ar, haverá uma perda significativa de eficiência no processo de combustão (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005).

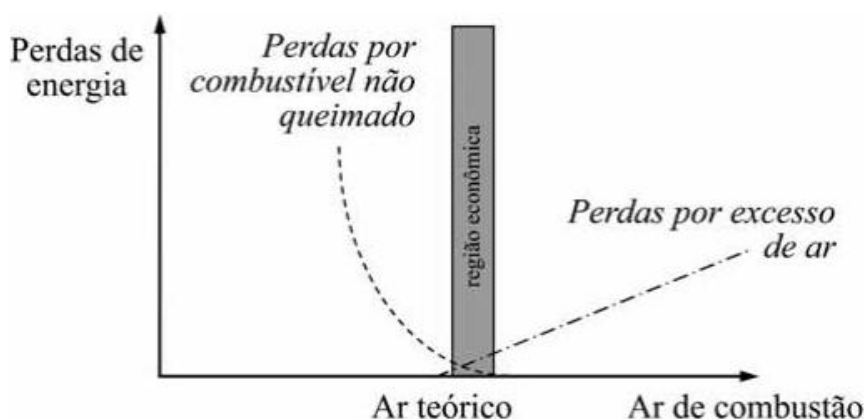


Figura 5: Efeito do excesso de ar sobre as perdas em sistemas de combustão (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, 2005)

Bautista (2022) estudou o efeito de diversos parâmetros sobre a eficiência energética de uma caldeira flamotubular por meio de uma análise de sensibilidade. O estudo concluiu que o excesso de ar na combustão dentro da caldeira foi o parâmetro mais impactante na eficiência energética, interferindo negativamente no rendimento da caldeira. Isso reforça a importância da otimização do excesso de ar na combustão para evitar perdas de energia e maximizar a eficiência do sistema.

2.2.2 Perdas nas caixas de giro

Os passes de uma caldeira flamotubular referem-se à quantidade de vezes que os gases de combustão passam pela caldeira. Toda caldeira flamotubular que tenha mais de um passe deve possuir caixas de giro para redirecionar os gases para o caminho que devem percorrer. Dessa forma, as caixas de giro são elementos fundamentais que garantem que os gases de combustão percorram seu caminho e se mantenham por mais tempo dentro da caldeira, aumentando a troca de calor com a água.

As caixas de giro podem ser submersas ou não submersas, sendo que as não submersas são mais fáceis e baratas de se construir por ficar na parte externa da caldeira. Já as caixas de giro submersas ficam na parte interna da caldeira e trocam calor com a água no seu interior.

Beyne (2019) apresentou um modelo térmico para regimes estacionários e transitórios, enfocando especialmente nas caixas de giro das caldeiras e seu posicionamento. O estudo revelou que as caixas de giro submersas contribuem com cerca de 7% para o calor total transferido, enquanto as não submersas perdem calor para o ambiente, podendo reduzir a eficiência total da caldeira em até 12%.

2.2.3 Perdas de calor pelos gases na chaminé

As perdas de calor pelos gases na chaminé são uma das maiores fontes de ineficiência em caldeiras flamotubulares. Durante o processo de combustão, uma parte significativa do calor gerado não é completamente transferida para a água, sendo dissipada através dos gases de exaustão liberados pela chaminé.

A temperatura dos gases de exaustão tem um papel crucial na determinação da magnitude dessas perdas. Quanto maior a temperatura dos gases que saem pela chaminé, maior é a quantidade de energia desperdiçada. No trabalho de Terhan e Comakli (2017),

as perdas de calor devido aos gases de exaustão representaram 16% do total de todas as perdas da caldeira.

Além disso, o volume de gás da chaminé também pode ser reduzido com a redução do excesso de ar. Isso contribui também para a diminuição da temperatura do gás, pois sua velocidade é reduzida, permitindo que permaneça mais tempo na caldeira, onde o calor pode ser absorvido (Terhan e Comakli, 2017).

2.2.4 Perdas por condução e radiação

A transferência de calor é o processo pelo qual a energia térmica é movida de um local com maior temperatura para um local com menor temperatura. Esse fenômeno pode ocorrer de três maneiras principais: condução, convecção e radiação.

As perdas por condução e radiação são inevitáveis em sistemas térmicos, como as caldeiras flamotubulares. Essas perdas ocorrem quando o calor gerado pela combustão e transferido para a água dentro da caldeira se dissipa para o ambiente externo, sem ser aproveitado para a geração de vapor. Essas perdas representam uma fração significativa da ineficiência em caldeiras, especialmente em sistemas que operam com altas temperaturas.

No presente caso de estudo, o fluido de trabalho é considerado um gás ideal e, desta forma, as perdas por condução podem ser desprezadas (Ortiz, 2011). A transferência de calor do gás para a parede da câmara de combustão é calculada por radiação e convecção. O fenômeno da transferência de calor é bem ilustrado pela Figura 6.

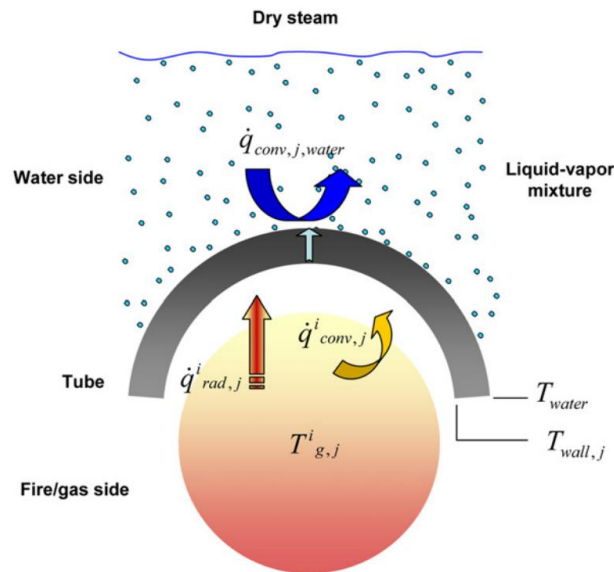


Figura 6: Esquema do fenômeno da transferência de calor em uma caldeira flamotubular (Ortiz, 2001)

- **Perdas por Condução**

As perdas por condução acontecem através das paredes da caldeira e são causadas pela diferença de temperatura entre o fluido interno (gases de combustão e água/vapor) e o ambiente externo. Quanto maior a diferença de temperatura, maior a quantidade de calor que se transfere por condução para o ambiente. Este fenômeno é regido pela Lei de Fourier, que afirma que a taxa de transferência de calor por condução é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura e à condutividade térmica do material envolvido. O isolamento térmico deficiente pode aumentar significativamente essas perdas, comprometendo a eficiência geral do sistema.

A quantidade de perda por condução pode ser minimizada por meio do uso de materiais com baixa condutividade térmica nas paredes da caldeira, como isolantes de alta eficiência, que reduzem a taxa de transferência de calor para o ambiente. Além disso, a manutenção adequada do isolamento é crucial para garantir que as propriedades térmicas do sistema sejam mantidas ao longo do tempo.

- **Perdas por Radiação**

As perdas por radiação ocorrem quando o calor é emitido para o ambiente na forma de radiação térmica das superfícies externas da caldeira. Esse processo é regido pela Lei de Stefan-Boltzmann, que indica que a quantidade de radiação emitida por uma

superfície é proporcional à quarta potência de sua temperatura absoluta. Em caldeiras, superfícies mal isoladas ou de alta emissividade podem resultar em perdas significativas por radiação (Barma et al., 2017). A aplicação de revestimentos com baixa emissividade e a utilização de materiais refratários nas superfícies internas podem ajudar a minimizar as perdas por radiação.

- **Impacto na Eficiência Global**

Embora as perdas por condução e radiação possam representar uma fração menor em comparação com outras perdas, como as perdas pelos gases de exaustão, elas se tornam mais significativas em caldeiras que operam a altas temperaturas ou que têm grandes superfícies de contato com o ambiente. A implementação de estratégias adequadas de isolamento pode reduzir essas perdas entre 6 e 26% (Caffal, 1995), contribuindo para a melhoria da eficiência energética e redução dos custos operacionais.

2.2.5 Perdas por incrustações e escamações

As incrustações e escamações são fatores críticos que afetam a eficiência e a operação de caldeiras flamotubulares. Esses problemas ocorrem quando depósitos sólidos, como sais minerais e óxidos metálicos, se acumulam nas superfícies internas dos tubos, reduzindo a eficiência da transferência de calor. Esses depósitos atuam como isolantes, impedindo que o calor gerado na combustão seja eficientemente transferido para a água. Consequentemente, o consumo de combustível aumenta para compensar a perda de eficiência, o que resulta em maiores custos operacionais e emissões.

As incrustações são causadas principalmente pela precipitação de minerais, como o carbonato de cálcio, dissolvidos na água. Quando a água se aquece e evapora, os sais minerais precipitam e se aderem às superfícies internas dos tubos, criando uma barreira ao fluxo de calor. As incrustações nas superfícies de transferência de calor, formadas por minerais como cálcio e magnésio na água, representam perdas adicionais, já que 1 mm de acúmulo pode aumentar o consumo de combustível em 2% para caldeiras aquatubulares (Dockrill & Ontario, 2001) e 5% para caldeiras flamotubulares e podem resultar em falhas do tubo.

As escamações decorrem da corrosão interna dos tubos da caldeira. Esse fenômeno ocorre quando o metal dos tubos reage com água quente ou vapor, formando óxidos metálicos que se acumulam nas superfícies internas. Dessa forma, escamações se

tornam uma barreira isolante da transferência de calor da chama para o vapor (Taler et. al, 2011), o que pode comprometer significativamente a eficiência da caldeira, assim como o seu funcionamento.

O estudo de Awais & Bhuiyan (2019) detalha as várias formas de incrustação, como incrustação de partículas, cristalização, incrustação biológica, corrosão, reação química e solidificação. Como forma de prevenção, o estudo ressalta que a velocidade do fluxo, a temperatura, a concentração de impurezas e as superfícies dos materiais são variáveis-chave que influenciam a taxa de incrustação. Aumentar a velocidade do fluxo gera tensão de cisalhamento, diminuindo a resistência à incrustação e melhorando o desempenho térmico.

2.3 Simulação de Caldeira Flamotubular na Literatura

Ortiz (2011) desenvolveu um modelo dinâmico para analisar o desempenho de caldeiras, considerando componentes como os lados chama/gás e água/vapor, além do economizador, superaquecedor e recuperação de calor. Uma característica distintiva deste modelo é a adoção de uma abordagem exponencial para descrever a combustão, considerando que 99% da liberação de calor ocorre no final da chama, no fim do forno. Um estudo de caso utilizando uma caldeira flamotubular de três passagens, projetada para produzir 12,5 toneladas de vapor por hora, demonstrou a eficácia do modelo em simular o comportamento dinâmico de variáveis como vazão de combustível e vapor, pressão e temperatura.

Taler et. al (2018) investiga o desempenho térmico de um superaquecedor convectivo, com ênfase no impacto das incrustações nos tubos e na eficiência de limpadores de fuligem para melhorar o rendimento do sistema. Utilizando simulações numéricas baseadas em CFD (Dinâmica de Fluidos Computacional), o estudo analisa a distribuição de temperatura ao longo dos tubos do superaquecedor e os efeitos negativos das incrustações na eficiência da transferência de calor. A pesquisa considera parâmetros termodinâmicos importantes, como a temperatura dos gases de combustão e o impacto da deposição nas superfícies, sugerindo a importância de estratégias de manutenção para minimizar perdas térmicas e melhorar a eficiência energética. Os resultados destacam que a limpeza regular e o uso de técnicas para minimizar as perdas irreversíveis são essenciais para otimizar o desempenho dos sistemas de caldeiras e, conseqüentemente, aumentar sua eficiência energética. Além disso, o artigo aborda a interação entre a composição dos

gases de combustão e a eficiência do sistema, ressaltando a importância de estratégias que visem a melhoria do processo de transferência de calor.

Beyne (2019) apresentou um modelo térmico válido para regimes estacionários e transitórios, enfocando especialmente nas caixas de giro das caldeiras e seu posicionamento. O estudo revelou que as caixas de giro submersas contribuem com cerca de 7% para o calor total transferido, enquanto as não submersas podem reduzir a eficiência total em até 12%. Este modelo permite otimizar projetos de caldeiras, sendo verificado por meio de relatórios de medição.

Bautista (2022) desenvolveu um modelo termodinâmico para uma caldeira flamotubular de três passes operando em regime permanente com gás natural boliviano. O modelo foca na análise energética e exergética, testando o impacto de diferentes correlações de troca de calor na temperatura ao final de cada passe. Utilizando um planejamento composto central, o estudo avalia simultaneamente o impacto de seis parâmetros (diâmetro dos tubos no primeiro passe e nos dois passes seguintes, comprimento da caldeira, número de tubos no segundo e terceiro passe e porcentagem de excesso de ar na combustão), obtendo-se um modelo polinomial empírico afim de otimizar as eficiências energética e exergética da caldeira. Com os modelos polinomiais robustos obtidos com o planejamento de experimentos, foi possível observar os parâmetros mais significativos, tanto para as eficiências energética e exergética, assim como para a destruição de exergia. A validação do modelo foi realizada com dados experimentais, demonstrando sua precisão e robustez.

Zhou et al. (2022) analisa os impactos do gás natural enriquecido com hidrogênio no desempenho térmico e emissões de uma caldeira industrial de vapor com capacidade de 108 t/h. A metodologia baseou-se em simulações termodinâmicas e de transferência de calor, além de um modelo de rede de reações químicas (CRN) para prever emissões de NO_x, considerando três cenários operacionais distintos. Os resultados mostraram que a eficiência térmica da caldeira diminuiu nos cenários onde a razão de excesso de ar aumentava com o enriquecimento de hidrogênio, enquanto no cenário de excesso de ar constante, a eficiência térmica aumentou. As emissões de NO_x reduziram nos cenários com menor temperatura de combustão, mas aumentaram significativamente no cenário de maior eficiência térmica. Além disso, as emissões de CO₂ diminuíram uniformemente em todos os cenários devido ao menor teor de carbono na mistura de gases. O estudo conclui que, embora o gás natural enriquecido com hidrogênio tenha potencial para

descarbonização industrial, seu uso requer cuidados com emissões de NOx e segurança operacional devido às altas temperaturas em componentes da caldeira.

Lamioni et al. (2023) exploraram o impacto da adição de hidrogênio ao gás natural em caldeiras condensadoras domésticas através de simulações numéricas detalhadas do processo de combustão. A pesquisa analisou misturas de gás com conteúdo de hidrogênio de até 50% em volume. O estudo revelou que a adição de hidrogênio resulta em uma operação mais diluída da caldeira, diminuindo as temperaturas máximas de pico e a intensidade das chamas. Importantes reduções nas emissões de monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio foram observadas com o aumento do conteúdo de hidrogênio. O modelo utilizado mostrou-se eficaz na previsão das emissões de poluentes e na compreensão da morfologia da chama.

2.4 Possíveis Perdas e Melhorias Relacionadas à Caixa de Giro

Além das perdas anteriormente mencionadas, ressalta-se também as perdas nas caixas de giro, que são componentes das caldeiras flamotubulares onde os gases passam para o próximo conjunto de tubos, realizando uma curva. Existem dois tipos de caixas de giro: as submersas e as não submersas.

Uma caixa de giro submersa atua como uma passagem extra de gases de combustão, transferindo calor para a mistura de água/vapor. Em contraste, uma caixa giratória não submersa causa perda de calor para o ambiente (Beyne, 2019). Beyne (2019) também revela que as caixas de giro não submersas, quando não isoladas, podem reduzir a eficiência da caldeira em cerca de 8%, enquanto um isolamento eficaz pode diminuir essa perda para aproximadamente 1,1% em carga nominal. Essas perdas são atribuídas principalmente às diferenças na transferência de calor, sendo as caixas de giro submersas mais eficientes nesse aspecto.

Além das perdas anteriormente mencionadas, é importante destacar também as perdas associadas às caixas de giro, componentes fundamentais nas caldeiras flamotubulares, responsáveis por permitir que os gases de combustão mudem de direção ao passarem para o próximo conjunto de tubos. Durante essa mudança de direção, os gases podem perder parte de seu calor, impactando diretamente a eficiência da caldeira. Existem dois tipos principais de caixas de giro: as submersas e as não submersas.

As caixas de giro submersas atuam como uma passagem adicional de calor, na qual os gases de combustão transferem calor para a mistura de água/vapor ao realizar a curva de 180 graus. Esse tipo de caixa aproveita de forma mais eficiente o calor residual dos gases de combustão, minimizando as perdas térmicas. Beyne (2019) destaca que as caixas de giro submersas são significativamente mais eficientes em termos de troca de calor, já que sua configuração permite a máxima utilização da energia dos gases.

Por outro lado, as caixas de giro não submersas não estão em contato direto com a água ou vapor e, então há uma maior dissipação de calor para o ambiente externo, especialmente quando não há isolamento térmico adequado. Beyne (2019) revela que as caixas de giro não submersas, quando não isoladas, podem reduzir a eficiência da caldeira em até 8%, enquanto o uso de um isolamento térmico eficaz pode reduzir essa perda para aproximadamente 1,1% em carga nominal.

As perdas em caixas de giro não submersas estão associadas à diferença na capacidade de transferência de calor quando comparadas às caixas de giro submersas. Em um sistema submerso, os gases de combustão interagem com a água/vapor, o que melhora a transferência de calor e, conseqüentemente, a eficiência da caldeira. No entanto, em caixas de giro não submersas, o calor tende a ser dissipado para o ambiente, resultando em perdas térmicas.

Para mitigar as perdas associadas às caixas de giro, especialmente as não submersas, uma das principais soluções é a implementação de isolamento térmico eficaz. Como mencionado por Beyne (2019), o uso de materiais isolantes adequados pode reduzir drasticamente as perdas de calor, mantendo a eficiência do sistema em níveis aceitáveis. Além disso, o uso de materiais refratários com baixa condutividade térmica pode ser uma solução eficaz para caixas de giro não submersas, prevenindo a dissipação de calor para o ambiente externo.

3. Modelo matemático

Nesta seção será explicado o modelo matemático adotado para o funcionamento da caldeira flamo-tubular descrita em Bautista (2022) com as modificações e implementações feitas.

3.1. Modelagem da Combustão

A combustão é o processo fundamental que ocorre na câmara de combustão da caldeira flamo-tubular, onde o combustível reage com o oxigênio para liberar energia térmica. Esta energia é então transferida para o fluido de trabalho (água/vapor) através das paredes dos tubos. A eficiência da combustão e a forma como o calor é distribuído ao longo da câmara de combustão impactam diretamente o desempenho da caldeira, incluindo a eficiência energética, a quantidade de calor transferido e as emissões de gases poluentes.

3.1.1 Combustível e ar úmido

No processo de combustão em caldeiras flamo-tubulares, as propriedades do combustível e as características do ar de combustão são fatores essenciais que influenciam diretamente a eficiência do sistema, a geração de calor e o comportamento dos produtos da combustão. Neste trabalho, utilizou-se a composição típica do gás natural brasileiro, que apresenta certas diferenças em relação ao gás natural boliviano estudado por Bautista (2022). O gás natural brasileiro é principalmente constituído por metano, além de outras proporções de hidrocarbonetos e componentes não combustíveis, como dióxido de carbono (CO_2) e nitrogênio (N_2), que impactam as propriedades da combustão.

A composição do gás natural brasileiro pode variar conforme a região e a origem de extração, mas geralmente é composto majoritariamente por metano (CH_4), seguido de etano (C_2H_6), propano (C_3H_8), e outros hidrocarbonetos em quantidades menores, além de impurezas como CO_2 e N_2 . A Tabela 1, obtida da Companhia de Gás do Ceará (CEGÁS), mostra uma composição típica do gás natural no Brasil:

Tabela 1: Composição química do gás natural no Brasil (Companhia de Gás do Ceará, 2022)

Componentes	Fórmula	Porcentagem Volumétrica
-------------	---------	-------------------------

Metano	CH_4	89,24%
Etano	C_2H_6	7,86%
Propano	C_3H_8	0,24%
Iso-Butano	$i - C_4H_{10}$	-
N-Butano	$n - C_4H_{10}$	-
Isopentano	$i - C_5H_{12}$	-
n-Pentano	$n - C_5H_{12}$	-
Hexano	C_6H_{14}	-
Hidrogênio	H_2	-
Nitrogênio	N_2	1,34%
Dióxido de Carbono	CO_2	1,25%

Além da composição, a empresa também fornece as propriedades do gás natural distribuído, sendo:

Tabela 2: Composição química do gás natural no Brasil (Companhia de Gás do Ceará, 2022)

Propriedades	
Massa Específica (kg/m ³)	0,740
Densidade	0,613
PCS (kcal/m ³)	9.190
PCI (kcal/m ³)	8.293

A partir dos valores apresentados na Tabela 2, o Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás natural, que é um valor relevante para os cálculos, será convertido para unidades de kJ/kg. Considerando a massa específica, o PCI do gás natural brasileiro é de aproximadamente 46.905,42 kJ/kg.

Com base na composição química do gás natural, calcula-se o peso molecular do combustível usando a equação:

$$M_{GN} = \frac{\sum_i a_i M_i}{\sum_i a_i} \quad (1)$$

Onde:

M_{GN} : Peso molecular do gás natural $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

M_i : Peso molecular dos elementos que compõem o Gás Natural $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

a_i : Quantidade de matéria dos elementos que compõem o Gás Natural presente nos reagentes (Tabela 1)

Um dos objetivos do estudo é avaliar o impacto da adição de hidrogênio ao gás natural. Por isso, é necessário calcular o peso molecular do combustível como um todo, considerando a fração de hidrogênio adicionada. O PCI do hidrogênio utilizado é de 119.600 kJ/kg. Assim, o peso molecular da mistura de combustíveis é calculado pela seguinte equação:

$$M_{comb} = x_{GN} \cdot M_{GN} + x_{H_2} \cdot M_{H_2}$$

Onde:

M_{comb} : Peso molecular do combustível $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

M_{H_2} : Peso molecular do hidrogênio $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

x_{GN} : Fração molar do gás natural

x_{H_2} : Fração molar do hidrogênio

A mistura de gases será considerada como uma única composição, em que a Tabela 1 será reescrita da seguinte forma:

Tabela 3: Composição da mistura de gases, considerando a fração de cada gás usado

Componentes	Fórmula	Porcentagem Volumétrica
Metano	CH_4	$x_{GN} \cdot 89,24\%$
Etano	C_2H_6	$x_{GN} \cdot 7,86\%$
Propano	C_3H_8	$x_{GN} \cdot 0,24\%$
Iso-Butano	$i - C_4H_{10}$	-
N-Butano	$n - C_4H_{10}$	-
Pentano	C_5H_{12}	-
Dióxido de Carbono	CO_2	$x_{GN} \cdot 1,25\%$
Nitrogênio	N_2	$x_{GN} \cdot 1,34\%$
Oxigênio	O_2	$x_{GN} \cdot 0,07\%$
Hidrogênio	H_2	$x_{H_2} \cdot 100\%$

Desta forma, a porcentagem de Hidrogênio será variada nas simulações para testar seu impacto.

O oxidante utilizado é o ar seco (Tabela 4).

Tabela 4: Composição do ar seco (Borgnakke & Sonntag, 2012)

Componente Químico	Valor [% Molar]
Nitrogênio N_2	79
Oxigênio O_2	21
Total	100

As propriedades do ar seco foram calculadas utilizando o software Engineering Equation Solver (EES), podendo ser expressas em função da umidade relativa ou da umidade absoluta. A umidade relativa é definida como a razão entre a fração molar de

vapor de água no ar e a fração molar de vapor em condições de saturação, enquanto a umidade absoluta refere-se à razão entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco.

Com esses valores, prossegue-se para o cálculo do coeficiente estequiométrico da água no ar úmido, conforme a equação (2):

$$w = w_{mass} \cdot \left[\frac{M_{(O_2)} + \frac{79}{21} \cdot M_{(N_2)}}{M_{(H_2O)}} \right] \quad (2)$$

Onde

w : Coeficiente estequiométrico da água no ar úmido [–]

w_{mass} : Umidade absoluta em base mássica [–]

$M_{(O_2)}$: Peso molecular do oxigênio $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

$M_{(N_2)}$: Peso molecular do nitrogênio $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

$M_{(H_2O)}$: Peso molecular da água $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

Com o valor do coeficiente estequiométrico da água no ar úmido, pode-se calcular o peso molecular do ar úmido com a equação (3).

$$M_{ar} = \frac{M_{(O_2)} + \frac{79}{21} \cdot M_{(N_2)} + w \cdot M_{(H_2O)}}{1 + \frac{79}{21} + w} \quad (3)$$

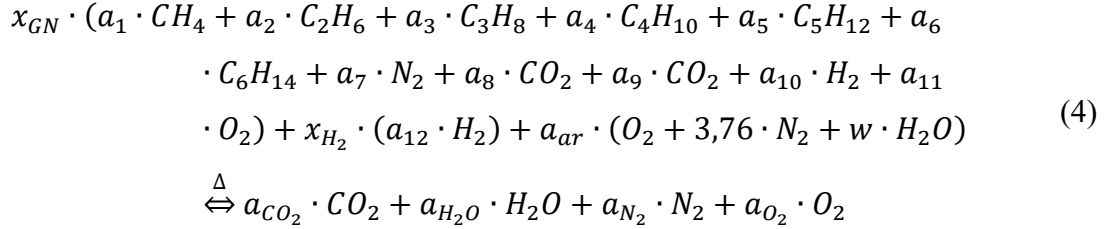
Onde

M_{ar} : Peso molecular do ar $\left[\frac{kg}{kmol} \right]$

3.1.2 Reação de combustão do gás natural com o hidrogênio

Nesta seção, é apresentada a estequiometria da combustão da mistura de gases utilizada nas simulações da operação da caldeira flamotubular, assim como os balanços

estequiométricos dos produtos da combustão, sendo o carbono, a água, o oxigênio e o nitrogênio. Esta estequiometria é fundamental para a modelagem eficaz da combustão dentro da caldeira.



Onde:

$a_1 - a_{12}$: Quilomol dos elementos que compõem a mistura de gases natural presente nos reagentes (Tabela 1) [kmol]

a_{ar} : Quantidade de matéria de ar presente nos reagentes [kmol]

a_{CO_2} : Quantidade de matéria de dióxido de carbono nos produtos de combustão [kmol]

a_{H_2O} : Quantidade de matéria de água nos produtos de combustão [kmol]

a_{N_2} : Quantidade de matéria de nitrogênio nos produtos de combustão [kmol]

a_{O_2} : Quantidade de matéria de oxigênio nos produtos de combustão (não será nulo se houver excesso de ar) [kmol]

Os coeficientes estequiométricos a_{ar} e a_{O_2} são determinados através das equações de conservação de cada elemento

Balanço do elemento carbono

$$a_{CO_2} = a_1 + 2 \cdot a_2 + 3 \cdot a_3 + 4 \cdot a_4 + 5 \cdot a_5 + 6 \cdot a_6 + a_8 + a_9 \quad (5)$$

Balanço do elemento hidrogênio

$$\begin{aligned}
 2 \cdot a_{H_2O} = 4 \cdot a_1 + 6 \cdot a_2 + 8 \cdot a_3 + 10 \cdot a_4 + 12 \cdot a_5 + 14 \cdot a_6 + 2 \cdot a_{10} \\
 + 2 \cdot a_{ar} \cdot w
 \end{aligned} \quad (6)$$

Balanço do elemento oxigênio

Nas condições de estequiometria, ou seja, sem excesso de ar

$$a_{ar;s} = 2 \cdot a_1 + 3,5 \cdot a_2 + 5 \cdot a_3 + 5,5 \cdot a_4 + 8 \cdot a_5 + 9,5 \cdot a_6 + 0,5 \cdot [a_9 + a_{10}] - a_{11} \quad (7)$$

Com excesso de ar

$$a_{ar} = exc \cdot a_{ar;s} \quad (8)$$

$$a_{O_2} = a_{ar} - a_{ar;s} \quad (9)$$

Onde:

exc: Excesso de ar [–]

$a_{ar;s}$: Quantidade de matéria de ar presente na estequiometria [*kmol*]

Balanço do elemento nitrogênio

$$2 \cdot a_7 + \frac{79}{21} \cdot 2 \cdot a_{ar} \cdot w = 2 \cdot a_{N_2} \quad (10)$$

Completado o balanço estequiométrico completo, procede-se com o cálculo da vazão mássica do ar.

$$\dot{m}_{ar} = exc \cdot a_{ar;s} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{comb}} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot \left[1 + \frac{79}{21} \cdot w \right] \quad (11)$$

Onde

$\dot{m}_{ar}$: Vazão mássica do ar $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_{comb}$: Vazão mássica do combustível $\left[\frac{kg}{kmol}\right]$

3.1.3 Cálculo do poder calórico do combustível

O poder calorífico inferior (PCI) do combustível é um parâmetro essencial na análise termodinâmica do processo de combustão, pois ele indica a quantidade de calor liberada durante a combustão completa do combustível, quando os produtos da combustão são resfriados até a temperatura ambiente (25 °C) e a água formada permanece na fase gasosa. O PCI é calculado como a diferença entre a entalpia de formação dos reagentes e a entalpia de formação dos produtos em condições padrão de temperatura e pressão, como mostrado na equação (12). Diferente do poder calorífico superior (PCS), o PCI desconsidera o calor latente de condensação da água, refletindo a quantidade de energia efetivamente disponível para uso.

Quando se trata de uma mistura de gases, como no caso do gás natural combinado com hidrogênio, o PCI da mistura precisa ser recalculado considerando a fração molar de cada componente. A adição de hidrogênio ao gás natural tem um impacto significativo, pois o hidrogênio possui um PCI consideravelmente mais alto em comparação aos hidrocarbonetos que compõem o gás natural, como metano, etano e propano. Isso resulta em um aumento no PCI da mistura, proporcionando maior disponibilidade de energia útil e, conseqüentemente, podendo resultar em uma eficiência energética mais elevada.

$$PCI = Q_{comb} = H_R - H_P = \sum YR_i \cdot HR_i - \sum YP_i \cdot HP_i \quad (12)$$

Onde

PCI : Poder calorífico do combustível do combustível $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

HR : Entalpia de formação dos reagentes da combustão $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

HP : Entalpia de formação dos produtos da combustão $\left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

YR_i : Fração molar de cada composto dos reagentes da combustão $[-]$

YP_i : Fração molar de cada composto dos produtos da combustão $[-]$

Os valores das entalpias de formação são mostrados na Tabela 5. Estes valores foram obtidos do próprio software de simulação numérica, Engineering Equation Solver (EES), utilizado no presente trabalho.

Tabela 5: Entalpias de formação dos reagentes e dos produtos da combustão

Componente	Entalpia de formação [J/mol]
CH_4	$-7,4595 \times 10^4$
C_2H_6	$-8,3846 \times 10^4$
C_3H_8	$-1,04674 \times 10^5$
C_4H_{10}	$-1,25782 \times 10^5$
C_5H_{12}	$-1,46751 \times 10^5$
CO_2	$-3,93486 \times 10^5$
N_2	0
O_2	0
H_2	0
H_2O	$-2,41811 \times 10^5$

A partir dos valores acima, o cálculo do PCI pode ser efetuado para cada composição da mistura de gases testada, avaliando o impacto da adição de hidrogênio ao combustível.

3.2. Propriedade físico-químicas das misturas de gases

Nesta seção, discutem-se as principais propriedades físico-químicas das misturas de gases, especificamente o gás natural e o hidrogênio. Essas propriedades são cruciais para realizar os cálculos de transferência de calor necessários à modelagem da caldeira flamotubular. Entre as características abordadas estão a condutividade térmica, a

viscosidade dinâmica, o calor específico, a densidade e o número de Prandtl da mistura de gases.

Com a adição do hidrogênio à mistura, torna-se necessário recalcular as propriedades da mistura de gases, considerando as novas características que o hidrogênio confere ao sistema. O hidrogênio, ao possuir propriedades bastante diferentes dos hidrocarbonetos do gás natural, pode alterar significativamente os parâmetros de combustão e troca de calor. Assim, a análise inclui o reajuste dos cálculos previamente realizados por Bautista (2022), adaptando-os para a nova composição do combustível.

- **Condutividade térmica**

Para o cálculo da condutividade térmica da mistura de gases, utiliza-se a equação de Wassiljewa (1904):

$$k_g = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \cdot k_i}{\sum_{j=1}^n y_j \cdot A_{ij}} \quad (13)$$

Onde:

k_g : Condutividade térmica da mistura de gases $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

$y_{i,j}$: Fração molar de cada composto da mistura de gás $[-]$

k_i : Condutividade térmica da mistura de gases $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

O termo A_{ij} depende das interações entre as espécies i e j segue a seguinte expressão de Mason e Saxena (1958):

$$A_{ij} = \frac{\epsilon \cdot \left[1 + (k_i/k_j)^{1/2} \cdot (M_i/M_j)^{1/4}\right]^2}{\left[8 \cdot (1 + M_i/M_j)\right]^{1/2}} \quad (14)$$

Onde:

ϵ : Constante numérica próxima da unidade $[-]$

- **Viscosidade dinâmica**

Para a viscosidade dinâmica da mistura, adota-se o método de Wilke (Reid, 1987), que é uma abordagem semelhante à de Wassiljewa, mas aplicada à viscosidade:

$$\mu_g = \sum_{i=1}^n \frac{y_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=1}^n y_j \cdot \phi_{ij}} \quad (15)$$

Onde:

μ_g : Viscosidade dinâmica da mistura de gases $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$

μ_i : Viscosidade dinâmica de cada composto da mistura de gases $\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$

O termo ϕ_{ij} depende das interações entre as espécies i e j

$$\phi_{ij} = \frac{\left[1 + (\mu_i/\mu_j)^{1/2} \cdot (M_j/M_i)^{1/4}\right]^2}{\left[8 \cdot (1 + M_j/M_i)\right]^{1/2}} \quad (16)$$

- **Calor específico**

O calor específico a pressão constante é calculado com base na composição molar dos produtos de combustão como uma função da temperatura, com base na equação (17) (Cengel & Boles, 2012).

$$C_{p_g}(T) = \sum_{i=1}^N y_i \cdot C_{p_i}(T) \quad (17)$$

Onde:

C_{p_g} : Calor específico a pressão constante da mistura de gases $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

C_{p_i} : Calor específico de cada composto da mistura de gases $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

- **Densidade**

A densidade da mistura de gases é calculada com base na composição molar de combustão produtos e temperatura, com base na equação (18) (Cengel & Boles, 2012)

$$\rho_g = \sum_{i=1}^N y_i \cdot \rho_i \quad (18)$$

Onde:

ρ_g : Densidade da mistura de gases $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

y_i : Fração molar de cada composto da mistura de gases $[-]$

ρ_i : Densidade de cada composto da mistura de gases $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

- **Número de Prandtl**

O número de Prandtl é calculado com a seguinte equação (Incropera, 2000):

$$Pr_g = \frac{\mu_g \cdot C_{p_g}}{k_g} \quad (19)$$

Onde:

Pr_g : Número de Prandtl da mistura de gases $[-]$

3.3. Equações de conservação

Nesta seção, são descritos os princípios do balanço de massa e do balanço de energia aplicados ao volume de controle da caldeira flamatubular. O objetivo principal é descrever o comportamento dos gases e a propagação do calor ao longo da chama, utilizando as modelagens parabólica, exponencial e linear da chama para distribuir o calor de forma mais precisa em cada volume de controle. Algumas equações de conservação básicas serão descritas nesta seção e, em seguida, as equações adicionais relacionadas ao perfil da chama e à modelagem das caixas de giro serão apresentadas.

A conservação de energia para um volume de controle em regime estacionário pode ser descrita pela equação (20).

$$\dot{m}_g \cdot (h_{g:out} - h_{g:in}) = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{exch} \quad (20)$$

Onde:

$\dot{m}_g$: Vazão mássica do gás de combustão $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$h_{g:out}$: Entalpia específica de saída $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$h_{g:in}$: Entalpia específica de entrada $\left[\frac{J}{kg}\right]$

$\dot{Q}_c$: Taxa de calor gerado $[W]$

$\dot{Q}_{exch}$: Taxa de transferência de calor entre o gás e o metal $[W]$

A temperatura de saída dos gases de combustão no volume de controle é dada por:

$$T_{out} = \frac{\dot{Q}_c - \dot{Q}_{exch}}{\dot{m}_g \cdot c_{pg}} + T_{in} \quad (21)$$

Onde:

T_{out} : Temperatura de saída do gás de combustão $[K]$

c_{pg} : Calor específico a pressão constante do gás $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

T_{in} : Temperatura de entrada do gás de combustão $[K]$

A taxa de transferência de calor entre a zona de gás e a parede metálica do tubo é dada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{exch} = g_{rad} \cdot \sigma \cdot S_{Fi} \cdot (T_{out}^4 - T_{interno}^4) + a_g \cdot S_{Fi} \cdot (T_{out} - T_{interno}) \quad (22)$$

Onde:

g_{rad} : Fator de radiação $[-]$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$

S_{Fi} : Área da superfície interna $[m^2]$

$T_{interno}$: Temperatura da superfície interna $[K]$

a_g : Coeficiente de transferência de calor convectivo $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

A temperatura da parede interna do tubo é dada por:

$$T_{interno} = \left(r_{WM} + \frac{S_{Fi}}{\alpha_{out} \cdot S_{F0}} \right) \cdot q_{area} + T_{H_2O} \quad (23)$$

Onde:

r_{WM} : Resistência térmica da parede metálica $\left[\frac{K}{W}\right]$

α_{out} : Coeficiente de transferência de calor na superfície externa $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

S_{F0} : Área da superfície externa $[m^2]$

q_{area} : Fluxo de calor por área $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

T_{H_2O} : Temperatura da água $[K]$

A resistência térmica do metal é calculada pela equação:

$$r_{Wmetal} = \frac{\ln\left(\frac{D_{F0}}{2}\right) - \ln\left(\frac{D_{Fi}}{2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot x \cdot k_M} \cdot S_{Fi} \quad (24)$$

Onde:

r_{Wmetal} : Resistência térmica do metal $\left[\frac{K}{W}\right]$

D_{F0} : Diâmetro externo dos tubos $[m]$

D_{Fi} : Diâmetro interno dos tubos $[m]$

S_{Fi} : Área da superfície interna $[m^2]$

x : Comprimento do tubo $[m]$

k_M : Condutividade térmica do metal $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

A eficiência da caldeira, baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, é dada por:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{Q}_{exch}(i)}{\dot{Q}_c} \quad (25)$$

Onde:

η : Eficiência da caldeira $[-]$

3.3.1 Equações auxiliares para troca de calor

A análise das trocas de calor que ocorrem entre os gases de combustão e a superfície metálica dos tubos, bem como entre os tubos e a água no lado externo, é fundamental para determinar o desempenho térmico da caldeira e otimizar sua eficiência energética. Neste contexto, são discutidas diferentes abordagens para os três tipos principais de troca de calor presentes: radiativa, convectiva no lado do gás (escoamento interno) e convectiva no lado da água (escoamento externo).

A troca de calor radiativa considera o calor emitido pelos gases de combustão e pela superfície dos tubos, sendo influenciada pela emissividade dos materiais. A troca de calor convectiva no lado do gás considera o escoamento do gás de combustão no interior

dos tubos, onde a convecção ocorre em regime laminar ou turbulento, conforme as condições de operação. Já a troca de calor convectiva no lado da água envolve o escoamento externo à superfície dos tubos e ocorre durante a ebulição, sendo influenciada por fatores como a pressão de operação e a natureza bifásica do escoamento. Estas diferentes formas de transferência de calor são descritas através de correlações empíricas baseadas em estudos experimentais, e são fundamentais para a modelagem detalhada do sistema.

- Troca de calor radiativa

Para as equações auxiliares de troca de calor radiativa, foi utilizado o coeficiente total de transferência de calor por radiação sob a suposição de um tubo infinitamente longo sem radiação axial. A equação utilizada para o cálculo é:

$$g_{rad} = \left[\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_{gas}} - 1 \right]^{-1} \quad (26)$$

Onde:

ε_m : Emissividade do material metálico (aço SAE 1010), assumida igual a 0,8 [–]

ε_{gas} : Emissividade dos gases de combustão [–]

A emissividade dos gases de combustão foi determinada utilizando a correlação de Talmor (1982), que é válida para gases combustíveis com razão C/H entre 3,5 e 5,0. A correlação utilizada é a seguinte:

$$\varepsilon_g = \sqrt{0,2 \cdot \frac{PCI}{900}} \quad (27)$$

Onde:

ε_g : Emissividade dos gases de combustão [–]

PCI: Poder calorífico inferior do combustível [Btu/ft³]

Esta correlação é utilizada pela limitação de faixa das temperaturas no estudo, sendo uma escolha adequada para os gases de combustão com a composição analisada. Apesar de não ser a correlação ideal para toda a faixa de operação, mostrou-se adequada para a análise de eficiência.

- Troca de calor convectiva do lado do gás

Para a modelagem do coeficiente de transferência de calor convectivo do lado do gás, é necessário levar em consideração o regime de escoamento. Existem diferentes correlações que se aplicam dependendo se o escoamento é laminar, turbulento, ou está em uma região de transição. Essas correlações são fundamentais para garantir que a troca de calor convectiva seja adequadamente representada, levando em conta os efeitos dos perfis de temperatura e velocidade ao longo do escoamento.

Para o regime laminar, caracterizado por um número de Reynolds inferior a 2300, assume-se que há uma condição de temperatura de parede uniforme e uma condição de contorno de fluxo de calor uniforme. Esta suposição é válida devido ao comportamento típico dos fluidos em regime laminar, no qual o fluxo é suave e ordenado. A temperatura da parede metálica, neste caso, é próxima da temperatura da água, devido ao elevado coeficiente de transferência de calor do lado da água, o que minimiza a variação de temperatura ao longo da parede metálica.

O número de Nusselt em condições de escoamento laminar pode ser calculado pela seguinte correlação:

$$Nu_{Laminar} = \left[3,663 + \left(1,615 \cdot \left(Re_{int} \cdot Pr_g \cdot \frac{D_{Fi}}{x} \right)^{1/2} \right)^{1/3} \right] + \left[\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr_g} \right]^{1/6} \cdot \left(\left(Re_{int} \cdot Pr_g \cdot \frac{D_{Fi}}{x} \right)^{1/2} \right)^{1/3} \quad (28)$$

Onde:

$Nu_{Laminar}$: Número de Nusselt em escoamento interno laminar [—]

Re_{int} : Número de Reynolds interno [–]

Pr_g : Número de Prandtl do gás de combustão [–]

D_{Fi} : Diâmetro interno do tubo [m]

Para o regime turbulento ($Re > 4000$), o escoamento se caracteriza por uma maior mistura do fluido, o que promove uma melhor troca de calor. Nesse regime, o coeficiente de transferência de calor pode ser obtido por meio da correlação de Gnielinski (1975), descrita na equação abaixo:

$$Nu_{Turbulento} = \frac{\xi_{nu}}{8} \cdot (Re_{int} - 1000) \cdot Pr_g \left[1 + 12,7 \cdot \left(\frac{\xi_{nu}}{8} \right)^{1/2} \cdot (Pr_g^{2/3} - 1) \right] \quad (29)$$

Onde:

$Nu_{Turbulento}$: Número de Nusselt em escoamento interno turbulento [–]

ξ_{nu} : Fator de atrito para fluxo turbulento em tubos cilíndricos lisos [–]

O fator de atrito ξ_{nu} é dado pela equação:

$$\xi_{nu} = [1,82 \cdot \log(Re_{int}) - 1,5]^{-2} \quad (30)$$

Na região de transição ($2300 < Re < 4000$), para determinar o coeficiente de transferência de calor, é utilizada uma interpolação linear entre os valores calculados para números de Reynolds iguais a 2300 e 4000. A equação utilizada é:

$$Nu_{Transição} = \left(\frac{Nu_{Turbulento} - Nu_{Laminar}}{4000 - 2300} \right) \cdot (Re_{int} - 2300) + Nu_{Laminar} \quad (31)$$

Essas correlações são utilizadas para garantir que as variações do regime de escoamento sejam corretamente representadas, uma vez que as condições do fluido variam ao longo do comprimento do tubo. Dessa forma, os diferentes regimes de

escoamento podem ser abordados adequadamente, proporcionando um modelo mais preciso para a troca de calor no lado do gás.

- Equações auxiliares para troca de calor convectiva do lado da água

São apresentadas as equações para o coeficiente de transferência de calor convectiva do lado da água (escoamento externo), usadas para determinar a eficiência da caldeira na troca de calor. Dependendo da geometria e características experimentais do feixe de tubos e da câmara de combustão, diferentes correlações podem ser utilizadas.

Para o trabalho atual, foram utilizadas a correlação de ebulição nucleada de Gorenflo (32) para a câmara de combustão, que é utilizada para bancos de tubos na região bifásica, considerando a água com pressão crítica de 220,64 bar.

$$\alpha_{out} = 5600 \cdot F_{pf} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{exch}}{S_{to} \cdot 20000} \right)^{0.9-0.3 \cdot P_{red}^{0.15}} \quad (32)$$

$$F_{pf} = 1.73 \cdot Pr_{red}^{0.27} + \left[6.1 + \frac{0.68}{1 - Pr_2} \right] \cdot P_{red}^2 \quad (33)$$

Onde:

P_{red} : Pressão reduzida [—]

Já para o feixe de tubos, foi utilizada a correlação de coeficiente de transferência de calor de ebulição de Fritz (1935), dada pela equação (34).

$$\alpha_{out} = 1.95 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{exch}}{S_{to}} \right)^{0.72} \cdot \left(\frac{P_T}{100000} \right)^{0.24} \quad (34)$$

Onde:

P_T : Pressão de trabalho da caldeira [kPa]

3.3.2 Perfis de chama

A combustão é um processo químico essencial para a geração de calor em caldeiras flamotubulares. Trata-se da reação entre um combustível e um oxidante, que libera energia sob a forma de calor e gera produtos de combustão, como dióxido de carbono (CO_2) e vapor d'água. A eficiência da combustão é determinante para o desempenho da caldeira, já que influencia diretamente a quantidade de energia gerada e a qualidade da transferência de calor para os tubos da caldeira.

O processo de combustão no interior da câmara de combustão da caldeira flamotubular resulta na formação de uma chama, que é a zona visível da reação química onde a energia química do combustível é convertida em calor. A chama é a fonte primária de calor, e a distribuição da sua temperatura tem um impacto significativo na transferência de calor e, consequentemente, na eficiência do sistema. A forma e a intensidade da chama são influenciadas pela composição do combustível, pela proporção de ar disponível para a combustão (excesso de ar) e pela dinâmica do fluxo de ar e combustível na câmara de combustão.

O perfil de liberação de calor ao longo da chama, caracteriza a distribuição da temperatura ao longo da chama, e sua forma pode impactar a forma como o calor é transferido para as paredes da caldeira. Em caldeiras flamotubulares, onde os gases de combustão passam por tubos rodeados de água, a eficiência da transferência de calor depende em grande parte da qualidade da chama e de sua interação com as superfícies dos tubos. Portanto, para otimizar a eficiência do sistema, é fundamental compreender como o perfil da chama influencia a transferência de calor e a operação geral da caldeira.

Pela dificuldade da avaliação física do formato que a chama ocupa no interior da caldeira, seu perfil de liberação de calor é modelado de formas diferentes na literatura. Um dos objetivos deste trabalho será avaliar o impacto que as diferentes equações que descrevem o perfil de liberação de calor ao longo da chama têm no modelo, considerando a temperatura da chama, a temperatura dos passes e a eficiência energética e exergética da caldeira.

Em Bautista (2022), foi usado um modelo de combustão gradual parabólico (Roesler, 1967) da chama. No presente trabalho, serão testados, além do modelo parabólico, descrito na equação (35), o modelo exponencial de Rhine & Tucker (1991),

descrito na equação (36), e um modelo uniforme da chama, conforme mostrado na equação (37).

$$F = \frac{6}{L_f} \cdot \left(\frac{x}{L_f} - \frac{x^2}{L_f^2} \right) \quad (35)$$

$$F = \left[1 - \exp \left(-4.6 \frac{x}{L_f} \right) \right] \cdot \frac{4.6/L_f}{3.6 + \exp(-4.6)} \quad (36)$$

$$F = \frac{1}{L_f} \quad (37)$$

As equações acima descrevem a fração acumulada de calor liberado ao longo do comprimento da chama x , onde L_f é o comprimento total da chama.

Para cada volume de controle, é estabelecido um balanço de energia levando em consideração a potência gerada pela reação de combustão (dentro da chama) e a potência transferida para a água. Para o cálculo da fração de calor liberado no i -ésimo volume de controle do passe, é feita a integração das equações (35), (36) e (37), tomando como referência o comprimento da chama, L_f , que é aproximadamente igual a 70% do comprimento da caldeira (Badcock-Wanson, 2020).

- Formato de chama parabólico

A equação (38) descreve a fração de calor liberada em uma fatia i específica da câmara de combustão.

$$F_{QC} = \frac{6}{L_f} \cdot \left[([i \cdot \Delta x]^2 - [(i-1) \cdot \Delta x]^2) \cdot \frac{1}{2 \cdot L_f} - \left(\frac{[i \cdot \Delta x]^3 - [(i-1) \cdot \Delta x]^3}{3 \cdot L_f^2} \right) \right] \quad (38)$$

Para $0 < (i-1) \cdot \Delta x \leq L_f$

$$F_{QC} = 0, (i-1) \cdot \Delta x > L_f \quad (39)$$

Onde

F_{QC} : Fração de calor liberado no i -ésimo volume de controle da chama $[-]$

i : Denota o volume de controle $[-]$

Para o padrão de combustão gradual ao longo da chama e para cada volume de controle, pode ser descrito como a integral do calor liberado e é calculado da seguinte forma:

$$F_{comb} = \frac{6}{L_f} \cdot \left[(i \cdot \Delta x)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot L_f} - \frac{(i \cdot \Delta x)^3}{3 \cdot L_f^2} \right] \quad (40)$$

Para $0 < i \cdot \Delta x \leq L_f$

$$F_{comb} = 1, i \cdot \Delta x > L_f \quad (41)$$

Onde

F_{comb} : Fração de calor liberado ao longo da chama $[-]$

A mesma lógica se repete para os formatos de chama exponencial e uniforme.

- Formato de chama exponencial

$$F_{QC} = \frac{4,6/L_f}{3,6 + \exp(-4,6)} \cdot \left[\Delta x - \left[\exp\left(-4,6 \cdot \frac{(i+1) \cdot \Delta x}{L_f}\right) - \exp\left(-4,6 \cdot \frac{i \cdot \Delta x}{L_f}\right) \right] \cdot \left(-\frac{L_f}{4,6}\right) \right] \quad (42)$$

Para $0 < i \cdot \Delta x \leq L_f$

$$F_{QC} = 0, i \cdot \Delta x > Lf \quad (43)$$

$$F_{comb} = \frac{4,6/Lf}{3,6 \cdot Lf + \exp(-4,6)} \cdot \left[i \cdot \Delta x - \left(\exp\left(-4,6 \cdot \frac{i \cdot \Delta x}{Lf}\right) - 1 \right) \cdot \left(-\frac{Lf}{4,6} \right) \right] \quad (44)$$

$$\text{Para } 0 < (i + 1) \cdot \Delta x \leq Lf$$

$$F_{comb} = 1, (i + 1) \cdot \Delta x > Lf \quad (45)$$

Este modelo é utilizado no trabalho de Gutiérrez Ortiz (2011), usando a equação de exponencial de Rhine & Tucker (1991).

- Formato de chama uniforme

$$F_{QC} = \frac{\Delta x}{Lf} \quad (46)$$

$$\text{Para } 0 < i \cdot \Delta x \leq Lf$$

$$F_{QC} = 0, i \cdot \Delta x > Lf \quad (47)$$

$$F_{comb} = \frac{i \cdot \Delta x}{Lf} \quad (48)$$

$$\text{Para } 0 < (i + 1) \cdot \Delta x \leq Lf$$

$$F_{comb} = 1, (i + 1) \cdot \Delta x > Lf \quad (49)$$

3.4. Modelagem das caixas de giro

As caixas de giro, também conhecidas como câmaras de reversão, são componentes cruciais em caldeiras flamo-tubulares, especialmente em sistemas com múltiplos passes de gás. Sua principal função é redirecionar os gases de combustão entre os diferentes passes de tubos, garantindo que o calor gerado na combustão seja transferido de forma eficiente para o fluido de trabalho (água ou vapor). A eficiência com que os gases de combustão são movidos através dos tubos influencia diretamente a taxa de transferência de calor, tornando as caixas de giro elementos chave para a performance térmica da caldeira.

Entretanto, essa mudança de direção do fluxo de gases introduz desafios técnicos, como perdas de pressão, também chamadas de perdas de carga, que podem impactar negativamente a eficiência global do sistema. As caixas de giro podem ser classificadas em submersas e não-submersas, onde as primeiras estão integradas ao corpo d'água da caldeira e, portanto, contribuem diretamente para a transferência de calor, enquanto as segundas estão expostas ao ambiente, resultando em potenciais perdas térmicas. A escolha do design e a implementação de medidas de isolamento nessas caixas são essenciais para minimizar as perdas de eficiência, uma vez que estas podem representar uma parte significativa das perdas totais em uma caldeira flamo-tubular.

No trabalho de Vanessa Bautista (2022), o modelo termodinâmico desenvolvido para caldeiras flamo-tubulares focou na análise da transferência de calor e eficiência da combustão, mas não considerou as perdas associadas às caixas de giro. Segundo Beyne (2019), caixas de giro não-submersas podem resultar em uma penalidade de eficiência de até 12%, devido à perda de calor para o ambiente e à queda de pressão que afeta a uniformidade do fluxo de gases. Por outro lado, caixas de giro submersas evitam essa perda de calor e também contribuem com aproximadamente 7% do calor total transferido para a mistura de água/vapor, agindo como trocadores de calor adicionais.

As caixas de giro podem ser modeladas segundo a equação de conservação de energia (50), dada pela separação em volumes de controle i . Já o coeficiente total de transferência de calor radiativo é dado pela equação (51).

$$\dot{m}_g(h_g^{i-1} - h_g^i) = \dot{Q}_c^i - \dot{Q}_{gm}^i \quad (50)$$

$$g_{rad} = A_{mi} \left(\frac{1 - \varepsilon_m}{\varepsilon_m} + \frac{1}{\varepsilon_g} \right)^{-1} \quad (51)$$

Beyne (2019) ressalta que diversos fenômenos de transferência de calor ocorrem no interior das caixas de giro, mas o padrão do fluxo do fluido é muito complicado para definir uma correlação específica. Dessa forma, o impacto do jato de fluido nas paredes traseiras das caixas de giro é tomado como a forma de convecção mais relevante e dominante neste caso e, portanto, o coeficiente de transferência de calor convectivo é determinado por correlações de impacto de jato (B.J. Huang, 1988).

Como o coeficiente de transferência de calor no interior das caixas de giro é muito maior que o coeficiente de transferência de calor externo, a resistência térmica do lado dos gases é desprezada, sendo a temperatura da parede interna da caixa de giro a mesma do fluido interno. Sendo assim, a perda de calor é dada pelas equações (52) e (53).

$$\dot{Q}_{loss} = A\sigma(T_0^4 - T_{amb}^4) + \frac{1}{R_{ext}}(T_0 - T_{amb}) \quad (52)$$

Onde:

$\dot{Q}_{loss}$: Taxa de calor perdido [W]

A: Área da caixa de giro [m^2]

T_0 : Temperatura da parede [K]

T_{amb} : Temperatura ambiente [K]

R_{ext} : Resistência térmica devido a convecção externa [$\frac{K}{W}$]

$$T_0 = T_g - \dot{Q}_{loss}(R_{int} + R_{cond}) \quad (53)$$

Onde:

T_g : Temperatura dos gases de combustão [K]

R_{int} : Resistência térmica devido a convecção interna [$\frac{K}{W}$]

R_{cond} : Resistência térmica devido a condução na parede da caixa [$\frac{K}{W}$]

A é a área da superfície externa, σ o coeficiente de Stefan Boltzman, T_0 a temperatura da parede externa e T_{amb} a temperatura ambiente, R_{tot} é a resistência total à transferência de calor condutiva e convectiva da parede interna para o ambiente e R_{cond} é a resistência condutiva à transferência de calor da parede da caixa de giro.

Para o cálculo efetivo da quantidade de calor perdido nas caixas de giro, foram consideradas as resistências térmicas de convecção interna, externa e condução, para isso, algumas correlações foram tomadas. A convecção externa se dá pela convecção natural, visto que a caixa de giro não é isolada, desta forma, segundo Churchill e Chu, a correlação para a convecção natural segue a seguinte equação.

$$Nu = 0,825 + \left[\frac{0,387 \cdot (Ra_L)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (54)$$

Para o cálculo do coeficiente de convecção interna, foi usada a correlação de Benjan and Anderson (1981), que segue a Tabela 6, em que o coeficiente de convecção interna é calculado a partir da equação (55)

Tabela 6: Nusselt sobre Reynolds em função de Prandtl

Pr	0,7	0,8
$\frac{Nu}{Re^{1/2}}$	0,496	0,523

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot k_{ar}}{L} \quad (55)$$

Onde:

h_{int} : Coeficiente de convecção interna $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

k_{ar} : Condutividade térmica do ar $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$

L : Comprimento característico da caixa de giro $[m]$

A correlação utilizada para o cálculo do coeficiente de convecção interna foi desenvolvida por Bejan e Anderson (1981) para representar escoamentos laminares ao longo de uma cunha. No contexto deste trabalho, foi considerada a aplicação desta correlação para uma cunha completamente aberta, correspondente a um ângulo de 180° , o que é equivalente a uma superfície plana e pressupõe-se que a geometria simplificada da cunha pode ser estendida para representar a configuração das caixas de giro.

No caso das caixas de giro deste trabalho, o escoamento real apresenta características que diferem das condições ideais para as quais a correlação foi desenvolvida. Embora a correlação de Bejan e Anderson seja aplicável a escoamentos laminares sobre uma superfície plana, o escoamento nas caixas de giro não é completamente simétrico e tende a sofrer perturbações devido à própria geometria da caldeira. As caixas de giro introduzem mudanças de direção nos gases de combustão, causando regiões de recirculação e, em alguns casos, escoamentos não uniformes que desviam do perfil laminar idealizado. Essa recirculação resulta em uma distribuição de velocidade não homogênea, impactando a taxa de transferência de calor e podendo exigir fatores de correção para que a modelagem se aproxime mais da realidade experimental. Portanto, foi inserido um fator de ajuste, multiplicando o valor do coeficiente de convecção interna por 15, visando compensar as discrepâncias entre o comportamento idealizado e o observado nas caixas de giro, com base nos dados experimentais obtidos no trabalho de Bautista (2022). A partir deste ajuste, obteve-se valores próximos aos valores empíricos obtidos na própria caldeira.

3.5 Exergia

3.5.1 Componentes de exergia

Para realizar a análise exergética da operação da caldeira, é fundamental considerar os valores da exergia química molar dos componentes presentes no gás de combustão. Esses valores podem ser obtidos na referência de Kotas (1985), conforme mostrado na Tabela 7.

Tabela 7: Exergia química molar dos componentes do gás de combustão (Kotas, 1985)

Componente Químico	Exergia Química [J/mol]
CH_4	$8,36510 \times 10^5$

C_2H_6	$1,50436 \times 10^6$
C_3H_8	$2,16319 \times 10^6$
C_4H_{10}	$2,81893 \times 10^6$
C_5H_{12}	$4,13459 \times 10^6$
CO_2	$3,970 \times 10^6$
N_2	$7,20 \times 10^2$
H_2	$1,1710 \times 10^4$

A partir destes valores, a exergia química do gas pode ser calculada pela equação (56).

$$\tilde{\varepsilon}_g = \sum_i x_i \cdot \tilde{\varepsilon}_i + R \cdot T_0 \cdot \sum_i x_i \cdot \ln(x_i) \quad (56)$$

Onde:

$\tilde{\varepsilon}_g$: Exergia da mistura gasosa $\left[\frac{J}{mol}\right]$

$\tilde{\varepsilon}_i$: Exergia molar de cada composto da mistura de gás $\left[\frac{J}{mol}\right]$

Para o cálculo da exergia químico específico molar padrão para combustível gasoso, usa-se a expressão geral é dada pela equação (57) (Kaushik & Singh, 2014).

$$\varepsilon_{fuel} = -\Delta G + \sum n_p \cdot \varepsilon_{Ch,P} - \sum n_R \cdot \varepsilon_{Ch,R} \quad (57)$$

Onde:

ε_{fuel} : Exergia química específica molar do gás natural $\left[\frac{J}{mol}\right]$

ΔG : Alteração na função de Gibbs padrão igual a $-1,778 \times 10^6 \left[\frac{J}{mol} \right]$

$\varepsilon_{Ch,P}$: Exergia química específica molar dos produtos da combustão igual a $5,1953 \times 10^4 \left[\frac{J}{mol} \right]$

$\varepsilon_{Ch,R}$: Exergia química específica molar dos reagentes da combustão igual a $-9,09046 \times 10^5 \left[\frac{J}{mol} \right]$

A partir dessas equações, é possível calcular a exergia das misturas gasosas e, com isso, avaliar o comportamento exergético da caldeira para diferentes composições do combustível e diferentes condições operacionais. Esses valores são essenciais para compreender a eficiência exergética e identificar possíveis oportunidades de otimização, tanto na operação quanto na redução das perdas exergéticas.

3.5.2 Irreversibilidade e eficiência exergética

A potência máxima de saída, também denominada potência reversível, é obtida a partir do balanço de exergia aplicado a toda a caldeira, assumindo um estado de referência com temperatura ambiente igual a T_0 . Nesse contexto, considera-se que a taxa de variação temporal da exergia na caldeira é nula, uma vez que o sistema opera em regime permanente (Saidur, Ahamed, & Masjuki, 2010). Essa potência depende das taxas de irreversibilidade, que são obtidas pelo somatório das irreversibilidades em cada passe da caldeira.

A irreversibilidade da caldeira é definida pela seguinte expressão:

$$\dot{I}_B = \sum_{i=1}^3 \dot{I}_i \quad (58)$$

Onde:

$\dot{I}_B$: Irreversibilidade na caldeira [W]

$\dot{I}_i$: Irreversibilidade nos passes da caldeira [W]

A taxa de irreversibilidade no primeiro passe e dada pela seguinte equação:

$$\dot{I}_1 = \dot{m}_{fuel} \cdot \varepsilon_{fuel} + \dot{m}_{ar} \cdot \varepsilon_{ar} - \dot{m}_{1-g} \cdot \varepsilon_{1-g} + \dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_{0-H_2O} - \varepsilon_{1-H_2O}) \quad (59)$$

Onde:

$\dot{I}_1$: Taxa de irreversibilidade no primeiro passe [W]

$\dot{m}_{fuel}$: Vazão mássica do combustível $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_{ar}$: Vazão mássica do ar $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_{1-g}$: Vazão mássica do combustível no final do primeiro passe $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\dot{m}_{H_2O}$: Vazão mássica da água $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ε_{ar} : Exergia específica do ar $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{1-g} : Exergia específica do gás de combustão no final do primeiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{0-H_2O} : Exergia específica da água na entrada do primeiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{1-H_2O} : Exergia específica da água na saída do primeiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

A taxa de irreversibilidade no segundo passe é dada pela equação:

$$\dot{I}_2 = \dot{m}_{1-g} \cdot \varepsilon_{1-g} - \dot{m}_{2-g} \cdot \varepsilon_{2-g} + \dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_{1-H_2O} - \varepsilon_{2-H_2O}) \quad (60)$$

Onde:

$\dot{I}_2$: Taxa de irreversibilidade no segundo passe [W]

$\dot{m}_{2-g}$: Vazão mássica do combustível no final do segundo passe $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ε_{2-g} : Exergia específica do gás de combustão no final do segundo passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{2-H_2O} : Exergia específica da água na saída do segundo passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

A taxa de irreversibilidade no segundo passe é dada pela equação:

$$\dot{I}_3 = \dot{m}_{2-g} \cdot \varepsilon_{2-g} - \dot{m}_{3-g} \cdot \varepsilon_{3-g} + \dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_{2-H_2O} - \varepsilon_{3-H_2O}) \quad (61)$$

Onde:

$\dot{I}_3$: Taxa de irreversibilidade no terceiro passe [W]

$\dot{m}_{3-g}$: Vazão mássica do combustível no final do terceiro passe $\left[\frac{kg}{s}\right]$

ε_{3-g} : Exergia específica do gás de combustão no final do terceiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_{3-H_2O} : Exergia específica da água na saída do terceiro passe $\left[\frac{J}{kg}\right]$

A eficiência para segunda lei para a caldeira é análoga a eficiência energética e pode ser escrita como:

$$\psi = \frac{\dot{m}_{H_2O} \cdot (\varepsilon_s - \varepsilon_l)}{\dot{m}_{fuel} \cdot \varepsilon_{fuel}} \quad (62)$$

Onde:

ψ : Eficiência exergética da caldeira [—]

ε_s : Exergia específica do líquido saturado $\left[\frac{J}{kg}\right]$

ε_l : Exergia específica do vapor saturado $\left[\frac{J}{kg}\right]$

Essas expressões fornecem uma base quantitativa para avaliar as irreversibilidades e a eficiência da caldeira, permitindo a identificação dos principais mecanismos de perda e dos potenciais pontos de otimização no sistema.

4. Objeto de estudo

4.1 Descrição da caldeira

O presente estudo tem como objeto de análise uma caldeira flamotubular, conforme mencionado nas seções anteriores, que também foi utilizada no trabalho de Bautista (2022). No estudo de Bautista, a simulação foi baseada em duas caldeiras diferentes. No atual trabalho, foi selecionada a caldeira da empresa PIO RICO, fabricada pela empresa boliviana PROMAQ I + D LTDA. Trata-se de uma caldeira de três passes, com capacidade para produzir 1.500 kg/h de vapor.



Figura 7: Vista frontal da caldeira flamotubular estudada

As especificações técnicas da caldeira estudada encontram-se na tabela abaixo:

Tabela 8: Especificações técnicas da caldeira flamotubular

Descrição	Dimensão
Tipo de caldeira	Caldeira Flamotubular
Tipo de caixa de giro	Não submersa
Número de passes	3 [-]
Diâmetro da câmara de combustão	650 [mm]
Espessura da câmara de combustão	16 [mm]

Comprimento efetivo da câmara de combustão	2415 [mm]
Diâmetro interno dos tubos	52,5 [mm]
Espessura da parede do tubo	3,9 [mm]
Comprimento efetivo dos tubos	2415 [mm]
Número de tubos do segundo passe	72 [-]
Número de tubos do terceiro passe	56 [-]
Diâmetro total do cilindro do corpo da caldeira	1,61 [m]
Espessura do tijolo refratário	288 [mm]
Material	Aço carbono SAE 1010

Os dados operacionais da caldeira, utilizados neste estudo, incluem informações sobre a vazão de combustível e o excesso de ar. Esses parâmetros foram variados nas simulações, e os detalhes das condições experimentadas serão discutidos na próxima seção.

Tabela 9: Dados de operação da caldeira

Item	Descrição
Pressão de trabalho (absoluta)	6200 [kPa]
Capacidade da caldeira	1500 [kg/h]
Temperatura da água de alimentação	20 [°C]
Vazão de combustível (Gás Natural)	0,024 [kg/s]
Excesso de ar	19%

4.2 Dados obtidos

Para possibilitar a comparação com as novas simulações realizadas neste trabalho, os dados experimentais da caldeira, apresentados no trabalho de Bautista (2022), foram novamente utilizados e estão descritos na

Tabela 10. Esses dados incluem as pressões e as temperaturas em cada passe da caldeira PIO RICO.

Tabela 10: Dados de medição da Caldeira PIO RICO

Pressão [KPa]	Pressão [BAR]	Final do 1º Passe [°C]	Final do 2º Passe [°C]	Final do 3º Passe [°C]
620	6.2	873	444	273
620	6.2	833	462	243
Média		853	453	258

4.3 Simulação numérica

Nesta seção, são descritos os procedimentos utilizados para simular numericamente o comportamento da caldeira flamotubular em diferentes condições operacionais, com base no modelo matemático previamente apresentado. As simulações tiveram como objetivo avaliar os efeitos de variações em parâmetros-chave sobre os principais indicadores de desempenho da caldeira, como eficiência energética, temperatura dos gases de combustão e perdas térmicas ao longo dos passes.

Uma das análises realizadas foi a do efeito da adição de hidrogênio ao gás natural, como forma de modificar a composição do combustível. Diferentes concentrações de hidrogênio foram testadas para se observar o impacto nas temperaturas dos gases de combustão e na eficiência energética da caldeira. Além disso, foram avaliados diferentes formatos de chama (parabólico, exponencial e uniforme) para identificar como a distribuição da liberação de calor influencia o desempenho térmico da caldeira.

Também foi feita a modelagem das caixas de giro, levando em consideração as perdas de calor causadas pela falta de isolamento dessas regiões. Esse estudo visou comparar os resultados numéricos obtidos com dados experimentais da caldeira, disponíveis no trabalho de Bautista (2022), de forma a entender o impacto que as perdas nas caixas de giro têm sobre a eficiência energética do sistema.

Por fim, a simulação combinou a adição de hidrogênio à consideração das caixas de giro, buscando compreender como essas duas variáveis interagem e afetam o

desempenho global da caldeira. Foram analisados parâmetros como a temperatura dos gases de combustão ao longo dos diferentes passes e a eficiência energética e exergética, visando identificar possíveis melhorias no processo de transferência de calor.

5. Resultados e discussões

A partir da modelagem apresentada utilizando o software EES, os resultados foram obtidos a partir de diferentes simulações numéricas. Em cada simulação, um parâmetro específico foi alterado, mantendo os demais constantes, com o objetivo de testar o impacto de cada um sobre os principais indicadores termodinâmicos da caldeira flamotubular. Entre estes indicadores, os principais incluem a eficiência energética, a eficiência exergética e as temperaturas nos passes da caldeira. A análise permite avaliar como modificações, como a adição de hidrogênio ao combustível e as perdas nas caixas de giro, influenciam diretamente no desempenho da caldeira.

5.1 Modelagem da chama

O impacto da adição de hidrogênio ao gás natural foi avaliado quanto à eficiência energética da caldeira flamotubular e à temperatura da chama em cada passe. A análise considerou três diferentes formatos de chama, descritos na seção 3.3.2 **Perfis de chama**: parabólico, exponencial e uniforme. Os resultados mostram que a adição de hidrogênio, quando perdas adicionais não são consideradas, tem um efeito significativo na eficiência da caldeira, enquanto o formato da chama não apresenta um impacto considerável nos valores de temperatura nos diferentes passes.

O gráfico a seguir mostra a variação da eficiência energética em função da proporção de hidrogênio (H_2) na mistura de gases para cada formato de chama. Nota-se que o formato de chama não afeta significativamente a eficiência, enquanto a adição de hidrogênio promove um aumento expressivo na eficiência energética.

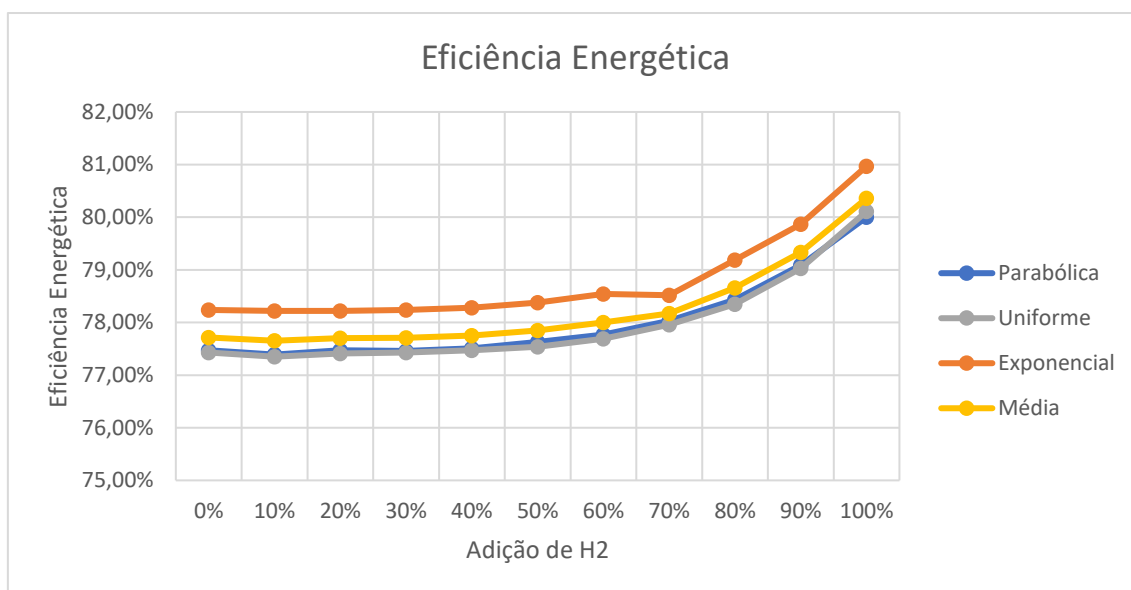


Figura 8: Eficiência energética da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama

A eficiência exergética também praticamente não tem variação em relação ao formato da chama, como mostrado no gráfico abaixo. Porém varia consideravelmente em relação a proporção de hidrogênio na mistura de gases.

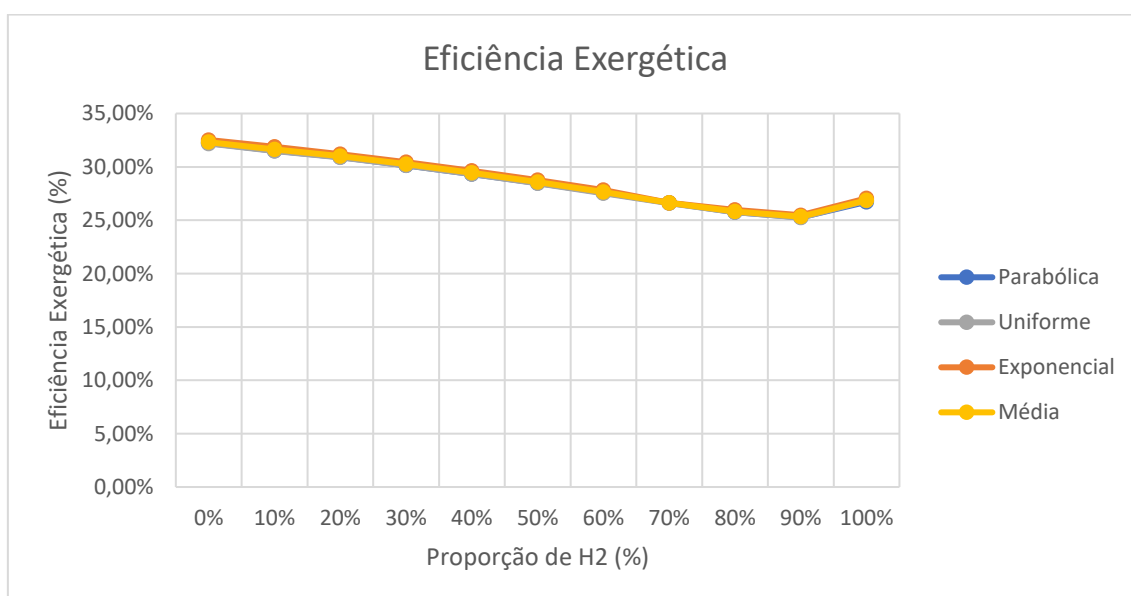


Figura 9: Eficiência exergética da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama

Em relação à temperatura da chama, o gráfico a seguir mostra a variação para cada formato de perfil de chama (parabólico, exponencial e uniforme). Observa-se que a

diferença entre os formatos modelados é mínima, indicando que o formato da chama praticamente não influencia sua temperatura. Este comportamento foi observado ao longo dos diferentes passes, como detalhado a seguir.

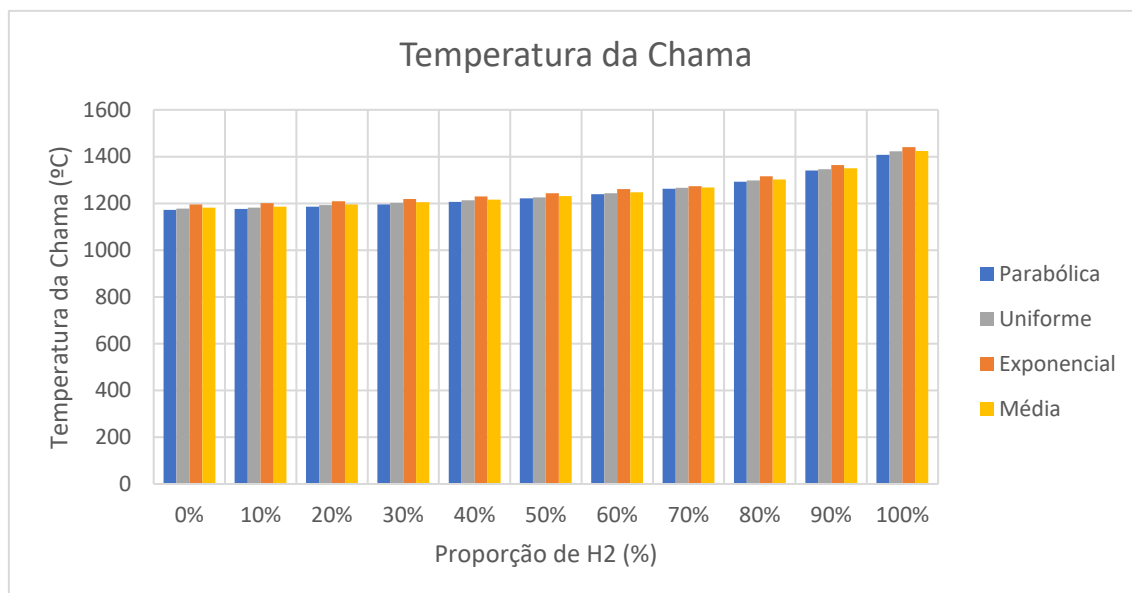


Figura 10: Alteração da temperatura da chama em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama

Os valores obtidos para a temperatura da chama nas simulações mostram que a maior diferença encontrada ocorreu no caso em que a proporção de hidrogênio era de 100%. Neste cenário, a diferença entre os formatos exponencial e parabólico foi de 33°C, com a temperatura da chama no perfil exponencial chegando a 1441°C, enquanto no perfil parabólico foi de 1408°C.

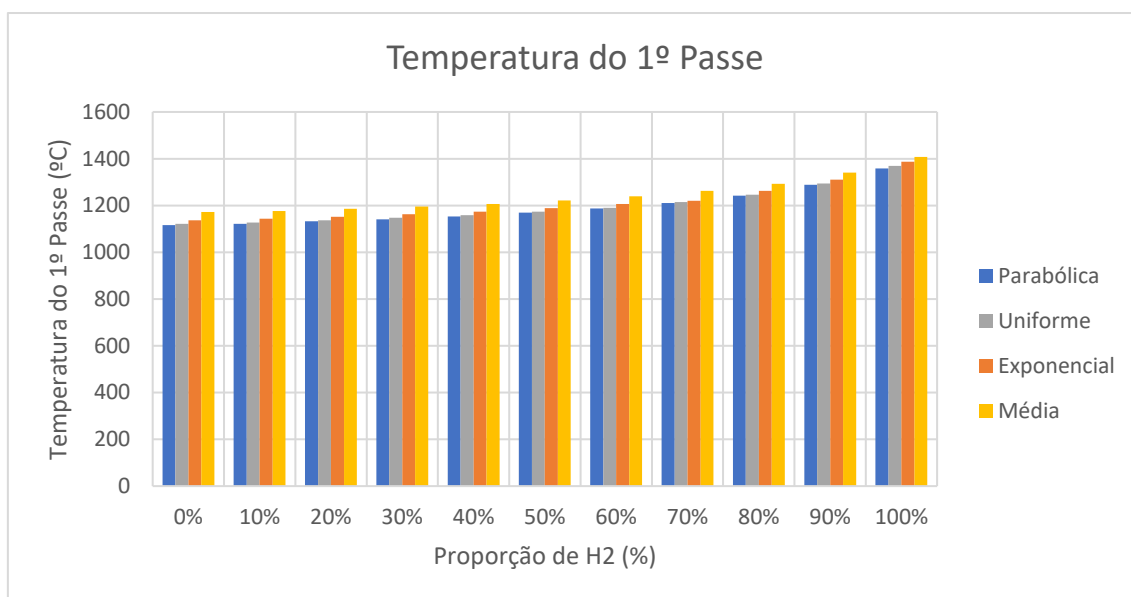


Figura 11: Alteração da temperatura do 1º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama

No primeiro passe da caldeira, o comportamento observado foi similar. A maior diferença de temperatura, também ocorrendo para a mistura com 100% de hidrogênio, foi de 29°C, entre 1387°C no perfil exponencial e 1358°C no perfil parabólico. Assim, a influência do formato da chama na temperatura do primeiro passe também é considerada pequena.

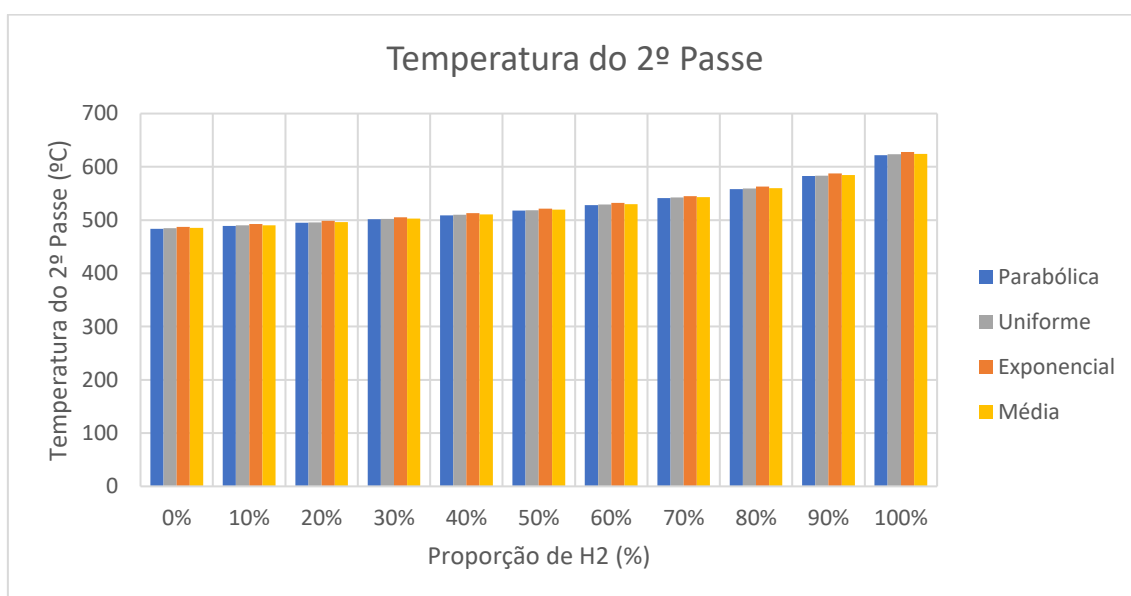


Figura 12: Alteração da temperatura do 2º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama

No segundo passe, a diferença máxima foi de 6°C, com a temperatura variando entre 628°C para o perfil exponencial e 622°C para o parabólico. Esta pequena diferença confirma que o formato da chama pouco impacta a temperatura no segundo passe.

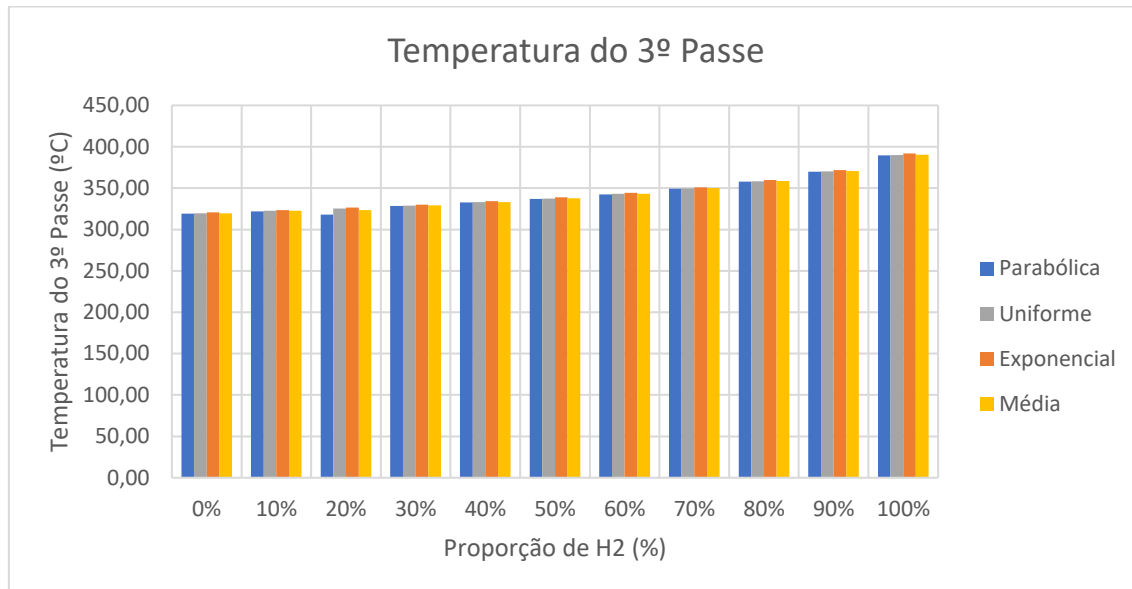


Figura 13: Alteração da temperatura do terceiro passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama

Por fim, no terceiro passe, as diferenças de temperatura se mantiveram em um intervalo de 2°C, independentemente da proporção de hidrogênio na mistura de gases, exceto no caso em que o teor de hidrogênio era de 20%. Neste cenário, a diferença entre os perfis parabólico e exponencial foi de 9°C, com 327°C para o perfil exponencial e 318°C para o perfil parabólico. Novamente, tais diferenças são consideradas pequenas e indicam um baixo impacto dos diferentes formatos de chama.

Esta análise demonstra que a adição de hidrogênio ao gás natural é um fator importante para melhorar a eficiência energética da caldeira e aumentar as temperaturas dos passes. No entanto, o formato da chama (parabólico, exponencial ou uniforme) praticamente não influencia nas temperaturas dos passes e na eficiência geral do sistema. Portanto, a modificação da composição do combustível é mais relevante do que o ajuste do perfil da chama no que diz respeito ao desempenho da caldeira flamotubular.

5.2 Consideração de perdas nas caixas de giro

Com base na modelagem das perdas de calor devido à falta de isolamento das caixas de giro, conforme descrito na seção 2.2.2 **Perdas nas caixas de giro**, foram realizadas simulações para comparar os resultados obtidos com dados experimentais da caldeira, conforme apresentados em Bautista (2022). O objetivo era avaliar o impacto da consideração dessas perdas nos principais parâmetros de desempenho da caldeira. Inicialmente, o programa foi executado considerando apenas o gás natural como combustível, a fim de manter os parâmetros de entrada o mais próximo possível da composição original.

As premissas para a modelagem das caixas de giro, incluindo as correlações de troca de calor e o cálculo das perdas no volume de controle subsequente, estão descritas na seção 3.4. **Modelagem das caixas de giro**. Nos resultados iniciais, observou-se que a queda de temperatura era significativamente menor do que a relatada na literatura, considerando uma caixa de giro externa. Para melhorar a precisão dos resultados, foi introduzido um fator de correção de 15 para o coeficiente convectivo interno entre os gases de combustão e a parede interna dos tubos. Esta correção permitiu alcançar uma melhor concordância com os dados reais da caldeira, aproximando os valores simulados dos valores medidos.

Os resultados obtidos são apresentados na Figura 14, sendo todos eles baseados na modelagem da chama em formato parabólico e utilizando gás natural boliviano como combustível. Essa abordagem buscou manter a consistência com o trabalho de Bautista (2022) e facilitar uma comparação direta com os dados experimentais.

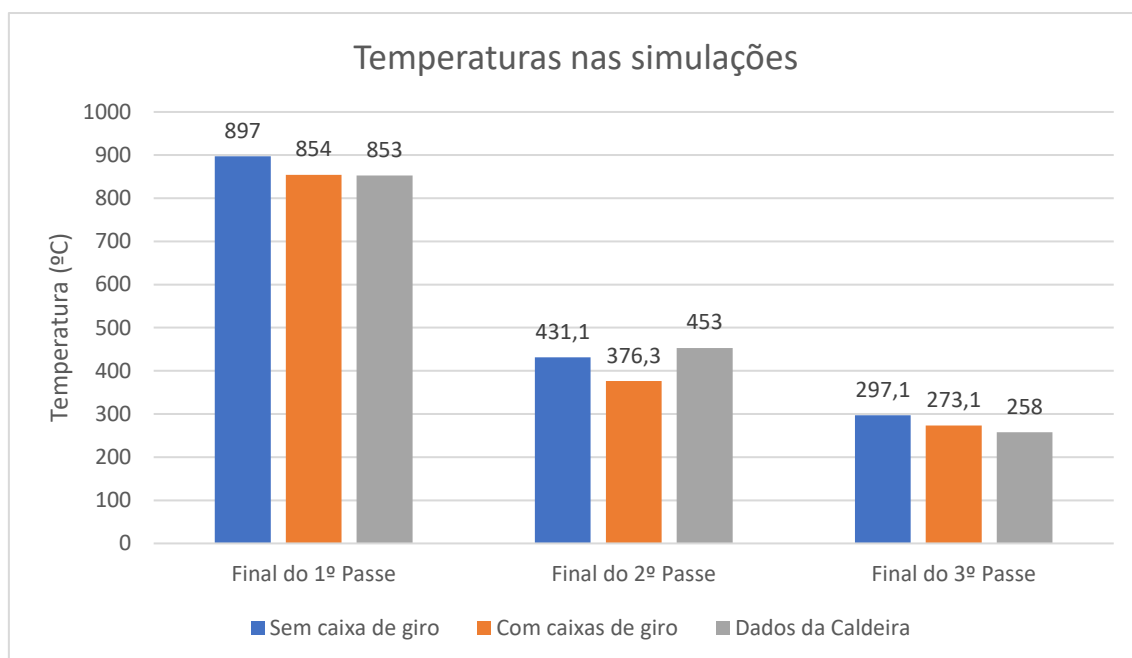


Figura 14: Resultados das simulações considerando o gás natural boliviano em comparação com os dados da caldeira

Os dados de temperatura obtidos nas simulações para a caldeira sem as caixas de giro foram idênticos aos resultados do trabalho de Bautista (2022). Com a implementação das caixas de giro, verificou-se que os efeitos foram mais evidentes ao final do 1º e do 3º passe, onde as temperaturas simuladas se aproximaram dos valores medidos. No final do 2º passe, a segunda caixa de giro apresentou uma perda de calor mais acentuada do que o esperado, resultando em uma temperatura inferior ao valor real. No entanto, essa perda foi compensada ao longo do 3º passe, cujo valor final de temperatura se mostrou bastante próximo ao valor experimental.

A discrepância observada no 2º passe pode ser atribuída à imprecisão na correlação utilizada para o coeficiente convectivo interno, pois o comportamento dos gases de combustão se altera ao longo dos passes. No segundo passe, os gases apresentam impacto de jato contra a parede, o que aumenta a troca de calor e, consequentemente, reduz a perda térmica.

Em relação à eficiência energética da caldeira, com e sem as caixas de giro, observou-se uma redução percentual de 6,15%, de 72,67% para 68,20%. Esse resultado está em consonância com o estudo de Beyne (2019), que indica que caixas de giro externas e não submersas podem causar uma redução de até 12% na eficiência energética. Quanto à eficiência exergética, houve uma queda de 25,89% para 24,85%, representando

uma redução de 4,02%. Isso se deve às perdas térmicas provocadas pelas caixas de giro, que diminuem a quantidade de energia útil disponível.

5.2.1 Simulação com adição de hidrogênio e caixas de giro

Após a validação da modelagem das caixas de giro com os dados experimentais da caldeira, novas simulações foram realizadas para diferentes proporções de hidrogênio na mistura de gases, considerando também a presença das caixas de giro. Esta análise visou compreender o impacto conjunto da adição de hidrogênio ao gás natural brasileiro, dos formatos de chama (parabólico, uniforme e exponencial) e da inclusão das caixas de giro. A ideia foi verificar de que forma esses fatores influenciam a eficiência energética e exergética da caldeira flamotubular, bem como as temperaturas nos diferentes passes do equipamento.

As simulações foram realizadas para proporções de hidrogênio variando de 0% a 100% na mistura de gases, permitindo uma avaliação ampla do efeito desse combustível na operação da caldeira. A seguir, são apresentados os gráficos com os resultados da eficiência energética e exergética, considerando diferentes proporções de hidrogênio e os formatos de chama descritos. A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra a eficiência energética da caldeira, enquanto a Figura 16 apresenta a eficiência exergética para cada caso.

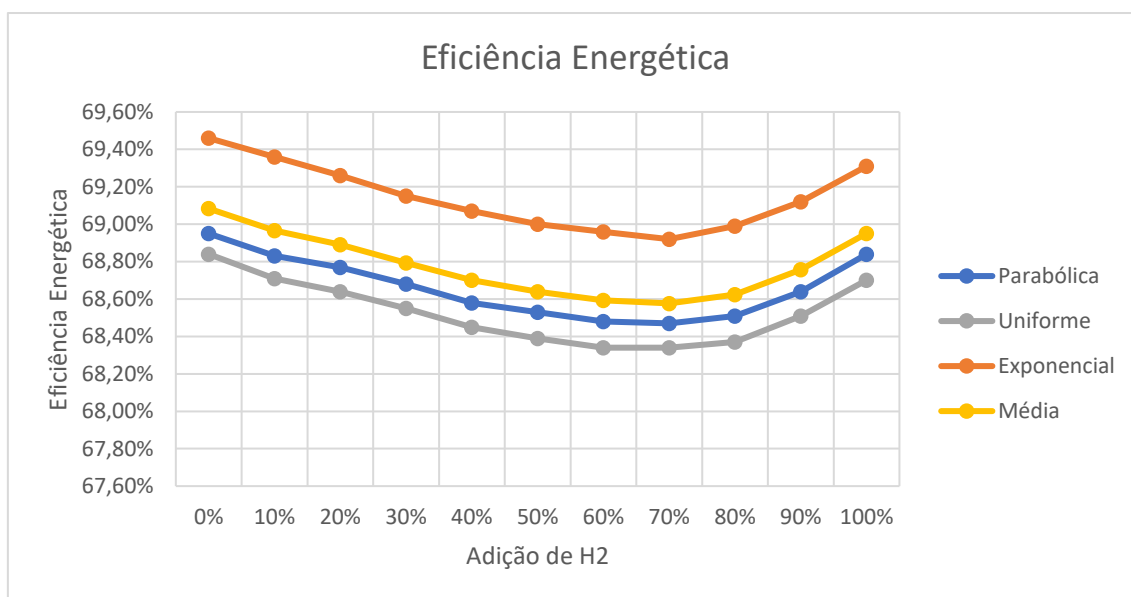


Figura 15: Eficiência energética da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e com caixas de giro

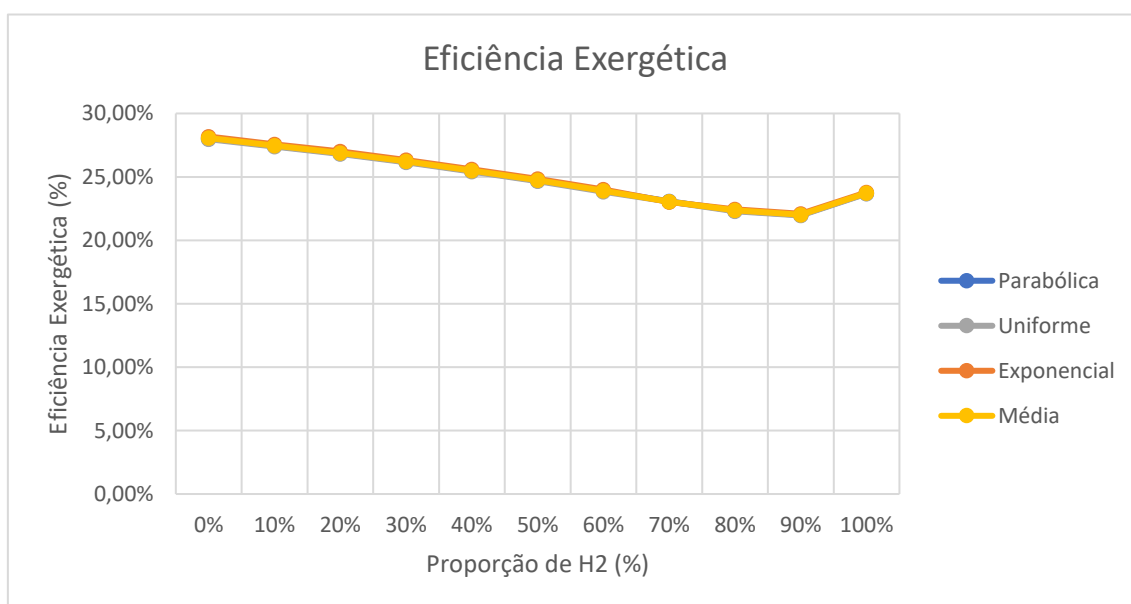


Figura 16: Eficiência exergética da operação em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e com caixas de giro

Em vista dos resultados, é possível observar que a eficiência energética da caldeira não apresentou um aumento linear em função da adição de hidrogênio. Diferentemente dos resultados anteriores, que não consideravam as caixas de giro e nos quais a eficiência aumentava proporcionalmente com a proporção de hidrogênio no combustível, neste caso houve um comportamento mais oscilante. Isso pode ser atribuído à presença das caixas

de giro, que introduzem perdas de calor adicionais e afetam a distribuição de temperatura ao longo dos passes. Essas caixas redistribuem os gases de combustão, gerando pontos de maior ou menor transferência térmica, o que impacta negativamente a eficiência. Além disso, as incertezas relacionadas às correlações adotadas para a troca de calor convectiva nas caixas de giro podem contribuir para imprecisões na modelagem.

Outro aspecto relevante para a compreensão desse comportamento é o impacto do hidrogênio nas características da combustão. Com o aumento da proporção de hidrogênio no gás natural, a temperatura da chama aumenta, entretanto, a eficiência térmica não acompanha esse aumento de temperatura de maneira proporcional, devido às perdas associadas às caixas de giro. Essas perdas térmicas se tornam mais significativas no início da adição de hidrogênio, pois a redistribuição dos gases nos passes introduz variações na transferência de calor.

Conforme a proporção de hidrogênio se aproxima de 100%, observa-se uma leve recuperação na eficiência, impulsionada pela qualidade da combustão. Esses resultados estão em consonância com o observado por Zhou et al. (2022), que relataram um comportamento semelhante, com uma queda inicial na eficiência, seguida por uma leve recuperação em cenários com alto teor de hidrogênio. No entanto, as características específicas das caixas de giro no presente estudo introduzem um comportamento mais complexo e menos linear, destacando a necessidade de otimizações nesse componente para melhorar o desempenho global da caldeira.

Por outro lado, o formato da chama se mostrou praticamente desprezível em termos de influência sobre a eficiência energética. Embora existam pequenas variações em função dos diferentes perfis (parabólico, exponencial e uniforme), as diferenças são mínimas, especialmente para maiores proporções de hidrogênio. Isso sugere que o principal fator que determina a eficiência da caldeira é a composição da mistura de gases, e não a forma específica da chama.

A eficiência exergética, por sua vez, diminuiu gradualmente com o aumento da proporção de hidrogênio na mistura. Essa queda pode ser explicada pela maior sensibilidade da exergia às perdas irreversíveis do processo, as quais são amplificadas pela presença das caixas de giro. Essas caixas aumentam a irreversibilidade da operação, contribuindo para uma eficiência exergética menor. Assim como ocorreu com a eficiência energética, o formato da chama apresentou influência praticamente insignificante na eficiência exergética.

Abaixo são apresentados os resultados das temperaturas da chama e nos três passes da caldeira flamotubular, considerando as diferentes proporções de hidrogênio na mistura de gases e os três formatos de chama (parabólico, uniforme e exponencial). Esses gráficos nos permitirão compreender melhor o comportamento da temperatura ao longo da caldeira, bem como avaliar a influência dos diferentes formatos de chama e da proporção de hidrogênio na eficiência do processo de combustão.

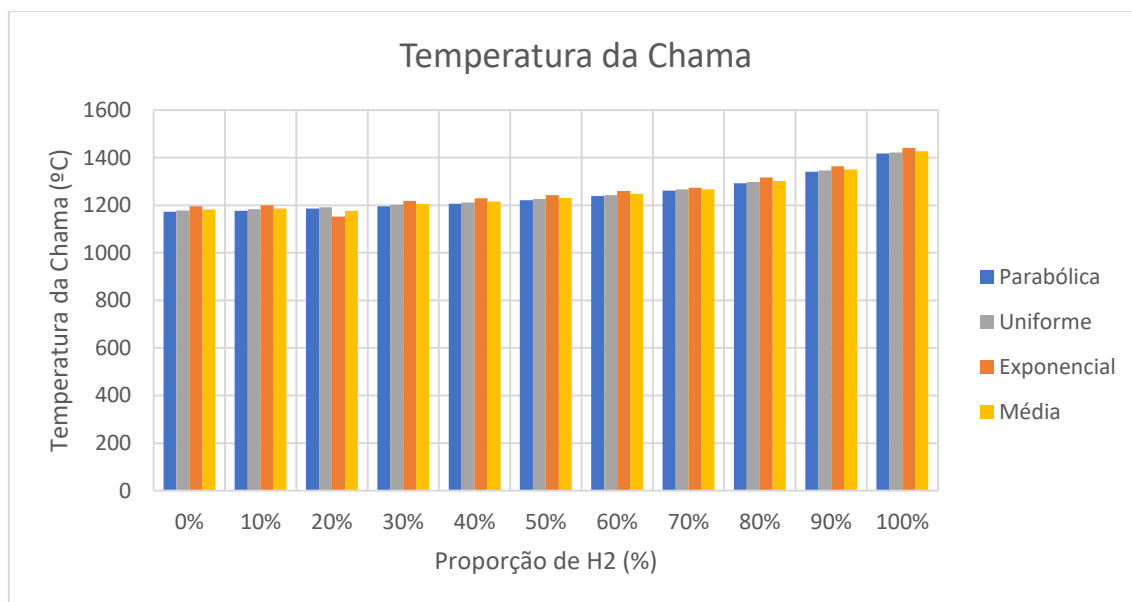


Figura 17: Alteração da temperatura da chama em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro

A partir do gráfico acima, é possível observar que a temperatura da chama aumenta conforme a proporção de hidrogênio na mistura cresce, independentemente do formato da chama. As diferenças entre os formatos de chama são mínimas, indicando que, assim como observado nos resultados de eficiência, o formato da chama não apresenta impacto significativo sobre a temperatura da chama.

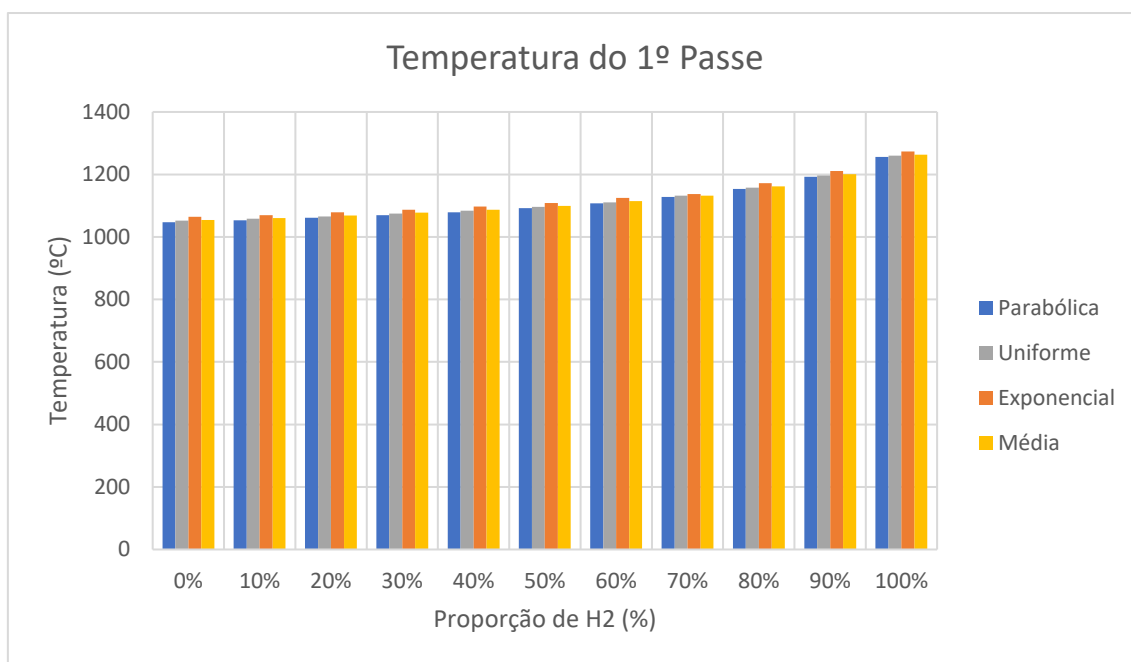


Figura 18: Alteração da temperatura do 1º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro

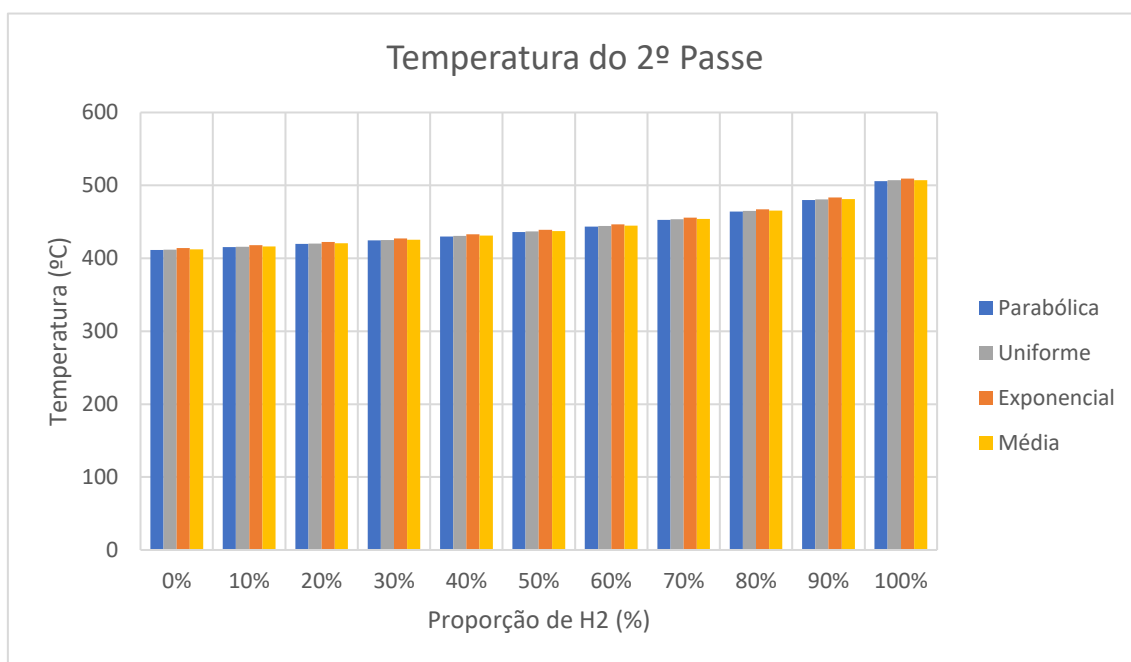


Figura 19: Alteração da temperatura do 2º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro

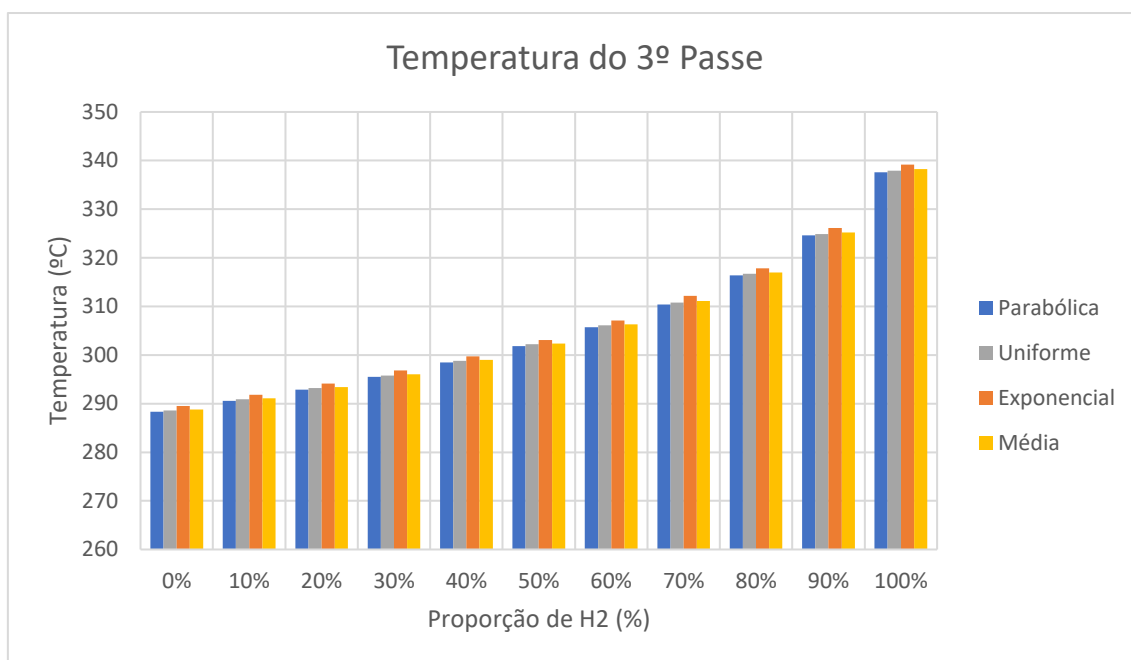


Figura 20: Alteração da temperatura do 1º passe em função da adição de hidrogênio à mistura de gases com os três formatos de chama e caixas de giro

Nos gráficos de temperatura nos três passes, observa-se um comportamento semelhante ao da temperatura da chama: as temperaturas aumentam à medida que a proporção de hidrogênio na mistura aumenta. No entanto, nos passes subsequentes, a variação da temperatura se torna menos acentuada em comparação à variação da temperatura da chama, refletindo o efeito de trocas térmicas e perda de calor que ocorre ao longo do fluxo dos gases de combustão pela caldeira.

Em relação ao formato da chama, o impacto na temperatura dos passes também se mostrou pequeno, com as diferenças máximas entre os diferentes perfis ficando na faixa de alguns poucos graus Celsius. Isso sugere que, mesmo para diferentes formatos de chama, as temperaturas médias ao longo da caldeira se estabilizam de forma similar, devido à predominância das trocas de calor e do regime de escoamento interno.

Os resultados apontam que a adição de hidrogênio ao gás natural teve um impacto significativo nas temperaturas da chama e dos passes, aumentando-as conforme a proporção de hidrogênio aumentou. No entanto, esse aumento de temperatura não se refletiu em um aumento linear da eficiência energética, devido às perdas de calor adicionais introduzidas pelas caixas de giro, que resultaram em um comportamento oscilante da eficiência. A eficiência exergética, por sua vez, diminuiu gradualmente com a adição de hidrogênio, refletindo a maior sensibilidade da exergia às irreversibilidades

do sistema. O formato da chama não apresentou impacto significativo, sugerindo que a composição da mistura de combustíveis é o fator predominante nos resultados obtidos.

6. Conclusões

Este trabalho apresentou uma análise termodinâmica de caldeiras flamotubulares operando com gás natural, incluindo o impacto da adição de hidrogênio ao combustível, as perdas térmicas nas caixas de giro e os diferentes perfis de chama. A partir das simulações realizadas, conclusões importantes foram obtidas, contribuindo para o aprimoramento da eficiência energética e exergética das caldeiras flamotubulares.

A adição de hidrogênio ao gás natural mostrou-se uma estratégia eficaz para aumentar a eficiência energética, elevando as temperaturas dos gases de combustão, o que contribuiu significativamente para a eficiência geral do sistema. No cenário sem caixas de giro, a eficiência energética variou de um valor mínimo de 77,43% com 0% de hidrogênio na mistura para um valor máximo de 80,97% com 100% de hidrogênio, apresentando um aumento gradual conforme a adição de hidrogênio.

No entanto, com a inclusão das caixas de giro, a eficiência energética não apresentou um aumento linear com a adição de hidrogênio, apresentando um comportamento oscilante, porém em consonância com resultados obtidos por Zhou et al. (2022). A modelagem mostrou que as caixas de giro, quando não isoladas adequadamente, introduzem perdas térmicas significativas, o que, levando em consideração a média das eficiências energéticas obtidas, resultou em uma redução de 12% entre o caso sem as caixas de giro e o caso considerando as caixas de giro, o que corrobora com os estudos de Beyne (2019). Essas estruturas contribuem para a redistribuição dos gases de combustão e podem gerar pontos de maior ou menor transferência térmica, impactando a eficiência do sistema. Esse resultado evidencia a importância de aprimorar o isolamento das caixas de giro.

A análise das temperaturas nos diferentes passes também evidenciou o impacto da adição de hidrogênio. Com a adição de 100% de hidrogênio, a temperatura da chama alcançou 1441°C no perfil exponencial, em comparação com 1408°C no perfil parabólico, indicando uma diferença de apenas 33°C, que é pouco significativa quando consideradas as incertezas do modelo. Nos próximos passes, a diferença entre as temperaturas dos diferentes perfis de chama reduz gradualmente. Os diferentes formatos de chama

(parabólico, exponencial e uniforme) mostraram ter um impacto desprezível tanto na eficiência energética quanto nas temperaturas dos passes, o que sugere que o fator predominante é a composição do combustível e que o perfil de liberação de calor ao longo da chama pode ser modelado de diferentes formas, sem que os resultados sejam comprometidos.

Em termos de eficiência exergética, verificou-se uma diminuição gradual com o aumento da proporção de hidrogênio na mistura, chegando a 25,4% com 100% de hidrogênio. Isso se deve ao aumento das irreversibilidades associadas às caixas de giro e ao processo de troca de calor. As simulações indicaram que, assim como a eficiência energética, a eficiência exergética é pouco afetada pelo formato da chama.

Conclui-se que os parâmetros analisados — adição de hidrogênio, isolamento das caixas de giro e diferentes perfis de chama — são fundamentais para otimizar a eficiência das caldeiras flamotubulares. A abordagem integrada deste trabalho sugere que a adição de hidrogênio ao combustível e o aprimoramento do isolamento das caixas de giro são as medidas que mais contribuem para um desempenho térmico mais eficiente, resultando em operações energeticamente mais sustentáveis e com maior potencial de economia de combustível.

6.1. Trabalhos futuros

Diante dos resultados obtidos e das limitações encontradas ao longo deste estudo, diversas possibilidades de expansão do trabalho foram identificadas e são sugeridas para futuras investigações.

1. **Melhoria da Modelagem da Perda de Calor nas Caixas de Giro:** Melhorar a modelagem da perda de calor nas caixas de giro, utilizando outras correlações de coeficientes de convecção e considerando diferentes condições de escoamento.
2. **Inclusão na Modelagem de Elementos como Superfícies Corrugadas e/ou Defletores:** Incluir elementos como superfícies corrugadas e defletores na modelagem para aumentar a eficiência na transferência de calor e melhorar o aproveitamento energético da caldeira.
3. **Avaliação do Efeito das Emissões de Gases de Efeito Estufa após a Adição do Hidrogênio:** Estudar o efeito das emissões de gases de efeito estufa após a

adição de hidrogênio, focando na redução de emissões e no impacto ambiental da substituição parcial do gás natural.

4. **Análise de Custos e Viabilidade Econômica:** Realizar uma análise de custos considerando a implementação das melhorias propostas e a viabilidade econômica da substituição parcial do gás natural por hidrogênio, incluindo um estudo detalhado sobre o custo-benefício da redução de emissões.

5. **Modelagem do Funcionamento da Caldeira em Regime Transiente:** Desenvolver uma modelagem para simular o comportamento da caldeira em regime transiente, considerando variações de carga e condições operacionais não estacionárias, como partidas e paradas.

Referências bibliográficas

- BAZZO, E. **Geração de Vapor**. 1. ed. Santa Catarina: UFSC, 2006.
- DOCKRILL, P.; ONTARIO. **Boilers and Heaters: Improving Energy Efficiency**. Monografia - CIPEC, 2001.
- GANAPATHY, V. **Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations**. CRC Press, 2002.
- IEA (2021). **World Energy Balances: Overview**. Paris: IEA. Disponível em: <https://www.iea.org/world>. Acesso em: 24 nov. 2023.
- KAYA, D.; EYIDOĞAN, M. **Energy conservation opportunities in an industrial boiler system**. *Energy Engineering*, v. 136, n. 1, p. 18-25, 2010.
- KRISHNANUNNI, S. **Evaluation of Heat Losses in Fire Tube Boiler**. *International Journal Of Emerging Technology And Advance Engineering*, v. 2, n. 12, p. 680-699, 2012.
- LAMIONI, R.; BRONZONI, C.; FOLLI, M.; TOGNOTTI, L.; GALLETTI, C. **Impact of H₂-enriched natural gas on pollutant emissions from domestic condensing boilers: numerical simulations of the combustion chamber**. *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 48, p. 19686-19699, 2023.
- MESSAOUDANI, Z. L.; RIGAS, F.; HAMID, M. D. B.; HASSAN, C. R. C. **Hazards, safety and knowledge gaps on hydrogen transmission via natural gas grid: a critical review**. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2016; 41(39):17511-25.
- ORTIZ, F. J. **Modeling of fire-tube boilers**. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, p. 3463-3478, 2011.
- PAGANELLI, V. B.; PARISE, J. A. R.; PRADELLE, F. A. Y. **Desenvolvimento de um Modelo Numérico para Análise Energética e Exergética de Caldeiras Flamo-Tubulares Operando em Regime Permanente com Gás Natural**. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2022. 116p.
- SINGH, R.; ALTAEE, A.; GAUTAM, S. **Nanomaterials in the advancement of hydrogen energy storage**. *Heliyon*, [s.l.], v. 6, e04487, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2020.e04487>. Acesso em: 24 nov. 2023.

SPIRAXSARCO. **The Boiler House.** Disponível em: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/water-tube-boilers>. Acesso em: 2021.

B. J. HUANG, R. H. YEN, W. S. SHYU. **A Steady-State Thermal Performance Model of Fire-Tube Shell Boilers.** Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 110, Issue 2, 1998.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, FUPAI/EFFICIENTIA. **Eficiência Energética no Uso de Vapor.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 196p. Ilust.

PETERS, G.P., ANDREW, R.M., CANADELL, J.G., FRIEDLINGSTEIN, P., JACKSON, R.B., KORSBAKKEN, J.I., LE QUÉRÉ, C., AND PEREGON, A. **Carbon dioxide emissions continue to grow amidst slowly emerging climate policies.** Nat. Clim. Change 10: 3–6, 2020.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **KEY WORLD ENERGY STATISTICS 2021.** Paris: IEA, 2021. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/key-world-energy-statistics-2021>. Acesso em: 12 set. 2024.

ALHAJJI, A.F. **THE OIL WEAPON: PAST, PRESENT, AND FUTURE.** Oil and Gas Journal 103, no. 17 (May 2005).

EINSTEIN, DAN; WORRELL, ERNST; KHRUSHCH, MARTA. **Energy Use and Energy Efficiency Improvement Potentials.** Lawrence Berkeley National Laboratory (2001).

I.R. OVSYANNIKOV, O.V. ZHDANEEV. **Forecast of innovative activity in key areas of energy transition technologies based on analysis of patent activity.** International Journal of Hydrogen Energy, Volume 87, 18 October 2024, Pages 1261-1276.

FLEITER, TOBIAS; STEINBACH, JAN; RAGWITZ, MARIO. **Mapping and analyses of the current and future (2020 - 2030) heating/cooling fuel deployment (fossil/renewables).** Wwork package 3: Scenarios for heating & cooling demand and supply until 2020 and 2030, work package 4: Economic analysis, 2017.

GENTILI, P. ET AL. **Ecodesign Preparatory Study on Steam Boilers (ENTR Lot 7).** Online: <http://www.eco-steamboilers.eu/eco-steamboilerswAssets/docs/20141217-Steam-Boilers-Ecodesign-Final-Report.pdf>. Accessed: 13/08/2015. (2014)

KOTAS. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**, 1 ed. Trowbridge: Paragon Publishing, 1985

TERHAN, M.; COMAKLI, K. **Energy and exergy analyses of natural gas-fired boilers in a district heating system**. *Applied Thermal Engineering*, v. 121, p. 121:380-387, 2017

CAFFAL, C. **Energy Management in Industry Centere for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies (CADDET)**. The Netherlands (1995)

TALER, JAN; TROJAN, MARCIN; TALER DAWID. **Monitoring of ash fouling and internal scale deposits in pulverized coal fired boilers**. *Energy Science, Engineering and Technology* (2011)

AWAIS, MUHAMMAD; BHUIYAN, ARAFAT A. **Recent advancements in impedance of fouling resistance and particulate depositions in heat exchangers**. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 141, p. 580–603, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.011>. Acesso em: 12 set. 2024.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. **Fundamentos de Termodinâmica**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2013

BISETTO, A.; DEL COL, D.; SCHIEVANO, M. **Fire Tube Heat Generators: Experimental Analysis and Modeling**. *Applied Thermal Engineering*, v. 78, p. 339-348, 2015. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.095.

KAUSHIK; SINGH. Estimation of chemical exergy of solid, liquid and gaseous fuels used in thermal power plants. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, v.115, p. 903-908, 2014

BADCOCK-WANSON. **Industrial Boilers**. Disponível em: <www.babcock-wanson.es/calderas_aceite_termico>. Acesso em abril 2021.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4.ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2012.

REID. **The Properties of Gases and Liquids**. 4 ed. New York: McGraw-Hill, 1987

TALER, Dawid; TROJAN, Marcin; DZIERWA, Piotr; KACZMARSKI, Karol; TALER, Jan. **Numerical simulation of convective superheaters in steam boilers**. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 129, p. 320-333, 2018.

A. BEJAN AND R. ANDERSON, **Heat transfer across a vertical impermeable partition imbedded in a porous medium**, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, 1981, pp. 1237–1245

ZHOU, Z.; WANG, Q.; ZHANG, T.; JIA, Y. **Performance analysis of hydrogen-enriched natural gas in an industrial steam boiler**. *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 47, n. 11, p. 7917-7928, 2022.