

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

VITOR DOS SANTOS GONÇALVES

**AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DE CALDEIRAS EM REGIME DE
CARGA PARCIAL E PLENA POR MÉTODOS DIRETO E INDIRETO VIA
MODELAGEM COMPUTACIONAL**

UBERLÂNDIA – MG
2026

VITOR DOS SANTOS GONÇALVES

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DE CALDEIRAS EM REGIME DE CARGA
PARCIAL E PLENA POR MÉTODOS DIRETO E INDIRETO VIA MODELAGEM
COMPUTACIONAL

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia como requisito parcial para
obtenção do título de bacharel em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Solidônio R. de Carvalho

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

G635
2026 Gonçalves, Vítor dos Santos, 2003-
Avaliação da eficiência térmica de caldeiras em regime de carga
parcial e plena por métodos direto e indireto via modelagem
computacional [recurso eletrônico] / Vítor dos Santos Gonçalves. -
2026.

Orientador: Solidônio Rodrigues de Carvalho.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade
Federal de Uberlândia, Graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Carvalho, Solidônio Rodrigues de,
1978-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia.
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091

Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074

VITOR DOS SANTOS GONÇALVES

AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DE CALDEIRAS EM REGIME DE
CARGA PARCIAL E PLENA POR MÉTODOS DIRETO E INDIRETO VIA
MODELAGEM COMPUTACIONAL

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia como requisito parcial para
obtenção do título de bacharel em Engenharia
Mecânica.

Data: 06/08/2026

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho
Faculdade de Engenharia Mecânica - UFU

Prof. Dr. Edson Pereira Parreira
Faculdade de Engenharia Mecânica - UFU

Me. Guilherme Queirós de Araújo Maciel
Faculdade de Engenharia Mecânica - UFU

AGRADECIMENTOS

À minha família, em especial à minha mãe, expresso minha eterna gratidão pelo apoio incondicional que me ofereceu durante toda a minha trajetória acadêmica. Mais do que isso, agradeço por sempre acreditar que os sonhos de um pequeno menino poderiam se tornar realidade, mesmo quando pareciam distantes.

Aos meus professores, agradeço a todos que passaram pelo meu caminho e contribuíram para a minha formação. Em especial, ao professor Cleudes Guimarães, ao professor Rodrigo Nogueira, ao professor Mário Luiz e ao professor Solidônio Rodrigues, que me mostraram que ser um grande professor vai muito além de transmitir conhecimento. Com seus exemplos, ensinaram princípios, valores e ajudaram a moldar o meu caráter. Foram inspirações que levarei para toda a vida e tiveram um papel fundamental na construção do profissional que sou hoje e da pessoa que me tornei. Se hoje acredito no meu potencial e tenho coragem para enfrentar novos desafios, é porque, em diferentes momentos da minha caminhada, vocês acreditaram em mim antes mesmo que eu fosse capaz de acreditar em mim mesmo. Serei eternamente grato pelos ensinamentos, pela confiança e pelo exemplo de dedicação, humildade e excelência que deixaram em minha vida.

Aos meus queridos amigos Pedro Mundim, Rodrigo Almeida, Gustavo Henrique, Abel Felice, João Victor Saraiva, João Vitor Rodrigues, João Victor Lima, Lucas Cranchi, Felipe Marino e Vitor Eduardo, deixo meus sinceros agradecimentos. Se não fosse por cada um de vocês, que estiveram ao meu lado e me ajudaram inúmeras vezes a superar momentos difíceis, tanto no contexto acadêmico quanto na vida pessoal, certamente eu não teria chegado até aqui. Muito obrigado pela amizade, pelo companheirismo e por fazerem parte desta trajetória.

Aos meus companheiros de trabalho e grandes orientadores Vinicius Escarso, Guilherme Rodrigues, Heitor Honorato, Hudson Pires, Jaqueline Mota e Marcelo Andreola, agradeço imensamente. Durante toda a minha trajetória, desde o estágio até a efetivação, vocês foram grandes parceiros e mentores, ensinando-me não apenas no âmbito profissional, mas também no pessoal. Sem dúvidas, tiveram uma contribuição essencial na formação do profissional que estou me tornando.

Por fim, mas não menos importante, agradeço a Deus por me conceder a capacidade de lutar pelos meus sonhos, a força para persistir diante das dificuldades e a coragem para continuar quando muitos desistiriam. A Ele devo todas as conquistas alcançadas até aqui, pois é quem guia meus passos, fortalece minha caminhada e torna possível a realização dos meus objetivos.

“É só um momento de dor para uma vida inteira de glória”
Paulo de Tarso

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo analisar, por meio de modelagem computacional, a influência da carga de operação sobre a eficiência térmica de uma caldeira a biomassa, avaliando esse comportamento tanto pelo método direto quanto pelo método indireto de determinação de eficiência. Para isso, foi desenvolvido um modelo em software EES (*Engineering Equation Solver*), fundamentado em balanços de energia, em balanço estequiométrico de combustão a partir da análise elementar do combustível, e nas formulações consagradas na literatura para os métodos direto e indireto de cálculo de eficiência de caldeiras. Foram simulados quatro patamares de carga (100%, 60%, 30% e 10% da capacidade nominal), onde os parâmetros operacionais, como excesso de ar, temperatura de exaustão e teor de CO nos gases, foram obtidos de dados experimentais publicados para uma caldeira de grelha a biomassa, de modo a garantir maior aderência do modelo a condições reais de operação. Os resultados demonstraram que a eficiência térmica sofre degradação acentuada em condições de baixa carga, especialmente abaixo de 30% da capacidade nominal, e que essa relação não é estritamente monotônica, apresentando comportamento não linear nas cargas intermediárias devido à interação entre o aumento do excesso de ar e a variação da temperatura de exaustão. A comparação entre os métodos evidenciou boa concordância numérica entre si, além de reforçar que o método indireto é mais adequado para combustíveis sólidos como a biomassa, por dispensar a medição direta da vazão de combustível e por permitir identificar individualmente qual mecanismo de perda é responsável pela degradação da eficiência em cada condição de carga, constatando-se que a perda por radiação e convecção é o mecanismo mais sensível à redução da carga. Por fim, identificou-se uma lacuna na literatura quanto à variação quantitativa de parâmetros operacionais de combustão em função da carga para caldeiras a biomassa, sugerindo-se como proposta de trabalho futuro a realização de uma campanha experimental de medição em uma caldeira real, de modo a validar e aprimorar as relações adotadas neste estudo.

Palavras-chave: Caldeira a biomassa; Eficiência térmica; Carga de operação; Método direto; Método indireto; Modelagem computacional.

ABSTRACT

This work aims to analyze, through computational modeling, the influence of boiler operating load on the thermal efficiency of a biomass-fired boiler, evaluating this behavior using both the direct and indirect methods of efficiency determination. To this end, a model was developed in EES (*Engineering Equation Solver*) software, based on energy balances, a stoichiometric combustion balance derived from the fuel's elemental analysis, and the formulations established in the literature for the direct and indirect methods of boiler efficiency calculation. Four load levels were simulated (100%, 60%, 30%, and 10% of nominal capacity), with operating parameters, excess air, flue gas temperature, and CO content, obtained from published experimental data for a biomass grate boiler, ensuring greater adherence of the model to real operating conditions. The results showed that thermal efficiency undergoes significant degradation under low-load conditions, particularly below 30% of nominal capacity, and that this relationship is not strictly monotonic, exhibiting non-linear behavior at intermediate loads due to the interaction between increasing excess air and varying flue gas temperature. The comparison between methods showed good numerical agreement between them, while also reinforcing that the indirect method is more suitable for solid fuels such as biomass, since it does not require direct measurement of fuel flow rate and allows individual identification of which loss mechanism is responsible for efficiency degradation under each load condition, with radiation and convection losses identified as the mechanism most sensitive to load reduction. Finally, a gap was identified in the literature regarding the quantitative variation of operational combustion parameters as a function of load for biomass boilers, suggesting as a proposal for future work the conduction of an experimental measurement campaign on a real boiler, in order to validate and refine the relationships adopted in this study.

Keywords: Biomass boiler; Thermal efficiency; Operating load; Direct method; Indirect method; Computational modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Caldeira a biomassa de uma planta industrial	13
Figura 2 – Etapas do processo de combustão da biomassa	17
Figura 3 – Evolução da eficiência da caldeira em relação a sua carga de operação	19
Figura 4 – Representação do balanço de calor em uma caldeira	20
Figura 5 – Eficiência da caldeira em função da carga de operação	30
Figura 6 – Composição das perdas do método indireto por carga	31

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição elementar da biomassa adotada	22
Tabela 2 – Parâmetros operacionais adotados para cada patamar de carga simulado.....	28
Tabela 3 – Resultados consolidados por patamar de carga	30
Tabela 4 – Estratificação das perdas do método indireto por patamar de carga	31
Tabela 5 – Dominância do termo q_2 sobre o resultado total do método indireto.....	33

LISTA DE SÍMBOLOS

LETRAS LATINAS

$Cinzas_{ar}$	Teor de cinzas do combustível (base como recebida) [%]
C_{ar}	Teor de carbono do combustível (base como recebida) [%]
C_g	Teor de carbono não queimado no resíduo da grelha [%]
$Cp_{gás}$	Calor específico médio dos gases de combustão [kJ/kg·K]
CO	Concentração volumétrica de monóxido de carbono nos gases secos [%]
EA	Excesso de ar [%]
h_{aa}	Entalpia da água de alimentação [kJ/kg]
h_e	Entalpia das extrações [kJ/kg]
h_{vs}	Entalpia do vapor superaquecido/saturado [kJ/kg]
H_{ar}	Teor de hidrogênio do combustível (base como recebida) [%]
M	Teor de umidade do combustível (base como recebida) [%]
$\dot{m}_{comb}$	Vazão mássica de combustível [kg/s]
$\dot{m}_e$	Vazão mássica de extrações [kg/s]
$m_{gás,úmido}$	Massa de gases úmidos de combustão, por kg de combustível [kg/kg]
$\dot{m}_{vs}$	Vazão mássica de vapor superaquecido/saturado [kg/s]
n_{CO_2}	Quantidade de matéria de dióxido de carbono formado [kmol/kg]
n_C	Quantidade de matéria de carbono no combustível [kmol/kg]
n_{H_2}	Quantidade de matéria de hidrogênio no combustível [kmol/kg]
$n_{H_2O,total}$	Quantidade de matéria total de água nos gases [kmol/kg]
$n_{N_2,f}$	Quantidade de matéria de nitrogênio presente no combustível [kmol/kg]
$n_{O_2,f}$	Quantidade de matéria de oxigênio presente no combustível [kmol/kg]
n_S	Quantidade de matéria de enxofre no combustível [kmol/kg]
n_{SO_2}	Quantidade de matéria de dióxido de enxofre formado [kmol/kg]
N_{ar}	Teor de nitrogênio do combustível (base como recebida) [%]
$N_{2,ar}$	Quantidade de matéria de nitrogênio proveniente do ar de combustão [kmol/kg]
$N_{2,total}$	Quantidade de matéria total de nitrogênio nos gases [kmol/kg]
O_{ar}	Teor de oxigênio do combustível (base como recebida) [%]
$O_{2,estq}$	Quantidade estequiométrica de oxigênio necessária à combustão [kmol/kg]
$O_{2,exc}$	Quantidade de oxigênio em excesso [kmol/kg]

$O2_{real}$	Quantidade real de oxigênio fornecida à combustão [kmol/kg]
PCI	Poder calorífico inferior do combustível (base como recebida) [kJ/kg]
PCI_{seco}	Poder calorífico inferior do combustível (base seca) [kJ/kg]
q_2	Perda percentual pela temperatura dos gases de exaustão [%]
q_3	Perda percentual por combustão química incompleta [%]
q_4	Perda percentual por combustão mecânica incompleta [%]
q_5	Perda percentual para o meio ambiente (radiação e convecção) [%]
$q_{5,nom}$	Perda percentual de radiação e convecção na condição de plena carga [%]
q_6	Perda percentual com as cinzas retiradas do sistema [%]
Q_2	Perda absoluta pela temperatura dos gases de exaustão [kJ/kg]
Q_3	Perda absoluta por combustão química incompleta [kJ/kg]
Q_4	Perda absoluta por combustão mecânica incompleta [kJ/kg]
Q_d^t	Calor total disponível por unidade de massa de combustível [kJ/kg]
Q_{util}	Calor útil transferido ao vapor [kJ/kg]
S_{ar}	Teor de enxofre do combustível (base como recebida) [%]
T_{amb}	Temperatura ambiente [°C]
$T_{gás}$	Temperatura de saída dos gases de exaustão [°C]
V_{gs}	Volume de gases secos de combustão, por kg de combustível [Nm³/kg]

LETRAS GREGAS

$\Delta\eta$	Diferença entre a eficiência direta e a eficiência indireta [pontos percentuais]
η_{direta}	Eficiência térmica calculada pelo método direto [%]
$\eta_{indireta}$	Eficiência térmica calculada pelo método indireto [%]
λ	Razão de excesso de ar (razão entre ar fornecido e ar estequiométrico) [adimensional]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
1.1. OBJETIVOS	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1. CALDEIRAS A BIOMASSA.....	16
2.2. CARGA DE OPERAÇÃO DE UMA CALDEIRA	17
2.3. RELAÇÃO EFICIÊNCIA x CARGA.....	18
2.4. EFICIÊNCIA DE UMA CALDEIRA (MÉTODO DIRETO x MÉTODO INDIRETO).....	19
3. METODOLOGIA.....	21
3.1. ABORDAGEM GERAL DE MODELAGEM	21
3.2. CARACTERIZAÇÃO DO COMBUSTÍVEL.....	21
3.3. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR E DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO	22
3.4. BALANÇO ESTEQUIOMÉTRICO DE COMBUSTÃO	22
3.5. MÉTODO DIRETO	24
3.6. MÉTODO INDIRETO.....	25
3.6.1. PERDA PELA TEMPERATURA DOS GASES DE EXAUSTÃO	25
3.6.2. PERDA POR COMBUSTÃO QUÍMICA INCOMPLETA	26
3.6.3. PERDA POR COMBUSTÃO MECÂNICA INCOMPLETA	26
3.6.4. PERDA PARA O MEIO AMBIENTE (RADIAÇÃO E CONVECÇÃO)	27
3.6.5. PERDA COM AS CINZAS RETIRADAS DO SISTEMA	27
3.7. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS POR PATAMAR DE CARGA.....	27
3.8. DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL E PROCEDIMENTO DE COMPARAÇÃO ENTRE MÉTODOS	28
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	30
5. CONCLUSÃO.....	36
REFERÊNCIAS	38
APÊNDICE A – CÓDIGO UTILIZADO PARA A SIMULAÇÃO	40

1. INTRODUÇÃO

A crescente preocupação com a redução das emissões de gases de efeito estufa e a busca por fontes energéticas renováveis têm impulsionado a utilização da biomassa como combustível alternativo aos combustíveis fósseis em sistemas de geração de vapor industrial (DEMIRBAS, 2005). A biomassa, no entanto, apresenta desafios operacionais específicos em relação a combustíveis líquidos e gasosos, como maior teor de umidade, composição elementar variável e formação de cinzas, que impactam diretamente o processo de combustão em caldeiras (DEMIRBAS, 2005). As caldeiras, por sua vez, são equipamentos amplamente utilizados na indústria para a geração de vapor destinado tanto a processos térmicos quanto à geração de energia elétrica, funcionando a partir da transferência de calor liberado pela combustão de um combustível para a água, convertendo-a em vapor sob condições específicas de temperatura e pressão.

Figura 1 – Caldeira a biomassa de uma planta industrial.



Fonte: Fotografia do autor.

O correto dimensionamento de uma caldeira é um aspecto fundamental a ser considerado tanto na etapa de projeto quanto na de aquisição do equipamento, uma vez que a carga de operação exerce influência direta sobre sua eficiência térmica. Um equipamento superdimensionado tende a operar frequentemente em cargas parciais, condição na qual a

eficiência é penalizada, resultando em maior consumo de combustível e maiores custos operacionais ao longo da vida útil da caldeira, além de maior desgaste por ciclagem (BENNETT; ELWELL, 2020). Por outro lado, um equipamento subdimensionado pode ser incapaz de atender à demanda de vapor do processo, comprometendo a operação. Dessa forma, o dimensionamento adequado envolve tanto aspectos financeiros, relacionados ao investimento inicial e ao custo operacional de combustível, quanto aspectos funcionais, ligados à capacidade do equipamento de atender à demanda real do processo com boa eficiência.

Essa influência da carga sobre a eficiência decorre principalmente da forma como parâmetros operacionais se comportam fora da condição de projeto: em cargas reduzidas, é comum a necessidade de maior excesso de ar para garantir a estabilidade da combustão, o que aumenta a massa de gases de exaustão e, conseqüentemente, as perdas de calor pela chaminé (CARPENTER; KISSOCK; SCHMIDT, 2008). Some-se a isso o fato de que perdas de natureza fixa, como as perdas por radiação e convecção do costado da caldeira, tornam-se proporcionalmente mais significativas quando a energia total fornecida pelo combustível diminui, penalizando ainda mais a eficiência em condições de baixa carga.

Para quantificar essa eficiência, a literatura consagra dois métodos de cálculo: o método direto, que relaciona a energia útil transferida ao vapor com a energia fornecida pelo combustível, e o método indireto, que determina a eficiência a partir do balanço das perdas térmicas do sistema (BAZZO, 1995; ASME, 2013). Embora o método direto seja mais simples, sua aplicação para combustíveis sólidos como a biomassa é limitada pela dificuldade de se medir com precisão a vazão mássica de combustível, tornando o método indireto mais adequado nesses casos (BAZZO, 1995). A utilização conjunta desses métodos, aliada a modelos computacionais capazes de simular diferentes regimes de carga, permite ainda prever o comportamento de uma caldeira sob diferentes condições operacionais antes mesmo de sua aquisição, auxiliando na tomada de decisão quanto ao dimensionamento mais adequado ao processo.

1.1. OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é analisar, por meio de modelagem computacional, o impacto que a carga de operação de uma caldeira a biomassa exerce sobre a eficiência da combustão e, por consequência, sobre a eficiência térmica geral do processo de geração de vapor. Busca-se compreender como a variação entre carga parcial e plena carga altera parâmetros operacionais como excesso de ar, temperatura dos gases de exaustão e perdas

associadas à combustão, e de que forma essas mudanças se refletem no desempenho térmico do equipamento.

Como objetivo principal, pretende-se aprofundar o entendimento sobre os dois métodos consagrados de determinação da eficiência de caldeiras, o método direto e o método indireto, avaliando qual deles apresenta maior aplicabilidade prática no contexto industrial, especialmente para combustíveis sólidos como a biomassa. Além disso, busca-se identificar como cada um desses métodos responde à variação da carga de operação, evidenciando as diferenças de sensibilidade e de informação fornecida por cada abordagem de cálculo.

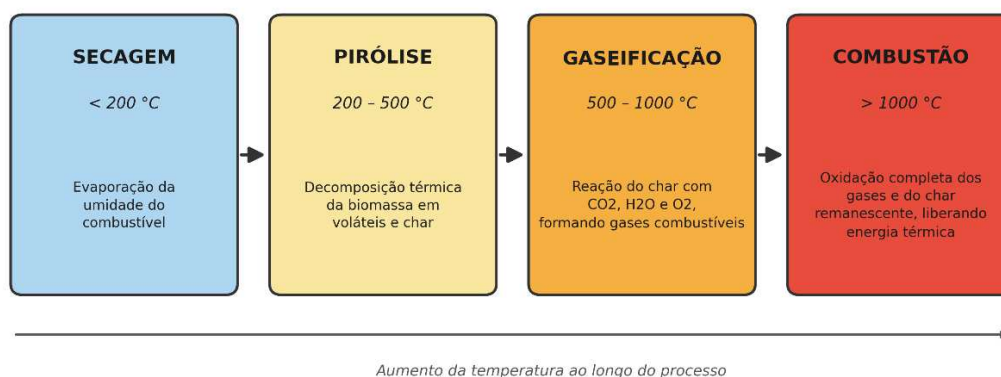
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. CALDEIRAS A BIOMASSA

A biomassa é atualmente considerada a fonte de energia renovável com maior potencial de contribuição para a matriz energética mundial, tanto em países desenvolvidos quanto em desenvolvimento, principalmente devido à sua ampla disponibilidade e ao caráter neutro em termos de emissões líquidas de carbono ao longo do seu ciclo de vida. Contudo, a utilização da biomassa como combustível em sistemas de geração de vapor apresenta particularidades que a diferenciam significativamente de combustíveis líquidos e gasosos convencionais: sua composição elementar é altamente variável conforme a origem do material, seu teor de umidade costuma ser elevado (frequentemente entre 30% e 50% em base úmida) e sua queima gera quantidades consideráveis de cinzas, cuja composição inorgânica pode causar problemas de incrustação e corrosão nas superfícies de troca térmica da caldeira (DEMIRBAS, 2005).

Do ponto de vista tecnológico, a combustão de biomassa sólida em caldeiras industriais é predominantemente realizada em sistemas de grelha (fixa, móvel ou vibratória), nos quais o combustível é depositado e queimado enquanto se desloca ao longo do leito, recebendo ar primário através da grelha e ar secundário na câmara de combustão para completar a oxidação dos gases combustíveis liberados. O processo de combustão da biomassa ocorre em etapas sucessivas, secagem, pirólise, gaseificação e combustão propriamente dita, sendo que a distribuição de ar entre essas etapas e a geometria do sistema de grelha influenciam diretamente a qualidade da queima, a formação de não queimados e a quantidade de excesso de ar necessária para garantir a combustão completa (VAN LOO; KOPPEJAN, 2008). Essas características tornam a modelagem do comportamento térmico de caldeiras a biomassa mais complexa do que a de sistemas a óleo ou gás natural, exigindo a consideração explícita de parâmetros como composição elementar do combustível, teor de umidade e fração de carbono não queimado nas cinzas para uma representação fiel do processo.

Figura 2 – Etapas do processo de combustão da biomassa sólida.



Fonte: Elaborado pelo autor, adaptado de VAN LOO e KOPPEJAN (2008)

2.2. CARGA DE OPERAÇÃO DE UMA CALDEIRA

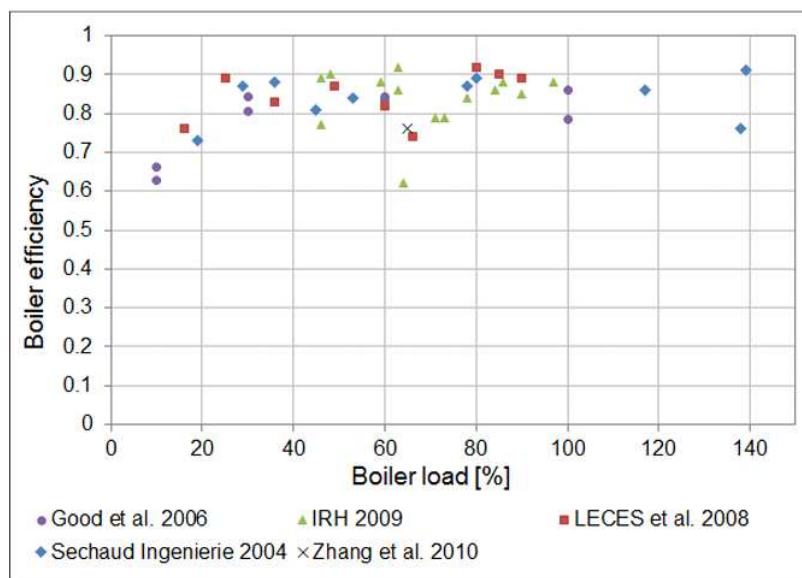
A carga de operação de uma caldeira é definida como a relação entre a demanda de vapor (ou de calor) solicitada ao equipamento em um dado instante e sua capacidade nominal de projeto, sendo expressa geralmente em termos percentuais. Na prática industrial, a operação de caldeiras raramente ocorre de forma contínua em plena carga: a demanda de vapor de um processo produtivo varia ao longo do tempo em função de fatores como sazonalidade, ocupação, condições climáticas e ritmo de produção, fazendo com que o equipamento opere frequentemente em regime de carga parcial (CARPENTER; KISSOCK; SCHMIDT, 2008). Sistemas automáticos de combustão de biomassa, em particular, costumam ser classificados operacionalmente em diferentes modos conforme a faixa de carga: operação estacionária em plena carga, operação estacionária em carga parcial (tipicamente entre 30% e 100% da capacidade nominal), operação em modo de espera com alimentação intermitente de combustível para manutenção de um leito de brasas, e operação com ciclos de liga-desliga automáticos (GOOD et al., 2006). Cada um desses modos operacionais impõe diferentes exigências ao sistema de controle de combustão, uma vez que a relação entre a vazão de combustível e a vazão de ar não pode ser mantida na proporção ótima obtida em plena carga: a maioria das caldeiras utiliza sistemas de controle com acoplamento mecânico único entre a válvula de combustível e o damper de ar, calibrados para a condição de carga máxima, de modo que, à medida que a carga diminui, a vazão de ar não acompanha proporcionalmente a redução da vazão de combustível (CARPENTER; KISSOCK; SCHMIDT, 2008). Esse desacoplamento é a origem física principal das alterações observadas nos parâmetros de combustão, como o excesso de ar, quando a caldeira se afasta de sua condição nominal de projeto.

2.3. RELAÇÃO EFICIÊNCIA x CARGA

A eficiência térmica de uma caldeira não se comporta de maneira constante ao longo de sua faixa de operação, sendo fortemente dependente da carga instantânea de operação. Estudos experimentais conduzidos em caldeiras a biomassa de leito de grelha demonstram que a eficiência de combustão e a eficiência da caldeira permanecem relativamente altas e estáveis na faixa de 30% a 100% da carga nominal, mas caem de forma acentuada abaixo desse patamar: em um teste realizado em uma caldeira de 550 kW, a eficiência de combustão manteve-se entre 87,8% e 90,9% na faixa de 30% a 100% de carga, mas caiu para 86,1% a apenas 10% de carga, enquanto a eficiência da caldeira (que já contempla as perdas por radiação, convecção e não queimados) caiu de forma ainda mais acentuada, de valores próximos a 84-86% na faixa de 30-100% para apenas 66,1% a 10% de carga (GOOD et al., 2006).

Esse comportamento decorre da atuação simultânea de dois mecanismos físicos que se intensificam em cargas reduzidas. O primeiro está relacionado ao aumento do excesso de ar necessário para manter a estabilidade da combustão em baixa carga, o que eleva a vazão mássica de gases de exaustão e, conseqüentemente, a perda de calor sensível pela chaminé (CARPENTER; KISSOCK; SCHMIDT, 2008). O segundo mecanismo está associado à natureza das perdas fixas do sistema, como as perdas por radiação e convecção do costado da caldeira, que, por não dependerem diretamente da taxa de queima de combustível, passam a representar uma fração proporcionalmente maior da energia total fornecida quando essa energia diminui, penalizando a eficiência global de forma mais acentuada nas cargas mais baixas (GOOD et al., 2006). Adicionalmente, o superdimensionamento de caldeiras, que força a operação recorrente em cargas parciais reduzidas, tem sido associado experimentalmente a penalidades de eficiência da ordem de 6% a 9% em sistemas térmicos, reforçando a relevância prática de se compreender essa relação já na etapa de especificação do equipamento (BENNETT; ELWELL, 2020).

Figura 3 – Evolução da eficiência da caldeira em relação a sua carga de operação.



Fonte: MERMOUD (2015).

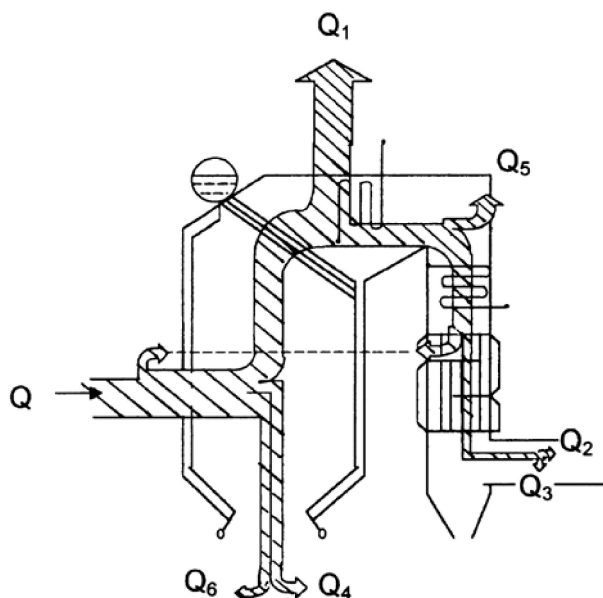
2.4. EFICIÊNCIA DE UMA CALDEIRA (MÉTODO DIRETO x MÉTODO INDIRETO)

A determinação da eficiência térmica de uma caldeira pode ser realizada por dois métodos consagrados na literatura técnica: o método direto e o método indireto. No método direto, a eficiência é calculada simplesmente como a razão entre a energia útil transferida ao fluido de trabalho (vapor ou água quente) e a energia fornecida pelo combustível, com base no seu poder calorífico (BAZZO, 1995; ASME, 2013). Trata-se de uma abordagem conceitualmente simples, que exige a medição de poucas variáveis, sendo elas a vazão e propriedades do fluido de trabalho, vazão e poder calorífico do combustível, mas cuja precisão depende fortemente da exatidão na medição da vazão mássica de combustível (GOOD et al., 2006).

Essa dependência constitui justamente a principal limitação do método direto quando aplicado a combustíveis sólidos como a biomassa: estudos experimentais demonstram que a incerteza expandida da eficiência calculada pelo método direto permanece elevada (superior a 9%) em praticamente toda a faixa de carga testada, sendo majoritariamente atribuída à dificuldade de se medir com precisão a vazão de um combustível sólido heterogêneo, como cavacos de madeira (GOOD et al., 2006). Já o método indireto determina a eficiência de forma complementar, subtraindo de 100% o somatório das perdas térmicas e químicas do processo: perdas pela temperatura dos gases de exaustão, por combustão química incompleta, por combustão mecânica incompleta (carbono não queimado), por radiação e convecção, e pelas

cinzas retiradas do sistema (BAZZO, 1995). Essa abordagem não depende da medição direta da vazão de combustível, apresentando incerteza significativamente menor em testes de caldeiras a biomassa, da ordem de 1% a 5% na faixa de 30% a 100% de carga, segundo dados experimentais (GOOD et al., 2006), o que a torna mais adequada para a avaliação de sistemas que operam com combustíveis sólidos. Além de fornecer um resultado numérico mais confiável, o método indireto tem a vantagem adicional de discriminar individualmente a contribuição de cada mecanismo de perda ao desempenho da caldeira, permitindo identificar quais fatores são responsáveis pela degradação da eficiência observada em diferentes regimes de carga, informação que o método direto, por sua natureza agregada, não é capaz de fornecer (BAZZO, 1995; ASME, 2013).

Figura 4 – Representação do balanço de calor em uma caldeira.



Fonte: ANDRADE (2015)

3. METODOLOGIA

3.1. ABORDAGEM GERAL DE MODELAGEM

O presente trabalho utiliza uma abordagem de modelagem computacional baseada em balanços de energia e massa, implementada no software EES (*Engineering Equation Solver*), para representar o comportamento térmico de uma caldeira a biomassa em diferentes regimes de carga de operação. O EES resolve simultaneamente o sistema de equações algébricas não-lineares que descreve o processo, composto pelo balanço estequiométrico de combustão, pelas propriedades termodinâmicas do vapor e pelas equações dos métodos direto e indireto de determinação de eficiência, sem exigir uma sequência de cálculo predefinida, o que permite representar de forma consistente as interdependências entre as variáveis do processo.

Um princípio metodológico central deste trabalho é que os dois métodos de determinação de eficiência foram calculados de forma totalmente independente entre si, de modo que nenhum deles determinasse matematicamente o resultado do outro. Para isso, adotou-se a vazão mássica de combustível como parâmetro de entrada fixo do modelo, calculada externamente para cada patamar de carga a partir de dados experimentais de eficiência direta reportados na literatura (GOOD et al., 2006), procedimento detalhado na seção 3.6. A partir dessa vazão de combustível, fixada e idêntica para o cálculo de ambos os métodos, o método direto e o método indireto foram então calculados separadamente, cada um a partir de sua própria formulação, permitindo que a comparação entre eles constitua um resultado genuíno do modelo, e não uma consequência de sua construção matemática.

3.2. CARACTERIZAÇÃO DO COMBUSTÍVEL

Para a modelagem, adotou-se biomassa lignocelulosa (cavaco de madeira) como combustível de referência, caracterizada por sua análise elementar em base como recebida (teores de carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio, enxofre e cinzas) e por seu teor de umidade. Os valores adotados foram estabelecidos a partir de faixas típicas reportadas na literatura para biomassa lenhosa, cujo teor de umidade como recebida situa-se comumente entre 30% e 50% e cujo teor de cinzas, para madeira limpa, é tipicamente baixo, inferior a 1% em base seca (VAN LOO; KOPPEJAN, 2008; DEMIRBAS, 2005). O poder calorífico inferior (PCI) do combustível como recebido foi determinado a partir do PCI em base seca, descontando-se a energia despendida na evaporação da água presente no combustível:

$$PCI_{recebido} = PCI_{seco} * \left(1 - \frac{M}{100}\right) - 24,4 * M \quad (3.1)$$

Assim, temos a partir da equação 3.1 que M é o teor de umidade em base como recebida (%) e o coeficiente 24,4 kJ/kg corresponde ao calor latente de vaporização da água por unidade percentual de umidade, próximo às condições ambiente (VAN LOO; KOPPEJAN, 2008). Esses valores de composição elementar e de umidade não foram obtidos de uma caldeira ou fornecimento de combustível específico, mas sim adotados como representativos da categoria de biomassa lenhosa considerada, uma vez que o objetivo do trabalho é a análise do comportamento qualitativo e quantitativo da eficiência frente à variação de carga, e não a caracterização de uma instalação real.

Tabela 1 – Composição elementar da biomassa adotada.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Carbono	C	30,0	%
Hidrogênio	H	3,6	%
Oxigênio	O	25,8	%
Nitrogênio	N	0,2	%
Enxofre	S	0,02	%
Cinzas	Cinzas	0,4	%
Umidade	M	40,0	%
Poder Calorífico Inferior (Base Seca)	PCI_seco	18.000	$\frac{kJ}{kg}$
Poder Calorífico Inferior (Base Como Recebida)	PCI	9.824	$\frac{kJ}{kg}$

Fonte: elaborado pelo autor, com base em Van LOO E KOPPEJAN (2008) e DEMIRBAS (2005).

3.3. PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR E DA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO

As propriedades termodinâmicas do vapor e da água de alimentação foram obtidas por meio da biblioteca de propriedades Steam_IAPWS do software EES, que implementa a formulação IAPWS-IF97, referência internacional para cálculo de propriedades termodinâmicas da água e do vapor. A entalpia do vapor foi calculada como vapor saturado seco na pressão de operação da caldeira, enquanto a entalpia da água de alimentação foi calculada como líquido comprimido, na temperatura de alimentação e na pressão de operação do sistema.

3.4. BALANÇO ESTEQUIOMÉTRICO DE COMBUSTÃO

Para determinar de forma consistente a massa de gases de exaustão gerada pela combustão, foi realizado um balanço estequiométrico da reação de combustão a partir da análise elemental do combustível (C, H, O, N, S, em % mássico, base como recebida), em base molar, referenciado a 1 kg de combustível. Inicialmente, os teores mássicos de cada elemento foram convertidos em quantidade de matéria (kmol por kg de combustível), dividindo-se cada fração mássica pela respectiva massa molar:

$$n_C = \frac{C_{ar}}{100 * 12} \quad (3.2)$$

$$n_{H_2} = \frac{H_{ar}}{100 * 2} \quad (3.3)$$

$$n_{O_2,f} = \frac{O_{ar}}{100 * 32} \quad (3.4)$$

$$n_{N_2,f} = \frac{N_{ar}}{100 * 28} \quad (3.5)$$

$$n_S = \frac{S_{ar}}{100 * 32} \quad (3.6)$$

$$n_{H_2O,m} = \frac{M}{100 * 18} \quad (3.7)$$

Onde segunda as equações 3.2 a 3.7, os subscritos *f* e *m* indicam, respectivamente, o oxigênio e o nitrogênio já presentes na estrutura do combustível, e a água proveniente da umidade do combustível. A partir das reações de oxidação completa dos elementos combustíveis:



Assim, a quantidade estequiométrica de oxigênio necessária por kg de combustível foi calculada como:

$$O_{2,estq} = n_C + 0,5 * n_{H_2} + n_S - n_{O_2,f} \quad (3.11)$$

Assim, na equação 3.11 temos que o termo $n_{O_2,f}$ desconta o oxigênio já disponível na estrutura do combustível, reduzindo a demanda de oxigênio externo. A quantidade real de oxigênio fornecida foi obtida aplicando-se o excesso de ar (EA, em %), parâmetro de entrada fixado para cada cenário de carga, conforme a seção 3.7, sobre a quantidade estequiométrica:

$$O_{2,real} = O_{2,estq} * \left(1 + \frac{EA}{100}\right) \quad (3.12)$$

$$O_{2,exc} = O_{2,estq} * \frac{EA}{100} \quad (3.13)$$

O nitrogênio proveniente do ar de combustão foi determinado a partir da composição molar padrão do ar atmosférico (21% O₂ e 79% N₂):

$$N_{2,ar} = \frac{O_{2,real}}{0,21} * 0,79 \quad (3.14)$$

$$N_{2,tot} = N_{2,ar} + n_{N_{2,f}} \quad (3.15)$$

Considerando que todo o carbono e o enxofre do combustível são convertidos, respectivamente, em CO₂ e SO₂, e que a água total presente nos gases é a soma da umidade do combustível com a água formada pela combustão do hidrogênio:

$$n_{CO_2} = n_C \quad (3.16)$$

$$n_{SO_2} = n_S \quad (3.17)$$

$$n_{H_2O,total} = n_{H_2} + n_{H_2O,m} \quad (3.18)$$

O volume de gases secos por kg de combustível, necessário ao cálculo da perda por combustão química incompleta (q₃), foi obtido convertendo-se a soma molar dos gases secos para volume nas condições normais (22,4 Nm³/kmol):

$$V_{gs} = (n_{CO_2} + n_{SO_2} + N_{2,tot} + O_{2,exc}) * 22,4 \quad (3.19)$$

Por fim, a massa total de gases úmidos por kg de combustível, necessária ao cálculo da perda pela temperatura dos gases (q₂), foi obtida convertendo-se cada espécie molar para massa, por meio de sua respectiva massa molar (CO₂ = 44, SO₂ = 64, N₂ = 28, O₂ = 32, H₂O = 18 kg/kmol), e somando-se todas as parcelas, incluindo o oxigênio em excesso:

$$m_{gas,úmido} = 44n_{CO_2} + 64n_{SO_2} + 28N_{2,tot} + 32O_{2,exc} + 18n_{H_2O,total} \quad (3.20)$$

3.5. MÉTODO DIRETO

O método direto foi formulado conforme a definição consagrada na literatura, na qual a eficiência é calculada como a razão entre a energia útil transferida ao vapor e a energia fornecida pelo combustível, com base em seu poder calorífico inferior (BAZZO, 1995; ASME, 2013):

$$n_{direta} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{Q_d^t} \quad (3.21)$$

$$Q_{\acute{u}til} = \frac{\dot{m}_{vs}}{\dot{m}_{comb}} (h_{vs} - h_{aa}) \quad (3.22)$$

Neste trabalho, diferentemente de formulações em que a vazão de combustível seria uma incógnita, $\dot{m}_{comb}$ é um dado de entrada do modelo, fixado externamente para cada cenário de carga (seção 3.8). Dessa forma, n_{direta} é obtido como resultado direto da equação acima, a partir de um consumo de combustível já definido, e não o inverso. Não foram consideradas extrações de vapor no presente modelo, por não se aplicarem à configuração de caldeira considerada.

3.6. MÉTODO INDIRETO

O método indireto foi formulado com base na abordagem de balanço de perdas, na qual a eficiência é obtida subtraindo-se de 100% o somatório das perdas térmicas e químicas do processo (BAZZO, 1995), estrutura também adotada pelo código de ensaio de desempenho de geradores de vapor da ASME (ASME PTC 4, 2013):

$$n_{indireta} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (3.23)$$

O detalhamento de cada termo, incluindo sua formulação matemática e o que foi ou não considerado em sua elaboração, é apresentado a seguir.

3.6.1. PERDA PELA TEMPERATURA DOS GASES DE EXAUSTÃO

$$Q_2 = m_{gas,\acute{u}mido} * C_{p,g\acute{a}s} * (T_{g\acute{a}s} - T_{amb}) \quad (3.24)$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{PCI} * (100 - q_4) \quad (3.25)$$

De acordo com as equações 3.24 e 3.25 em que $C_{p,g\acute{a}s}$ é o calor específico médio adotado para a mistura de gases úmidos (1,15 kJ/kg·K), e o fator (100 - q_4) pondera a perda pela fração do combustível efetivamente convertida em gás, descontando a parcela que permanece como carbono não queimado no resíduo sólido (q_4). Optou-se por considerar a massa de gases úmida (incluindo a água proveniente da umidade do combustível e da combustão do hidrogênio) em um único termo de calor sensível, com calor específico médio constante, em vez de segregar essa perda em componentes separadas de gás seco e vapor d'água com calores específicos

individualizados por componente (CO_2 , N_2 , H_2O), como faz a formulação mais detalhada baseada em entalpias volumétricas por componente de gás. Essa simplificação foi adotada em função do tempo disponível para a execução do trabalho, ao custo de alguma perda de precisão em relação à formulação completa.

3.6.2. PERDA POR COMBUSTÃO QUÍMICA INCOMPLETA

$$Q_3 = 126 * \%CO * V_{gs} \quad (3.26)$$

$$q_3 = \frac{Q_3}{PCI} \quad (3.27)$$

Segundo as equações 3.26 e 3.27 em que $\%CO$ é a concentração volumétrica de CO nos gases secos (parâmetro de entrada por cenário de carga) e a constante 126 kJ/Nm³ representa o diferencial de energia liberado entre a oxidação completa do carbono ($\text{C} \rightarrow \text{CO}_2$) e sua oxidação incompleta ($\text{C} \rightarrow \text{CO}$), por unidade de volume de CO formado. Foi considerada apenas a formação de CO como produto de combustão incompleta, desconsiderando-se a formação de CH_4 e H_2 residuais, simplificação justificada pelo fato de que, em ensaios práticos de eficiência de caldeiras, a medição de CO é a mais usualmente disponível (por meio de analisadores de gases portáteis), enquanto a quantificação de CH_4 e H_2 residuais exige instrumentação de cromatografia gasosa, tipicamente não disponível em levantamentos de campo simplificados.

3.6.3. PERDA POR COMBUSTÃO MECÂNICA INCOMPLETA

$$Q_4 = \frac{C_g}{100 - C_g} * 32780 * \frac{Cinzas_{ar}}{100} \quad (3.28)$$

$$q_4 = \frac{Q_4}{PCI} \quad (3.29)$$

Segundo as equações 3.28 e 3.29 em que C_g é o teor de carbono não queimado no resíduo retirado da grelha (%), $Cinzas_{ar}$ é o teor de cinzas do combustível (%), e 32.780 kJ/kg é o poder calorífico do carbono fixo. O termo $\frac{C_g}{100 - C_g}$ converte o teor de carbono no resíduo em massa de carbono por unidade de massa de resíduo não combustível (cinza real). Considerou-se que a totalidade do resíduo de combustão é retirada por uma única via, a grelha, sem segregação entre resíduo de grelha, resíduo de silos de cinzas abaixo do feixe convectivo e material arrastado pelos gases, tal como distinguido em formulações mais completas do balanço de cinzas. Essa simplificação foi adotada por não haver, para o cenário teórico estudado, dados que permitissem estimar de forma justificada a distribuição do resíduo entre essas três vias.

3.6.4. PERDA PARA O MEIO AMBIENTE (RADIAÇÃO E CONVECÇÃO)

$$q_5 = \frac{q_{5,nom}}{Carga} \quad (3.30)$$

De acordo com a equação 3.30 em que $q_{5,nom}$ é a perda percentual de radiação e convecção na condição de plena carga, e $Carga$ é a fração de carga instantânea de operação (entre 0 e 1). Essa formulação decorre do fato de que a perda absoluta por radiação (em kW) é aproximadamente constante e independente da carga, de modo que, em termos percentuais sobre a energia fornecida (que diminui com a carga), essa perda cresce na razão inversa da fração de carga. O valor de referência para a perda nominal a plena carga (2,0%) foi obtido diretamente dos dados experimentais reportados por Good et al. (2006) para uma caldeira de grelha a biomassa de 550 kW, e a formulação de escalonamento inverso com a carga foi validada por comparação com os valores de perda por radiação reportados pelos mesmos autores nos demais patamares de carga testados (60%, 30% e 10%), apresentando concordância consistente com os dados experimentais.

3.6.5. PERDA COM AS CINZAS RETIRADOS DO SISTEMA

$$q_6 = 0,1\% \text{ (constante)} \quad (3.31)$$

Adotada como valor fixo reduzido, coerente com a literatura, que indica essa parcela como desprezível em caldeiras modernas para combustíveis sólidos como bagaço e biomassa (BAZZO, 1995).

3.7. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS POR PATAMAR DE CARGA

Um dos aspectos centrais do modelo é a definição de como os parâmetros de combustão se alteram conforme a caldeira se afasta de sua condição nominal de projeto. Para os patamares de carga de 100%, 60%, 30% e 10% da capacidade nominal, escolhidos por coincidirem com os níveis de carga estacionária testados experimentalmente na referência utilizada, os parâmetros de excesso de ar (EA), temperatura de saída dos gases (T_{gas}) e teor de CO nos gases de exaustão foram obtidos diretamente dos dados experimentais reportados por Good et al. (2006) para uma caldeira de grelha a biomassa de 550 kW (Tabela 7-1 do relatório),

convertendo-se a razão de excesso de ar (λ) reportada pelos autores para excesso de ar percentual pela relação $EA(\%) = (\lambda - 1) \times 100$. A adoção desses valores medidos, em vez de estimativas próprias, elimina a necessidade de se assumir uma relação analítica arbitrária entre esses parâmetros e a carga de operação, relação que, como discutido na revisão bibliográfica, não possui formulação universal na literatura, sendo específica de cada projeto de caldeira e sistema de controle de combustão.

A fração de carbono não queimado no resíduo (C_g), por sua vez, não foi reportada no estudo de referência, que explicita não considerar as perdas por combustível não queimado em sua análise. Para esse parâmetro, portanto, foram adotados valores estimados, crescentes com a redução da carga, refletindo o comportamento qualitativo esperado de piora na qualidade da combustão em condições reduzidas de turndown, limitação que é explicitamente reconhecida como uma simplificação do presente modelo, dado que não foi identificada, na literatura consultada, uma fonte quantitativa específica para essa relação em caldeiras de grelha a biomassa.

Tabela 2 – Parâmetros operacionais adotados para cada patamar de carga simulado.

Carga (%)	EA (%)	T_{gas} (°C)	CO (%)	C_g (%)	$\dot{m}_{comb}$ (kg/s)	q5,nom (%)	η_{direta} (%)
100	62	190	0,0016	15	3,052	2,0	78,6
60	126	155	0,0124	20	1,718	2,0	83,8
30	209	94	0,0131	25	0,8918	2,0	80,7
10	511	86	0,0801	35	0,382	2,0	62,8

Fonte: EA, T_{gas} , CO e η_{direta} obtidos de MERMOUD (2015); C_g estimado pelo autor (parâmetro não reportado nas referências consultadas).

3.8. DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL E PROCEDIMENTO DE COMPARAÇÃO ENTRE MÉTODOS

A vazão de combustível de cada cenário de carga foi determinada a partir dos valores de eficiência direta reportados experimentalmente por Good et al. (2006) para os mesmos quatro patamares de carga (78,6% a 100%, 83,8% a 60%, 80,7% a 30% e 62,8% a 10%), aplicando-se o balanço de energia do processo:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{vs}(h_{vs} - h_{aa})}{\eta_{direta,ref} * PCI} \quad (3.32)$$

Esse cálculo foi realizado externamente ao modelo, uma única vez para cada patamar de carga, e os valores de vazão de combustível resultantes foram então inseridos no modelo como parâmetros de entrada fixos, e não como resultado de uma equação interna ao código. A partir dessa vazão de combustível fixada, o método direto foi recalculado no modelo (seção 3.5), fornecendo um valor de verificação, coerente por construção com a eficiência de referência utilizada para determinar a vazão, e o método indireto foi calculado de forma totalmente independente, a partir do balanço físico das perdas (seção 3.6), sem qualquer relação matemática com a eficiência direta. A diferença entre os dois valores de eficiência obtidos para cada cenário ($\Delta\eta$) constitui, portanto, um resultado genuíno da modelagem, permitindo avaliar em que medida o balanço de perdas adotado neste trabalho reproduz o comportamento de eficiência observado experimentalmente na literatura de referência, constituindo, na prática, um procedimento de validação do modelo de perdas frente a dados de campo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Tabela 3 consolida os resultados obtidos para os quatro patamares de carga simulados (100%, 60%, 30% e 10% da capacidade nominal), com os parâmetros operacionais adotados a partir de Good et al. (2006) e os valores de eficiência calculados por ambos os métodos.

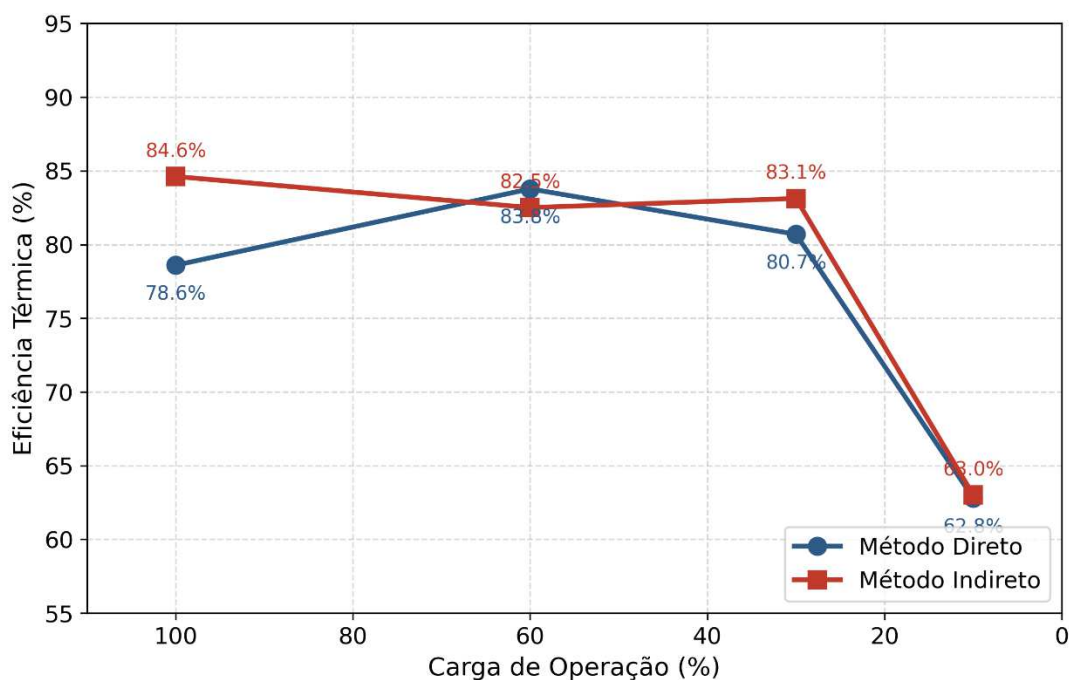
Tabela 3 – Resultados consolidados por patamar de carga.

Carga (%)	EA (%)	T_{gas} (°C)	CO (%)	Cg (%)	$\dot{m}_{comb}$ (kg/s)	η_{direta} (%)	$\eta_{indireta}$ (%)	Diferença (%)
100	62	190	0,0016	15	3,052	78,6	84,6	6,0
60	126	155	0,0124	20	1,718	83,8	82,5	1,3
30	209	94	0,0131	25	0,8918	80,7	83,1	2,4
10	511	86	0,0801	35	0,382	62,8	63,0	0,2

Fonte: Elaborado pelo autor.

Logo na sequência temos os resultados em formato de gráfico, criando assim uma curva de eficiência térmica da caldeira pela sua carga de operação, semelhante a curva obtida por GOOD (2006) e representada no gráfico adaptado de MERMOUD (2015) na seção 2.3.

Figura 5 – Eficiência da caldeira em função da carga de operação.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 4 apresenta a estratificação da eficiência indireta em suas parcelas individuais de perda, obtida diretamente do modelo, permitindo identificar qual mecanismo é responsável pela variação da eficiência em cada patamar de carga.

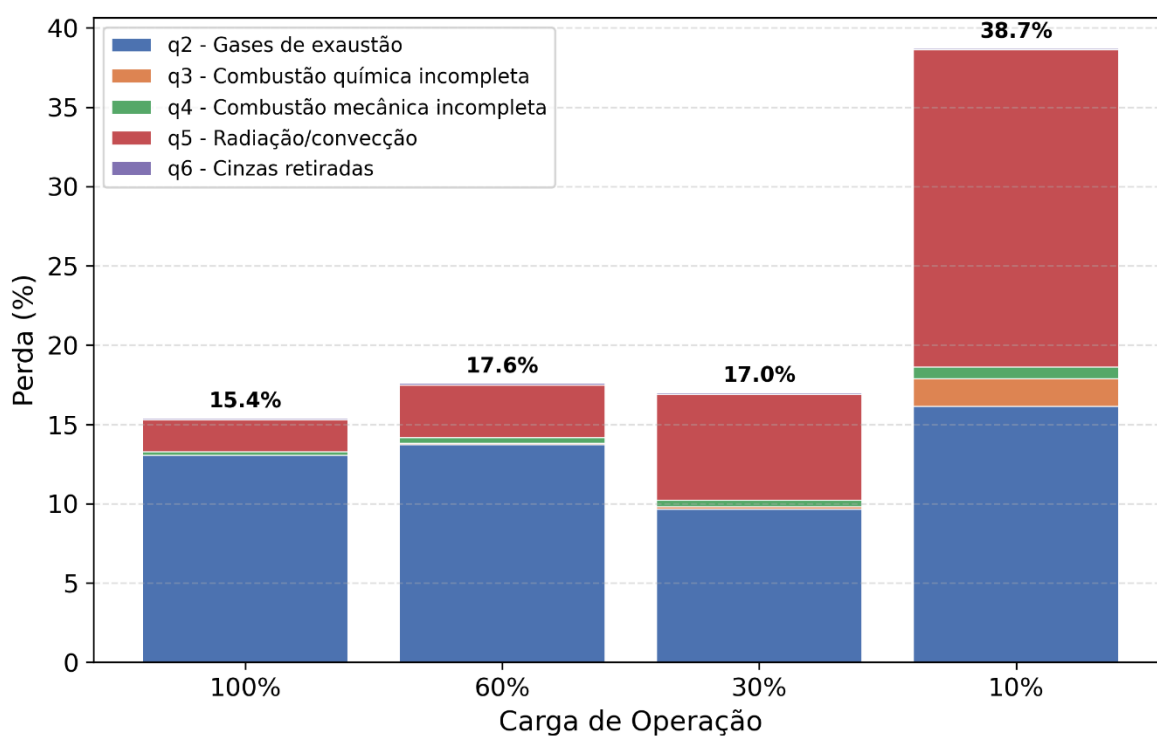
Tabela 4 – Estratificação das perdas do método indireto por patamar de carga.

Carga	q2 (%)	q3 (%)	q4 (%)	q5 (%)	q6 (%)	Soma das Perdas (%)
100%	13,04	0,0001	0,24	2,00	0,10	15,38
60%	13,72	0,10	0,33	3,33	0,10	17,58
30%	9,65	0,14	0,44	6,67	0,10	17,00
10%	16,14	1,74	0,72	20,00	0,10	38,70

Fonte: Elaborado pelo autor.

De posse dos resultados da estratificação das perdas por suas parcelas individuais, foi possível construir um gráfico da composição das perdas do método indireto por cada patamar de carga e assim analisar visualmente quais das parcelas individuais contribuem mais ou menos para o resultado da eficiência quando calculada pelo método indireto em cada carga, presente na figura 6.

Figura 6 – Composição das perdas do método indireto por carga.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A vazão de combustível apresentou redução acentuada com a diminuição da carga ($3,052 \rightarrow 1,718 \rightarrow 0,8918 \rightarrow 0,382$), porém de forma não estritamente proporcional à fração de carga: entre 100% e 10% de carga, a demanda de vapor caiu para um décimo do valor nominal, mas o consumo de combustível caiu para aproximadamente 12,5% do valor nominal, uma redução ligeiramente maior do que a proporcional, refletindo o fato de que a eficiência direta a 10% de carga (62,80%) é significativamente inferior à eficiência a plena carga (78,60%). Esse resultado está diretamente alinhado ao comportamento relatado por Good et al. (2006) para a caldeira de referência, cujos valores de eficiência direta experimental (78,6%, 83,8%, 80,7% e 62,8%, respectivamente) foram justamente a base para o cálculo dessas vazões, de modo que a concordância aqui observada constitui, antes de tudo, uma verificação de consistência do procedimento de cálculo adotado, e não uma validação independente do modelo.

Um aspecto relevante é que a eficiência direta não decresce monotonicamente com a carga: o valor mais baixo entre os patamares intermediários ocorre a 100% (78,60%), inferior ao valor obtido a 60% (83,78%) e a 30% (80,70%), com queda acentuada apenas no patamar extremo de 10% (62,80%). Esse comportamento, uma curva com pico de eficiência em carga intermediária, e não em plena carga, é consistente com o observado experimentalmente na literatura sobre caldeiras industriais operando fora de sua condição nominal de projeto, em que efeitos como maior tempo de residência dos gases na fornalha e menor exigência de excesso de ar de segurança em cargas moderadas podem favorecer momentaneamente a eficiência frente à condição de projeto.

A eficiência indireta também não apresentou comportamento estritamente monotônico com a carga, exibindo inclusive uma leve recuperação a 30% de carga (83,13%) em relação a 60% (82,51%), antes do colapso acentuado a 10% (63,02%). A decomposição das perdas (Tabela 2) evidencia a origem física dessa não monotonicidade: a perda pela temperatura dos gases (q_2) caiu de 13,72% para 9,65% entre 60% e 30% de carga, porque a queda da temperatura dos gases de exaustão nesse intervalo (de 155°C para 94°C, um ΔT de 61°C) superou proporcionalmente o aumento da massa de gases decorrente do maior excesso de ar nesse mesmo intervalo. Esse padrão não é um artefato do modelo: o próprio Good et al. (2006) relatam um comportamento equivalente para a eficiência de combustão medida experimentalmente na caldeira de referência (88,2% a 100%, 87,8% a 60%, 90,9% a 30% e 86,1% a 10% de carga), com o mesmo formato de recuperação momentânea a 30% de carga seguido de colapso a 10%. A reprodução desse padrão qualitativo pelo modelo, obtido a partir de um balanço de perdas construído de forma independente, constitui um indício relevante de que a formulação de q_2

adotada neste trabalho captura adequadamente a física do problema, mesmo com as simplificações admitidas em sua construção.

Tabela 5 – Dominância do termo q2 sobre o resultado total do método indireto.

Carga	q2 (%)	q5 (%)	Total perdas (%)	q2/total	q5/total
100%	13,04	2,00	15,38	84,8%	13,0%
60%	13,72	3,33	17,49	78,4%	19,0%
30%	6,95	6,67	17,00	56,8%	39,2%
10%	16,14	20,00	38,69	41,7%	51,7%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Entre os cinco termos de perda, q2 (gases de exaustão) é o mecanismo dominante nos patamares de 100%, 60% e 30% de carga, respondendo por 57% a 85% da perda total nessas condições, resultado esperado e consistente com a literatura de eficiência de caldeiras a biomassa, que atribui aos gases de exaustão a maior parcela de perdas térmicas em sistemas de combustão sólida (BAZZO, 1995; VAN LOO; KOPPEJAN, 2008). Entretanto, a 10% de carga observa-se uma inversão: a perda por radiação e convecção (q5) ultrapassa a perda pelos gases de exaustão, passando a responder por 51,7% da perda total, contra 41,7% de q2, tornando-se o mecanismo predominante nesse patamar extremo. Essa inversão decorre do crescimento mais acentuado de q5 nesse patamar, de 2,00% a plena carga para 20,00% a 10% de carga, um aumento de dez vezes, comportamento fisicamente esperado para uma perda de magnitude absoluta aproximadamente constante frente a uma energia de entrada fortemente reduzida, e numericamente compatível com o reportado por Good et al. (2006) para a mesma grandeza. Os termos q3 e q4, embora pequenos em magnitude absoluta, também evidenciam degradação da qualidade da combustão em baixa carga: q3 salta de valores praticamente desprezíveis (<0,15%) nos patamares de 100% a 30% para 1,74% a 10% de carga, refletindo o forte aumento do teor de CO nos gases nesse patamar extremo (de 0,013% para 0,080%), consistente com a proximidade do limite mínimo de turndown do sistema de combustão em grelha. Esse conjunto de resultados evidencia que a operação em condições de turndown extremo penaliza a eficiência por mecanismos distintos daqueles que predominam em condições normais de operação — enquanto os gases de exaustão dominam a perda na maior parte da faixa estudada, é a perda fixa de carcaça (radiação e convecção) que se torna o fator crítico de degradação na carga mais baixa avaliada.

A diferença entre os dois métodos ($\Delta\eta$) permaneceu relativamente contida em todos os patamares de carga, variando entre -6,02 e +1,27 pontos percentuais, uma discrepância pequena frente à magnitude das próprias eficiências calculadas (na ordem de 63% a 85%), especialmente considerando que os dois métodos foram calculados de forma totalmente independente entre si, sem qualquer vínculo matemático direto. Essa concordância relativa reforça a validade do balanço de perdas adotado neste trabalho como representação razoável do comportamento físico da caldeira.

Mais relevante que a magnitude da diferença, porém, é o que ela revela sobre a natureza de cada método. O método indireto apresentou-se sistematicamente igual ou superior ao método direto em três dos quatro patamares avaliados, o que é coerente com a discussão da literatura de referência: Good et al. (2006) reportam que a incerteza expandida da eficiência calculada pelo método direto permanece elevada (superior a 9%, chegando a 15,8% a baixa carga) em toda a faixa de operação testada, atribuída majoritariamente à dificuldade de se medir com precisão a vazão mássica de um combustível sólido heterogêneo como a biomassa, ao passo que a incerteza do método indireto é substancialmente menor (entre 0,9% e 7,2% na mesma faixa), por não depender dessa medição. Isso indica que, embora o método direto tenha sido usado neste trabalho como referência para a determinação da vazão de combustível (por ser a informação disponível na literatura), na prática industrial a situação se inverte: é o método indireto que oferece o resultado mais confiável para combustíveis sólidos, justamente por prescindir da medição direta da vazão de combustível, informação corroborada tanto por Bazzo (1995) quanto pelo próprio código ASME PTC 4 (2013), que recomendam o método indireto como mais adequado para esse tipo de combustível.

Do ponto de vista prático, cada método se mostra mais adequado a um propósito distinto: o método direto é preferível quando o objetivo é a obtenção rápida de um valor único de eficiência global, exigindo poucos instrumentos (medição de vazão e temperatura do fluido de trabalho, e estimativa do consumo de combustível), sendo adequado para combustíveis líquidos e gasosos, cuja vazão é mensurável com boa precisão. Já o método indireto é preferível quando o objetivo é o diagnóstico e a otimização do processo, pois discrimina individualmente a contribuição de cada mecanismo de perda, permitindo, como demonstrado neste trabalho, identificar que a perda por radiação (q_5) é o mecanismo mais sensível à operação em carga parcial, informação que o método direto, por sua natureza agregada, não é capaz de fornecer. Essa característica torna o método indireto particularmente adequado para a biomassa e outros combustíveis sólidos, tanto pela maior confiabilidade numérica quanto pelo valor analítico

agregado ao processo de tomada de decisão sobre dimensionamento e regime de operação da caldeira.

Em síntese, os resultados obtidos confirmam a hipótese central deste trabalho: a carga de operação exerce influência significativa sobre a eficiência térmica da caldeira, com degradação pronunciada em condições de baixo turndown (queda de aproximadamente 20 pontos percentuais entre 30% e 10% de carga, por ambos os métodos), e com comportamento não estritamente monotônico nas cargas intermediárias, fenômeno explicado pela interação entre o aumento do excesso de ar e a variação da temperatura de exaustão, e não por uma degradação simples e uniforme da eficiência conforme a carga diminui. Esse resultado, além de estar alinhado à teoria de balanço energético de caldeiras e ao comportamento experimental relatado por Good et al. (2006), evidencia a importância prática do correto dimensionamento do equipamento discutida na introdução deste trabalho: operar uma caldeira predominantemente em cargas muito reduzidas (na faixa de 10% ou inferior) compromete de forma acentuada seu desempenho térmico, com impacto direto no consumo de combustível e nos custos operacionais associados.

5. CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo analisar, por meio de modelagem computacional, a influência da carga de operação sobre a eficiência térmica de uma caldeira a biomassa, avaliando esse comportamento tanto pelo método direto quanto pelo método indireto de determinação de eficiência. A partir de um modelo desenvolvido em EES, fundamentado em balanços de energia, em balanço estequiométrico de combustão e em dados experimentais obtidos da literatura, foi possível simular quatro patamares de carga (100%, 60%, 30% e 10% da capacidade nominal) e avaliar de forma independente o comportamento de cada método frente à variação operacional da caldeira.

Os resultados obtidos confirmaram que a carga de operação exerce influência significativa e não trivial sobre a eficiência térmica do equipamento. Observou-se degradação acentuada da eficiência em condições de baixo turndown, com queda de aproximadamente 20 pontos percentuais entre os patamares de 30% e 10% de carga, evidenciando que a operação prolongada de uma caldeira em cargas muito reduzidas compromete significativamente seu desempenho térmico e, por consequência, eleva o consumo específico de combustível e os custos operacionais associados, resultado que reforça a importância do correto dimensionamento do equipamento discutida ao longo deste trabalho. Constatou-se também que essa relação não é estritamente monotônica: nas cargas intermediárias, a eficiência apresentou comportamento não linear, decorrente da interação entre o aumento do excesso de ar e a variação da temperatura de saída dos gases, fenômeno que se mostrou consistente com o comportamento experimental relatado na literatura de referência utilizada (GOOD et al., 2006), reforçando a validade qualitativa do modelo desenvolvido.

Quanto à comparação entre os métodos de cálculo, verificou-se que o método direto e o método indireto produziram resultados numericamente próximos entre si, mesmo tendo sido calculados de forma totalmente independente, o que indica coerência física do balanço de perdas adotado. Entretanto, evidenciou-se que os dois métodos atendem a propósitos distintos e complementares: o método direto fornece um valor agregado de eficiência de obtenção mais simples, mas cuja confiabilidade depende criticamente da precisão da medição da vazão de combustível, limitação especialmente relevante para combustíveis sólidos heterogêneos como a biomassa, enquanto o método indireto, por se basear no balanço das perdas do processo, dispensa essa medição e adicionalmente permite identificar isoladamente qual mecanismo de perda é responsável pela degradação da eficiência observada em cada condição de carga. Neste trabalho, verificou-se que a perda pela temperatura dos gases de exaustão é o mecanismo

dominante na maior parte da faixa de carga avaliada (100% a 30%), havendo, contudo, uma inversão no patamar de carga mais extremo (10%), no qual a perda por radiação e convecção passa a ser o mecanismo predominante, evidenciando que a degradação da eficiência em condições de turndown severo decorre de um mecanismo físico distinto daquele que domina em condições normais de operação. Essa capacidade de discriminação torna o método indireto mais adequado tanto para fins de diagnóstico operacional quanto para a tomada de decisão relacionada ao dimensionamento e à faixa de operação recomendada para caldeiras a biomassa.

Cabe ressaltar que o modelo desenvolvido apresenta limitações inerentes às simplificações metodológicas adotadas, como a consideração de uma perda de calor sensível única para os gases úmidos, a não segregação do resíduo de combustão entre diferentes vias de retirada, e, principalmente, a adoção de valores estimados para a fração de carbono não queimado no resíduo (C_g), parâmetro para o qual não foi identificada, na literatura consultada, uma relação quantitativa consolidada em função da carga de operação. Essa limitação, aliás, não se restringiu apenas a esse parâmetro: de modo geral, constatou-se ao longo do desenvolvimento deste trabalho uma escassez relevante de dados experimentais publicados que relacionem quantitativamente parâmetros de combustão, como excesso de ar, temperatura de exaustão, teor de CO e fração de inqueimados, à carga de operação de caldeiras a biomassa, sendo necessário recorrer a um único conjunto de dados experimentais disponível (GOOD et al., 2006) para fundamentar grande parte da caracterização operacional adotada neste trabalho.

Diante dessa lacuna, sugere-se como proposta de trabalho futuro a realização de uma campanha experimental de medição direta em uma caldeira real em operação, com o levantamento sistemático da variação de parâmetros como excesso de ar, temperatura de exaustão, concentração de CO e fração de carbono não queimado no resíduo, ao longo de diferentes patamares de carga de operação. Um estudo dessa natureza permitiria não apenas validar experimentalmente o modelo teórico desenvolvido neste trabalho para um equipamento específico, mas também contribuir para suprir a escassez de literatura quantitativa identificada sobre esse tema, especialmente relevante no caso de caldeiras a biomassa, cuja heterogeneidade de combustível e diversidade de configurações de grelha tornam cada equipamento potencialmente distinto em seu comportamento operacional. Tal levantamento experimental seria particularmente valioso para a substituição das estimativas qualitativas adotadas neste trabalho, como a relação entre carbono não queimado e carga, por relações quantitativas fundamentadas em dados reais, fortalecendo a aplicabilidade prática de modelos computacionais como o aqui desenvolvido para fins de projeto, diagnóstico e otimização operacional de caldeiras industriais a biomassa.

REFERÊNCIAS

- ASME. ASME PTC 4-2013: Fired Steam Generators – Performance Test Codes. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2013.
- BAZZO, E. Geração de Vapor. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995.
- BENNETT, G.; ELWELL, C. Effect of boiler oversizing on efficiency: a dynamic simulation study. *Building Services Engineering Research and Technology*, v. 41, n. 6, p. 709-726, 2020.
- CARPENTER, K.; KISSOCK, K.; SCHMIDT, C. Common boiler excess air trends and strategies to optimize efficiency. In: *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, 2008.
- DEMIRBAS, A. Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 31, n. 2, p. 171-192, 2005.
- BENNETT, G.; ELWELL, C. Effect of boiler oversizing on efficiency: a dynamic simulation study. *Building Services Engineering Research and Technology*, v. 41, n. 6, p. 709-726, 2020.
- CARPENTER, K.; KISSOCK, K.; SCHMIDT, C. Common boiler excess air trends and strategies to optimize efficiency. In: *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, 2008.
- DEMIRBAS, A. Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 31, n. 2, p. 171-192, 2005.
- GOOD, J.; NUSSBAUMER, T.; DELCARTE, J.; SCHENKEL, Y. Determination of the Efficiencies of Automatic Biomass Combustion Plants: Evaluation of Different Methods for Efficiency Determination and Comparison of Efficiency and Emissions for Different Operation Modes. Final report on behalf of International Energy Agency, IEA Bioenergy Task 32. Zürich/Gembloux, 2006.
- VAN LOO, S.; KOPPEJAN, J. *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*. London: Earthscan, 2008.
- MERMOUD, F.; HAROUTUNIAN, A.; FAESSLER, J.; LACHAL, B. M. Impact of load variations on wood boiler efficiency and emissions: in-situ monitoring of two boilers (2 MW and 0.65 MW) supplying a district heating system. *Archives des Sciences*, v. 68, p. 27-38, 2015.
- ANDRADE, Rubenildo. Balanço de energia em caldeiras. 2015. 6 slides. Notas de aula da disciplina Geração e Distribuição de Vapor, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6023: informação e documentação – referências – elaboração. Rio de Janeiro: ABNT, 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10520: informação e documentação – citações em documentos – apresentação. Rio de Janeiro: ABNT, 2023.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 14724: informação e documentação – trabalhos acadêmicos – apresentação. Rio de Janeiro: ABNT, 2011.

CHANNIWALA, S. A.; PARIKH, P. P. A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels. *Fuel*, v. 81, n. 8, p. 1051-1063, 2002.

KLEIN, S. A. Engineering Equation Solver (EES). F-Chart Software, Madison, WI, 2023.

WAGNER, W.; COOPER, J. R.; DITTMANN, A.; KIJIMA, J.; KRETZSCHMAR, H.-J.; KRUSE, A.; MAREŠ, R.; OGUCHI, K.; SATO, H.; STÖCKER, I.; ŠIFNER, O.; TAKAISHI, Y.; TANISHITA, I.; TRÜBENBACH, J.; WILLKOMMEN, TH. The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 122, n. 1, p. 150-182, 2000.

APÊNDICE A

"MODELO FINAL - CALDEIRA A BIOMASSA

Fontes dos parâmetros fixados por cenário:

- EA, T_{gas}, CO: Good et al. (2006), Tabela 7-1, caldeira de grelha a biomassa de 550 kW
- C_g: estimativa qualitativa (não reportada no estudo)
- q_{5nom}: Good et al. (2006), perda por radiação a 100% de carga
- m_{dot_comb}: foi calculada a partir das eficiências obtidas nessas condições e reportadas por Good et al. (2006) e do balanço de energia"

"1) DADOS DE ENTRADA - CALDEIRA"

$m_{dot_vapor_nom} = 10$ "[kg/s]"
 $P_{steam} = 2000$ "[kPa] = 20 bar"
 $T_{fw} = 105$ "[C]"
 $m_{dot_extracao} = 0$ "[kg/s]"

"2) ANALISE ELEMENTAR DA BIOMASSA"

$C_{ar} = 30$
 $H_{ar} = 3,6$
 $O_{ar} = 25,8$
 $N_{ar} = 0,2$
 $S_{ar} = 0,02$
 $Cinzas_{ar} = 0,4$
 $M = 40$

$PCI_{seco} = 18000$
 $PCI = PCI_{seco} * (1 - M/100) - 24,4 * M$

"3) CARGA E CENÁRIO OPERACIONAL

100%: Carga = 1,0 EA=62 T_{gas}=190 CO=0,0016 C_g=15 m_{dot_comb} = 3,052
 60%: Carga = 0,6 EA=126 T_{gas}=155 CO=0,0124 C_g=20 m_{dot_comb} = 1,718

30%: Carga = 0,3 EA=209 T_{gas}=94 CO=0,0131 C_g=25 m_{dot_comb} = 0,8918

10%: Carga = 0,1 EA=511 T_{gas}=86 CO=0,0801 C_g=35 m_{dot_comb} = 0,382"

Carga = 1,0

EA = 62 "[%]"

T_{gas} = 190 "[C]"

CO = 0,0016 "[%]"

C_g = 15 "[%]"

m_{dot_comb} = 3,052 "[kg/s] -- FIXO, calculado fora do código"

q_{5nom} = 2,0 "[%] perda de radiação nominal a 100% de carga (Good et al., 2006)"

cp_{gas} = 1,15

T_{amb} = 25

"4) BALANCO ESTEQUIOMETRICO"

n_C = (C_{ar}/100)/12

n_{H2} = (H_{ar}/100)/2

n_{O2f} = (O_{ar}/100)/32

n_{N2f} = (N_{ar}/100)/28

n_S = (S_{ar}/100)/32

n_{H2Om} = (M/100)/18

O_{2_estq} = n_C + 0,5*n_{H2} + n_S - n_{O2f}

O_{2_real} = O_{2_estq}*(1+EA/100)

O_{2_exc} = O_{2_estq}*(EA/100)

N_{2_ar} = (O_{2_real}/0,21)*0,79

N_{2_tot} = N_{2_ar} + n_{N2f}

n_{CO2} = n_C

n_{SO2} = n_S

n_{H2Ototal} = n_{H2} + n_{H2Om}

$$\text{gas_seco_kmol} = n_{\text{CO2}} + n_{\text{SO2}} + N2_{\text{tot}} + O2_{\text{exc}}$$

$$V_{\text{gs}} = \text{gas_seco_kmol} * 22,4$$

$$m_{\text{CO2}} = n_{\text{CO2}} * 44$$

$$m_{\text{SO2}} = n_{\text{SO2}} * 64$$

$$m_{\text{N2}} = N2_{\text{tot}} * 28$$

$$m_{\text{O2exc}} = O2_{\text{exc}} * 32$$

$$m_{\text{H2O}} = n_{\text{H2Ototal}} * 18$$

$$mg_{\text{umido}} = m_{\text{CO2}} + m_{\text{SO2}} + m_{\text{N2}} + m_{\text{O2exc}} + m_{\text{H2O}}$$

"5) PROPRIEDADES DO VAPOR"

$$h_{\text{vs}} = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P_{\text{steam}}; x=1)$$

$$h_{\text{aa}} = \text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T_{\text{fw}}; P=P_{\text{steam}})$$

$$h_{\text{e}} = h_{\text{vs}}$$

$$m_{\text{dot_vapor}} = \text{Carga} * m_{\text{dot_vapor_nom}}$$

"6) MÉTODO DIRETO"

$$Q_{\text{util}} = (m_{\text{dot_vapor}}/m_{\text{dot_comb}}) * (h_{\text{vs}} - h_{\text{aa}}) + (m_{\text{dot_extracao}}/m_{\text{dot_comb}}) * (h_{\text{e}} - h_{\text{aa}})$$

$$\text{eta_direta} = Q_{\text{util}}/\text{PCI} * 100 \quad \text{"[\%]"}$$

"7) MÉTODO INDIRETO"

$$Q2_{\text{sensivel}} = mg_{\text{umido}} * cp_{\text{gas}} * (T_{\text{gas}} - T_{\text{amb}})$$

$$q2 = (Q2_{\text{sensivel}}/\text{PCI}) * (100 - q4)$$

$$q3 = (126 * CO) * V_{\text{gs}}/\text{PCI}$$

$$q4 = (Cg/(100 - Cg)) * 32780 * \text{Cinzas_ar}/\text{PCI}$$

$$q5 = q5_{\text{nom}}/\text{Carga}$$

$$q6 = 0,1$$

$\text{eta_indireta} = 100 - (q2 + q3 + q4 + q5 + q6) \quad "[\%]"$

"8) COMPARAÇÃO FINAL ENTRE OS MÉTODOS"

$\text{Delta_eta} = \text{eta_direta} - \text{eta_indireta}$