

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCELO ADRIANO FOGIATTO

**MODELAGEM DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA OPERADO COM
GASEIFICADOR DE LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE E MOTOR DE
CICLO OTTO**

DISSERTAÇÃO

PONTA GROSSA

2017

MARCELO ADRIANO FOGIATTO

**MODELAGEM DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA OPERADO COM
GASEIFICADOR DE LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE E MOTOR DE
CICLO OTTO**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Área de Concentração: Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne

Coorientador: Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos

PONTA GROSSA

2017

Ficha catalográfica elaborada pelo Departamento de Biblioteca
da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Ponta Grossa
n.37/17

F655 Fogiatto, Marcelo Adriano

Modelagem de um sistema de potência operado com gaseificador de leito
fluidizado circulante e motor de ciclo Otto. / Marcelo Adriano Fogiatto. 2017.
131 f. : il. ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne
Coorientador: Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Tecnológica Federal do
Paraná. Ponta Grossa, 2017.

1. Biomassa. 2. Biocombustíveis. 3. Automóveis - Ignição. 4. Engenharia
mecânica. I. Behainne, Jhon Jairo Ramirez. II. Santos, Gerson Henrique dos. III.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná. IV. Título.

CDD 620.1

FOLHA DE APROVAÇÃO

Título de Dissertação Nº 14/2017

“MODELAGEM DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA OPERADO COM GASEIFICADOR DE LEITO FLUIDIZADO CIRCULANTE E MOTOR DE CICLO OTTO”

Por

Marcelo Adriano Fogiatto

Esta dissertação foi apresentada às **9 horas** de **27 de junho de 2017** como requisito parcial para a obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA, com Área de Concentração em Térmica e Fluidos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora, composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho APROVADO.

Prof. Dr. Fernando Tadeu Bóçon
(DEMEC-UTFPR)

Prof^a. Dr^a. Juliana de Paula Martins
(DAENQ-UTFPR)

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne
(DAMEC-UTFPR) – Orientador



Visto do Coordenador:

Prof. Dr. Anderson Geraldo Marena Pukasiewicz
Coordenador do PPGEM
UTFPR – Câmpus Ponta Grossa

Dedico este trabalho à minha família, pelo apoio incondicional nestes anos de estudo, e a Deus, por tornar tudo possível.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à CAPES e à Fundação Araucária pelo apoio financeiro na pesquisa. Também ao meu orientador, Prof. Jhon, pelo tema do trabalho e a confiança em mim depositada para a realização do estudo, e também ao Prof. Gerson, pela coorientação. Agradeço aos demais professores da instituição e funcionários que foram prestativos comigo, além dos meus colegas, pelo auxílio prestado nas disciplinas e na realização do trabalho.

"Engineers use science to solve their problems if the science is available. But available or not, the problem must be solved, and whatever form the solution takes under these conditions is called engineering."

(Budynas & Nisbett, 2005)

RESUMO

FOGIATTO, Marcelo Adriano. **Modelagem de um Sistema de Potência Operado com Gaseificador de Leito Fluidizado Circulante e Motor de Ciclo Otto**. 2017. 75 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2017.

Este estudo consiste na avaliação do desempenho simulado de um sistema conjunto gaseificador-motor, como alternativa para a produção de potência mecânica e/ou eletricidade a partir do uso de combustíveis fósseis e renováveis. Para tal, escolheu-se um gaseificador de leito fluidizado circulante, operando com dois tipos de biomassa lignocelulósica característicos da região Sul do Brasil, além de carvão mineral e resíduos domésticos. O modelo de gaseificação selecionado baseou-se no método não-estequiométrico da minimização da energia livre de Gibbs, com modificações referentes a correlações semi-empíricas encontradas na literatura, para correção da composição encontrada de carbono não-convertido e metano na fase de pirólise. Com esse modelo, aplicado na faixa de razão de equivalência de 0,22 a 0,54, pôde-se obter a composição do gás combustível produzido no reator, bem como algumas das suas propriedades, como densidade e poder calorífico. Essas propriedades obtidas para o gás combustível puderam ser utilizadas na simulação da operação de um motor de ignição por centelha marca FIAT, com cilindrada de 2,0 L e cinco cilindros. Para o motor, optou-se por um modelo zero-dimensional não-adiabático de liberação finita de calor, de forma a avaliar seu desempenho em relação a potência, torque e consumo específico. Em posse desses parâmetros, também foi possível avaliar o rendimento global do sistema gaseificador-motor escolhido para cada tipo de combustível utilizado. A validação por comparação dos resultados obtidos a partir dos modelos adotados, quando realizada por separado no gaseificador e no motor de combustão interna, mostra que os dados experimentais da literatura se ajustam relativamente bem. A quantidade total de gás produzida pelo gaseificador abriu a possibilidade da operação simultânea com vários motores, obtendo-se uma potência máxima total ao freio de 103,3 kW para casca de arroz com o uso de 6 motores, 207,7 kW para serragem de pinus com o uso de 9 motores, 194,3 kW para carvão mineral com o uso de 8 motores, e 343,6 kW para lixo doméstico com o uso de 20 motores, sempre com os motores operando em paralelo. As curvas de torque e de consumo específico por motor seguiram a tendência esperada, obtendo-se o maior torque com o uso de carvão mineral e o menor consumo específico também com carvão. Dessa forma, obteve-se uma eficiência global máxima do sistema de potência de 14,0% para casca de arroz, 18,6% para serragem de pinus, 21,0% para carvão mineral, e 28,2% para lixo doméstico, resultados que se encontram dentro da faixa reportada em trabalhos prévios.

Palavras-chave: Gaseificação em LFC. Modelo de Equilíbrio Modificado. Biomassa. Motor de Ignição por Centelha. Modelo de Liberação Finita de Calor.

ABSTRACT

FOGIATTO, Marcelo Adriano. **Modeling of a Combined Circulating Fluidized Bed Gasifier and Otto Cycle Engine Power System**. 2017. 75 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Federal University of Technology - Parana. Ponta Grossa, 2017.

In this study, the simulated performance of a combined gasifier-engine system operated with fossil and renewable fuels was carried out. A circulating fluidized bed gasifier fed with two kinds of very common lignocellulosic biomass available at Southern Brazil, as well as with coal and municipal solid waste were chosen to produce the fuel gas. The gasification model was based on the non-stoichiometric method of Gibbs free energy minimization, including modifications regarding semi-empirical correlations found in literature, in order to correct the gas yield calculated for non-converted carbon and methane from pyrolysis. By applying this model with equivalence ratio varying from 0.2 to 0.54, it was possible to obtain the composition of the fuel gas, as well as some of its properties, such as density and heating value. These properties were used to simulate the operation of a 2.0 L, 5-cylinder spark-ignited FIAT engine. For this engine, a zero-dimensional, non-adiabatic, finite heat release model was chosen in order to assess its performance regarding power, torque and specific fuel consumption. From these results, it was possible to evaluate the overall performance of the gasifier-engine power system for each kind of solid fuel used. The validation by comparison of the data obtained from the gasification model, as well as from the engine model, has shown good agreement with those available in previous works. The producer gas yield was always higher than the amount of gas consumed by a single engine, making it possible to obtain maximum brake power of 103.6 kW for rice husk with 6 engines, 207.7 kW for pine sawdust with 9 engines, 194.3 kW for coal with 8 engines, and 343,6 kW for municipal solid waste with 20 engines, always in parallel setup. The consumption and torque curves have shown the expected behaviour, with both best results being obtained for coal. Therefore, the maximum overall performance of the power system was 14.0% for rice husk, 18.6% for pine sawdust, 21.0% for coal, and 28.2% for municipal solid waste, which was in agreement with results from previous studies.

Keywords: CFB Gasification. Modified Equilibrium Model. Biomass. Spark Ignited Engine. Finite Heat Release Model.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Oferta de energia elétrica por fonte no Brasil em 2015.	19
Figura 2 – Percentual de biomassa destinada ao setor energético do Brasil.	20
Figura 3 – Representação simplificada do processo de gaseificação.	24
Figura 4 – Tipos de gaseificadores	28
Figura 5 – Representação simplificada de gaseificador de LFC	30
Figura 6 – Porosidade axial em reator de LFC.....	31
Figura 7 – Estrutura núcleo-anular de reator de LFC.	32
Figura 8 – Perfil de porosidade radial em reatores de LFC.....	32
Figura 9 – Conjunto cilindro-pistão.....	40
Figura 10 – Diagrama P-V do ciclo Otto ideal	41
Figura 11 – Diagrama P-V do ciclo Otto real.....	42
Figura 12 – Representação simplificada do sistema gaseificador-motor	51
Figura 13 – Curva de eficiência volumétrica obtida pela regressão de dados experimentais de Masi e Gobato (2012)	67
Figura 14 – Concentração molar dos gases combustíveis em função da razão de equivalência	79
Figura 15 – Concentração molar dos componentes para cada combustível sólido...80	80
Figura 16 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de CH ₄ .81	81
Figura 17 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de H ₂82	82
Figura 18 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de CO...83	83
Figura 19 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de CO ₂ .84	84
Figura 20 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de H ₂ S..85	85
Figura 21 – Influência da injeção de vapor de água no PCS do gás produzido	86
Figura 22 – PCS volumétrico do gás gerado a partir de cada combustível.....	87
Figura 23 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Drift, Doorn e Vermeulen (2001), onde: ◆-CH ₄ ; ●-CO; ▲-CO ₂ ; ■-H ₂ ; x-N ₂	88
Figura 24 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Li et al. (2001), onde: ◆-CH ₄ ; ●-CO; ▲-CO ₂ ;■-H ₂ ; x-N ₂	89
Figura 25 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Li et al. (2004), onde: ◆-CH ₄ ; ●-CO; ▲-CO ₂ ; ■-H ₂ ; x-N ₂	89
Figura 26 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Miao et al. (2014), onde: ◆-CH ₄ ; ●-CO; ▲-CO ₂ ; ■-H ₂ ; x- N ₂	90
Figura 27 – Comparação entre a temperatura de equilíbrio obtida pela simulação neste estudo e os valores experimentais de: (a) Drift, Doorn e Vermeulen (2001) e (b) Li et al. (2004).	91
Figura 28 – Comportamento da eficiência da gaseificação a frio em função da razão de equivalência para diferentes frações de vapor de água injetado.....	92

Figura 29 – Comportamento da eficiência da gaseificação a quente em função da razão de equivalência para diferentes frações de vapor de água injetado.....	93
Figura 30 – Vazão mássica de gás seco produzido em função da razão de equivalência para diferentes frações de vapor de água injetado.....	94
Figura 31 – Eficiências a frio e a quente da gaseificação para os diferentes combustíveis sem adição de vapor de água	95
Figura 32 – Pressão no interior do cilindro obtida pelo modelo em comparação aos dados apresentados por Kornbluth, McCaffrey e Erickson (2009)	97
Figura 33 – Potência ao freio obtida com o uso de diferentes gases combustíveis ..	99
Figura 34 – Torque obtido para diferentes gases combustíveis	100
Figura 35 – Consumo específico ao freio para diferentes gases combustíveis.....	101
Figura 36 – Pressão média efetiva ao freio para diferentes gases combustíveis....	102
Figura 37 – Rendimento do motor para diferentes gases combustíveis.....	103
Figura 38 – Rendimento global do sistema para diferentes gases combustíveis com uso de um único motor acoplado	104
Figura 39 – Razão entre produção e consumo de gás para os diferentes combustíveis analisados	105
Figura 40 – Potência ao freio total desenvolvida com múltiplos motores	110
Figura 41 – Rendimento global do sistema com múltiplos motores	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais reações no gaseificador.....	25
Tabela 2 – Caracterização dos combustíveis sólidos.....	55
Tabela 3 – Parâmetros operacionais do processo de gaseificação	63
Tabela 4 – Dimensões do motor FIAT 838 A1.000	74
Tabela 5 – Ângulos de manivela importantes.....	75
Tabela 6 – Nomenclatura e condições das simulações	78
Tabela 7 – Parâmetros de simulação para validação do modelo de gaseificação	88
Tabela 8 – Parâmetros do motor para a simulação de validação.....	96
Tabela 9 – Comparação dos valores de pressão calculados para dois passos de integração.....	97
Tabela 10 – Nomenclatura e propriedades dos gases selecionados	98
Tabela 11 – Análise de rendimento do sistema com múltiplos motores para os diferentes gases obtidos.....	106

LISTA DE ABREVIATURAS

bs	Base Seca
CA	Casca de Arroz
CI	Combustão Interna
CM	Carvão Mineral
EUA	Estados Unidos da América
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNV	Gás Natural Veicular
IGCC	Ciclo Combinado com Gaseificação Integrada
LD	Lixo Doméstico
LFB	Leito Fluidizado Borbulhante
LFC	Leito Fluidizado Circulante
LFR	Leito Fluidizado Rápido
PCS	Poder Calorífico Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
SP	Serragem de <i>Pinus</i>

LISTA DE SIGLAS

EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
KBR	<i>Kellogg, Brown and Root</i>

LISTA DE ACRÔNIMOS

EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FIAT	<i>Fabbrica Italiana Automobili Torino</i>
USEIA	<i>United States Energy Information Administration</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino

a	Raio da manivela
A	Área
AF	Razão ar-combustível
arh	Umidade relativa do ar
b	Diâmetro do cilindro
bdc	Ponto morto inferior
$bmep$	Pressão média efetiva ao freio
$bsfc$	Consumo específico ao freio
CGE	Eficiência a frio
cp	Calor específico
e	Eficiência
E	Elemento no combustível sólido
En	Energia total
G	Energia livre de <i>Gibbs</i>
h	Entalpia
HHV	Poder calorífico superior
hr	Umidade absoluta do ar
$imep$	Pressão média efetiva indicada
$isfc$	Consumo específico indicado
K	Relação geométrica do mecanismo
l	Comprimento da biela
L	Função de <i>Lagrange</i>
LHV	Poder calorífico inferior
m	Massa
\dot{m}	Vazão mássica
MW	Massa molar
\dot{n}	Vazão molar
N	Frequência angular do motor
noc	Número de cilindros
P	Pressão
PCR	Razão mássica entre produção e consumo de gás

Q	Calor
r	Razão de compressão
R	Constante universal dos gases
s	Entropia
S	Curso total do pistão
T	Temperatura
tdc	Ponto morto superior
$tfmep$	Pressão média efetiva total de atrito
tl	Perda térmica
U	Velocidade
v	Volume específico
V	Volume
vel	Velocidade média
W	Trabalho
\dot{W}	Potência
x	Fração mássica
y	Fração molar
Y	Posição do pistão
z	Número de átomos de um elemento em uma espécie
Z	Número de átomos de um elemento em todas as espécies

Alfabeto Grego

α	Fator de eficiência de <i>Weibe</i>
β	Fração disponível de um elemento
γ	Razão entre calores específicos
Δ	Variação
η	Rendimento
θ	Ângulo de manivela
κ	Coeficiente convectivo interno do cilindro
λ	Multiplicador de <i>Lagrange</i>
μ	Potencial químico
Π	Produto da gaseificação
ρ	Massa específica
τ	Torque

φ	Razão de equivalência
χ	Fração de calor liberada
ψ	Fator de forma de <i>Weibe</i>

Subscritos

<i>air</i>	Ar
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>b</i>	Ao freio
<i>c</i>	Combustão
<i>C</i>	Câmara de combustão
<i>d</i>	Base seca
<i>D</i>	Deslocamento
<i>dur</i>	Duração da liberação de calor
<i>eng</i>	Motor
<i>F</i>	Formação
<i>fnl</i>	Final
<i>g</i>	Gaseificação
<i>ga</i>	Agente gaseificante
<i>gas</i>	Gás combustível
<i>i</i>	Índice de composto resultante da gaseificação
<i>ic</i>	Gases no interior do cilindro
<i>in</i>	Início da compressão
<i>ind</i>	Indicado
<i>ini</i>	Inicial
<i>ivc</i>	Fechamento da válvula de admissão
<i>j</i>	Índice de elemento químico no combustível sólido
<i>k</i>	Índice de elemento químico no produto da gaseificação
<i>m</i>	Base mássica
<i>mix</i>	Mistura
<i>mol</i>	Base molar
<i>n</i>	Condição normal de temperatura e pressão
<i>P</i>	Produtos
<i>prod</i>	Produtos de reação de formação
<i>pst</i>	Pistão

<i>py</i>	Pirólise
<i>r</i>	Coluna de fluidização
<i>R</i>	Reagentes
<i>re</i>	Liberado
<i>reac</i>	Reagentes de reação de formação
<i>rpm</i>	Rotações por minuto
<i>s</i>	Sólido
<i>S</i>	Superficial
<i>sat</i>	Saturação
<i>std</i>	Padrão
<i>sf</i>	Combustível sólido
<i>st</i>	Início da liberação de calor
<i>stc</i>	Estequiométrico
<i>steam</i>	Vapor
<i>step</i>	Passo de integração
<i>sys</i>	Sistema
<i>t</i>	Total
<i>v</i>	Base volumétrica
<i>V</i>	Volumétrica
<i>w</i>	Base úmida
<i>W</i>	Parede do cilindro

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 JUSTIFICATIVA.....	22
1.2 OBJETIVOS.....	23
1.2.1 Objetivo Geral.....	23
1.2.2 Objetivos Específicos.....	23
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1 GASEIFICAÇÃO	24
2.1.1 Tipos e Características dos Gaseificadores.....	25
2.1.2 Gaseificador de Leito Fluidizado Circulante.....	29
2.1.2.1 Princípios da fluidodinâmica do leito fluidizado circulante.....	30
2.1.2.2 Tipos de gaseificadores de LFC.....	32
2.1.2.3 Estudos envolvendo gaseificação em reatores de LFC	33
2.1.3 Modelagem Matemática do Processo de Gaseificação	37
2.2 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE CICLO OTTO A GÁS	40
2.2.1 Características do Ciclo Otto	41
2.2.2 Modelagem de Motores de Combustão Interna.....	43
2.3 SISTEMAS INTEGRADOS COM GASEIFICADOR E MOTOR DE CICLO OTTO	45
2.3.1 Sistemas com Gaseificadores de Leito Fixo	46
2.3.2 Sistemas com Gaseificadores de Leito Fluidizado.....	48
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	51
3.1 MODELAGEM DA GASEIFICAÇÃO EM REATOR DE LFC	51
3.1.1 Reação Global de Gaseificação.....	52
3.1.2 Agente Gaseificante.....	53
3.1.3 Propriedades do Combustível Sólido.....	54
3.1.4 Considerações sobre o Modelo de Equilíbrio Modificado	56
3.1.5 Composição do Gás Produzido pela Reação de Gaseificação.....	57
3.1.6 Frações Molares dos Produtos	60
3.1.7 Poder Calorífico do Gás Produzido.....	62
3.1.8 Propriedades e Parâmetros Operacionais de Gaseificação	63
3.2 MODELAGEM DO MOTOR DE CI DE CICLO OTTO.....	64
3.2.1 Dimensões do Conjunto Cilindro-Pistão	64
3.2.2 Eficiência Volumétrica.....	66
3.2.3 Propriedades da Mistura de Ar e Gás Combustível	67
3.2.4 Vazão de Mistura e Calor Liberado.....	69
3.2.5 Cálculo da Pressão no Interior do Cilindro.....	70
3.2.6 Potência, Consumo e Torque	72
3.2.7 Parâmetros Geométricos e de Funcionamento do Motor	74

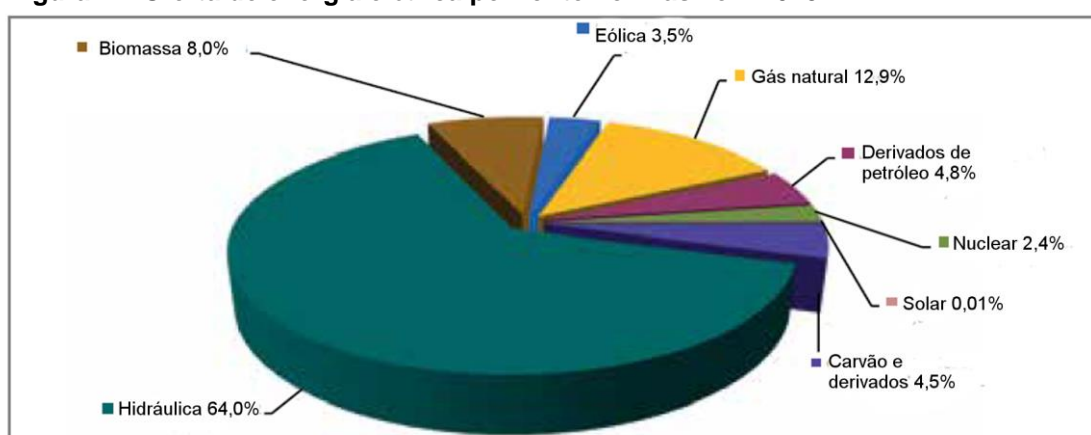
3.3	MODELAGEM DO SISTEMA GASEIFICADOR-MOTOR	75
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	78
4.1	ANÁLISE DE GASEIFICAÇÃO	78
4.1.1	Composição do Gás Produzido	78
4.1.2	Poder Calorífico do Gás.....	85
4.1.3	Comparação com Dados da Literatura	87
4.1.4	Eficiência da Gaseificação	92
4.2	ANÁLISE DE DESEMPENHO DO SISTEMA GASEIFICADOR-MOTOR	95
4.2.1	Verificação do Modelo de Motor de Combustão Interna	96
4.2.2	Avaliação do Desempenho do Motor de Combustão Interna.....	98
4.2.3	Rendimento do Sistema e Utilização de Múltiplos Motores	103
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	113
	REFERÊNCIAS.....	115
	APÊNDICE A – CÓDIGO DO PROGRAMA DE GASEIFICAÇÃO PARA EES™ ..	122
	APÊNDICE B – CÓDIGO DO PROGRAMA DO MOTOR PARA EES™	128

1 INTRODUÇÃO

Em um cenário mundial de crescimento econômico e populacional, é de se esperar que a demanda de energia por parte da sociedade industrializada aumente. A USEIA (*United States Energy Information Administration*) estimou um crescimento anual médio mundial de 1,4% no consumo de energia de 2012 a 2040 (USEIA, 2016). O mesmo estudo também previu uma maior participação de fontes renováveis de energia – como hidráulica, eólica e biomassa – na matriz energética mundial, devendo passar de 22% em 2012 para 29% em 2040.

De acordo com a EPE (Empresa de Pesquisa Energética), o Brasil já faz uso em grande escala das fontes renováveis de energia. O sistema energético nacional é fortemente dependente de fontes hidráulicas, com 64,0% de participação no total (EPE, 2016). No caso de períodos prolongados de seca, como os experimentados nos últimos anos, demonstram que a oferta de energia elétrica no país pode ser afetada. Por isso, torna-se importante a procura por uma melhor distribuição da oferta total de energia entre as fontes disponíveis. Uma das formas de viabilizar esta melhor distribuição é aumentando a geração de energia a partir da utilização de biomassa, que hoje representa apenas 8,0% do total ofertado, conforme ilustrado na Figura 1.

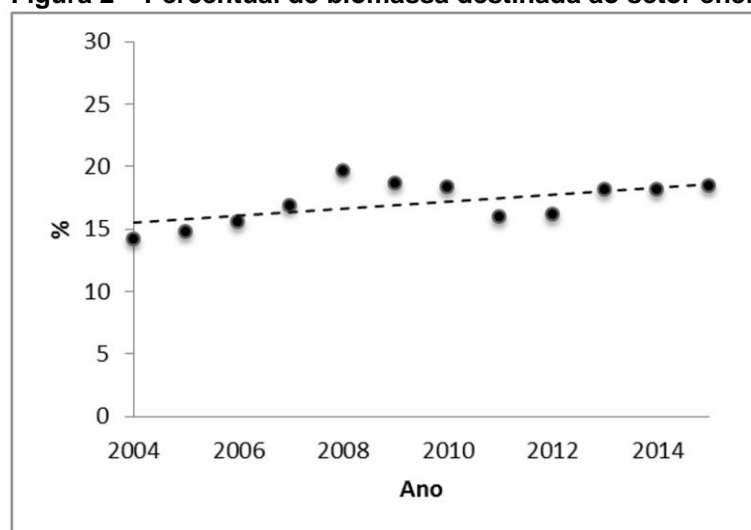
Figura 1 – Oferta de energia elétrica por fonte no Brasil em 2015.



Fonte: EPE (2016)

Com relação à destinação final da biomassa, a Figura 2 mostra que, nos últimos anos, ela vem sendo utilizada em maior quantidade pelo setor energético brasileiro, comparando-se à situação constatada há pouco mais de uma década.

Figura 2 – Percentual de biomassa destinada ao setor energético do Brasil.



Fonte: Adaptado de EPE (2016)

Uma das formas de promover o aproveitamento energético da biomassa é a partir da sua conversão no processo de gaseificação, com posterior aplicação do gás combustível produzido em sistemas de potência mecânica. De acordo com Cortez, Lora e Gómez (2008), o acoplamento entre gaseificadores e motores de combustão interna (CI), com o objetivo de gerar eletricidade, surge como uma alternativa interessante em países em desenvolvimento, especialmente para locais onde a conexão à rede elétrica não seja viável ou econômica. Em alguns casos, a alternativa também se torna atraente dependendo da disponibilidade de biomassa em determinado local.

Normalmente, os gaseificadores são classificados pelo movimento relativo entre o combustível sólido e o agente gaseificante. Cortez, Lora e Gómez (2008) citam como principais tipos de gaseificadores os de contracorrente (*updraft*), co-corrente (*downdraft*), fluxo cruzado e leito fluidizado. Segundo Sánchez (2010), os gaseificadores de leito fluidizado apresentam características que podem ser vantajosas em relação a outros tipos, tais como:

- Maior capacidade térmica por volume de equipamento;
- Resposta ágil no nível de temperatura com a variação da razão ar-combustível;
- Dificuldades menores quando se aumenta a escala da operação;
- Temperatura de operação menor e mais homogênea na zona do leito, o que diminui o problema de sinterização das cinzas;

- Tratamento de compostos indesejados ou poluentes na câmara de fluidização, com a adição de materiais absorventes ou de catalisadores;
- Possibilidade de se trabalhar com combustíveis de baixo poder calorífico ou de baixa densidade energética;
- Versatilidade do sistema no que diz respeito ao tamanho das partículas.

Os gaseificadores de leito fluidizado ainda são subdivididos em leito fluidizado borbulhante (LFB) e leito fluidizado circulante (LFC). Eles diferem pela característica de escoamento gás-sólido, influenciada pela velocidade superficial do agente gaseificante. Em relação ao gaseificador de LFC, algumas características vantajosas dos gaseificadores podem ser citadas. Sánchez (2010) destaca a elevada taxa de transferência de calor e de massa por toda a extensão da coluna de fluidização; a reinserção das partículas sólidas capturadas pelo ciclone de saída, que proporciona um maior tempo de residência dos sólidos no gaseificador, extraindo o máximo de carbono do material, aumentando dessa forma a eficiência global do processo.

Diversos trabalhos já foram realizados envolvendo a operação conjunta de gaseificador e motor de CI. Na maioria dos casos, tem sido reportada a realização de trabalhos que envolvem gaseificadores do tipo *downdraft*. Nestes trabalhos, estudos teóricos e experimentais tem sido executados sobre a ação conjunta utilizando motores de ciclo Otto e ciclo Diesel. Adicionalmente, já foram realizados estudos experimentais e simulações envolvendo a gaseificação de biomassa em leito fluidizado, principalmente em reatores do tipo LFB, produzindo gás combustível para a operação de motores de ciclo Otto.

Tendo em vista as vantagens citadas anteriormente e o potencial do gaseificador de leito fluidizado circulante como elemento de importância na geração de eletricidade a partir da biomassa em motores de ciclo Otto, considera-se fundamental aprofundar os estudos já iniciados nesta área. O presente trabalho procura contribuir neste sentido, proporcionando conhecimento da modelagem e simulação da operação conjunta de um gaseificador LFC com um motor de ciclo Otto, para possível utilização na geração de eletricidade.

1.1 JUSTIFICATIVA

Os períodos de estiagem recentes no Brasil e a crescente demanda por energia elétrica colocaram em evidência a fragilidade da matriz energética nacional, predominantemente dependente de fontes hídricas. Dessa forma, surge a procura por fontes energéticas alternativas que possam ajudar a compor o sistema energético brasileiro, tais como aquelas procedentes dos processos de combustão e gaseificação da biomassa, contribuindo para o enquadramento nas tendências atuais de utilização de recursos renováveis na produção de eletricidade.

Com o crescimento recente dos estudos relacionados à operação do gaseificador de LFC, muitos deles motivados pelas vantagens em relação à maior capacidade térmica por volume de equipamento e pela grande flexibilidade no que diz respeito à distribuição do tamanho e poder calorífico das partículas sólidas, este tipo de reator tende a ser preterido em relação a outros, como por exemplo, o do tipo *downdraft*, mais extensamente estudado em pesquisas prévias. Adicionalmente, a maior versatilidade dos gaseificadores de LFC para sua aplicação em grande escala mostra alto potencial para seu acoplamento a um conjunto de motores, visando à geração de energia em centrais de produção de eletricidade.

Diferentemente de alguns estudos anteriores, que utilizaram motores de ciclo Diesel nas suas análises, neste trabalho optou-se pelo motor de ciclo Otto para acoplamento ao gaseificador. Motores de ignição por centelha apresentam mais fácil adaptação para sua operação com gás combustível.

Este trabalho envolve a simulação de processo, que tem como principal vantagem a rapidez com que se podem variar parâmetros para simular diferentes situações operacionais. Os resultados aqui alcançados são comparados com os obtidos em simulações e experimentos de outras pesquisas já realizadas, contribuindo com o enriquecimento do conhecimento numa situação de estudo pouco explorada.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral avaliar a operação conjunta de um gaseificador de LFC acoplado a um motor de CI de ciclo Otto, a partir da simulação numérica dos principais parâmetros de rendimento dos processos envolvidos.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos desta pesquisa são:

- Elaborar um código computacional para descrever a operação de um gaseificador de LFC acoplado a um motor de CI de ciclo Otto;
- Simular o funcionamento do sistema para diferentes condições operacionais e obter parâmetros de desempenho, tais como: composição e poder calorífico do gás energético, eficiência a frio e a quente do gaseificador, pressão média efetiva, potência, torque e consumo específico de combustível do motor;
- Comparar os resultados obtidos nas simulações com valores existentes na literatura.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Além do capítulo introdutório, o Capítulo 2 desta dissertação traz a revisão bibliográfica referente a sistemas de gaseificação, motores de CI de ciclo Otto e sistemas integrados gaseificador-motor. No Capítulo 3, apresenta-se a metodologia utilizada na modelagem matemática dos processos de gaseificação em LFC e de combustão no motor de CI de ciclo Otto. No Capítulo 4, mostra-se os resultados obtidos nas simulações para o gaseificador e o sistema integrado. No Capítulo 5, são apresentadas as conclusões e sugestões para estudos futuros. Na parte final da dissertação lista-se a referência bibliográfica. Nos Apêndices, são apresentados os códigos de EESTM utilizados para os cálculos.

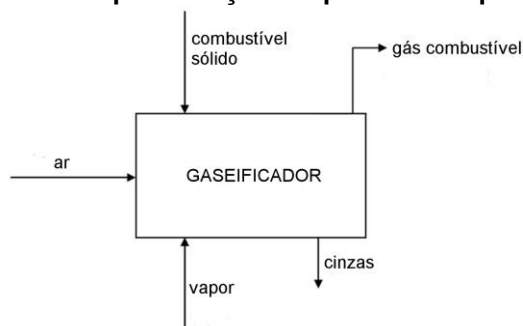
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, aborda-se o estado da arte de aspectos relacionados ao processo de gaseificação, aos motores de combustão interna operados com gás combustível e aos sistemas integrados que utilizam o conjunto gaseificador-motor para geração de potência mecânica ou eletricidade.

2.1 GASEIFICAÇÃO

A gaseificação para uso industrial pode ser definida como um processo de produção de gases combustíveis a partir da conversão, a alta temperatura, de um material sólido ou líquido rico em carbono e/ou hidrogênio. Ela ocorre sob condições operacionais específicas em um reator denominado gaseificador. Para realização do processo, combustível e, normalmente, ar e/ou vapor de água, são fornecidos ao gaseificador que se encontra a determinada temperatura. Na configuração mais simples, considera-se que o combustível fornece o carbono, o ar fornece o oxigênio e o vapor de água fornece o hidrogênio e oxigênio necessários às reações de gaseificação. Com a ocorrência das reações, obtêm-se os gases combustíveis de interesse, bem como cinzas a partir da conversão de materiais sólidos. Na Figura 3, mostra-se um esquema simplificado do processo de gaseificação.

Figura 3 – Representação simplificada do processo de gaseificação.



Fonte: Autoria própria

Entre os combustíveis mais utilizados na gaseificação podem-se citar alguns resíduos de petróleo, carvão mineral, biomassa e resíduos domiciliares. Normalmente, os combustíveis fósseis são mais vantajosos para o processo por apresentarem maior concentração de carbono. No entanto, devido ao menor impacto

ambiental causado pela utilização de biomassa, o seu uso tem ganho preferência nos processos de gaseificação.

De acordo com Higman e Burgt (2008), no interior do gaseificador ocorrem diversas reações químicas, sendo as principais: as reações de combustão, reações heterogêneas (gás-sólido) – como a reação de Boudouard, a reação gás-água e a reação de formação do metano –, e reações homogêneas, como a reação de deslocamento (*CO-shift*) e a reação de reforma vapor-metano. A partir dessas reações, apresentadas na Tabela 1, obtêm-se principalmente os gases combustíveis CO, H₂ e CH₄.

Tabela 1 – Principais reações no gaseificador.

Nome da Reação	Reação	Entalpia (kJ/mol)
	$C_{(s)} + \frac{1}{2}O_{2(g)} \rightleftharpoons CO_{(g)}$	- 111
Combustão	$CO_{(g)} + \frac{1}{2}O_{2(g)} \rightleftharpoons CO_{2(g)}$	- 283
	$H_{2(g)} + \frac{1}{2}O_{2(g)} \rightleftharpoons H_2O_{(g)}$	- 242
Boudouard	$C_{(s)} + CO_{2(g)} \rightleftharpoons 2CO_{(g)}$	+ 172
Gás-água	$C_{(s)} + H_2O_{(g)} \rightleftharpoons CO_{(g)} + H_{2(g)}$	+ 131
Formação do metano	$C_{(s)} + 2H_{2(g)} \rightleftharpoons CH_{4(g)}$	- 75
<i>CO-shift</i>	$CO_{(g)} + H_2O_{(g)} \rightleftharpoons CO_{2(g)} + H_{2(g)}$	- 41
Reforma vapor-metano	$CH_{4(g)} + H_2O_{(g)} \rightleftharpoons CO_{(g)} + 3H_{2(g)}$	+ 206

Fonte: Adaptado de Higman e Burgt (2008)

Existem diferentes tipos de equipamentos para a execução do processo de gaseificação. Os principais tipos de gaseificadores com suas características específicas são descritos a seguir.

2.1.1 Tipos e Características dos Gaseificadores

Tendo como base a forma de contato entre ar e combustível, os gaseificadores podem ser divididos em quatro categorias: leito fixo, leito arrastado, leito de jorro e leito fluidizado.

Nos gaseificadores de leito fixo, o combustível a ser gaseificado é fornecido por uma abertura na parte superior do equipamento, com o ar e/ou vapor de água sendo alimentados em locais diferentes. No interior deste tipo de reator, a

temperatura não é homogênea devido à separação de processos de conversão por zonas. Os processos que ocorrem nas diferentes regiões do reator são: secagem, pirólise, combustão e gaseificação. A localização dessas zonas no interior do gaseificador depende do local de entrada do agente gaseificante (ar e vapor de água). Dependendo desse local de entrada, os gaseificadores de leito fixo podem ser subdivididos em três categorias: co-corrente, contra-corrente e fluxo cruzado.

No gaseificador de leito fixo co-corrente, citado por Martínez et al. (2012), também conhecido como *downdraft*, o fornecimento do agente gaseificante ocorre no mesmo sentido da alimentação de combustível. Nesse tipo de reator, os alcatrões e voláteis provenientes da zona de pirólise são convertidos em compostos mais leves pela alta temperatura da zona de combustão. O resultado do processo é um gás combustível com quantidade considerável de fuligem e cinzas, que sai do sistema a cerca de 700°C. Entre os gaseificadores de leito fixo, esse modelo é o mais difundido, principalmente para a gaseificação de biomassa. O gaseificador co-corrente está representado na Figura 4a.

No gaseificador contra-corrente, citado por Martínez Ángel (2009), também chamado de *updraft*, o agente gaseificante move-se no interior do equipamento no sentido contrário ao do fluxo de combustível. Neste tipo de gaseificador, o gás produzido possui menos fuligem e cinzas que o gás produzido no gaseificador de leito fixo co-corrente, porém apresenta maior concentração de alcatrão e vapor de água, saindo a aproximadamente 400°C devido à troca calor com o combustível que está entrando. Os alcatrões e outros produtos formados na pirólise não sofrem transformação como consequência da não passagem do gás pela zona de combustão, sendo assim incorporados ao gás produzido. Na maioria dos casos, a presença de alcatrão torna-se um problema para a posterior utilização do gás combustível. O gaseificador contra-corrente está representado na Figura 4b.

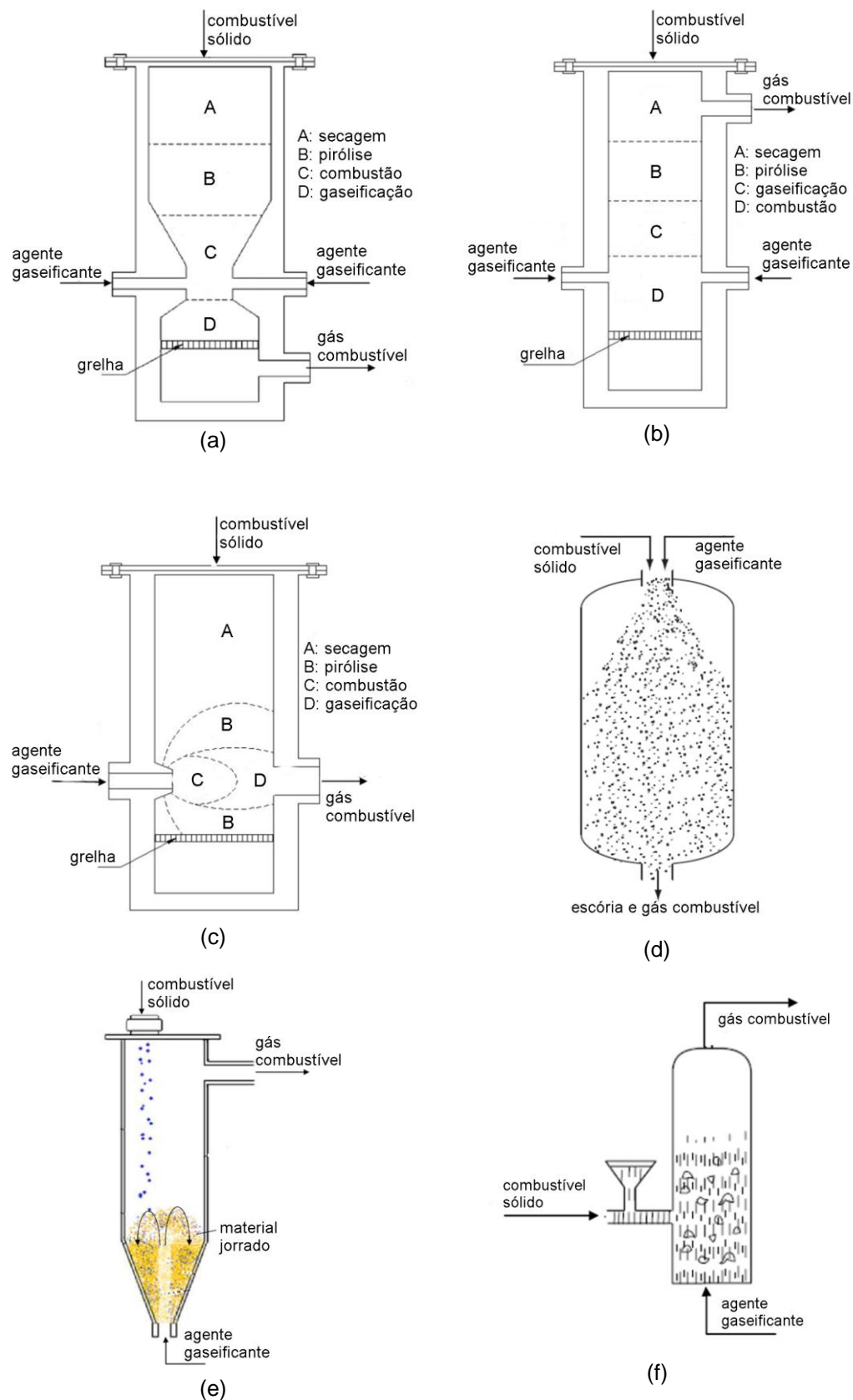
No gaseificador de fluxo cruzado, mostrado por Basu (2006), a entrada do agente gaseificante e a saída do gás combustível ocorrem a uma mesma altura, e as zonas de combustão e gaseificação são concentradas próximas à entrada de ar e vapor de água. O gás produzido possui características intermediárias em relação ao obtido nos reatores de contra-corrente e co-corrente. Devido à sensibilidade desse equipamento em relação ao combustível sólido fornecido, normalmente opera-se esse gaseificador com carvão vegetal seco. Na Figura 4c, representa-se o gaseificador de fluxo cruzado.

Diferentemente dos gaseificadores de leito fixo, nos gaseificadores de leito arrastado, citados por Higman e Burgt (2008), o combustível particulado é pulverizado suspenso em uma corrente de ar e vapor de água para o interior do gaseificador. Esse equipamento encontra-se disponível com capacidade de processamento maior que os demais, porém é mais utilizado apenas para combustíveis fósseis, pois exige uma granulometria padronizada e fina (aproximadamente 100 μm), o que dificulta a utilização de biomassa. Nesse gaseificador, as cinzas são descartadas na forma de escória líquida. O gaseificador de leito arrastado é ilustrado na Figura 4d.

Nos gaseificadores de leito de jorro, estudados por Du et al. (2014), o combustível é fornecido por uma abertura na parte superior e acumula-se em um cone na parte inferior. Ar e vapor de água entram a alta velocidade pela parte inferior do cone, empurrando partículas do combustível e fazendo com que jorrem na superfície do volume acumulado. Com esse movimento, novas partículas entram no caminho do fluxo de ar e vapor. O gás combustível sai por uma abertura na parte superior do reator. Um gaseificador de leito de jorro é mostrado na Figura 4e.

Nos gaseificadores de leito fluidizado, citados por Basu (2006), o fluxo de ar e vapor de água entra pela parte inferior do equipamento, promovendo a suspensão de um do leito composto por combustível sólido e material inerte. A fluidização promove a mistura entre gás e sólido, o que propicia boa transferência de calor e de massa. O processo de leito fluidizado pode ainda ser classificado como borbulhante ou circulante, dependendo da velocidade de entrada de ar e vapor de água, que altera o regime de fluidização. Mostra-se na Figura 4f um esquema simplificado de um gaseificador de LFB. O gaseificador de LFC será discutido mais detalhadamente na seção 2.1.2.

Figura 4 – Tipos de gaseificadores

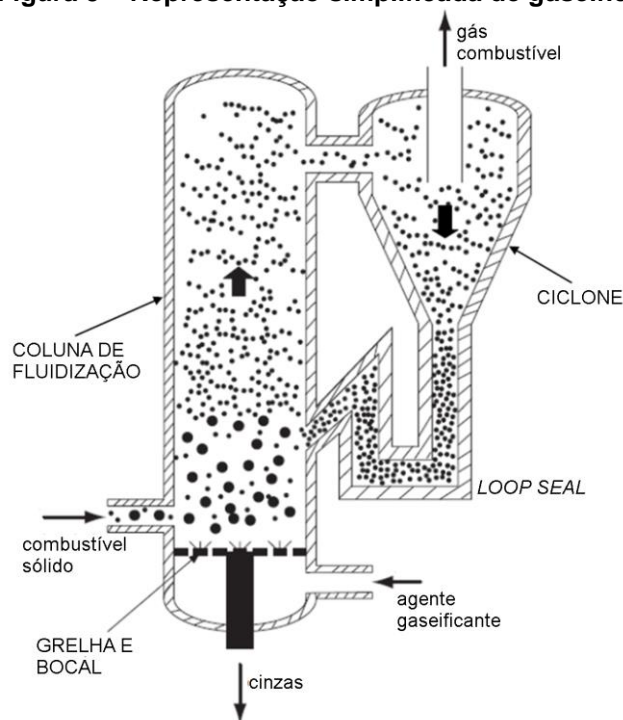


Fonte: Adaptado de Martínez et al. (2012), Martínez Ángel (2009), Higman e Burgt (2008), Du et al. (2014) e Basu (2006).

2.1.2 Gaseificador de Leito Fluidizado Circulante

No gaseificador de LFC, representado de forma simplificada na Figura 5, a velocidade superficial do ar e vapor de água é superior à utilizada no gaseificador de LFB. A mistura de ar e vapor de água, definida como agente gaseificante, entra pela parte inferior do equipamento. O combustível ingressa por uma abertura lateral da câmara de fluidização, normalmente dosado por uma rosca transportadora. O contato gás-sólido entre o combustível e o agente gaseificante a alta temperatura propicia a ocorrência das reações apresentadas na Tabela 1. Dessa forma, as partículas sólidas do combustível tornam-se mais leves, liberando carbono e outros elementos, que são utilizados na formação dos gases combustíveis. A alta velocidade do agente gaseificante empurra para cima as partículas do leito. As partículas maiores de combustível não são levadas a grandes alturas na coluna de fluidização, porém, as mais finas são transportadas para fora da coluna juntamente com o gás combustível formado. Para evitar que o gás resultante do processo saia do sistema junto com partículas sólidas, é instalado um ciclone na saída da coluna de fluidização. Nesse ciclone, as partículas sólidas ficam retidas e apenas o gás combustível produzido deixa o sistema. As partículas de combustível retidas no ciclone retornam à coluna de fluidização a uma taxa de circulação apropriada por meio de um dispositivo de re-alimentação e selo, composto por válvula *loop-seal* (Basu e Butler, 2009). As partículas recirculadas passam novamente pelo processo de gaseificação. As cinzas são retiradas periodicamente pela parte inferior do gaseificador.

Figura 5 – Representação simplificada de gaseificador de LFC



Fonte: Adaptado de Higman e Burgt (2008)

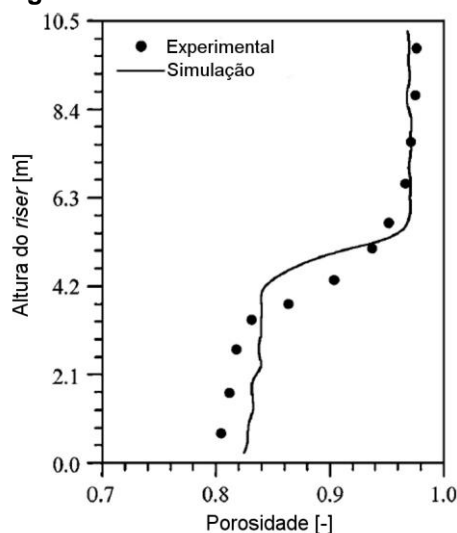
2.1.2.1 Princípios da fluidodinâmica do leito fluidizado circulante

O regime fluidodinâmico dominante em reatores de LFC é o de leito fluidizado rápido (LFR). De acordo com Basu (2006), o regime de LFR pode ser definido como uma suspensão gás-sólido de alta velocidade, na qual partículas elutriadas pelo gás de fluidização são recuperadas e retornam à base do reator em número suficiente para manter a uniformidade na temperatura ao longo do circuito de fluidização. Esse regime tem como principais características a alta velocidade de deslizamento entre gás e sólidos, a formação e o colapso de aglomerados de partículas, uma alta taxa de mistura entre os componentes, e variações axiais e radiais na densidade da suspensão.

Um parâmetro importante que determina o regime de LFR é a velocidade de transporte. Ela pode ser definida como a velocidade do gás fluidizante abaixo da qual o regime de LFR não pode ocorrer. Como já mencionado, a não-uniformidade da densidade da suspensão, tanto no sentido radial quanto no axial, é uma característica do regime de LFR. Essa não-uniformidade da densidade dá origem a perfis de porosidade axial e radial. Na Figura 6, é mostrado perfil típico de porosidade axial obtido para um reator de LFC, determinado experimentalmente e

por simulação. Mudanças nesse perfil são promovidas pelas variações na velocidade do gás, pelo tamanho das partículas presentes no leito, e pela massa de material utilizado (inventário).

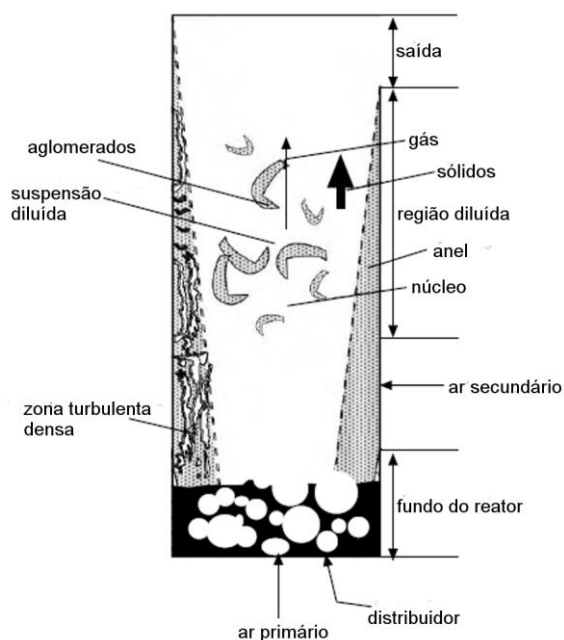
Figura 6 – Porosidade axial em reator de LFC



Fonte: Adaptado de Zhou et al. (2013)

A variação radial da densidade da suspensão pode ser compreendida considerando-se o modelo núcleo-anular para reatores de LFC, representado na Figura 7. No núcleo do reator, o gás sobe a uma velocidade superior à velocidade superficial estabelecida para o processo, carregando os sólidos em suspensão diluída, ou na forma de aglomerados. Devido a interações fluidodinâmicas, alguns aglomerados tendem a deslocar-se no sentido radial, podendo chegar à região do anel, próxima à parede do reator. No anel, a velocidade do gás é muito baixa, incapaz de continuar carregando os aglomerados para cima do reator. Dessa forma, esse material retorna ao fundo do leito. Essa intensa circulação interna tem como resultado direto a uniformidade de temperatura na coluna de fluidização do reator (BASU, 2006).

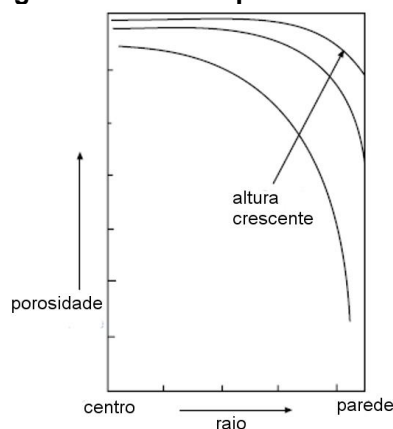
Figura 7 – Estrutura núcleo-anular de reator de LFC.



Fonte: Adaptado de Basu (2006)

O perfil de porosidade radial do regime de LFR pode ser visto na Figura 8, observando-se que os perfis radiais para diferentes alturas do leito condizem com a forma cônica do anel do modelo núcleo-anular.

Figura 8 – Perfil de porosidade radial em reatores de LFC.



Fonte: Adaptado de Basu (2006)

2.1.2.2 Tipos de gaseificadores de LFC

Para Basu (2006), os gaseificadores de LFC podem ser classificados de acordo com os seguintes critérios:

- Agente gaseificante, podendo ser a ar, a oxigênio, a vapor de água, ou a misturas desses agentes;
- Pressão de operação, podendo ser atmosférico ou pressurizado;
- Modo de aquecimento dos sólidos, podendo ser de forma direta, com a oxidação de parte do combustível, ou indireta, com o aquecimento de um meio inerte por calor fornecido pela queima de outro combustível em reator adjacente.

Entre os principais tipos de gaseificadores de LFC utilizados na indústria cabe mencionar o gaseificador atmosférico projetado pela empresa Foster Wheeler, que usa ar como agente gaseificante. Nesse equipamento, que opera na faixa de 800-1000°C, o ar é pré-aquecido em um trocador de calor por onde também passa o gás combustível produzido.

Outro tipo utilizado é o gaseificador de aquecimento indireto Battelle-Columbus. Esse equipamento conta com dois reatores de LFC. O primeiro, que utiliza ar, queima partículas de *char*, provenientes do ciclone reator de gaseificação. A areia quente do reator de combustão é capturada no seu ciclone e transportada para o reator de gaseificação, onde fornece a energia necessária para as reações endotérmicas da formação do gás combustível, que envolvem a biomassa como combustível sólido e vapor de água como agente gaseificante.

Utiliza-se também o reator de transporte Halliburton KBR, sendo este um gaseificador de LFC pressurizado que funciona com maior taxa de circulação, maior velocidade superficial e maior densidade na coluna de fluidização quando comparado com o dos gaseificadores de LFC convencionais. Ele pode operar a ar ou a oxigênio.

2.1.2.3 Estudos envolvendo gaseificação em reatores de LFC

Alguns trabalhos encontrados na literatura citam instalações que utilizam gaseificadores de LFC. Stahl e Neergaard (1998) descreveram uma planta de ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC), instalada em Värnamo, na Suécia. Para o processo de gaseificação, a planta utilizava um reator de leito fluidizado circulante pressurizado. No início do processo, o combustível utilizado – cavacos de

madeira – passava por um processo de secagem. Em seguida, o combustível sofria um processo de pressurização, até a pressão de entrada da turbina. O gaseificador era posteriormente alimentado com esse combustível, com o uso de roscas transportadoras, e operava à pressão absoluta de 20 bar e temperatura entre 950°C e 1000°C. Após a passagem pelo ciclone, os gases produzidos eram resfriados até a faixa de 350°C a 400°C, atravessando depois um filtro cerâmico para limpeza de particulados. O gás produzido no processo de gaseificação possuía poder calorífico de 5 MJ/m³_n. Esse gás era queimado nas câmaras de combustão e expandido através de uma turbina a gás, gerando eletricidade. Saindo da turbina, os gases de combustão quentes eram conduzidos a um sistema de geração de vapor de água para recuperação térmica. O vapor produzido nesse sistema, junto ao vapor gerado no resfriamento dos gases, era superaquecido e fornecido para uma turbina a vapor, a fim de gerar mais eletricidade. No total, a planta gerava 6 MW de eletricidade e 9 MW de energia térmica para aquecimento.

Nieminen e Kivelä (1998) relataram as alterações realizadas na planta de geração de eletricidade Kymijärvi, em Lahti, na Finlândia. Essa planta gerava eletricidade a partir de uma turbina a vapor, com o fluido a 540 °C e 170 bar. A planta possuía capacidade máxima de gerar 167 MW de eletricidade e 240 MW de calor industrial, tendo como combustível carvão mineral. As principais alterações feitas na planta foram a instalação de um gaseificador de LFC, a instalação de queimadores de gás na caldeira e a instalação do equipamento para moagem do combustível destinado ao gaseificador. O combustível disponível para gaseificação na região de Lahti, sendo gaseificado, podia substituir até 15% do carvão mineral utilizado na caldeira. Os combustíveis gaseificados eram biomassa, sendo principalmente resíduos de madeira, e combustíveis reciclados, como plástico, papel, papelão, pneus e turfa. Resumindo a operação, o combustível que chegava à planta passava por um processo de moagem, sendo na sequência transformado no gaseificador de LFC à pressão atmosférica e temperatura de 850°C, dando origem aos gases combustíveis que seriam posteriormente queimados na caldeira.

Mory e Zotter (1998) também descreveram a adaptação feita em uma planta de geração de eletricidade, desta vez, na cidade de Zeltweg, na Áustria. Originalmente, o processo consistia na queima exclusiva de carvão mineral na caldeira para produção de vapor de água e geração de eletricidade com o uso de uma turbina a vapor. A modificação realizada consistiu na instalação de um

gaseificador de LFC para gaseificação de biomassa, de forma que a caldeira passou a ser alimentada simultaneamente com o carvão mineral e o gás proveniente do gaseificador. Devido ao fato de o gás ser queimado diretamente na caldeira, não houve necessidade de instalar sistemas para redução de alcatrão e limpeza dos gases. A biomassa utilizada era composta principalmente por resíduos provenientes da indústria madeireira. O poder calorífico do gás produzido no gaseificador variava entre 2,5 e 5 MJ/m³_n. No processo de combustão no interior da caldeira, o carvão mineral fornecia 330 MW e o gás fornecia 10 MW (cerca de 3% do total), propiciando uma geração de eletricidade de 137 MW.

Lange e Barbucci (1999) descreveram o projeto conhecido como fazenda de energia Thermie, localizado em Cascina, na região de Pisa, na Itália. Basicamente, a planta consistia em: um gaseificador atmosférico de LFC, que utilizava ar como agente gaseificante, e que podia consumir até 8230 kg/h de biomassa seca; uma turbina a gás adaptada para gases de baixo poder calorífico, que podia gerar até 10,9 MW; e uma turbina a vapor gerando 5 MW de eletricidade, com o vapor de água sendo obtido a partir da troca de calor com o gás saído do gaseificador e da turbina a gás. Devido ao fato de haver consumo interno na planta, a eletricidade líquida gerada era de 12,1 MW. O combustível utilizado era biomassa, tendo sido essa uma das condições para a aceitação do projeto pela Comunidade Europeia. A biomassa utilizada consistia em resíduos de plantações de silvicultura de curta rotação, ou seja, espécies que levam apenas de 8 a 20 anos para terem sua destinação final.

Wu et al. (2008) descreveram uma planta demonstrativa de IGCC de 5,5 MW, localizada em Xinghua, na Província de Jiangsu, na China. O sistema era composto por um gaseificador de LFC, um sistema de purificação de gás, dez conjuntos motor a gás/gerador de 450kW, uma caldeira, uma turbina a vapor capaz de gerar 1,5 MW, e sistemas de tratamento de água e descarte de cinzas. O combustível utilizado era biomassa, consistindo em resíduos de culturas de arroz, algodão e trigo, com a proporção de cada espécie variando conforme a variação do preço dos resíduos. O gaseificador de LFC era do tipo atmosférico, alimentado com ar. O gaseificador era alimentado com biomassa na faixa de 3040 a 5027 kg/h e com ar na faixa de 2624 a 4164 m³_n/h, operando com razão de equivalência entre 0,22 e 0,25, e temperatura de leito na faixa de 700 a 810 °C. O processo obtinha eficiência de gaseificação de 75%, gás com poder calorífico de 6 MJ/m³_n, e eficiência de

conversão de carbono para a fase gasosa de 90%. Após a passagem pelo ciclone, o gás combustível passava pelo processo de quebra do alcatrão, diminuindo a sua concentração no gás, e saindo na faixa de temperatura de 800 a 900 °C. Posteriormente, o gás passava pelo trocador de calor da caldeira, onde tinha sua temperatura diminuída para a faixa de 400 a 500 °C. Na sequência, o gás era submetido a um processo de limpeza e conduzido ao tanque de armazenamento. A partir do tanque, o gás combustível era distribuído aos motores de combustão interna dos geradores. Cada um dos dez geradores possuía um motor a diesel adaptado para trabalhar com gás, funcionando a 500 rpm, com 30% de eficiência e gerando 450 kW. Os gases de combustão eram liberados na faixa de 500 a 550 °C. A geração líquida de eletricidade nesse sistema era de 4 MW. Assim como o gás produzido, os gases de combustão também passavam pelo trocador de calor da caldeira, para produção de vapor de água a 350°C e 1,35 MPa. Esse vapor era utilizado em uma turbina, para geração de 1,5 MW de eletricidade.

Siedlecki e Jong (2011) analisaram o funcionamento de um gaseificador de LFC instalado na Universidade de Tecnologia de Delft, na Holanda. Esse gaseificador tinha, como principais dimensões, uma altura da coluna de fluidização de 5,5 m, e diâmetro interno da coluna de 83 mm. O sistema, eletricamente aquecido, utilizava como agente gaseificante misturas de vapor de água e O₂. Foram utilizados como combustíveis sólidos diferentes tipos de biomassa, como madeira, palha e *Miscanthus* (um tipo de planta rasteira), e testado seu desempenho com diferentes aditivos e componentes do leito. Dentre as diferentes combinações testadas, a que rendeu a maior eficiência de gaseificação a frio, de 72%, possuía o leito formado por areia de quartzo, com adição de caulinita, processando a espécie vegetal *Miscanthus giganteus*. Nessa condição, a razão de equivalência empregada foi de 0,24, consumindo 15,6 kg/h de biomassa, 10,8 kg/h de vapor de água e 4,4 kg/h de oxigênio, operando a 831 °C.

Ahrenfeldt et al. (2013) descreveram em seu estudo diferentes sistemas de geração de eletricidade e calor alimentados com biomassa. Entre eles, um sistema envolvendo um gaseificador de LFC a vapor, alimentado com cavacos de madeira, acoplado a um motor a gás, instalado na localidade de Güssing, na Áustria. O gás produzido na planta possuía poder calorífico de 12 MJ/m³_n. Após processos de filtragem e purificação, esse gás era utilizado para a geração de 2,0 MW de eletricidade e 4,5 MW de calor.

2.1.3 Modelagem Matemática do Processo de Gaseificação

Na modelagem matemática do processo de gaseificação, as principais abordagens conhecidas são a abordagem da cinética química e a abordagem do equilíbrio químico. De acordo com Li et al. (2004), modelos cinéticos auxiliam a prever o progresso da reação em relação ao tempo e posição no interior do reator, enquanto os modelos de equilíbrio são utilizados na investigação do máximo rendimento do sistema para a produção de determinadas espécies. Com base no enfoque deste estudo, será dado ênfase ao equilíbrio químico, mais propriamente ao método de minimização da energia livre de Gibbs, que é descrito de forma mais detalhada no capítulo 3.

A análise do equilíbrio pode ser feita de duas formas. De acordo com Li et al. (2004), os modelos podem ser estequiométricos, onde é necessário conhecer todas as espécies envolvidas, as reações químicas e os mecanismos das reações; ou podem ser não-estequiométricos, onde é necessário conhecer apenas a composição elementar dos reagentes e identificar as espécies esperadas no gás produzido.

Trabalhos vêm sendo realizados na área de gaseificação utilizando modelos de equilíbrio não-estequiométricos, alcançando resultados satisfatórios. Li et al. (2001) desenvolveram um modelo de equilíbrio não-estequiométrico com minimização da energia livre de Gibbs, para avaliar o desempenho de um gaseificador de LFC pressurizado. Nesse modelo, uma consideração sobre a limitação do sistema foi feita, considerando que não havia tempo para conversão de todo o carbono para a fase gasosa. No sistema considerado, a coluna de fluidização possuía 6,3 m de altura e diâmetro interno de 100 mm. O gás produzido passava por dois ciclones, deixando o reator na faixa de 700°C a 800°C. Como combustível sólido, foram analisados o carvão Highvale, com poder calorífico superior (PCS) de 21,1 MJ/kg, e o carvão *Pittsburgh Seam*, com PCS de 30,8 MJ/kg. Os resultados do estudo mostraram que para a razão de equivalência de 0,3 com carvão Highvale, as concentrações de CO e H₂ no equilíbrio aumentaram com o incremento na temperatura do processo, enquanto que as concentrações de CO₂, H₂O e CH₄ apresentaram comportamento oposto. Para a razão de equivalência de 0,4, também com carvão Highvale, acima de 1000 K, a concentração de CO₂ se manteve constante e a de H₂O atingiu um mínimo. As frações molares de carbono não-convertido, hidrocarbonetos e CO₂ diminuiram com o aumento da temperatura,

enquanto a fração de CO registrou um aumento. A baixas temperaturas e baixo fornecimento de ar, uma porção de carbono permaneceu em estado sólido. O modelo apresentou resultados de concentração razoavelmente próximos em relação a dados experimentais, com exceção do metano.

Considerando basicamente o mesmo sistema descrito por Li et al. (2001), Li et al. (2004) utilizaram serragem de diversas variedades de madeira como combustível. O gaseificador era alimentado a uma taxa entre 16 kg/h e 45 kg/h de combustível sólido e operava na faixa de 700-850 °C. Para modelagem do processo, considerou-se um modelo de equilíbrio químico pela minimização de energia livre de Gibbs modificado, capaz de calcular a quantidade de carbono sólido não convertido e de metano produzido por meio da pirólise, para uma dada temperatura fixa. Com base nos resultados obtidos no modelo e validados experimentalmente, concluiu-se que: a composição do gás combustível depende principalmente da razão de equivalência empregada, com a produção de CO ou H₂ podendo ser otimizada dentro de uma faixa de razão de equivalência; as modificações no modelo de equilíbrio químico puro foram necessárias visando resultados mais precisos, principalmente no que diz respeito ao metano e ao carbono sólido; o modelo modificado produziu resultados satisfatórios em relação à composição do gás combustível, poder calorífico do gás e eficiência da gaseificação a frio.

Jarunghammachote e Dutta (2008) realizaram um estudo sobre gaseificação em leito de jorro, envolvendo o equilíbrio químico com a abordagem da minimização da energia livre de Gibbs. Para o cálculo da concentração dos compostos no gás produzido, fornecia-se uma estimativa inicial de temperatura e os elementos químicos presentes no combustível sólido; em seguida calculava-se o número de mols de cada componente do gás produzido usando a energia livre de Gibbs e calculava-se a variação de entalpia fazendo um balanço de energia. Se a variação de entalpia fosse maior que o valor estabelecido como critério de parada, o valor de temperatura era ajustado e o número de mols dos componentes era recalculado. Na iteração em que a variação de entalpia atingisse o valor menor ao do critério de parada, a temperatura e o número de mols de cada componente era considerado como resultado final. O estudo foi realizado para três tipos de gaseificadores com leito de jorro. Nos casos do jato central e jato anular, foi considerada uma razão de equivalência de 0,25 e o combustível utilizado foi carvão vegetal. Nos dois casos, o resultado da simulação foi preciso para a composição de

H₂, porém, apresentando valor maior para a concentração de CO e menor para a concentração de CO₂, quando comparado a dados experimentais obtidos de outros trabalhos. Para o leito de jorro, o combustível utilizado foi casca de coco, com razões de equivalência de 0,3 e 0,35. Nos cálculos com as duas razões de equivalência, as concentrações de H₂ e CO foram maiores que as obtidas experimentalmente, e a concentração de CO₂ foi menor que a obtida em experimentos. Essa defasagem no resultado das simulações deve-se ao fato de a conversão de carbono não ser total, ficando esta na faixa de 55 a 65%. Para minimizar o erro dos resultados das simulações, o modelo foi alterado considerando a ineficiência na conversão de carbono. De forma geral, os resultados do modelo modificado obtidos para as concentrações foram mais precisos que os do modelo original. Com relação ao cálculo do poder calorífico do gás produzido, o desempenho do modelo modificado também foi melhor. Os valores de PCS obtidos pelas simulações foram geralmente maiores que os reportados em testes experimentais, devido principalmente à superestimação na concentração do CO.

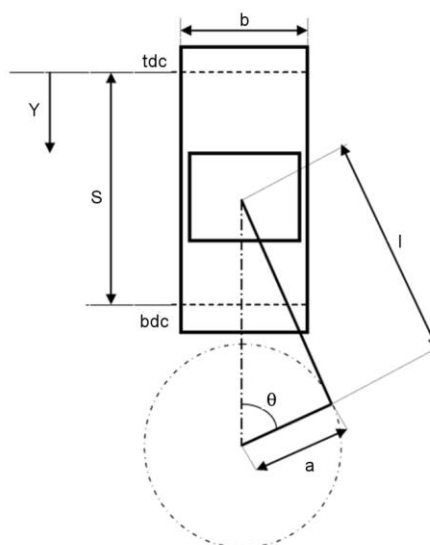
Shabbar e Janajreh (2013) realizaram análises do processo de gaseificação envolvendo diferentes agentes gaseificantes, sendo eles: somente ar, ar e vapor de água, e vapor de água com assistência de energia solar. O combustível considerado foi carvão mineral com granulometria na faixa de 100-200 µm e PCS de 30,42 MJ/kg. Para a simulação, foi utilizado o modelo de energia livre de Gibbs, baseado no procedimento proposto por Li et al. (2001). Para o cálculo, foi necessária a resolução de um sistema de equações com a utilização do *software Engineering Equation Solver (EES)*, considerando 44 espécies químicas, 5 multiplicadores de Lagrange e à temperatura adiabática de gaseificação. O modelo foi validado por meio da comparação entre os resultados simulados e os valores obtidos por Li et al. (2001). O desempenho promovido pelos agentes gaseificantes no processo foi avaliado pela eficiência de gaseificação a frio, calculada pelo valor do PCS do gás produzido dividido pela soma do PCS do combustível sólido e a energia solar utilizada. Com a variação da quantidade de ar e vapor fornecida nos três casos de agente gaseificante, foi determinada uma eficiência máxima de 70,94% para o ar, 71,64% para a mistura ar/vapor e 90,67% para o sistema vapor/energia solar.

2.2 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE CICLO OTTO A GÁS

Segundo Pulkrabek (1997), o motor de CI pode ser definido como uma máquina térmica capaz de converter a energia química de um combustível em energia mecânica, normalmente medida sobre um eixo em rotação. A energia química transformada em calor pela queima do combustível aquece os gases resultantes do processo de combustão, provocando a expansão desses gases contra partes móveis do motor para geração de potência. O motor de CI é um dispositivo de alta versatilidade que pode ser usado em diversas aplicações, sendo uma das principais fontes de energia de veículos automotores, aeronaves leves, navios e geradores de eletricidade. Stone (1992) afirma que a forma mais conveniente de se obter energia mecânica a partir de um motor de combustão interna envolve o uso de combustíveis líquidos. No entanto, combustíveis gasosos também podem ser utilizados, como por exemplo, o gás natural veicular (GNV) e o gás combustível proveniente do processo de gaseificação de combustíveis sólidos.

Os principais elementos geométricos do conjunto cilindro-pistão de um motor de CI são ilustrados na Figura 9, onde tdc é o ponto morto superior, bdc é o ponto morto inferior, S é o curso total do pistão, b é o diâmetro do cilindro, l é o comprimento da biela, a é o raio da manivela, Y é a coordenada de posição do pistão, e θ é o ângulo da manivela.

Figura 9 – Conjunto cilindro-pistão.



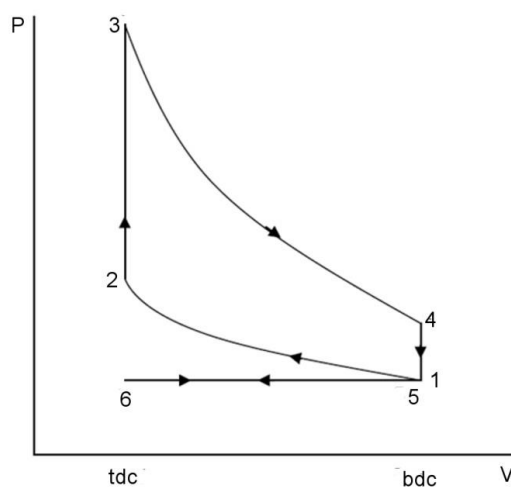
Fonte: Adaptado de Ferguson e Kirkpatrick (2001)

2.2.1 Características do Ciclo Otto

No interior dos cilindros de motores de ciclo Otto reais ocorrem processos complexos de transferência de massa e energia, incluindo a sequência de reações químicas que dão origem às diferentes espécies presentes no gás de exaustão. Simplificações como as que caracterizam o ciclo Otto ideal e outros similares, podem ser introduzidas a fim de facilitar o entendimento dos processos envolvidos neste ciclo de potência.

Na Figura 10, mostra-se o diagrama pressão-volume (P-V) de um ciclo Otto ideal, explicado por Pulkrabek (1997). No processo 6-1, representa-se o movimento de admissão no cilindro, que se inicia com o pistão no ponto morto superior (PMS) e ocorre à pressão ambiente. O processo 1-2 representa o movimento de compressão isentrópica com o pistão movendo-se do ponto morto inferior (PMI) ao PMS. A ignição é representada como um ganho de calor do sistema a volume constante, no processo 2-3. Já o processo 3-4 representa o movimento de expansão isentrópica do sistema, também conhecido como curso de potência, quando o pistão move-se do PMS ao PMI. O processo 4-5 representa a idealização do processo de exaustão, considerada como uma rejeição de calor a volume constante. Por fim, o processo 5-6 representa o movimento de exaustão, quando o pistão retorna do PMI ao PMS à pressão atmosférica, completando o ciclo Otto ideal.

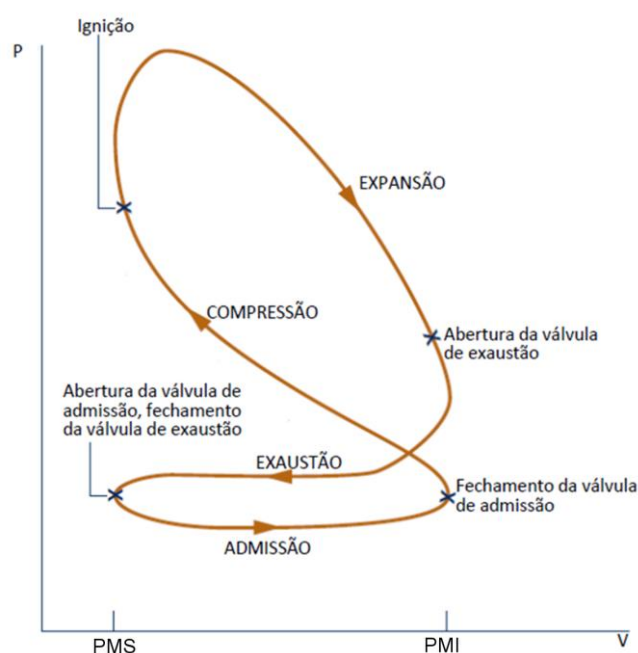
Figura 10 – Diagrama P-V do ciclo Otto ideal



Fonte: Adaptado de Pulkrabek (1997)

No processo de admissão real, a mistura homogênea ar-combustível entra no cilindro a uma pressão menor que a atmosférica, devido à perda de pressão no sistema de admissão. O movimento de compressão real difere levemente do modelo ideal devido ao fato do fechamento da válvula de admissão ocorrer após o pistão deixar o PMI e a centelha de ignição ocorrer antes da chegada do pistão ao PMS. Ocorre também um aumento considerável da temperatura da mistura com o aumento da pressão. Com o aumento da pressão, pode ocorrer um problema denominado *knock*, que representa a autoignição da mistura e limita o processo de compressão no motor. A ignição deve iniciar-se pouco antes do pistão atingir o PMS, gerando uma chama turbulenta que se propaga pela mistura. A combustão estende-se até depois que o pistão deixa esse mesmo ponto. O calor liberado pela combustão provoca os valores mais altos de temperatura e pressão do ciclo. O movimento de expansão real assemelha-se ao ideal, porém sofre interferência no final da combustão, quando abre-se a válvula de exaustão, o pistão passa pelo PMI, depois pelo PMS e volta ao PMI antes de um novo processo de compressão. Com a abertura da válvula de exaustão, parte dos gases de combustão é expelido para o sistema de escape devido à diferença de pressão. O restante dos gases é expelido pelo movimento de exaustão do pistão. Na Figura 11, representa-se um diagrama P-V aproximado do ciclo real.

Figura 11 – Diagrama P-V do ciclo Otto real



Fonte: Adaptado de Moran et al. (2011)

2.2.2 Modelagem de Motores de Combustão Interna

De acordo com Medina et al. (2014), a modelagem de motores de CI divide-se em modelos termodinâmicos e modelos fluidodinâmicos. Os modelos termodinâmicos dividem-se em modelos de uma região (também conhecidos como zero-dimensionais), como o utilizado neste estudo, e de várias regiões (multi-zonas).

Os modelos zero-dimensionais são baseados na primeira lei da termodinâmica para um sistema (nos cursos de compressão e expansão) e para um volume de controle (nos cursos de admissão e exaustão). Nesses modelos, o tempo é a única variável independente, desconsiderando-se, portanto, a variação espacial. Adicionalmente, assumem-se propriedades homogêneas em todo o volume. Nos modelos multi-zonas o volume de controle é dividido em várias regiões, cada uma com suas propriedades constantes, e interagindo entre si. O modelo semi-dimensional é considerado o meio termo entre os zero-dimensionais e os multi-zonas, e consiste em um volume de controle com duas regiões, separadas pela frente de propagação da chama.

Por outro lado, os modelos fluidodinâmicos envolvem a utilização de programas de fluidodinâmica computacional, sendo úteis para a análise de situações particulares da operação, como o de admissão e exaustão de gases e o comportamento turbulento da chama no interior do cilindro. Estes modelos envolvem a solução das equações de conservação da massa, Navier-Stokes, e conservação de energia.

Pariotis, Kosmadakis e Rakopoulos (2012) realizaram um estudo comparativo entre o modelo zero-dimensional, o semi-dimensional e o fluidodinâmico para um motor de ciclo Diesel com 0,4498 L de volume de deslocamento e razão de compressão de 19,81, comparando com dados obtidos experimentalmente. Os autores concluíram que o modelo zero-dimensional consegue calcular a pressão no interior do cilindro com boa precisão, mas prediz um valor menor que o real para a temperatura média do gás quando o cilindro encontra-se próximo ao PMS, e superestima, levemente, a transferência de calor através das paredes do cilindro. Mesmo com essas limitações, o modelo zero-dimensional mostra-se extremamente vantajoso, devido ao tempo de cálculo extremamente curto se comparado ao dos outros modelos.

Dentre os trabalhos já realizados que utilizam o modelo zero-dimensional, pode-se citar o apresentado por Alla (2002). Neste estudo, o autor simulou o funcionamento de um motor de ciclo Otto, com diâmetro de cilindro de 76,2 mm, curso de 111,1 mm e volume deslocado de 0,507 L, operando a octano com poder calorífico de 43,5 MJ/kg. Para a análise matemática, foi utilizado o modelo de liberação finita de calor com paredes não-adiabáticas. A partir da análise da influência de diversos fatores operacionais sobre parâmetros de rendimento do motor, concluiu-se que o diagrama de pressão no interior do cilindro, assim como os resultados dos parâmetros avaliados, aproximaram-se satisfatoriamente aos dados experimentais obtidos.

Abu-Nada et al. (2007) simularam a operação de um motor de um cilindro, razão de compressão de 8,3 e volume deslocado de 0,395 L, alimentado com octano. Nesse estudo, também foi empregado o modelo zero-dimensional. Porém, o conteúdo do cilindro foi considerado como sendo uma mistura de gases, com o calor específico variando em função da temperatura para cada componente do gás. Ao realizar a avaliação dos parâmetros de rendimento, concluiu-se que o fato de se considerar ar com calor específico constante no interior do cilindro leva a valores de rendimento superiores a quando se considera a mistura para resultados experimentais a altas rotações.

Em outro estudo, envolvendo modelagem zero-dimensional do motor de CI, Kornbluth, McCaffrey e Erickson (2009) analisaram a emissão de NO_x de um motor de ciclo Otto de dois cilindros e deslocamento de 0,745 L, alimentado com gás natural comprimido e gás de aterro sanitário enriquecido com hidrogênio. A pressão no interior do cilindro em função do ângulo de manivela foi determinado pelo modelo de liberação finita de calor, levando em conta a transferência de calor pelas paredes do cilindro. No que diz respeito ao modelo de liberação finita de calor, os autores concluíram que esse modelo modificado ajuda a prever com exatidão os perfis de taxa de queima dos gases.

Ismail e Mehta (2011) avaliaram, a partir da segunda lei da termodinâmica, o desempenho de um motor de ciclo Otto de um cilindro alimentado com hidrogênio. Para a simulação do funcionamento desse motor, os autores desenvolveram um modelo semi-dimensional de três zonas: não-queimada, recém-queimada e queimada. A análise dos resultados sugeriu que o modelo fornece um perfil de pressão no interior do cilindro com boa exatidão comparado a dados experimentais,

e que os fatores que mais influenciam na perda de eficiência exergética do processo são as reações químicas, o equilíbrio da pressão, e a perda de calor pelas paredes do cilindro.

Mais recentemente, Duque Amaya, Díaz Torres e Acosta Maya (2016) desenvolveram um modelo semi-dimensional de duas zonas para análise do desempenho de motores de ciclo Otto, validado em relação a dados experimentais. Realizando a avaliação dos parâmetros de funcionamento e rendimento sob a ótica da segunda lei da termodinâmica, os autores concluíram que uma menor duração da combustão e um atraso na ignição diminuem a destruição de exergia, e que um avanço no ângulo de ignição e aumento na duração da combustão aumentam a potência, melhorando a eficiência da máquina térmica.

2.3 SISTEMAS INTEGRADOS COM GASEIFICADOR E MOTOR DE CICLO OTTO

Sistemas integrados de gaseificação e geração de energia vem sendo desenvolvidos há várias décadas. Os casos mais tradicionais envolvem gaseificadores de leito fixo, principalmente do tipo co-corrente. Mais recentemente, também tem-se realizado estudos envolvendo o processo com gaseificadores de leito fluidizado.

Abdoulmoumine et al. (2012) analisaram o custo do kWh de energia produzida por sistemas integrados com biomassa proveniente da região de Fultondale, no Estado de Alabama, nos EUA. Os autores investigaram os custos de operação de combinações de gaseificação com leito fixo (co-corrente e contra-corrente) e leito fluidizado, acoplados a geradores de eletricidade envolvendo turbina a gás, turbina a vapor e motor de CI. O custo menor foi encontrado para o sistema com leito fluidizado e motor de CI, seguido do sistema com leito fixo do tipo co-corrente e motor de CI.

Em análise econômica semelhante, Gregorio e Zaccariello (2012) encontraram uma melhor solução, do ponto de vista econômico, associando um gaseificador de LFB a motores de CI.

2.3.1 Sistemas com Gaseificadores de Leito Fixo

Son et al. (2011) realizaram um estudo experimental sobre um sistema conjunto gaseificador-gerador alimentado com cavacos de madeira. O gaseificador era do tipo leito-fixo co-corrente, que propicia menor formação de alcatrão, com capacidade de processar até 55 kg/h de combustível sólido, com a zona de combustão sendo mantida à temperatura de 1000 °C. No gerador, capaz de produzir até 10 kW de eletricidade a 3600 rpm, funcionava um motor a gás de 3 cilindros, com razão de compressão de 10 e volume deslocado de 0,796 L. Com a variação de alguns parâmetros, como a temperatura do reator e a razão de equivalência de gaseificação, concluiu-se que o gaseificador trabalhava de forma otimizada à temperatura de 1000 °C, com razão equivalência na faixa de 0,30-0,35, fornecendo gás combustível com PCI de até 4,6-5,0 MJ/m³ e eficiência de gaseificação a frio de 69-72 %. Alimentado com esse gás, o gerador apresentou um funcionamento estável e baixas emissões de NO_x.

Centeno et al. (2012) realizaram um estudo experimental acompanhado de modelagem matemática de um sistema integrado envolvendo um gaseificador de biomassa do tipo co-corrente e um motor de ignição por centelha. O gaseificador era alimentado com blocos de madeira de eucalipto de 2 a 6 cm, a uma taxa de até 12 kg/h, fornecendo gás combustível, após um processo de limpeza, para um motor a diesel adaptado de 1,145 L de volume deslocado e razão de compressão de 12, que operava a 1800 rpm e proporcionava 5 kW de eletricidade. Para a modelagem da gaseificação, dividiu-se o reator em zonas de secagem e pirólise, e de oxidação, que foram simuladas por balanços de massa e energia, e na zona de redução, da qual obteve-se a composição do gás combustível a partir de cálculos de cinética química. Na modelagem do motor, utilizou-se o modelo termodinâmico zero-dimensional da liberação finita de calor, porém modificado para contabilizar as perdas de calor, os defeitos de vedação, os resíduos de produto remanescentes no cilindro entre ciclos, e para determinar a composição do gás de combustão. Com os modelos validados por comparação com dados experimentais, os principais resultados obtidos foram a potência indicada do ciclo, que atingiu cerca de 16 kW a 3000 rpm; o ângulo de manivela ótimo para início da combustão, na faixa de -25° a -30°, tendo como 0° o PMS; e o ponto máximo de potência indicada, que pôde ser alcançado com uma razão de equivalência de gaseificação de 0,25 e umidade do

combustível de cerca de 20%. Os autores concluíram que o modelo desenvolvido podia ser válido para a simulação de resultados da variação de parâmetros do processo real.

Lee, Balu e Chung (2013) realizaram a avaliação experimental de um sistema móvel integrado gaseificador-gerador, para aplicações de geração descentralizada de eletricidade. Esse sistema contava com um gaseificador do tipo co-corrente, um sistema de limpeza do gás produzido, e um gerador de eletricidade, com um motor de volume deslocado de 2,261 L e razão de compressão de 9,7, operando a 1800 rpm. Como combustíveis sólidos, utilizaram-se madeira de *pinus* e carvalho, além de esterco de cavalo e papelão. A eletricidade foi gerada na faixa de 9,6 a 13,1 kW, sendo o maior valor para o carvalho e o menor para o papelão. Com base nos demais resultados, calculou-se a eficiência do sistema na faixa de 20,6 a 23,0% para todos os combustíveis, exceto para o papelão, para o qual a eficiência encontrada foi de apenas 15,8%. Os autores justificaram o baixo desempenho desse combustível pela sua baixa densidade, que propiciava a formação de bolsas de ar no momento da alimentação do gaseificador.

Vera et al. (2013) realizaram simulações do funcionamento de um sistema de geração de eletricidade composto por um gaseificador do tipo co-corrente e um motor de ciclo Otto acoplado a um gerador. Para simulação da operação do gaseificador, os autores utilizaram o programa comercial Cycle-TempoTM, que fornecia a composição do gás de síntese por meio da utilização do método da minimização da energia livre de Gibbs. O funcionamento do conjunto motor-gerador foi simulado com outro programa comercial, o Matlab Simulink. Os combustíveis sólidos avaliados foram dois tipos de resíduos da produção de azeite de oliva na Espanha: caroço de azeitona e folhas de oliveira. Baseado no resultado das simulações, os autores encontraram eficiência de gaseificação a frio de 71,2% para os caroços e 63,1% para as folhas. Devido ao pior desempenho e à alta quantidade de cinzas das folhas de oliveira, que pode prejudicar o funcionamento do motor, os autores recomendaram o uso das folhas apenas para queima direta, desaconselhando seu uso em gaseificação. Quando avaliada a utilização do sistema com caroços, a simulação resultou em uma geração de 70 kW de eletricidade e 110 kW de calor.

Marculescu, Cenusa e Alexe (2016) simularam o funcionamento de um sistema integrado com gaseificador de fluxo co-corrente e motor de ciclo Otto.

Embora sistemas semelhantes já tenham sido estudados, esse trabalho apresentou um combustível sólido ainda não utilizado para este tipo de aplicação: ossos e restos de carne do processo de industrialização de carne suína. Esse combustível tem como peculiaridade a alta umidade, na faixa de 42%. Por isso, simulou-se situações com alimentação direta e com pré-secagem do combustível. O gás de combustível gerado no processo alcançou o valor máximo de $5,4 \text{ MJ/m}^3_n$ para o PCI, no caso com pré-secagem. Simulando a geração de eletricidade, considerando alimentação de combustível sólido de 110 kg/h, os valores máximos atingidos foram de 42 kW com alimentação direta, e de 48 kW com pré-secagem da biomassa. Dessa forma, os autores concluíram que o combustível analisado pode ser utilizado em processos reais.

2.3.2 Sistemas com Gaseificadores de Leito Fluidizado

Yin et al. (2002) analisaram o sistema de gaseificação de biomassa e geração de eletricidade da empresa Putian Huaguang Miye, na Província de Fujian, na China. O sistema, alimentado com casca de arroz, tinha como componentes principais: um gaseificador de LFC, com coluna de fluidização de 1,8 m de diâmetro, capacidade de processamento de 1500 kg/h de biomassa, e produção de gás combustível com poder calorífico de 4,6 a $6,3 \text{ MJ/m}^3_n$; um sistema de limpeza do gás, com um tubo de venturi e dois purificadores com água; e cinco motores a gás de ciclo Otto, cada um de 200 kW de potência máxima, operando a 750 rpm, com razão de compressão igual a 9 e volume deslocado de 88,2 L. Em relação a resultados do estudo, concluiu-se que o processo de gaseificação deve ser mantido a uma temperatura entre 700-850 °C, para evitar efeitos indesejáveis como fusão de cinzas e produção excessiva de alcatrão, podendo essa temperatura ser controlada pela regulação na alimentação de combustível e do ar. Para geração de potência, foi encontrado um ponto ótimo acima de 800 kW, onde o consumo específico do sistema era de 1,7 kg/kWh, e a eficiência da gaseificação a frio era de 65%.

Wu et al. (2003) realizaram um estudo experimental no sistema de geração de eletricidade a partir de gaseificação de biomassa, na empresa Sanya Timber Factory, instalada na Ilha Hainan, na China. Esse sistema seguiu o mesmo projeto da instalação analisada por Yin et al. (2002). O gaseificador de LFC era alimentado

com os resíduos de madeira do processo produtivo da empresa. Para aquisição dos dados, foram instalados medidores de volume do ar, temperatura e pressão em sete pontos ao longo do sistema, e a composição do gás foi analisada com o uso de um cromatógrafo. Avaliando-se os principais resultados, concluiu-se que: o gaseificador produzia, em regime permanente, gás combustível com poder calorífico de $5,8 \text{ MJ/m}^3_n$, a uma temperatura de gaseificação de $780 \text{ }^\circ\text{C}$ e razão de equivalência de 0,26; a eficiência de gaseificação do resíduo de madeira podia atingir 70%, com a eficiência de conversão de carbono combustível alcançando 80%; e o uso de um catalisador para quebra do alcatrão poderia reduzir significativamente a quantidade de alcatrão no gás produzido.

Wu et al. (2009) analisaram experimentalmente a utilização de casca de arroz em um sistema de gaseificação de biomassa e geração de energia em Changxing, na Província de Zhejiang, na China. Esse sistema também foi baseado na instalação citada por Yin et al. (2002), porém com quatro motores de 200 kW e um motor de 400 kW, totalizando a capacidade de 1,2 MW de geração de eletricidade. Baseando-se nos resultados obtidos, os autores concluíram que a temperatura do gaseificador depende diretamente da razão de equivalência e da taxa de alimentação. O poder calorífico do gás combustível estava na faixa de 5,45 a $6,40 \text{ MJ/m}^3_n$, com o reator operando na faixa de $700 \text{ a } 800 \text{ }^\circ\text{C}$. Observou-se que não era recomendável a operação do sistema quando a casca de arroz apresentasse mais que 15% de umidade, recomendando-se uma pré-secagem da biomassa.

Kim et al. (2013) investigaram a gaseificação a ar de blocos de madeira em um reator de LFB, e a utilização do gás produzido para geração de eletricidade com um motor a gás. O gaseificador utilizado possuía diâmetro interno de 0,4 m e altura de 3,8 m. Após passar pelo sistema de limpeza, o gás produzido era encaminhado ao gerador, que funcionava por meio de um motor a gás de 4 cilindros e alimentação turbo, capaz de fornecer até 30 kW de eletricidade a 1800 rpm. Após avaliações de diferentes parâmetros, constatou-se que a melhor condição testada foi a de razão de equivalência de 0,19, que foi capaz de produzir gás combustível com PCI de $5,7 \text{ MJ/m}^3_n$.

Tsiakmakis et al. (2014) realizaram um estudo experimental avaliando o desempenho de um sistema composto por um gaseificador de LFB e uma unidade de produção combinada de potência e calor. O gaseificador de LFB a ar possuía um sistema de aquecimento elétrico, que proporcionava um controle da temperatura

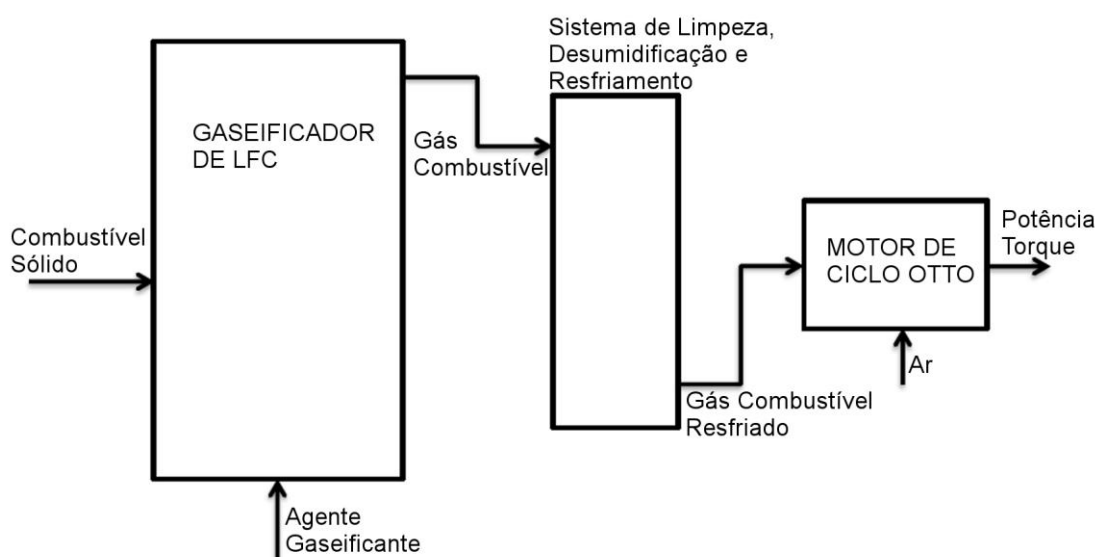
entre 700 °C e 900 °C, e processava até 5 kg/h de combustível sólido. O gás produzido era purificado, misturado com propano a uma determinada proporção e encaminhado à unidade de potência e calor. A unidade combinada produzia até 4,7 kW de eletricidade e 12,5 kW de calor, por meio de um motor de ciclo Otto a gás, com volume deslocado de 0,272 L, razão de compressão de 10, operando na faixa de 1200 a 3400 rpm. Os combustíveis utilizados para gaseificação eram resíduos das produções de suco de pêssigo, vinho e azeite de oliva. Baseado nos resultados obtidos, os autores concluíram que: o gás combustível sempre possui poder calorífico menor que o do propano, devido à presença de CO₂ e N₂, o que afeta negativamente o desempenho do motor, acarretando em potência 10% menor com o uso de 55% de gás combustível, em relação à utilização de propano puro; a utilização do gás produzido causa propagação da chama mais lenta e menor estabilidade de combustão; e que os efeitos negativos descritos para o gás combustível são mais acentuados para o gás produzido com os resíduos da produção de vinho.

Rovas e Zabaniotou (2015) analisaram a eficiência exergética de um sistema combinado de calor e potência unido a um gaseificador. O gaseificador de LFB operava na faixa de 750 a 850 °C, com uma razão de equivalência de 0,3. O gás produzido no gaseificador passava por um processo de limpeza e era misturado a uma pequena quantidade de propano. Essa mistura era utilizada para alimentação do motor de ignição por centelha. A operação do sistema foi analisada com alimentação dos mesmos três tipos de combustíveis avaliados por Tsiakmakis et al. (2014). Em termos absolutos, o sistema apresentou melhor desempenho operando com resíduos da produção de vinho, fornecendo 3,48 kW de eletricidade e 9,03 kW de calor. Baseando-se nos demais resultados, porém, os autores concluíram que a maior eficiência exergética do sistema, de 32,82%, foi atingida com a utilização dos resíduos da produção de azeite de oliva, seguido da eficiência de 26,58% para os resíduos de pêssigo e 26,45% na utilização dos resíduos da produção de vinho.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, são apresentados os procedimentos utilizados na modelagem dos processos de gaseificação e do funcionamento do motor, assim como as relações utilizadas para a avaliação do rendimento do sistema conjunto gaseificador-motor. Esse sistema conjunto é mostrado de forma simplificada na Figura 12. Os modelos referem-se ao processo de gaseificação e à operação do motor com o gás produzido após passar por processos de limpeza e resfriamento.

Figura 12 – Representação simplificada do sistema gaseificador-motor



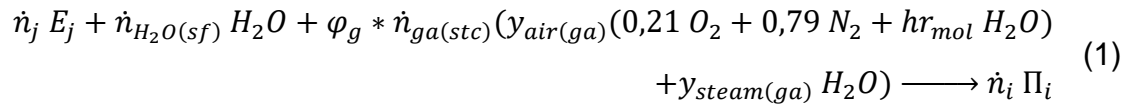
Fonte: Autoria própria

3.1 MODELAGEM DA GASEIFICAÇÃO EM REATOR DE LFC

Esta modelagem foi realizada a partir das hipóteses de comportamento do agente gaseificante como gás ideal, regime permanente no gaseificador e temperatura uniforme do escoamento gás-sólido no interior do reator. Para a obtenção da composição do gás combustível originado do processo de gaseificação, foi utilizado o modelo de equilíbrio não-estequiométrico descrito por Li et al. (2004) e Jarungthammachote e Dutta (2008), que empregam o método da minimização da energia livre de Gibbs modificado com variação de temperatura. O modelo foi implementado no programa *Engineering Equation Solver* (EES™).

3.1.1 Reação Global de Gaseificação

A reação química global de gaseificação pôde ser representada pela Equação (1).



Nos reagentes da Equação (1), \dot{n}_j representa a vazão molar de cada elemento E_j do combustível sólido em base úmida disponível para a reação; $\dot{n}_{H_2O(sf)}$ representa a vazão molar de vapor de água proveniente da umidade do combustível sólido; φ_g é a razão de equivalência da gaseificação; $\dot{n}_{ga(stc)}$ representa a vazão molar de agente gaseificante necessária para uma combustão estequiométrica; $y_{air(ga)}$ é a fração molar de ar no agente gaseificante; hr_{mol} é a umidade absoluta do ar, em base molar, e $y_{steam(ga)}$ representa a fração molar de vapor superaquecido contido no agente gaseificante. Nos produtos, \dot{n}_i é a vazão molar de cada produto Π_i .

Um parâmetro de grande importância para este estudo, representado na Equação (1) é a razão de equivalência de gaseificação φ_g , que pode ser definida como a razão entre a quantidade de oxigênio contida no agente gaseificante fornecido e a quantidade necessária desse elemento para a combustão estequiométrica do sólido. Parâmetros de rendimento da gaseificação e a composição do gás produzido podem mudar consideravelmente com a variação desse parâmetro.

Os elementos E_j presentes no combustível sólido, considerados na modelagem, foram: carbono (C), hidrogênio (H), oxigênio (O), nitrogênio (N) e enxofre (S). Já, os produtos gasosos Π_i considerados como provenientes do processo modelado foram: vapor de água (H_2O), dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), metano (CH_4), hidrogênio (H_2), nitrogênio (N_2) e sulfeto de hidrogênio (H_2S).

3.1.2 Agente Gaseificante

O agente gaseificante foi composto principalmente por ar à temperatura T_{air} , com eventuais adições de vapor superaquecido à temperatura T_{steam} e pressão P_{steam} . Para a fração mássica de vapor de água superaquecido no agente gaseificante $x_{steam(ga)}$, não foram assumidos valores altos, uma vez que a energia necessária para as reações de redução precisa ser fornecida pela queima parcial do combustível sólido com o oxigênio presente no ar.

Tendo estabelecido $x_{steam(ga)}$, foi possível calcular a fração mássica de ar presente no agente gaseificante $x_{air(ga)}$ por meio da Equação (2). Também pôde-se calcular as frações molares de ar $y_{air(ga)}$ e de vapor de água $y_{steam(ga)}$ no agente gaseificante, mediante as Equações (3) e (4), respectivamente.

$$x_{air(ga)} = 1 - x_{steam(ga)} \quad (2)$$

$$y_{air(ga)} = \frac{x_{air(ga)}/MW_{air}}{x_{air(ga)}/MW_{air} + x_{steam(ga)}/MW_{H_2O}} \quad (3)$$

$$y_{steam(ga)} = \frac{x_{steam(ga)}/MW_{H_2O}}{x_{air(ga)}/MW_{air} + x_{steam(ga)}/MW_{H_2O}} \quad (4)$$

Para calcular a quantidade de umidade presente no ar que ingressa no reator, foi necessário conhecer a umidade relativa do ar arh , a pressão atmosférica P_{atm} , a temperatura do ar coletado T_{air} e a pressão de saturação do vapor de água P_{sat} para T_{air} . Com essas informações, foi possível determinar a umidade absoluta do ar hr através da Equação (5), fornecida por Moran et al. (2011). A conversão da umidade absoluta para base molar foi realizada com o uso da Equação (6):

$$hr = 0,622 \frac{arh * P_{sat}}{P_{atm} - arh * P_{sat}} \quad (5)$$

$$hr_{mol} = hr \frac{MW_{air}}{MW_{H_2O}} \quad (6)$$

O cálculo da vazão molar estequiométrica de agente gaseificante $\dot{n}_{ga(stc)}$ foi realizado com o uso da Equação (7), uma vez que a área da seção reta do riser A_r e a velocidade superficial de alimentação do agente gaseificante U_s , utilizada para garantia do regime de fluidização rápida, são conhecidas. A massa específica do agente gaseificante ρ_{ga} pôde ser calculada pela Equação (8), com a massa específica dos componentes sendo avaliada à temperatura e pressão de operação do gaseificador (T_g e P_g , respectivamente). Por fim, a vazão molar real do agente gaseificante foi obtida com a utilização da Equação (9):

$$\dot{n}_{ga(stc)} = \frac{\rho_{ga}}{y_{air(ga)} * MW_{air} + y_{steam(ga)} * MW_{H_2O}} * A_r * U_s \quad (7)$$

$$\rho_{ga} = y_{air(ga)} * \rho_{air} + y_{steam(ga)} * \rho_{H_2O} \quad (8)$$

$$\dot{n}_{ga} = \varphi_g * \dot{n}_{ga(stc)} \quad (9)$$

3.1.3 Propriedades do Combustível Sólido

O gaseificador de LFC pode ser operado com diversos combustíveis sólidos, incluindo combustíveis fósseis, biomassa e resíduos urbanos. Para este estudo, foram avaliados dois tipos de biomassa comuns na região Sul do Brasil: a casca de arroz (CA) e a serragem de *pinus* (SP). Também foi avaliada a utilização de carvão mineral (CM) proveniente de jazidas no município de Minas do Leão – RS. Por fim, foi também considerado como combustível o lixo doméstico (LD) da cidade de Belo Horizonte – MG. Leme et al. (2014) caracterizaram a amostra de LD como tendo 52% de restos de alimentos, 16,7% de metais, 16% de plástico, 10% de papel, 3% de madeira, 2% de tecidos e 0,4% de borracha. A composição dos materiais, obtida de estudos anteriores, é apresentada na Tabela 2. Os valores de concentração dos elementos nos combustíveis são mostrados em base mássica seca percentual (%bs).

Tabela 2 – Caracterização dos combustíveis sólidos

Combustível	CA	SP	CM	LD
Umidade (%)	9,95	6,50	9,60	37,00
Voláteis (%)	55,54	71,62	27,38	45,00
Cinzas (%)	19,52	0,77	27,03	18,00
Carbono Fixo (%)	14,99	21,49	35,99	0,00
Poder Calorífico Superior (MJ/kg)(bs)	15,680	20,530	22,159	13,064
C (%bs)	38,43	51,12	53,42	40,00
H (%bs)	2,97	6,07	3,32	5,00
O (%bs)	36,36	41,49	7,45	25,00
N (%bs)	0,49	0,49	0,95	1,00
S (%bs)	0,07	0,01	4,96	0,20
Cinzas (%bs)	21,68	0,82	29,90	28,00
Fonte:	Karmakar and Datta (2011)	Serrano et al. (2011)	Silva (2012)	Leme et al. (2014)

Uma propriedade importante necessária no cálculo do balanço de energia do sistema é a entalpia de formação do combustível sólido. Para obtê-la, primeiramente, foi necessário determinar a fração mássica em base úmida $x_{E(w)}$ para cada elemento E_j do combustível sólido, por meio da Equação (10),

$$x_{E(w)} = \frac{x_{E(d)}}{\sum_j (x_{E(d)})_j + x_{H_2O(sf)}} \quad (10)$$

onde $x_{E(d)}$ é a fração mássica em base seca para cada elemento E_j , e $x_{H_2O(sf)}$ representa a umidade presente no combustível. Assim, foi possível calcular a entalpia de formação do combustível sólido $h_{F(sf)}$, em kJ/kg, utilizando a Equação (11), apresentada por Li et al. (2001):

$$h_{F(sf)} = HHV_{sf} - 1[kJ/kg] * (32763 x_{C(w)} + 141794 x_{H(w)} + 9257 x_{S(w)} + 15867 x_{H_2O(sf)}) \quad (11)$$

onde HHV_{sf} representa o poder calorífico superior do combustível sólido em base mássica.

3.1.4 Considerações sobre o Modelo de Equilíbrio Modificado

Em um processo de gaseificação ideal, a quantidade total do combustível e do agente gaseificante que entra no gaseificador reagiria dando origem aos produtos seguindo um modelo de equilíbrio puro. No entanto, devido às limitações dos reatores reais de gaseificação, nem todo o carbono que ingressa ao reator será convertido. Nesse sentido, Li et al. (2001) constataram a necessidade de modificar o modelo de equilíbrio puro quando aplicado a um reator de LFC, a fim de considerar ineficiências próprias do processo. Essa modificação foi realizada posteriormente por Li et al. (2004), quem, com base em informação experimental, propuseram fatores de correção para o carbono e o hidrogênio participante no processo de gaseificação em reator de LFC.

De acordo com os autores, a fração de carbono que passa da fase sólida para a fase gasosa $\beta_{C,1}$ pode ser obtida pela Equação (12):

$$\beta_{C,1} = 0,25 + 0,75 \left(1 - \exp \left(\frac{-\varphi_g}{0,23} \right) \right) \quad (12)$$

No entanto, de todo o carbono que passa para a fase gasosa, uma parte reagirá apenas com o hidrogênio na pirólise para formar metano. Esta porção de metano não participará nas reações próprias da gaseificação e será contabilizada no gás combustível produzido junto com a quantidade do metano realmente formada nas reações de equilíbrio do processo de gaseificação. A fração de carbono que forma o metano $\beta_{C,2}$ diretamente da pirólise foi obtida pela Equação (13):

$$\beta_{C,2} = 0,11(1 - \varphi_g) \quad (13)$$

Dessa forma, o carbono na fase gasosa disponível para a reação de gaseificação β_C pôde ser obtido pela Equação (14):

$$\beta_C = \beta_{C,1} - \beta_{C,2} \quad (14)$$

O hidrogênio, por sua vez, também é consumido na formação do metano na pirólise. Assim, a sua fração disponível para a reação de gaseificação β_H pôde ser obtida pela Equação (15):

$$\beta_H = 1 - 4 \beta_{C,2} \left(\frac{\dot{n}_{C(sf)}}{\dot{n}_{H(sf)}} \right) \quad (15)$$

onde $\dot{n}_{C(sf)}$ e $\dot{n}_{H(sf)}$ representam as vazões molares de carbono e hidrogênio presentes no combustível sólido, respectivamente.

A vazão molar do metano produzido na pirólise $\dot{n}_{CH_4(py)}$ foi obtida pela Equação (16), enquanto que, a vazão molar de carbono que não reagiu $\dot{n}_{C(s)}$ e permaneceu no estado sólido, foi obtida a partir da Equação (17):

$$\dot{n}_{CH_4(py)} = \beta_{C,2} \dot{n}_{C(sf)} \quad (16)$$

$$\dot{n}_{C(s)} = (1 - \beta_{C,1}) \dot{n}_{C(sf)} \quad (17)$$

3.1.5 Composição do Gás Produzido pela Reação de Gaseificação

Quando a condição de equilíbrio químico do sistema de gaseificação se estabelece, a entropia atinge um valor máximo e, a energia livre de Gibbs, um valor mínimo. A energia livre total de Gibbs G_t do sistema é dada pela Equação (18),

$$G_t = \sum_i \dot{n}_i \mu_i \quad (18)$$

onde n_i é o número de mols de cada espécie no equilíbrio e μ_i é o potencial químico de cada espécie.

Partindo da reação de formação de cada composto considerado, foi possível calcular a variação da energia livre de Gibbs de formação $\Delta G_{F,i}$ de cada composto i utilizando-se a Equação (19),

$$\Delta G_{F,i} = (h_{prod} - h_{reac})_i - T_g (s_{prod} - s_{reac})_i \quad (19)$$

onde h_{prod} e h_{reac} são as entalpias do produto e do reagente, multiplicadas pelo número de mols da reação de formação. s_{prod} e s_{reac} representam, respectivamente, as entropias de produto e reagente, também multiplicadas pelo devido número de mols. Essas propriedades foram avaliadas em base molar e à temperatura T_g .

Assumindo a hipótese de gás ideal, o potencial químico de cada espécie i pôde ser obtido pela Equação (20),

$$\mu_i = \Delta G_{F,i} + R T_g \ln \left(y_i \frac{P_g}{P_{atm}} \right) \quad (20)$$

onde R representa a constante universal dos gases, y_i é a fração molar da espécie i no produto da reação de gaseificação e P_{atm} é a pressão atmosférica.

Introduzindo a Equação (20) na Equação (18), obteve-se a Equação (21):

$$G_t = \sum_i \dot{n}_i \Delta G_{F,i} + \sum_i \dot{n}_i R T_g \ln \left(y_i \frac{P_g}{P_{atm}} \right) \quad (21)$$

Para encontrar os valores \dot{n}_i que minimizam o resultado do lado esquerdo da Equação (21), foi aplicado o método dos multiplicadores de Lagrange. A aplicação desse método foi feita por meio do balanço elementar, mostrado na Equação (22),

$$\sum_i \dot{n}_i z_{ik} = Z_k \quad (22)$$

onde z_{ik} é o número de átomos do elemento k em um mol da espécie i , e Z_k é o número total de átomos do elemento k no sistema a cada intervalo de tempo.

Na sequência, considerando λ_k como sendo o multiplicador de Lagrange para cada elemento k , pôde-se escrever a função de Lagrange L para a solução do problema na forma vista na Equação (23):

$$L = \sum_i \dot{n}_i \Delta G_{F,i} + \sum_i \dot{n}_i R T_g \ln \left(y_i \frac{P_g}{P_{atm}} \right) + \sum_k \lambda_k \left(\sum_i \dot{n}_i z_{ik} - Z_k \right) \quad (23)$$

Para encontrar o ponto de mínimo da função de Lagrange, as derivadas parciais de L foram igualadas a zero, seguindo a Equação (24):

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{n}_i} = 0 \quad (24)$$

Dessa forma, a Equação (24) para cada espécie i assumiu a forma mostrada na Equação (25):

$$\Delta G_{F,i} + R T_g \ln \left(y_i \frac{P_g}{P_{atm}} \right) + \sum_k \lambda_k z_{ik} = 0 \quad (25)$$

Detalhando a Equação (25) para cada espécie, foi obtido um sistema de equações com uma incógnita a mais (T_g) em relação ao número de equações inicialmente existente. Assim, a equação do balanço de energia para o gaseificador foi incluída para resolver o sistema.

A energia total dos reagentes En_R pôde ser obtida pela aplicação da Equação (26) ao sistema de equações,

$$En_R = \dot{m}_{sf} h_{F(sf)} + \varphi_g \dot{n}_{ga(stc)} (y_{air(ga)} (0,21 h_{O_2}[T_{air}] + 0,79 h_{N_2}[T_{air}] + h_{r_{mol}} h_{H_2O}[T_{air}])) + y_{steam(ga)} h_{H_2O}[T_{steam}, P_{steam}] \quad (26)$$

onde $h_j[T_j, P_j]$ representa a entalpia total em base molar do componente j à temperatura T_j e pressão P_j . De maneira similar, a energia total dos produtos de gaseificação En_P foi inserida no sistema de equações por meio da Equação (27):

$$En_P = \dot{n}_{CO} h_{CO}[T_g] + \dot{n}_{CO_2} h_{CO_2}[T_g] + \dot{n}_{CH_4} h_{CH_4}[T_g] + \dot{n}_{H_2} h_{H_2}[T_g] + \dot{n}_{H_2O} h_{H_2O}[T_g] + \dot{n}_{H_2S} h_{H_2S}[T_g] + \dot{n}_{N_2} h_{N_2}[T_g] \quad (27)$$

O sistema gaseificador foi concebido como não-adiabático, sendo considerada uma perda de calor de 3% da energia adicionada com o combustível, conforme mostrado na Equação (28):

$$tl = 0,03 \dot{m}_{sf} HHV_{sf} \quad (28)$$

Por fim, o balanço de energia foi aplicado ao sistema na forma da Equação (29):

$$En_R = En_P + tl \quad (29)$$

3.1.6 Frações Molares dos Produtos

A vazão molar total de cada espécie produzida $\dot{n}_{i(t)}$ foi estabelecida pela Equação (30), exceto para o caso do metano, no qual foi considerada a Equação (31), e do carbono não convertido, em que foi utilizada a Equação (32):

$$\dot{n}_{i(t)} = \dot{n}_i \quad (30)$$

$$\dot{n}_{CH_4(t)} = \dot{n}_{CH_4} + \dot{n}_{CH_4(py)} \quad (31)$$

$$\dot{n}_{C(s)(t)} = \dot{n}_{C(s)} \quad (32)$$

A vazão molar total das espécies produzidas \dot{n}_t , foi obtida pela Equação (33):

$$\dot{n}_t = \dot{n}_{CO(t)} + \dot{n}_{CO_2(t)} + \dot{n}_{CH_4(t)} + \dot{n}_{H_2(t)} + \dot{n}_{H_2S(t)} + \dot{n}_{H_2O(t)} + \dot{n}_{N_2(t)} + \dot{n}_{C(s)(t)} \quad (33)$$

A fração molar $y_{i(t)}$ de cada espécie produzida i , em relação ao produto total, foi obtida pela Equação (34):

$$y_{i(t)} = \frac{\dot{n}_{i(t)}}{\dot{n}_t} \quad (34)$$

A vazão molar de gás úmido produzido \dot{n}_w foi obtida pela Equação (35). Já, a fração molar de cada gás em base úmida $y_{i(w)}$ pôde ser calculada pela Equação (36), excetuando o carbono não convertido, uma vez que este permanece em estado sólido.

$$\dot{n}_w = \dot{n}_{CO(t)} + \dot{n}_{CO_2(t)} + \dot{n}_{CH_4(t)} + \dot{n}_{H_2(t)} + \dot{n}_{H_2S(t)} + \dot{n}_{H_2O(t)} + \dot{n}_{N_2(t)} \quad (35)$$

$$y_{i(w)} = \frac{\dot{n}_{i(t)}}{\dot{n}_w} \quad (36)$$

A vazão molar de gás seco \dot{n}_d foi calculada mediante a Equação (37). A fração molar para cada espécie gasosa em base seca $y_{i(d)}$ foi determinada pela Equação (38). Neste caso, além do carbono sólido, exclui-se o vapor de água presente no gás combustível:

$$\dot{n}_d = \dot{n}_{CO(t)} + \dot{n}_{CO_2(t)} + \dot{n}_{CH_4(t)} + \dot{n}_{H_2(t)} + \dot{n}_{H_2S(t)} + \dot{n}_{N_2(t)} \quad (37)$$

$$y_{i(d)} = \frac{\dot{n}_{i(t)}}{\dot{n}_d} \quad (38)$$

Finalmente, a concentração molar percentual de cada componente do gás seco foi obtida com a utilização das Equações (39) a (44):

$$[CO] = y_{CO(d)} * 100\% \quad (39)$$

$$[CO_2] = y_{CO_2(d)} * 100\% \quad (40)$$

$$[CH_4] = y_{CH_4(d)} * 100\% \quad (41)$$

$$[H_2] = y_{H_2(d)} * 100\% \quad (42)$$

$$[H_2S] = y_{H_2S(d)} * 100\% \quad (43)$$

$$[N_2] = y_{N_2(d)} * 100\% \quad (44)$$

3.1.7 Poder Calorífico do Gás Produzido

Os valores de poder calorífico superior HHV_i , em base molar de cada componente i do gás seco, foram obtidos da base de dados disponível no *software Engineering Equation Solver (EES™)*, exceto para o sulfeto de hidrogênio (H_2S), cujo valor considerado foi de $5,62297 * 10^5$ kJ/kmol, conforme reportado por McKetta Junior (1979), pois este valor não constava no EES™. O poder calorífico superior em base molar do gás seco HHV pôde ser calculado pela Equação (45):

$$HHV = \sum_i y_{i(d)} HHV_i \quad (45)$$

A conversão do poder calorífico superior do gás seco para base volumétrica HHV_v , com o resultado expresso em kJ/m³_n, foi realizada mediante a Equação (46):

$$HHV_v = \frac{HHV}{22,4 [m^3/kmol]} \quad (46)$$

onde 22,4 m³ é o volume ocupado por 1 kmol de gás a condições normais de temperatura e pressão.

Para a obtenção do poder calorífico superior em base mássica do gás seco HHV_m , considerou-se, inicialmente, a massa molecular do gás seco MW_d calculada pela Equação (47). Assim, o resultado obtido foi incluído na Equação (48):

$$MW_d = \sum_i y_{i(d)} MW_i \quad (47)$$

$$HHV_m = \frac{HHV}{MW_d} \quad (48)$$

De forma semelhante, o poder calorífico inferior em base molar LHV foi obtido pela Equação (49), em base volumétrica LHV_v pela Equação (50), e em base

mássica LHV_m pela Equação (51). O valor em base molar para o H_2S , não constante na base de dados do EES™, foi adotado como sendo igual a $5,17 \cdot 10^5$ kJ/kmol, conforme publicado por Villasmil e Steinfeld (2010):

$$LHV = \sum_i y_{i(d)} LHV_i \quad (49)$$

$$LHV_v = \frac{LHV}{22,4 [m^3/kmol]} \quad (50)$$

$$LHV_m = \frac{LHV}{MW_d} \quad (51)$$

3.1.8 Propriedades e Parâmetros Operacionais de Gaseificação

No gaseificador em escala piloto de LFC considerado para este estudo, o *riser* possui uma seção transversal quadrada com lado de 0,50 m. Com base no cálculo da velocidade de transporte das partículas inertes do leito, foi estabelecida a velocidade superficial de 5,5 m/s para o agente gaseificante. Neste estudo, as propriedades termodinâmicas de todos os compostos foram obtidas a partir da base de dados do *software* EES™, versão acadêmica 10.094, também sendo utilizado para a realização dos cálculos referentes à solução do sistema de equações. Os parâmetros operacionais mais importantes do sistema de gaseificação utilizado na modelagem são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros operacionais do processo de gaseificação

Parâmetro	Valor	Unidade
A_r	0,25	m^2
arh	0,6	
P_{atm}	101,325	kPa
P_g	101,325	kPa
P_{sat}	3,169	kPa
P_{steam}	101,325	kPa
T_{air}	298	K
T_{steam}	673	K
U_s	5,5	m/s

Fonte: Autoria própria

3.2 MODELAGEM DO MOTOR DE CI DE CICLO OTTO

Para a simulação matemática do funcionamento do motor, foi considerado um modelo zero-dimensional baseado no modelo de liberação finita de calor. Este modelo é abordado por Heywood (1988), Ferguson e Kirkpatrick (2001), e Martins (2011). Para a sua implementação, foram consideradas as seguintes hipóteses: comportamento da mistura de gases como gás ideal, temperatura e pressão uniforme dos gases em todo o cilindro, combustão completa da mistura no interior do cilindro, e paredes dos cilindros não-adiabáticas.

Nesta seção, apresentam-se os procedimentos relacionados aos cálculos envolvendo as dimensões do conjunto cilindro-pistão do motor, a eficiência volumétrica, as propriedades da mistura ar-gás combustível, a vazão da mistura e o calor liberado pela sua combustão. Adicionalmente, apresenta-se o procedimento para o cálculo da pressão no interior do cilindro, a potência, o consumo de combustível e o torque do motor, além dos parâmetros geométricos e de funcionamento do mesmo.

3.2.1 Dimensões do Conjunto Cilindro-Pistão

As características geométricas analisadas nesta seção correspondem às apresentadas na obra de Ferguson e Kirkpatrick (2001). As dimensões e informações básicas do conjunto cilindro-pistão, necessárias para os cálculos, são o diâmetro do cilindro b , o curso do pistão S , o comprimento da biela l e o raio da manivela a , além do número de cilindros noc e da razão de compressão r .

Com base nesses dados, o volume de deslocamento de um cilindro V_D foi obtido pela Equação (52), e o volume de deslocamento do motor $V_{D(eng)}$ pela Equação (53):

$$V_D = \frac{\pi}{4} b^2 S \quad (52)$$

$$V_{D(eng)} = noc * V_D \quad (53)$$

O volume total do cilindro e o volume da câmara de combustão foram calculados a partir da solução simultânea das Equações (54) e (55):

$$V_t = V_D + V_C \quad (54)$$

$$r = \frac{V_t}{V_C} \quad (55)$$

O volume do cilindro V em qualquer ponto da trajetória do pistão pôde ser calculado em função do ângulo da manivela θ , medido em radianos, por meio da Equação (56),

$$V[\theta] = \frac{V_D}{r-1} + \frac{V_D}{2} \left(K + 1 - \cos \theta - \sqrt{K^2 - (\sin \theta)^2} \right) \quad (56)$$

onde K representa uma relação geométrica do mecanismo, mostrada na Equação (57).

$$K = 2 \frac{l}{S} \quad (57)$$

Fazendo uso da Equação (56), é possível calcular o volume do cilindro para qualquer ângulo θ . Um ângulo importante para os cálculos posteriores é o ângulo de fechamento da válvula de admissão θ_{ivc} , com o qual pode-se calcular o volume para fechamento da válvula de admissão V_{ivc} , como mostrado na Equação (58).

$$V_{ivc} = V[\theta_{ivc}] \quad (58)$$

Outro parâmetro geométrico importante utilizado na modelagem é a área A_W da parede do cilindro disponível para a transferência de calor em determinado ângulo de avanço da manivela, apresentada na Equação (59),

$$A_W[\theta] = \pi b \left(Y + \frac{4 V_C}{\pi b^2} \right) + \frac{\pi}{2} b^2 \quad (59)$$

onde Y representa a posição do pistão para um dado ângulo de manivela θ , sendo calculada pela Equação (60):

$$Y[\theta] = \frac{S}{2} + l - \left(\sqrt{l^2 - \frac{S^2}{4} (\sin \theta)^2} + \frac{S}{2} \cos \theta \right) \quad (60)$$

3.2.2 Eficiência Volumétrica

O cálculo da eficiência volumétrica de um motor de CI é um parâmetro de rendimento que requer, dentre outras informações, do conhecimento da geometria do cilindro, do diâmetro e curso das válvulas de admissão e do comportamento do escoamento gasoso no interior do cilindro. Devido à atuação desses fatores, é possível afirmar que cada tipo de motor possui um comportamento particular da eficiência volumétrica em função da velocidade de rotação.

No presente trabalho, optou-se pela utilização do *software* Maple 2015.1, para a obtenção de uma equação que descreve o comportamento da eficiência volumétrica. Essa equação foi obtida para um motor FIAT 838 A1.000, mediante uma análise de regressão, a partir dos dados experimentais obtidos por Masi e Gobbato (2012), para a operação de um motor alimentado com GLP (gás liquefeito de petróleo).

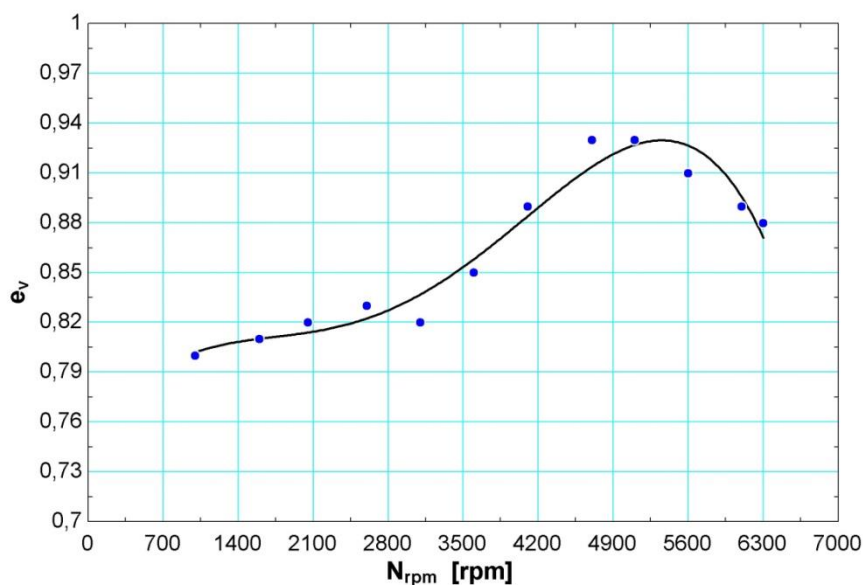
A relação obtida para a eficiência volumétrica e_V deste motor, em função da rotação de eixo, é apresentada na Equação (61),

$$\begin{aligned} e_V = & 0,740583221550135 + 0,000116026679865731 * (N_{rpm}/1[rpm]) \\ & - 7,30866687030237 * 10^{-8} * (N_{rpm}/1[rpm])^2 \\ & + 2,00894888603782 * 10^{-11} * (N_{rpm}/1[rpm])^3 \\ & - 1,72857924221641 * 10^{-15} * (N_{rpm}/1[rpm])^4 \end{aligned} \quad (61)$$

onde N_{rpm} representa a velocidade angular do eixo do motor, em rotações por minuto (rpm).

Na Figura 13, pode-se visualizar a comparação da curva obtida a partir da Equação (61) com os dados experimentais utilizados como referência.

Figura 13 – Curva de eficiência volumétrica obtida pela regressão de dados experimentais de Masi e Gobbato (2012)



Fonte: Autoria própria

3.2.3 Propriedades da Mistura de Ar e Gás Combustível

Para o processo de combustão no interior dos cilindros, foi considerada uma mistura composta por ar a temperatura T_{air} e pressão P_{atm} , e gás combustível seco, também a P_{atm} e a T_{gas} , com a composição definida pelo método da seção 3.1.

Fazendo uso de cálculos básicos de estequiometria, foi possível obter a razão ar-combustível mássica para a combustão estequiométrica do gás $AF_{m(stc)}$. Esse cálculo levou em conta a umidade presente no ar de combustão e também a umidade não precipitada do gás combustível seco. Considerando φ_c como a razão de equivalência de combustão, a razão ar-combustível mássica real pôde ser obtida pela Equação (62):

$$AF_m = \varphi_c * AF_{m(stc)} \quad (62)$$

A partir da razão AF_m , pôde-se calcular a fração mássica de ar na mistura de combustão $x_{air(c)}$ por meio da Equação (63), bem como a fração mássica de gás combustível x_{gas} , mediante a Equação (64):

$$x_{air(c)} = \frac{AF_m}{1 + AF_m} \quad (63)$$

$$x_{gas} = \frac{1}{1 + AF_m} \quad (64)$$

Na sequência, a fração molar de ar na mistura $y_{air(c)}$ foi obtida pela Equação (65), e a fração molar de gás combustível y_{gas} foi calculado pela Equação (66):

$$y_{air(c)} = \frac{x_{air(c)}/MW_{air}}{x_{air(c)}/MW_{air} + x_{gas}/MW_d} \quad (65)$$

$$y_{gas} = \frac{x_{gas}/MW_d}{x_{air(c)}/MW_{air} + x_{gas}/MW_d} \quad (66)$$

Com a densidade do ar ρ_{air} sendo avaliada a T_{air} e a P_{atm} , e a densidade do gás combustível ρ_{gas} sendo obtida pela Equação (67), para a pressão P_{atm} e temperatura T_{gas} de 298 K, levando em conta que 24,451 m³ é o volume ocupado por 1 kmol de gás nessas condições. A densidade da mistura ρ_{mix} foi obtida pela Equação (68):

$$\rho_{gas} = \frac{1 [kmol]}{24,451 [m^3]} * MW_d \quad (67)$$

$$\rho_{mix} = y_{air(c)} * \rho_{air} + y_{gas} * \rho_{gas} \quad (68)$$

Por fim, o poder calorífico inferior da mistura LHV_{mix} no interior do cilindro foi calculado a partir da Equação (69):

$$LHV_{mix} = \frac{LHV_m * (1 - hr_{gas})}{1 + AF_m} \quad (69)$$

onde LHV_m representa o PCI em base mássica do gás combustível e AF_m , a razão ar-combustível mássica. O termo hr_{gas} representa a umidade absoluta presente no gás combustível a 298 K após o processo de desumidificação.

3.2.4 Vazão de Mistura e Calor Liberado

A massa da mistura m_{mix} que ingressa no cilindro, a cada curso de admissão, pôde ser estabelecida pela Equação (70). Já, a vazão mássica média de mistura \dot{m}_{mix} , por cilindro, em kg/s, foi obtida através da Equação (71), válida para motores de quatro tempos:

$$m_{mix} = \rho_{mix} * V_D * e_V \quad (70)$$

$$\dot{m}_{mix} = m_{mix} * \frac{N_{rpm}}{60 \left[\frac{s}{min} \right] * 2[rev]} \quad (71)$$

A vazão mássica total da mistura $\dot{m}_{mix(eng)}$ pôde ser obtida pela Equação (72), e a vazão total mássica de gás combustível $\dot{m}_{gas(eng)}$, por sua vez, por meio da Equação (73):

$$\dot{m}_{mix(eng)} = n_{oc} * \dot{m}_{mix} \quad (72)$$

$$\dot{m}_{gas(eng)} = \dot{m}_{mix(eng)} * x_{gas} \quad (73)$$

O calor liberado pela combustão da mistura no interior do cilindro Q_{re} , medido em kJ, foi calculado utilizando-se a Equação (74):

$$Q_{re} = m_{mix} * LHV_{mix} \quad (74)$$

Neste trabalho foi considerada a queima completa do gás combustível em condição estequiométrica (razão de equivalência de combustão φ_c possuindo valor unitário). No entanto, essa liberação de calor não ocorre de forma instantânea, mas pode ser modelada como uma função do ângulo de manivela. A fração de calor

liberada χ em função do ângulo θ foi aproximada à distribuição cumulativa de Weibe, na forma apresentada por Ferguson e Kirkpatrick (2001). Essa distribuição é representada pela Equação (75),

$$\chi(\theta) = 1 - \exp\left(-\alpha\left(\frac{\theta - \theta_{st}}{\theta_{dur}}\right)^\psi\right) \quad (75)$$

onde α é o fator de eficiência de Weibe, ψ é o fator de forma de Weibe, θ_{st} é o ângulo de início da liberação de calor, e θ_{dur} representa o ângulo de duração da liberação de calor. Os valores utilizados nestes parâmetros são apresentados na seção 3.2.7.

3.2.5 Cálculo da Pressão no Interior do Cilindro

Considerando o modelo de liberação finita de calor com paredes não adiabáticas, a variação da pressão no cilindro P_c em relação ao ângulo θ , em kPa/rad, pôde ser modelada pela equação diferencial linear de primeira ordem, citada por Martins (2011), apresentada na Equação (76),

$$\frac{dP_c}{d\theta} = \frac{\gamma - 1}{V} \left(Q_{re} \frac{d\chi}{d\theta} - \kappa A_w \left(\frac{T_c - T_w}{\frac{\pi}{30} N_{rpm}} \right) \right) - \gamma \frac{P_c}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (76)$$

onde γ representa a razão entre calores específicos da mistura, κ representa o coeficiente de convecção térmica no interior do cilindro, T_c é a temperatura do gás no cilindro, e T_w é a temperatura da parede do cilindro.

A derivada da fração de calor liberado χ em relação ao ângulo θ e a derivada do volume V em relação a θ são apresentadas nas Equações (77) e (78):

$$\frac{d\chi}{d\theta} = \psi \alpha \frac{(1 - \chi)}{\theta_{dur}} \left(\frac{\theta - \theta_{st}}{\theta_{dur}} \right)^{\psi-1} \quad (77)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_D}{2} \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{K^2 - (\sin \theta)^2}} \right) \quad (78)$$

A temperatura do gás no cilindro foi determinada com base na relação de gás ideal apresentada na Equação (79),

$$\frac{P_c * V}{T_c} = \frac{P_{in} * V_t}{T_{in}} \quad (79)$$

onde P_{in} e T_{in} representam a pressão e a temperatura da mistura no início do movimento de compressão, respectivamente.

O coeficiente convectivo κ no interior do cilindro, em kW/(m²K), foi obtido a partir de uma adaptação da correlação de transferência de calor de Woschni, apresentada por Heywood (1988). Esta relação é definida pela Equação (80),

$$\kappa = 0,00326 * b^{-0,2} * P_c^{0,8} * T_c^{-0,55} * vel_{ic}^{0,8} \quad (80)$$

onde vel_{ic} representa a velocidade média dos gases no interior do cilindro.

Para o cálculo da velocidade dos gases vel_{ic} , inicialmente foi necessário obter a velocidade média do pistão vel_{pst} , em m/s, mediante a Equação (81):

$$vel_{pst} = \frac{S N_{rpm}}{30} \quad (81)$$

Com essa informação, a velocidade dos gases no interior do cilindro vel_{ic} , em m/s, foi calculada a partir da Equação (82), adaptada da equação fornecida por Martins (2011),

$$vel_{ic} = 2,28 * vel_{pst} + 0,00324 * \frac{T_{in} V_D}{P_{in} V_{ivc}} * \left(P_c - P_{in} \left(\frac{V_t}{V} \right)^\gamma \right) \quad (82)$$

onde V_{ivc} representa o volume do cilindro no momento do fechamento da válvula de admissão.

Por fim, a Equação (76) foi transformada em uma equação envolvendo uma integral de possível resolução numérica, seguindo o método de solução de equações diferenciais lineares estabelecido por Zill (2012). Essa relação obtida é mostrada na Equação (83):

$$P_c = P_{in} \left(\frac{V_t}{V}\right)^\gamma + \left(\frac{V_t}{V}\right)^\gamma \int_{\theta_{ini}}^{\theta_{fni}} \frac{\gamma - 1}{V} \left(\frac{V}{V_t}\right)^\gamma \left(Q_{re} \frac{d\chi}{d\theta} - \kappa A_W \left(\frac{T_c - T_W}{\frac{\pi}{30} N_{rpm}} \right) \right) d\theta \quad (83)$$

onde θ_{ini} e θ_{fni} representam os limites de integração, em rad. Para a integração numérica realizada no EES™, foi estabelecido um passo de integração θ_{step} igual a 0,001 rad. A pressão P_c no interior do cilindro foi obtida em kPa.

3.2.6 Potência, Consumo e Torque

Uma quantidade infinitesimal de trabalho δW pode ser calculada pela Equação (84). Combinando essa equação à Equação (78), da derivada do volume V em relação ao ângulo θ , pôde-se obter a equação da derivada do trabalho W em relação ao ângulo de manivela θ , conforme indicado pela Equação (85), em kJ/rad.

$$\delta W = P_c dV \quad (84)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = P_c \frac{V_D}{2} \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{K^2 - (\sin \theta)^2}} \right) \quad (85)$$

Dessa forma, o trabalho indicado do ciclo para o motor W_{ind} , em kJ, foi obtido mediante a integração da equação (85), multiplicada pelo número de cilindros noc , na forma mostrada pela Equação (86). Na integral desta equação respeitaram-se os mesmos limites de integração utilizados na equação da pressão P_c :

$$W_{ind} = noc \int_{\theta_{ini}}^{\theta_{fni}} P_c \frac{V_D}{2} \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{K^2 - (\sin \theta)^2}} \right) d\theta \quad (86)$$

Com o resultado do trabalho indicado do motor, foi possível calcular a potência indicada deste \dot{W}_{ind} , em kW, com o uso da Equação (87), válida para um motor de quatro tempos.

$$\dot{W}_{ind} = W_{ind} \frac{N_{rpm}}{120} \quad (87)$$

Outra grandeza de rendimento calculada para o motor foi o consumo específico indicado de combustível $isfc$, em (kg/s)/kW, cujo valor foi obtido por meio da Equação (88). Além desta, a pressão média efetiva indicada $imep$ também foi determinada, em kPa, fazendo uso da Equação (89):

$$isfc = \frac{\dot{m}_{gas(eng)}}{\dot{W}_{ind}} \quad (88)$$

$$imep = \frac{W_{ind}}{V_{D(eng)}} \quad (89)$$

A exemplo da eficiência volumétrica, as perdas por atrito no motor também dependem de uma série de fatores, muitas vezes difícil de serem quantificados com exatidão. Dessa forma, para estabelecer um valor, optou-se pela utilização de uma correlação experimental para o cálculo da pressão média efetiva total de atrito $tfmep$, em kPa, válida para motores com volume de deslocamento total entre $8,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ e $2,00 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$. Essa correlação, citada por Heywood (1988), é mostrada na Equação (90):

$$tfmep = 97 + 15 * \left(\frac{N_{rpm}}{1000} \right) + 5 * \left(\frac{N_{rpm}}{1000} \right)^2 \quad (90)$$

Conhecendo-se o valor de $tfmep$, foi possível calcular as grandezas anteriores “ao freio”, ou seja, descontando as perdas por atrito. A potência ao freio \dot{W}_b , em kW, foi calculada pela Equação (91), o consumo específico ao freio $bsfc$, em (kg/s)/kW, pela Equação (92), e a pressão média efetiva ao freio $bmep$, em kPa, pela Equação (93):

$$\dot{W}_b = (W_{ind} - tfmep * V_{D(eng)}) \frac{N_{rpm}}{120} \quad (91)$$

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{gas(eng)}}{\dot{W}_b} \quad (92)$$

$$bmep = imep - tfmep \quad (93)$$

Finalmente, foi possível o cálculo do torque no motor τ , em N*m, por meio da Equação (94), com base na relação fornecida por Ferguson e Kirkpatrick (2001):

$$\tau = 1000 \frac{\dot{W}_b}{\frac{\pi}{30} N_{rpm}} \quad (94)$$

3.2.7 Parâmetros Geométricos e de Funcionamento do Motor

Como mencionado anteriormente, o motor selecionado para este trabalho foi o FIAT 838 A1.000, que na Europa equipava o automóvel Lancia Kappa e, no Brasil, o FIAT Marea. As suas características geométricas, de interesse para este trabalho, são exibidas na Tabela 4.

Tabela 4 – Dimensões do motor FIAT 838 A1.000

Parâmetro	Valor	Unidade
b	0,082	m
S	0,0756	m
l	0,144	m
r	10	
noc	5	
$V_{D(eng)}$	$1,996 \cdot 10^{-3}$	m^3

Fonte: Adaptado de Masi e Gobbato (2012)

Os valores típicos do ângulo de manivela θ necessários para a execução das simulações foram obtidos na literatura, e apresentados na Tabela 5, tendo como ângulo de 0° o PMS do conjunto.

Tabela 5 – Ângulos de manivela importantes

Parâmetro	Valor	Unidade
θ_{st}	-15	°
θ_{dur}	45	°
θ_{ivc}	-135	°

Fonte: Adaptado de Martins (2011)

Para efeito de simplificação, a razão de calores específicos γ foi considerada como sendo a mesma que a do ar, mas levando em conta a sua variação com a temperatura no cilindro.

Por fim, para os fatores da distribuição de Weibe, foram considerados os mesmos valores adotados por Heywood (1988), ou seja, 5 para o fator de eficiência α , e 3 para o fator de forma ψ . A temperatura das paredes do cilindro foi considerada como sendo $T_w = 413$ K, conforme estimado por Medina et al. (2014).

3.3 MODELAGEM DO SISTEMA GASEIFICADOR-MOTOR

O gás combustível produzido no gaseificador de LFC deve ser tratado para a retirada de impurezas, desumidificado e resfriado para seu armazenamento e posterior alimentação ao motor. Esse gás combustível seco é fornecido a um motor de ciclo Otto, juntamente com ar, tornando possível a realização da combustão e, conseqüentemente, a entrega de potência e torque no eixo de saída do motor.

Para a avaliação desse sistema integrado, foram considerados indicadores de desempenho de interesse reportados na literatura, a fim de realizar comparações com resultados obtidos em trabalhos prévios. Para a avaliação do gaseificador, um indicador bastante comum é a eficiência da gaseificação a frio CGE , citada por Li et al. (2004). Este parâmetro é calculado conforme a Equação (95),

$$CGE = \frac{HHV_v * v_d}{HHV_{sf}} * 100[\%] \quad (95)$$

onde v_d representa o volume específico do gás seco, à temperatura de 273 K e pressão de 1 atm, podendo ser obtido, em m^3/kg , pela Equação (96):

$$v_d = \frac{\dot{n}_d * 22,4[m^3/kmol]}{\dot{m}_{sf}} \quad (96)$$

Outro parâmetro a ser considerado é a eficiência da gaseificação a quente *HGE*, que envolve o calor específico c_p dos gases resultantes, a temperatura de gaseificação T_g e a temperatura padrão T_{std} . O valor de c_p foi avaliado à temperatura dada pela média aritmética entre T_g e T_{std} . O parâmetro *HGE* é citado por Basu (2006), e mostrado na Equação (97):

$$HGE = \frac{(HHV_v * v_d + (T_g - T_{std}) * \sum y_{i(d)} * cp_i)}{HHV_{sf}} * 100[\%] \quad (97)$$

O rendimento total η_{eng} do motor foi calculado por meio da Equação (98):

$$\eta_{eng} = \left(\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_{mix(eng)} * LHV_{mix}} \right) * 100[\%] \quad (98)$$

Finalmente, o rendimento global η_{sys} do sistema gaseificador-motor foi avaliado com a utilização da Equação (99):

$$\eta_{sys} = \left(\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_{sf} * (1 - x_{H_2O(sf)}) * HHV_{sf}} \right) * 100[\%] \quad (99)$$

Para análise da relação entre a produção e o consumo de gás combustível (*PCR*), foi utilizada a Equação (100),

$$PCR = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{gas(eng)}} \quad (100)$$

onde \dot{m}_d representa a vazão mássica total de gás combustível seco e resfriado produzida pelo gaseificador, e $\dot{m}_{gas(eng)}$ é a vazão mássica de combustível usado no motor. A avaliação dessa variável fornece importantes dados para o sistema, como por exemplo, quantos motores podem ser operados de forma simultânea, ou com

quantas horas de operação do gaseificador pode-se operar um único motor por 24 horas.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, são apresentados e analisados os resultados das simulações realizadas dos processos de gaseificação no reator de LFC, da combustão do gás energético no motor de CI e do desempenho do sistema conjunto gaseificador-motor.

4.1 ANÁLISE DE GASEIFICAÇÃO

Nesta seção, avaliaram-se os resultados encontrados para composição e poder calorífico do gás produzido, além da verificação do modelo adotado, comparando seus resultados com dados obtidos experimentalmente por outros autores. Adicionalmente, os resultados da eficiência da gaseificação foram analisados.

Foram realizadas simulações para doze condições de operação do gaseificador, variando-se o tipo de combustível sólido e a fração mássica de vapor de água no agente gaseificante. Na Tabela 6, mostram-se a nomenclatura e as condições de cada simulação de gaseificação.

Tabela 6 – Nomenclatura e condições das simulações

Combustível	$x_{steam(ga)}$	Simulação
Casca de arroz	0,0	CA0
	0,2	CA2
	0,5	CA5
Serragem de pinus	0,0	SP0
	0,2	SP2
	0,5	SP5
Carvão mineral	0,0	CM0
	0,2	CM2
	0,5	CM5
Lixo doméstico	0,0	LD0
	0,2	LD2
	0,5	LD5

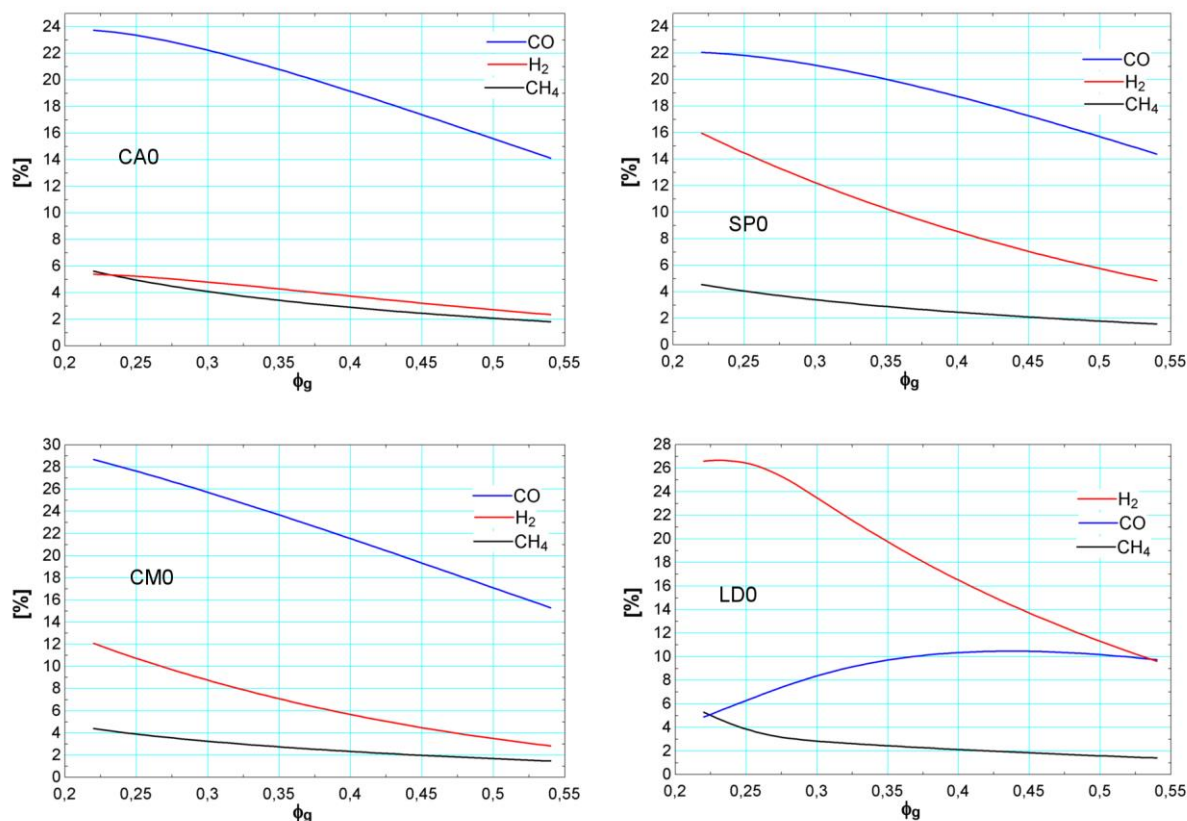
Fonte: Autoria própria

4.1.1 Composição do Gás Produzido

A variação da composição dos principais gases combustíveis em função da razão de equivalência para os quatro combustíveis gaseificados analisados, sem

adição de vapor de água, é apresentada na Figura 14. Neste estudo, a composição do gás produzido é sempre analisada em base seca, salvo quando informado em outra base.

Figura 14 – Concentração molar dos gases combustíveis em função da razão de equivalência



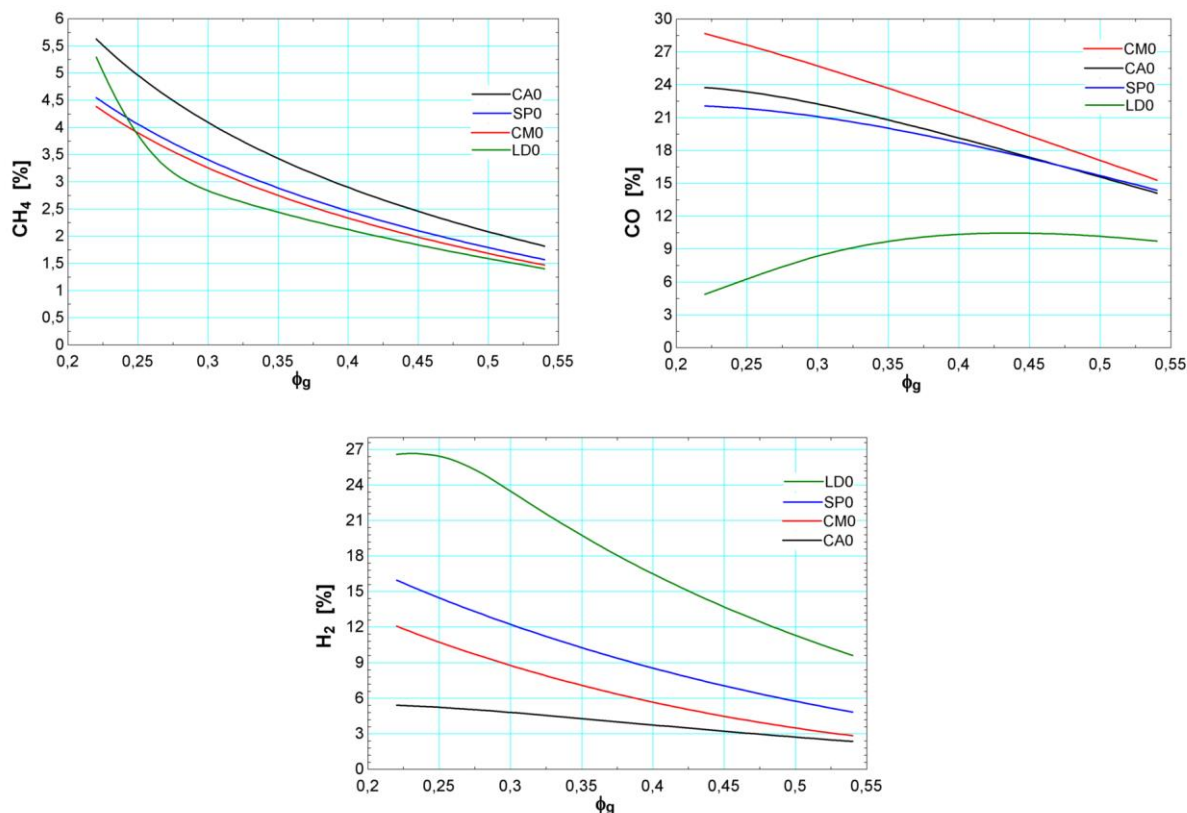
Fonte: Autoria própria

Como esperado, a concentração dos gases combustíveis diminui conforme uma maior quantidade de agente gaseificante é fornecida. Esse resultado foi percebido em vários trabalhos reportados na literatura, como nos experimentos realizados por Li et al. (2001), Li et al. (2004) e Guo et al. (2013), além das simulações de Puig-Arnavat, Bruno e Coronas (2012) e de Miao et al. (2014).

O comportamento obtido no perfil das curvas se deve ao fato da maior presença de oxigênio no sistema, que propicia a queima dos gases combustíveis gerados. A curva do CO na gaseificação de LD0 apresentou um pico de concentração tardio em $\phi_g=0,44$, mas com tendência de redução no valor da concentração molar com o incremento adicional no fator de equivalência.

A fim de melhor observar o efeito do tipo de combustível sobre a concentração de cada composto combustível, sem adição de vapor de água, os resultados da Figura 14 foram reagrupados nas curvas da Figura 15.

Figura 15 – Concentração molar dos componentes para cada combustível sólido



Fonte: Autoria própria

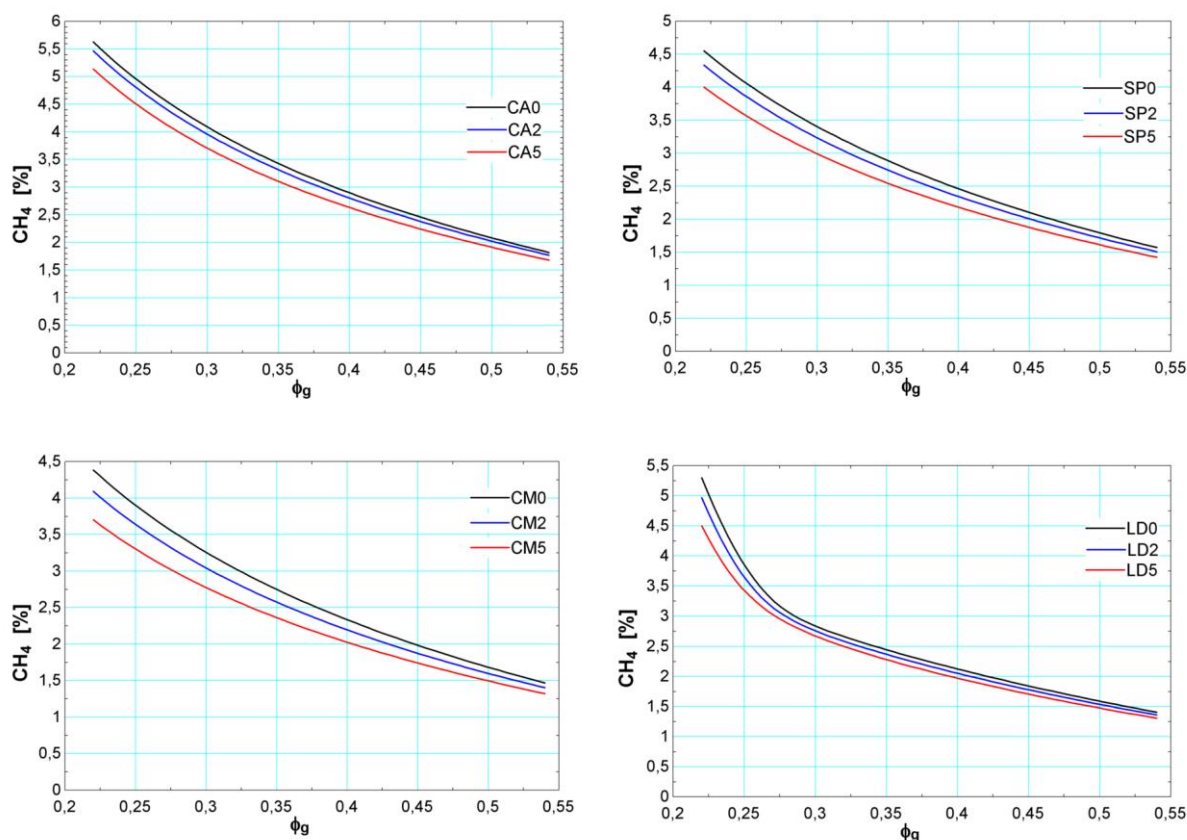
A maior concentração de CH₄ é obtida com a gaseificação de CA. Para os outros combustíveis sólidos, a concentração foi um pouco menor e com tendência bastante semelhante.

A concentração de CO depende principalmente da quantidade de carbono e da umidade presente no sólido e no agente fluidizante. Os resultados mostram que a gaseificação de CM apresentou a maior concentração de monóxido de carbono. A concentração mais baixa foi encontrada para LD, em parte devido ao fato desse combustível apresentar 37% de umidade, diferentemente dos outros combustíveis, que possuem menos de 10% neste quesito. Essa alta umidade gera a situação semelhante à descrita para a menor concentração de CO quando da injeção de vapor de água no agente gaseificante, conforme explicitado mais adiante.

Essa alta umidade para LD também explica a concentração de H_2 bem superior à das outras simulações. Para esse componente, CA produziu a menor concentração no gás combustível, como consequência da baixa umidade desta biomassa e a relativa baixa concentração de hidrogênio presente na sua composição.

Como já foi mencionado, outro fator que influenciou nas concentrações dos compostos do gás combustível obtido foi a composição do agente gaseificante. Na Figura 16, inicialmente mostra-se o efeito que a adição de vapor de água promove sobre a composição de CH_4 no gás produzido a partir de cada combustível sólido gaseificado.

Figura 16 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de CH_4



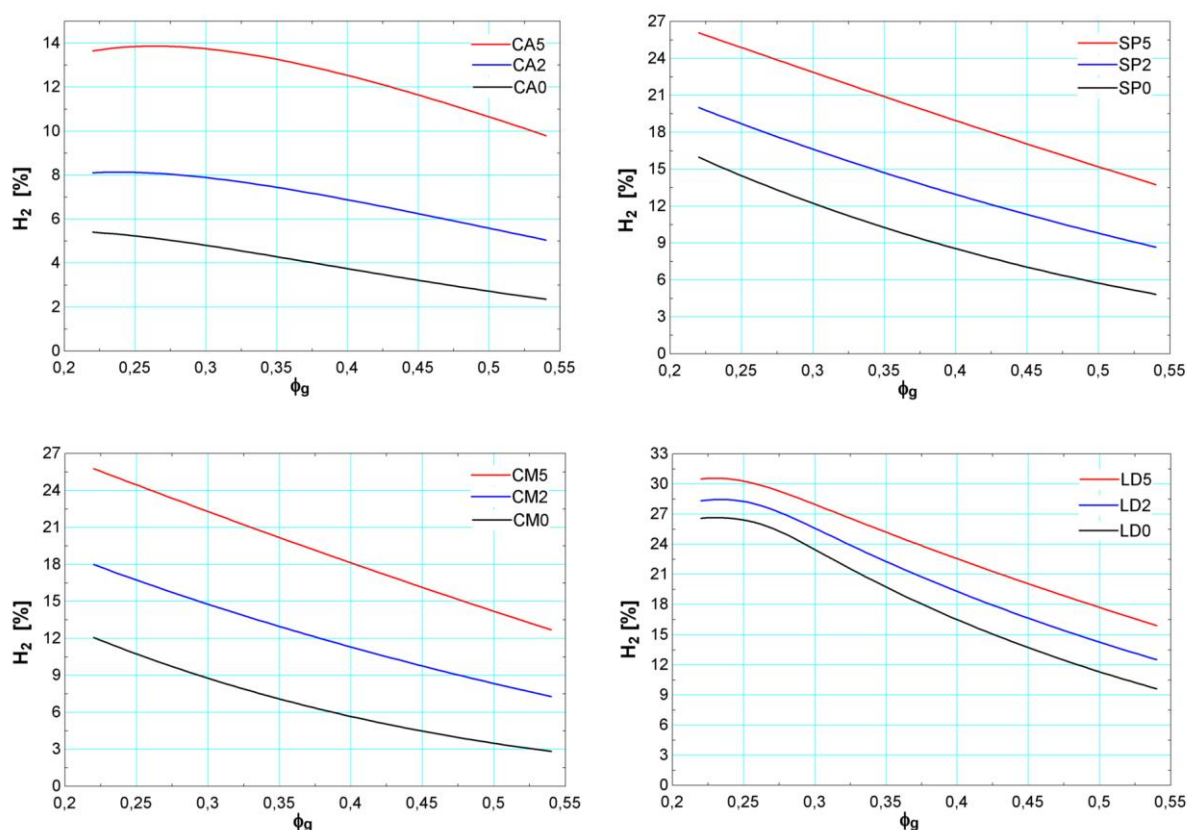
Fonte: Autoria própria

Como observado, a adição de vapor de água no agente gaseificante diminui levemente a concentração de metano para todos os casos. Essa influência é pequena pelo fato da baixa quantidade de metano produzida através das reações de

gaseificação, sendo a maior parte deste composto gerada pela pirólise, que independe da composição do agente gaseificante.

Na Figura 17, avalia-se a influência da adição de vapor de água no agente gaseificante para a composição de H_2 no gás produzido.

Figura 17 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de H_2

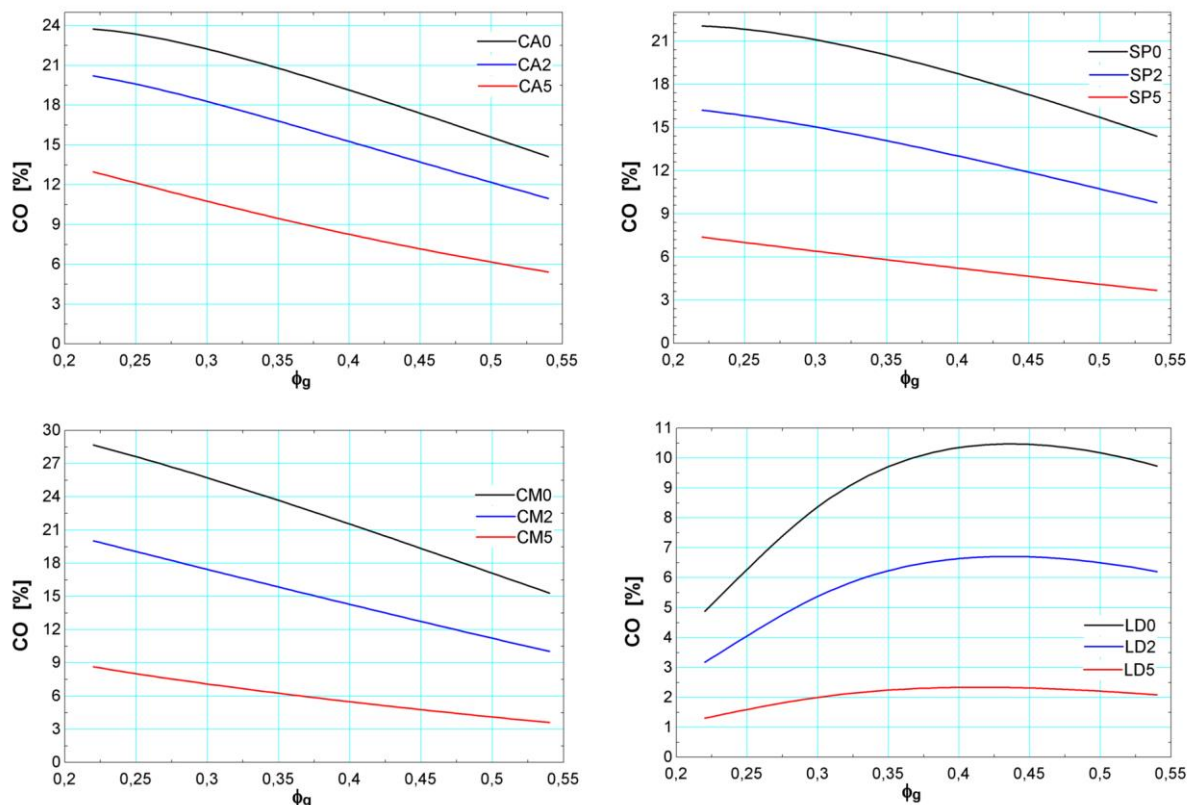


Fonte: Autoria própria

Percebe-se que a injeção de vapor de água no agente gaseificante apresenta-se como uma forma eficaz para a obtenção de concentrações maiores de H_2 no gás combustível. Um comportamento similar ao obtido nas simulações do presente estudo foi apresentado por Puig-Arnavat, Bruno e Coronas (2012) e por Chutichai et al. (2015). Em especial, observa-se que o lixo doméstico fornece as maiores concentrações de hidrogênio de todos os combustíveis gaseificados, sugerindo sua importância relativa para a geração deste composto energético.

A concentração de CO para cada combustível sólido utilizado com diferentes frações de vapor de água injetadas é apresentada na Figura 18.

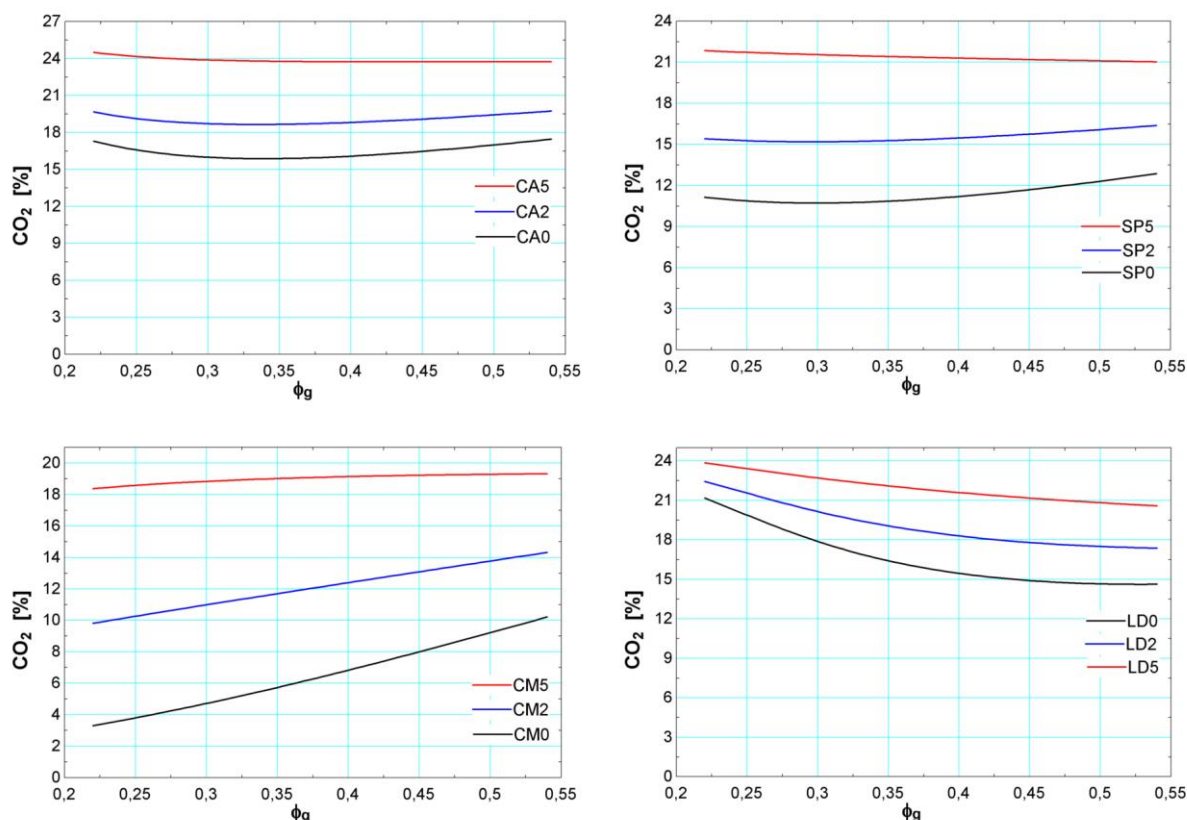
Figura 18 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de CO



Fonte: Autoria própria

Para todos os combustíveis analisados, a injeção de vapor de água promoveu menores concentrações molares de CO no gás produzido. Em parte, isso se deve ao fato de haver mais vapor disponível para a reação de deslocamento gás-água (reação *shift*), que consome CO e produz H_2 e CO_2 . Isso pode ser verificado pelo aumento na concentração de H_2 , já observada, e pelo aumento da concentração de CO_2 para maiores frações mássicas de vapor de água presente no agente gaseificante, conforme ilustrado na Figura 19.

Figura 19 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de CO₂

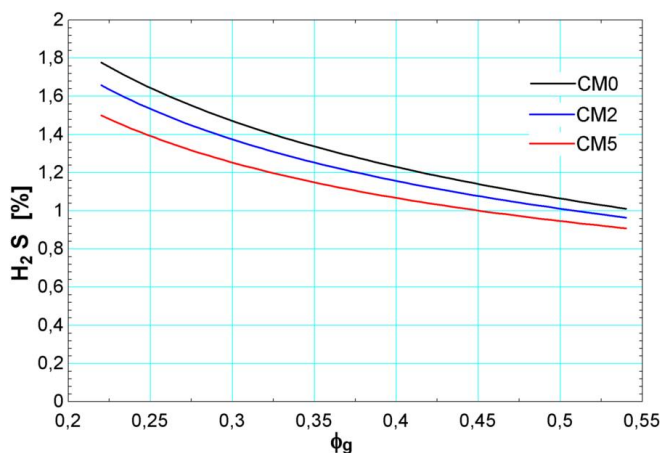


Fonte: Autoria própria

O comportamento dos gases anteriormente descritos em função do uso de diferentes quantidades de vapor de água no agente gaseificante foi semelhante ao obtido nos experimentos de Lv et al. (2004) e nas simulações de Puig-Arnavat, Bruno e Coronas (2012) e de Chutichai et al. (2015). Um comportamento parecido na variação da composição dos gases para maiores frações de vapor de água também foi percebido por Guo et al. (2013), para combustíveis sólidos mais úmidos.

Um componente do gás final que não teve sua composição analisada até este ponto é o H₂S. Esse composto aparece em quantidade considerável apenas no gás produzido a partir de CM, pois a quantidade de enxofre presente nos demais combustíveis é muito baixa, como visto na Tabela 2. A concentração de H₂S no gás produzido em função da razão de equivalência, para os três casos de gaseificação de CM em relação à injeção de vapor de água no agente gaseificante é mostrada na Figura 20.

Figura 20 – Efeito da adição de vapor de água sobre a composição molar de H₂S



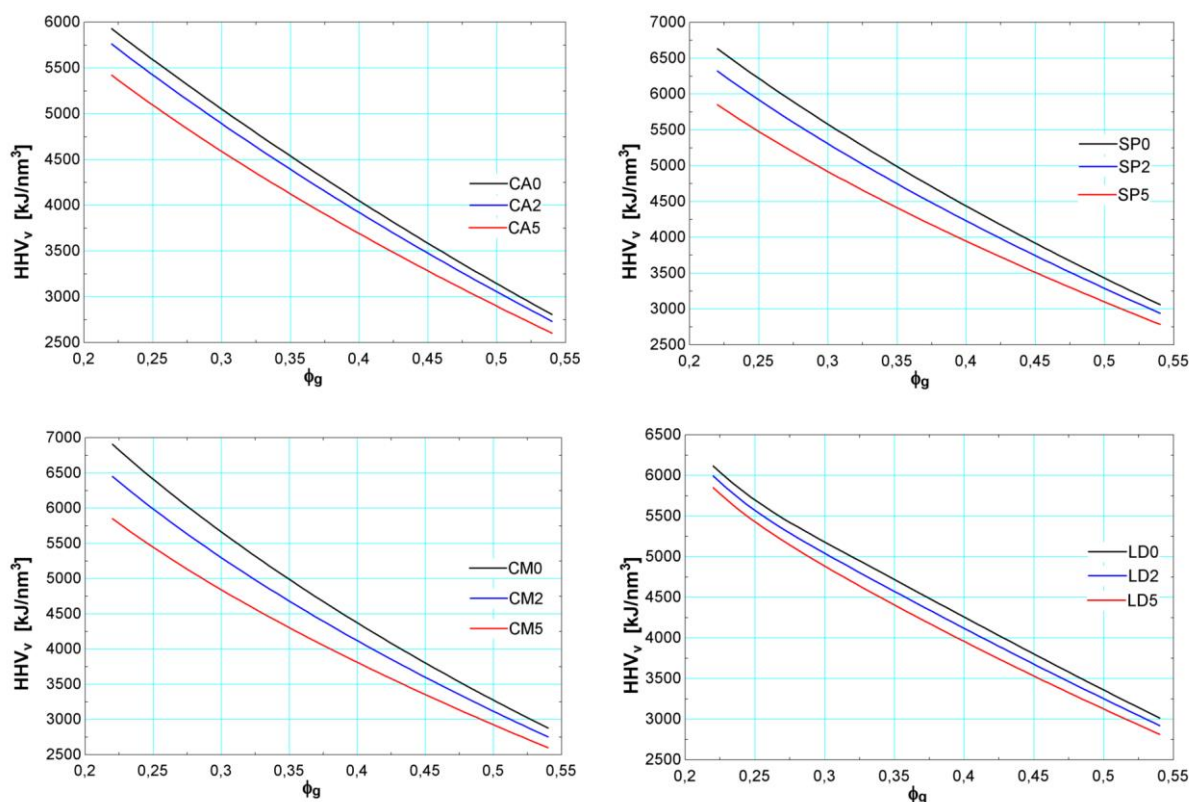
Fonte: Autoria própria

Como esperado, a concentração de sulfeto de hidrogênio diminui com o aumento da razão de equivalência e também com a injeção de quantidades maiores de vapor de água no agente gaseificante. Menores concentrações de H₂S às obtidas na simulação são desejáveis, uma vez que esse composto é prejudicial para o sistema.

4.1.2 Poder Calorífico do Gás

O poder calorífico superior (PCS) calculado para o gás combustível em base volumétrica, para cada combustível sólido, com diferentes frações mássicas de vapor de água no agente gaseificante, é mostrado na Figura 21.

Figura 21 – Influência da injeção de vapor de água no PCS do gás produzido



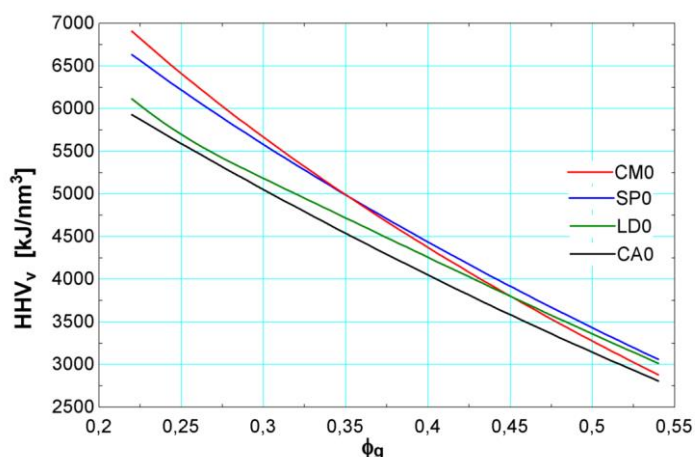
Fonte: Autoria própria

Observa-se que o PCS dos gases produzidos diminui com o aumento da razão de equivalência, uma vez que a concentração molar de todos os gases combustíveis também decresce sob essa condição, como visto na seção anterior, estando em concordância com os resultados apresentados por Li et al. (2001), Li et al. (2004) e Wu et al. (2008).

Em relação à adição de vapor, maiores frações de vapor de água no agente gaseificante acarretam diminuição no PCS do gás produzido para todos os combustíveis sólidos analisados. Este resultado foi igualmente observado por Chutichai et al. (2015), tendo explicação na maior presença de CO_2 , que possui poder calorífico nulo no gás seco. Esse efeito foi menos acentuado no LD, devido a esse combustível já apresentar alta umidade.

A comparação do PCS do gás gerado a partir dos quatro combustíveis sólidos, sem adição de vapor, é mostrada na Figura 22.

Figura 22 – PCS volumétrico do gás gerado a partir de cada combustível



Fonte: Autoria própria

Em base volumétrica, o PCS do gás produzido a partir de casca de arroz teve o menor valor para toda a faixa de razão de equivalência. O melhor desempenho sem adição de vapor foi obtido para o carvão mineral com valores de razão de equivalência menores que aproximadamente 0,35 e, para a serragem de *pinus*, em razões de equivalência maiores a esse valor.

4.1.3 Comparação com Dados da Literatura

Para a validação do modelo de gaseificação em relação à composição do gás produzido, optou-se por comparar os resultados obtidos experimentalmente por outros autores com os aqui simulados para as mesmas condições. Na Tabela 7, mostra-se a pressão de operação e a composição dos combustíveis sólidos, em base seca mássica (%bs), cuja gaseificação foi avaliada experimentalmente, sem adição de vapor.

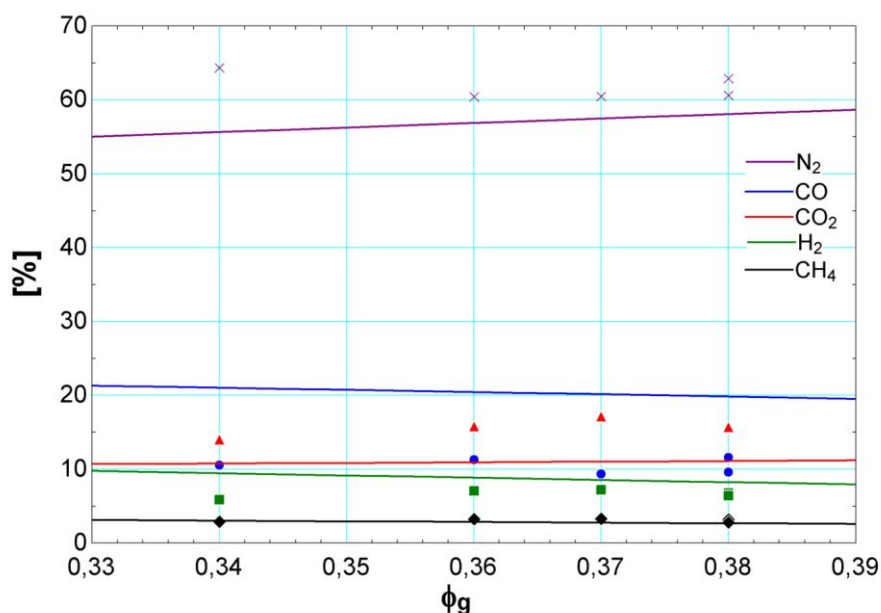
Tabela 7 – Parâmetros de simulação para validação do modelo de gaseificação

Parâmetro	Dados				
	Experimentos	Drift et al. (2001)	Li et al. (2001)	Li et al. (2004)	Miao et al. (2014)
Tipo de combustível		Madeira	Carvão	Serragem	Casca de arroz
P_g (kPa)		102	155	119	102
C (%bs)		49,8	62,9	50,4	39,8
H (%bs)		5,7	3,6	6,9	5,0
O (%bs)		41,3	17,8	40,5	40,0
N (%bs)		0,6	0,8	0,4	0,5
S (%bs)		0,1	0,2	0,3	0,2
cinzas (%bs)		2,6	14,7	1,6	14,6
umidade (%)		9,6	9,0	9,4	14,4
HHV_{sf} (kJ/kg)		20460	21100	20800	14144

Fonte: Adaptado de Drift, Doorn e Vermeulen (2001), Li et al. (2001), Li et al. (2004) e Miao et al. (2014)

A comparação entre os dados experimentais obtidos por Drift, Doorn e Vermeulen (2001), para razões de equivalência entre 0,34 e 0,38, e os dados do modelo utilizado neste trabalho é ilustrada na Figura 23.

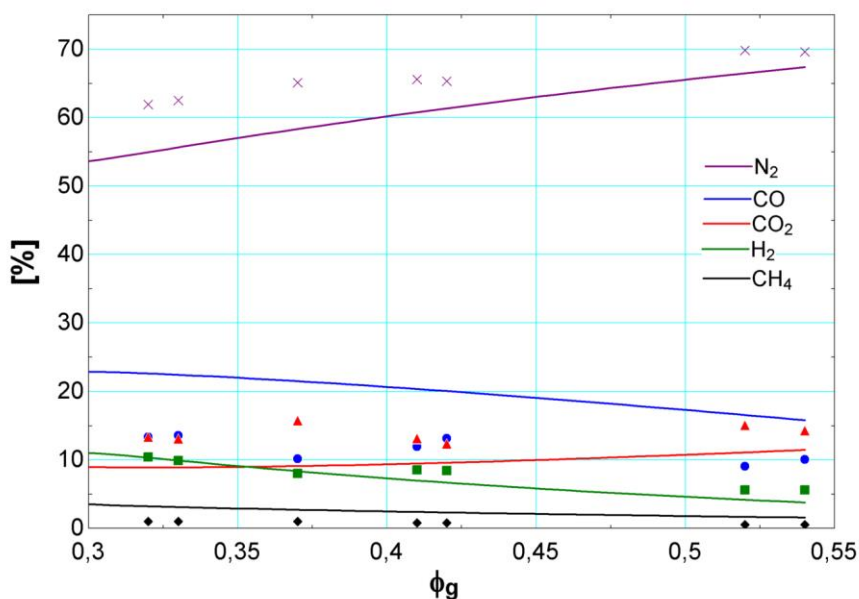
Figura 23 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Drift, Doorn e Vermeulen (2001), onde: \blacklozenge -CH₄; \bullet -CO; \blacktriangle -CO₂; \blacksquare -H₂; \times -N₂.



Fonte: Autoria própria

Na Figura 24, mostra-se a comparação dos resultados obtidos pelas simulações com os dados experimentais apresentados por Li et al. (2001), para razão de equivalência entre 0,32 e 0,54.

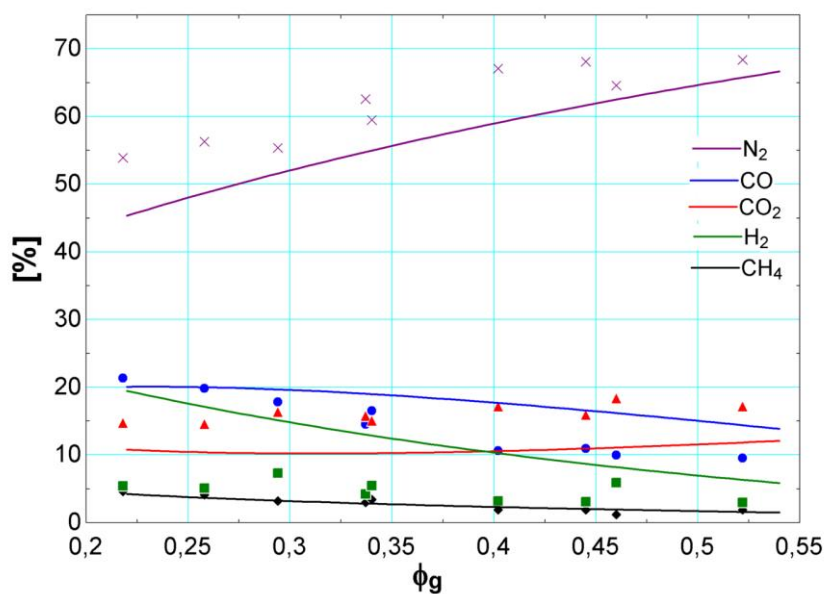
Figura 24 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Li et al. (2001), onde: \blacklozenge -CH₄; \bullet -CO; \blacktriangle -CO₂; \blacksquare -H₂; \times -N₂.



Fonte: Autoria própria

A comparação entre os dados obtidos pelas simulações deste estudo e os obtidos de forma experimental por Li et al. (2004) para razões de equivalência entre 0,22 e 0,52 é mostrado na Figura 25.

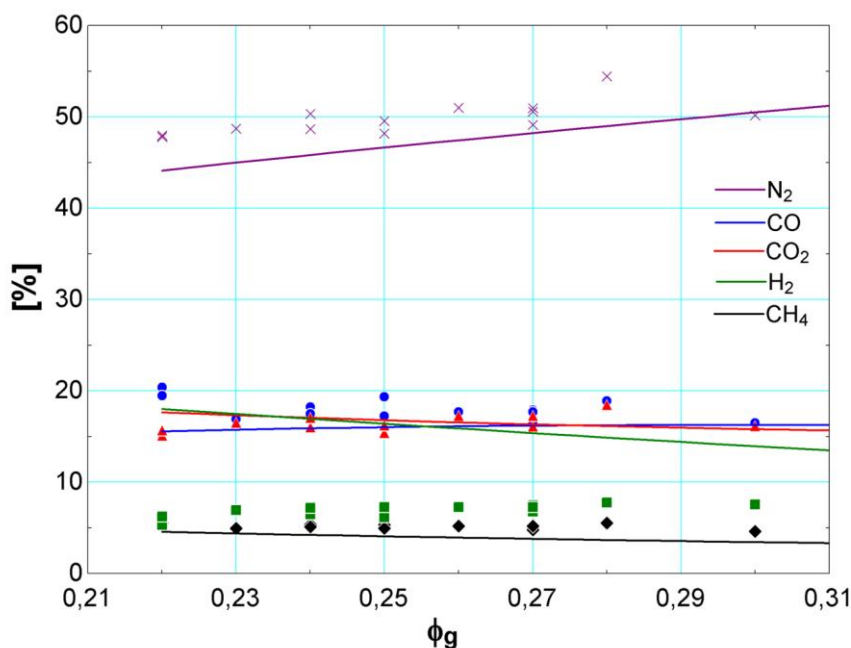
Figura 25 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Li et al. (2004), onde: \blacklozenge -CH₄; \bullet -CO; \blacktriangle -CO₂; \blacksquare -H₂; \times -N₂.



Fonte: Autoria própria

Por fim, os resultados obtidos pelas simulações deste estudo são comparados aos obtidos por Miao et al. (2014) para razões de equivalência entre 0,22 e 0,30, na Figura 26.

Figura 26 – Comparação do modelo com os dados obtidos para a composição molar do gás nos experimentos de Miao et al. (2014), onde: ◆-CH₄; ●-CO; ▲-CO₂; ■-H₂; x-N₂.



Fonte: Autoria própria

Da Figura 23 à Figura 26, observa-se que a concentração molar de CH₄ encontrada nas simulações ficou próxima aos valores obtidos experimentalmente, confirmando a importância das modificações no modelo de equilíbrio puro com o objetivo de contabilizar o metano liberado na pirólise.

Em quase todos os quatro estudos analisados, a concentração molar de N₂ foi maior que os valores simulados, mas sempre seguindo a mesma tendência de aumento de N₂ com o incremento na razão de equivalência. Cabe ressaltar que a composição porcentual de nitrogênio no gás produzido é calculada pela diferença entre o total de 100% e as porcentagens das concentrações medidas dos outros compostos. Assim, as concentrações de componentes não-contabilizados pelas reações de equilíbrio estão acrescentadas à fração de nitrogênio.

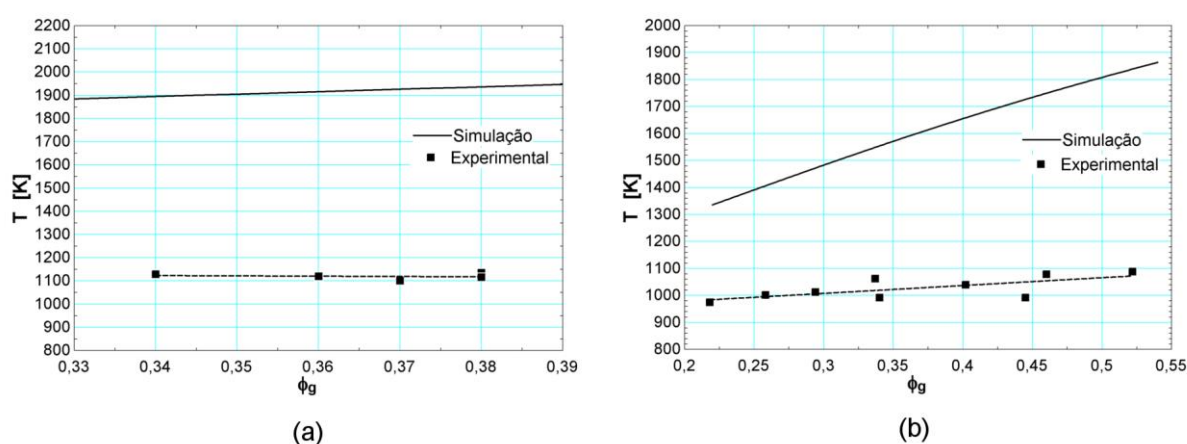
Com exceção dos resultados de Li et al. (2001), os demais dados apresentaram concentrações molares de H₂ consideravelmente menores que os

valores preditos pelo modelo deste estudo. A superestimação no valor da concentração de H_2 no gás combustível também foi constatada em outros estudos que envolviam a minimização da energia livre de Gibbs, como nos apresentados por Ruggiero e Manfrida (1999), Li et al. (2004) e Jarungthammachote e Dutta (2008). De acordo com Li et al. (2004), o desvio pode ser explicado pelo fato de ter sido considerado que toda a água do sistema fica disponível para reagir com CO seguindo a reação de deslocamento gás-água (reação *shift*), o que representa uma situação idealizada.

No caso das concentrações molares de CO e CO_2 , ocorreu certa discrepância entre os dados experimentais e os calculados pelo modelo. A concentração de CO obtida nas simulações apresentou valor maior do que a obtida nos quatro estudos e, por consequência, nas concentrações de CO_2 observou-se o comportamento inverso. Essa tendência também pôde ser verificada na comparação do modelo de Li et al. (2001) com seus resultados experimentais.

Essas discrepâncias para CO e CO_2 entre modelo e experimento podem ser explicadas pelas diferenças entre as temperaturas do leito medidas nos experimentos e as obtidas nas simulações. Drift, Doorn e Vermeulen (2001), Li et al. (2001) encontraram valores da temperatura de equilíbrio superiores aos medidos no leito, assim como a comparação entre seus valores experimentais e os valores obtidos nas simulações deste estudo, como mostrado na Figura 27. De acordo com as reações de gaseificação (reações endotérmicas), uma maior concentração de CO é promovida ao incrementar a temperatura do leito.

Figura 27 – Comparação entre a temperatura de equilíbrio obtida pela simulação neste estudo e os valores experimentais de: (a) Drift, Doorn e Vermeulen (2001) e (b) Li et al. (2004).



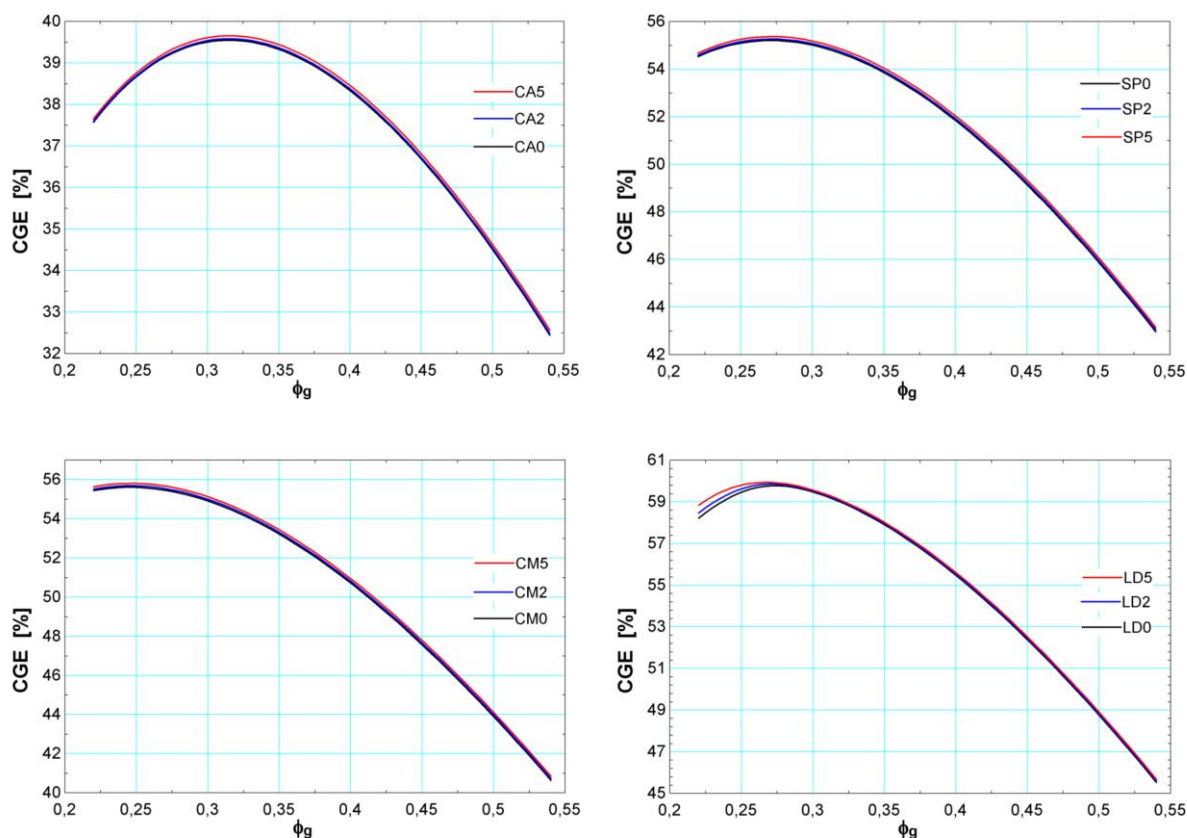
Fonte: Autoria própria

Mesmo considerando as discrepâncias já citadas, pode-se afirmar que o modelo para a gaseificação aplicado neste trabalho segue as tendências de composição molar obtidas em dados experimentais. Destaca-se a escassez de trabalhos publicados envolvendo experimentos de gaseificação em reatores de LFC, o que constituiu uma limitante para a realização de uma melhor comparação do modelo empregado.

4.1.4 Eficiência da Gaseificação

A eficiência de gaseificação a frio foi avaliada para os quatro combustíveis sólidos em função da razão de equivalência, com diferentes frações de vapor de água injetado no agente gaseificante, com os resultados mostrados na Figura 28.

Figura 28 – Comportamento da eficiência da gaseificação a frio em função da razão de equivalência para diferentes frações de vapor de água injetado



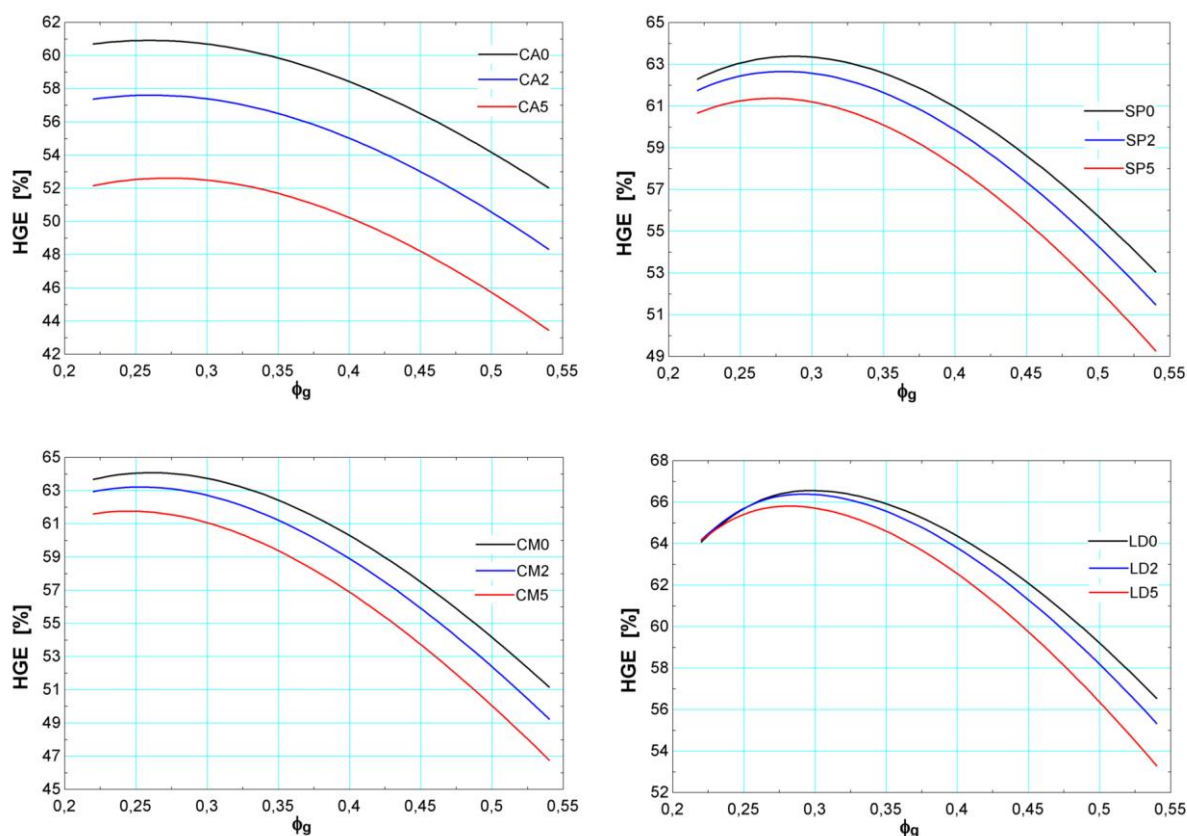
Fonte: Autoria própria

Considerando-se os quatro combustíveis analisados, as curvas da Figura 28 mostram que a eficiência a frio apresenta um valor máximo na faixa de 0,25 a 0,32 do fator de equivalência. Sánchez (2010) confirma que o valor de eficiência a frio máximo é alcançado na faixa de razão de equivalência entre 0,28 e 0,35 para biomassas de origem lignocelulósica, sugerindo boa concordância do modelo neste parâmetro de rendimento.

Ao verificar o efeito da adição de vapor de água, nota-se que a participação deste agente gaseificante provoca um aumento praticamente desprezível na eficiência da gaseificação a frio do processo para todos os casos.

Uma análise semelhante foi realizada para a eficiência a quente, cujas curvas podem ser visualizadas na Figura 29.

Figura 29 – Comportamento da eficiência da gaseificação a quente em função da razão de equivalência para diferentes frações de vapor de água injetado



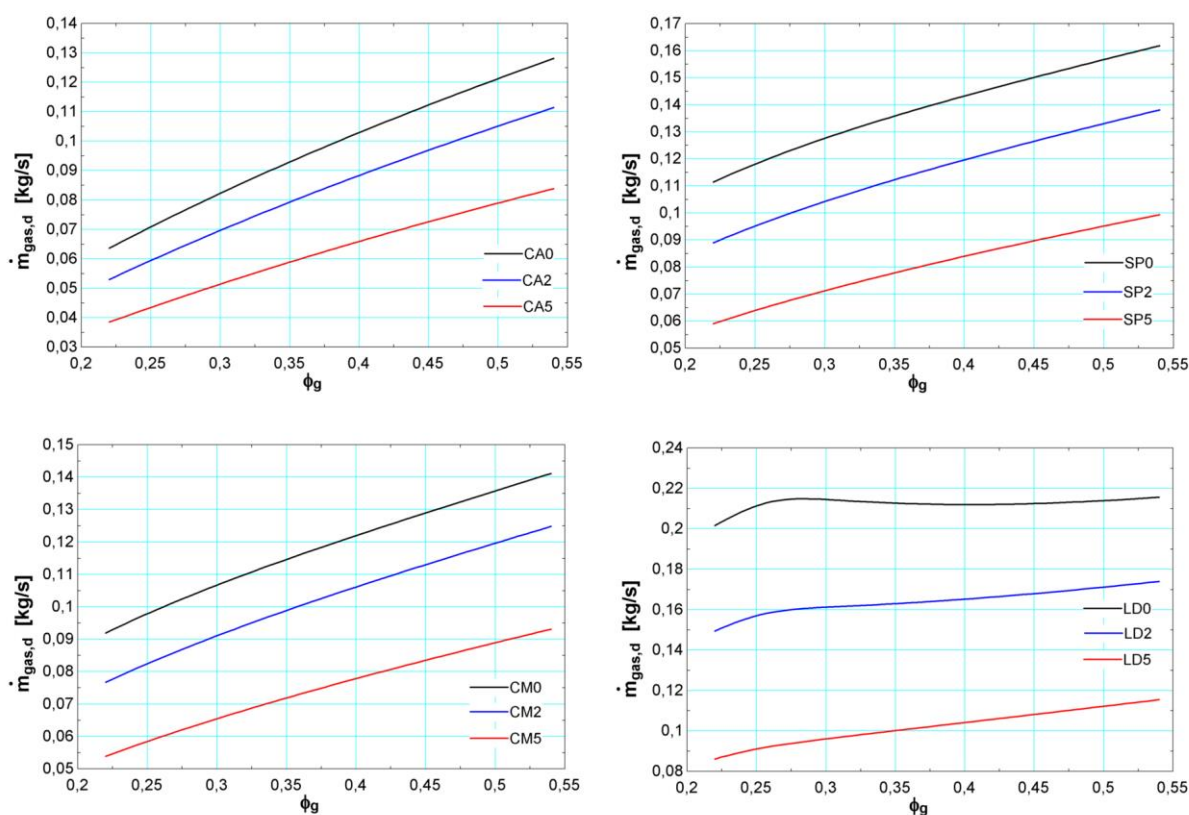
Fonte: Autoria própria

Diferente dos casos da eficiência a frio, a eficiência da gaseificação a quente sofre um impacto negativo considerável pela injeção de vapor de água no agente

gaseificante. Isso se deve à diminuição da temperatura promovida pela injeção gradativa de vapor de água, afetando o calor sensível do gás produzido.

Com base nos resultados obtidos, a injeção de vapor de água no agente gaseificante não se apresenta como uma medida vantajosa de produção de gás combustível para sua queima em motores de CI. Como visto, a eficiência da gaseificação a frio experimenta um aumento muito pequeno, levando também à produção de um gás combustível com menor poder calorífico, mesmo com a presença de maiores concentrações de hidrogênio. Além disso, a injeção de vapor de água no agente gaseificante propicia uma alta concentração de H₂O também no gás combustível e, dessa forma, a produção de gás seco ocorre em menor quantidade sob essas condições. Isso se torna evidente na Figura 30, onde observa-se uma menor vazão mássica de gás seco produzido nos casos em que se injeta vapor de água no agente gaseificante.

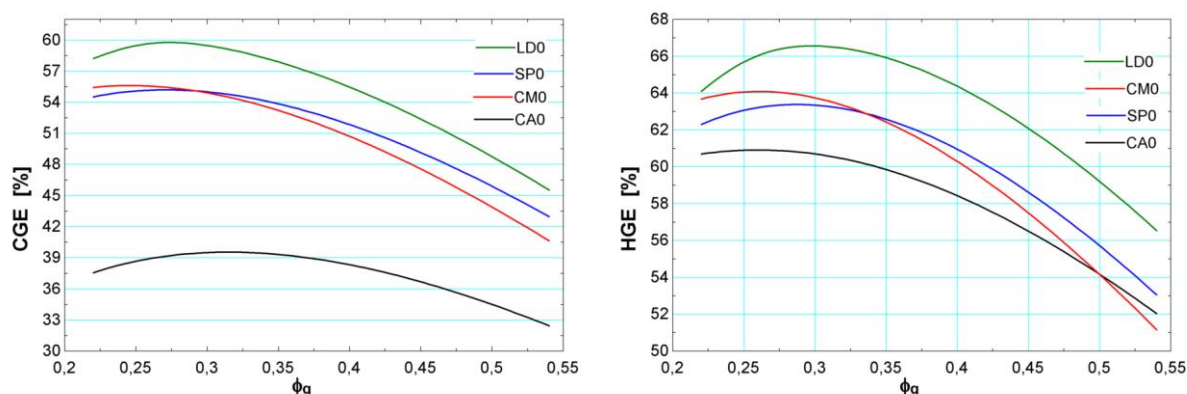
Figura 30 – Vazão mássica de gás seco produzido em função da razão de equivalência para diferentes frações de vapor de água injetado



Fonte: Autoria própria

Além da injeção de vapor de água, pôde-se fazer comparação das eficiências de gaseificação a frio e a quente em relação aos diferentes combustíveis, como visto na Figura 31.

Figura 31 – Eficiências a frio e a quente da gaseificação para os diferentes combustíveis sem adição de vapor de água



Fonte: Autoria própria

Os resultados mostraram que o lixo doméstico (LD) leva a uma maior eficiência de gaseificação, tanto a frio como a quente, seguido pelo carvão mineral (CM) e serragem de Pinus (SP). O pior desempenho foi determinado para a casca de arroz (CA), nos dois tipos de eficiências. A eficiência a quente da CA aumenta substancialmente em relação à eficiência da gaseificação a frio, devido às altas temperaturas de equilíbrio encontradas no modelo para a gaseificação desse combustível sólido.

4.2 ANÁLISE DE DESEMPENHO DO SISTEMA GASEIFICADOR-MOTOR

Nesta seção, aborda-se primeiramente a validação do modelo do motor de combustão interna. Na sequência, avalia-se o desempenho do motor para diferentes composições de gases combustíveis obtidos pelo processo de gaseificação. Adicionalmente, analisa-se o desempenho conjunto do sistema de potência com o acoplamento de um ou mais motores.

4.2.1 Verificação do Modelo de Motor de Combustão Interna

A validação do modelo do motor de combustão foi realizada considerando-se o perfil de pressão no interior do cilindro, sendo esta pressão uma função do ângulo de manivela. O perfil calculado foi comparado com o obtido experimentalmente por outros pesquisadores. Os parâmetros empregados na simulação para validação são mostrados na Tabela 8.

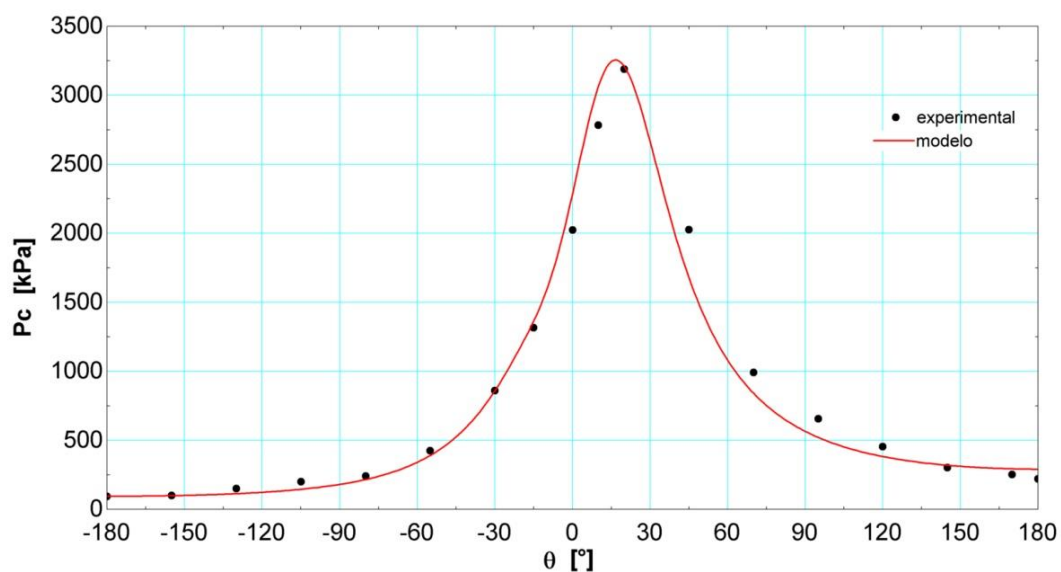
Tabela 8 – Parâmetros do motor para a simulação de validação

Parâmetro	Valor	Unidade
θ_{st}	-20	°
θ_{dur}	60	°
α	5	
ψ	3	
P_{in}	96,259	kPa
T_{in}	300	K
Q_{re}	0,5784	kJ
γ	1,3	
S	78	mm
b	78	mm
l	150	mm
r	9	
N_{rpm}	2600	rpm

Fonte: Adaptado de Kornbluth, McCaffrey e Erickson (2009)

A curva da pressão no cilindro em função do ângulo obtida pela simulação, bem como os dados experimentais obtidos por Kornbluth, McCaffrey e Erickson (2009) são mostrados na Figura 32.

Figura 32 – Pressão no interior do cilindro obtida pelo modelo em comparação aos dados apresentados por Kornbluth, McCaffrey a Erickson (2009)



Fonte: Autoria própria

O bom ajuste dos dados experimentais com a curva obtida a partir da simulação mostra que o modelo do motor de combustão é adequado para prever a pressão no interior do cilindro, sendo este parâmetro essencial na determinação dos demais cálculos referentes ao desempenho do motor.

A validação foi realizada utilizando-se um passo de integração $\theta_{step} = 0,001$ rad, para o qual a simulação de funcionamento do motor demandou cerca de cinco minutos em um computador com processador i3. Diminuindo o passo de integração para $\theta_{step} = 0,0001$ rad, o tempo gasto foi superior a uma hora, com resultados bastante próximos aos obtidos no primeiro passo de integração, como demonstrado na Tabela 9.

Tabela 9 – Comparação dos valores de pressão calculados para dois passos de integração

θ [°]	P_c [kPa]	
	$\theta_{step}=0,001$ rad	$\theta_{step}=0,0001$ rad
-180	95,00000	95,00000
-135	109,75107	109,75107
-90	180,83573	180,83573
-45	526,03230	526,03230
0	2289,78412	2289,78252
45	1678,90309	1678,90310
90	564,67590	564,67589
135	338,95902	338,95901
180	291,23194	291,23193

Fonte: Autoria própria

Dessa forma, optou-se por manter o passo de integração em 0,001 rad, tendo em vista que um passo menor propicia resultados ainda muito próximos, porém com um tempo de processamento consideravelmente maior.

4.2.2 Avaliação do Desempenho do Motor de Combustão Interna

Nesta seção, avaliam-se parâmetros de rendimento do motor, como potência ao freio, torque, consumo específico ao freio, pressão média efetiva e rendimento total do motor para diferentes composições de gás combustível.

Para cada combustível sólido, foram estabelecidas quatro composições em diferentes valores de razão de equivalência de gaseificação, sem adição de vapor. Essas composições selecionadas foram correspondentes a: menor φ_g da faixa de validade do modelo de equilíbrio modificado (a), maior φ_g da faixa de validade do modelo de equilíbrio modificado (d), φ_g da ocorrência do valor máximo da eficiência a frio (b), e φ_g médio entre o valor máximo e o da máxima eficiência de gaseificação a frio (c). A nomenclatura dos gases considerados, assim como as propriedades obtidas em base seca nas simulações de gaseificação e utilizadas no modelo do motor, são mostradas na Tabela 10.

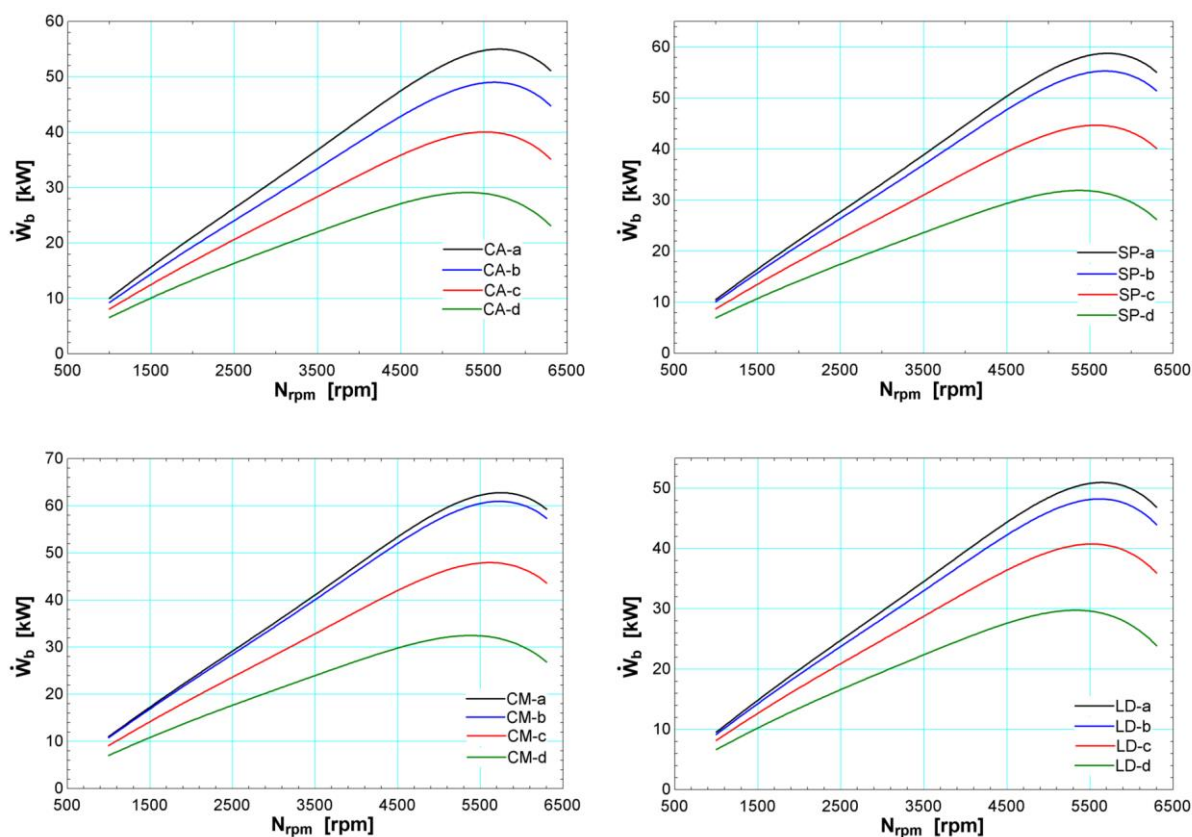
Tabela 10 – Nomenclatura e propriedades dos gases selecionados

Nomenclatura	φ_g	LHV_m [kJ/kg]	$AF_{m(stc)}$	ρ_{gas} [kg/m ³]	MW_d [kg/kmol]
CA-a	0,2200	4377	1,2280	1,174	28,70
CA-b	0,3128	3630	0,9977	1,181	28,88
CA-c	0,4241	2786	0,7551	1,202	29,39
CA-d	0,5400	2015	0,5413	1,226	29,98
SP-a	0,2200	5481	1,5260	1,027	25,10
SP-b	0,2710	4806	1,3240	1,054	25,78
SP-c	0,4055	3374	0,9123	1,118	27,35
SP-d	0,5400	2273	0,6072	1,171	28,62
CM-a	0,2200	6193	1,7340	1,022	24,99
CM-b	0,2432	5770	1,6090	1,037	25,36
CM-c	0,3916	3728	1,0240	1,118	27,33
CM-d	0,5400	2334	0,6398	1,178	28,79
LD-a	0,2200	5072	1,5090	0,976	23,86
LD-b	0,2757	4475	1,2870	0,985	24,08
LD-c	0,4055	3288	0,9181	1,064	26,02
LD-d	0,5400	2251	0,6178	1,132	27,69

Fonte: Autoria própria

Primeiramente, foi analisado o desempenho por meio da potência ao freio. Na Figura 33, mostra-se o comportamento da potência ao freio \dot{W}_b em função da velocidade angular N_{rpm} do motor.

Figura 33 – Potência ao freio obtida com o uso de diferentes gases combustíveis

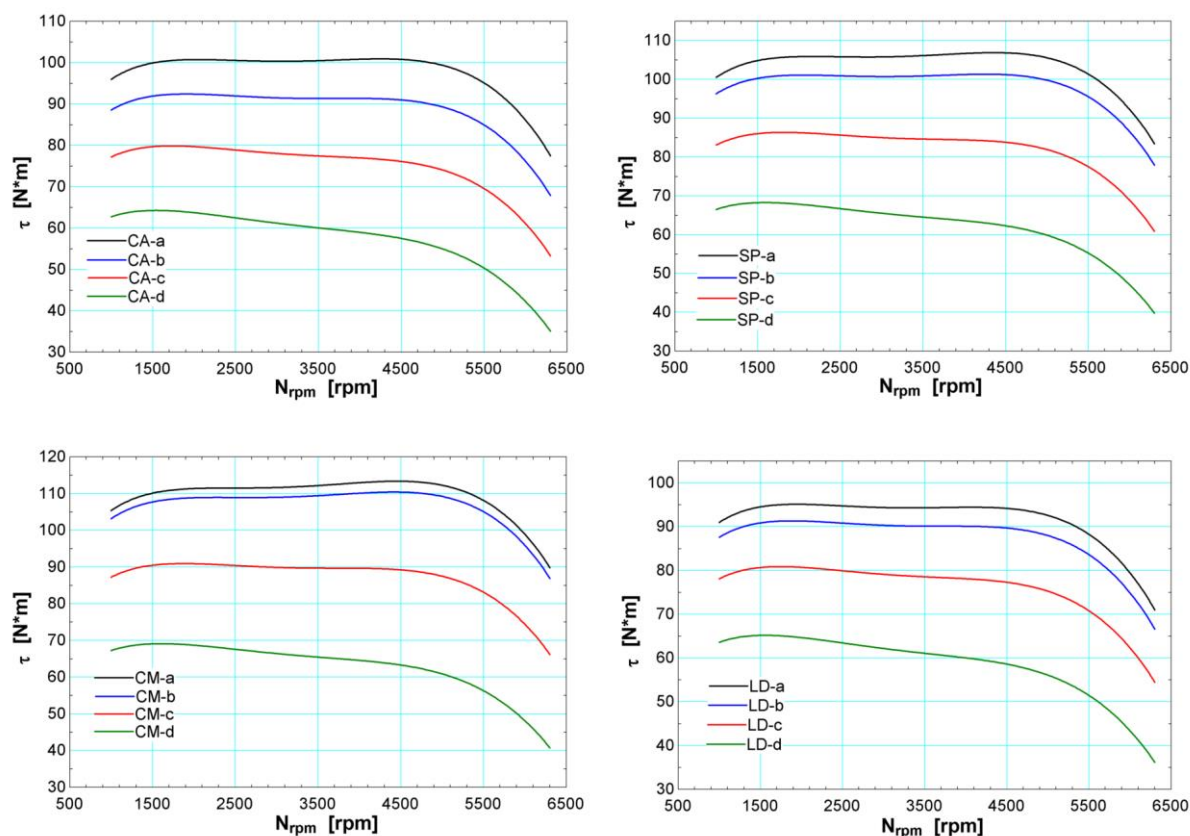


Fonte: Autoria própria

Observa-se que as condições responsáveis pelas maiores potências ao freio, em todos os casos, são aquelas que proporcionam o maior poder calorífico do gás produzido pelo gaseificador. A máxima potência ao freio ocorreu entre 5200 rpm e 5800 rpm, dependendo do gás utilizado. No trabalho experimental de Masi e Gobato (2012) para o mesmo motor, a potência ao freio máxima obtida, operando com gasolina, foi de cerca de 100 kW, a 6000 rpm. Para efeito de comparação, a máxima potência ao freio obtida nas simulações deste estudo foi de 62,8 kW a 5750 rpm para o gás CM-a.

Na Figura 34, mostra-se o comportamento dos valores obtidos para o torque em função da velocidade angular do motor para os diferentes gases combustíveis analisados neste estudo.

Figura 34 – Torque obtido para diferentes gases combustíveis

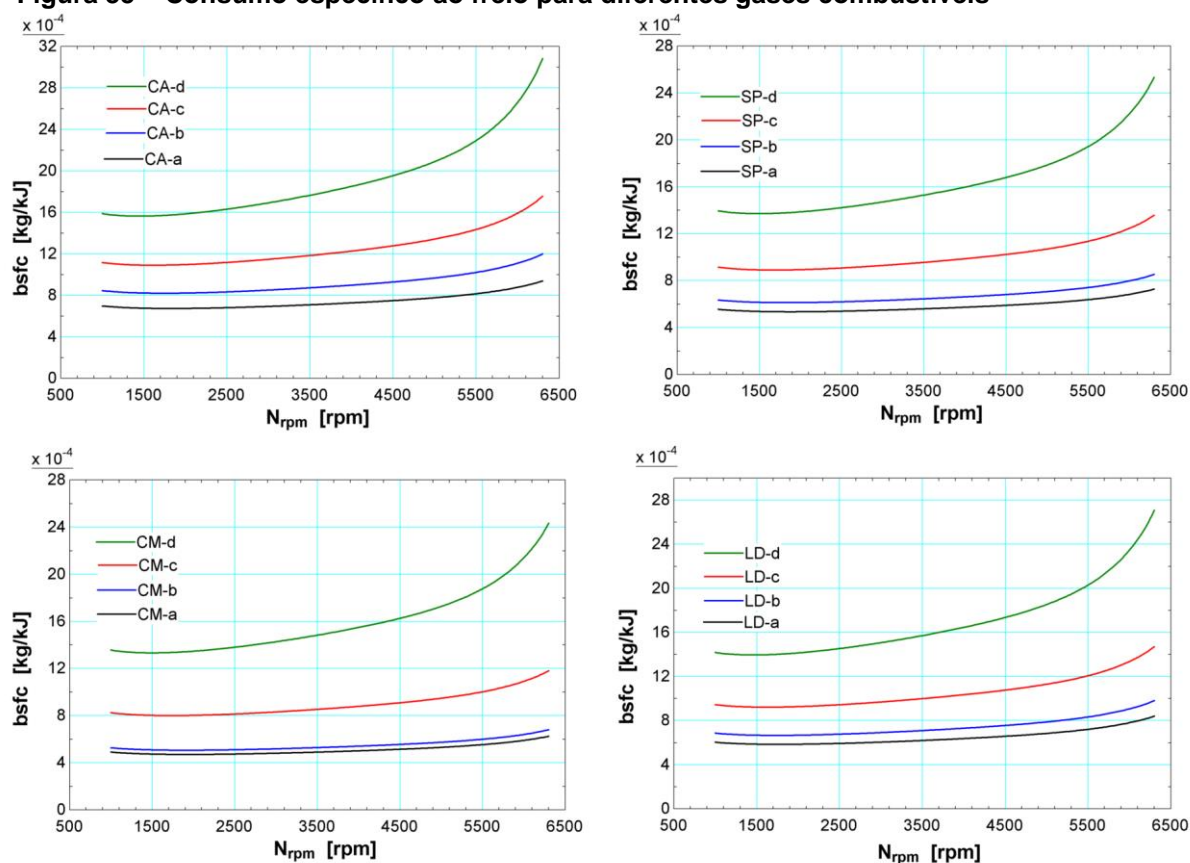


Fonte: Autoria própria

A exemplo da potência, o maior torque foi obtido também para os gases com maior poder calorífico, uma vez que o torque é função da potência ao freio. Para os gases de maior poder calorífico, o torque máximo ocorreu na faixa de 4500 rpm. Já para os gases de menor poder calorífico, a curva de torque assumiu um comportamento descendente já na parte inicial da faixa de estudo, tendo seu máximo na casa dos 1500 rpm. O experimento de Masi e Gobatto (2012) obteve torque máximo de 170 N*m a 5000 rpm para gasolina nesse mesmo motor, bem superior aos 113,4 N*m a 4500 rpm obtidos na simulação do gás CM-a.

Por outro lado, o consumo específico ao freio para os gases provenientes dos quatro combustíveis sólidos é mostrado na Figura 35.

Figura 35 – Consumo específico ao freio para diferentes gases combustíveis

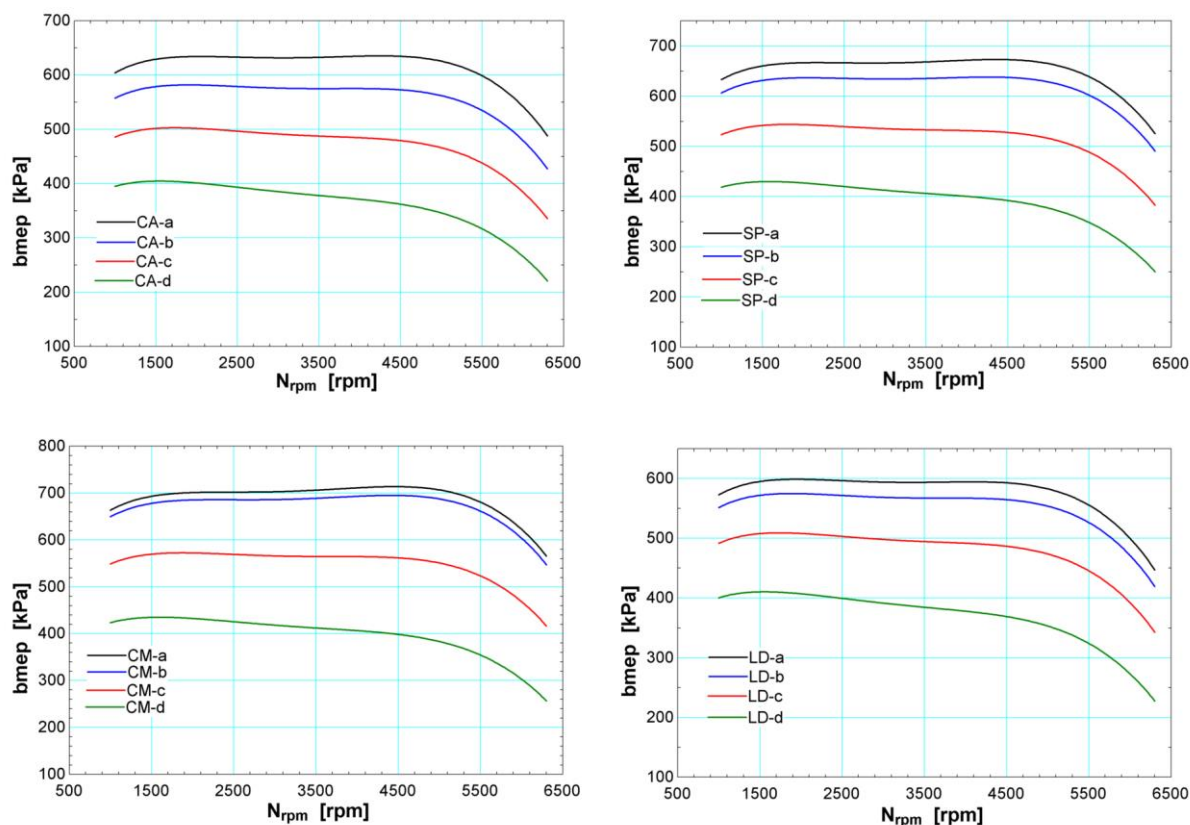


Fonte: Autoria própria

Uma vez que os gases de maior poder calorífico possuem maior conteúdo energético por unidade de massa, quanto maior o poder calorífico do gás menor será a quantidade necessária para realizar determinado trabalho e, conseqüentemente, será menor o consumo de combustível. Dessa forma, os gases de maior PCI proporcionaram ao motor funcionamento com menor consumo específico ao freio, como esperado. Na faixa de rotações simulada, o melhor desempenho foi atingido pelo gás CM-a, com 0,471 g de gás combustível para realização de 1 kJ de trabalho a 1930 rpm, e o pior desempenho foi do gás CA-d a 6300 rpm, necessitando de 3,082 g para que o equipamento realizasse o mesmo trabalho mecânico.

Outra variável inerente à análise de motores de CI é a pressão média efetiva ao freio, cujos valores obtidos pela simulação são mostrados na Figura 36. Mais uma vez, os melhores resultados dependeram dos gases de maior poder calorífico e, em relação à velocidade angular do motor, o comportamento mostrou-se semelhante ao já analisado para o torque.

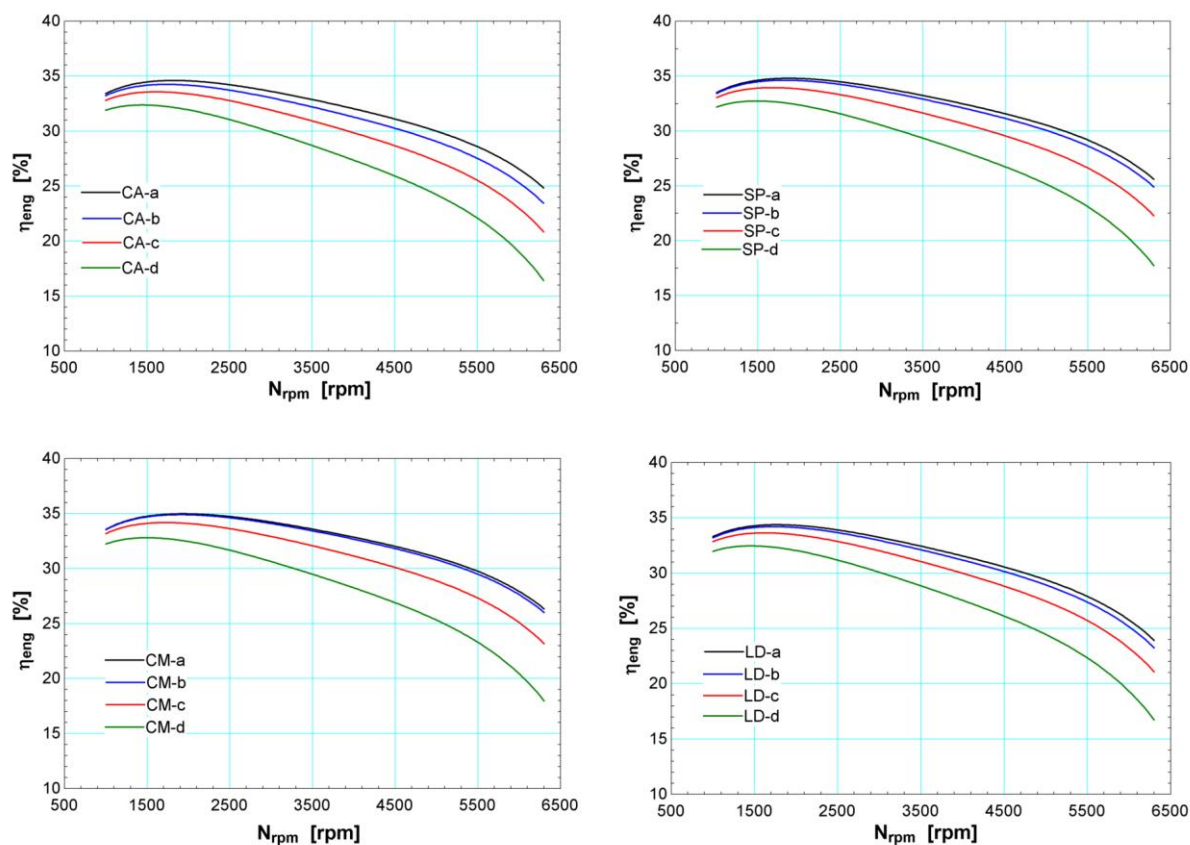
Figura 36 – Pressão média efetiva ao freio para diferentes gases combustíveis



Fonte: Autoria própria

Por fim, mostra-se na Figura 37 o comportamento do rendimento do motor em relação à velocidade angular da manivela. Nesses gráficos, percebe-se novamente um desempenho melhor do motor operando com gases de maior PCI. O decréscimo do rendimento com o aumento da velocidade angular é explicado pelo comportamento da pressão média efetiva total de atrito, que aumenta com o acréscimo das rotações do motor. Os maiores rendimentos das simulações foram de 34,99%, obtido para o gás CM-a a 1930 rpm, e 34,90%, obtido para o gás CM-b a 1950 rpm.

Figura 37 – Rendimento do motor para diferentes gases combustíveis



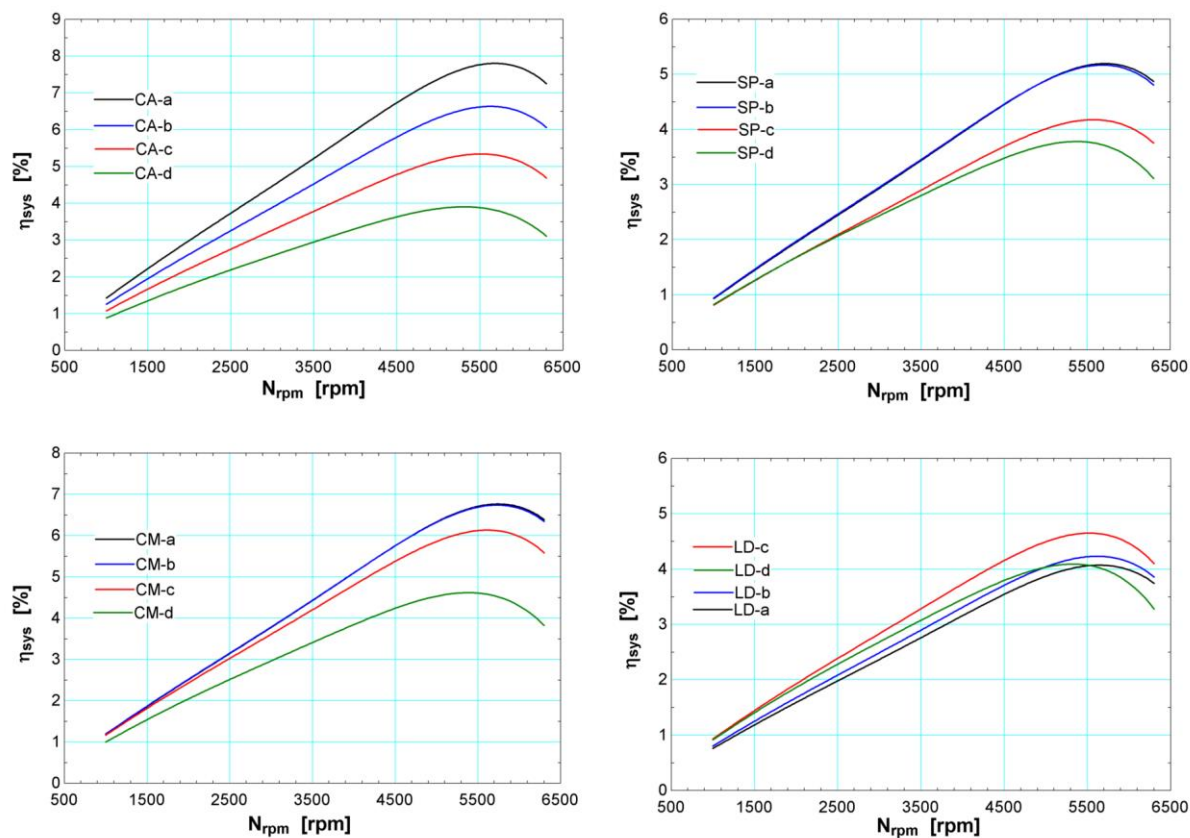
Fonte: Autoria própria

4.2.3 Rendimento do Sistema e Utilização de Múltiplos Motores

O rendimento global do sistema η_{sys} foi calculado como uma razão entre a potência ao freio, entregue pelo motor e de possível uso para a geração de eletricidade, e o total de calor possível de ser liberado pelo combustível sólido que adentra o sistema, por meio de sua queima direta.

O rendimento global obtido por meio de simulação para cada gás combustível analisado com uso de apenas um motor acoplado, e seu comportamento na faixa de velocidade angular considerada, são mostrados na Figura 38.

Figura 38 – Rendimento global do sistema para diferentes gases combustíveis com uso de um único motor acoplado



Fonte: Autoria própria

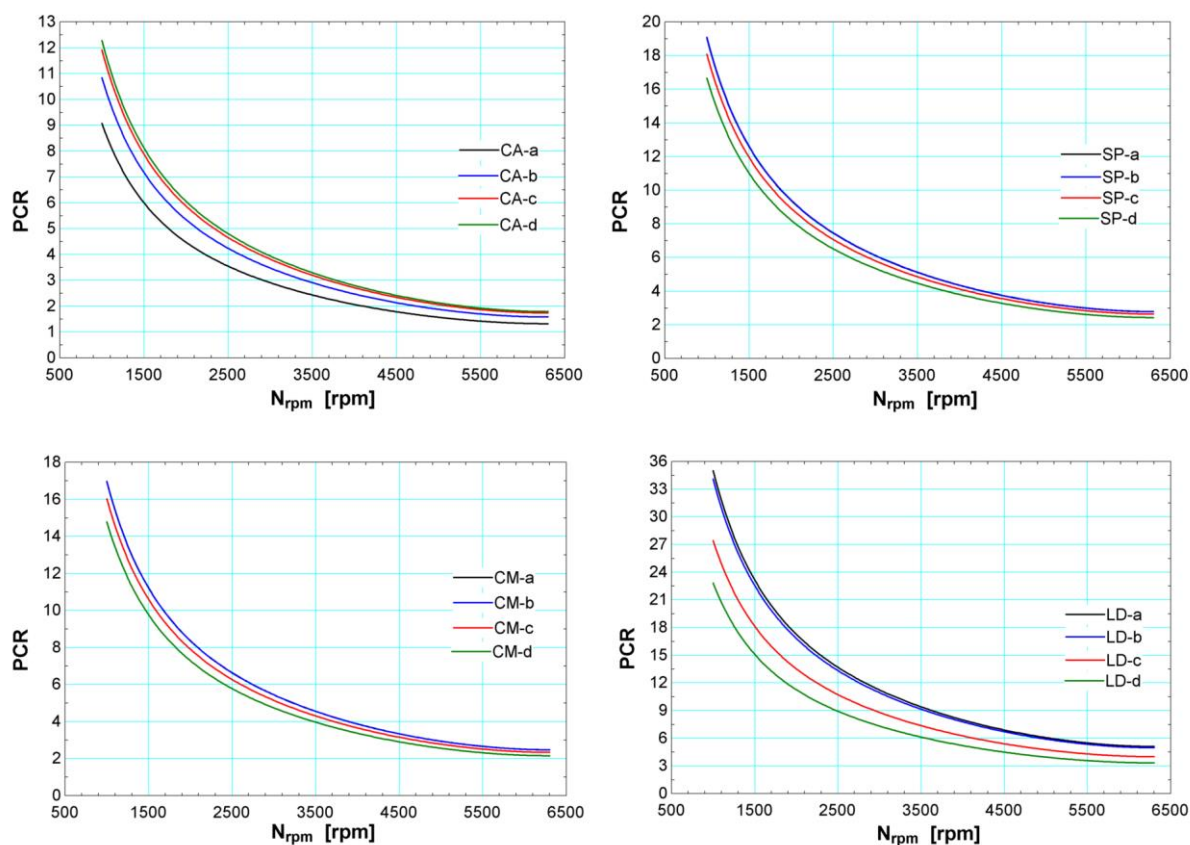
De forma geral, percebe-se que a eficiência global acompanhou os resultados obtidos para a potência ao freio, na seção anterior, tendo seu valor máximo ligado à faixa de rotações na qual ocorre o valor máximo de \dot{W}_b para cada gás.

Ao desconsiderar a energia presente no gás combustível que pode ser armazenada com o uso de um único motor, o valor máximo de η_{sys} obtido neste caso foi 7,81% para o gás CA-a a 5680 rpm, o que pode ser considerado um valor baixo de rendimento para um sistema térmico. Além do uso de um único motor acoplado, esse baixo rendimento explica-se por ter sido considerado um sistema simples, mas que poderia ser melhorado com a recuperação de calor do gás queimado para produção de vapor de água e utilização para potência, tornando-se um ciclo de IGCC, semelhante aos descritos por Stahl e Neergaard (1998) e por Wu et al. (2008).

A quantidade produzida de gás combustível pode superar consideravelmente a quantidade consumida por um único motor, dependendo da velocidade angular de operação. Dessa forma, duas situações apresentam-se como viáveis: operação intermitente do gaseificador e armazenamento do gás para operação contínua do motor; ou operação contínua do gaseificador, sendo possível a operação de vários motores acoplados em paralelo, o que aumentaria o rendimento global do sistema. Também surge como alternativa, se aplicável, a queima do gás excedente em outro tipo de equipamento ou processo.

Para a utilização de múltiplos motores, deve-se levar em conta a variação da razão PCR entre gás produzido e consumido e a potência ao freio \dot{W}_b em função da velocidade angular do motor N_{rpm} , como indicado na Figura 39. Dessa forma, pode-se saber a quantidade máxima de motores que pode ser utilizada em determinada faixa de rotação e a potência ao freio total $\dot{W}_{b(t)}$ proveniente desse sistema, possibilitando o cálculo do rendimento global η_{sys} do conjunto.

Figura 39 – Razão entre produção e consumo de gás para os diferentes combustíveis analisados



Fonte: Autoria própria

Na Tabela 11, mostram-se os resultados de rendimento conjunto do sistema de potência obtidos para os diferentes combustíveis analisados, calculados até o número de motores no qual ocorre o valor máximo de η_{sys} .

Tabela 11 – Análise de rendimento do sistema com múltiplos motores para os diferentes gases obtidos.

							(Continua)
Gás	\dot{m}_{sf} [kg/h]	N_{rpm} [rpm]	PCR	\dot{W}_b [kW]	Motores	$\dot{W}_{b(t)}$ [kW]	η_{sys} [%]
CA-a	179,7	5680	1,386	55,02	1	55,02	7,81
		4102	2,006	43,34	2	86,68	12,30
		2914	3,005	30,63	3	91,89	13,04
		2223	4,010	23,44	4	93,76	13,30
		1780	5,035	18,75	5	93,75	13,30
		1496	6,006	15,66	6	93,96	13,33
CA-b	188,4	5626	1,669	49,02	1	49,02	6,64
		4740	2,004	44,88	2	89,76	12,15
		3411	3,001	32,63	3	97,89	13,25
		2631	4,015	25,3	4	101,20	13,70
		2117	5,042	20,47	5	102,35	13,85
		1780	6,019	17,22	6	103,32	13,99
CA-c	191,2	5520	1,864	40,05	1	40,05	5,34
		5130	2,007	39,30	2	78,60	10,48
		3677	3,014	29,76	3	89,28	11,91
		2861	4,026	23,45	4	93,80	12,51
		2329	5,016	19,32	5	96,60	12,88
		1957	6,002	16,35	6	98,10	13,08
CA-d	190,3	5307	1,996	29,14	1	29,14	3,90
		5272	2,010	29,13	2	58,26	7,81
		3783	3,002	23,56	3	70,68	9,47
		2950	4,014	18,94	4	75,76	10,15
		2400	5,013	15,78	5	78,90	10,57
		2010	6,022	13,41	6	80,46	10,78
		1727	7,031	11,61	7	81,27	10,89
		1514	8,036	10,19	8	81,52	10,92
SP-a	212,0	5697	2,903	58,76	2	117,52	10,39
		5467	3,007	58,27	3	174,81	15,46
		4262	4,015	47,70	4	190,80	16,88
		3553	5,022	39,50	5	197,50	17,47
		3038	6,021	33,67	6	202,02	17,87
		2648	7,002	29,35	7	205,45	18,17
		2329	8,020	25,83	8	206,64	18,28
		2081	9,011	23,08	9	207,72	18,37
SP-b	200,6	5662	2,923	55,28	2	110,56	10,34
		5485	3,004	54,98	3	164,94	15,42
		4279	4,003	45,41	4	181,64	16,99
		3570	5,003	37,74	5	188,70	17,65
		3038	6,034	32,05	6	192,30	17,98
		2648	7,017	27,97	7	195,79	18,31

Tabela 11 – Análise de rendimento do sistema com múltiplos motores para os diferentes gases obtidos.

							(Continua)
Gás	\dot{m}_{sf} [kg/h]	N_{rpm} [rpm]	PCR	\dot{W}_b [kW]	Motores	$\dot{W}_{b(t)}$ [kW]	η_{sys} [%]
SP-b	200,6	2329	8,037	24,64	8	197,12	18,43
		2081	9,030	22,04	9	198,36	18,55
		1869	10,080	19,77	10	197,70	18,49
		1709	11,040	18,05	11	198,55	18,57
SP-c	175,5	5556	2,814	44,67	2	89,34	9,55
		5201	3,002	43,87	3	131,61	14,06
		4084	4,020	36,08	4	144,32	15,42
		3411	5,006	30,25	5	151,25	16,16
		2897	6,031	25,82	6	154,92	16,55
		2507	7,051	22,48	7	157,36	16,81
		2205	8,061	19,88	8	159,04	16,99
		1975	9,029	17,85	9	160,65	17,16
		1780	10,040	16,10	10	161,00	17,20
SP-d	158,2	1620	11,040	14,64	11	161,04	17,21
		5378	2,672	31,90	2	63,80	7,56
		4829	3,011	30,79	3	92,37	10,95
		3836	4,003	25,68	4	102,72	12,18
		3180	5,002	21,70	5	108,50	12,86
		2684	6,039	18,62	6	111,72	13,25
		2329	7,017	16,37	7	114,59	13,59
		2046	8,024	14,52	8	116,16	13,77
		1815	9,065	12,95	9	116,55	13,82
CM-a	166,8	1638	10,060	11,71	10	117,10	13,88
		1496	11,030	10,69	11	117,59	13,94
		5733	2,575	62,78	2	125,56	13,53
		4917	3,001	57,99	3	173,97	18,75
		3889	4,009	45,94	4	183,76	19,80
		3216	5,030	37,66	5	188,30	20,29
		2737	6,021	31,97	6	191,82	20,67
CM-b	162,5	2365	7,034	27,62	7	193,34	20,84
		2081	8,029	24,29	8	194,32	20,94
		5715	2,578	60,95	2	121,90	13,48
		4900	3,011	56,26	3	168,78	18,67
		3889	4,005	44,78	4	179,12	19,81
		3216	5,025	36,75	5	183,75	20,33
CM-c	140,5	2737	6,015	31,22	6	187,32	20,72
		2365	7,027	26,98	7	188,86	20,89
		2081	8,021	23,74	8	189,92	21,01
		5626	2,468	47,95	2	95,90	12,27
		4687	3,003	43,58	3	130,74	16,73
		3712	4,010	34,86	4	139,44	17,84
		3074	5,003	28,92	5	144,60	18,50
		2595	6,024	24,54	6	147,24	18,84
		2241	7,029	21,29	7	149,03	19,07
		1975	8,004	18,80	8	150,40	19,24
		1744	9,083	16,60	9	149,40	19,11
		1585	10,010	15,05	10	150,50	19,25

Tabela 11 – Análise de rendimento do sistema com múltiplos motores para os diferentes gases obtidos.

(Continua)

Gás	\dot{m}_{sf} [kg/h]	N_{rpm} [rpm]	PCR	\dot{W}_b [kW]	Motores	$\dot{W}_{b(t)}$ [kW]	η_{sys} [%]
CM-d	126,4	5378	2,369	32,48	2	64,96	9,24
		4386	3,005	29,24	3	87,72	12,47
		3464	4,015	23,77	4	95,08	13,52
		2843	5,028	19,89	5	99,45	14,14
		2400	6,029	17,05	6	102,30	14,55
		2064	7,052	14,82	7	103,74	14,75
		1815	8,038	13,11	8	104,88	14,91
		1620	9,022	11,73	9	105,57	15,01
		1461	10,020	10,56	10	105,60	15,01
		LD-a	547,5	5662	5,362	50,98	5
5041	6,016			48,76	6	292,56	23,37
4439	7,015			43,82	7	306,74	24,50
3978	8,043			39,35	8	314,80	25,15
3623	9,017			35,80	9	322,20	25,74
3304	10,060			32,64	10	326,40	26,08
3038	11,070			30,03	11	330,33	26,39
2808	12,080			27,79	12	333,48	26,64
2613	13,060			25,90	13	336,70	26,90
2436	14,070			24,19	14	338,66	27,05
2276	15,100			22,64	15	339,60	27,13
2134	16,140			21,25	16	340,00	27,16
2028	17,010			20,20	17	343,40	27,43
1904	18,140			18,97	18	341,46	27,28
1815	19,060	18,08	19	343,52	27,44		
1727	20,040	17,18	20	343,60	27,45		
LD-b	498,5	5609	5,261	48,24	5	241,20	21,16
		4935	6,003	45,65	6	273,90	24,03
		4350	7,004	40,96	7	286,72	25,16
		3907	8,007	36,88	8	295,04	25,89
		3535	9,044	33,37	9	300,33	26,35
		3233	10,040	30,55	10	305,50	26,80
		2968	11,070	28,08	11	308,88	27,10
		2755	12,010	26,12	12	313,44	27,50
		2542	13,090	24,17	13	314,21	27,57
		2383	14,020	22,70	14	317,80	27,88
		2223	15,070	21,22	15	318,30	27,93
		2081	16,130	19,89	16	318,24	27,92
		1975	17,020	18,89	17	321,13	28,18
		1869	18,010	17,87	18	321,66	28,22
LD-c	383,4	5538	4,281	40,77	4	163,08	18,60
		4793	5,001	38,32	5	191,60	21,86
		4137	6,001	33,79	6	202,74	23,13
		3641	7,024	29,91	7	209,37	23,88
		3251	8,030	26,83	8	214,64	24,49
		2932	9,026	24,33	9	218,97	24,98
		2666	10,010	22,24	10	222,40	25,37

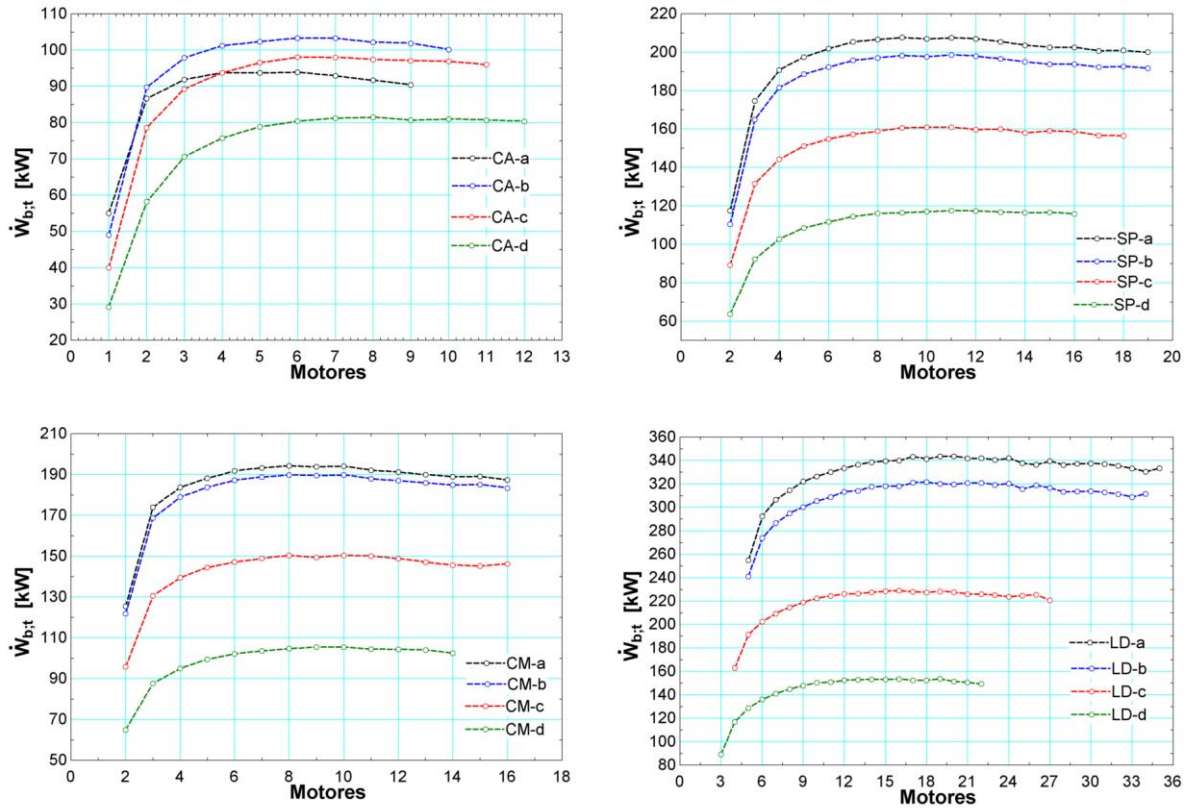
Tabela 11 – Análise de rendimento do sistema com múltiplos motores para os diferentes gases obtidos.

							(Conclusão)
Gás	\dot{m}_{sf} [kg/h]	N_{rpm} [rpm]	PCR	\dot{W}_b [kW]	Motores	$\dot{W}_{b(t)}$ [kW]	η_{sys} [%]
LD-c	383,4	2436	11,020	20,42	11	224,62	25,62
		2241	12,030	18,86	12	226,32	25,82
		2064	13,090	17,43	13	226,59	25,85
		1922	14,080	16,26	14	227,64	25,97
		1798	15,070	15,23	15	228,45	26,06
		1691	16,040	14,32	16	229,12	26,14
LD-d	318,3	5378	3,661	29,76	3	89,28	12,27
		4953	4,003	29,25	4	117,00	16,08
		4120	5,020	25,78	5	128,90	17,71
		3553	6,020	22,69	6	136,14	18,71
		3109	7,032	20,17	7	141,19	19,40
		2755	8,043	18,12	8	144,96	19,92
		2471	9,035	16,44	9	147,96	20,33
		2241	10,010	15,05	10	150,50	20,68
		2028	11,090	13,72	11	150,92	20,74
		1869	12,060	12,70	12	152,40	20,94
		1727	13,070	11,77	13	153,01	21,03
		1603	14,100	10,94	14	153,16	21,05
1496	15,120	10,21	15	153,15	21,05		
1408	16,080	9,60	16	153,60	21,11		

Fonte: Autoria própria

Os resultados encontrados para a potência total obtida em função do número de motores utilizados são ilustrados na Figura 40.

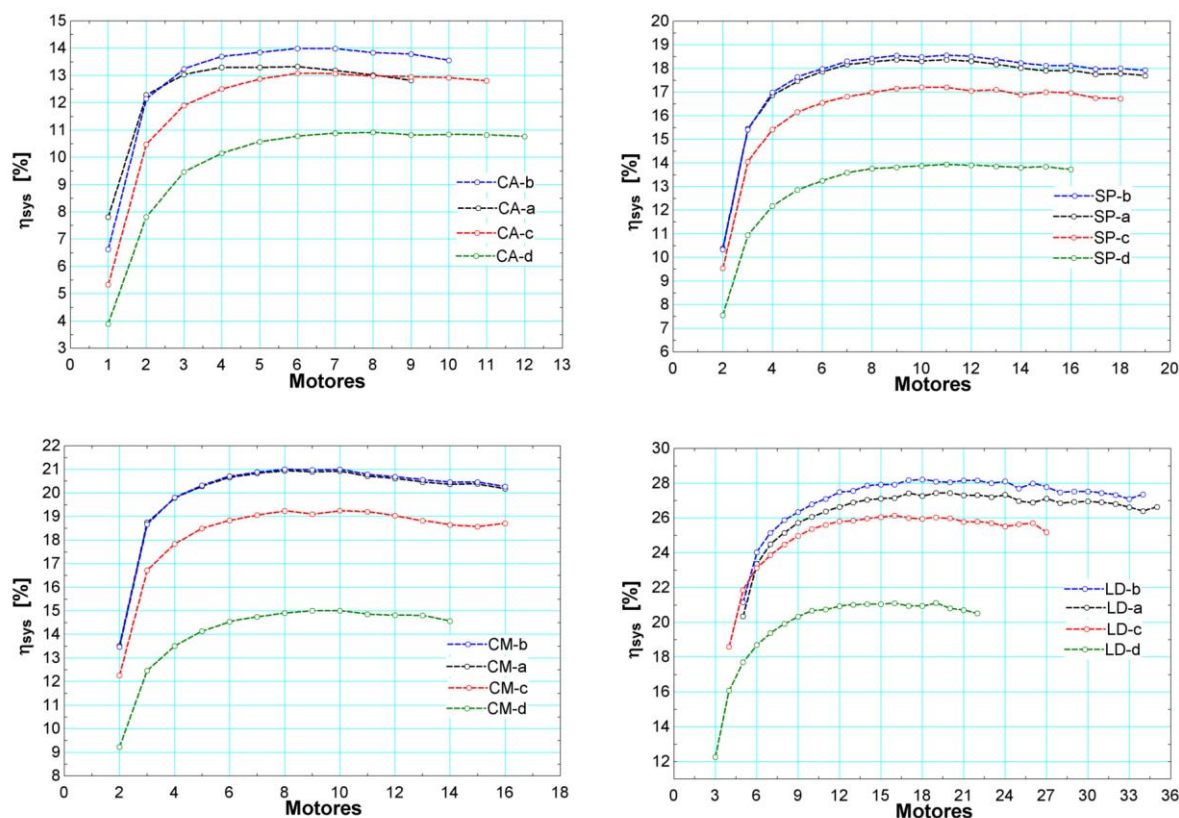
Figura 40 – Potência ao freio total desenvolvida com múltiplos motores



Fonte: Autoria própria

Já os valores obtidos para o rendimento global do sistema são apresentados nos gráficos da Figura 41.

Figura 41 – Rendimento global do sistema com múltiplos motores



Fonte: Autoria própria

Entre os gases derivados da CA, o maior valor de eficiência global foi obtido para o gás CA-b, sendo de 13,99% com a operação simultânea de 6 motores, porém valores semelhantes foram obtidos também para CA-a e CA-c. Para os gases de SP, o melhor desempenho do sistema, 18,57%, foi obtido com o gás SP-b com a utilização de 11 motores, mas valores semelhantes foram encontrados para 9 motores, e também para SP-a e SP-c. Dos gases de CM, foi obtido o maior rendimento global de 21,01% para 8 motores com o gás CM-b, de forma semelhante também para o gás CM-a. O maior rendimento global entre os gases de LD foi 28,22%, obtido para o gás LD-b com a operação simultânea de 18 motores.

Os resultados permitiram verificar que os gases oriundos dos processos de maior eficiência de gaseificação a frio para todos os combustíveis sólidos analisados foram também os que proporcionaram os maiores valores de eficiência global para cada combustível. Dentre os gases analisados, o maior valor obtido para η_{sys} foi de 28,22% para o gás LD-b, superior aos valores entre 23,0% e 26,2% obtidos

experimentalmente por Tsiakmakis et al. (2014), para misturas de propano e gases produzidos a partir de biomassas em reator de LFB.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste estudo, avaliou-se o desempenho de um sistema gaseificador-motor, considerando um gaseificador de leito fluidizado circulante e motor de ciclo Otto. Os resultados foram obtidos por meio de modelagem matemática, envolvendo equilíbrio químico com minimização da energia livre de Gibbs no caso do gaseificador, e um modelo zero-dimensional com liberação finita de calor para o motor.

Em relação aos resultados obtidos para o processo de gaseificação, observou-se que o aumento da razão de equivalência acarretou em diminuição na concentração de CH_4 , H_2 e CO e, como consequência, trouxe uma diminuição do poder calorífico do gás produzido. Também foi constatado que a injeção de vapor de água no agente gaseificante diminui o poder calorífico do gás, embora proporcione concentrações maiores de H_2 no gás combustível. Essa injeção de vapor não contribui de forma sensível para aumento da gaseificação a frio, mas diminui a eficiência da gaseificação a quente em operação autotérmica.

Avaliando-se o sistema gaseificador-motor, o desempenho do motor, quando analisado separadamente, apresentou melhores resultados, em relação a todos os parâmetros de rendimento, quando sendo alimentado com os gases de maior poder calorífico, com a potência máxima sendo atingida na casa das 5500 rpm. Por outro lado, o rendimento global do sistema apresentou melhores resultados quando o motor trabalhou com os gases obtidos nos processo de gaseificação com máxima eficiência de gaseificação a frio para cada combustível sólido, não sendo necessariamente aqueles de maior poder calorífico. Esse maior rendimento global do sistema pôde ser alcançado com a operação simultânea de múltiplos motores a uma velocidade angular mais baixa que a da potência máxima, uma vez que a vazão mássica do gás combustível produzido no gaseificador é muito superior à quantidade necessária para a operação de um único motor. Nesse sistema com mais de um motor, foram obtidos os rendimentos globais máximos de 13,99% para casca de arroz, 18,57% para serragem de pinus, 21,01% para carvão mineral, e 28,22% para lixo doméstico.

Como sugestões de trabalhos futuros, devem-se considerar melhoras no rendimento do sistema conjunto por meio de reaproveitamento de calor do processo, como no resfriamento do gás combustível e na alta temperatura dos gases oriundos

do motor, assim como uma análise exergética desse sistema. Sugere-se também a realização de estudos voltados à revisão dos parâmetros de correção do modelo de gaseificação de equilíbrio modificado para o cálculo da fração disponível de hidrogênio nas reações de gaseificação, uma vez que a quantidade de H_2 presente no gás combustível foi superestimada em comparação com os valores obtidos em alguns estudos experimentais. Por fim, notou-se escassez de resultados experimentais de gaseificação em reator de LFC na literatura, recomendando-se, dessa forma, mais trabalhos experimentais nessa área.

REFERÊNCIAS

ABDOULMOUMINE, N.; KULKARNI, A.; ADHIKARI, S.; TAYLOR, S.; LOEWENSTEIN, E. Economic analysis of municipal power generation from gasification of urban green wastes: case study of Fultondale, Alabama, USA. **Biofuels, Bioproducts and Biorefining**, v. 6, n. 5, p. 521-533, set.-out. 2012.

ABU-NADA, E.; AL-HINTI, I.; AKASH, B.; AL-SARKHI, A. Thermodynamic analysis of spark-ignition engine using a gas mixture model for the working fluid. **International Journal of Energy Research**, v. 31, n. 11, p. 1031-1046, set. 2007.

AHRENFELDT, J.; THOMSEN, T. P.; HENRIKSEN, U.; CLAUSEN, L. R. Biomass gasification cogeneration – a review of state of the art technology and near future perspectives. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 2, p. 1407-1417, fev. 2013.

ALLA, G. H. A. Computer simulation of a four stroke spark ignition engine. **Energy Conversion and Management**, v. 43, n. 8, p. 1043-1061, mai. 2002.

BASU, P.; BUTLER, J. Studies on the operation of loop-seal in circulating fluidized bed boilers. **Applied Energy**, v. 86, n. 9, p. 1723-1731, set. 2009.

BASU, P. **Combustion and Gasification in Fluidized Beds**. Boca Raton: CRC Press, 2006.

CENTENO, F.; MAHKAMOV, K.; LORA, E. E. S.; ANDRADE, R. V. Theoretical and experimental investigations of a downdraft biomass gasifier-spark ignition engine power system. **Renewable Energy**, v. 37, n. 1, p. 97-108, jan. 2012.

CHUTICHAJ, B.; PATCHARAVORACHOT, Y.; ASSABUMRUNGRAT, S.; ARPORNWICHANOP, A. Parametric analysis of a circulating fluidized bed biomass gasifier for hydrogen production. **Energy**, v. 82, p. 406-413, mar. 2015.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S.; GÓMEZ, E. O. (Org). **Biomassa para Energia**. Campinas: Unicamp, 2008.

DRIFT, A.; DOORN, J.; VERMEULEN, J. W. Ten residual biomass fuels for circulating fluidized-bed gasification. **Biomass & Bioenergy**, v. 20, n. 1, p. 45-56, jan. 2001.

DUQUE AMAYA, A. F.; DÍAZ TORRES, A. G.; ACOSTA MAYA, D. A. First and second thermodynamic law analyses applied to spark ignition engines modelling and emissions prediction. **International Journal on Interactive Design and Manufacturing**, v. 10, n. 4, p. 401-415, nov. 2016.

DU, Y.; YANG, Q.; BERROUK, A. S.; YANG, C.; SHOAIBI, A. S. A. Equivalent reactor network model for simulating the air gasification of polyethylene in a conical spouted bed gasifier. **Energy & Fuels**, v. 28, n. 11, p. 6830-6840, nov. 2014.

EPE (Empresa de Pesquisa Energética). **Balço Energético Nacional 2016**: Ano Base 2015. Rio de Janeiro: EPE, 2016.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines**: applied thermosciences. 2. ed. New York: John Wiley & Sons, 2001.

GREGORIO, F. D.; ZACCARIELLO, L. Fluidized bed gasification of a packaging derived fuel: energetic, environmental and economic performances comparison for waste-to-energy plants. **Energy**, v. 42, n. 1, p. 331-341, jun. 2012.

GUO, F.; DONG, Y.; DONG, L.; JING, Y. An innovative example of herb residues recycling by gasification in a fluidized bed. **Waste Management**, v. 33, n. 4, p. 825-832, abr. 2013.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

HIGMAN, C.; BURGT, M. **Gasification**. 2. ed. Houston: Gulf Professional Publishing, 2008.

ISMAIL, S.; MEHTA, P. S. Second law analysis of hydrogen–air combustion in a spark ignition engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 36, n. 1, p. 931-946, jan. 2011.

JARUNGTHAMMACHOTE, S.; DUTTA, A. Equilibrium modeling of gasification: Gibbs free energy minimization and its application to spouted bed and spout-fluid bed gasifiers. **Energy Conversion and Management**, v. 49, n. 6, p. 1345-1356, jun. 2008.

KARMAKAR, M. K.; DATTA, A. B. Generation of hydrogen rich gas through fluidized bed gasification of biomass. **Bioresource Technology**, v. 102, n. 2, p. 1907-1913, jan. 2011.

KIM, Y. D.; YANG, C. W.; KIM, B. J.; KIM, K. S.; LEE, J. W.; MOON, J. H.; YANG, W.; YU, T. U; LEE, U. D. Air-blown gasification of woody biomass in a bubbling fluidized bed gasifier. **Applied Energy**, v. 112, p. 414-420, dez. 2013.

KORNBLUTH, K.; McCAFFREY, Z.; ERICKSON, P. A. Incorporating in-cylinder pressure data to predict NOx emissions from spark-ignition engines fueled with landfill gas/hydrogen mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 34, n. 22, p. 9248-9257, nov. 2009.

LANGE, H. J.; BARBUCCI, P. The THERMIE energy farm project. **Renewable Energy**, v. 16, n. 1-4, p. 1004-1006, jan.-abr. 1999.

LEE, U.; BALU, E.; CHUNG, J. N. An experimental evaluation of an integrated biomass gasification and power generation system for distributed power applications. **Applied Energy**, v.101, p. 699-708, jan. 2013.

LEME, M. M. V.; ROCHA, M. H.; LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J.; LOPES, B. M.; FERREIRA, C. H. Techno-economic analysis and environmental impact assessment of energy recovery from Municipal Solid Waste (MSW) in Brazil. **Resources, Conservation and Recycling**, v. 87, p. 8-20, jun. 2014.

LI, X.; GRACE, J. R.; WATKINSON, A. P.; LIM, C. J.; ERGÜDENLER, A. Equilibrium modeling of gasification: a free energy minimization approach and its application to a circulating fluidized bed coal gasifier. **Fuel**, v. 80, n. 2, p. 195-207, jan. 2001.

LI, X. T.; GRACE, J. R.; LIM, C. J.; WATKINSON, A. P.; CHEN, H. P.; KIM, J. R. Biomass gasification in a circulating fluidized bed. **Biomass & Bioenergy**, v. 26, n. 2, p. 171-193, fev. 2004.

LV, P. M.; XIONG, Z. H.; CHANG, J.; WU, C. Z.; CHEN, Y.; ZHU, X. J. An experimental study on biomass air–steam gasification in a fluidized bed. **Bioresource Technology**, v. 95, n. 1, p. 95-101, out. 2004.

MARCULESCU, C.; CENUSA, V.; ALEXE, F. Analysis of biomass and waste gasification lean syngases combustion for power generation using spark ignition engines. **Waste Management**, v. 47, p. 133-140, jan. 2016.

MARTÍNEZ ÁNGEL, Juan Daniel. **Estudo Experimental do Conjunto Gaseificador de Biomassa em Reator Co-Corrente com Duplo Estágio de Fornecimento de Ar e Motor de Combustão Interna**. 2009. 216 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2009.

MARTÍNEZ, J. D.; MAHKAMOV, K.; ANDRADE, R. V.; LORA, E. E. S. Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines. **Renewable Energy**, v. 38, n. 1, p. 1-9, fev. 2012.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 3. ed. Porto: Publindústria, 2011.

MASI, M.; GOBBATO, P. Measure of the volumetric efficiency and evaporator device performance for a liquefied petroleum gas spark ignition engine. **Energy Conversion and Management**, v. 60, p. 18-27, ago. 2012.

MCKETTA JUNIOR, J. J. **Encyclopedia of Chemical Processing and Design: Volume 10 - Coking to Computer**. Boca Raton: CRC Press, 1979.

MEDINA, A.; CURTO-RISSO, P. L.; CALVO HERNÁNDEZ, A.; GUZMÁN-VARGAS, L.; ANGULO-BROWN, F.; SEN, A. K. **Quasi-dimensional Simulation of Spark Ignition Engines: from thermodynamic optimization to cyclic variability**. London: Springer-Verlag, 2014.

MIAO, Q.; ZHU, J.; BARGHI, S.; WU, C.; YIN, X.; ZHOU, Z. Model validation of a CFB biomass gasification model. **Renewable energy**, v. 63, p. 317-323, mar. 2014.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 7. ed. Hoboken: Wiley, 2011.

MORY, A.; ZOTTER, T. EU-demonstration project BioCoComb for biomass gasification and co-combustion of the product-gas in a coal-fired power plant in Austria. **Biomass & Bioenergy**, v. 15, n. 3, p. 239-244, 1998.

NIEMINEN, J.; KIVELÄ, M. Biomass CFB gasifier connected to a 350 MWth steam boiler fired with coal and natural gas - THERMIE demonstration project in Lahti in Finland. **Biomass & Bioenergy**, v. 15, n. 3, p. 251-257, 1998.

PARIOTIS, E. G.; KOSMADAKIS, G. M.; RAKOPOULOS, C. D. Comparative analysis of three simulation models applied on a motored internal combustion engine. **Energy Conversion and Management**, v. 60, p. 45-55, mar. 2012.

PUIG-ARNAVAT, M.; BRUNO, J. C.; CORONAS, A. Modified thermodynamic equilibrium model for biomass gasification: a study of the influence of operating conditions. **Energy & Fuels**, v. 26, n. 2, p. 1385-1394, jan. 2012.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1997.

ROVAS, D.; ZABANIOTOU, A. Exergy analysis of a small gasification-ICE integrated system for CHP production fueled with Mediterranean agro-food processing wastes: the SMART-CHP. **Renewable Energy**, v. 83, p. 510-517, nov. 2015.

RUGGIERO, M.; MANFRIDA, G. An equilibrium model for biomass gasification processes. **Renewable Energy**, v. 16, n. 1, p. 1106-1109, jan.-abr. 1999.

SÁNCHEZ, C. G. (Org.). **Tecnologia da Gaseificação da Biomassa**. Campinas: Átomo, 2010.

SERRANO, C.; MONEDERO, E.; LAPUERTA, M.; PORTERO, H. Effect of moisture content, particle size and pine addition on quality parameters of barley straw pellets. **Fuel Processing Technology**, v. 92, n. 3, p. 699-706, mar. 2011.

SHABBAR, S.; JANAJREH, I. Thermodynamic equilibrium analysis of coal gasification using Gibbs energy minimization method. **Energy Conversion and Management**, v. 65, p. 755-763, jan. 2013.

SIEDLECKI, M.; JONG, W. Biomass gasification as the first hot step in clean syngas production process – gas quality optimization and primary tar reduction measures in a 100 kW thermal input steam–oxygen blown CFB gasifier. **Biomass and Bioenergy**, v. 35, s. 1, p. S40-S62, out. 2011.

SILVA, M. B. Classificação internacional do carvão (CEE-NU) da camada inferior, Mina do Leão, RS, Brasil. **Revista Escola de Minas**, v. 65, n. 1, p. 29-33, mar. 2012.

SON, Y. I.; YOON, S. J.; KIM, Y. K.; LEE, J. G. Gasification and power generation characteristics of woody biomass utilizing a downdraft gasifier. **Biomass and Bioenergy**, v. 35, n.10, p. 4215-4220, out. 2011.

STAHL, K.; NEERGAARD, M. IGCC power plant for biomass utilisation, Varnamo, Sweden. **Biomass & Bioenergy**, v. 15, n. 3, p. 205-211, 1998.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 2. ed. Basingstoke: Macmillan, 1992.

TSIAKMAKIS, S.; MERTZIS, D.; DIMARATOS, A.; TOUMASATOS, Z.; SAMARAS, Z. Experimental study of combustion in a spark ignition engine operating with producer gas from various biomass feedstocks. **Fuel**, v. 122, p. 126-139, abr. 2014.

USEIA (United States Energy Information Administration). **International Energy Outlook 2016**. Washington: USEIA, 2016.

VERA, D.; MENA, B.; JURADO, F.; SCHORIES, G. Study of a downdraft gasifier and gas engine fueled with olive oil industry wastes. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1-2, p. 119-129, mar. 2013.

VILLASMIL, W.; STEINFELD, A. Hydrogen production by hydrogen sulfide splitting using concentrated solar energy – Thermodynamics and economic evaluation. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 11, p. 2353-2361, nov. 2010.

WU, C.; YIN, X.; MA, L.; ZHOU, Z.; CHEN, H. Design and operation of a 5.5 MWe biomass integrated gasification combined cycle demonstration plant. **Energy & Fuels**, v. 22, n. 6, p. 4259-4264, out. 2008.

WU, C. Z.; YIN, X. L.; MA, L. L.; ZHOU, Z. Q.; CHEN, H. P. Operational characteristics of a 1.2-MW biomass gasification and power generation plant. **Biotechnology Advances**, v. 27, n. 5, p. 588-592, set.-out. 2009.

WU, Z.; WU, C.; HUANG, H.; ZHENG, S.; DAI, X. Test results and operation performance analysis of a 1-MW biomass gasification electric power generation system. **Energy & Fuels**, v. 17, n. 3, p. 619-624, mar. 2003.

YIN, X. L.; WU, C. Z.; ZHENG, S. P.; CHEN, Y. Design and operation of a CFB gasification and power generation system for rice husk. **Biomass and Bioenergy**, v. 23, n. 3, p. 181-187, set. 2002.

ZHOU, X.; GAO, J.; XU, C.; LAN, X. Effect of wall boundary condition on CFD simulation of CFB risers. **Particuology**, v. 11, n. 5, p. 556-565, out. 2013.

ZILL, D. G. **A First Course in Differential Equations with Modeling Applications**. 10. ed. Boston: Brooks/Cole, 2012.

APÊNDICE A – CÓDIGO DO PROGRAMA DE GASEIFICAÇÃO PARA EES™

```

"GASIFICATION IN CFB USING AIR AND STEAM"
"mass composition in dry basis"
x_C_d=0,5112
x_H_d=0,0607
x_O_d=0,4149
x_N_d=0,0049
x_S_d=0,0001
x_ash_d=0,0082
"moisture in the solid fuel"
x_H2O_sf=0,065
"higher heating value on mass basis"
HHV_sf=20530 [kJ/kg]
"steam temperature"
T_steam=673 [K]
"air temperature"
T_air=298 [K]
"mass composition"
x_air_ga=1-x_steam_ga
x_steam_ga=0,5
"equivalence ratio"
phi_g=0,54
"air relative humidity"
arh=0,6
"process pressure"
P=101,325 [kPa]
"process temperature"
{T=1000 [K]}
"balance"
PE+TL=RE
"SOLID FUEL"
"enthalpy of formation"
hf_sf=HHV_sf-
1*(327,63[kJ/kg]*100*x_C_w+1417,94[kJ/kg]*100*x_H_w+92,57[kJ/kg]*100*x_S_w+158,67[kJ/kg]*100*x_H2O_sf)
"dry basis composition sum"
Sumx_d=x_C_d+x_H_d+x_O_d+x_N_d+x_S_d+x_ash_d
"mass composition in wet basis"
x_C_w=x_C_d/(Sumx_d+x_H2O_sf)
x_H_w=x_H_d/(Sumx_d+x_H2O_sf)
x_O_w=x_O_d/(Sumx_d+x_H2O_sf)
x_N_w=x_N_d/(Sumx_d+x_H2O_sf)
x_S_w=x_S_d/(Sumx_d+x_H2O_sf)
x_ash_w=x_ash_d/(Sumx_d+x_H2O_sf)
"solid fuel components mass flow"
m_dot_C_sf=m_dot_sf*x_C_w
m_dot_H_sf=m_dot_sf*x_H_w
m_dot_O_sf=m_dot_sf*x_O_w
m_dot_N_sf=m_dot_sf*x_N_w
m_dot_S_sf=m_dot_sf*x_S_w
m_dot_H2O_sf=m_dot_sf*x_H2O_sf
"solid fuel components molar flow"
n_dot_C_sf=m_dot_C_sf/MW_C
n_dot_H_sf=m_dot_H_sf/MW_H
n_dot_O_sf=m_dot_O_sf/MW_O
n_dot_N_sf=m_dot_N_sf/MW_N
n_dot_S_sf=m_dot_S_sf/MW_S
n_dot_H2O_sf=m_dot_H2O_sf/MW_H2O
"GASIFICATION AGENT"
"molar composition"
y_air_ga=(x_air_ga/MW_air)/(x_air_ga/MW_air+x_steam_ga/MW_H2O)
y_steam_ga=(x_steam_ga/MW_H2O)/(x_air_ga/MW_air+x_steam_ga/MW_H2O)
"gasifying agent molar density"
rho_air=density(Air;T=T;P=P)
rho_steam=density(H2O;T=T;P=P)
rho_ga=y_air_ga*rho_air+y_steam_ga*rho_steam
"gasifying agent molecular weight"
MW_ga=y_air_ga*MW_air+y_steam_ga*MW_H2O
"stoichiometric gasification agent molar flow"
n_dot_ga_stc=rho_ga*A_r*U_s
"stoichiometric gasification agent mass flow"
m_dot_ga_stc=n_dot_ga_stc*MW_ga
m_dot_steam_ga_stc=x_steam_ga*m_dot_ga_stc
m_dot_air_ga_stc=x_air_ga*m_dot_ga_stc
"gasification agent mass flow"
m_dot_steam_ga=phi_g*m_dot_steam_ga_stc
m_dot_air_ga=phi_g*m_dot_air_ga_stc
"PROPERTIES"

```

```

"molecular weight"
MW_air=molarmass(Air)
MW_H2O=molarmass(H2O)
MW_C=molarmass(C)
MW_H=molarmass(H)
MW_O=molarmass(O)
MW_N=molarmass(N)
MW_S=molarmass(S)
MW_N2=molarmass(N2)
MW_CO=molarmass(CO)
MW_CO2=molarmass(CO2)
MW_H2=molarmass(H2)
MW_CH4=molarmass(CH4)
MW_H2S=molarmass(H2S)
"equilibrium temperature"
Call NASA ('C(gr)';T:cp_C;h_C;s_C)
Call NASA ('O2';T:cp_O2;h_O2;s_O2)
Call NASA ('CO';T:cp_CO;h_CO;s_CO)
Call NASA ('CO2';T:cp_CO2;h_CO2;s_CO2)
Call NASA ('H2';T:cp_H2;h_H2;s_H2)
Call NASA ('H2O';T:cp_H2O;h_H2O;s_H2O)
Call NASA ('CH4';T:cp_CH4;h_CH4;s_CH4)
Call NASA ('S';T:cp_S;h_S;s_S)
Call NASA ('H2S';T:cp_H2S;h_H2S;s_H2S)
Call NASA ('N2';T:cp_N2;h_N2;s_N2)
Call NASA ('SO2';T:cp_SO2;h_SO2;s_SO2)
"air temperature"
Call NASA ('H2O';T_air:cp_H2O_air;h_H2O_air;s_H2O_air)
Call NASA ('O2';T_air:cp_O2_air;h_O2_air;s_O2_air)
Call NASA ('N2';T_air:cp_N2_air;h_N2_air;s_N2_air)
"steam temperature"
Call NASA ('H2O';T_steam:cp_H2O_steam;h_H2O_steam;s_H2O_steam)
"GIBBS FREE ENERGY"
"C(gr) + 0,5 O2 --> CO"
DELTAg_CO=h_CO-h_C-0,5*h_O2-T*(s_CO-s_C-0,5*s_O2)
"C(gr) + O2 --> CO2"
DELTAg_CO2=h_CO2-h_C-h_O2-T*(s_CO2-s_C-s_O2)
"H2 + 0,5 O2 --> H2O"
DELTAg_H2O=h_H2O-h_H2-0,5*h_O2-T*(s_H2O-s_H2-0,5*s_O2)
"H2"
DELTAg_H2=0
"C(gr) + 2 H2 --> CH4"
DELTAg_CH4=h_CH4-h_C-2*h_H2-T*(s_CH4-s_C-2*s_H2)
"H2 + S --> H2S"
DELTAg_H2S=h_H2S-h_H2-h_S-T*(s_H2S-s_H2-s_S)
"N2"
DELTAg_N2=0
"O2"
DELTAg_O2=0
"OPERATIONAL CONDITIONS"
"riser section area"
A_r=0,5[m]*0,5[m]
"gasifying agent velocity"
U_s=5,5 [m/s]
"stoichiometric ga/sf mass ratio"
R_ga_sf_stc=m_dot_ga_stc/m_dot_sf
"ga/sf mass ratio"
R_ga_sf=phi_g*R_ga_sf_stc
"atmospheric pressure"
P_atm=101,325 [kPa]
"universal gas constant"
R=8,314[kJ/(kmol*K)]
"air collected at 1 atm and 298 K"
P_sat=3,169 [kPa]
P_vap=arh*P_sat
"humidity ratio"
hr=0,622*P_vap/(P_atm-P_vap)
"molar humidity ratio"
hr_mol=hr*MW_air/MW_H2O
"standard temperature"
T[0]=298 [K]
"STOICHIOMETRIC COMBUSTION REACTION"
"n_dot_C_sf C + n_dot_H_sf H + n_dot_O_sf O + n_dot_N_sf N + n_dot_S_sf S + n_dot_H2O_sf H2O + n_dot_ga_stc *
(y_air_ga * (0,21 O2 + 0,79 N2 + hr_mol H2O) + y_steam_ga H2O) ----> n_dot_CO2_stc CO2 + n_dot_H2O_stc H2O +
n_dot_SO2_stc SO2 + n_dot_N2_stc N2"
"C"

```

```

n_dot_C_sf=n_dot_CO2_stc
"H"
n_dot_H_sf+2*n_dot_H2O_sf+2*n_dot_ga_stc*y_air_ga*hr_mol+2*n_dot_ga_stc*y_steam_ga=2*n_dot_H2O_stc
"O"
n_dot_O_sf+n_dot_H2O_sf+2*n_dot_ga_stc*y_air_ga*0,21+n_dot_ga_stc*y_air_ga*hr_mol+n_dot_ga_stc*y_steam_ga=2*n_dot_CO2_stc+n_dot_H2O_stc+2*n_dot_SO2_stc
"N"
n_dot_N_sf+2*n_dot_ga_stc*y_air_ga*0,79=2*n_dot_N2_stc
"S"
n_dot_S_sf=n_dot_SO2_stc
"EQUILIBRIUM REACTION FOR MODIFIED MODEL"
"beta_C*n_dot_C_sf C + beta_H*n_dot_H_sf H + n_dot_O_sf O + n_dot_N_sf N + n_dot_S_sf S + n_dot_H2O_sf H2O + phi_g*n_dot_ga_stc * (y_air_ga * (0,21 O2 + 0,79 N2 + hr_mol H2O) + y_steam_ga H2O) ----> n_dot_CO2 CO2 + n_dot_CO CO + n_dot_H2 H2 + n_dot_H2O H2O + n_dot_CH4 CH4 + n_dot_H2S H2S + n_dot_N2 N2"
"carbon fraction converted into gas"
beta_C_1=0,25+0,75*(1-exp(-phi_g/0,23))
"carbon fraction converted into methan during the pyrolysis"
beta_C_2=0,11*(1-phi_g)
"total carbon fraction available for the equilibrium reaction"
beta_C=beta_C_1-beta_C_2
"total hydrogen fraction available for the equilibrium reaction"
beta_H=1-4*beta_C_2*n_dot_C_sf/n_dot_H_sf
"atoms of each element per species"
"C"
z_CO_C=1
z_CO2_C=1
z_CH4_C=1
"H"
z_H2O_H=2
z_H2_H=2
z_CH4_H=4
z_H2S_H=2
"O"
z_CO_O=1
z_CO2_O=2
z_H2O_O=1
z_O2_O=2
"N"
z_N2_N=2
"S"
z_H2S_S=1
"molar flow and fractions of products"
n_dot=n_dot_CO+n_dot_CO2+n_dot_H2O+n_dot_H2+n_dot_CH4+n_dot_H2S+n_dot_N2
y=y_CO+y_CO2+y_H2O+y_H2+y_CH4+y_H2S+y_N2
y_CO=n_dot_CO/n_dot
y_CO2=n_dot_CO2/n_dot
y_H2O=n_dot_H2O/n_dot
y_H2=n_dot_H2/n_dot
y_CH4=n_dot_CH4/n_dot
y_H2S=n_dot_H2S/n_dot
y_N2=n_dot_N2/n_dot
"Gibbs free energy minimization"
"CO"
DELTAg_CO+R*T*ln(y_CO*P/P_atm)+lambda_C*z_CO_C+lambda_O*z_CO_O=0
"CO2"
DELTAg_CO2+R*T*ln(y_CO2*P/P_atm)+lambda_C*z_CO2_C+lambda_O*z_CO2_O=0
"H2O"
DELTAg_H2O+R*T*ln(y_H2O*P/P_atm)+lambda_H*z_H2O_H+lambda_O*z_H2O_O=0
"H2"
DELTAg_H2+R*T*ln(y_H2*P/P_atm)+lambda_H*z_H2_H=0
"CH4"
DELTAg_CH4+R*T*ln(y_CH4*P/P_atm)+lambda_C*z_CH4_C+lambda_H*z_CH4_H=0
"H2S"
DELTAg_H2S+R*T*ln(y_H2S*P/P_atm)+lambda_H*z_H2S_H+lambda_S*z_H2S_S=0
"N2"
DELTAg_N2+R*T*ln(y_N2*P/P_atm)+lambda_N*z_N2_N=0
"Molar balance by element"
"C"
beta_C*n_dot_C_sf=n_dot_CO*z_CO_C+n_dot_CO2*z_CO2_C+n_dot_CH4*z_CH4_C
"H"
beta_H*n_dot_H_sf+2*n_dot_H2O_sf+2*phi_g*n_dot_ga_stc*y_air_ga*hr_mol+2*phi_g*n_dot_ga_stc*y_steam_ga=n_dot_H2O*z_H2O_H+n_dot_H2*z_H2_H+n_dot_CH4*z_CH4_H+n_dot_H2S*z_H2S_H
"O"
n_dot_O_sf+n_dot_H2O_sf+2*phi_g*n_dot_ga_stc*y_air_ga*0,21+phi_g*n_dot_ga_stc*y_air_ga*hr_mol+phi_g*n_dot_ga_stc*y_steam_ga=n_dot_CO*z_CO_O+n_dot_CO2*z_CO2_O+n_dot_H2O*z_H2O_O
"N"

```

```

n_dot_N_sf+2*phi_g*n_dot_ga_stc*y_air_ga*0,79=n_dot_N2*z_N2_N
"S"
n_dot_S_sf=n_dot_H2S*z_H2S_S
"ENERGY BALANCE"
"energy of reactants"
RE=m_dot_sf*hf_sf+phi_g*n_dot_ga_stc*(y_air_ga*(0,21*h_O2_air+0,79*h_N2_air+hr_mol*h_H2O_air)+y_steam_ga*h_H2O_s
team)
"energy of products"
PE=n_dot_CO2*h_CO2+n_dot_CO*h_CO+n_dot_H2*h_H2+n_dot_H2O*h_H2O+n_dot_CH4*h_CH4+n_dot_H2S*h_H2S+n_dot
t_N2*h_N2
"thermal loss"
TL=0,03*m_dot_sf*HHV_sf
"modified equilibrium total composition"
"pyrolysis methane"
n_dot_CH4_py=beta_C_2*n_dot_C_sf
"solid carbon"
n_dot_C_s=(1-beta_C_1)*n_dot_C_sf
"total molar flow"
n_dot_CO_t=n_dot_CO
n_dot_CO2_t=n_dot_CO2
n_dot_H2O_t=n_dot_H2O
n_dot_H2_t=n_dot_H2
n_dot_CH4_t=n_dot_CH4_py+n_dot_CH4
n_dot_H2S_t=n_dot_H2S
n_dot_N2_t=n_dot_N2
n_dot_C_t=n_dot_C_s
"total molar fractions"
n_dot_t=n_dot_CO_t+n_dot_CO2_t+n_dot_H2O_t+n_dot_H2_t+n_dot_CH4_t+n_dot_H2S_t+n_dot_N2_t+n_dot_C_t
y_CO_t=n_dot_CO_t/n_dot_t
y_CO2_t=n_dot_CO2_t/n_dot_t
y_H2O_t=n_dot_H2O_t/n_dot_t
y_H2_t=n_dot_H2_t/n_dot_t
y_CH4_t=n_dot_CH4_t/n_dot_t
y_H2S_t=n_dot_H2S_t/n_dot_t
y_N2_t=n_dot_N2_t/n_dot_t
y_C_t=n_dot_C_t/n_dot_t
"wet gas fractions"
n_dot_w=n_dot_CO_t+n_dot_CO2_t+n_dot_H2O_t+n_dot_H2_t+n_dot_CH4_t+n_dot_H2S_t+n_dot_N2_t
y_CO_w=n_dot_CO_t/n_dot_w
y_CO2_w=n_dot_CO2_t/n_dot_w
y_H2O_w=n_dot_H2O_t/n_dot_w
y_H2_w=n_dot_H2_t/n_dot_w
y_CH4_w=n_dot_CH4_t/n_dot_w
y_H2S_w=n_dot_H2S_t/n_dot_w
y_N2_w=n_dot_N2_t/n_dot_w
CO_w=y_CO_w*100[%]
CO2_w=y_CO2_w*100[%]
H2O_w=y_H2O_w*100[%]
H2_w=y_H2_w*100[%]
CH4_w=y_CH4_w*100[%]
H2S_w=y_H2S_w*100[%]
N2_w=y_N2_w*100[%]
"dry gas fractions"
n_dot_d=n_dot_CO_t+n_dot_CO2_t+n_dot_H2_t+n_dot_CH4_t+n_dot_H2S_t+n_dot_N2_t
y_CO_d=n_dot_CO_t/n_dot_d
y_CO2_d=n_dot_CO2_t/n_dot_d
y_H2_d=n_dot_H2_t/n_dot_d
y_CH4_d=n_dot_CH4_t/n_dot_d
y_H2S_d=n_dot_H2S_t/n_dot_d
y_N2_d=n_dot_N2_t/n_dot_d
CO=y_CO_d*100[%]
CO2=y_CO2_d*100[%]
H2=y_H2_d*100[%]
CH4=y_CH4_d*100[%]
H2S=y_H2S_d*100[%]
N2=y_N2_d*100[%]
"DRY GAS HHV"
"HHV of species"
HHV_CO=higherheatingvalue(CO)
HHV_CO2=higherheatingvalue(CO2)
HHV_H2=higherheatingvalue(H2)
HHV_CH4=higherheatingvalue(CH4)
HHV_H2S=7,749 [btu/lbm]*(1,055[kJ/btu]/0,454[kg/lbm])*MW_H2S
HHV_N2=higherheatingvalue(N2)
"HHV of dry gas on molar basis"

```

```

HHV_mol=y_CO_d*HHV_CO+y_CO2_d*HHV_CO2+y_H2_d*HHV_H2+y_CH4_d*HHV_CH4+y_H2S_d*HHV_H2S+y_N2_d*H
HV_N2
"HHV of dry gas on nm^3 basis"
HHV_v=HHV_mol/22,4[m^3/kmol]
"HHV of dry gas on mass basis"
HHV_m=HHV_mol/MW_g_d
"DRY GAS LHV"
"LHV of species"
LHV_CO=lowerheatingvalue(CO)
LHV_CO2=lowerheatingvalue(CO2)
LHV_H2=lowerheatingvalue(H2)
LHV_CH4=lowerheatingvalue(CH4)
LHV_H2S=517000[kJ/kmol]
LHV_N2=lowerheatingvalue(N2)
"LHV of dry gas on molar basis"
LHV_mol=y_CO_d*LHV_CO+y_CO2_d*LHV_CO2+y_H2_d*LHV_H2+y_CH4_d*LHV_CH4+y_H2S_d*LHV_H2S+y_N2_d*LHV
_N2
"LHV of dry gas on nm^3 basis"
LHV_v=LHV_mol/22,4[m^3/kmol]
"LHV of dry gas on mass basis"
LHV_m=LHV_mol/MW_g_d
"COLD GAS EFFICIENCY"
"dry gas specific volume at 273 K"
v_g=(n_dot_d*22,4[m^3/kmol])/m_dot_sf
"cold gas efficiency"
CGE=(HHV_v*v_g/HHV_sf)*100[%]
"HOT GAS EFFICIENCY"
"average temperature"
T_av=(T+T|0)/2
"properties at T_av"
Call NASA ('CO';T_av:cp_CO_av;h_CO_av;s_CO_av)
Call NASA ('CO2';T_av:cp_CO2_av;h_CO2_av;s_CO2_av)
Call NASA ('H2';T_av:cp_H2_av;h_H2_av;s_H2_av)
Call NASA ('CH4';T_av:cp_CH4_av;h_CH4_av;s_CH4_av)
Call NASA ('H2S';T_av:cp_H2S_av;h_H2S_av;s_H2S_av)
Call NASA ('N2';T_av:cp_N2_av;h_N2_av;s_N2_av)
"HGE"
HGE=((HHV_v*v_g+((y_CO_d*cp_CO_av+y_CO2_d*cp_CO2_av+y_H2_d*cp_H2_av+y_CH4_d*cp_CH4_av+y_H2S_d*cp_H2
S_av+y_N2_d*cp_N2_av)/MW_g_d)*(T-T|0))/HHV_sf)*100[%]
"DRY GAS PROPERTIES"
"molecular weight"
MW_g_d=y_CO_d*MW_CO+y_CO2_d*MW_CO2+y_H2_d*MW_H2+y_CH4_d*MW_CH4+y_H2S_d*MW_H2S+y_N2_d*MW_N
2
"density at 298 K"
rho_g_d=(1[kmol]/24,451[m^3])*MW_g_d
"mass flow"
m_dot_d=n_dot_d*MW_g_d
"DRY GAS STOICHIOMETRIC COMBUSTION"
"n_gas_comb (y_CO_d CO + y_CO2_d CO2 + y_H2_d H2 + y_CH4_d CH4 + y_H2S_d H2S + y_N2_d N2+hr_gas_mol H2O) +
n_air_comb_stc (0,21 O2 + 0,79 N2 + hr_mol H2O) ---> n_CO2_comb_stc CO2 + n_H2O_comb_stc H2O + n_SO2_comb_stc
SO2 + n_N2_comb_stc N2"
n_gas_comb=1[kmol]
hr_gas=0,622*P_sat/(P_atm-P_sat)
hr_gas_mol=hr_gas*MW_air/MW_H2O
"element balance"
"C"
n_gas_comb*(1*y_CO_d+1*y_CO2_d+1*y_CH4_d)=1*n_CO2_comb_stc
"H"
n_gas_comb*(2*y_H2_d+4*y_CH4_d+2*y_H2S_d+2*hr_gas_mol)+n_air_comb_stc*2*hr_mol=2*n_H2O_comb_stc
"O"
n_gas_comb*(1*y_CO_d+2*y_CO2_d+1*hr_gas_mol)+n_air_comb_stc*(0,21*2+1*hr_mol)=2*n_CO2_comb_stc+1*n_H2O_co
mb_stc+2*n_SO2_comb_stc
"N"
n_gas_comb*(2*y_N2_d)+n_air_comb_stc*0,79*2=2*n_N2_comb_stc
"S"
n_gas_comb*(1*y_H2S_d)=1*n_SO2_comb_stc
"stoichiometric fuel/air ratio"
"mass"
FA_m_stc=((n_gas_comb*(1+hr_gas_mol))*MW_g_d)/((n_air_comb_stc*(1+hr_mol))*MW_air)
"molar"
FA_mol_stc=(n_gas_comb*(1+hr_gas_mol))/(n_air_comb_stc*(1+hr_mol))
"stoichiometric air/fuel ratio"
"mass"
AF_m_stc=1/FA_m_stc
"molar"
AF_mol_stc=1/FA_mol_stc

```


APÊNDICE B – CÓDIGO DO PROGRAMA DO MOTOR PARA EES™

"MOTOR DE CICLO OTTO COM LIBERAÇÃO FINITA DE CALOR"
 "FIAT 838 A1.000 - LANCIA KAPPA 2.0"

"Função condicional da liberação de calor"
 FUNCTION x_b(a;theta;theta_s;theta_d;n)
 IF ((1-exp(-a*((theta-theta_s)/theta_d)^n))<=0) THEN
 x_b=0
 ELSE
 x_b=1-exp(-a*((theta-theta_s)/theta_d)^n)
 ENDIF
 END

"Função condicional do calor inserido"
 FUNCTION Q_in(theta;theta_s;HV_mix_m;m_mix)
 IF (theta<=theta_s) THEN
 Q_in=0
 ELSE
 Q_in=HV_mix_m*m_mix
 ENDIF
 END

"DADOS DE ENTRADA"
 "ÂNGULOS"
 "Ângulo de manivela"
 theta_deg=180 [deg]
 theta_rad=pi#*theta_deg/180[deg]
 "Ângulo da manivela no início da liberação de calor - Martins"
 theta_s_deg=-15 [deg]
 theta_s=pi#*theta_s_deg/180[deg]
 "Ângulo da manivela de duração da ignição - Martins"
 theta_d_deg=45 [deg]
 theta_d=pi#*theta_d_deg/180[deg]
 "DIMENSÕES"
 "Comprimento da biela"
 l=0,144[m]
 "Curso do pistão"
 S=0,0756[m]
 "Diâmetro do cilindro"
 b=0,082[m]
 "Razão de compressão"
 r=10
 "Número de cilindros"
 noc=5
 "CONDIÇÕES E PROPRIEDADES INICIAIS"
 "Razão de calores específicos"
 gamma=cp/cv
 cp=Cp(Air;T=T)
 cv=Cv(Air;T=T)
 "Pressão de admissão"
 P_i=100[kPa]
 "Temperatura de admissão"
 T_i=298[K]
 "Rotações do motor"
 N_rpm=5500[rev/min]
 "Temperatura da parede - Medina"
 T_w=413[K]
 "COMBUSTÍVEL E MISTURA"
 "Razão de equivalência de combustão"
 phi_c=1,0
 "Umidade absoluta no gás combustível"
 hr_gas=0,02008
 "Poder calorífico inferior do gás combustível"
 LHV_g_m=2251 [kJ/kg]
 "Relação ar/combustível estequiométrica"
 AF_m_stc=0,6178
 "Densidade do gás combustível na admissão"
 rho_gas=1,132 [kg/m^3]
 "Massa molar do gás combustível"
 MW_gas=27,69 [kg/kmol]
 "CONSUMO"
 "Vazão mássica de gás"
 m_dot_gasifier=0,21562 [kg/s]
 "Vazão mássica de sólido"
 m_dot_sf=0,08841 [kg/s]
 "Umidade do combustível sólido"
 x_H2O_sf=0,37

```

"PCS do combustível sólido"
HHV_sf=13064 [kJ/kg]
"GEOMETRIA"
"ÂNGULOS"
"Ângulo da manivela no fechamento da válvula de admissão (Martins)"
theta_ivc_deg=-135[deg]
theta_ivc=pi#*theta_ivc_deg/180[deg]
"Ângulo da manivela no início do curso de compressão"
theta_i=-pi#
"Ângulo da manivela no ponto morto superior"
theta_tdc=0[rad]
"Ângulo da manivela no final do curso de potência"
theta_f=theta_rad
"DIMENSÕES E RELAÇÕES"
"Relação geométrica do mecanismo"
K=2*I/S
"Posição do pistão"
y=S/2+I-((I^2-(S^2/4)*(sin(theta))^2)^(1/2)+(S/2)*cos(theta))
"Área de transferência de calor"
A_w=pi#*b*(y+V_c/(pi#*b^2/4))+(pi#/2)*b^2
"VOLUMES"
"Volume deslocado"
V_d=pi#*b^2*S/4
"Volume"
V=V_d/(r-1)+(V_d/2)*(K+1-cos(theta)-(K^2-(sin(theta))^2)^(1/2))
"Volume inicial"
V_i=V_d/(r-1)+(V_d/2)*(K+1-cos(theta_i)-(K^2-(sin(theta_i))^2)^(1/2))
"Volume da câmara de combustão"
V_c=V_d/(r-1)+(V_d/2)*(K+1-cos(theta_tdc)-(K^2-(sin(theta_tdc))^2)^(1/2))
"Volume no fechamento da válvula de admissão"
V_ivc=V_d/(r-1)+(V_d/2)*(K+1-cos(theta_ivc)-(K^2-(sin(theta_ivc))^2)^(1/2))
"Volume total"
V_t=V_c+V_d
"Volume deslocado total"
V_d_t=noc*V_d
"COEFICIENTE CONVECTIVO"
"Velocidade média do pistão"
Vel_p_m=(S*N_rpm/30)*1[mm/rev]/1[s]
"Velocidade dos gases"
Vel_g=2,28*Vel_p_m+0,00324[m/(s*K)]*T_i*(V_d/V_ivc)*(1/P_i)*(P-P_i*(V_i/V)^gamma)
"Temperatura"
T=P*V*T_i/(P_i*V_i)
"Coeficiente de convecção"
hcv=0,00326[kW/(m^2*K)]*(P/1[kPa])^0,8*(Vel_g/1[m/s])^0,8*(b/1[m])^(-0,2)*(T/1[K])^(-0,55)
"EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA"
"Eficiência volumétrica - correlação experimental"
e_v=0,740583221550135+0,000116026679865731*(N_rpm/1[rev/min])-7,30866687030237E-
08*(N_rpm/1[rev/min])^2+2,00894888603782E-11*(N_rpm/1[rev/min])^3-1,72857924221641E-15*(N_rpm/1[rev/min])^4
"CALOR INSERIDO"
"Razão ar/combustível real"
AF_m=phi_c*AF_m_stc
"Densidade do ar na admissão"
rho_air_0=Density(Air;T=T_i;P=P_i)
"Fração mássica de gás combustível"
x_gas=1/(1+phi_c*AF_m_stc)
"Fração mássica do ar de combustão"
x_air_c=phi_c*AF_m_stc/(1+phi_c*AF_m_stc)
"Massa molar do ar de combustão"
MW_air_c=MolarMass(Air)
"Fração molar do ar de combustão"
y_air_c=(x_air_c/MW_air_c)/(x_air_c/MW_air_c+x_gas/MW_gas)
"Massa molar do gás combustível"
y_gas=(x_gas/MW_gas)/(x_air_c/MW_air_c+x_gas/MW_gas)
"Densidade da mistura"
rho_mix=y_air_c*rho_air_0+y_gas*rho_gas
"Poder calorífico da mistura em massa"
HV_mix_m=(LHV_g_m*(1-hr_gas))/(1+phi_c*AF_m_stc)
"massa de mistura que adentra o cilindro"
m_mix=rho_mix*V_d*e_v
"Vazão mássica de mistura"
m_dot_mix=rho_mix*V_d*e_v*N_rpm/(60[s/min])*2[rev])
"Vazão mássica de gás"
m_dot_gas=m_dot_mix*x_gas
"Vazão mássica total de mistura"
m_dot_mix_t=noc*m_dot_mix
"Vazão mássica de gás"

```

```

m_dot_gas_t=noc*m_dot_gas
"CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE RENDIMENTO"
"LIBERAÇÃO FINITA DE CALOR"
"Fator de forma de Weibe"
n=3
"Fator de eficiência de Weibe"
a=5
"Calor total liberado"
Q_in=Q_in(theta;theta_s;HV_mix_m;m_mix)
"Fração de calor liberado"
x_b=x_b(a;theta;theta_s;theta_d;n)
"PRESSÃO PELA INTEGRAL"
"Passo de integração"
theta_step=0,001 [rad]
"Com transferência de calor"
P=P_i*(V_i/V)^gamma+(V_i/V)^gamma*1[kPa]*integral((V/V_i)^gamma*(gamma-1)/(V)*(Q_in)*(n*a/theta_d*(1-x_b))*((theta-
theta_s)/theta_d)^(n-1))*1[rad*m^3/kJ]-(V/V_i)^gamma*(gamma-1)/(V)*(hcv)*(A_w)*(T-
T_w)/(N_rpm*pi#^2[rad/rev]/60[s/min])*1[m^3*rad/(s*kW)];theta;theta_i;theta_f;theta_step)
"PARÂMETROS DE RENDIMENTO"
"Variação do trabalho em relação a theta"
dW_theta=P*(V_d/2)*sin(theta)*(1+cos(theta)*(K^2-(sin(theta))^2)^(-1/2))
"Trabalho indicado do ciclo"
W_i=noc*integral(P*(V_d/2)*sin(theta)*(1+cos(theta)*(K^2-(sin(theta))^2)^(-1/2));theta;theta_i;theta_f;theta_step)
"Pressão média efetiva total de atrito - Relação válida para motores entre 0,845 e 2,0 L de Vd"
tfmep=97[kPa]+15[kPa]*N_rpm/1000[rev/min]+5[kPa]*(N_rpm/1000[rev/min])^2
"Potência indicada"
W_dot_i=W_i*N_rpm/(2*60[rev*s/min])
"Pressão média efetiva indicada"
imep=W_i/(noc*V_d)
"Eficiência térmica indicada"
eta_th_i=W_i/(noc*Q_in)
"Consumo específico indicado"
isfc=m_dot_gas_t/W_dot_i
"Trabalho ao freio do ciclo"
W_b=W_i-tfmep*noc*V_d
"Potência ao freio"
W_dot_b=W_b*N_rpm/(2*60[rev*s/min])
"Pressão média efetiva ao freio"
bmep=imep-tfmep
"Consumo específico ao freio"
bsfc=m_dot_gas_t/W_dot_b
"Torque"
tau=1000[N/kN]*W_dot_b/(2*pi#*N_rpm/60[rev*s/min])
"RENDIMENTO TOTAL E CONSUMO"
"Razão entre produção e consumo de gás"
PCR=m_dot_gasifier/m_dot_gas_t
"Rendimento do motor"
eta_eng=(W_dot_b/(m_dot_mix_t*HV_mix_m))*100 [%]
"Rendimento do sistema"
eta_sys=(W_dot_b/(m_dot_sf*(1-x_H2O_sf)*HHV_sf))*100 [%]

```