

EDUARDO MASSASHI KAWABE JÚNIOR

ANÁLISE EXERGÉTICA E ECOLÓGICA DE UM SISTEMA COMPACTO DE
COGERAÇÃO OPERANDO COM GÁS DE SÍNTESE

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia de Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Co-orientador: Msc. Ronney Arismel Mancebo Boloy

Guaratinguetá

2011

K22a	<p>Kawabe Jr., Eduardo Massashi Análise exergética e ecológica de um sistema compacto de cogeração operando com gás de síntese / Eduardo Massashi Kawabe Jr. – Guaratinguetá : [s.n], 2011. 71 f : il.</p> <p>Bibliografia: f. 69-71</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira Coorientador: Prof. Msc. Ronney Arismel Mancebo Boloy</p> <p>1. Biomassa 2. Motores de combustão interna 3. Energia elétrica e calor – cogeração I. Título</p> <p>CDU 620.91</p>
------	--



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
CAMPUS DE GARÇA

EDUARDO MASSASHI KAWABE JÚNIOR

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. DR. JOSÉ LUZ SILVEIRA
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Msc. RONNEY ARIEMEL MANCEBO BOLOY
UNESP-FEG

Prof. Msc. EDNARA BLANCO MACHIN
UNESP-FEG

DADOS CURRICULARES

EDUARDO MASSASHI KAWABE JÚNIOR

NASCIMENTO 20.11.1985 – SÃO PAULO / SP

FILIAÇÃO Eduardo Massashi Kawabe
Maria Aparecida Massako Sakita Kawabe

2007/2011 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá
da Universidade Estadual Paulista

Dedico este trabalho a toda minha família, pois sem ela ele jamais poderia ser realizado.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, por permitir que eu estivesse aqui e por ter me dado forças para chegar onde estou. Agradeço por todas as graças e desafios que coloca no meu caminho;

ao meu orientador Prof. Dr. José Luz Silveira, e co-orientador Msc. Ronney Arismel Mancebo Boloy, pelas orientações e auxílio muito importante no desenvolvimento deste trabalho;

aos meus amigos da UNESP de Guaratinguetá, que foram peças fundamentais no meu crescimento pessoal durante todos esses cinco anos de aprendizagem;

ao meus colegas de trabalho que me apoiaram não somente na execução deste trabalho, mas também em outras decisões e por me incentivarem sempre;

aos meus amigos de infância que apesar da distância estão sempre ao meu lado e me apoiando em cada etapa da minha vida;

e a todos aqueles que não foram citados aqui, mas que com certeza têm sua parcela de colaboração neste trabalho e na minha vida.

“A alegria que se tem em pensar e aprender
nos faz pensar e aprender ainda mais.”

Aristóteles

KAWABE JÚNIOR, E. M. **Análise exergética e ecológica de um sistema compacto de cogeração operando com gás de síntese.** 2011. 71f. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

O objetivo desse trabalho é avaliar de maneira qualitativa e ecológica um sistema compacto de cogeração operando com gás de síntese proveniente de um gaseificador. Utiliza-se a biomassa de eucalipto como combustível que passa por um gaseificador de madeira do tipo *Drowndraft* e alimenta o motor de combustão interna. O sistema compacto de cogeração é composto por dois trocadores de calor, um gerador acoplado a um motor de combustão interna e um sistema de refrigeração por absorção. O sistema completo deste estudo encontra-se instalado no Laboratório do Departamento de Energia da Faculdade de Guaratinguetá. Através de análises relacionadas a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica aplicadas neste sistema foi possível identificar vazões mássicas de cada fluxo, rendimento energético, irreversibilidade e rendimento exergético. Os componentes que possuem maiores irreversibilidades são o gaseificador, seguido do motor de combustão interna, que devem ser foco para futuras melhorias. A eficiência do sistema em base energética é de 51,84% e em base exergética de 22,78%. Através do uso da metodologia de eficiência ecológica foi possível identificar os índices de emissões, o indicador de poluição associado a combustão do gás de síntese no motor de combustão interna. A eficiência ecológica considerando a análise em base energética é de 91,73% e em base exergética 83,65%. Conclui-se que o uso de gás síntese em sistema de cogeração compacta é viável sob o ponto de vista técnico e ecológico, possibilitando gerar energia para comunidades isoladas e favorecendo a geração descentralizada.

PALAVRAS-CHAVE: Biomassa, gaseificação, motor de combustão interna, cogeração, eficiência ecológica e análise exergética.

KAWABE JÚNIOR, E. M. **Exergetic and Ecological Analysis of a compact cogeneration system operating with synthesis gas**. 2011. 71p. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

The aim of this work is to make a qualitatively and ecologically evaluation of a compact cogeneration system that operates with synthesis gas obtained from a gasifier. Using the Eucalyptus Biomass as fuel, that passes through a wood gasifier (Drowndraft type) and supply the internal combustion engine. The compact cogeneration system is composed of two heat exchangers, an energy generator connected to an internal combustion engine and an absorption refrigeration system. The complete system is installed in the laboratory from the Energy Department at the University of Guaratinguetá. By the analysis related to the First and Second Thermodynamic Laws applied in this system, was possible to identify the mass flows in each point, energetic efficiency, irreversibility and exergetic efficiency. The components that have the biggest irreversibilities are the gasifier, followed by the internal combustion engine, which should be focused in future improvements. The system efficiency in energetic basis is 51,84% and in exergetic basis is 22,78%. Using the ecologic efficiency methodology was possible to identify the emissions rates, the pollution indicator associated to the combustion of the synthesis gas in the internal combustion engine. The ecologic efficiency considering the energetic analysis is 91,73%, while considering the exergetic analysis, 83,65%. It is concluded that the use of the synthesis gas in a compact cogeneration system is viable from the technical and ecological point of view, making possible to generate energy for isolated communities and promoting the decentralized electricity generation.

KEYWORDS: Biomass, gasification, internal combustion engine, cogeneration, ecological efficiency and exergetic analysis

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo do carbono	17
Figura 2: Produção de energia primária no Brasil em 2009. Fonte: MME Balanço Energético Nacional (BEN) (2010, Tab. 1.2.b, p 16)	18
Figura 3: Produção de energia primária no Mundo Fonte: IEA apud Key world Energy Statistics 2011, p 6.	18
Figura 4: Combustíveis no consumo final em 2009 no Brasil. Fonte: MME apud BEN (2010, Tab.1.4.b).....	19
Figura 5: Combustíveis no consumo final em 2009 no Mundo. Fonte: IEA apud Key world Energy Statistics 2011, p.28).....	20
Figura 6: Esquema de um gaseificador <i>updraft</i> (MONTEIRO).....	29
Figura 7: Esquema de um gaseificador <i>downdraft</i> (MONTEIRO)	30
Figura 8: Ciclone (YOSHIOKA, 2008).....	32
Figura 9: Porcentagens dos fluxos energéticos em um MCI (SALA, 1994), (YOSHIOKA,2008), (CORONADO,SILVEIRA, 2009)	36
Figura 10: Trocador Duplo tubo (ARAÚJO, 2002)	38
Figura 11: Trocador de calor casco e tubo	39
Figura 12: Obtenção de vapor a alta pressão em um sistema de refrigeração por absorção (Adaptada de Stoecker; Jones, 1985 apud REIS, 2006)	41
Figura 13: Ciclo básico de refrigeração-absorção (DOSSAT, 2004).....	42
Figura 14: Fluxo de ar produzido em função da biomassa processada em um gaseificador tipo <i>downdraft</i> com garganta (YOSHIOKA, 2008)	45
Figura 15: Gaseificador de leito fixo e fluxo descendente	46
Figura 16: Primeiro e segundo protótipo de gaseificadores <i>downdraft</i> construídos no Departamento de Energia da faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (Proj. CTENERG, 2006).....	47
Figura 17: Sistema de cogeração compacto com motor de combustão interna (REIS, 2006) ,(YOSHIOKA, 2008)	48
Figura 18: Sistema de cogeração composto por um gaseificador, um motor de combustão interna e um sistema de refrigeração por Absorção	50
Figura 19: Calor específico dos gases de exaustão de acordo com a temperatura com a queima do gás de biomassa no motor cogrador	55
Figura 20: Gráfico do comparativo da Eficiência Ecológica	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Composição elementar de diferentes tipos de biomassa, base úmida (YOSHIOKA, 2008).....	23
Tabela 2: PCI dos diferentes tipos de biomassa e relação estequiométrica (YOSHIOKA, 2008)	23
Tabela 3: Tipos de agentes gaseificantes (YOSHIOKA, 2008).....	25
Tabela 4: Informações técnicas dos diferentes Tipos de Gaseificadores (NOGUEIRA E LOLA, 2003), (YOSHIOKA,2008), (CORONADO, SILVEIRA, 2009).....	26
Tabela 5: Qualidade do gás de síntese utilizado em motores de combustão interna (KALTSCHMITT; HARTMANN, 2001 apud BOLOY, 2010, p25)	30
Tabela 6: Aplicações da cogeração nos setor industrial e terciário.....	34
Tabela 7: Características e dados técnicos dos equipamentos do sistema de cogeração compacto (CORONADO, 2007), (YOSHIOKA,2008).....	52
Tabela 8: Composição química aproximada do gás de biomassa (eucalipto) em base seca (CORONADO, 2007), (YOSHIOKA,2008)	54
Tabela 9: Considerações adotadas do sistema de compacto de cogeração (CORONADO, SILVEIRA, 2009).....	57
Tabela 10: Demanda local de energia a ser instalada (CORONADO, SILVEIRA, 2009)	58
Tabela 11: Vazão mássica do sistema	67
Tabela 12: Fluxos exergéticos do conjunto gaseificador-cogerador	67
Tabela 13: Informações sobre as irreversibilidades e eficiência racional dos equipamentos do conjunto gaseificador-cogerador	68
Tabela 14: Rendimento para a produção das diferentes formas de energia.....	68
Tabela 15: Resultados comparativos de Dióxido de Carbono Equivalente (BOLOY et al., 2010), (CORONADO, et al., 2009).....	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEN	–	Balanco Energético Nacional
COP	–	Coeficiente de Performance
GOSE	–	Grupo de Otimização de Sistemas Energéticos
GLP	–	Gás Liquefeito de Petróleo
GM	–	General Motors
GNV	–	Gás Natural Veicular
GPT	–	Grupo de Processos Termoquímicos
IQTMA	–	Departamento de Engenharia Química e Tecnologias do Meio Ambiente
MCI	–	Motor de Combustão Interna
MME	–	Ministério de Minas e Energia
PCI	–	Poder Calorífico Inferior
PCS	–	Poder Calorífico Superior
RSU	–	Resíduos Sólidos Urbanos
SRA	–	Sistema de Refrigeração por Absorção
TC1	–	Trocador de Calor 1
TC2	–	Trocador de Calor 2

LISTA DE SÍMBOLOS

b^0	Exergia química	[kJ/kg]
COP	Coefficiente de performance	
$C_{p_{H_2O}}$	Calor específico da água	[kJ/kg.K]
$C_{p_{gás}}$	Calor específico do gás de exaustão	[kJ/kg.K]
E_{af}	Energia da água fria	[kW]
E_{aq1}	Energia da água quente no TC1	[kW]
E_{aq2}	Energia da água quente no TC2	[kW]
$E_{A\ Jaq}$	Energia da água da jaqueta	[kW]
E_{Comb}	Energia do combustível	[kW]
$E_{el.}$	Energia elétrica	[kW]
E_p	Potência de eixo	[kW]
$E_{gás\ (Exaustão)}$	Energia dos gases de exaustão	[kW]
$E_{gás\ (SRA)}$	Energia dos gases no SRA	[kW]
ex_i	Exergia específica associada ao ponto i	[kJ/kg]
Ex_i	Exergia associada ao ponto i	[kW]
h	Entalpia	[kJ/kg]
I	Irreversibilidade	
\dot{m}_{af}	Vazão de água fria	[kg/s]
\dot{m}_{aq1}	Vazão de água no TC1	[kg/s]
\dot{m}_{aq2}	Vazão de água no TC2	[kg/s]
$\dot{m}_{A\ Jaq}$	Vazão de água na jaqueta	[kg/s]
$\dot{m}_{Gás}$	Vazão de gases de exaustão	[kg/s]
\dot{m}_{SYN}	Vazão de gás produzido	[Nm ³ /s]
η_{af}	Eficiência energética para geração de água fria	
η_{aq}	Eficiência energética para geração de água quente	
η_{exaq}	Eficiência exergética para geração de água quente	
η_{xel}	Eficiência exergética para geração de energia elétrica	
$\eta_{exglobal}$	Eficiência exergética para geração do sistema de cogeração	
η_{GE}	Eficiência energética para geração de energia elétrica	
η_{Global}	Eficiência global energética para geração do sistema de cogeração	
η_{TC1}	Eficiência do TC1	
η_{TC2}	Eficiência do TC2	
η_{exaf}	Eficiência exergética para geração de água fria	
P	Pressão	[kPa]
PCI_{SYN}	Poder calorífico inferior do syngas	[kJ/Nm ³]
R	Constante Universal dos gases	[J/kg.K]
s	Entropia	[kJ/kg.K]
T_o	Temperatura ambiente	[°C]
$T_{gás}$	Temperatura do gás de exaustão	[°C]
$T_{i,SRA}$	Temperatura de entrada no SRA	[°C]
$T_{i,TC1}$	Temperatura de entrada do TC1	[°C]

$T_{i,TC2}$	Temperatura de entrada do TC2	[°C]
$T_{s,SRA}$	Temperatura de saída no SRA	[°C]
$T_{s,TC1}$	Temperatura de saída do TC1	[°C]
$T_{s,TC2}$	Temperatura de saída do TC2	[°C]
VCN	Valor Calorífico Neto	[kJ/kg]
x_i	Fração molar dos componentes	
ε	Eficiência ecológica	
ψ	Eficiência exergética racional	
φ	Relação de exergia química com o valor calorífico neto	
Π_p	Indicador de poluição	[MJ/kg _{combustível}]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos.....	20
1.2	Estrutura do Trabalho.....	21
2	REVISÃO LITERÁRIA	22
2.1	Biomassa	22
2.2	Gaseificação	24
2.3	Gaseificadores	25
2.3.1	Gaseificador de Leito Fluidizado e Circulante	26
2.3.2	Gaseificador de Leito Fixo.....	27
2.3.2.1	Gaseificador contracorrente (<i>Updraft</i>).....	27
2.3.2.2	Gaseificador Cocorrente (<i>Downdraft</i>)	29
2.4	Condicionamento do Gás de Síntese.....	30
2.4.1	Ciclone	31
2.4.2	Filtro de manga.....	32
2.5	Cogeração.....	33
2.5.1	Cogeração com Motores Alternativos	34
2.5.2	Escolha da tecnologia de Cogeração.....	36
2.5.3	Trocador de Calor	37
2.5.3.1	Trocador duplo tubo	38
2.5.3.2	Trocador de Calor carcaça e tubo	39
2.5.4	Sistema de refrigeração por absorção (SRA)	40
3	METODOLOGIA	44
3.1	Detalhamento do Sistema de Cogeração Compacto.....	48
4	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA	54
4.1	Cálculo do Cp dos gases de exaustão (syngas).....	54
4.2	Análise energética do conjunto Gaseificador-Cogerador utilizando a primeira lei da termodinâmica.....	56
4.3	Análise exérgica do conjunto Gaseificador-Cogerador	61
4.3.1	Exergia Termodinâmica	62
4.3.2	Exergia Química	63
4.3.3	Eficiência exérgica (racional) e Irreversibilidade	64
5	ANÁLISE ECOLÓGICA	65
5.1	Determinação do Dióxido de Carbono Equivalente (CO_{2e}).....	65
5.2	Determinação do Indicador de Poluente (Πp)	66
5.3	Determinação da eficiência ecológica (ϵ)	66
6	RESULTADOS	67
7	CONCLUSÕES	71
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	70

1 INTRODUÇÃO

Atualmente existe grande preocupação com a possibilidade de escassez dos combustíveis fósseis, a questão de disponibilidade energética e poluição do meio ambiente, o que evidencia a ideia de sustentabilidade. Como consequência existe um grande incentivo nos estudos e pesquisas empenhados em desenvolver novas tecnologias, para substituição dos combustíveis fósseis por alternativos que poluam menos e para melhor reaproveitar a energia permitindo obter-se melhor eficiência energética. Neste contexto, a utilização de biomassa como fonte de energia através da gaseificação e a cogeração, apresentadas neste trabalho aparecem em destaque.

A produção de energia através da gaseificação da biomassa pode parecer uma tecnologia relativamente nova, mas na realidade ela já existe a mais de 100 anos. E foi esquecida por um longo tempo devido ao baixo preço dos combustíveis fósseis. Porém, após as crises, seu estudo foi retomado e vem sendo visto como uma boa opção para substituição aos combustíveis fósseis pela baixa emissão de poluentes. Novas tecnologias estão sendo aprimoradas para diferentes combustíveis, e o Brasil tem avançado bastante com estudos que incluem gaseificação de biomassa de cana de açúcar, folhas e resíduos de madeira (KINTO et al., 2002).

De acordo Santos e Mothés (2007), a biomassa aparenta ser a maior e a mais sustentável fonte de energia alternativa renovável, que pode ser prontamente aproveitado, com custos competitivos, considerando as barreiras culturais e de portabilidade da energia.

Outra vantagem no uso da biomassa na geração de energia elétrica é o balanço neutro do carbono que contribui para redução do efeito estufa. Isso ocorre porque o gás carbônico produzido durante o processo é absorvido pelas plantas que serão utilizadas novamente no processo mantendo a concentração do gás carbônico praticamente inalterável, como pode ser observado na Figura 1 (KINTO et al., 2002).

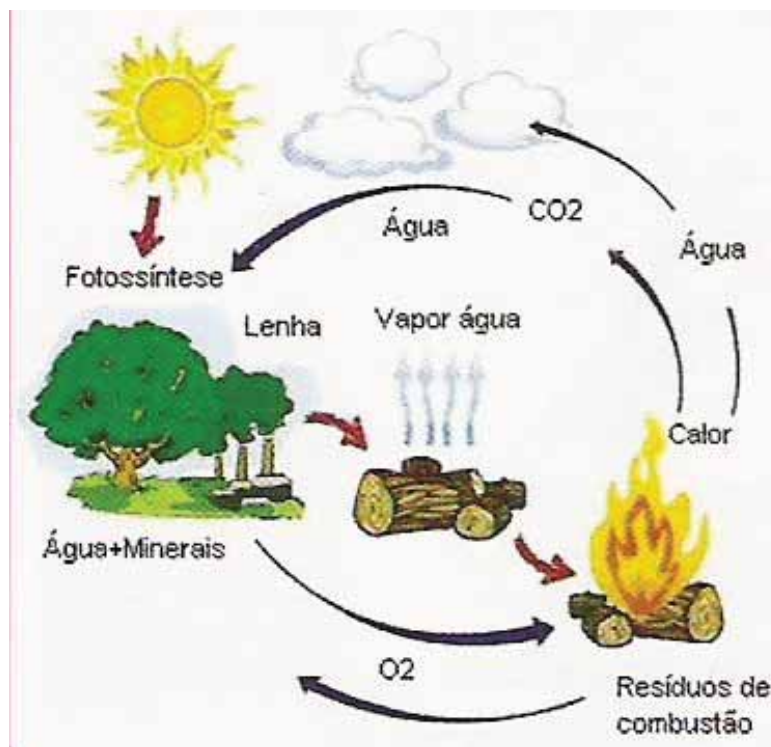


Figura 1: Ciclo do carbono

Segundo Dias (2003), o potencial de aplicação de gaseificadores no Brasil é muito grande, principalmente para projetos de eletrificação rural. A implantação de projetos de gaseificação combinada com sistema de bombeamento de água em comunidades remotas, de forma ordenada e bem gerenciada é uma alternativa real para suprimento de energia de qualidade integrada à realidade destas comunidades, fazendo uso de recursos naturais disponíveis sem agressão da natureza local.

Da mesma forma, a gaseificação da biomassa combinada com um sistema compacto de cogeração se torna muito interessante para os mesmos tipos de aplicação, como áreas rurais e localidades mais distantes de redes elétricas. Nestes casos ainda normalmente já existe nestes locais uma significativa disponibilidade de biomassa, o que é uma vantagem.

O sistema compacto de cogeração por sua vez, está relacionado com a geração simultânea de calor e potência mecânica ou elétrica. Apresenta-se como uma tecnologia alternativa muito útil e atrativa, por apresentar alta eficiência energética e de preservação do meio ambiente (REIS, 2006). Na aplicação em áreas rurais, além da energia elétrica

gerada, permite ainda o aproveitamento da água quente e fria do sistema de cogeração para utilização na própria residência.

A questão da disponibilidade energética no Brasil e no Mundo também é de grande relevância, pela atual dependência dos combustíveis fósseis e o problema relacionado à sua escassez. Como evidencia a Figura 2, 80,9% da energia primária produzida no mundo em 2009 é de origem fóssil (Gás Natural 20,9%, Carvão, 27,2% e Petróleo 32,8%). Ao mesmo tempo em que no Brasil esse valor corresponde a 47,5% (Gás Natural 8,7%, Carvão 0,9% e Petróleo 37,9%) como pode ser observado na Figura 3.

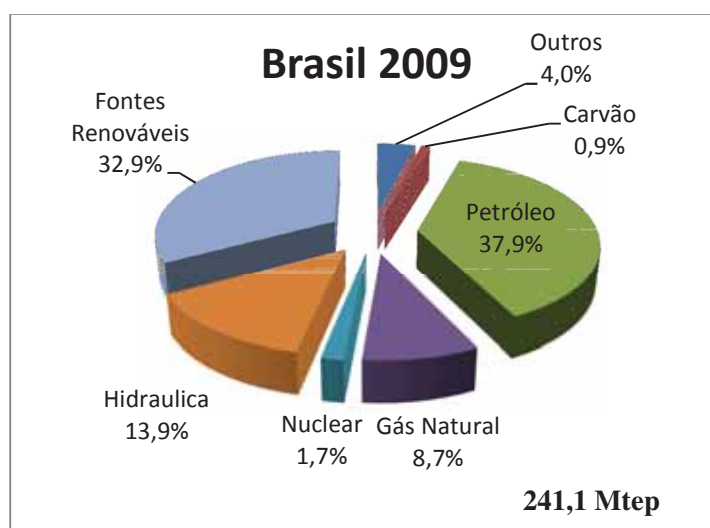


Figura 2: Produção de energia primária no Brasil em 2009. Fonte: MME Balanço Energético Nacional (BEN) (2010, Tab. 1.2.b, p 16)

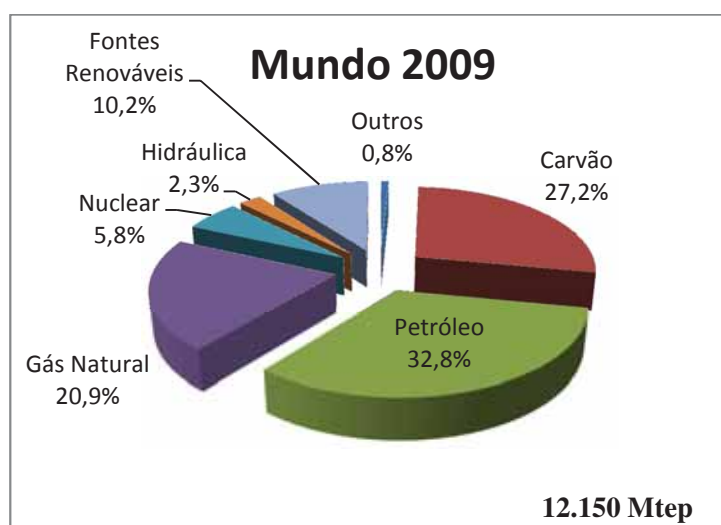


Figura 3: Produção de energia primária no Mundo Fonte: IEA apud Key world Energy Statistics 2011, p 6.

O Brasil ainda se destaca pela elevada participação das fontes renováveis que representam ainda assim 46,8% (Fontes Renováveis 32,9% e Hidráulica 13,9%) de sua matriz energética. Isso se explica por alguns privilégios da natureza, como uma bacia hidrográfica bastante favorável a construção de usinas hidrelétricas por conter vários rios de planalto, fundamentais para a produção de eletricidade. E também por ser o maior país tropical do mundo, sendo um diferencial positivo para a produção de energia de biomassa (SANTOS e MOTHÉS, 2007).

Pode-se notar, na Figura 4 que apresenta os combustíveis utilizados no consumo final no Brasil e na Figura 5, no Mundo no ano de 2009, que os combustíveis fósseis compreendem a maior parcela consumida tanto no Brasil quanto no Mundo. Se for considerado o crescimento populacional e a expectativa de crescimento do consumo médio de energia per capita, é previsto, se não houver investimento em formas de energia sustentáveis, que ocorra em poucas décadas um déficit considerável de energia (SANTOS e MOTHÉS, 2007). Desta forma se torna necessário o incentivo para pesquisas de fontes alternativas e sustentáveis de energia que não dependam dos combustíveis fósseis.

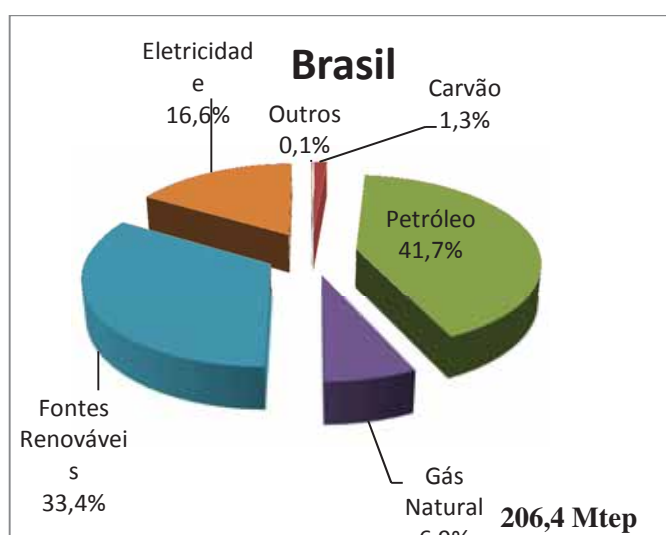


Figura 4: Combustíveis no consumo final em 2009 no Brasil. Fonte: MME apud BEN (2010, Tab.1.4.b)

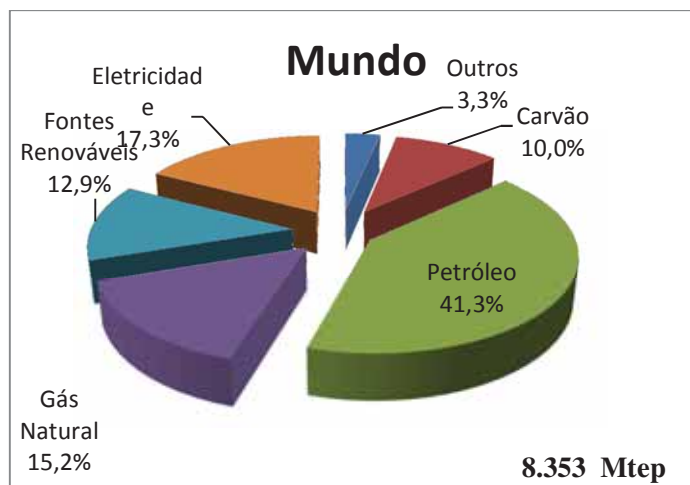


Figura 5: Combustíveis no consumo final em 2009 no Mundo. Fonte: IEA apud Key world Energy Statistics 2011, p.28)

1.1 Objetivos

Esse trabalho tem como finalidade analisar do ponto de vista exergético e ecológico, um sistema de gaseificação de madeira, tipo *downdraft*, associado a um sistema compacto de cogeração, que produz além de energia elétrica (15kW), água quente (a 65°C) e fria (a 7°C).

Os objetivos específicos são, efetuar análise qualitativa do sistema através da análise exergética, avaliar indicadores de poluição através da análise ecológica. Desta forma é avaliada a viabilidade alternativa de geração de energia elétrica e térmica para locais onde há dificuldades de acessibilidade. A meta é dar continuidade aos estudos realizados no projeto aprovado do edital 33-2006 CTenerg Gás.

1.2 Estrutura do Trabalho

Nesse Capítulo faço uma introdução ao tema de uso de biomassa, ciclo de carbono e o volume de produção de energia primária no Brasil e no mundo.

No Capítulo 2 efetua-se a revisão bibliográfica, explicando conceitos sobre a Biomassa, o processo de Gaseificação, tipos de Gaseificadores, Condicionamento do Gás de Síntese, conceito de Cogeração e sua aplicação, Trocadores de Calor e Sistemas de Refrigeração por Absorção.

No Capítulo 3, descreve-se a metodologia adotada para o desenvolvimento do trabalho. Inicialmente o funcionamento do gaseificador detalhado, para posteriormente caracterizar o sistema compacto de cogeração operando com gás de síntese.

No Capítulo 4, efetua-se análises termodinâmicas do sistema que inclui o cálculo do calor específico dos gases de exaustão, análise energética e exergética do conjunto Gaseificador-Cogerador, a eficiência exergética e as irreversibilidades dos equipamentos.

No Capítulo 5, efetua-se a análise ecológica, onde são determinados o Dióxido de Carbono Equivalente, os indicadores de poluentes e a eficiência ecológica do sistema de cogeração compacto.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho e indicações para trabalhos futuros.

2 REVISÃO LITERÁRIA

2.1 Biomassa

Higman e Van der Burgt (2003 apud FONSECA, 2009) definem de forma abrangente a biomassa, como sendo qualquer combustível ou matéria bruta derivados de organismos que estiveram vivos recentemente. Tal definição claramente exclui os tradicionais combustíveis fósseis que, mesmo tendo sido derivados de matéria orgânica vegetal e animal, necessitam de milhões de anos para sua conversão na forma que são encontrados atualmente. Com exceção de algumas microalgas e matérias com altos índices de umidade, a biomassa se caracteriza, essencialmente, por ser uma matéria carbonada em estado sólido.

A biomassa sólida, segundo Santos e Mothé (2007), tem como fonte os produtos e resíduos das florestas, da agricultura e a fração biodegradável dos resíduos industriais e urbanos. A utilização da biomassa para a produção de energia pode ser realizada de duas maneiras. Primeiro pela produção baseada na combustão direta da biomassa, normalmente utilizadas em máquinas baseadas no ciclo a vapor. A segunda pela queima de derivados da biomassa (líquido ou gasoso) que podem ser obtidas através de gaseificação, biodigestão e pirólise da biomassa.

A composição química em porcentagem das diferentes biomassas pode ser observada na

Tabela 1: Composição elementar de diferentes tipos de biomassa, base úmida (YOSHIOKA, 2008)

Tipo de Biomassa	Composição Elementar [%]					
	Carbono (C)	Hidrogênio (H)	Oxigênio (O)	Nitrogênio (N)	Enxofre (S)	Água (H ₂ O)
Bagaço de Cana	44,48	5,35	39,55	0,38	0,01	9,79
Casca de Arroz	40,96	4,30	35,86	0,40	0,02	18,34
Casca de Cocô	48,23	5,23	33,19	2,98	0,12	10,25
Eucalipto	49,00	5,87	43,97	0,30	0,01	0,72
Pinho	49,29	5,99	44,36	0,06	0,03	0,30
Ramas de Algodão	47,05	5,35	10,97	0,65	0,21	5,89
Sabugo de Milho	46,58	5,87	45,46	0,47	0,01	1,40

O poder calorífico inferior (PCI) é a quantidade de calor que pode se produzir pela queima de 1 kg de combustível com excesso de ar. A Tabela 2 mostra a diferença entre o poder calorífico inferior dos vários tipos de Biomassa, combustível utilizado como base para as análises deste trabalho.

Tabela 2: PCI dos diferentes tipos de biomassa e relação estequiométrica (YOSHIOKA, 2008)

Tipo de Biomassa	PCI [MJ/kg]	$\frac{\text{kg de ar}}{\text{kg de Biomassa Seca}}$
Bagaço de Cana	17,30	5,26
Casca de Arroz	16,10	4,62
Casca de Cocô	19,00	5,89
Eucalipto	19,04	5,73
Pinho	20,00	5,79
Ramas de Algodão	18,30	5,46
Sabugo de Milho	18,80	5,39

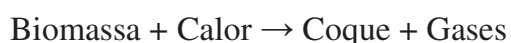
2.2 Gaseificação

A gaseificação de biomassa é basicamente a conversão de combustíveis sólidos (madeira, resíduos agrícolas, entre outros) em combustíveis gasosos. A gaseificação é uma combustão parcial da biomassa, com uma quantidade de oxigênio inferior ao estequiométrico, que produz um gás de baixo poder calorífico inferior (4 – 6 MJ/Nm³).

Na gaseificação a biomassa perde umidade, aquece até aproximadamente 400 °C onde ocorre a pirólise e por volta de 700 °C ocorre à gaseificação.

Pirólise:

Quando a biomassa atinge aproximadamente 400 °C, na ausência de ar, ocorre à quebra das moléculas devido ao calor formando coque e gases.



Gaseificação:



Na gaseificação o coque é fonte de carbono e é convertido em gases, com o objetivo de maximizar a produção de CO e H₂, mas também produz N₂, CO₂, vapor de água, hidrocarbonetos e alcatrão. A composição do gás formado depende de fatores, dentre eles os mais relevantes são: a Biomassa, o Agente Gaseificante e o Processo utilizado.



Os diferentes tipos de agentes gaseificantes, como o ar, oxigênio e hidrogênio, apresentam vantagens e características específicas, como pode ser observado na

Tabela 3.

Tabela 3: Tipos de agentes gaseificantes (YOSHIOKA, 2008)

Agentes Gaseificantes		
Tipo	Poder calorífico [MJ/Nm ³]	Observações:
Ar	4 ~ 6	Baixo custo (abundante) e fácil de trabalhar
Oxigênio	10 ~ 20	Pode obter gás de síntese para Produção de Metanol ¹
Hidrogênio	> 30	Pode substituir o Gás Natural e possui alta porcentagem de metano e oleofinas ²

2.3 Gaseificadores

¹ Metanol, também conhecido como álcool metílico ou álcool de madeira, é utilizado principalmente como um solvente industrial, indústria de plásticos, extração de produtos animais e vegetais, como solventes em reações farmacológicas.

² Oleofina é a denominação dada aos alcenos (apresentam ligações duplas na molécula, como o etileno), o qual produz compostos líquidos, oleosos e insolúveis na água.

Existe uma diversidade tecnológica em cima dos gaseificadores, mas do ponto de vista tradicional podemos classificar em dois tipos de gaseificadores, os de leito fluidizados e os de leito fixo (NOGUEIRA E LORA, 2003).

O uso dos gaseificadores em regiões longínquas da rede elétrica, próximo da fonte de matéria prima e gerando energia elétrica próximo do local de consumo, possui um grande potencial.

Tabela 4: Informações técnicas dos diferentes Tipos de Gaseificadores (NOGUEIRA E LORA, 2003), (YOSHIOKA,2008), (CORNADO, SILVEIRA, 2009)

Tipos de Gaseificadores						
Reator	Temperatura [°C]		Alcatrão	Partículas	MWE	
	Entrada	Saída			Min	Max
Borbulhante	850	850	Médio	Alto	1	50
Circulante	1000	850	Baixo	Muito Alto	56	100
<i>Updraft</i>	1000	250	Muito Alto	Moderado	1	10
<i>Downdraft</i>	1000	800	Muito Baixo	Moderado	0,1	1

Para os sistemas de geração de energia que utilizam motores de combustão interna o tipo de gaseificadores indicado é o *Downdraft*, pois os gases produzidos apresentam menor concentração de alcatrão, observado na Tabela 4.

2.3.1 Gaseificador de Leito Fluidizado e Circulante

Normalmente os gaseificadores de leito fluidizado circulante são utilizados para grandes instalações, pois apresentam elevada troca de calor e de produção. Isso ocorre por possuírem uma grande capacidade de operar com combustíveis de elevada umidade (até 65%). A taxa de resíduo de alcatrão nesses equipamentos fica entre da taxa dos gaseificadores de leito fixo concorrente e contracorrente, e por mais que sejam flexíveis

com relação ao combustível alimentado, não significa possuir capacidade para operar com qualquer tipo de combustível (TOLMASQUIM, 2003).

2.3.2 Gaseificador de Leito Fixo

São gaseificadores de pequeno porte, normalmente alcançam potências inferiores a 5MW, que podem ser separados em dois subgrupos:

- Os de circulação de gases contracorrente, direção oposta a da biomassa, também conhecidos como *Updraft*;
- Os de circulação de gases concorrentes, mesma direção da Biomassa, conhecidos também como *Downdraft*;

2.3.2.1 Gaseificador contracorrente (*Updraft*)

O projeto mais antigo e simples é a gaseificação de contracorrente, e até hoje continua sendo largamente utilizado para gaseificação do carvão mineral, e para gaseificação de Biomassa em menor escala.

A denominação do gaseificador como contracorrente se refere ao fato do combustível (Biomassa) ser alimentado pelo topo e desce contracorrente ao ar ou oxigênio e também porque neste sistema o gás sai por cima, enquanto as cinzas por baixo.

O ar assim que entra no gaseificador passa pela primeira camada de carvão vegetal (ou coque), que estão apoiadas sobre a grelha, entra em intensa combustão formando dióxido de carbono (CO_2) e vapor d'água (H_2O) a temperaturas muito elevadas. Posteriormente são empurrados para cima e reagem endotermicamente com o carvão, formando monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H_2). Esses gases ainda possuem calor

suficiente para tocar calor com os sólidos promovendo assim a pirólise, aquecimento e secagem da biomassa que está entrando. A pirólise libera voláteis que não são craqueados porque não atingem altas temperaturas, gerando assim um excesso de alcatrão e condensáveis.

Normalmente, o gás gerado resultante da pirólise do combustível (Biomassa) contém de 10 a 20 % de alcatrão que sugere uma concentração da ordem de 100 g/Nm³. No entanto, mesmo com essa quantidade de alcatrão, esses gases podem ser bem queimados em processos de combustão direta (TOLMASQUIM, 2003).

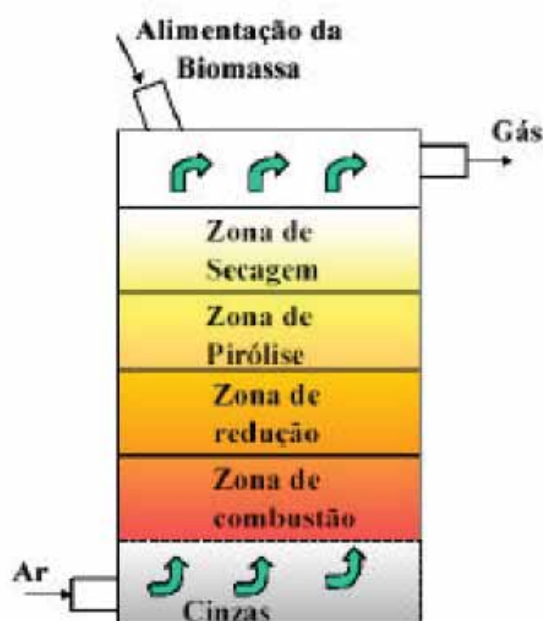


Figura 6: Esquema de um gaseificador *updraft* (MONTEIRO¹)

2.3.2.2 Gaseificador Concorrente (*Downdraft*)

No gaseificador concorrente, também conhecido como *Downdraft* ou queima de alcatrão, o combustível (Biomassa) entra pela parte superior e o ar entra num ponto intermediário. Desta forma o ar, combustível e o gás fluem na mesma direção.

O material sólido sofre secagem, principalmente pela troca de calor por radiação com a região da pirólise. Assim que a biomassa atinge certa temperatura, começa a liberar os gases voláteis combustíveis que ao entrar em ignição forma uma chama conhecida como combustão pirolítica. Essa reação ocorre até praticamente o esgotamento total dos gases voláteis, restando 5 a 15 % de carvão vegetal.

Os gases resultantes, ricos e aquecidos, reagem com o carvão vegetal gerando mais monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H₂). Nessa região devido às reações de gaseificação serem endotérmicas, a temperatura dos gases na saída acaba sendo inferiores a 800°C.

Na parte inferior do gaseificador, onde as cinzas são encontradas, parte do carbono não reage e representa cerca de 4 a 8% da massa alimentada.

Esse gás produzido acaba contendo de 1 a 0,1% de alcatrão podendo assim ser transportado em tubulações e por ser mais limpo, facilita ou até descarta processos de limpeza posteriores.

Um cuidado a ser tomado é a necessidade do combustível ter baixa umidade (menor que 20% de umidade) e granulometria uniforme.

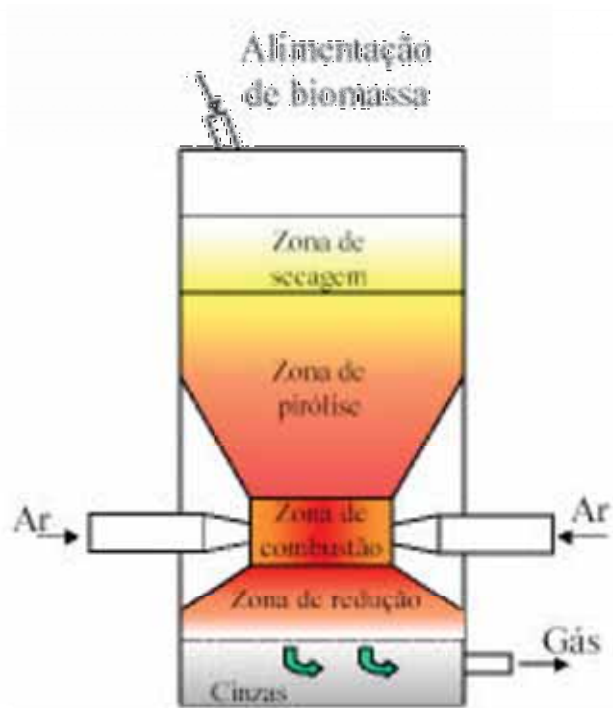


Figura 7: Esquema de um gaseificador *downdraft* (MONTEIRO¹)

2.4 Condicionamento do Gás de Síntese

Após a biomassa passar pelo gaseificador, o gás de síntese apresenta em sua composição uma série de substâncias contaminantes como, por exemplo: alcatrão ou hidrocarbonetos, partículas sólidas, metais alcalinos, sulfeto de hidrogênio e amônia; que devem ser removidos para que não ocasionem problemas no funcionamento do MCI (BOLOY, 2010). Para a utilização deste gás nos motores de combustão interna, existem valores máximos permitidos das diferentes espécies contaminantes, apresentados na Tabela 5 a seguir:

Tabela 5: Qualidade do gás de síntese utilizado em motores de combustão interna (KALTSCHMITT; HARTMANN³, 2001 apud BOLOY, 2010, p25)

³ KALTSCHMITT, M., HARTMANN. Energie aus biomass: Grundlagen, Techniken

Qualidade de Gás - Motor de combustão interna	
Tamanho da partícula [μm]	< 10
Material particulado [mg / Nm^3]	< 50
Alcatrão [mg / Nm^3]	< 100

Para a remoção de material particulado e outras substâncias indesejadas existem atualmente diversas técnicas e tecnologias, como purificadores eletrostáticos, lavadores úmidos, ciclones e filtros de mangas.

No desenvolvimento deste trabalho, como sistema para o acondicionamento e remoção de impurezas do gás de síntese após sair do gaseificador, foram usados um ciclone e um filtro de manga.

2.4.1 Ciclone

O primeiro equipamento empregado na maioria dos sistemas de gaseificação, para a remoção de material particulado do gás de síntese depois da saída do gaseificador, é o ciclone. Esta tecnologia pode ser observada na Figura 8, a seguir:



Figura 8: Ciclone (YOSHIOKA, 2008)

A eficiência deste tipo de tecnologia é bem elevada, em torno de 90%, para remoção de material particulado com diâmetro superior a 5 μm . O material de construção deste equipamento, permite que os mesmos trabalhem eficientemente a elevadas temperaturas do gás de síntese. Além de remover partículas, estes equipamentos ainda servem para a remoção de alcatrão e materiais alcalinos (STEVENS, 2001).

2.4.2 Filtro de manga

O filtro de manga consiste em um filtro de material poroso que permite o fluxo de gases, mas impedem a passagem de certas partículas e também para remoção do alcatrão. Os materiais porosos usados no filtro que podem ser citados são: manta de algodão ou nylon, manta de vidro ou teflon, entre outros.

A temperatura máxima do gás de síntese na operação destes filtros é de 290 $^{\circ}\text{C}$, possibilitando a remoção de material particulado contida no gás de síntese, mantendo uma queda de pressão baixa e uma elevada eficiência de remoção, da ordem de 99% (STERN, 1984 apud BOLOY, 2010).

De acordo com Stern (1984 apud BOLOY, 2010), para o sistema de gaseificação de biomassa em estudo, o filtro de manga pode apresentar uma área de filtragem de 1,0 m², e o elemento filtrante pode ser do tipo manga em feltro agulhado 100 % polipropileno, chamuscado no lado interno e termofixado, com fundo fechado tipo envelope costura tríplice longitudinal e permeabilidade de 150 l/dm²/min com 20 mm.c.a..

2.5 Cogeração

No início da década de 80, segundo Amundsen⁴ (1990, apud REIS, 2006) a cogeração foi definida como “a produção em sequência de energia elétrica ou mecânica e de energia térmica útil, a partir de uma mesma fonte primária”. Como consequência permite um aproveitamento maior da energia térmica e torna possível um rendimento global mais elevado na utilização de energia.

Por exemplo, segundo Silveira, 2000, as plantas térmicas convencionais produzem energia elétrica ou mecânica com uma eficiência na faixa de 34 a 50%, devido ao calor rejeitado para a atmosfera, através de torres de resfriamento e lagos ou rios. Já a cogeração, permite que se atinja um aproveitamento de até 80% de energia contida no combustível, dependendo da aplicação, bem como a tecnologia utilizada. Esta energia pode ser transformada em vapor, eletricidade, força motriz e energia térmica, sendo ainda possível à produção de gás carbônico (CO₂) a partir do aproveitamento dos gases de combustão.

O campo de aplicação de sistemas de cogeração é bem diversificado e ocorre tanto em setores industriais quanto em setores terciários e podem estar interligados ou isolados. Reis (2006) cita algumas destas aplicações, mostradas na Tabela 6. Outras aplicações se referem a sistemas de condicionamento de ar, a sistemas de refrigeração (sistemas de absorção água/brometo de lítio e sistemas de absorção amônia/água).

⁴ AMUNDSEN, R.N., The cogeneration revolution , **Applied Energy** , v.36, p.79-83, 1990 apud REIS, J.A., **Projeto e montagem de um sistema compacto de cogeração: aplicação da análise exergética**, 2006.

Tabela 6: Aplicações da cogeração nos setor industrial e terciário

Setor Industrial	Setor Terciário
<ul style="list-style-type: none"> - Geração de vapor de baixa, média e alta pressão para processo; - Calor direto da turbina para ar de alimentação de fornos; - Secagem de grãos e produtos; - Aquecimento de óleos e fluidos industriais; - Entre outros. 	<ul style="list-style-type: none"> - Hotéis; - Hospitais - Centros de processamento de dados; - <i>Shopping Center</i>; - Edifícios comerciais - Entre outros.

Os principais equipamentos térmicos utilizados em uma central de cogeração são as caldeiras, turbinas, os motores de combustão interna e ciclos de refrigeração. Este estudo aborda análises com um sistema que inclui um motor de combustão interna que é descrito no próximo subtópico.

2.5.1 Cogeração com Motores Alternativos

Os motores de combustão interna são máquinas que transformam a energia química na queima de combustíveis líquidos ou gasosos, em energia mecânica. O processo de conversão ocorre de acordo com os ciclos termodinâmicos que envolvem expansão, compressão e mudança de temperatura de gases. Os motores mais comuns são os alternativos, onde o pistão se move para baixo e para cima, dentro de um cilindro. Desta forma, transmite potência, através de uma haste e mecanismo de árvore, conectados ao eixo acionador (SADAMITSU, 2008).

São muitos os fatores que contribuem para potencializar a utilização dos motores alternativos e os tornam interessantes para a cogeração. Além de razões gerais, Reis (2006) cita uma série de fatores específicos:

- Disponibilidade de motores com funcionamento seguro e eficiente em ampla gama de tamanhos e potências;
- O aperfeiçoamento dos reguladores de velocidade que asseguram a geração de eletricidade na frequência precisa;

- Disponibilidade de combustíveis com preço atrativo, como o gás natural;
- Grande conhecimento sobre como e onde utilizar este tipo de sistema.

O ciclo de cogeração que utiliza motores alternativos de combustão interna produz energia elétrica ou mecânica, recuperando ao mesmo tempo, a energia térmica residual dos gases de exaustão. Como a quantidade de energia residual recuperada não é das mais expressivas, sua aplicação é mais frequente nas instalações que necessitam pequenas quantidades de calor a temperaturas moderadas e maiores quantidades de energia elétrica ou motriz. É comum encontrar plantas de cogeração que utiliza estes ciclos, nas potências de poucas dezenas de kW até potências da ordem de 20MW ou pouco mais (SILVEIRA, 1994).

Segundo Sala (1994), da energia fornecida pelo combustível em um motor de combustão interna, aproximadamente 32% são convertidas em trabalho (potência de eixo), enquanto que a energia restante é eliminada em forma de calor. Considerando o aproveitamento desta energia, a fonte de calor recuperável mais importante é o sistema de refrigeração do motor, ou seja, a água de refrigeração das jaquetas. Este calor, que representa cerca de 30% da energia produzida pelo combustível pode ser praticamente totalmente recuperado. Dado que sempre existe uma perda devido à eficiência do trocador de calor, que não alcança 100%. Os gases de exaustão representam de 20% a 25% da energia inicial, e aproximadamente 60% são economicamente recuperáveis. Uma pequena porção de calor residual que está no óleo lubrificante também pode ser recuperada praticamente em sua totalidade e uma parte é perdida por radiação. Observa-se que apenas 8% da energia inicialmente introduzida não são recuperáveis. Este fluxo energético em um MCI pode ser visto na Figura 9:

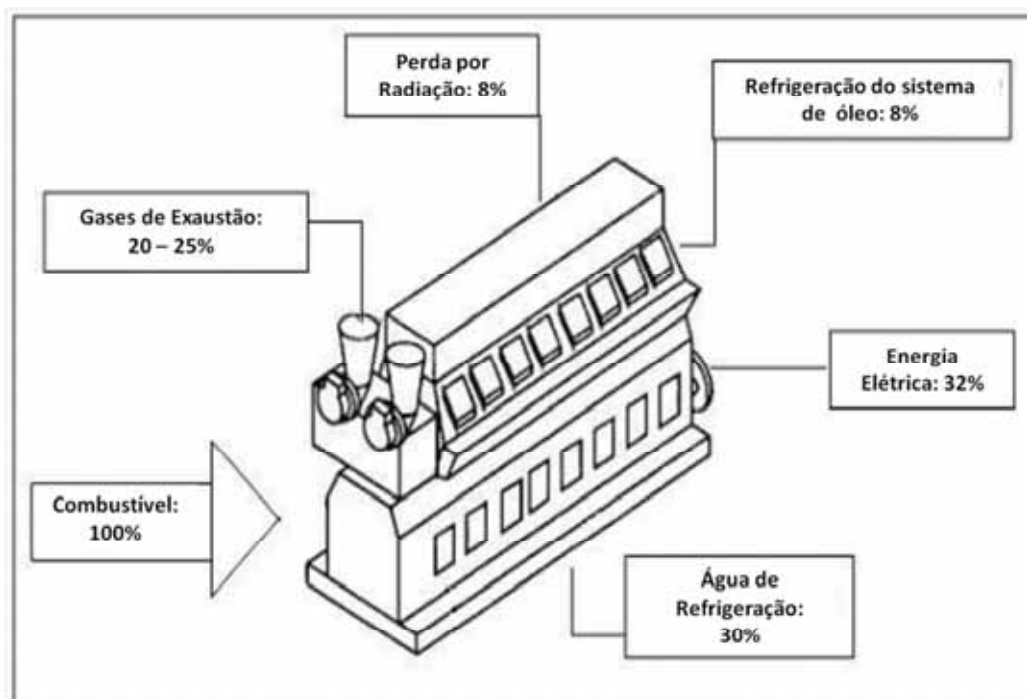


Figura 9: Porcentagens dos fluxos energéticos em um MCI (SALA, 1994), (YOSHIOKA,2008), (CORONADO,SILVEIRA, 2009)

As oportunidades para a aplicação da cogeração com este tipo de motor, no mercado, são praticamente ilimitadas. Edifícios de escritórios, hotéis, hospitais, centros comerciais e também instalações industriais, apresenta um excelente potencial para a aplicação dos motores alternativos (REIS, 2006).

2.5.2 Escolha da tecnologia de Cogeração

Na mesma modalidade de cogeração que utiliza o calor rejeitado pelo sistema de geração de potência para atender os requisitos térmicos do processo, existe a possibilidade da combinação de diferentes máquinas térmicas como a turbina a vapor e a turbina a gás. Nestes casos, a energia elétrica ou mecânica é produzida para depois aproveitar o calor, que normalmente é fornecido ao sistema em forma de vapor, para o processo a que se destina, podendo ainda fornecer água ou ar, quente ou fria (SILVEIRA, 2004).

Considerando essa modalidade de cogeração, denominada como sendo do tipo *topping*, segundo Silveira (2004), os principais setores potencialmente viáveis às implantações de sistemas de cogeração são o setor industrial e terciário. Dado que o setor industrial envolve grandes quantidades de energia térmica relativamente à demanda elétrica. Enquanto o setor terciário apresenta requerimentos térmicos em menor escala, quando comparado ao setor industrial.

Portanto, como nem todas as tecnologias de cogeração são aplicáveis em qualquer segmento, à escolha da tecnologia mais adequada para cada situação, deve ser feita cuidadosamente. Desta forma, alguns aspectos que podem ser usados como critérios e devem ser considerados (SADAMITSU, 2008):

- Disponibilidade de combustíveis adequados às tecnologias, a um custo relativamente baixo;
- Impactos ambientais;
- Investimentos necessários;
- Gastos de operação e manutenção dos sistemas;
- Relacionamento do consumo de energia do segmento com as características de produção do cogrador.

Além destes aspectos, segundo Reis (2006), a implementação no setor terciário ainda precisa obedecer às seguintes condições: Balanço energético satisfatório nos cogradores, a garantia de compra do excedente gerado por parte das concessionárias e baixo custo de produção de calor e eletricidade.

2.5.3 Trocador de Calor

Trocador de calor é o equipamento utilizado em um processo da troca térmica entre dois fluidos a diferentes temperaturas. Sua aplicação é feita em diversos ramos da engenharia e empregados no aquecimento e resfriamento de ambientes, no

condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor e no processo químico.

A classificação dos trocadores de calor pode ser feita de diversas maneiras, como por exemplo, quanto ao modo de troca de calor, ao número de fluídos e ao tipo de construção. Em função das características de construção, os trocadores de calor podem ser classificados como tubulares, de placas, de superfície estendida e regenerativa.

Neste trabalho são apresentados os principais tipos de trocadores de calor tubulares, duplo tubo e carcaça-tubo, que são geralmente construídos com tubos circulares. Sua aplicação é feita na transferência de calor líquido/líquido e também tem ótimas condições para operar na transferência de calor gás/gás, principalmente quando pressões e/ou temperaturas operacionais são muito altas onde nenhum outro tipo de trocador pode operar (SADAMITSU, 2008).

2.5.3.1 Trocador duplo tubo

Segundo Costa Araújo (2002), o trocador duplo tubo é composto basicamente por dois tubos concêntricos. Assim como mostra a Figura 10, normalmente apresenta trechos retos e conexões apropriadas nas extremidades de cada tubo para dirigir os fluidos de uma seção reta para outra. O funcionamento baseia-se, no escoamento de um fluido pelo tubo interno e outro, pelo espaço anular, ocorrendo à troca de calor através da parede do tubo interno.

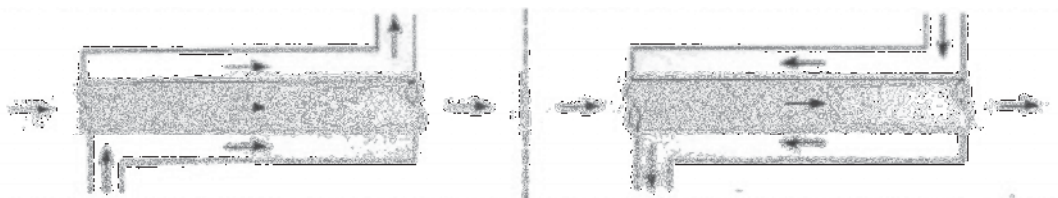


Figura 10: Trocador Duplo tubo (ARAÚJO, 2002)

As principais vantagens são: facilidade de construção e de montagem, ampliação de área, facilidade de manutenção e de acesso para limpeza. Talvez este seja o mais simples de todos os tipos de trocador de calor e é geralmente empregado em aplicações de pequenas capacidades (SADAMITSU, 2008).

2.5.3.2 Trocador de Calor carcaça e tubo

Este trocador é formado por um casco cilíndrico, contendo um conjunto de tubos, colocados paralelamente ao eixo longitudinal do casco, como pode ser visto na Figura 11. Neste tipo de trocador, um dos fluidos escoam pelo interior dos tubos e outro por fora deles. Os tubos são presos, em suas extremidades a placas perfuradas denominadas espelhos e a cada furo corresponde a um tubo do feixe. Perpendicularmente aos tubos, existem várias placas perfuradas, as chicanas, que servem para direcionar o fluido que escoam por fora dos tubos e também para suportar os tubos (COSTA ARAÚJO, 2002)

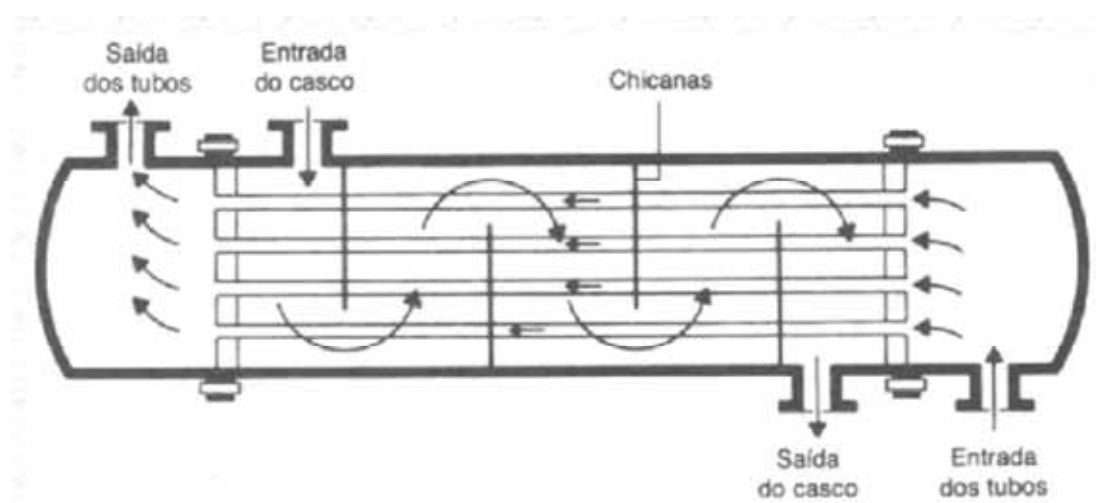


Figura 11: Trocador de calor casco e tubo

Segundo Araújo (2002), a disposição dos tubos é padronizada e o número de tubos depende do diâmetro externo do mesmo, da sua distância e arranjo e do número de passagens no lado do tubo. O espaçamento entre as chicanas é padronizado, dado que a redução no seu espaçamento tende a elevar o coeficiente de troca de calor do lado do casco. No entanto, tende a aumentar também a perda de carga o que pode sobrecarregar o sistema de movimentação do fluido.

Segundo informação da UCS⁵, há uma variedade de construções diferentes destes trocadores que são dimensionados dependendo: da transferência de calor desejada, do desempenho, da queda de pressão e dos métodos usados para reduzir tensões térmicas, prevenir vazamentos, facilidade de limpeza, para conter pressões operacionais e temperaturas altas, controlar corrosão, etc.

Este tipo de trocador de calor é o mais usado para quaisquer capacidades e condições operacionais, como por exemplo, pressões e temperaturas altas, atmosferas altamente corrosivas, fluidos muito viscosos, misturas de multicomponentes, etc. São muito versáteis, construídos com diversos tipos de materiais e tamanhos e extensivamente usados em processos industriais (UCS).

2.5.4 Sistema de refrigeração por absorção (SRA)

A maior parte dos equipamentos de refrigeração usados atualmente baseia-se nos ciclos de refrigeração a vapor, que são divididos em dois grupos principais, por compressão e absorção. As diferentes possibilidades de emprego dos rejeitos térmicos de processos industriais e sistemas de potência como insumo energético, tem aumentado o interesse pela utilização de sistemas de refrigeração por absorção.

O SRA opera basicamente com um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, seguindo o preceito de que o vapor de baixa pressão do evaporador possa ser transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador, como pode ser observado no esquema da Figura 12:

⁵ Informação de TROCADORES DE CALOR –(www.ucs.br/ccet/demc/craltafi/TrocadoresdeCalor.pdf) apud SADAMITSU, M. T., Análise Energética e Exérgica de um Sistema Compacto de Cogeração, Guaratinguetá, 2008.

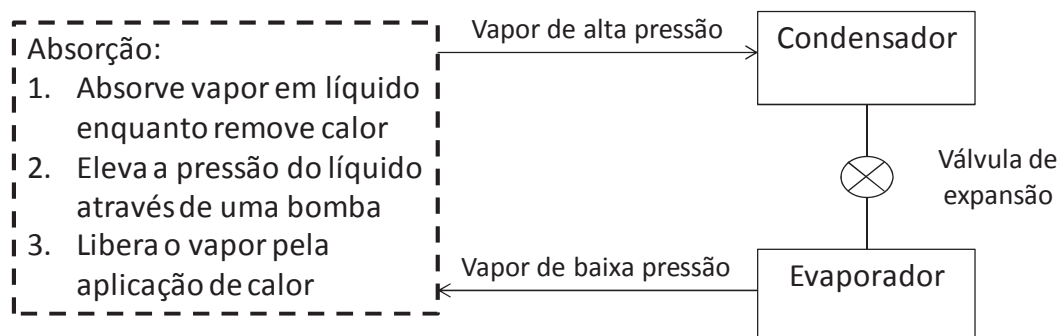


Figura 12: Obtenção de vapor a alta pressão em um sistema de refrigeração por absorção (Adaptada de Stoecker; Jones⁶, 1985 apud REIS, 2006)

Neste ciclo, segundo Reis (2006) primeiramente o vapor de baixa pressão vindo do evaporador é absorvido por um líquido, que é resfriado por água ou ar, rejeitando calor para atmosfera. O passo seguinte é a elevação da pressão do líquido com auxílio de uma bomba e sua entrega ao gerador. Neste ponto, libera-se o vapor do líquido absorvente adicionando-se calor de uma fonte de alta temperatura. A fim de promover a queda de pressão e manter as diferenças de pressão do sistema, a solução líquida retorna para o absorvedor por válvula redutora.

A Figura 13 mostra um sistema simples de absorção, onde o evaporador e o absorvedor localizam-se no lado de baixa pressão enquanto o gerador e o condensador no de alta pressão do sistema. Os fluidos utilizados no funcionamento incluem um refrigerante, que circula entre o condensador, o evaporador, absorvedor e gerador, e o absorvente que circula entre o absorvedor e gerador (DOSSAT, 2004).

⁶ STOECKER, W.F., JONES, J.W., **Refrigeração e Ar Condicionado**, São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985, p.481. apud REIS, J.A., **Projeto e montagem de um sistema compacto de cogeração: aplicação da análise exérgica**, 2006. 161f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006

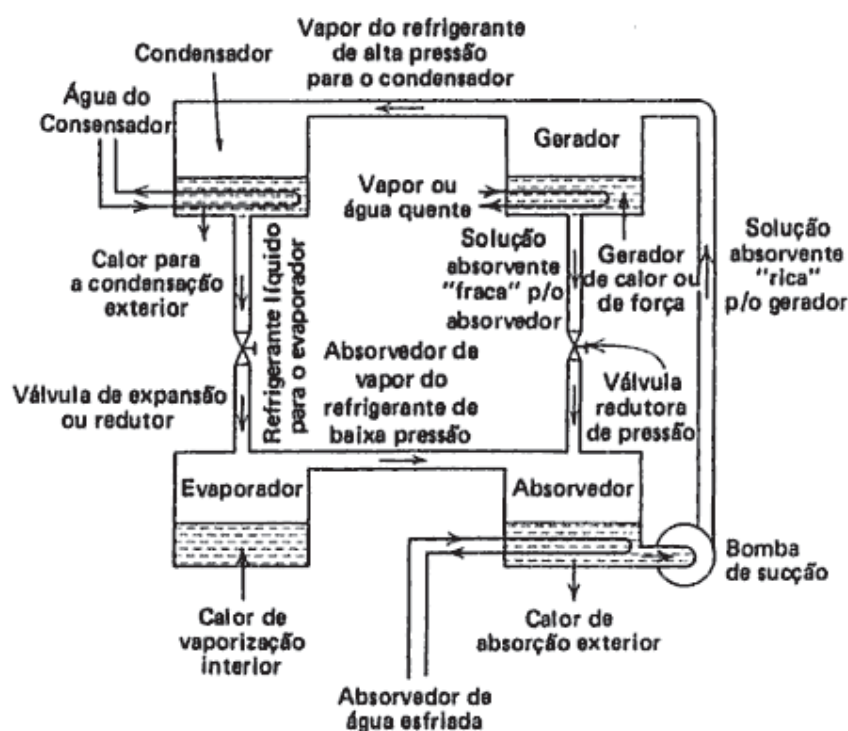


Figura 13: Ciclo básico de refrigeração-absorção (DOSSAT, 2004)

Segundo Dossat (2004), o refrigerante a alta pressão passa por um redutor depois do condensador para chegar ao evaporador à baixa pressão. O líquido refrigerante vaporiza no evaporador por absorção do calor latente a ser resfriado e depois passa para o absorvedor a baixa pressão, onde é absorvido e fica em solução com o absorvente.

À medida que o vapor do refrigerante se dissolve na solução absorvente, o volume do refrigerante diminui (existe compressão) e o calor de absorção se libera. Para manter a temperatura e pressão do vapor da solução absorvente no nível desejado, o calor liberado no absorvedor deve ser descarregado para o exterior.

Como o vapor do refrigerante dissolvido na solução absorvente, aumenta a intensidade (porcentagem de refrigeração) e a pressão do vapor da solução. Desta forma, é necessário reconcentrar continuamente a solução para manter a pressão do vapor da solução em um nível suficientemente baixo. A reconcentração é feita por remoção contínua da solução absorvente “rica” do absorvedor e pela sua recirculação através do gerador,

onde a maior parte do vapor do refrigerante está totalmente enfraquecida pela aplicação do calor, enquanto a solução “pobre” retorna ao absorvedor, como pode ser observado ainda na Figura 13 (DOSSAT, 2004).

As vantagens dos sistemas de absorção conforme Smith (1994 apud REIS, 2006) e Furlong (1994 apud REIS,2006) incluem :

- Menor exigência elétrica dos Sistemas de absorção se comparados aos sistemas de compressão de vapor;
- As unidades de absorção são silenciosas e livres de vibrações;
- O calor recuperado pode ser utilizado para acionar o ciclo de refrigeração por absorção;
- Os sistemas de refrigeração por absorção não apresentam perigo ao ambiente global de esgotamento de ozônio e podem ter um menor impacto no aquecimento global do que qualquer outra opção;
- São economicamente atrativas quando o custo do combustível é substancialmente menor que os custos elétricos (normalmente se os 65 custos dos combustíveis são de 12 a 20% dos custos elétricos).

Segundo Reis (2006), a aplicação de máquinas de absorção com aquecimento indireto, combinado com sistemas de cogeração é a forma mais comum em uso. Neste caso, a máquina de absorção é acionada pelo calor recuperado de uma corrente de gás de exaustão e do sistema de resfriamento de um motor. Quando o calor da instalação de cogeração é usado, além de atender a carga de resfriamento, reduz também a demanda elétrica de pico de um sistema.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho tem como objetivos, efetuar as análises exergética e ecológica de um sistema de gaseificador-cogrador instalado no Laboratório do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá. Para tal, neste capítulo são apresentadas as características e dados de todo sistema e seu funcionamento, necessárias para a realização destas análises. A operação do sistema tem início no gaseificador *Downdraft* (Concorrente) para a produção de gases a partir da biomassa de eucalipto que aciona o conjunto do sistema compacto de cogeração, para produção combinada de energia elétrica, água fria e água quente.

O gaseificador montado no campus da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá é do tipo *Downdraft*, financiado pelo projeto CTNERG (2006) e foi dimensionado a partir de dados do Grupo de Processos Termoquímicos (G.P.T) do departamento de Engenharia Química e Tecnologias do Meio Ambiente (I.Q.T.M.A.) da Universidade de Zaragoza. As informações foram obtidas por contato direto do Grupo de Otimização de Sistemas Energéticos (GOSE) da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá com o G.P.T., que possui grande experiência na construção deste tipo de gaseificadores *Downdraft* (Concorrentes), que utilizam o ar como agente oxidante.

O gráfico fornecido pelo G.P.T. mostra a quantidade de gás de madeira produzido, o fluxo de ar necessário e os sólidos produzidos devido à quantidade de biomassa queimada.

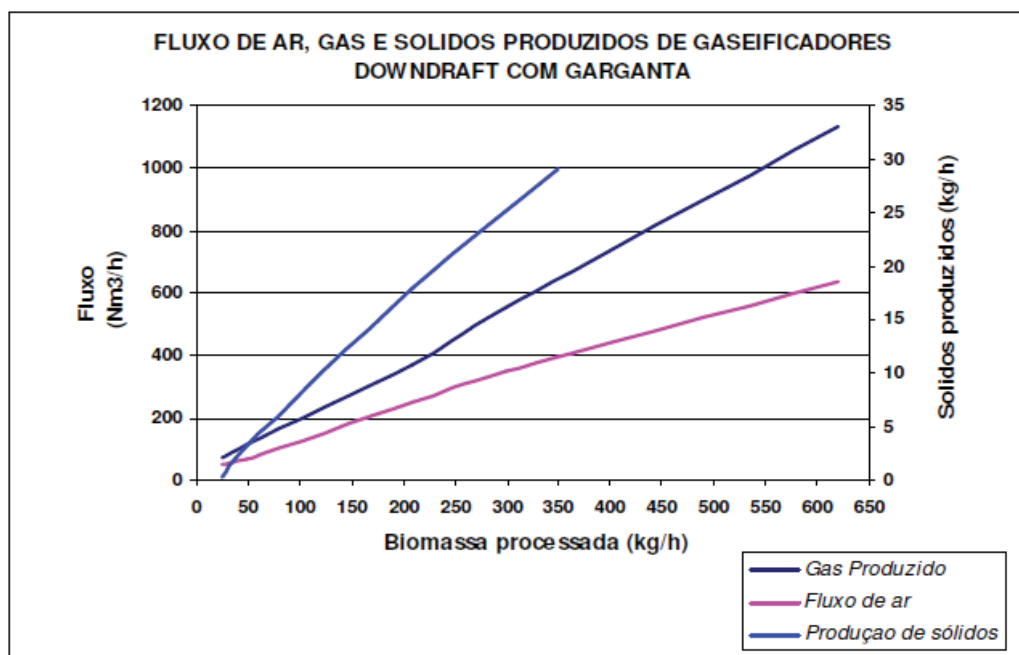


Figura 14: Fluxo de ar produzido em função da biomassa processada em um gaseificador tipo *downdraft* com garganta (YOSHIOKA, 2008)

O gaseificador montado é composto por: uma grelha vibratória que sustenta a biomassa no leito do gaseificador e regula a eliminação de cinzas, o corpo do gaseificador, uma tampa superior com um sistema de válvulas para o abastecimento de biomassa, e uma área para recolhimento de resíduos sólidos. Este esquema pode ser visto na Figura 15:

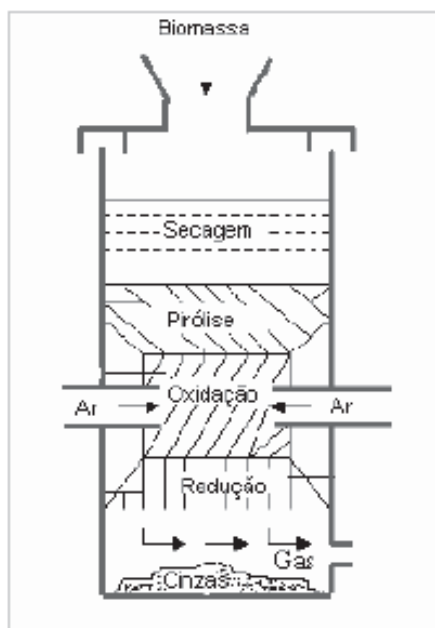


Figura 15: Gaseificador de leito fixo e fluxo descendente

A área de garganta do gaseificador é de $0,0314\text{m}^2$ com diâmetro de $0,2\text{m}$, sendo que o diâmetro da região da pirólise é o dobro, comparado com o da região da garganta. A maioria dos autores recomenda que a inclinação seja de 45° e com altura total recomendada seja de 2,5 vezes o diâmetro da região de pirólise. Já o volume na região de redução é de $0,5\text{ m}^3$ por cada metro quadrado de garganta, portanto sua redução é de $0,04\text{ m}^3$, vide Figura 16.

Nesse estudo utiliza-se a queima de 35 kg/h de biomassa (eucalipto), cuja densidade é 652 kg/Nm^3 e com isso tem-se uma produção de aproximadamente $50\text{ Nm}^3/\text{h}$ de gás de síntese (YOSHIOKA,2008), (CORONADO, 2009).



Figura 16: Primeiro e segundo protótipo de gaseificadores *downdraft* construídos no Departamento de Energia da faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (Proj. CTENERG, 2006)

O gás de síntese gerado pelo gaseificador passa então pelo ciclone e filtro de manga, para remoção de impurezas e é utilizado como combustível no sistema compacto de cogeração. Este sistema de cogeração está instalado no Laboratório de motores, Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá e é apresentado na Figura 17. Basicamente composto por um motor de combustão interna acoplado a um gerador de energia elétrica (15 kW de potência), trocador de calor gás/água, trocador de calor água/água e sistema de refrigeração por absorção. Como resultado tem-se a produção combinada de energia elétrica, água quente e água fria.

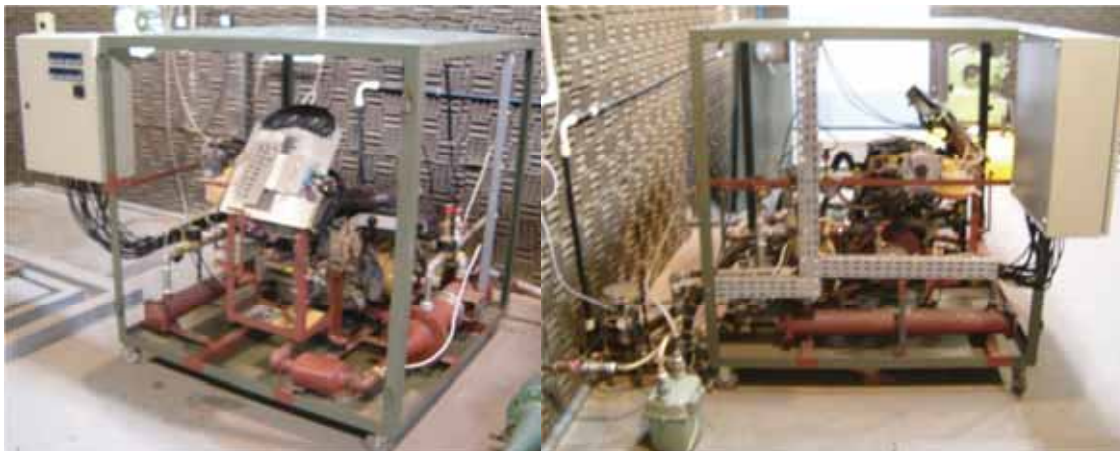


Figura 17: Sistema de cogeração compacto com motor de combustão interna (REIS, 2006) ,(YOSHIOKA, 2008)

Para o aproveitamento dos produtos gerados neste sistema, como o dos gases de escape existe um trocador de calor gás/água e para a água de refrigeração um trocador de calor água/água. Assim como parte do calor disponível nos gases de exaustão são usadas para aquecer água proveniente da rede pública, e o calor restante é utilizado para acionar um sistema de refrigeração por absorção (marca ROBUR) de 5TR, que utiliza NH_3 /água como fluido de trabalho.

A fim de fazer as medições necessárias para permitir análise energética e exergética, verificar a aplicabilidade do sistema, realizar cálculos de eficiência e visando uma futura otimização, foram instalados medidores de pressão, temperatura, vazão em pontos do sistema.

3.1 Detalhamento do Sistema de Cogeração Compacto

Nesta seção são apresentadas as características e dados dos componentes do sistema compacto de cogeração, suas disposições e funções. Na

Figura 18 (esquemática do sistema compacto de cogeração) é possível observar um esquema deste sistema que consiste no gaseificador, filtro, MCI, Trocador de calor 1, Trocador de calor 2 e Sistema de refrigeração por absorção:

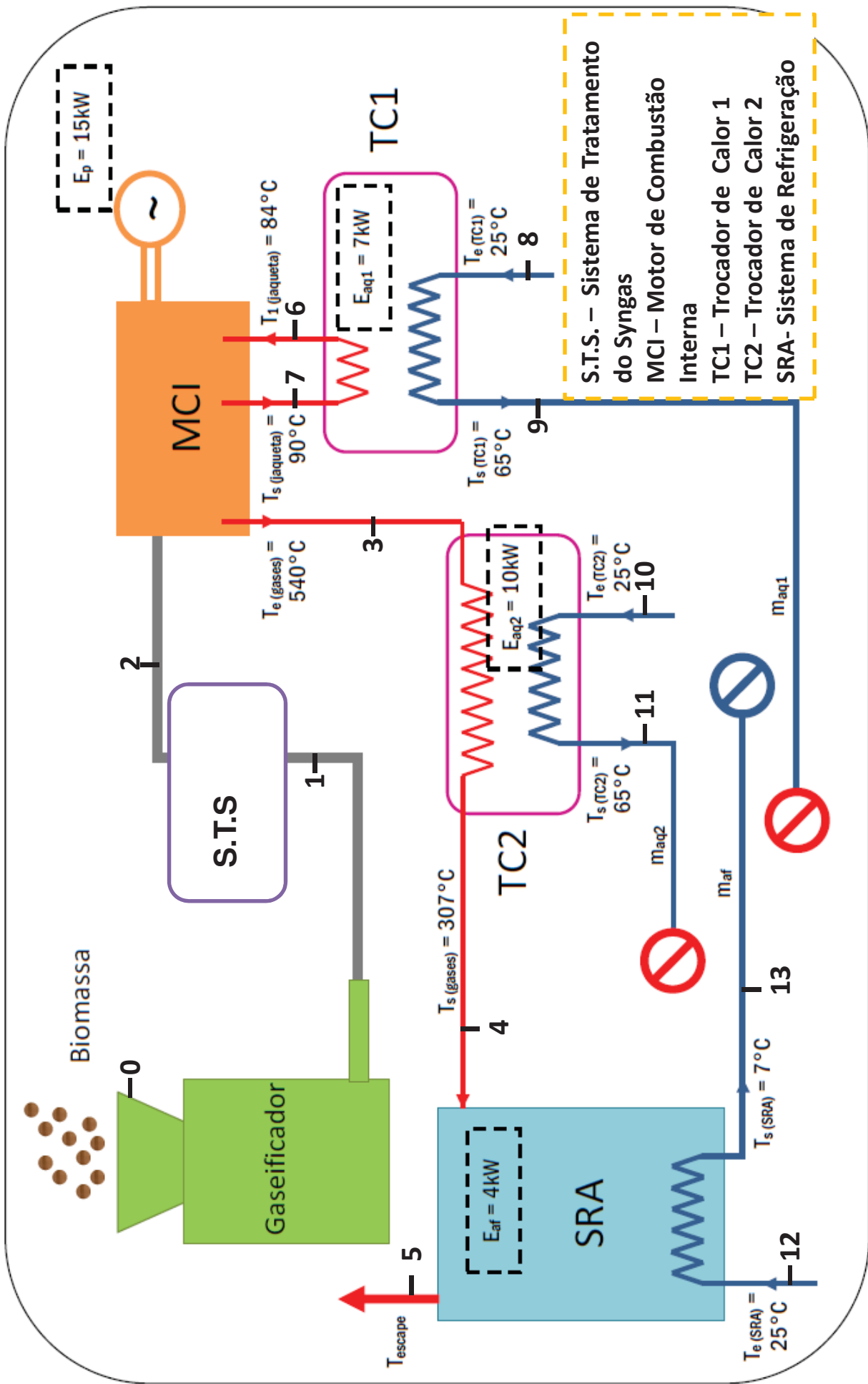


Figura 18: Sistema de cogeração composto por um gaseificador, um motor de combustão interna e um sistema de refrigeração por Absorção

Como mostra a

Figura 18, a biomassa passa pelo gaseificador e posteriormente é filtrada para alimentar o MCI. O motor utilizado no estudo possui um sistema de alimentação de combustível “Rodogas” (reductor de pressão) que permite a operação tanto com GLP ou GNV, como a gasolina. A energia elétrica é obtida no sistema através da produção de energia mecânica pelo MCI que é transmitida para o gerador por uma polia e correia. A Tabela 7 apresenta todas as características e dados técnicos dos equipamentos do sistema de cogeração interna.

Tabela 7: Características e dados técnicos dos equipamentos do sistema de cogeração compacto (CORONADO, 2007), (YOSHIOKA,2008)

Equipamento	Características e dados técnicos
1. Motor de Combustão Interna	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Tipo: Motor GM Corsa, 1.0L “98” tempos ▪ Sistema de Injeção:MPFI – Delphi ▪ Taxa de compressão: 9,4:1 ▪ Potência máxima: 44 kW ▪ Torque máximo: 81 Nm ▪ Rotação máxima: 6.000 rpm
2. Alternador Trifásico	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Frequência: 60 Hz ▪ Número de pólos: 4 ▪ Rotação: 1.800 rpm ▪ Cos ϕ: 0,8 ▪ Corrente a 220 V:
3. Máquina de Refrigeração por Absorção com Amônia	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Capacidade de refrigeração: 17,4 kW (5TR) ▪ Consumo de GLP: 2,55 kg/h ▪ Consumo elétrico:1,275 W ▪ COP : 0,70
4. Trocadores de Calor	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Tipo: casco e tubo – água/água ▪ Número de tubos: 40 ▪ Diâmetro dos tubos: 9,525 mm ▪ Espessura de tubos: 0,79 mm ▪ Passo de tubos: 12,5 mm ▪ Numero de defletores: 7 ▪ Corte de defletores: 30%
	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Tipo: casco e tubo – gás/água ▪ Número de tubos: 76 ▪ Diâmetro de tubos: 9,525 mm ▪ Espessura de tubos: 0,79 mm ▪ Passo de tubos: 12,5 mm ▪ Número de defletores: 3 ▪ Corte de defletores: 27%

Com o objetivo de aproveitar a água de refrigeração gerada pelo MCI, existe um trocador 1 (água/água) com vazão de 1109 kg/h de condensado do lado do casco, com entrada a 25°C e saída a 65°C, e água do lado dos tubos com vazão de 1940 kg/h, entrando a 90°C e saindo a 84°C. Dado que o casco é construído com aço DIN 2440, os tubos com cobre, a chicana de aço/carbono, o espelho em aço A-36 e a tampa em ferro fundido (YOSHIOKA,2008), (CORONADO, 2009).

Já o trocador de calor 2 (água/gás) aproveita os gases de escape do MCI e foi projetado para uma vazão de água equivalente a 120 kg/h com entrada a 25°C e saída a 65°C, circulação de gás em volta dos tubos com entrada a 541°C e saída a 307°C

aproximadamente. A construção do casco é feita em aço DIN 2440, a dos tubos, chicanas e espelho em aço carbono, as conexões de entrada e saída do casco são do tipo BSP, classe rosca e nos tubos tipo FLG, classe especial (YOSHIOKA,2008), (CORONADO, 2009)

O sistema de resfriamento por absorção utiliza como fluido refrigerante a amônia e absorvente água, apresentando uma capacidade de refrigeração de 17,4 kW (5TR), consumindo o equivalente a 2,55 kg/h de GLP se utilizada com queima direta, e tem um consumo elétrico de 1.275 W. Diferentemente dos sistemas habituais, a máquina empregada neste sistema não utiliza o gás quente para gerar vapor e o mesmo acionar o dispositivo de refrigeração. Neste caso, a máquina foi adaptada para ser acionada diretamente por gases quentes após a limpeza dos mesmos (YOSHIOKA,2008), (CORONADO, 2009).

4 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA

A análise termodinâmica do sistema foi baseada na Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica.

A Primeira Lei da Termodinâmica permite determinar as vazões mássicas, as energias e as eficiências da geração de energia elétrica, de água quente, água fria e a global, assim como o coeficiente de performance (COP).

A Segunda Lei da Termodinâmica utilizando os pontos indicados na figura 18 permite conhecer os fluxos exergéticos e as irreversibilidades dos equipamentos.

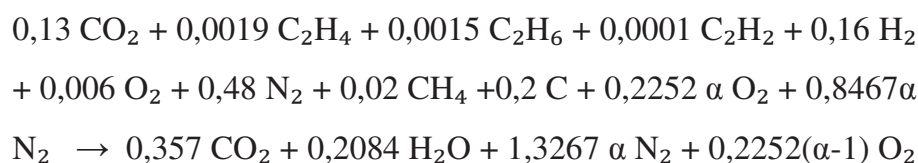
4.1 Cálculo do Cp dos gases de exaustão (syngas)

A composição química aproximada em base seca do gás de biomassa (eucalipto) procedente dos gaseificadores tipo *downdraft* construídos e montados no laboratório de motores da faculdade da Engenharia de Guaratinguetá pode ser vista na Tabela 8. A sua massa molecular é 25,692 g/mol e, por conseguinte, sua massa específica é 1,143 kg/Nm³ (CORONADO, 2007).

Tabela 8: Composição química aproximada do gás de biomassa (eucalipto) em base seca (CORONADO, 2007), (YOSHIOKA,2008)

Composição Química do gás de Biomassa em base seca								
H ₂	CO	CO ₂	CH ₄	O ₂	N ₂	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	C ₂ H ₂
16%	20%	13%	2%	0,60%	48%	0,19%	0,15%	0,01%

No caso de excesso de ar de combustão no gás, a equação de reação é:



Adotando a queima do gás de biomassa (syngas) com 40% de excesso de ar ($\alpha=1,4$) (recomendado para motores que usam gás combustível no carburador), depois do balanço estequiométrico foi determinada a porcentagem em massa dos produtos da combustão deste combustível: 21,127 % CO_2 , 5,045 % H_2O , 69,951% N_2 e 3,877 % de O_2 . A massa molecular dos gases de exaustão com 40% de excesso de ar é 74,382 g/mol. (CORONADO, 2007), (BOLOY,2010)

Segundo Boehm (1987 apud CORONADO, 2007) ao aplicar a porcentagem em massa de cada componente da mistura, é possível compor uma equação para o calor específico (C_p) dos gases de exaustão em função da temperatura para o caso de queima do gás de biomassa (syngas) Eq. (1).

$$C_{p_{\text{gás}}} = 0,9642 + \frac{1,76688 \cdot T}{10^4} + \frac{1,85929 \cdot T^2}{10^7} - \frac{0,97692 \cdot T^3}{10^{10}} \quad (1)$$

Desta equação obtém se os valores do C_p do syngas na queima do gás de biomassa de eucalipto:

A Figura 19 apresenta o gráfico do $C_{p_{\text{gás}}}$ [kJ/kg.K] em função da temperatura [K]:

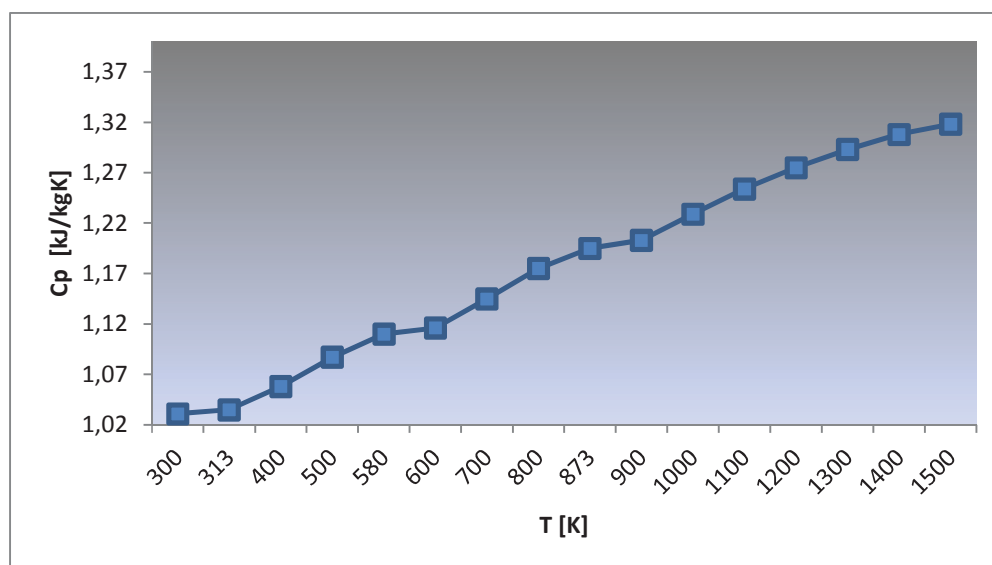


Figura 19: Calor específico dos gases de exaustão de acordo com a temperatura com a queima do gás de biomassa no motor cogenerador

4.2 Análise energética do conjunto Gaseificador-Cogerador utilizando a primeira lei da termodinâmica

A análise energética do conjunto Gaseificador-Cogerador, para geração de energia elétrica, água quente e água fria é explicada neste tópico. Através de considerações adotadas (Tabela 9), demanda local a ser instalada (Tabela 10), informações do sistema (

Figura 18) e com o auxílio das seguintes equações é possível realizar a análise energética.

$$E_{Comb} = \dot{m}_{SYN} \cdot PCI_{SYN} \quad (2)$$

$$E_{aq1} = \dot{m}_{aq1} \cdot Cp_{H_2O} (T_{s,TC1} - T_{i,TC1}) \quad (3)$$

$$E_{aq2} = \dot{m}_{aq2} \cdot Cp_{H_2O} (T_{s,TC2} - T_{i,TC2}) \quad (4)$$

$$E_{Gás (Exaustão)} = \dot{m}_{Gás(Exaustão)} \cdot Cp_{gás} (T_{s,TC2} - T_{i,TC2}) \quad (5)$$

$$E_{AJaq} = \dot{m}_{AJaq} \cdot Cp_{H_2O} (T_{s,TC1} - T_{i,TC1}) \quad (6)$$

$$E_{Gás(SRA)} = \dot{m}_{Gás} \cdot Cp_{gás} (T_{s,SRA} - T_{i,SRA}) \quad (7)$$

$$E_{af} = \dot{m}_{af} \cdot Cp_{H_2O} (T_{s,SRA} - T_{i,SRA}) \quad (8)$$

$$\eta_{el.} = \frac{E_{el}}{E_p} \quad (9)$$

$$\eta_{TC1} = \frac{E_{aq1}}{E_{AJaq}} \quad (10)$$

$$\eta_{TC2} = \frac{E_{aq2}}{E_{Gás}} \quad (11)$$

$$\eta_{aq} = \frac{E_{aq1} + E_{aq2}}{E_{Comb}} \quad (12)$$

$$\eta_{af} = \frac{E_{af}}{E_{Comb}} \quad (13)$$

$$\eta_{GE} = \frac{E_{el}}{E_{Comb}} \quad (14)$$

$$\eta_{TC1t} = \frac{E_{aq1}}{E_{Comb}} \quad (15)$$

$$\eta_{TC2t} = \frac{E_{aq2}}{E_{Comb}} \quad (16)$$

$$COP = \frac{E_{AF}}{E_{Gás(ARS)}} \quad (17)$$

$$\eta_{Global} = \frac{E_{el} + E_{aq1} + E_{aq2} + E_{af}}{E_{Comb}} \quad (18)$$

Tabela 9: Considerações adotadas do sistema de compacto de cogeração (CORONADO, SILVEIRA, 2009)

Considerações adotadas no sistema

Item	Valor	Item	Valor
Fluxo mássico de Syngas	50 Nm ³ /h	Temp. saída de gases do TC2	307 °C
PCI _{syn}	5000 kJ/N.m ³	Temp. entrada de água no TC2	25 °C
Temp. entrada de água da jaqueta do motor	90 °C	Temp. saída de água no TC2	65 °C
Temp. saída de água da jaqueta do motor	84 °C	Temp. entrada de gases no ARS	307 °C
Temp. entrada de água no TC1	25 °C	Temp. saída de gases do ARS	150 °C
Temp. saída de água do TC1	65 °C	Temp. entrada de água no ARS	25 °C
Temp. entrada de gases no TC2	540 °C	Temp. saída de água do ARS	7 °C
Rendimento do trocador de calor 1	70%	Rendimento do trocador de calor 2	70%

Tabela 10: Demanda local de energia a ser instalada (CORONADO, SILVEIRA, 2009)

Demanda local a ser instalada	
Item	Valor
Energia da água no TC1	7 kW
Energia da água no TC2	10 kW
Energia da água no ARS	4 kW
Energia elétrica Gerada (E_{el})	15 kW

A energia do combustível pode ser calculada utilizando a equação (2), onde o $PCI_{SYN} = 5000 \text{ kJ/Nm}^3$ e $\dot{m}_{SYN} = 50 \text{ Nm}^3/\text{h} = 0,01389 \text{ Nm}^3/\text{s}$:

$$E_{Comb} = 0,01389 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \cdot 5000 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$$

$$E_{Comb} = 69,45 \text{ kW}$$

Para se determinar a vazão mássica de água quente gerada no TC1 (\dot{m}_{aq1}), utiliza-se a equação (3), e adotando o $C_{p_{H_2O}} = 4,184 \text{ [kJ/kg.K]}$:

$$7 \text{ kW} = \dot{m}_{aq1} \cdot 4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \cdot (65^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C})$$

$$\dot{m}_{aq1} = 0,042 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Enquanto a determinação da vazão mássica de água quente gerada no TC2 (\dot{m}_{aq2}), pode ser obtida utilizando a equação (4):

$$10kW = \dot{m}_{aq2} \cdot 4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (65^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C})$$

$$\dot{m}_{aq2} = 0,060 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

O cálculo da vazão mássica de água fria ($\dot{m}_{Gás(Exaustão)}$), pode ser realizado utilizando a equação (8):

$$4 = \dot{m}_{af} \cdot 4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (25^{\circ}\text{C} - 7^{\circ}\text{C})$$

$$\dot{m}_{af} = 0,053 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A vazão mássica de água na jaqueta (\dot{m}_{AJaq}) é determinada através das equações (10) e (6), considerando o rendimento do tocador de calor 1 (TC1) de 70 %:

$$0,7 = \frac{7}{E_{AJaq}}$$

$$E_{AJaq} = 10 \text{ kW}$$

$$10 \text{ kW} = \dot{m}_{AJaq} \cdot 4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (90^{\circ}\text{C} - 84^{\circ}\text{C})$$

$$\dot{m}_{AJaq} = 0,398 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A determinação da vazão mássica de gases de exaustão ($\dot{m}_{Gás(Exaustão)}$), pode ser realizada utilizando as equações (11) e (5), considerando o rendimento do tocador de calor 2 (TC2) de 70 %, Temperatura de entrada dos gases de 540°C e o $C_{pgás} = 1,1782 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ para essa temperatura:

$$0,7 = \frac{10}{E_{Gás}}$$

$$E_{Gás} = 14,28 \text{ kW}$$

$$14,28 \text{ kW} = \dot{m}_{Gás(Exaustão)} \cdot 1,1782 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (540 \text{ } ^\circ\text{C} - 307 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$\dot{m}_{Gás(Exaustão)} = 0,052 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A energia do gás no SRA ($E_{Gás(SRA)}$), pode ser obtida utilizando a equação (7).

Temperatura de entrada 307°C e o $C_{p\text{gás}} = 1,1102 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ para essa temperatura:

$$E_{Gás(SRA)} = 0,052 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,1102 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (307 \text{ } ^\circ\text{C} - 150 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$E_{Gás(SRA)} = 9,07 \text{ kW}$$

O cálculo da potência de eixo (E_p), pode ser feito utilizando a equação (9) e o rendimento do gerador de 95%:

$$0,95 = \frac{15}{E_p}$$

$$E_p = 15,79 \text{ kW}$$

A partir destes cálculos, é possível determinar as eficiências energéticas de geração das energias (elétrica, de água quente e de água fria), a eficiência global e valor do COP utilizando as equações (14), (12), (13), (18) e (17) respectivamente:

$$\eta_{GE} = \frac{15 \text{ kW}}{69,45 \text{ kW}} \quad \rightarrow \quad \eta_{GE} = 21,6\%$$

$$\eta_{\text{aq}} = \frac{7\text{kW}+10\text{kW}}{69,45\text{kW}} \quad \rightarrow \quad \eta_{\text{aq}} = 24,5\%$$

$$\eta_{\text{af}} = \frac{4\text{kW}}{69,45\text{kW}} \quad \rightarrow \quad \eta_{\text{af}} = 5,8\%$$

$$\eta_{\text{Global}} = \frac{15\text{kW}+10\text{kW}+7\text{kW}+4\text{kW}}{69,45\text{kW}} \quad \rightarrow \quad \eta_{\text{Global}} = 51,84\%$$

$$\text{COP} = \frac{4\text{kW}}{9,07\text{kW}} \quad \rightarrow \quad \text{COP} = 44,10\%$$

4.3 Análise exergetica do conjunto Gaseificador-Cogerador

A Exergia já recebeu várias denominações, tais como: “trabalho técnico máximo”, pelo Alemão E. Shmidt, em 1953; “energia não degradada em calor” pelo Francês Gilbert, em 1955; entre outros. O engenheiro esloveno Zaron Rant, em 1956, explicando a estrutura da palavra, conseguiu sintetizar da melhor maneira e com isso o termo foi bem aceito mundialmente, tendo resistência maior nos Estados Unidos.

Pode se considerar a exergia como a essência da energia, pois representa a disponibilidade energética e trabalho teórico máximo obtido em um processo até que seja atingido o equilíbrio termodinâmico, uma parte da energia que pode ser totalmente convertida em qualquer outra forma de energia. Num processo real existe um saldo de trabalho não realizável, parte da energia não aproveitável, denominada pelo engenheiro Rant (1956) como sendo Anergia.

$$\text{Energia} = \text{Exergia} + \text{Anergia} \quad (18)$$

A análise exergetica baseia-se na Segunda Lei da Termodinâmica e tem como objetivo, realizar uma avaliação qualitativa de perdas, desta maneira reforçando e completando a análise de primeira Lei da Termodinâmica nos processos de análises de sistemas térmicos. Calculam-se primeiramente os fluxos exergeticos e a irreversibilidade dos equipamentos, que permitem chegar ao cálculo da eficiência exergetica.

De acordo com Kotas (1985) e Szargut (1988) a exergia pode ser dividida em quatro partes: cinética; potencial; química e termodinâmica.

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{v_i^2}{2} + gz + \Delta G_f^0 + RT_0 \sum_{i=0}^n v_i \ln x_i^0 + \dots \quad (19)$$

Neste trabalho não são consideradas a exergia cinética e a exergia potencial. Como estado de equilíbrio (referência) são utilizadas as condições do meio ambiente, sendo pressão (P_o) de 1atm (pressão atmosférica) e temperatura (T_o) de 25°C.

4.3.1 Exergia Termodinâmica

A exergia termodinâmica, também conhecida como física, pode ser considerada a capacidade de produzir trabalho devido ao desequilíbrio térmico ou mecânico da substância com o meio ambiente (P_o e T_o).

Considerando a parcela referente ao equilíbrio termodinâmico, tem-se:

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (19)$$

A exergia física específica é composta mediante a combinação de várias equações e considerando o fluxo dos gases de exaustão como sendo um gás ideal, temos:

$$ex_{gás} = cp_{gás} \cdot (T_{gás} - T_o) - T_o \cdot (cp_{gás} \cdot \ln \frac{T_{gás}}{T_o} - R \cdot \ln \frac{P}{P_o}) \quad (20)$$

Considerando que as pressões (P) são as iguais a pressão atmosférica, assim temos:

$$ex_{gás} = cp_{gás} \cdot [(T_{gás} - T_o) - T_o \cdot \ln \frac{T_{gás}}{T_o}] \quad (21)$$

A exergia é o produto da exergia específica com a vazão mássica de cada ponto, representado pela equação abaixo.

$$Ex_i = \dot{m}_i \cdot ex_i \quad (22)$$

4.3.2 Exergia Química

A exergia química representa a capacidade máxima em que o fluxo é capaz de produzir trabalho, devido ao desequilíbrio químico com o estado de referência, neste caso o meio ambiente (P_o e T_o).

$$Ex^{ch} = \sum_i (x_i \cdot ex_{i,w}^{ch}) + R \cdot T_o \cdot \sum_i (x_i \cdot \ln x_i) \quad (23)$$

Onde, x_i representa a fração molar dos componentes; $ex_{i,w}^{ch}$ é a exergia química padrão de cada componente (tabelada) [kJ/kg]; R é a constante universal dos gases [J/kg.K] e T_o refere-se à temperatura ambiente [K].

A exergia química para combustíveis líquidos e sólidos possui algumas propriedades muito difíceis de serem calculadas, pois normalmente são soluções onde a composição química possui inúmeras substâncias, usualmente de natureza desconhecida. Segundo Kotas (1985) e Szargut (1988), a relação de exergia química (b^0) com valor calorífico neto (VCN), também conhecido como poder calorífico inferior (PCI), para combustíveis industriais sólidos e líquidos, é a mesma para substâncias químicas puras, tendo a mesma relação de componentes químicos, essa relação é apresentada a seguir, na equação 24:

$$\varphi = \frac{b^0}{(VCN)^0} \quad (24)$$

Para combustíveis fosseis sólidos, incluindo madeira, que possuam uma relação de massa entre oxigênio e carbono de $0,667 < \frac{o}{c} < 2,67$, temos:

$$\varphi = \frac{1,0438 + 0,1882 \cdot \frac{h}{c} - 0,2509 \cdot \left(1 + 0,7256 \cdot \frac{h}{c}\right) + 0,038 \cdot \frac{n}{c}}{1 - 0,3035 \cdot \frac{o}{c}} \quad (25)$$

Onde c , h , o e n são, respectivamente, as frações de massa de carbono (C), hidrogênio (H), oxigênio (O) e nitrogênio (N).

4.3.3 Eficiência exergetica (racional) e Irreversibilidade

A eficiência exergetica ou racional é uma relação entre exergias, e é um parâmetro que melhor informa o que está acontecendo com o sistema térmico ou uma operação do equipamento. Uma relação entre todas exergias de saída (produto, rejeitos) e as de entrada (insumos). A eficiência racional de Bošnjakovic (ψ) é representada pela equação 26.

$$\psi = \frac{\sum Ex_{i,saída}}{\sum Ex_{i,entrada}} \quad (26)$$

Sendo que o valor dessa eficiência varia entre zero e um, quanto maior o valor, melhor o aproveitamento do processo ou equipamento. A eficiência só é igual à zero, quando a exergia dos insumos for zero ou se não houver um “produto” definido na saída.

A irreversibilidade (I) é a diferença entre a exergia de entrada e a de saída. (representada na equação 27). Irreversibilidade é a parcela degradada ou perdida de trabalho útil disponível.

$$I = \sum Ex_{i,entrada} - \sum Ex_{i,saída} \quad (27)$$

Somente no plano ideal que a irreversibilidade será nula, até mesmo na natureza ocorre algum grau de irreversibilidade.

Os rendimentos exergeticos para a produção de água quente, fria, energia elétrica e do sistema são calculados a partir das seguintes equações:

$$\eta_{exaq} = \frac{Ex_9 - Ex_8}{Ex_{Syngas}} + \frac{Ex_{11} - Ex_{10}}{Ex_{Syngas}} \quad (28)$$

$$\eta_{exaf} = \frac{Ex_{13} - Ex_{12}}{Ex_{Syngas}} \quad (29)$$

$$\eta_{exel} = \frac{E_{el}}{Ex_{Syngas}} \quad (30)$$

$$\eta_{exglobal} = \frac{E_{xel} + (Ex_9 - Ex_8) + (Ex_{11} - Ex_{10}) + (Ex_{13} - Ex_{12})}{Ex_{Syngas}} \quad (31)$$

5 ANÁLISE ECOLÓGICA

Hoje praticamente todas as formas conhecidas de produção de energia, exercem algum tipo de interferência sobre o meio ambiente. Devido a esse fato a utilização de gaseificação da biomassa combinada com um sistema de cogeração é um conjunto alternativo de energia recomendado do ponto de vista ambiental. A biomassa contribui para reduções líquidas de CO₂, devido o mesmo ter sido absorvido durante seu desenvolvimento.

Sempre que se utiliza um gás de síntese como combustível, de modo a atender a preocupação mundial, deve-se ter controle dos seguintes poluentes:

- CO₂, considerado como um dos principais gases contribuintes para o efeito estufa;
- SO₂, um dos principais agentes causadores da chuva ácida;
- NO_x, principal provocador da acidificação de ecossistemas, pela chuva ácida e também contribui para o efeito estufa;
- Material Particulado (MP), são partículas muito finas de sólidos ou líquidos suspensos num gás.

Os dados da composição da queima do gás de síntese foram calculados no item 4.1.1. e apresentam a seguinte composição: 21,127 % CO₂, 5,045 % H₂O, 69,951% N₂ e 3,877 % de O₂.

5.1 Determinação do Dióxido de Carbono Equivalente (CO_{2e})

O dióxido de carbono equivalente depende das emissões de SO₂, NO_x, e MP. Pode ser determinado através da equação 32.

$$CO_{2e} = CO_2 + 80 SO_2 + 50 NO_x + 67 MP \quad (32)$$

5.2 Determinação do Indicador de Poluente (Π_p)

O indicador de poluição (Π_p) é a relação entre a quantidade de CO_{2e} , em quilogramas e a potência fornecida pelo gás de síntese. Pode ser determinada pela equação 33 (CORONADO, 2009), (BOLOY, 2010).

$$\Pi_p = \frac{CO_{2e}}{PCI_{\text{Syn gás}}} \quad (33)$$

5.3 Determinação da eficiência ecológica (ε)

A eficiência ecológica é definida como um indicador que permite a avaliação do desempenho de um determinado sistema, em relação às emissões de poluentes, considerando a queima de 1 kg de combustível. Seus valores variam entre zero e um, onde quanto maior a proximidade do zero, maior será o impacto ambiental, já sua proximidade de um, indica que é um sistema não poluidor, zero de impacto ambiental. A eficiência ecológica pode ser determinada através da equação 34 (CORONADO, 2009), (BOLOY, 2010).

$$\varepsilon = \left[\frac{0,204 \times \eta_{\text{system}} \times \ln(135 - \Pi_p)}{\eta_{\text{system}} + \Pi_p} \right]^{0,5} \quad (34)$$

6 RESULTADOS

Baseados na aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para o sistema em estudo foi possível obter as vazões mássicas do sistema, calculadas no Capítulo 4 e apresentadas na Tabela 11.

Tabela 11: Vazão mássica do sistema

Vazão mássica	
Descrição	Vazão
Água quente TC1	0,042 kg/s
Água quente TC2	0,060 kg/s
Água fria	0,053kg/s
Água da jaqueta do motor	0,398 kg/s
Gases de exaustão	0,052 kg/s

Através da aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica pode se obter o fluxo exergético em cada ponto e isso possibilitou os cálculos de irreversibilidade e eficiência. Os fluxos energéticos do sistema são apresentados na Tabela 12 a seguir:

Tabela 12: Fluxos exergéticos do conjunto gaseificador-cogenerador

Fluxos Exergético								
Item	\dot{m} [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	Ex. Química [kW]	Ex. Física [kW]	Exergia total [kW]
0 *	0,00972	25	101,3	-	-	176,8991	-	176,90
1	0,01602	600	120	-	-	71,8983	-	71,90
2	0,01602	40	101,3	-	-	71	-	71,00
3	0,053	540	101,3	-	-	8,5248	13,4828	22,01
4	0,053	307	101,3	-	-	8,5248	4,9162	13,44
5	0,053	150	101,3	-	-	8,5248	1,1635	9,69
6	0,398	84	150	351,77	1,122	19,8911	8,7558	28,65
7	0,398	90	150	376,9	1,192	19,8911	10,4552	30,35
8	0,042	25	150	105,02	0,367	2,0886	0,0101	2,10
9	0,042	65	150	272,14	0,893	2,0886	0,4457	2,53
10	0,06	25	150	105,02	0,367	2,9837	0,0144	3,00
11	0,06	65	150	272,14	0,893	2,9837	0,6367	3,62
12	0,053	25	150	105,02	0,367	2,6521	0,0127	2,66
13	0,053	7	150	29,456	0,106	2,6521	0,1300	2,78

* Biomassa (Eucalipto)

Observando a Tabela 13, as maiores irreversibilidades estão associadas ao gaseificador e ao motor de combustão interna, portanto pode se observar que de maneira qualitativa estes são os que necessitam melhoria com relação as suas perdas.

Tabela 13: Informações sobre as irreversibilidades e eficiência racional dos equipamentos do conjunto gaseificador-cogrador

Irreversibilidades dos Equipamentos e Eficiência Racional				
Equipamento	\sum Ex Entrada [kW]	\sum ExSaída [kW]	I [kW]	ψ
Gaseificador	176,8991	71,8983	105,00	40,64%
Sistema de Tratamento do Syngas	71,8983	71,0000	0,90	98,75%
Motor	99,6469	67,3539	32,29	67,59%
Trocador de Calor TC1	32,4450	31,1811	1,26	96,10%
Trocador de Calor TC2	25,0057	17,0614	7,94	68,23%
Maquina de Absorção	16,1058	12,4704	3,64	77,43%

Com os resultados do rendimento para produção de água quente, água fria, energia elétrica e global, entre análise energética e exergética, pode-se observar uma grande diferença quando se trata da real energia disponível e aproveitada. Estes dados podem ser observados na Tabela 14:

Tabela 14: Rendimento para a produção das diferentes formas de energia

Rendimento para a Produção		
Item	Energético	Exergético
Eficiência Eletricidade	21,60%	21,13%
Eficiência Água Quente	24,50%	1,490%
Eficiência Água Fria	5,80%	0,17%
Eficiência global	51,84%	22,78%

Desta forma pode-se realizar uma comparação da produção de dióxido de carbono equivalente obtida pela queima do gás de síntese segundo (BOLOY et al., 2010) em um motor de combustão com as obtidas pela queima de outros combustíveis: gás natural e gasolina no motor de combustão interna (CORONADO, et al., 2009).

Tabela 15: Resultados comparativos de Dióxido de Carbono Equivalente (BOLOY et al., 2010), (CORONADO, et al., 2009)

Resultados comparativos			
T [K]	Gás Natural	Gasolina	Syngas
CO ₂ [kg/kg syngas]	2,704	2,853	0,3886
SO ₂ [kg/kg syngas]	$1,213 \times 10^{-6}$	$0,2 \times 10^{-2}$	-
NO _x [kg/kg syngas]	$4,412 \times 10^{-4}$	$5,5 \times 10^{-2}$	$4,089 \times 10^{-2}$
MP [kg/kg syngas]	$1,71 \times 10^{-5}$	$1,920 \times 10^{-3}$	6.5×10^{-3}
CO _{2e} [kg/kg syngas]	2.727	5,891	0,42831

Comparando a queima do gás de síntese com o gás natural e a gasolina do trabalho de Coronado, et al. (2009) em um motor de combustão interna, observa-se que a gasolina e o gás natural apresentam maiores taxas de emissões de dióxido de carbono e material particulado, conseqüentemente um valor de dióxido de carbono equivalente maior se comparado com a queima do gás de síntese.

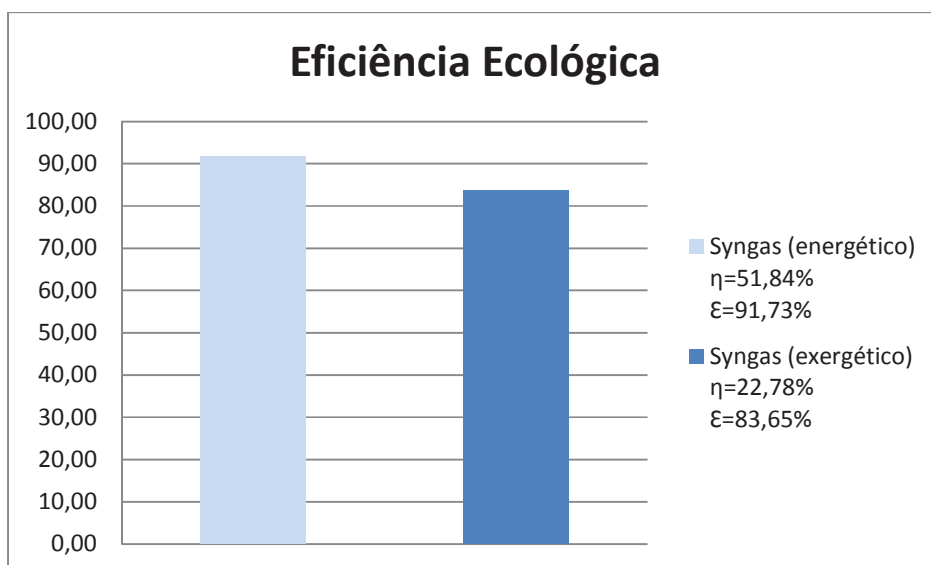


Figura 20: Gráfico do comparativo da Eficiência Ecológica

Em relação à eficiência ecológica ambos possuem baixo impacto ambiental, a variação desse impacto é devido à utilização do rendimento energético e exergético, desta forma fica novamente evidente a consideração da energia útil e valores mais confiáveis com a utilização do rendimento exergético.

Como observação importante, deve se destacar que neste estudo não foi considerado o ciclo de carbono fechado, ou seja, a reabsorção do CO_2 pela floresta através da fotossíntese considerando a queima do gás de síntese pelo motor, o que aumentaria essa eficiência destacando a utilização do gás de síntese.

7 CONCLUSÕES

O trabalho apresenta análises relacionadas a Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica de um sistema compacto de cogeração operando com gás de síntese proveniente de um gaseificador de madeira, tipo *downdraft*. O é composto por dois trocadores de calor, um gerador e um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

A utilização do gaseificador como fonte de combustível para o sistema compacto de cogeração é atrativo economicamente e sustentável ambientalmente. A matéria prima utilizada, madeira de eucalipto é de fácil obtenção, além de apresentar um PCI alto (19,04 MJ/kg) se comparado a outros tipos de biomassa, como o de cana de açúcar (17,3 MJ/kg) e de casca de arroz (16,1 MJ/kg).

Com relação à quantidade de poluentes emitidas devido à combustão em um motor de combustão interna, o gás de síntese se destaca comparado aos outros combustíveis. A eficiência ecológica do uso do gás de síntese da Biomassa de Eucalipto tem um valor bastante interessante; se considerada em base energética é de 91,73% e em base exergética de 83,65%, demonstrando que esta tecnologia seja viável ecologicamente.

Os resultados obtidos nesse trabalho mostram os componentes que devem ser melhorados devido a perdas representativas irreversibilidades é o gaseificador seguido do motor de combustão interna. Através das análises técnicas, energética e exergética, a viabilidade de instalação em regiões isoladas se torna atrativa. A utilização do gás de síntese como combustível do motor de combustão interna apresenta baixos índices de poluentes e impacto ambiental. Caso fosse considerado o ciclo do carbono fechado, esses índices se apresentariam ainda melhores, visto o crédito de carbono associado a fotossíntese da biomassa vegetal.

Como sugestão para futuros trabalhos recomenda-se:

- Considerar o ciclo do carbono no cálculo dos indicadores de impacto ambiental;
- Fazer uma análise do sistema completo, incluindo a energia contida na madeira e as perdas energéticas devido a cinzas; radiação; etc.
- Aprofundamento nos estudos para realizar melhorias construtivas e operacionais, visando a diminuição das perdas no gaseificador e no motor de combustão interna.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BOLOY R. A. M., SILVEIRA J.L., TUNA C.E “**Technical and Economical Analysis of Biomass Integrated Gasifier/ Combined Cycle Power**”. In proc. 2008 ENCIT 2008 – 12th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2008 Cong. p. 121-131.

BOLOY R. A. M, ANTUNES, J.S., SILVEIRA, J. L “**Simulação computacional de gaseificação de madeira de um pequeno porte empregando um gaseificador *downdraft***” Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2010.

CICLO do Carbono. Portal Escola. Disponível em: <<http://www.portalescolar.net/2011/09/ciclo-do-carbono-emissao-fotossintese.html>> Acesso em: 25 de Novembro de 2011.

CORONADO, C.J.R., SILVEIRA, J.L y ARAUZO, J.P., 2006, “**Metodologia de Dimensionamento, Análise Energética e Seleção de Equipamentos de um gaseificador de Biomassa para o Acionamento de um Motor de Combustão Interna**”, VI AGRENER - Biocombustíveis, Universidade de Campinas, UNICAMP. v. 1.

CORONADO, C. J. R. **Análise Técnica – Econômica de um Gaseificador de Biomassa de 100 kg/h para acionamento de um Motor de Combustão Interna**. 2007. 195f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

CORONADO, C. R.; SILVEIRA, J. L.. **Análise Energética e Exergética de Sistema Compacto de Cogeração Utilizando Gás de Biomassa**. THE 8th LATIN-AMERICAN CONGRESS ON ELECTRICITY GENERATION AND TRANSMISSION - CLAGTEE 2009.

COSTA ARAÚJO, E. C. **Trocadores de Calor** – Série Apontamentos. EdUFSCar; 2002.

DIAS, M. S. C. **Uso de Pequenos Gaseificadores para geração de energia elétrica e bombeamento d'água em localidades remotas**, 2003. Disponível em: <<http://luizmeira.com/dados/recicla/gaseificadores.pdf>>. Acesso em: 04 de Outubro de 2011.

DOSSAT, R., **Princípios de refrigeração**. Editora Hemus, 2004. 896 p.

KINTO, O. T. et al. **Energia da Gaseificação de Biomassa como opção energética de desenvolvimento limpo**, 2002. Disponível em: <www.feagri.unicamp.br/energia/agre2002/pdf/0097.pdf> Acesso em: 22 de Outubro de 2011.

LORA E. E. S, NOGUEIRA L. A. H. **“Dendroenergia: Fundamentos e Aplicações”**, 2th Edition. Rio de Janeiro, 2003.

MME/EPE, **Balanco Energético Nacional 20010 (Ano Base 2009), 20010**, Empresa de Pesquisa Energética. (disponível em www.ben.epe.gov.br) PROJETO CTNERG, processo 555072/2006-1

REIS, J.A., **Projeto e montagem de um sistema compacto de cogeração: aplicação da análise exergética**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006. 161f.

SADAMITSU, M. T., **Análise Energética e Exergética de um Sistema Compacto de Cogeração**. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. 2008. 84f.

SALA, L.J.M., **Cogeneration: Thermodynamics, technological and economical aspects** (in Spanish). Edit. Universidad del Pais Basco. Bilbao - Spain, 1994

SANTOS, M. G. R. S; MOTHÉ, C.. **Fontes Alternativas de Energia**. Revista Analytica. Editora Eskalab, Dezembro 2007/Janeiro 2008 . Edição 32. Disponível em: <

http://www.revistaanalytica.com.br/ed_anteriores/32/index.html > Acessado em: 28 de Novembro de 2011.

SILVEIRA, J.L.; Apostila de Cogeração de Energia, Departamento de Energia, UNESP, Universidade Estadual de Paulista, 2000. 73p.

SILVEIRA, J.L.; **Cogeração disseminada para pequenos usuários: Estudo de casos para o setor Terciário.** Tese de doutorado, UNICAMP, Universidade Estadual de Campinas, 1994.

STEVENS, D.J., **Hot Gas Conditioning – Recent progress with larger – scale biomass gasification system.** Pacific Northwest National Laboratory. Richland, Washington. 2001. 88p.

TOLMASQUIM, M.T., 2003, **Fontes Renováveis de Energia no Brasil**, Editora Interciência, Rio de Janeiro.

YOSHIOKA, J. T. **Gaseificação de madeira para aumento da oferta de energia: geração distribuída de energia**, 2008. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 79 f.