

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO**

DEISI OLIVEIRA MACHADO

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM MOTOR CICLO OTTO COM BIOGÁS

São Leopoldo

2014

DEISI OLIVEIRA MACHADO

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM MOTOR CICLO OTTO COM BIOGÁS

Trabalho submetido ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
UNISINOS como requisito para obtenção do título
de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Professor Dr. Paulo Roberto Wander

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak – Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Prof. Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani – Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini – Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander (orientador) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos

SÃO LEOPOLDO

2014

RESUMO

Este trabalho buscou analisar o funcionamento de um gerador, equipado com um motor de combustão ciclo Otto operando com biogás e o aproveitamento dos gases de combustão em um sistema de cogeração para aquecimento de água. Também foi objetivo realizar um comparativo deste sistema com um motor, do mesmo fabricante, utilizando gasolina como combustível. Os ensaios foram realizados em um moto gerador, da marca Branco, modelo B4T-5000 BIO, monocilíndrico, com a alteração da carga do gerador realizada através de uma bancada de resistências elétricas. A análise realizada contempla a potência elétrica gerada pelo equipamento, o consumo específico, a eficiência, a taxa de transferência de calor na cogeração e a sua efetividade, o fator Lambda, as emissões de monóxido de carbono e de oxigênio. Os resultados mostraram que é possível obter energia elétrica através de um bio combustível e utilizar os gases do escapamento para aquecimento de água, embora o sistema tenha apresentado baixa eficiência. Esta baixa eficiência foi compensada pelo alto potencial de energia térmica disponível no sistema operante com biogás, quando comparado com o sistema com gasolina. Os resultados de oxigênio e de Lambda mostraram uma combustão com excesso de ar para todas as configurações. As emissões de monóxido de carbono, para o biogás, foram inferiores a 900 ppm enquanto para a gasolina as emissões ao redor de 17.400 ppm para a razão de compressão de 10,2:1 e de 70.500 ppm para a razão de 8,2:1.

Palavras-chaves: Motor Otto, biogás, cogeração.

ABSTRACT

This study aimed to analyze a generator set equipped with an Otto-cycle combustion engine operating with biogas. In addition, it was an objective to perform a comparative analysis between this system and other one using gasoline as fuel. The tests were performed in a Branco generator, model B4T-5000 BIO, mono cylinder, with the generator charge variation performed through a resistance bench. Performed analysis contemplates electric power generated by the equipment, specific consumption, efficiency, rate of heat transfer in the cogeneration and its effectiveness, λ factor, CO and O₂ emissions. The results showed that is possible to obtain electric power through a clean fuel, but the system presented low efficiency. The results of O₂ and λ indicate that the combustion is performed with excess air to all configuration and the CO emissions for the biogas were lower than 900 ppm whereas for the gasoline the CO emissions were around 17.400 ppm for the compression rate of 10.2:1 and 70.500 ppm for the rate of 8.2:1.

Key words: Otto engine, biogas, emissions.

LISTA DE ABREVIATURAS

ANP	Agencia Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
CIMA	Conselho Interministerial do Açúcar e do Alcool
GNC	Gás Natural Combustível
HC	Hidrocarboneto
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de troca térmica	[m ²]
A/C _{IDEAL}	Relação ar/combustível ideal	
A/C _{REAL}	Relação ar/combustível real	
CE	Consumo específico de combustível	[m ³ k ⁻¹ W ⁻¹ h ⁻¹]
C _{água}	Capacidade calorífica da água	[kW K ⁻¹]
C _{gases}	Capacidade calorífica dos gases de exaustão	[kW K ⁻¹]
C _{p água}	Calor específico da água	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
C _{p gases}	Calor específico dos gases no escapamento	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
C _r	Razão entre as taxas de capacidade caloríficas.	
D	Diâmetro do tubo do trocador de calor	[m]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W m ⁻² K ⁻¹]
I	Corrente elétrica	[A]
k	Condutividade térmica.	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
L _A	Curso do pistão na região “A” do topo do pistão	[m]
L _B	Curso do pistão na região “B” do topo do pistão	[m]
L _C	Curso do pistão na região “C” do topo do pistão	[m]
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar admitido	[kg h ⁻¹]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível	[kg h ⁻¹]
\dot{m}_{gases}	Vazão mássica total de gases no escapamento.	[kg h ⁻¹]
η_m	Rendimento mecânico	[%]
NUT	Número de unidades de transferência	
P	Potência	[kW]
PCI _{comb}	Poder calorífico inferior do combustível	[kJ N ⁻¹ m ⁻³]
P _E	Potência elétrica	[kW]
Pr	Número de Prandtl	
q	Taxa de transferência de calor efetiva	[kW]
q _{máximo}	Taxa de transferência de calor máxima	[kW]
q _{pot}	Potencial de energia existente disponível para troca térmica	[kW]

rc	Razão de compressão	
Re_D	Número de Reynolds para escoamento circular	
T_{amb}	Temperatura ambiente	[K]
T_1	Temperatura dos gases na entrada do trocador de calor	[K]
T_2	Temperatura dos gases na saída do trocador de calor	[K]
t_1	Temperatura da água na entrada do trocador de calor	[K]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W m ⁻² K ⁻¹]
V	Tensão elétrica	[V]
V_A	Volume da região “A” do topo do pistão	[m ³]
V_B	Volume da região “B” do topo do pistão	[m ³]
V_C	Volume da região “C” do topo do pistão	[m ³]
V_{cc}	Volume da câmara de combustão.	[m ³]
V_{cil}	Volume do cilindro com o pistão em PMI	[m ³]
\dot{V}_{comb}	Vazão volumétrica de combustível	[m ³ h ⁻¹]
V_J	Volume da junta comprimida	[m ³]
$\Delta h_{\%}$	Diferença entre o coeficiente de transferência de calor por convecção da gasolina e do biogás	[%]
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperatura	[°C]
ε	Efetividade do trocador de calor	
η	Eficiência do conjunto moto gerador	
λ	Excesso de ar	
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	[m ² s ⁻¹]
ϕ_A	Diâmetro da região “A” do topo do pistão.	[m]
ϕ_B	Diâmetro da região “B” do topo do pistão.	[m]
$\phi_{C\ int}$	Diâmetro da região “C” interno do topo do pistão.	[m]
$\phi_{C\ ext}$	Diâmetro da região “C” externo do topo do pistão.	[m]

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Fluxo de massa e de energia em um motor de combustão interna.	15
Figura 2.2 - Quatro tempos de um motor ciclo Otto.	16
Figura 2.3 – Turbulência da mistura ar/combustível. (A) <i>Tumble</i> ; (B) <i>Swirl</i> ; (C) <i>Squish</i>	19
Figura 2.4 – Influência do fator λ nas emissões.	21
Figura 2.5 - Curvas de potência e torque, sendo a linha contínua referente à aplicação com gasolina e a tracejada, com biogás.....	27
Figura 3.1 – Moto gerador utilizado no estudo.	30
Figura 3.2 – Topo do pistão, separado por regiões para o cálculo do diâmetro e curso do pistão.	33
Figura 3.3 – Geometria do topo do pistão.	33
Figura 3.4 – Identificação do PMI do motor.	34
Figura 3.5 – Identificação do curso do pistão.....	34
Figura 3.6 – Curso do pistão para cada região.	35
Figura 3.7 – Identificação do volume da câmara de combustão.	36
Figura 3.8 – Juntas de cobre utilizadas para reduzir a razão de compressão do motor.....	37
Figura 3.9 – Trocador de calor de correntes opostas.....	38
Figura 3.10 – Trocador de calor construído para realização do estudo.....	38
Figura 3.11 – Tanque de água e conexão de entrada no trocador de calor.....	39
Figura 3.12 – Bancada de resistências.....	40
Figura 3.13 – Analisador de gases utilizado no estudo.	41
Figura 3.14 – Ponto de medição da temperatura dos gases na saída do escapamento e dos níveis de emissões.....	42
Figura 3.15 – Verificação da temperatura de saída dos gases no trocador de calor.....	43
Figura 3.16 – <i>Layout</i> do aparato experimental com biogás.....	43
Figura 3.17 - <i>Layout</i> do aparato experimental com gasolina.	44
Figura 3.18 – Cp gases de combustão.	47
Figura 3.19 – Bolsas onde o biogás é armazenado.....	52
Figura 3.20 – Filtro de ar e câmara de expansão.....	53
Figura 3.21 – Filtro de ar e câmara de expansão montado no aparato experimental.	53
Figura 3.22 – Alimentação de biogás no motor.....	54
Figura 3.23 – Rotâmetro utilizado nos testes com biogás.	54

Figura 3.26 – Conexão de alimentação de biogás fechada para utilização a gasolina.	57
Figura 3.25 – Proveta conectada na entrada de combustível.....	58
Figura 3.26 – Alimentação de combustível líquido.....	58
Figura 3.27 – Posição do afogador nos testes realizados de 0 a 50% de carga.	59
Figura 4.1 - Potência gerada pelo sistema.	61
Figura 4.2 – Consumo específico identificado nas configurações estudadas.....	62
Figura 4.3 – Eficiência identificada nos sistemas estudados.....	63
Figura 4.4 – Emissões de O ₂	73
Figura 4.5 – Excesso de ar, fator λ	74
Figura 4.6 - Emissões de CO.....	75
Figura 4.7 – Topo do pistão após os testes.	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Demonstrativo da necessidade de remoção de compósitos conforme a aplicação do biogás.....	25
Tabela 3.1 – Características do motor utilizado no experimento.	31
Tabela 3.2 – Características do gerador utilizado no experimento.....	31
Tabela 3.3 – Dados do motor original a gasolina.	32
Tabela 3.4 - Dimensões do pistão.....	35
Tabela 3.5 – Cálculo da quantidade de juntas necessárias.	36
Tabela 3.6 – Razão de compressão original, biogás e alteração para gasolina.	37
Tabela 3.7 – Materiais utilizados no trocador de calor.....	39
Tabela 3.8 - Instrumentos de medição necessários no aparato experimental.....	41
Tabela 3.9 – Especificação do analisador de gases utilizado no ensaio.	42
Tabela 3.10 – Composição do biogás utilizado.....	55
Tabela 3.11 – Poder calorífico inferior e a massa específica do biogás utilizado nos testes, P=101325 Pa e T=295,15 K.	56
Tabela 3.12 – Características da gasolina utilizada no estudo.	57
Tabela 4.1 – Dados obtidos diretamente no aparato experimental para cogeração com 50% de carga aplicada.	64
Tabela 4.2 – Calor específico, carga de 50%.	64
Tabela 4.3 – Resultado dos cálculos de cogeração com 50% de carga aplicada no gerador. ..	65
Tabela 4.4 - Dados obtidos diretamente no aparato experimental para cogeração com 100% de carga aplicada.	66
Tabela 4.5 - Calor específico, carga de 100%.	66
Tabela 4.6 - Resultado dos cálculos de cogeração com 100% de carga aplicada no gerador. .	67
Tabela 4.7 – Dados verificados analiticamente para as situações estudadas.....	67
Tabela 4.8 – Percentual de energia desperdiçada no trocador de calor.	68
Tabela 4.9 – Eficiência global do sistema.	69
Tabela 4.10 – Relação A/C _{IDEAL} para o biogás.	70
Tabela 4.11 – Relação A/C _{IDEAL} para a gasolina.....	70
Tabela 4.12 - Reação de combustão real para biogás, razão de compressão 10,2:1	71
Tabela 4.13 – Reação de combustão real para gasolina, razão de compressão 8,2:1.....	71
Tabela 4.14 - Reação de combustão real para gasolina, razão de compressão 10,2:1.	72
Tabela 4.15 – Emissões de O ₂	73

Tabela 4.16 – Fator λ	73
Tabela 4.17 – Emissões de CO.....	75

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	TEMA.....	13
1.2	OBJETIVOS	13
1.2.1	Objetivo Geral	Erro! Indicador não definido.
1.2.2	Objetivos Específicos.....	Erro! Indicador não definido.
1.3	JUSTIFICATIVA	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	14
2.1.1	Ciclo Otto	16
2.1.2	Biogás.....	24
2.1.3	Motores a Biogás.....	25
2.1.4	Trabalhos Realizados na Área	26
3	METODOLOGIA	30
3.1	INSTRUMENTOS E EQUIPAMENTOS.....	30
3.1.1	Moto Gerador	30
3.1.2	Taxa de Compressão do Motor	31
3.1.3	Trocador de Calor	38
3.1.4	Resistências	40
3.1.5	Instrumentação	40
3.2	PROCEDIMENTOS DE ENSAIO.....	44
3.2.1	Potência Elétrica Gerada	44
3.2.2	Consumo Específico.....	45
3.2.3	Eficiência	46
3.2.4	Cogeração	46
3.2.5	Análise de Emissões	51
3.3	TESTES COM BIOGÁS	52
3.3.1	Aparato Experimental.....	53
3.3.2	Testes	55
3.4	TESTES COM GASOLINA	56
3.4.1	Aparato Experimental – Teste G1	57
3.4.2	Aparato Experimental – Teste G2	59
3.4.3	Realização dos Testes G1 e G2	59

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
4.1	POTÊNCIA GERADA	61
4.2	CONSUMO ESPECÍFICO E EFICIÊNCIA	62
4.3	COGERAÇÃO	63
4.4	EMISSÕES	69
4.4.1	Estequiometria das Reações	69
4.4.2	Análise dos Resultados	72
5	CONCLUSÕES	77
6	REFERÊNCIAS	79

1 INTRODUÇÃO

Por muitos anos, a biomassa foi responsável por atender grande parte das necessidades energéticas da humanidade, até que, durante o século XIX, devido à era dos combustíveis fósseis, sua utilização começou a reduzir (KLASS, 1998). Entre os séculos XIX e XX a principal fonte de energia primária era o carvão, e após a década de 1960 o carvão já havia sido superado pelo petróleo. Nos dias atuais, o gás natural também é uma alternativa de fonte de energia, possuindo um percentual de participação na matriz energética mundial na ordem de 25%.

Atualmente, devido à utilização de combustíveis fósseis ser responsável por mais da metade das emissões antrópicas de gases causadores do efeito estufa (METZ et al, 2007), há um grande interesse na utilização de fontes renováveis de energia (EC, 1997). É nesse contexto que a biomassa passa a ser interessante como fonte de energia. Diversas formas de tecnologia para converter a biomassa em produto energético estão sendo estudadas nos dias atuais (BAUEN et al, 2009). Entre as tecnologias utilizadas, a digestão anaeróbica permite recuperar energia através do biogás, a partir de resíduos e efluentes orgânicos, e impede a poluição ambiental proveniente destes resíduos (PERSSON et al, 2006).

O biogás pode ser utilizado em todas as aplicações em que se utiliza gás natural, bem como a produção de produtos químicos, produção de calor e vapor, produção de eletricidade e combustível para veículos. Dentre estas aplicações, motores, foco deste estudo, são de grande interesse em diversos países devido seu grande potencial e níveis baixos de emissões (PERSSON et al, 2006).

Em regiões de difícil, ou restrito, acesso à energia elétrica, principalmente em zonas rurais, que podem ser autossuficientes em biogás, um moto gerador a biogás pode ser uma alternativa para obtenção de eletricidade. Além disso, a energia térmica residual deste gerador pode ser utilizada em um sistema de cogeração para aquecimento de água. É neste contexto que o presente estudo tendo como objetivo estudar e analisar o comportamento de um moto gerador, provido de um motor de ciclo Otto, utilizando biogás como combustível. É também estudado aqui a cogeração do sistema utilizando os gases do escapamento do motor para aquecimento de água. O biogás utilizado neste estudo é proveniente de resíduos orgânicos de produção de frutas cítricas e aves, armazenado e purificado na empresa ECOCITRUS, Cooperativa dos Citricultores Ecológicos do Vale do Caí, situada em Montenegro, RS.

1.1 TEMA

O tema deste trabalho foi escolhido devido a ser, além de um assunto interessante ao pesquisador, uma forma de energia renovável, extremamente importante nos dias atuais.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste estudo é verificar o comportamento de um moto gerador, com um motor ciclo Otto de quatro tempos utilizando como combustível o biogás e também estuda a capacidade de cogeração do sistema.

Além de identificar as condições de operação do motor com biogás, a sua capacidade de cogeração e estabelecer um comparativo entre este sistema e um operado a gasolina.

1.3 JUSTIFICATIVA

O biogás é uma alternativa de combustível renovável que pode ser produzido em zonas rurais. A sua utilização em moto geradores, além de prover energia elétrica, possibilita o aquecimento de água através da cogeração. Em regiões de difícil acesso à energia elétrica este tipo de sistema pode facilitar a vida das pessoas.

Outro ponto que justifica este estudo é o fato de que os geradores a biogás existentes no Brasil, hoje, são de ciclo Otto adaptados para o uso com biogás e não desenvolvidos especificamente para utilizar este combustível, o que pode implicar em algumas ineficiências destes motores. Estas condições de operação e a utilização de um combustível renovável para obtenção de energia elétrica são os fatores que incentivam a realização deste estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão da literatura apresentará, brevemente, o funcionamento de motores de combustão interna e os tipos existentes. Mostrará os tipos de combustíveis utilizados e as principais características do biogás como combustível em motores. Esta revisão mostra também trabalhos realizados dentro do contexto deste estudo.

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

As máquinas térmicas permitem a conversão de energia térmica em mecânica, sendo que o calor pode ser obtido através de diferentes fontes, tais como: combustão, energia atômica, etc. (BRUNETTI, 2012). Neste contexto, os motores de combustão interna são máquinas que através da queima de combustível produzem trabalho (MARTINS, 2011). Sobre a maneira de conversão desta energia em forma de trabalho, os motores de combustão interna são divididos em: motores alternativos; rotativos e de impulso. Nos alternativos o trabalho é obtido através do movimento de vai e vem do pistão no interior do cilindro, sendo este transformado em movimento rotativo por um sistema biela-manivela. Para os rotativos a obtenção de trabalho é realizada diretamente por um movimento de rotação. Já nos motores de impulso a obtenção do trabalho ocorre através dos gases liberados em alta velocidade pela reação química (BRUNETTI, 2012).

Os motores do tipo alternativo, foco deste estudo, convertem energia química, proveniente do combustível, em energia mecânica. Primeiramente, a energia química é transformada em energia térmica, através da reação de combustão no interior do cilindro entre o combustível e o oxigênio do ar. Esta energia térmica aumenta a temperatura e a pressão dos gases resultantes da combustão dentro da câmara, o que ocasiona a expansão destes gases, e por consequência a movimentação dos mecanismos do motor (PULKRABEK, 2004). A Figura 2.1 mostra o fluxo de massa e de energia em um motor de combustão interna do tipo alternativo.

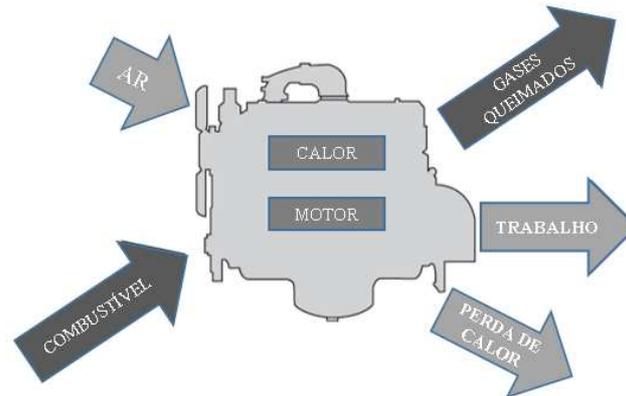


Figura 2.1 - Fluxo de massa e de energia em um motor de combustão interna.

Fonte: Brunetti, 2012.

Os motores de combustão interna tem como princípio básico de funcionamento aproveitar, ao máximo, o aumento de pressão, causado pela reação de combustão entre o ar e o combustível, para gerar movimento de rotação no motor. Nele, dentre os principais componentes estão os cilindros, os pistões, o virabrequim e as bielas. Neste tipo de motor, o pistão, que está ligado a um sistema biela-manivela, desloca-se dentro do cilindro, região em que ocorre a reação de combustão (MARTINS, 2011). Após essa reação acontecer há um aumento da pressão interna resultando na sequência a expansão dos gases. É a expansão dos gases quentes que possibilita ao pistão deslizar dentro do cilindro, movimentando também, por consequência, o sistema biela-manivela. O movimento linear do pistão é convertido em movimento rotativo de um eixo, de formato especial, o virabrequim (PULKRABEK, 2004).

Durante o curso do pistão dentro do cilindro o ponto máximo atingido é chamado de ponto morto superior, PMS, e o ponto mais baixo de ponto morto inferior, PMI. Já a distância entre o PMI e o PMS é chamado de curso do motor. O volume deslocado entre PMI e PMS pelo pistão corresponde a cilindrada do motor (MARTINS, 2011).

Os motores alternativos de pistão ainda podem ser divididos pelo tipo de ciclo, tendo assim os de ciclo Otto, que possuem ignição comandada, e os de ciclo diesel, onde a ignição se dá por compressão de ar (BRUNETTI, 2012). O motor ciclo Diesel é projetado para uma necessidade maior de potência que o motor a ciclo Otto. O sistema a diesel é bastante utilizado em locomotivas, máquinas pesadas, e alguns automóveis (COSTA, 2006). O presente estudo está concentrado nos motores de combustão interna de ciclo Otto.

2.1.1 Ciclo Otto

Nos motores de ciclo Otto, também conhecidos como de volume constante, o ar e o combustível são aspirados para dentro do cilindro antes da etapa de compressão. A reação de combustão é iniciada a partir de uma descarga elétrica de tensão elevada, faísca, proveniente da vela de ignição. Este tipo de ignição pode ser chamado de ignição comandada (MARTINS, 2011).

O ciclo Otto possui quatro tempos, divididos em: admissão; compressão; expansão e escape. No primeiro tempo ocorre a abertura da válvula de admissão possibilitando a entrada da mistura ar e combustível, neste instante o pistão é movimentado para baixo devido ao movimento do virabrequim. No segundo tempo a válvula de admissão é fechada e ocorre a compressão da mistura com o movimento de subida do pistão. Antes que o pistão chegue no PMS a vela emite uma faísca. No terceiro tempo ocorre a reação de combustão, explosão da mistura seguida de expansão dos gases quentes gerados, e, através desta energia, o pistão é movimentado para a parte inferior do cilindro. No quarto tempo, ocorre a abertura da válvula de escape para saída dos gases e o pistão se movimenta para a parte superior do cilindro (MARTINS, 2011). A Figura 2.2 exemplifica estes quatro tempos.

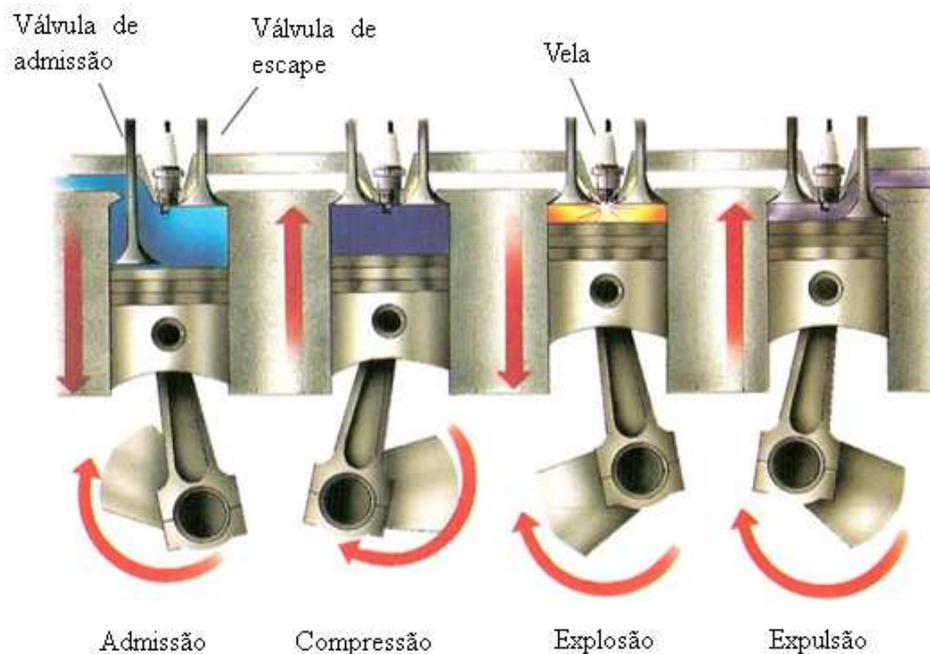


Figura 2.2 - Quatro tempos de um motor ciclo Otto.

Fonte: Adaptado de Costa et al, 2005.

A eficiência térmica deste tipo de ciclo depende somente da razão de compressão existente, sendo a razão de compressão a relação entre o maior e o menor volume interno do cilindro. Esta razão, se aumentada, possibilita uma velocidade de chama maior devido a pressão e a temperatura da mistura estarem mais elevadas na ignição. Com uma temperatura e pressão da mistura mais elevadas, a energia necessária para a ignição pode ser mais baixa, isso permite um início de combustão mais rápido e fácil. Assim, a velocidade da frente de chama se eleva, ocasionando uma velocidade de combustão elevada e o aumento da razão de compressão gera um aumento na turbulência da mistura, o que favorece a combustão (MARTINS, 2011).

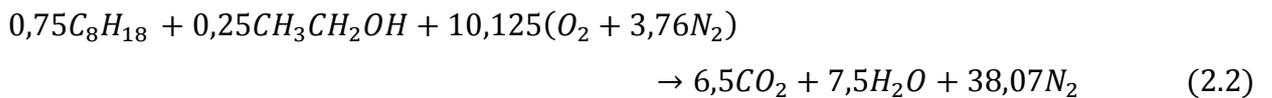
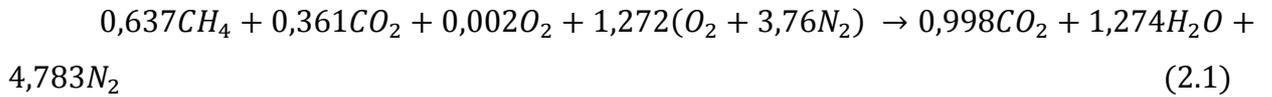
2.1.1.1 Combustão – Ciclo Otto

A combustão é um processo rápido, uma reação que ocorre entre um combustível e um oxidante onde a energia do combustível é liberada em forma de calor. Para dar início ao processo de combustão é necessária uma fonte de calor, que se dá através da vela de ignição. Como processo de combustão iniciado e com a mistura em condições ideais, a reação de combustão permanecerá até que o combustível, ou o ar, seja todo consumido.

Com o processo de combustão iniciado, ocorre o desenvolvimento da chama dentro do cilindro, e esta pode ser de dois tipos: de difusão ou de pré-mistura. As chamas de difusão ocorrem na superfície de contato entre o combustível e o comburente, assim a mistura e a combustão acontecem ao mesmo tempo, como no ciclo Diesel. As chamas do tipo pré-mistura acontecem quando o combustível e o comburente são misturados antes de entrar na câmara de combustão (POINSOT e VEYNANTE, 2005). Este tipo de chama acontece no ciclo Otto, foco deste estudo.

A estequiometria da reação de combustão mostra como será o comportamento do processo de combustão. As proporções existentes entre o combustível e o oxidante possuem influência durante o processo de combustão, nos produtos da reação, na temperatura de operação do motor, na economia de combustível e no desempenho do motor (MARTINS, 2011). Conforme a proporção de combustível e oxidante pode-se ter uma mistura rica ou pobre em combustível. A mistura rica em combustível apresenta uma quantidade de oxidante inferior à necessária e a mistura pobre em combustível, uma quantidade superior. Quando a proporção de oxidante é exatamente a necessária para a queima de todo combustível existente, a mistura é dita ideal (BRUNETTI, 2012). A equação da reação de combustão ideal para o biogás, com uma

composição de 63,7% de CH_4 , 36,1% de CO_2 e 0,2% de O_2 , e para a gasolina do tipo C, onde o C_8H_{18} é uma fórmula aproximada de representação da gasolina, estão apresentadas nas Equações 2.1 e 2.2, respectivamente.



Através da relação ar/combustível (A/C) é possível identificar a quantidade de ar para uma unidade de combustível (BRUNETTI, 2012), a Equação 2.3 mostra esta relação.

$$A/C = \frac{\text{MASSA DE AR ADMITIDA}}{\text{MASSA DE COMBUSTIVEL ADMITIDA}} \quad (2.3)$$

Com a relação ar/combustível real é possível identificar o excesso de ar no sistema, λ . (BRUNETTI, 2012), Equação 2.4.

$$\lambda = \frac{A/C_{\text{REAL}}}{A/C_{\text{IDEAL}}} \quad (2.4)$$

onde A/C_{REAL} é a razão ar/combustível real e A/C_{IDEAL} é a razão ar/combustível ideal.

A razão de ar/combustível real considera a reação química que acontece dentro da câmara de combustão de fato e a ideal a reação de combustão completa ideal. O valor de λ maior que 1 indica misturas pobres em combustível (excesso de ar) e λ menor que 1 significa que a mistura é rica em combustível (BRUNETTI, 2012).

A combustão, em ciclo Otto, pode ser dividida em quatro etapas. A primeira delas é a centelha, seguida do desenvolvimento da chama. A terceira etapa é a propagação da frente de chama e então tem-se a quarta etapa, que é a extinção da chama (HEYWOOD, 1988).

No processo de combustão, o modo como a mistura é formada possui grande influência. Para o ciclo Otto, existem três formas de gerar turbulência na mistura, são elas: *tumble*, *swirl*, e *squish*. Estas formas de gerar turbulência estão apresentadas na Figura 2.3.

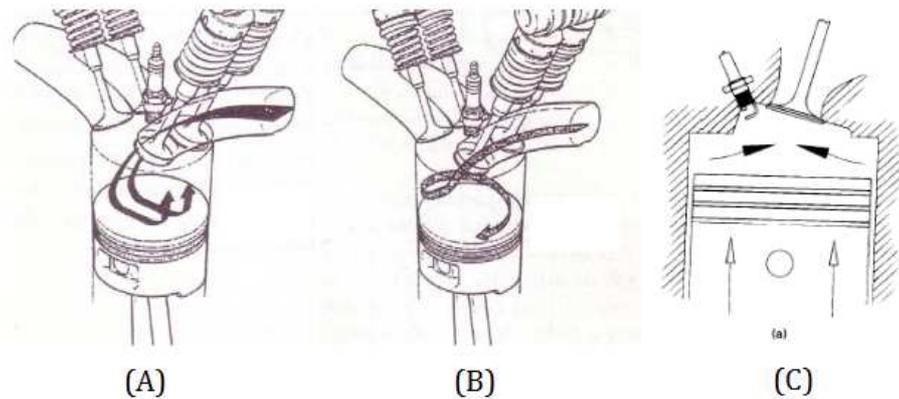


Figura 2.3 – Turbulência da mistura ar/combustível. (A) *Tumble*; (B) *Swirl*; (C) *Squish*.

Fonte: Lumley, 1999.

Referente à razão de compressão, em valores mais elevados verifica-se uma melhora no desempenho da combustão, isso porque com uma taxa maior ocorre uma maior turbulência dentro do cilindro, a ignição é facilitada e ocorre um aumento na frente de chama. Porém, é importante lembrar que em um ciclo Otto, o aumento da razão de compressão é limitado, pois pode ocorrer autoignição da mistura.

2.1.1.2 Combustíveis – Ciclo Otto

Atualmente, grande parte dos motores de ciclo Otto utilizam como combustível a gasolina, que é um composto de hidrocarbonetos proveniente do petróleo bruto (PULKRABEK, 2004). Essa mistura de hidrocarbonetos é complexa e depende das condições de refino e do tipo de petróleo originário (FERREIRA, 2003). Neste cenário, cada país é responsável pela caracterização (propriedades e especificações) dos combustíveis utilizados em seu território. No Brasil, a ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis) é o órgão que estabelece as regulamentações sobre os combustíveis comercializados no país. A gasolina comercializada no Brasil possui em sua composição 25% de etanol anidro, conforme a Resolução CIMA Nº 1, de 28 de fevereiro de 2013.

Devido às reservas limitadas de petróleo, inúmeras pesquisas, estão sendo usadas, visando a aplicação de combustíveis alternativos em motores veiculares (HUANG et al, 2006). Através da ANP, o governo brasileiro tem aplicado políticas de incentivo a combustíveis de fontes alternativas, tais como o álcool e a biomassa (CARVALHO, 2011).

O álcool, que pode ser obtido através de fontes vegetais ou manufaturado, também é uma alternativa de combustível (PULKRABEK, 2004). Ele pode ser proveniente tanto do etanol quanto do metanol, sendo que ambos possuem excelentes qualidades de octanagem. A principal desvantagem deste combustível é a densidade de energia, que comparada à gasolina é menor (OWEN e COLEY, 1995). No Brasil, o álcool comercializado é proveniente do etanol e possui em torno de 7% de água (em volume).

Como o álcool, o gás de biomassa também é uma fonte renovável de combustível para motores. Biomassa pode ser definida, do ponto de vista energético, como todo recurso renovável proveniente de matéria orgânica, seja ela de origem animal ou vegetal, utilizada para a produção de energia (CENBIO, 2014). É a partir da biomassa que se obtém o biogás, combustível estudado aqui.

2.1.1.3 Emissões Veiculares – Ciclo Otto

As emissões de motores a combustão, há alguns anos, são controladas através de normas elaboradas para este fim, e, ano após ano, seus limites são reduzidos. Para atender os limites de emissões, cada vez mais novas tecnologias são desenvolvidas.

Estas emissões veiculares impactam na qualidade do ar, o que provoca vários efeitos na saúde humana e no meio ambiente (VASCONCELLOS, 2000). Os poluentes gerados pelos veículos também são responsáveis por problemas relacionados a mudanças climáticas (RIBEIRO et al, 2000).

Nos automóveis, as emissões podem ser provenientes da evaporação de combustível, emissões evaporativas, ou de gases expelidos no escapamento, emissões de descarga. No escapamento, estes produtos são gerados devido à combustão incompleta que ocorre na câmara de combustão, ou seja, quando o combustível queima com uma quantidade de ar diferente do valor estequiométrico (GUARIERO et al, 2011).

A quantidade de emissões na descarga está diretamente ligada ao modo de operação do veículo, sendo o fator λ o principal responsável pelo nível de emissões de poluentes (HEYWOOD, 1988). A Figura 2.4 apresenta esta influência

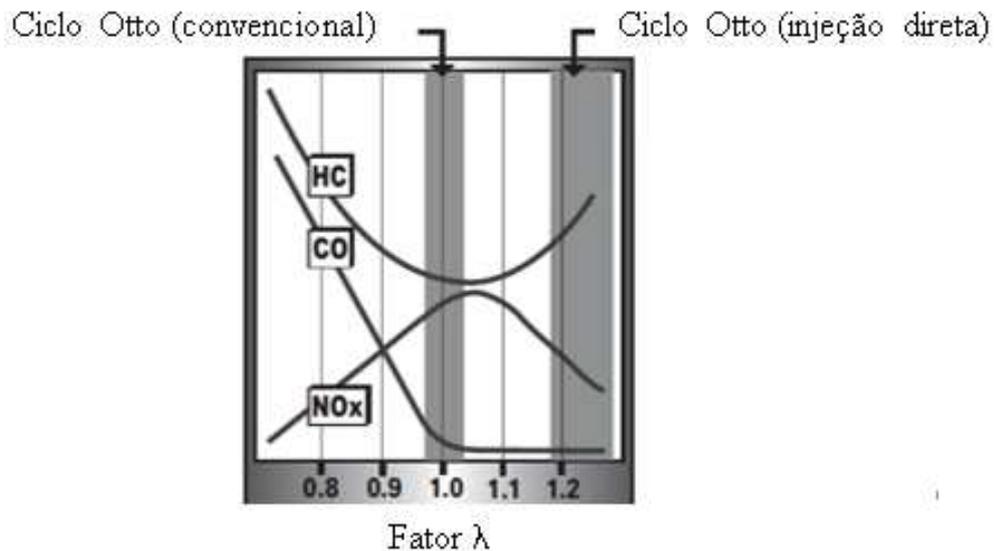


Figura 2.4 – Influência do fator λ nas emissões.

Fonte: Adaptado de Manavella, 2014.

Considerando que no interior da câmara de combustão ocorra combustão completa, os produtos da combustão deveriam ser H_2O , N_2 e CO_2 . Nos motores, na prática, o que ocorre é a combustão incompleta, onde os subprodutos resultantes deste tipo de reação compõem poluentes perigosos, tais como: CO, HC, NOx, material particulado e SO_2 .

As emissões de monóxido de carbono (CO), de dióxido de carbono (CO_2), de hidrocarbonetos (HC), de dióxido de enxofre (SO_2) e de óxidos de nitrogênio (NOx) podem ser chamadas de poluentes primários, uma vez que são lançados pelo escapamento do motor diretamente na atmosfera.

As emissões de dióxido de nitrogênio (NO_2) e de oxidantes fotoquímicos (ozônio) são ditas como poluentes secundários, pois sua formação se dá no contato com a atmosfera. O NO_2 é proveniente da reação do óxido nítrico (NO) com o ar, sendo o NO um poluente gasoso formado a partir da combustão em altas temperaturas. Outro poluente secundário, o ozônio (O_3) se dá a partir da reação de HC com NOx na presença de luz solar (ONURSAL et al, 1997).

2.1.1.3.1 Monóxido de Carbono - CO

O monóxido de carbono é um gás inodoro e incolor que pode ser proveniente de fontes naturais ou da combustão incompleta de combustíveis que possuem carbono em sua formulação. É um gás extremamente tóxico e no organismo humano reage com a hemoglobina presente no sangue causando redução dos níveis de O₂ transportado para as células.

A formação deste tipo de poluente é influenciada pela turbulência na câmara de combustão, a temperatura e o excesso de oxigênio existente na mistura. (ONURSAL et al, 1997). O CO é o resultado de um baixo tempo de residência do combustível em altas temperaturas, deste modo a sua oxidação para dióxido de carbono é impedida (DAVIS, 2000). A conversão do CO para CO₂, na atmosfera, é lenta, podendo levar de dois a cinco meses (ONURSAL et al, 1997).

2.1.1.3.2 Dióxido de Carbono – CO₂

O dióxido de carbono é um gás inodoro e pouco mais denso que o ar. Emissões deste gás contaminam o ar, contribuindo para o aumento do efeito estufa e do aquecimento global, mas ao ser humano ele não gera impactos.

2.1.1.3.3 Hidrocarbonetos – HC

Os hidrocarbonetos são constituídos de carbono e hidrogênio, mas para emissões este termo é estendido para incluir outros compostos orgânicos voláteis, tais como os álcoois e os aldeídos.

Diretamente, grande parte dos hidrocarbonetos não são prejudiciais à saúde, considerando concentrações identificadas no ar ambiente. Estes compostos podem ser divididos em dois grupos: os reativos e os não reativos. Os reativos contribuem para a formação de *smog* fotoquímico, quando reagem na presença de NO_x e de luz solar formando o ozônio. Os compostos não reativos são estáveis e não contribuem nas reações fotoquímicas, como o metano (CH₄).

As emissões tóxicas de hidrocarbonetos incluem benzeno, 1,3 butadieno, hidrocarbonetos poliaromáticos, e aldeídos. A presença de benzeno é originada da gasolina e da combustão incompleta de outros hidrocarbonetos presentes na gasolina, como o tolueno e o xileno (ONURSAL et al, 1997).

2.1.1.3.4 Dióxido de Enxofre – SO₂

O dióxido de enxofre é um gás estável, não explosivo, não inflamável e incolor (ONURSAL et al, 1997).

Na combustão, todo enxofre do combustível é convertido em SO₂ e SO₃, onde a combinação destes dois compostos pode ser chamada de SO_x. A redução dos níveis de SO_x nas emissões é possível de duas formas: ou é retirado o enxofre do combustível ou removê-lo dos produtos da combustão (TURNNS, 1996).

Os SO_x reagem com a umidade do ar e formam o ácido sulfuroso (H₂SO₃) e ácido sulfúrico (H₂SO₄). Estes ácidos podem ser transportados por ventos por centenas de quilômetros até formarem a chuva ácida (ONURSAL et al, 1997).

2.1.1.3.5 Óxidos de Nitrogênio - NO_x

Os óxidos de nitrogênio são produzidos no ambiente de combustão devido à reação química entre o nitrogênio presente no combustível e no ar atmosférico e os gases de temperatura elevada formados na combustão. Estas emissões, formadas a partir de combustível, são predominantes no motor, isto porque a sua ocorrência começa em temperaturas próximas a 1000 K (BRUNETTI, 2012).

Níveis baixos de emissões de NO_x ocorrem quando o consumo de combustível também é baixo. Em misturas pobres de combustível, as emissões de NO_x aumentam, em função do excesso de ar existente na mistura (JACONDINO, 2005).

Estes gases são extremamente tóxicos, contribuem para a chuva ácida e impactam na saúde humana.

2.1.2 Biogás

A mistura gasosa combustível chamada de biogás é obtida a partir da degradação de matéria orgânica, e esta pode ser de vários tipos, tais como resíduos de lixo doméstico, de atividades agrícolas, de lodo de esgoto entre outros. Com a utilização de biodigestores, especialmente planejados para produção de biogás, pode-se obter um combustível gasoso com alto poder calorífico e que apresenta menos gases tóxicos como resultado da combustão comparado à gasolina, além de ser uma maneira de aproveitamento do lixo orgânico. A composição do biogás, em sua grande maioria, é de 60% de metano, 35% de dióxido de carbono e os 5% restantes são compostos de uma mistura de gases como hidrogênio, nitrogênio, gás sulfídrico, monóxido de carbono, amônia, oxigênio e aminas voláteis. A quantidade de metano presente pode variar de 40 a 80% conforme a eficiência do processo (PECORA, 2006).

O biogás tem como principal componente o metano (CH_4), porém substâncias não combustíveis como água e dióxido de carbono (CO_2) reduzem a eficiência do processo de queima, pois absorvem parte da energia gerada na combustão (ALVES, 2000). O CH_4 potencializa o efeito estufa numa proporção 21 vezes maior que o CO_2 , logo, aumentando o aquecimento global. Assim, este metano produzido através da digestão anaeróbica, quando liberado diretamente a atmosfera causa grande impacto.

O biogás tem suas características dependentes da variação de pressão e temperatura e do teor de umidade. A umidade é uma propriedade de suma importância no processo de combustão, pois afeta a temperatura de chama, reduz o poder calorífico e interfere nos limites de inflamabilidade (PECORA, 2006). Já o poder calorífico é uma importante característica, pois mostra a quantidade de energia liberada na combustão completa considerando uma unidade de massa ou volume. Conforme a concentração do metano existente no biogás o poder calorífico pode variar de 4,95 a 7,92 kWh/m³ (COSTA, 2006). Para garantir um alto poder calorífico, rendimento térmico e eliminar a característica corrosiva do gás sulfídrico juntamente com água é necessário purificar e tratar o biogás. Este é um dos três motivos pelos quais é necessário o tratamento do biogás, os outros dois são devidos a necessidade de atender as especificações necessárias para cada aplicação (geradores, caldeiras, veículos) e padronizar o gás produzido. Dependendo da aplicação, faz-se necessário a remoção de compostos gasosos (ZANETTE, 2009), como mostra a Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Demonstrativo da necessidade de remoção de compostos conforme a aplicação do biogás.

APLICAÇÃO	H₂S	CO₂	H₂O
Caldeiras	<1000 ppm	Não	Não
Fogões	Sim	Não	Não
Cogeração	<1000 ppm	Não	Condensação do vapor
Combustível veicular	Sim	Recomendável	Sim
Rede de gás natural	Sim	Sim	Sim

Fonte: Zanette, 2009.

O potencial energético do biogás, considerando ele purificado, é similar ao GNC (Gás Natural Combustível), porém, quanto maior a quantidade de contaminantes na mistura menor será o seu poder calorífico (ALVES, 2000).

2.1.3 Motores a Biogás

O biogás usado como combustível em motores possui um conteúdo energético muito similar ao gás natural, que atualmente possui grande utilização em motores (SUZUKI et al, 2011). A principal característica do biogás, que possui influência direta no desempenho de um motor, é o poder calorífico, sendo que este é função do percentual de CH₄, da temperatura e da pressão absoluta. Outro item que deve ser considerado na utilização de biogás em motores é a velocidade de combustão que é função do percentual do componente inflamável, no caso o CH₄. A maior velocidade de combustão é identificada próxima a relação A/C para uma combustão ideal, o que contribui para um aumento rápido da temperatura e pressão (MIHIC, 2004).

Na indústria brasileira existem grupos geradores em que o motor é abastecido a biogás. Porém, todas as características do motor, tais como curvas de torque, de potência e rendimento são consideradas como se o motor fosse o original a gasolina (SOUZA et al, 2010).

Motores Diesel podem ser alterados de duas maneiras distintas para operar com biogás: a primeira delas é a operação do tipo bi-combustível, em que se obtém a ignição por injeção de combustível piloto; e a segunda utilizando somente o gás com ignição por faísca (MIHIC, 2004).

Para operações do tipo bi-combustível, é necessário sempre que, juntamente com o biogás, seja adicionado diesel, o que acarreta em uma manutenção maior do sistema. Este tipo

de configuração possui algumas limitações, como o fato de que não é possível dar partida sem o fornecimento de diesel para ignição porque pode-se ter um superaquecimento dos jatos de injeção de combustível quando o percentual de diesel estiver em valores menores que 15% do fluxo total de combustível (SUZUKI et al, 2011).

Os sistemas de ciclo Diesel, operados somente a gás, tem como principais alterações: retirada dos injetores; utilização de velas de ignição; de um carburador a gás e de redução da razão de compressão. Apesar de serem necessárias mais alterações no motor para este tipo de configuração, a utilização de biogás é mais adequada neste tipo de sistema (SUZUKI et al, 2011).

Os motores de ciclo Otto podem ser facilmente modificados para utilizar biogás, pois este tipo de motor é projetado para utilizar uma mistura de ar e de combustível com ignição por faísca. A principal modificação está no fornecimento de ar e no processo de mistura do ar ao biogás, substituindo o carburador de um motor que utiliza combustível em estado líquido, assim, o motor é controlado através da quantidade de biogás que é abastecido. Para otimizar este tipo de sistema é desejável um aumento na razão de compressão, o que possibilita um menor consumo de combustível e uma maior potência. De qualquer forma, a transformação de um motor Otto operado a gasolina para biogás terá como consequência uma produção de energia inferior do que quando operado a gasolina. Isso ocorre porque, ao deixar de utilizar gasolina para usar biogás a eficiência volumétrica do sistema é reduzida. Essa redução é devida ao fato de que em um mesmo volume de mistura, um combustível líquido possui maior energia que a mistura de um combustível gasoso. Além de todas estas características citadas, o biogás possui uma velocidade de combustão mais lenta que a gasolina e o álcool, mas é possível ajustar o sistema de ignição para trabalhar nesta condição (MIHIC, 2004).

A potência e o controle de velocidade de motores a biogás são realizados através da variação da vazão de abastecimento da mistura A/C por uma válvula do tipo borboleta. Quando esta válvula está fechada (efeito estrangulamento) há uma menor quantidade de mistura A/C, reduzindo a potência e a eficiência do motor (SUZUKI et al, 2011).

2.1.4 Trabalhos Realizados na Área

Conforme o estudo apresentado por Muñoz et al (2000), realizado com um motor Honda de 270 cm³ abastecido com biogás bruto e com razão de compressão e ponto de ignição da

gasolina inalterados, apresentou decréscimo nas curvas de torque e potência. Através das curvas pode-se observar uma redução em 50% de torque e de potência quando comparado ao mesmo ciclo operado a gasolina. A Figura 2.5 mostra esta redução.

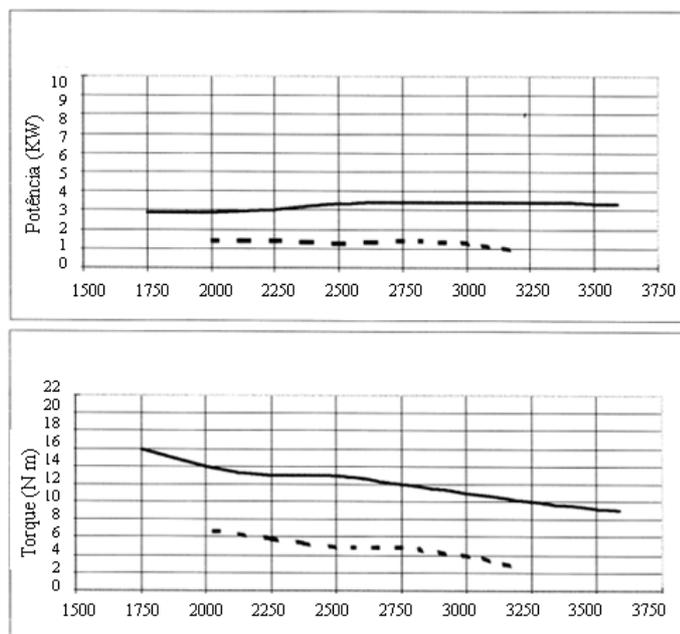


Figura 2.5 - Curvas de potência e torque, sendo a linha contínua referente à aplicação com gasolina e a tracejada, com biogás.

Fonte: Muñoz et al, 2000.

Nesse mesmo tipo de ciclo, HUANG et al (1998) analisaram o comportamento do motor injetando juntamente com biogás o gás carbônico em diferentes proporções. Neste estudo, puderam definir que a melhor razão de compressão para este sistema é de 13:1, pois atende as diferentes misturas estudadas, mas observaram também que em uma razão de 15:1, para algumas composições, há detonação. Souza et al (2004) em seu estudo mostrou que a maior potência obtida em um ciclo Otto operado a biogás foi a razão de compressão igual a 12,5:1. Isso porque, dentre as diversas configurações estudadas, nesta taxa de compressão e com o ponto de ignição adiantado em 45°, obteve-se uma potência 100% superior à configuração original com biogás.

Souza et al (2010) avaliaram o sistema de um motor, ciclo Otto, estacionário, operado com biogás. O motor utilizado foi um do tipo quatro tempos com 4077 W de potência nominal na rotação de 4200 RPM em um gerador de 2400 W operado a uma rotação de 3600 RPM. Neste estudo os autores compararam o funcionamento do sistema, na configuração original, a gasolina, com o abastecido a biogás. Para utilizar o biogás como combustível, foram realizadas

alterações no motor, tais como: uma abertura no venturi do carburador original para entrada do biogás; utilização de uma válvula de fluxo de baixa pressão (para controle da vazão); e avanço do motor em $+4,82^\circ$. Os resultados deste estudo mostraram que, para o sistema com gasolina, obteve-se uma potência média de 840,2 W, enquanto para o operado a biogás, a potência média identificada foi de 934,59 W. A tensão no sistema com gasolina apresentou-se maior que do sistema com biogás, 109 V no primeiro e 100,9 V no segundo. Os autores concluem que a configuração estudada neste trabalho, operada a biogás, é estável e pode ser operada somente com este combustível.

Porpatham et al. (2008) analisaram a influência da concentração de CO_2 no desempenho e emissões de um motor Otto operado a biogás. Para conseguir alterar a concentração de CO_2 presente no biogás foi utilizado hidróxido de cálcio ($\text{Ca}(\text{OH})_2$), que quando em contato com o CO_2 do biogás dá origem ao carbonato de cálcio (CaCO_3). Eles observaram neste trabalho que, com a redução dos níveis de CO_2 , houve um aumento da potência gerada pelo sistema, um aumento da faixa de operação para misturas ricas ar/combustível, além de um aumento na eficiência térmica. Mas para obter estes resultados foi necessário retardar a ignição na câmara de combustão para evitar a detonação. Sobre os níveis de emissões, este trabalho mostrou que, com a redução do CO_2 , os níveis de HC foram reduzidos, porém para misturas muito pobres houve acréscimo do nível de emissões de HC. Isto porque nesta situação o efeito da combustão incompleta é predominante. Já as emissões de NO_x aumentaram na proporção em que CO_2 era reduzido. Isto é justificado pelo fato de que quanto menor o percentual de CO_2 na mistura, maior será a admissão de CH_4 e O_2 , o que acarreta em valores de temperaturas de combustão maiores.

Outro estudo, Porpatham et al (2012), analisou a influência da razão de compressão no desempenho do motor operado a biogás. Como um motor do tipo Diesel possibilita maiores valores de razão de compressão que um do tipo Otto, este foi adaptado para trabalhar como ciclo Otto abastecido a biogás. Este trabalho mostrou que, em maiores valores de razão de compressão, observa-se um aumento na potência gerada, justificado por apresentar maior eficiência térmica nestas condições. Em misturas pobres verificou-se uma redução da potência com a carga do motor correspondente a 25% do total. Isso pode ser explicado pelo fato de que em misturas pobres a combustão ocorre incompleta, aumentando as emissões de HC e reduzindo a eficiência térmica da combustão. Nesta condição, apesar do aumento da razão de compressão, a potência gerada ainda era reduzida.

Campelo (2003) realizou um estudo de simulação de um sistema de cogeração para produção de vapor d'água utilizando GNV. Para a simulação foram utilizados os softwares: *SuperPro Designer*; @Risk for Excel e *Statistica*. Esta simulação considerou um sistema moto

gerador para produzir energia elétrica e vapor de água a partir da água de resfriamento do motor, já aquecida, considerando troca térmica com os gases de escape do motor. O motor gerador utilizado nesta análise é do fabricante Dresser Waukesha, modelo F11G, com um motor de 6 cilindros e uma razão de compressão de 10,0:1, tendo um consumo médio, entre 1200 e 1800 RPM, de 22,28 m³/h. Para as simulações foi considerada energia desejada fornecida pelo sistema de 80 kW, com 95% de eficiência do gerador e temperatura de saída dos gases em torno de 430 °C. A temperatura da água, proveniente do sistema de resfriamento, na entrada do trocador de calor igual a 98 °C. Nestas condições, o modelo de simulação proposto verificou que, após o trocador de calor, o vapor d'água apresentava uma temperatura de 115 °C. O autor conclui que o sistema proposto mostrou um bom aproveitamento da energia disponibilizada pelo combustível, e estima que 33,25% da energia foi transformada em elétrica e 46,25% aproveitada em forma de calor, num total de 79,5%. Por fim, o autor salienta que, para que o projeto seja viável economicamente, é necessário trabalhar com um motor que produza gases de escape em uma temperatura de 440 °C.

Berndsen (2007) apresentou um estudo de produção simultânea de eletricidade, calor e frio utilizando um sistema moto gerador, composto de um motor ciclo Otto, Volkswagen, modelo Parati 1997. O gerador utilizado foi fabricado pela empresa Kolbach, modelo 180 e apresenta 24 kW de potência ativa e 30 kW de potência aparente, além de 60 Hz de frequência. O sistema original a gasolina sofreu algumas alterações para operar também com GNV (89% de CH₄) para que um comparativo entre os dois combustíveis fosse possível. Para o sistema de aquecimento de água, os trocadores de calor utilizados foram de correntes opostas. No estudo foram utilizados dois trocadores de calor, o primeiro (TC1) utiliza o calor proveniente do fluido do ciclo de arrefecimento do motor para aquecer água a temperatura ambiente. Já o segundo trocador (TC2) utiliza os gases quentes do escape para aquecer a água na saída do TC1. O TC2 foi construído a partir de um silenciador automotivo e uma serpentina foi utilizada no duto de passagem dos gases para facilitar a troca térmica. Este estudo conclui que é viável a utilização de gases do escape para a produção de vapor d'água. O motor operado a GNV apresentou um consumo de 0,0271 kg/s e com gasolina um consumo de 0,00308 kg/s. O autor relata também que foi possível otimizar o sistema através da variação das vazões nos trocadores de calor. O rendimento de todo o sistema, trocador de calor TC1 e TC2 e o sistema de refrigeração, apresentou uma eficiência de 0,62, considerando a primeira Lei da Termodinâmica e 0,53 para a segunda Lei.

3 METODOLOGIA

O estudo propôs a análise de um moto gerador abastecido com biogás e o aproveitamento dos gases de escape para o aquecimento de água. Através de testes experimentais foram analisadas as condições críticas de funcionamento do motor com biogás e o comparativo deste motor porém abastecido com gasolina.

Os ensaios deste estudo podem ser divididos em duas partes, a primeira refere-se ao gerador abastecido com biogás e a segunda com gasolina. Os testes do aparato experimental com biogás foram realizados no local onde o combustível é produzido, purificado e analisado, na ECOCITRUS, empresa situada na região de Montenegro, Rio Grande do Sul. Já os ensaios com gasolina foram realizados na Universidade do Vale do Rio dos Sinos, situado na cidade de São Leopoldo, Rio Grande do Sul.

3.1 INSTRUMENTOS E EQUIPAMENTOS

3.1.1 Moto Gerador

Para a realização dos ensaios utilizou-se o gerador B4T-5000 BIO fabricado pela empresa Branco, conforme mostra a Figura 3.1.



Figura 3.1 – Moto gerador utilizado no estudo.

Fonte: Branco^a, 2014.

O moto gerador utilizado no estudo, do tipo monocilíndrico, é composto de um motor originalmente operado a gasolina alterado pelo fabricante para trabalhar com biogás. Para análise da condição do motor original a gasolina fez-se necessário alterar a razão de compressão do sistema. As Tabelas 3.1 e 3.2 apresentam as características do motor e do gerador utilizado.

Tabela 3.1 – Características do motor utilizado no experimento.

	Original Gasolina B4T 130H	Alteração para operar com biogás B4T 5000 bio
Potência máxima motor [cv]	13,0	10,0
Potência nominal motor [cv]	11,5	8,9
Cilindrada [cm ³]	389	389
Rotação máxima [rpm]	3600	3600

Tabela 3.2 – Características do gerador utilizado no experimento.

	Gerador B4T 5000 bio
Potência máxima [kW]	4,5
Potência nominal [kW]	4,0
Frequência [Hz]	60

3.1.2 Razão de Compressão do Motor

A razão de compressão é um parâmetro de suma importância para a operação de um motor, e como já mencionado, é a relação entre o volume total do cilindro, ou seja, com o pistão no PMI e o volume da câmara de combustão (MARTINS, 2011).

Como apresentado anteriormente, o motor utilizado neste experimento é do tipo a gasolina, cuja razão de compressão foi alterada, pelo fabricante, para trabalhar com biogás. A razão de compressão original, para o sistema operar a gasolina, é igual a 8,0:1 como apresenta a Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Dados do motor original a gasolina.

Original a Gasolina B4T13OH	
Potência máxima motor [cv]	13,0
Potência nominal motor [cv]	11,5
Cilindrada [cm ³]	389
Diâmetro do pistão [mm]	88
Curso do pistão [mm]	64
Razão de compressão	8,0:1
Rotação máxima [rpm]	3600

Fonte: Branco^b, 2014.

O motor adquirido para a realização deste estudo não disponibiliza, em catálogos, o valor da razão de compressão. Assim, a razão de compressão foi calculada utilizando a Equação 3.1.

$$rc = \frac{V_{cil} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (3.1)$$

onde rc é a razão de compressão, V_{cil} é o volume do cilindro com o pistão no PMI e V_{cc} é o volume da câmara de combustão.

Para determinar o cálculo do volume do cilindro com o pistão no PMI foi necessário identificar suas dimensões. Como o topo do pistão possui geometrias diferentes, o curso e o diâmetro foram verificados para cada região, A, B e C, conforme mostra a Figura 3.2.

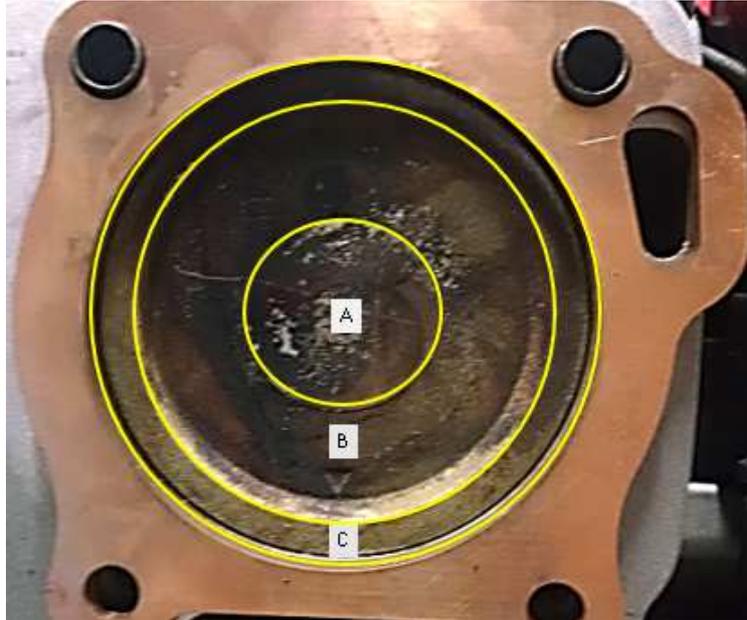


Figura 3.2 – Topo do pistão, separado por regiões para o cálculo do diâmetro e curso do pistão.

Fonte: Autor (2014).

A Figura 3.3 mostra a geometria do topo do pistão.

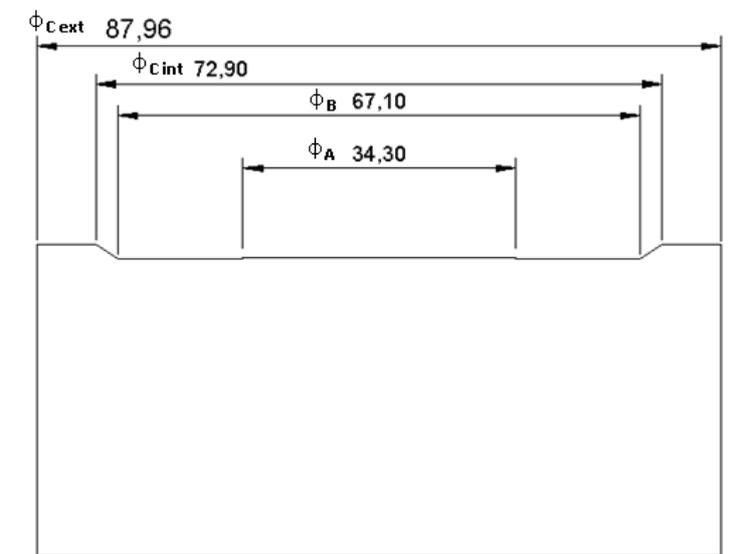


Figura 3.3 – Geometria do topo do pistão.

Fonte: Autor (2014).

Para realizar estas medições foram utilizados um relógio comparador de 10,0 mm com resolução de 0,01 mm, para garantir que o pistão estará no PMI e um paquímetro de

profundidade de 150 mm, com resolução de 0,05 mm, para identificar o curso do pistão no PMI. Primeiramente, o relógio comparador foi fixado no tanque de combustível do motor e então posicionado no pistão. Após a fixação do relógio comparador, o eixo foi movimentado no sentido horário e anti-horário para verificar o ponto zero do curso do pistão, o PMI, Figura 3.4. Com o PMI identificado, pode-se verificar o curso do pistão de cada uma das regiões apresentadas anteriormente, conforme Figura 3.5.



Figura 3.4 – Identificação do PMI do motor.

Fonte: Autor (2014).



Figura 3.5 – Identificação do curso do pistão.

Fonte: Autor (2014).

As dimensões identificadas do pistão estão apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Dimensões do pistão.

Dimensão	Símbolo	Valor
Diâmetro A [mm]	ϕ_A	34,30
Diâmetro B [mm]	ϕ_B	67,10
Diâmetro C interno [mm]	$\phi_{C \text{ int}}$	72,90
Diâmetro C externo [mm]	$\phi_{C \text{ ext}}$	87,96
Curso do pistão na região A [mm]	L_A	66,20
Curso do pistão na região B [mm]	L_B	66,45
Curso do pistão na região C [mm]	L_C	64,55

A Figura 3.6 mostra o curso do pistão para cada região do topo do pistão.

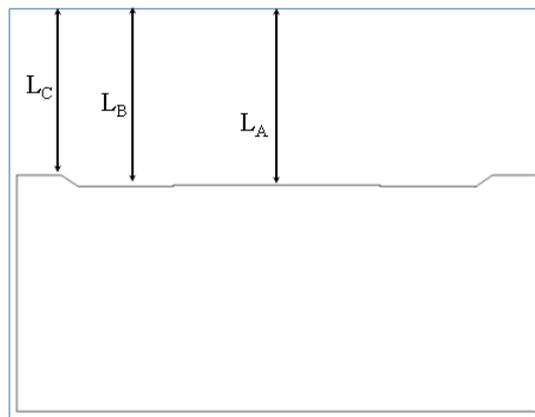


Figura 3.6 – Curso do pistão para cada região.

Fonte: Autor (2014).

A junta original, de grafite, do cabeçote possui uma espessura de 1,0 mm. Para efeito de cálculo, considerou-se que 10% desta espessura é comprimida após a montagem, assim a espessura da junta comprimida, L_J , é de 0,9 mm.

Com estes dados, considerando a geometria do pistão, e o volume do cilindro, V_{cil} , é calculado pela Equação 3.2.

$$V_{cil} = V_C + V_B + V_J - V_A \quad (3.2)$$

onde V_A é o volume da região A, V_B é o volume da região B, V_C é o volume da região C e V_J é o volume da junta comprimida.

Assim, a o volume do cilindro pode ser reescrito, como apresenta a Equação 3.3.

$$V_{cil} = \frac{\pi L_C (\phi_{C\ ext})^2}{4} + \left(\frac{\pi (L_B - L_C)}{3} \right) \left[\left(\frac{\phi_{C\ ext}}{2} \right)^2 + \left(\frac{\phi_{C\ ext} \phi_B}{2} \right) + \left(\frac{\phi_B}{2} \right)^2 \right] + \frac{\pi L_J (\phi_{C\ ext})^2}{4} - \frac{\pi (L_A - L_B) (\phi_A)^2}{4}$$

Para identificar o volume da câmara de combustão foi adicionado um volume conhecido na cavidade. Foi utilizado álcool, do tipo hospitalar 70%, para a determinação deste volume e uma placa de vidro sobre o líquido para posicioná-lo. Com o auxílio de uma pipeta graduada de 0,1 ml, foi possível adicionar 30,0 ml de álcool no volume da câmara de combustão. Esta atividade foi realizada em 25/09/2014 com temperatura ambiente igual a 20,5 °C. A Figura 3.7 mostra como este volume foi determinado.



Figura 3.7 – Identificação do volume da câmara de combustão.

Fonte: Autor (2014).

Assim, com o dimensional do pistão, seu curso e o volume da câmara de combustão pode-se determinar a razão de compressão em que o motor opera a biogás, cujo valor é igual a 10,2:1.

Para obter a razão de compressão mais próxima ao valor do motor original a gasolina, foi analisado quantas juntas de cobre com espessura de 1,0 mm seriam necessárias, considerando a permanência da junta original do conjunto. O objetivo era de chegar a um valor da razão de compressão próximo de 8,0:1. A Tabela 3.5 mostra os valores da razão de compressão encontrados conforme a quantidade de juntas utilizadas.

Tabela 3.5 – Cálculo da quantidade de juntas necessárias.

Espessura	Razão de
-----------	----------

	comprimida [mm]	compressão
1 junta de grafite (original)	0,9	10,2:1
1 junta de grafite (original) + 1 de cobre	1,9	9,1:1
1 junta de grafite (original) + 2 de cobre	2,9	8,2:1
1 junta de grafite (original) + 3 de cobre	3,9	7,4:1

Com esta análise, definiu-se acrescentar duas juntas de cobre ao conjunto cabeçote, além da junta original de grafite, para obter a razão de compressão de 8,2:1. As juntas foram confeccionadas na Universidade do vale do Rio dos sinos, a Figura 3.8 mostra as juntas de cobre que foram utilizadas.



Figura 3.8 – Juntas de cobre utilizadas para reduzir a razão de compressão do motor.

Fonte: Autor (2014).

Para o experimento, foram analisadas as condições de operação do motor e emissões com a razão de compressão de 8,2:1 e de 10,2:1. A Tabela 3.6 mostra a razão de compressão original do motor a gasolina, a alteração realizada pelo fabricante e o acréscimo de juntas de cobre para simular a condição inicial a gasolina.

Tabela 3.6 – Razão de compressão original, biogás e alteração para gasolina.

	Original Gasolina	Alteração para operar com biogás	Alteração para condição inicial a gasolina
Razão de compressão	8,0:1	10,2:1	8,2:1

3.1.3 Trocador de Calor

O potencial de cogeração do sistema, através da energia térmica disponível nos gases quentes do escapamento do motor, para o aquecimento de água, foi construído um trocador de calor do tipo duplo tubo com correntes opostas. A Figura 3.9 mostra o tipo de trocador de calor utilizado, a Figura 3.10 apresenta o trocador de calor construído e a Figura 3.11 o tanque de armazenamento de água.



Figura 3.9 – Trocador de calor de correntes opostas.

Fonte: Adaptado de Incropera (2008)



Figura 3.10 – Trocador de calor construído para realização do estudo.

Fonte: Autor (2014).



Figura 3.11 – Tanque de água e conexão de entrada no trocador de calor.

Fonte: Autor (2014).

A Tabela 3.7 apresenta os componentes do trocador de calor, conforme os números identificados na Figura 3.10.

Tabela 3.7 – Materiais utilizados no trocador de calor.

Materiais Utilizados	
1. Tubo de cobre	Diâmetro externo, $\phi_{\text{Cobre}_{\text{ext}}}$ [mm]: 35 Diâmetro interno, $\phi_{\text{Cobre}_{\text{int}}}$ [mm]: 30
2. Torneira para saída de água aquecida.	
3. Conexão PVC tipo T (2x)	Diâmetro externo, $\phi_{\text{Cx}_{\text{ext}}}$ [mm]: 60 Diâmetro interno, $\phi_{\text{Cx}_{\text{int}}}$ [mm]: 39
4. Tubo PVC 50 PN	Diâmetro externo, $\phi_{\text{T}_{\text{ext}}}$ [mm]: 50 Diâmetro interno, $\phi_{\text{T}_{\text{int}}}$ [mm]: 39 Comprimento, L [mm]: 1130
5. Mangueira para entrada de água.	
6. Suporte para o trocador de calor (2x)	
7. Tanque de água na entrada do trocador de calor	
8. Recipiente com massa conhecida para água na saída do trocador de calor.	

3.1.4 Resistências Elétricas

A variação da carga solicitada ao gerador foi realizado através de uma bancada de resistências elétricas com disjuntores. A bancada possui nove resistências do tipo bainha aletada com seus respectivos disjuntores, sendo oito com uma potência de 500 W e com 250 W . A Figura 3.12 mostra a bancada de resistências utilizada no estudo.

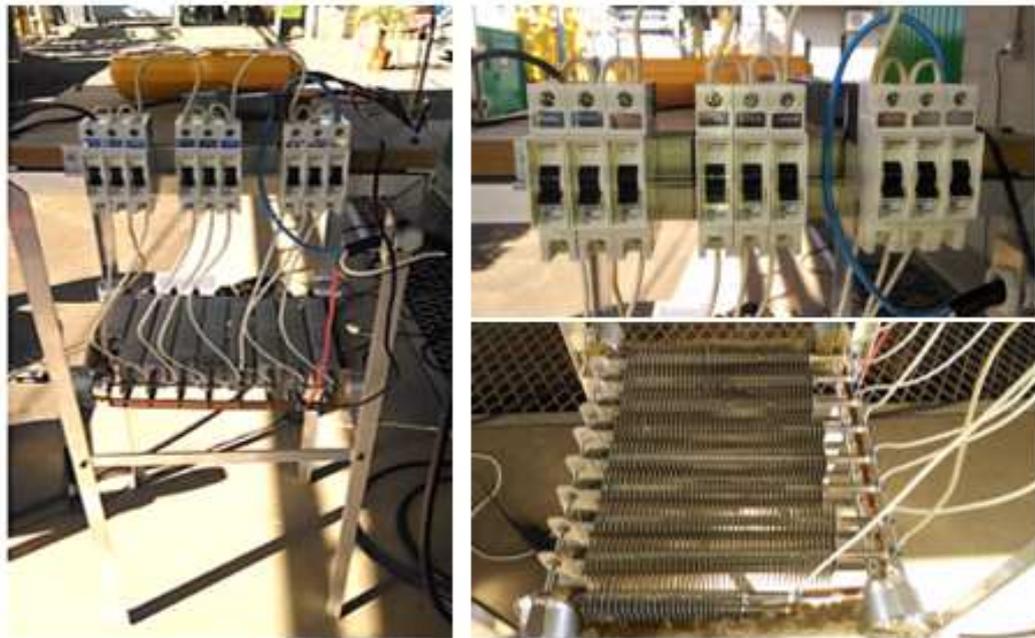


Figura 3.12 – Bancada de resistências.

Fonte: Autor (2014).

3.1.5 Instrumentação

Além do moto gerador, o aparato experimental é composto por instrumentos de medição. Estes tem como objetivo coletar dados do equipamento durante seu funcionamento em diversas condições, e do combustível para análise posterior. Os instrumentos utilizados estão listados na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Instrumentos de medição necessários no aparato experimental.

Instrumento de medição	Função aplicada ao aparato experimental	Fabricante	Modelo	Precisão
Rotâmetro para biogás	Verificar vazão de biogás fornecido.	OMEL	T Escala de 0 a 5 Nm ³	2%
Proveta para gasolina	Auxiliar na verificação de vazão consumida.		Escala de 0 a 100 ml	±5 mL
Analizador de gases	Identificar e mensurar os gases de exaustão.	Tecnomotor	TM 132	Conforme Tabela 3.9
Multímetro	Identificar a corrente e a tensão elétrica fornecida pelo gerador	Minipa	ET-3610	1%
Termômetro digital e Termopar tipo K (+) Chromel	Medir temperatura no escapamento.	Minipa	APPA MT-520	±0,75%

A Figura 3.13 mostra o analisador de gases utilizado e a Tabela 3.9 suas especificações.



Figura 3.13 – Analisador de gases utilizado no estudo.

Fonte: Autor (2014).

Tabela 3.9 – Especificação do analisador de gases utilizado no ensaio.

Variável	Faixa de medição	Exatidão	Resolução
HC - Hexano	0 – 20.000 ppm vol	4 ppm	1 ppm
HC - Propano	0 – 40.000 ppm vol	4 ppm	1 ppm
CO	0 – 10% vol	0,02%	0,01%
O ₂	0 – 20% vol	0,1%	0,01%
Temperatura	-10 – 140 °C		1 °C

Fonte: TECNOMOTOR, 2011.

A verificação da temperatura dos gases no escapamento, para cada carga aplicada ao gerador, foi realizada com o auxílio de um termopar do tipo K, como apresentado na Tabela 3.8. Para medição da temperatura na saída do escapamento, e também para a verificação das emissões, utilizou uma conexão do tipo T de cobre acoplada ao escapamento do motor e ao tubo de cobre do trocador de calor, Figura 3.14. Para verificação da temperatura dos gases na saída do trocador de calor utilizou-se a uma conexão similar acoplada no tubo de cobre do trocador de calor, Figura 3.15.



Figura 3.14 – Ponto de medição da temperatura dos gases na saída do escapamento e dos níveis de emissões.

Fonte: Autor (2014).



Figura 3.15 – Verificação da temperatura de saída dos gases no trocador de calor.

Fonte: Autor (2014).

O layout do aparato experimental para biogás está apresentada na Figura 3.16. e para o sistema a gasolina, na Figura 3.17.

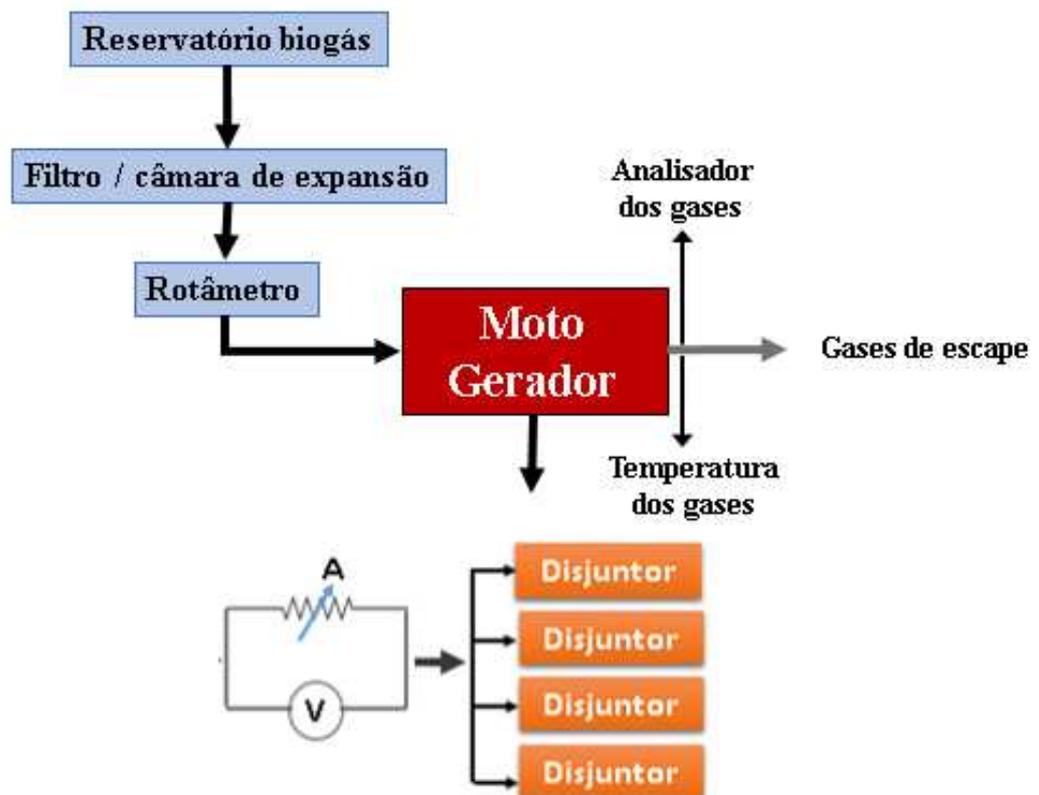


Figura 3.16 – *Layout* do aparato experimental com biogás.

Fonte: Autor (2014).

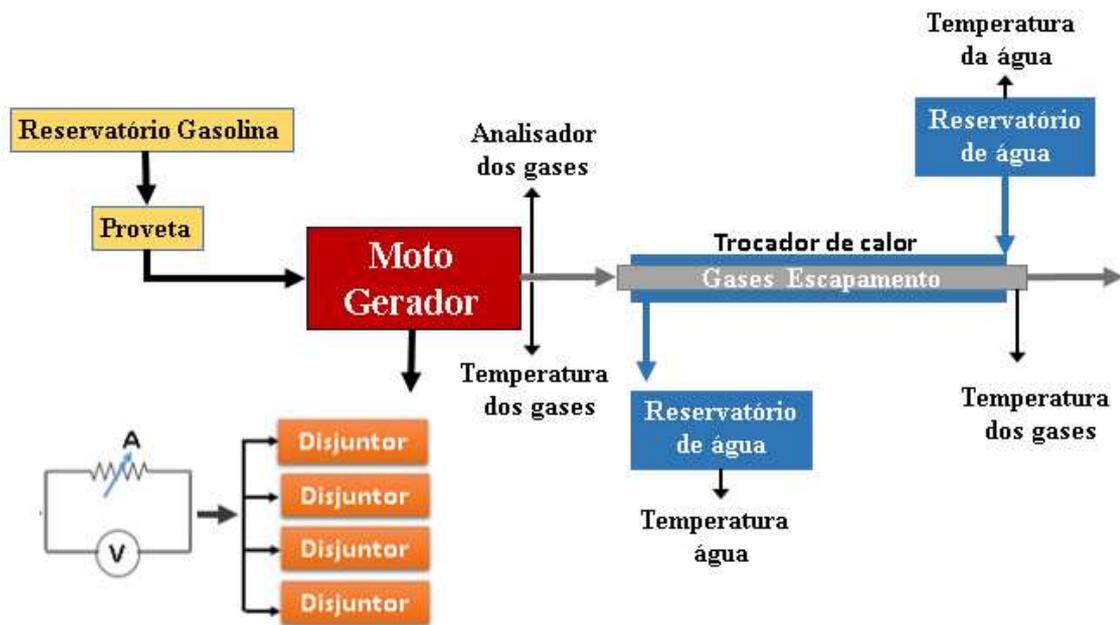


Figura 3.17 - *Layout* do aparato experimental com gasolina.

Fonte: Autor (2014).

3.2 PROCEDIMENTOS DE ENSAIO

Como metodologia de estudo, para as análises com biogás e com gasolina, serão estudados os seguintes dados:

1. Potência elétrica em diferentes cargas;
2. Consumo de combustível;
3. Eficiência do sistema;
4. Potência térmica no trocador de calor;
5. Emissões de gases.

3.2.1 Potência Elétrica Gerada

Para cada tipo de combustível estudado foram realizados três ensaios com a razão de compressão do motor como fornecido pelo fabricante, 10,2:1, e mais três ensaios com a razão de compressão alterada para a condição original do motor, 8,2:1. Em cada teste realizado foram

aplicadas seis cargas através dos disjuntores, sendo que cada carga corresponde a aproximadamente 0,50 kW. A carga 0 trata-se do funcionamento do equipamento sem carga no gerador, a carga 1 aproximadamente 0,5 kW, carga 2 1,0 kW e assim por diante até 3,0 kW.

Antes do início de cada ensaio, primeiramente, o motor é colocado em funcionamento para aquecimento. Após, para ambos combustíveis, a cada carga, partindo com o gerador sem carga, foram verificados: a potência elétrica gerada pelo sistema a vazão mássica de combustível; as emissões de gases (CO, HC, O₂) e a temperatura dos gases na saída do escapamento.

Durante os testes, alguns dados do sistema em estudo foram verificados diretamente através da instrumentação realizada. Os dados de frequência, corrente elétrica, tensão e potência elétrica gerada foram medidos através do multímetro. Sendo que a potência também pode ser calculada através da Equação 3.4.

$$P_E = V I \quad (3.4)$$

onde P_E é a potência elétrica, V é a tensão elétrica e I a corrente elétrica.

3.2.2 Consumo Específico

O consumo específico de combustível em cada teste realizado para as diferentes cargas foi calculado através da Equação 3.5.

$$CE = \frac{\dot{V}_{\text{comb}}}{P_E} \quad (3.5)$$

onde CE é o consumo específico, \dot{V}_{comb} a vazão volumétrica de combustível e P_E é a potência elétrica.

3.2.3 Eficiência

Para a análise de eficiência, é importante salientar que, como os testes foram realizados no motor acoplado ao gerador, não será possível determinar a eficiência considerando a eficiência térmica somente do motor. A eficiência do sistema foi analisada considerando a eficiência do gerador elétrico em condições de operação e a eficiência do motor de combustão interna estimada. A Equação 3.6 mostra o cálculo realizado para determinar a eficiência do sistema.

$$\eta = \frac{P_E}{\dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI}_{\text{comb}}} \quad (3.6)$$

onde η é a eficiência do conjunto moto gerador, PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível e \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível consumido.

3.2.4 Cogeração

Os testes experimentais do sistema de cogeração foram realizados com o motor abastecido com gasolina, primeiramente na razão de compressão de 8,2:1 seguido da razão de 10,2:1. Em ambas razões de compressão foram realizados testes com 50% e 100% de carga aplicada no gerador.

Durante os ensaios foram identificados: as emissões no escapamento; as temperaturas de entrada e de saída dos gases no trocador de calor; a vazão volumétrica de combustível consumido e a vazão mássica de água no trocador de calor. A vazão mássica de água foi identificada pesando-se a quantidade de água, em massa, durante um determinado período de tempo.

A vazão volumétrica de combustível foi verificada através da variação do volume na proveta em um determinado período de tempo. Esta vazão foi utilizada para conhecer a vazão mássica de combustível consumido, valor obtido através do produto da vazão volumétrica e a massa específica do combustível. Com a vazão mássica e a relação A/C_{REAL} , obtida pela análise dos gases de escape, foi possível conhecer a vazão mássica de ar admitido para o processo de

combustão. Em seguida foi verificada a vazão mássica total de gases no escapamento. As Equações 3.7 e 3.8 mostram estas relações

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{comb}} A / C_{\text{REAL}} \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_{\text{gases}} = \dot{m}_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{ar}} \quad (3.8)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar admitido, e \dot{m}_{gases} é a vazão mássica total de gases no escapamento.

O potencial de energia existente disponível para troca térmica, ou seja, a energia sensível liberada pelos gases do escapamento foi verificada, analiticamente para cada configuração, utilizando a Equação 3.9, (INCROPERA, 2008).

$$q_{\text{pot}} = \dot{m}_{\text{gases}} C_{p_{\text{gases}}} (T_1 - T_{\text{amb}}) \quad (3.9)$$

onde q_{pot} é o potencial de energia existente disponível para troca térmica, $C_{p_{\text{gases}}}$ é o calor específico dos gases no escapamento, T_1 é a temperatura dos gases na entrada do trocador de calor e T_{amb} é a temperatura ambiente.

Os valores de C_p , para os gases de escape, foram identificados através do gráfico apresentado na Figura 3.18.

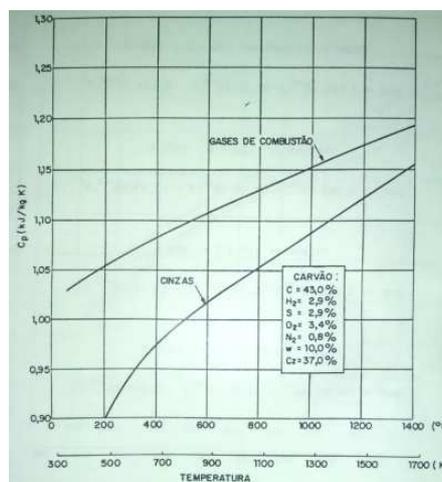


Figura 3.18 – Cp gases de combustão.

Fonte: Bazzo, 1992.

A taxa de transferência de calor efetiva no trocador de calor foi identificada pela Equação 3.10 (INCROPERA, 2008).

$$q = \dot{m}_{\text{gases}} C_{p_{\text{gases}}} (T_1 - T_2) \quad (3.10)$$

onde q é a taxa de transferência de calor efetiva e T_2 é a temperatura de saída dos gases no trocador de calor

Para determinar o valor do produto U.A do sistema foi utilizada a Equação 3.11 (INCROPERA, 2008).

$$q = UA \Delta T_{\text{ml}} \quad (3.11)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de troca térmica e o ΔT_{ml} é a média logarítmica das diferenças de temperatura.

A Equação 3.12 mostra como é calculado a média logarítmica das diferenças de temperatura, (INCROPERA, 2008).

$$\Delta T_{\text{ml}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (3.12)$$

onde t_1 é a temperatura da água na entrada do trocador de calor e t_2 é a temperatura da água na saída do trocador de calor.

Para identificar a máxima transferência de calor possível, primeiramente é necessário conhecer a capacidade calorífica mínima do sistema. As Equações 3.13 e 3.12 apresentam o cálculo da capacidade calorífica (INCROPERA, 2008).

$$C_{\text{gases}} = \dot{m}_{\text{gases}} C_{p_{\text{gases}}} \quad (3.13)$$

$$C_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}} C_{p_{\text{água}}} \quad (3.14)$$

onde C_{gases} é a taxa de capacidade calorífica dos gases de exaustão e $C_{\text{água}}$ é a taxa de capacidade calorífica da água.

O valor de capacidade calorífica de menor valor é definido como $C_{\text{mín}}$ e o maior é o $C_{\text{máx}}$. Assim a relação de transferência de calor máxima pode ser calculada através da Equação 3.15, (INCROPERA, 2008).

$$q_{\text{máximo}} = \dot{m}_{\text{gases}} C_{p_{\text{gases}}} (T_1 - t_1) \quad (3.15)$$

A efetividade de cada sistema foi determinada através da Equação 3.16, (INCROPERA, 2008).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\text{máximo}}} \quad (3.16)$$

A análise de cogeração do sistema com biogás foi estimada através do método da Efetividade-NUT. Para que fosse possível esta análise, algumas premissas foram consideradas. A primeira delas é referente ao produto U.A. A análise para biogás considera o mesmo trocador de calor utilizado para a gasolina, razão de 10,2:1, e a mesma vazão mássica de água existente nesta condição. A única diferença existente, entre o produto do coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica da gasolina e do biogás, é a influência da vazão mássica dos gases do escapamento. Para identificar esta influência foi considerado um escoamento turbulento, completamente desenvolvido em que o fluido passa no interior de um tubo circular liso. O número de Reynolds, para escoamento interno, Equação 3.17, a influência maior está na vazão mássica uma vez que o trocador de calor é o mesmo e os fluidos quentes que o percorrem, em cada situação, são semelhantes.

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_{\text{gases}}}{\pi D \mu} \quad (3.17)$$

onde Re_D é o número de Reynolds para escoamento interno, D é o diâmetro do tubo e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Assim, o valor do número Nusselt local, para este tipo de escoamento, pode ser definido conforme equação de *Dittus-Boelter*, Equação 3.18, (INCROPERA, 2008).

$$\text{Nu}_D = 0,023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^n \quad (3.18)$$

onde Nu_D é número de Nusselt para este tipo de escoamento, Pr é o número de Prandtl, sendo n igual a 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento.

O coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser verificado através da Equação 3.19 (INCROPERA, 2008).

$$\text{Nu}_D = \frac{hD}{k} \quad (3.19)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção e k é a condutividade térmica.

Através das Equações 3.17, 3.18 e 3.19 apresentadas, é possível verificar a influência da vazão mássica dos gases no coeficiente de transferência de calor por convecção. Este coeficiente, para a configuração de trocador de calor estudada, é diretamente proporcional ao produto $U.A$, porque a resistência térmica dos gases é a dominante. O que permite escrever a Equação 3.20.

$$h = f(\dot{m}_{\text{gases}}^{4/5}) \quad (3.20)$$

Assim, as propriedades dos gases no escapamento do motor com biogás e com gasolina são semelhantes, é possível afirmar que a diferença, em percentual, entre o coeficiente de transferência de calor por convecção da gasolina e do biogás, é proporcional à diferença de vazão mássica elevada ao expoente “0,8”. Assim, pode-se estimar o produto $U.A$ para o biogás, através do valor identificado no motor com razão 10,2:1 abastecido a gasolina.

Com o produto $U.A$ do biogás estimado é possível utilizar o método da Efetividade-NUT, Equações 3.22 e 3.23 (INCROPERA, 2008).

$$\text{NUT} = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.22)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.23)$$

onde NUT é o número de unidades de transferência e C_r é a razão entre as relações de capacidade caloríficas.

Com estes dados, através da equação da efetividade de um trocador de calor, escoamento do tipo contracorrente, é possível identificar a efetividade do trocador de calor, ε ., pela Equação 3.24.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1) \quad (3.24)$$

Com o valor da efetividade identificado é possível encontrar a potência térmica q , para o biogás utilizando a Equação 3.16 já apresentada. Os valores de q_{pot} e $q_{máximo}$ foram calculados conforme apresentado anteriormente para as análises com gasolina.

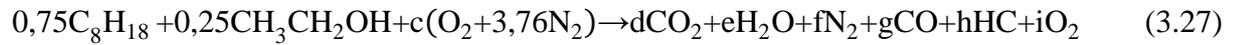
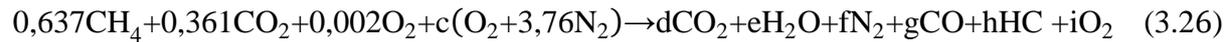
A eficiência global do sistema moto gerador e cogeração pode ser calculada através da Equação 3.25.

$$\eta_G = \frac{P_E + q}{\dot{m}_{comb} PCI_{comb}} \quad (3.25)$$

onde η_G é a eficiência global do sistema moto gerador e cogeração.

3.2.5 Análise de Emissões

Como já citado neste estudo, a combustão que ocorre dentro da câmara de combustão não é ideal, o que produz emissões do tipo CO, HC, O₂ e NO_x. Para identificar como é a equação real de combustão, nas condições estudadas, foram utilizados os resultados de cada medição de gases na saída do escapamento. Como o analisador de gases utilizado não realizou as medições dos valores de emissões para o NO_x e, conforme estudo apresentado por LEMOS (2013), que os valores de NO_x são inferiores a 400 ppm para biogás e menores que 200 ppm para gasolina, a medição de NO_x foi descartada para ambos combustíveis. Assim, as equações de combustão para o biogás e para a gasolina podem ser escritas conforme mostram as Equações 3.26 e 3.27 respectivamente.



onde, nas Equações 3.25 e 3.26 os valores dos coeficientes “g”, “h” e “i” são identificados através do analisador de gases e os valores “c”, “d”, “e” e “f” através da estequiometria da reação.

Com estas informações é possível identificar o fator λ , que indica como ocorreu a combustão no motor. Como apresentado anteriormente, trata-se da razão entre A/C_{REAL} e A/C_{IDEAL} . Para cada combustível, através das emissões verificadas no escapamento e da estequiometria da reação verificou-se os valores de λ em cada condição estudada.

3.3 TESTES COM BIOGÁS

Os testes com biogás foram realizados na ECOCITRUS, empresa situada na região de Montenegro. Neste local o biogás é produzido, purificado e armazenado em bolsas de gás, conforme Figura 3.19.

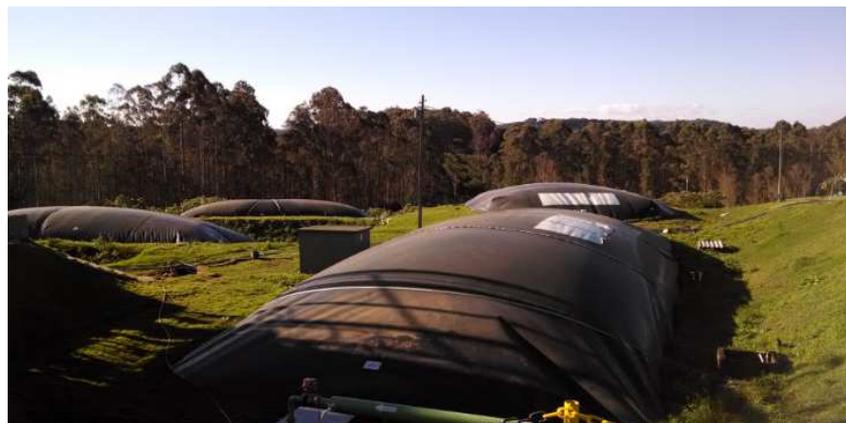


Figura 3.19 – Bolsas onde o biogás é armazenado.

Fonte: Autor (2014).

3.3.1 Aparato Experimental

Para a realização dos testes foi utilizado biogás purificado, com nível de H_2S inferior a 100 ppm, sendo este disponibilizado para o uso diretamente da bolsa de armazenamento, à pressão atmosférica. Na sequência o biogás é direcionado a dois tubos, sendo o primeiro deles um filtro de gás e o segundo uma câmara de expansão, equipamento que faz parte do conjunto gerador B4T-5000 BIO. A Figura 3.20 apresenta como é este equipamento e a Figura 3.21 mostra a montagem dele no aparato experimental.

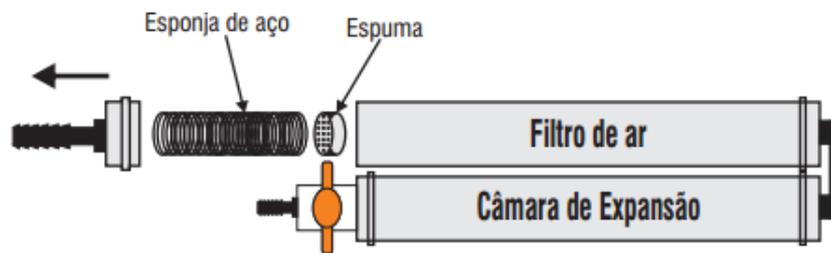


Figura 3.20 – Filtro de ar e câmara de expansão.



Figura 3.21 – Filtro de ar e câmara de expansão montado no aparato experimental.

Fonte: Autor (2014).

Após a câmara de expansão o biogás é direcionado para a alimentação do gerador, Figura 3.22.



Figura 3.22 – Alimentação de biogás no motor.

Fonte: Autor (2014).

O rotâmetro, para a verificação da vazão de combustível, em Nm^3/h , utilizado nos testes com biogás, é apresentado na Figura 3.23.

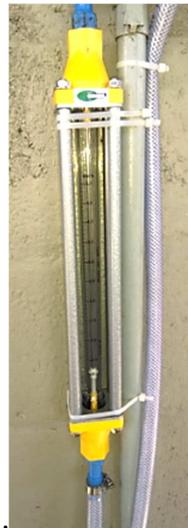


Figura 3.23 – Rotâmetro utilizado nos testes com biogás.

Fonte: Autor (2014).

3.3.2 Testes

Primeiramente foram realizados testes com a razão de compressão alterada pelo fabricante do motor para uso com biogás, 10,2:1. Durante a fase de aquecimento do motor, este apresentou instabilidade no seu funcionamento, isso ocorreu pois o controle de admissão de A/C é mecânico, não há ajuste. Então a vazão de combustível foi ajustada através do controle da abertura da válvula de alimentação de biogás até que o motor estabilizasse.

Foram realizadas três análises nestas condições, com temperatura ambiente igual a 22 °C e pressão atmosférica de 1 atm. Para cada teste, mesmo sendo realizados no mesmo dia, houve variação do percentual dos componentes do biogás. Esta variação está apresentada na Tabela 3.10 e é devida a utilização do combustível armazenado nas bolsas de gás. Para efeito de cálculo e comparativo com os demais testes que foram realizados, foram utilizados os dados do TESTE 3 como referência. Foi definido assim pois, apesar dos resultados dos testes serem semelhantes, não é possível fazer uma média dos valores identificados uma vez que cada teste utilizou concentrações diferentes de CH₄, CO₂ e O₂ no combustível.

Tabela 3.10 – Composição do biogás utilizado.

	TESTE 1	TESTE 2	TESTE 3
CH ₄ [%]	68,0	64,4	63,7
CO ₂ [%]	31,8	35,3	36,1
O ₂ [%]	0,2	0,3	0,2

Para a razão de compressão igual a 8,2:1 o motor não estabilizou, mesmo na condição sem carga o motor não conseguiu entrar em operação. Com o intuito de compensar a baixa razão de compressão, foram alteradas as vazões da alimentação de biogás, em valores iguais a 0,5, 1,5 e 2,5 Nm³, porém não foi suficiente para estabilizar e obter o funcionamento completo do sistema. Os testes com razão de compressão de 8,2:1 para o biogás, pelo motivo apresentado acima, foram descartados.

Considerando somente o teste com a razão igual a 10,2:1, para identificar o poder calorífico do biogás, foi utilizada a fórmula de Dulong. Esta equação propõe que o calor de combustão de um determinado composto é equivalente a soma dos calores liberados, através da reação de combustão, de cada elemento integrante. A Equação 3.27 apresenta a equação de Dulong para o cálculo do poder calorífico inferior, kcal/Nm³ (OKAMURA, 2013).

$$\text{PCI}=3050 \cdot \text{CO}+2580 \cdot \text{H}_2+8530 \cdot \text{CH}_4+13500 \text{C}_2\text{H}_2+14050 \text{C}_2\text{H}_4 \quad (3.27)$$

Para o cálculo do poder calorífico do biogás a Equação 3.28 pode ser escrita novamente conforme a Equação 3.28.

$$\text{PCI}=8530 \text{CH}_4 \quad (3.28)$$

Como a Equação 3.28 fornece um valor de PCI em kcal/Nm³ e para efeito de cálculo é interessante utilizar esta equação em MJ/kg, este valor foi convertido para MJ/kg considerando a massa específica, sendo esta identificada através da Equação 3.29. A Tabela 3.11 mostra o PCI de cada amostra de biogás utilizada para a realização dos testes.

$$\rho = \frac{PM}{RT} \quad (3.29)$$

onde ρ é a massa específica, P é a pressão atmosférica, R é a constante universal dos gases, M é a massa molecular da mistura gasosa e T é a temperatura do gás.

Tabela 3.11 – Poder calorífico inferior e a massa específica do biogás utilizado nos testes, $P=101325$ Pa e $T=295,15$ K.

	TESTE 1	TESTE 2	TESTE 3
CH ₄ [%]	68,0	64,4	63,7
PCI [MJ/kg]	23,60	21,49	21,09
ρ [kg/m ³]	1,03	1,07	1,08

3.4 TESTES COM GASOLINA

Os testes com gasolina foram realizados no Laboratório de Motores da Universidade do Vale do Rio dos Sinos. A gasolina utilizada em cada um dos testes é do tipo C, gasolina comum comercializada no Brasil. Conforme Resolução CIMA Nº 1, de 28.02.2013 - DOU 1.3.2013 a gasolina tipo C contem 25% de álcool anidro adicionado a mistura (ANP; 2014). A Tabela 3.12 mostra as características da gasolina utilizada no estudo.

Tabela 3.12 – Características da gasolina utilizada no estudo.

PCI [MJ/kg]	ρ [kg/m ³]
42,678	754,25

Fonte: ANP (2014)

Os testes foram realizados para as relações de compressão de 10,2:1 e 8,2:1, e para cada uma divididos em duas partes:

- G1: sem o trocador de calor acoplado no escapamento do motor;
- G2: com o trocador de calor acoplado no escapamento do motor, para as cargas de 50 e 100%.

3.4.1 Aparato Experimental – Teste G1

O aparato experimental montado para a realização do teste G1 é muito semelhante ao realizado para o biogás, porém com algumas alterações. Estas alterações foram necessárias devido a alteração do tipo de combustível utilizado no motor.

A primeira alteração realizada foi a vedação da conexão de entrada de biogás existente no motor original, utilizando fita isolante. A Figura 3.26 mostra a conexão de entrada de biogás vedada.

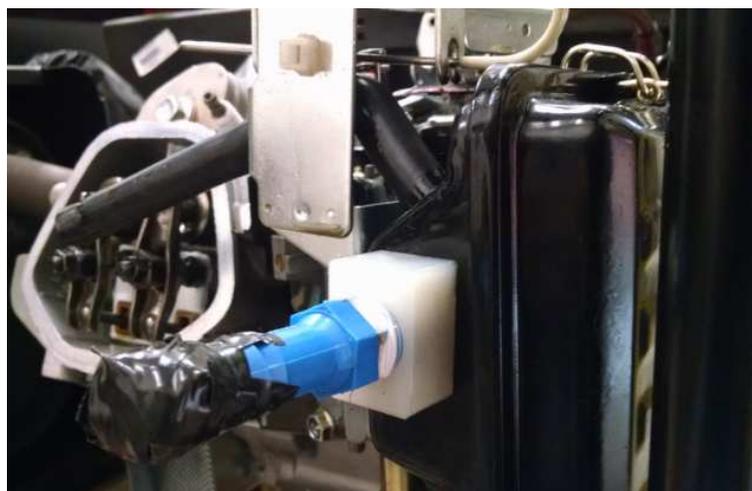


Figura 3.24 – Conexão de alimentação de biogás fechada para utilização a gasolina.

Fonte: Autor (2014).

Após, para a verificar o consumo de combustível, utilizou-se uma proveta graduada, onde a vazão de combustível consumido foi verificada através da razão entre a quantidade consumida em um determinado período de tempo. A mangueira na saída da proveta foi conectada na alimentação de combustível do motor. As Figuras 3.25 e 3.26 mostram a alimentação de combustível líquido no motor.



Figura 3.25 – Proveta conectada na entrada de combustível

Fonte: Autor (2014).



Figura 3.26 – Alimentação de combustível líquido

Fonte: Autor (2014).

3.4.2 Aparato Experimental – Teste G2

Para o teste G2, além das alterações já realizadas no G1 foi acoplado ao escapamento do motor o trocador de calor, e a esse foram conectados o trocador o reservatório de entrada e de saída de água do sistema.

3.4.3 Realização dos Testes G1 e G2

Para cada razão de compressão estabelecida no estudo, foram realizados os testes G1 e G2 apresentados anteriormente, com três repetições para cada teste. Primeiramente, foi testado o motor com a razão de compressão de 8,2:1, mais próxima ao valor original do motor a gasolina. Nesta razão de compressão o motor apresentou um bom funcionamento, porém de 0 a 50% de carga ocorreu um pouco de instabilidade necessitando trabalhar com o afogador do motor semi acionado, tanto no teste G1 como no G2. Com o afogador é possível restringir a entrada de ar na alimentação, e desta forma, o motor estabilizou com o afogador acionado, e isso mostra que nestas cargas a alimentação de ar é superior a necessidade do sistema. A Figura 3.27 mostra a posição em que o afogador foi posicionado entre 0 e 50% de carga, restringindo a entrada de ar. Para as demais cargas não houve a necessidade de acionar o afogador.



Figura 3.27 – Posição do afogador nos testes realizados de 0 a 50% de carga.

Fonte: Autor (2014).

Na razão de 10,2:1 o motor apresentou a mesma situação da razão de 8,2:1, entre 0 e 50% de carga, ou seja, instabilidade, necessitando trabalhar com o afogador semi acionado

como mostrado anteriormente. Para as demais cargas, o motor apresentou estabilidade sem a necessidade de acionar o afogador.

Como a composição da gasolina é fixa e os valores identificados em cada teste, G1 e G2, foram semelhantes, os valores utilizados para análise são uma média dos resultados identificados em cada teste, para cada condição.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresentará os resultados identificados no presente estudo para as análises com biogás (10,2:1) e com gasolina (8,2:1 e 10,2:1), e as discussões sobre os mesmos. No teste realizado com biogás, na razão de 8,2:1, como descrita anteriormente, o motor não apresentou condições de funcionamento, mesmo alterando a vazão. Isto é justificável pois, para compensar o baixo poder calorífico do biogás, é necessário trabalhar com relações de compressão mais elevadas. O motor também foi testado com biometano, 98% de CH_4 , também produzido na ECOCITRUS, porém não estabilizou em nenhuma das relações de compressão estudadas. Isto pode ter ocorrido devido o sistema de regulagem de alimentação de ar não ser projetado para esta situação.

4.1 POTÊNCIA ELÉTRICA GERADA

O sistema de resistências elétricas utilizado para alterar a carga do gerador possui resistências de 500 W em 220 V e como o gerador trabalha em 240 V, a potência de cada resistência será um valor maior que o previsto. E como o sistema que compõe o grupo gerador é o mesmo para todos os testes realizados, a potência gerada pelo sistema, para cada situação estudada foram muito próximos. A Figura 4.1 mostra um gráfico com a potência gerada para cada situação estudada.

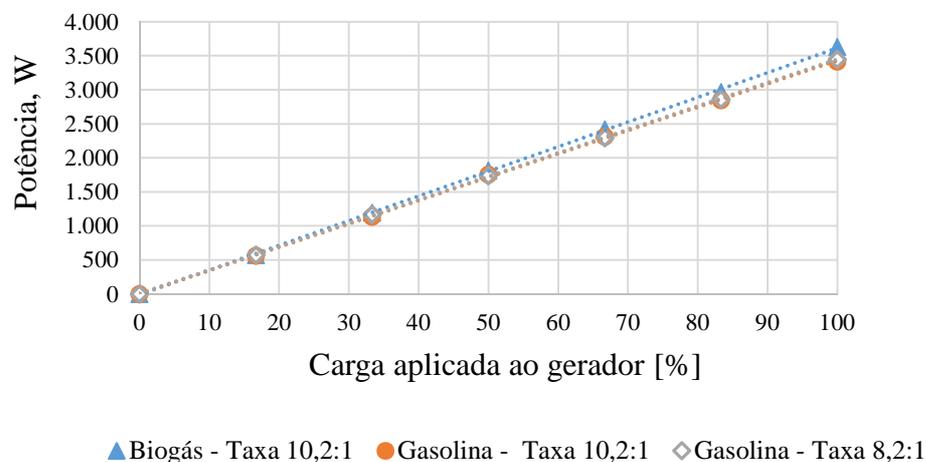


Figura 4.1 - Potência gerada pelo sistema.

4.2 CONSUMO ESPECÍFICO E EFICIÊNCIA

O consumo específico identificado nos testes realizados está apresentado na Figura 4.2.

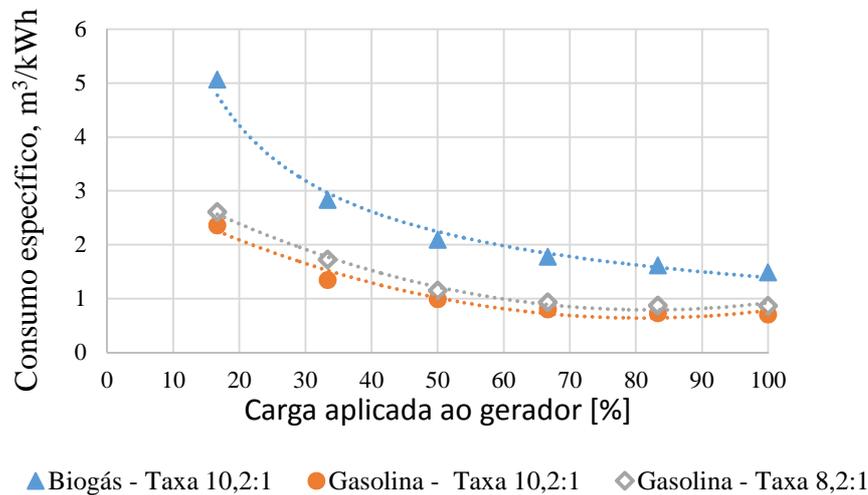


Figura 4.2 – Consumo específico identificado nas configurações estudadas.

A Figura 4.2 permite identificar que, para gerar valores semelhantes de potência, o biogás consome mais combustível que as duas configurações com gasolina. Isto é justificável pois seu poder calorífico é inferior ao da gasolina.

Outra questão importante é que, à medida que a carga aplicada no gerador aumenta, o consumo específico de combustível cai. Isto ocorre porque o sistema moto gerador analisado possui alimentação de combustível com controle mecânico, não sendo possível ajustar para baixas cargas aplicadas no gerador. Assim, o consumo específico tende a diminuir em condições de melhor operação do sistema, ou seja, mais próximo da potência nominal do gerador, 100% de carga aplicada.

Pode-se observar também que o consumo específico é maior na razão de compressão de menor valor analisada, ou seja, de 8,2:1. Esta condição ocorre pois, como apresentado por Dal Bem et al (2008), a razão de 10,2:1 possui maior eficiência de conversão de energia do combustível em energia térmica que a razão de 8,2:1. Assim, é possível obter um melhor aproveitamento da energia liberada pelo combustível, resultando em uma maior pressão no interior dos cilindros e menor consumo específico.

A eficiência do sistema é um parâmetro inversamente proporcional ao consumo específico. A Figura 4.3 mostra a eficiência dos sistemas estudados.

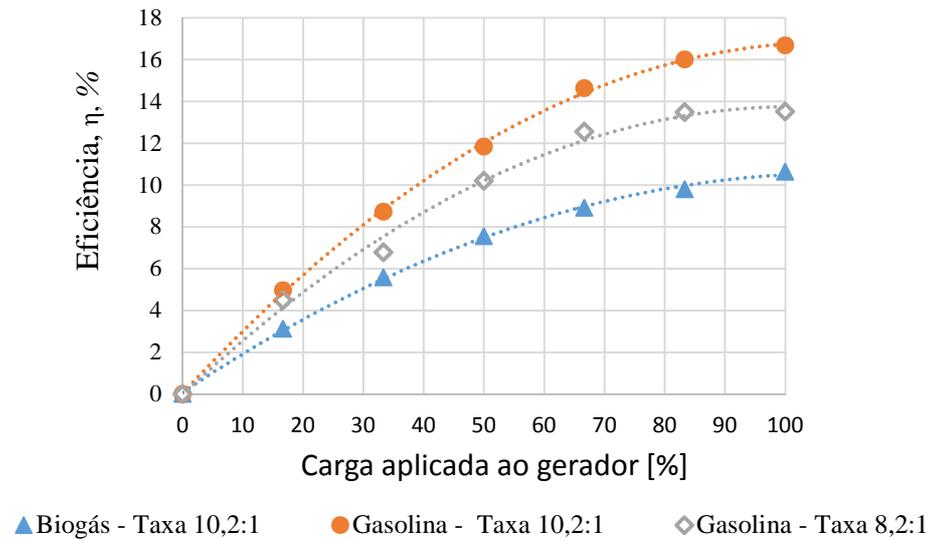


Figura 4.3 – Eficiência identificada nos sistemas estudados.

Conforme pode-se observar na Figura 4.3 a configuração a gasolina com razão de compressão igual a 10,2:1 apresentou maior eficiência, comparada as demais configurações estudadas, em todas as cargas aplicadas. Conforme apresentado por Dal Bem et al (2008), isso ocorre porque em maiores relações de compressão a eficiência de conversão do combustível em energia térmica é maior. Comparando na mesma razão de 10,2:1, com gasolina e com biogás, observa-se que a eficiência do biogás é menor. Esta situação ocorre porque, como apresentou Mihic (2004), a eficiência volumétrica de um combustível a gás é menor que a de um combustível líquido, pois a admissão de gás reduz a quantidade de ar admitido. Sendo que esta baixa eficiência pode ser compensada com o aumento da razão de compressão, com valores acima de 12:1.

4.3 COGERAÇÃO

O aparato experimental, como dito anteriormente, foi realizado somente para as condições do motor abastecido com gasolina na razão de 10,2:1 e 8,2:1. Assim, para que seja possível comparar com os resultados identificados com gasolina com o motor abastecido com biogás algumas considerações foram estabelecidas:

- Vazão mássica de água no trocador de calor, com o motor na razão de 10,2:1 e abastecido com gasolina, é a mesma para a configuração com biogás;

- Temperatura ambiente e a temperatura da água no reservatório são as mesmas identificadas nos testes com gasolina;
- Temperatura de entrada dos gases no trocador de calor é a mesma identificada durante os testes realizados com biogás;
- Temperatura de saída dos gases no escapamento é tida como não conhecida.
- Os dados de emissões são os mesmos identificados nos testes com biogás realizados na ECOCITRUS.
- O produto U.A, conforme apresentado no Capítulo 3, para o biogás, será o valor estimado através do valor encontrado para o motor com gasolina na razão de compressão de 10,2;1

Os valores obtidos através da instrumentação utilizada no aparato experimental com 50% de carga, aplicada no gerador, e as considerações realizadas para a condição com biogás estão apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Dados obtidos diretamente no aparato experimental para cogeração com 50% de carga aplicada.

		Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
$\dot{m}_{\text{água}}$ [kg/s]		$1,69 \cdot 10^{-2}$	$1,69 \cdot 10^{-2}$	$2,76 \cdot 10^{-2}$
\dot{m}_{comb} [kg/s]		$1,14 \cdot 10^{-3}$	$3,84 \cdot 10^{-4}$	$3,56 \cdot 10^{-4}$
T_1 [°C]		435,0	295,0	329,0
T_2 [°C]		-	178,0	200,0
t_1 [°C]			20,0	
T_{amb} [°C]			22,0	
Emissões Analísador de gases	CO [ppm]	700	17.366	70.500
	O2 [%]	2,14	10,12	7,15
	HC [ppm]	37	44	47

Os valores de calor específico utilizado nos cálculos de cogeração para 50% de carga aplicada no gerador, estão apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Calor específico, carga de 50%.

Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
-----------------------	-------------------------	------------------------

$C_{p_{gases}}$ [kJ/kg K]	1,09	1,07	1,07
$C_{p_{água}}$ [kJ/kg K]		4,18	

Os resultados dos cálculos de cogeração com 50% de carga aplicada no gerador estão apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Resultado dos cálculos de cogeração com 50% de carga aplicada no gerador.

	Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
A/C_{REAL}	7,38	20,11	16,09
\dot{m}_{ar} [kg/s]	$8,42 \cdot 10^{-3}$	$7,72 \cdot 10^{-3}$	$5,72 \cdot 10^{-3}$
\dot{m}_{gases} [kg/s]	$9,56 \cdot 10^{-3}$	$8,10 \cdot 10^{-3}$	$6,08 \cdot 10^{-3}$
$C_{água}$ [kW/K]	$7,09 \cdot 10^{-2}$	$7,10 \cdot 10^{-2}$	$11,55 \cdot 10^{-2}$
C_{gases} [kW/K]	$1,04 \cdot 10^{-2}$	$8,71 \cdot 10^{-3}$	$6,50 \cdot 10^{-3}$
C_r	0,14	0,12	0,06
t_2 [°C]	-	34,4	27,3
ΔT_{ml}	-	205,0	235,6
$\Delta h_{\%}$	14,11	-	-
UA [kW/K]	$5,67 \cdot 10^{-3}$	$4,97 \cdot 10^{-3}$	$3,56 \cdot 10^{-3}$
NUT	0,54	0,57	0,55
q [kW]	1,77	1,02	0,84
$q_{máximo}$ [kW]	4,32	2,39	2,01
q_{pot} [kW]	4,30	2,38	1,99
ϵ	0,41	0,42	0,42

Os dados verificados com 100% de carga aplicada no gerador estão apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Dados obtidos diretamente no aparato experimental para cogeração com 100% de carga aplicada.

		Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
$\dot{m}_{\text{água}}$ [kg/s]		$3,79 \cdot 10^{-2}$	$3,79 \cdot 10^{-2}$	$4,34 \cdot 10^{-2}$
\dot{m}_{comb} [kg/s]		$16,20 \cdot 10^{-4}$	$5,02 \cdot 10^{-4}$	$5,62 \cdot 10^{-4}$
T_1 [°C]		511,0	345,0	381,0
T_2 [°C]		-	251,0	181,0
t_1 [°C]			20,0	
T_{amb} [°C]			22,0	
Emissões Analisador de gases	CO [ppm]	900	15.83	52.23
	O2 [%]	0,35	6,61	5,28
	HC [ppm]	58	44	55

Os valores de calor específico utilizado nos cálculos de cogeração para 100% de carga aplicada no gerador estão apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Calor específico, carga de 100%.

	Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
Cp_{gases} [kJ/kg K]	1,10	1,09	1,08
$Cp_{\text{água}}$ [kJ/kg K]		4,181	

Os resultados dos cálculos de cogeração com 100% de carga aplicada no gerador estão apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Resultado dos cálculos de cogeração com 100% de carga aplicada no gerador.

	Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
A/C_{REAL}	6,77	18,72	15,39
\dot{m}_{ar} [kg/s]	$1,09 \cdot 10^{-2}$	$9,40 \cdot 10^{-3}$	$8,66 \cdot 10^{-3}$
\dot{m}_{gases} [kg/s]	$1,26 \cdot 10^{-2}$	$9,90 \cdot 10^{-3}$	$9,22 \cdot 10^{-3}$
$C_{\acute{a}gua}$ [kW/K]	$1,59 \cdot 10^{-1}$	$1,59 \cdot 10^{-1}$	$1,81 \cdot 10^{-1}$
C_{gases} [kW/K]	$1,38 \cdot 10^{-2}$	$1,08 \cdot 10^{-2}$	$9,96 \cdot 10^{-3}$
C_r	0,09	0,07	0,05
t_2 [°C]	-	26,4	30,9
ΔT_{ml}	-	272,4	243,4
$\Delta h_{\%}$	21,12	-	-
UA [kW/K]	$4,51 \cdot 10^{-3}$	$3,72 \cdot 10^{-3}$	$8,18 \cdot 10^{-3}$
NUT	0,33	0,34	0,82
q [kW]	2,53	1,01	1,99
$q_{m\acute{a}ximo}$ [kW]	7,04	3,51	3,59
q_{pot} [kW]	6,74	3,49	3,57
ϵ	0,36	0,29	0,55

Com o intuito de facilitar a análise, os principais resultados, para as três configurações de motor estudadas e para cada carga aplicada estão apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Dados verificados analiticamente para as situações estudadas.

	Carga	Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
\dot{m}_{gases} [kg/s]	50%	$9,56 \cdot 10^{-3}$	$8,10 \cdot 10^{-3}$	$6,08 \cdot 10^{-3}$
	100%	$1,26 \cdot 10^{-2}$	$9,90 \cdot 10^{-3}$	$9,22 \cdot 10^{-3}$
T_1 [°C]	50%	435,0	295,0	329,0
	100%	511,0	345,0	381,0
q [kW]	50%	1,77	1,02	0,84
	100%	2,53	1,01	1,99
$q_{m\acute{a}ximo}$ [kW]	50%	4,32	2,39	2,01
	100%	7,04	3,51	3,59
q_{pot} [kW]	50%	4,30	2,38	1,99
	100%	6,74	3,49	3,58
ϵ	50%	0,41	0,42	0,42
	100%	0,36	0,29	0,55

Através da Tabela 4.7 é possível dizer que o sistema com biogás apresentou maior taxa de transferência possível, $q_{máximo}$, e maior potencial de energia disponível para troca térmica através dos gases de escapamento, q_{pot} . Este potencial de energia mostra o quanto de energia sensível é disponibilizada ao trocador de calor. Este valor é maior para o biogás, frente às duas outras configurações estudadas, pois a vazão e a temperatura dos gases no escapamento, para o motor com biogás, são maiores que os testes realizados com gasolina. Esta vazão maior é uma consequência do maior consumo específico apresentado pelo sistema com biogás. Nos sistemas a gasolina a maior temperatura foi verificada em menores relações de compressão, o que está de acordo com o estudo apresentado por Porpatham et al. (2012). Neste trabalho o autor mostra que em maiores relações de compressão ocorre diminuição da temperatura dos gases de exaustão.

Porém, o trocador de calor construído para este estudo não consegue aproveitar toda a energia, em forma de calor, disponibilizada pelos gases. Para o trocador de calor estudado foi considerado ausência de perdas de calor para vizinhança, propriedades do fluido constantes, resistência térmica na parede do tubo desprezível e condições de escoamento completamente desenvolvidas. Mesmo assim, os valores calculados de transferência de calor existente, q , foram baixos. Comparando a diferença dos valores de q_{pot} com os de q é possível ver que o percentual de energia que não foi aproveitada para a troca térmica é elevado, como mostra a Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Percentual de energia desperdiçada no trocador de calor.

	Carga	Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
% de energia	50%	58,796	57,149	57,987
desperdiçada	100%	62,416	70,912	44,295

Os baixos valores de q identificados neste estudo estão de acordo com os valores verificados de efetividade do trocador de calor, também baixos. Os valores de efetividade, além da influência da configuração do trocador de calor, são influenciados principalmente pela vazão destes gases, conforme apresentou a Tabela 4.7. O motor com gasolina, 50% de carga aplicada e uma vazão de gases um pouco maior que a razão de 8,2:1, apresentou uma efetividade 0,425 para 10,2:1, contra 0,417 identificado para a razão de 8,2:1. Considerando 100% de carga, o valor vazão de gases para razão de 10,2:1 foi significativamente menor, o que resultou em uma efetividade de 0,29 frente ao valor de 0,55 identificado para a razão de 8,2:1.

Estes resultados estão relacionados à configuração do trocador de calor construído para este estudo. Para que a energia disponível seja melhor aproveitada são necessárias algumas

alterações no trocador de calor visando aumentar a área de troca térmica, tais como aumento de diâmetro do tubo e a utilização de aletas.

Apesar do sistema de troca térmica ter apresentado baixa efetividade e que melhorias nele seriam necessárias para um melhor aproveitamento energético, a quantidade de energia utilizada na cogeração gera um aumento da eficiência global do sistema. A Tabela 4.9 apresenta os valores de eficiência referentes à potência elétrica gerada, η , e os valores de eficiência global do sistema, η_G .

Tabela 4.9 – Eficiência global do sistema.

	Carga	Biogás, 10,2:1	Gasolina, 10,2:1	Gasolina, 8,2:1
P_E [kW]	50%	1,815	1,718	1,693
	100%	3,630	3,406	3,304
q [kW]	50%	1,773	1,019	0,839
	100%	2,534	1,014	1,992
η	50%	7,556	10,487	11,150
	100%	10,635	15,898	13,763
η_G	50%	14,937	16,710	16,677
	100%	18,060	20,634	22,062
Aumento da eficiência [%]	50%	97,667	59,331	49,566
	100%	69,821	29,787	60,298

Como pode ser verificado na Tabela 4.9, a eficiência global do sistema apresentou um aumento significativo em relação à eficiência referente à potência elétrica, em alguns casos este aumento foi próximo a 100% do valor encontrado para η .

4.4 EMISSÕES

4.4.1 Estequiometria das Reações

Primeiramente foi verificado, através da estequiometria da reação de combustão as relações A/C_{IDEAL} para o biogás e para a gasolina, utilizando as Equações 2.1, 2.2 e 2.3,

apresentadas no Capítulo 2. As Tabelas 4.10 e 4.11 apresentam os resultados identificados para as condições propostas neste estudo.

Tabela 4.10 – Relação A/C_{IDEAL} para o biogás.

	Composição Combustível [moles]			Ar [moles]	Produtos da reação [moles]		
	CH ₄	CO ₂	O ₂	(O ₂ + 3,76N ₂)	CO ₂	H ₂ O	N ₂
	0,637	0,361	0,002	1,272	0,998	1,274	4,783
A/C_{IDEAL}	6,675						

Tabela 4.11 – Relação A/C_{IDEAL} para a gasolina.

	Composição Combustível [moles]		Ar [moles]	Produtos da reação [moles]		
	C ₈ H ₁₈	CH ₃ CH ₂ OH	(O ₂ + 3,76N ₂)	CO ₂	H ₂ O	N ₂
	0,750	0,250	10,125	6,500	7,500	38,070
A/C_{IDEAL}	14,307					

Já a relação A/C_{REAL} , para o mesmo combustível, a cada valor de carga aplicada no gerador haverá um valor diferente. Isto porque a solicitação de carga é alterada no gerador o que implica em alteração da alimentação de combustível. A Tabela 4.12 apresenta os resultados para o biogás.

Tabela 4.12 - Reação de combustão real para biogás, razão de compressão 10,2:1

Reação de combustão		Carga aplicada do gerador, %						
		0	17	33	50	67	83	100
Analisador de Gases	CO [ppm]	500	600	600	700	700	800	900
	O ₂ [%]	7,22	5,14	1,82	2,14	1,02	1,31	0,35
	HC [ppm]	29	31	44	37	46	54	58
Estequiometria da Reação	(O ₂ +3,76N ₂) [moles]	1,91	1,66	1,38	1,41	1,33	1,35	1,29
	H ₂ O [moles]	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27
	N ₂ [moles]	7,16	6,25	5,21	5,29	5,01	5,07	4,85
	CO ₂ [moles]	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
A/C REAL		9,99	8,73	7,27	7,38	6,99	7,08	6,77
A/C IDEAL		6,675						
λ		1,49	1,31	1,09	1,11	1,05	1,06	1,01

A Tabela 4.13 apresenta os resultados de A/C_{REAL} para a gasolina com a razão de compressão do motor igual a 8,2:1.

Tabela 4.13 – Reação de combustão real para gasolina, razão de compressão 8,2:1.

Reação de combustão		Carga aplicada do gerador, %						
		0	17	33	50	67	83	100
Analisador de Gases	CO [ppm]	26.566	50.133	62.800	70.500	29.200	40.233	52.233
	O ₂ [%]	9,297	7,967	7,783	7,150	6,530	6,100	5,277
	HC [ppm]	35	66	58	47	32	41	55
Estequiometria da Reação	(O ₂ +3,76N ₂) [moles]	15,59	12,92	12,20	11,38	12,64	11,88	10,89
	H ₂ O [moles]	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49
	N ₂ [moles]	58,64	48,58	45,890	42,809	47,524	44,695	40,972
	CO ₂ [moles]	6,47	6,45	6,437	6,429	6,470	6,459	6,447
A/C REAL		22,04	18,25	17,245	16,088	17,859	16,796	15,397
A/C IDEAL		14,307						
λ		1,54	1,27	1,205	1,124	1,248	1,174	1,076

E a Tabela 4.14 apresenta os resultados de A/C_{REAL} para a gasolina com a razão de compressão do motor igual a 10,2:1.

Tabela 4.14 - Reação de combustão real para gasolina, razão de compressão 10,2:1.

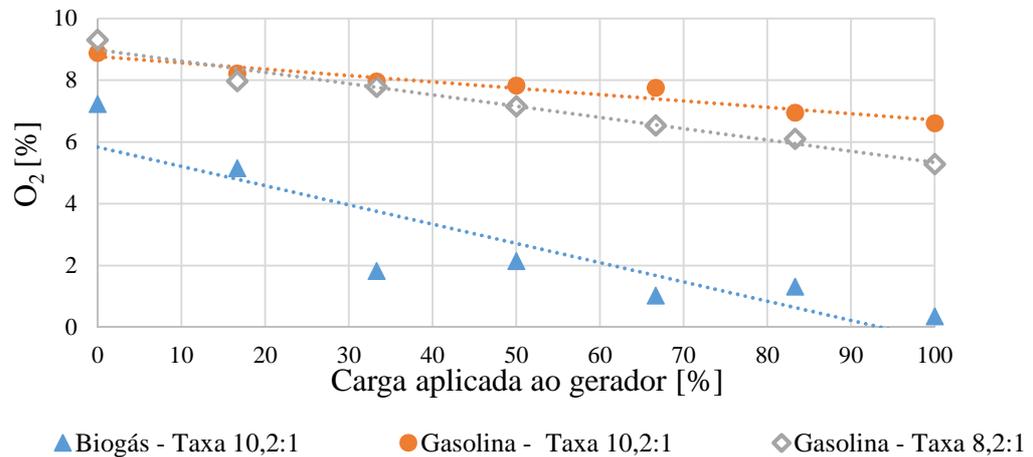
Reação de combustão		Carga aplicada do gerador, %						
		0	17	33	50	67	83	100
Analisador de Gases	CO [ppm]	10.866	11.033	11.200	7.366	5.633	10.033	15.833
	O ₂ [%]	8,880	8,217	7,935	7,823	7,746	6,940	6,607
	HC [ppm]	41	68	35	44	25	30	44
Estequiometria da Reação	(O ₂ +3,76N ₂) [moles]	15,67	14,96	14,64	14,23	14,71	13,76	13,25
	H ₂ O [moles]	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49	7,49
	N ₂ [moles]	58,91	56,23	55,06	53,52	55,32	51,74	49,83
	CO ₂ [%]	6,49	6,49	6,49	6,48	6,49	6,49	6,69
A/C REAL		22,14	21,13	20,69	20,11	20,79	19,44	18,72
A/C IDEAL		14,307						
λ		1,55	1,48	1,45	1,41	1,45	1,36	1,31

4.4.2 Análise dos Resultados

Os percentuais de O₂ identificados no escapamento e os valores de λ indicam se a combustão ocorreu com excesso de ar ou não. Estes dados estão apresentados na Tabela 4.15 e Figura 4.4 para o O₂ e na Tabela 4.16 e Figura 4.5 para o fator λ .

Tabela 4.15 – Emissões de O₂.

% de carga	O ₂ [%]		
	Biogás 10,2:1	Gasolina 10,2:1	Gasolina 8,2:1
0	7,22	8,88	9,29
17	5,14	8,22	7,97
33	1,82	7,95	7,78
50	2,14	7,82	7,15
67	1,02	7,75	6,53
83	1,31	6,94	6,10
100	0,35	6,61	5,28

Figura 4.4 – Emissões de O₂.Tabela 4.16 – Fator λ

% de carga	Fator λ		
	Biogás 10,2:1	Gasolina 10,2:1	Gasolina 8,2:1
0	1,498	1,547	1,540
17	1,307	1,477	1,276
33	1,089	1,446	1,205
50	1,106	1,406	1,124
67	1,047	1,453	1,248
83	1,061	1,359	1,174
100	1,014	1,309	1,076

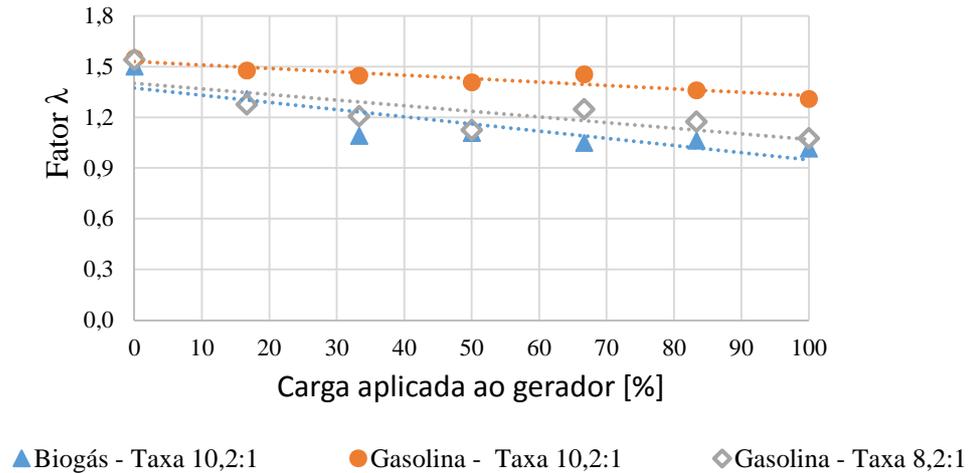


Figura 4.5 – Excesso de ar, fator λ

Conforme Tabelas e Figuras apresentadas, todos os testes realizados apresentaram excesso de ar. Em relação ao teste com biogás, o excesso de ar verificado está de acordo com o estudo realizado por Carvalho (2011). As análises realizadas por este autor possuíram valores do fator λ maiores que 1 em todas as condições verificadas e apresentaram percentual de O_2 maior que 3% para a configuração com GNV.

Uma característica importante do motor estudado é o controle mecânico de admissão de ar. Assim, é difícil para o sistema controlar exatamente a quantidade ideal na admissão para se obter uma combustão completa. Isso mostra que, para a configuração estudada, com biogás, admissão de ar apresenta melhores resultados de emissões em cargas superiores a 50% do valor aplicado ao gerador.

Dentre as emissões geradas pelos sistemas apresentados neste estudo, as de CO, como apresentado anteriormente, são extremamente tóxicas ao ser humano. As emissões de CO verificadas neste estudo estão apresentadas na Tabela 4.17 e Figura 4.6.

Tabela 4.17 – Emissões de CO.

% de carga	CO [ppm]		
	Biogás	Gasolina	Gasolina
	10,2:1	10,2:1	8,2:1
0	500	10.866	26.566
17	600	11.033	50.133
33	600	11.200	62.800
50	700	17.366	70.500
67	700	5.633	29.200
83	800	10.033	40.233
100	900	15.833	52.233

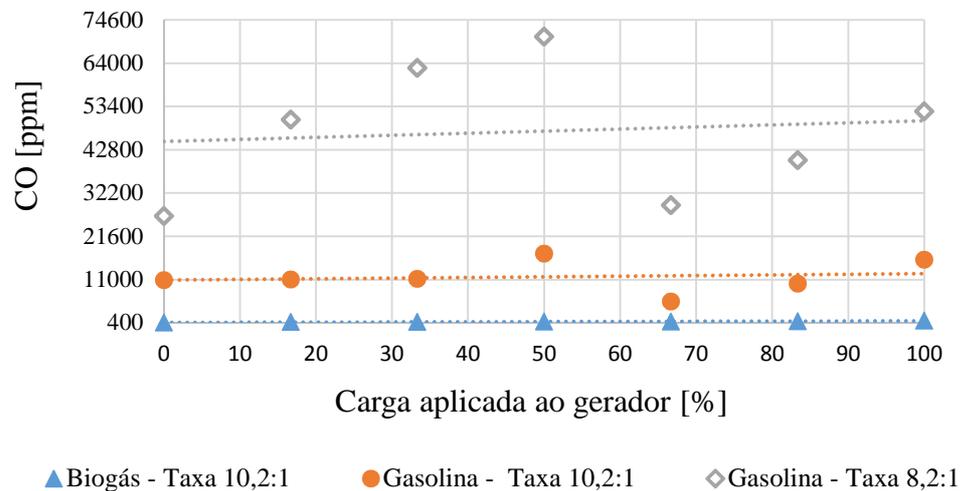


Figura 4.6 - Emissões de CO.

Através da Figura 4.6 pode-se observar que os níveis de CO para o biogás são menores que as duas configurações estudadas com gasolina. E é possível observar que este percentual apresenta um leve aumento com o aumento da carga aplicada ao gerador. O resultado apresentado neste estudo está de acordo com o trabalho de Korakianitis et al.(2011). Neste trabalho é apresentado que as emissões de CO, em motores abastecidos com gás natural, são de 50 a 90% menores que as emissões apresentadas por motores a gasolina. Os percentuais identificados neste estudo também são semelhantes aos valores encontrados por LEMOS (2013).

O comportamento das curvas de gasolina com razão de compressão de 8,2:1 e de 10,2:1 foram bem semelhantes nas suas devidas proporções. O comportamento das emissões de CO pode ser explicado através do modo como o motor, em ambos os testes, estabilizou até 50% de

carga. Nesta faixa de trabalho, como já apresentado, o afogador trabalhou semi acionado para estabilizar seu funcionamento. Assim, de 0 a 50% da carga aplicada, quando a entrada de ar foi restringida, é observado um aumento das emissões de CO com o aumento de carga aplicada. No instante em que o afogador deixa de ser acionado a entrada de ar está livre, então os percentuais de CO no escapamento reduzem e apresentam um aumento conforme a carga aplicada ao gerador novamente. Outro ponto importante de salientar é que a curva para a razão de compressão de 8,2:1 apresenta um percentual de CO superior a de 10,2:1. Isto é justificado através da turbulência existente na combustão. Como apresentado por Martins (2011), a razão de compressão de 10,2:1 possui uma turbulência de mistura maior que a razão de compressão de 8,2:1, o que facilita a oxidação do CO para CO₂.

Após a conclusão de cada teste o motor foi desmontado e analisado o estado do topo do pistão. A Figura 4.7 mostra o topo do pistão no final de cada teste.



Figura 4.7 – Topo do pistão após os testes.

A Figura 4.7 apresenta o estado do topo do pistão no final dos três testes. Ela mostra que os testes com biogás, o topo do pistão estava praticamente limpo, embora pela foto pareça mais escuro, característica deste tipo de combustível.

Porém, as imagens referente aos testes com gasolina, razão de compressão de 10,2:1 e de 8,2:1, apresentaram depósitos de carbono no topo do pistão, indicando que a combustão não foi completa em nenhuma das razões de compressão, gerando depósitos de combustível não queimado.

5 CONCLUSÕES

O presente estudo, de modo geral, mostra que a geração de energia elétrica é satisfatória para as condições estudadas. Para cada carga solicitada, utilizando os combustíveis estudados, os valores de potência elétrica gerada pelo sistema moto gerador foram semelhantes.

Porém, para gerar a mesma potência elétrica a condição de biogás como combustível apresentou maior consumo, logo menor eficiência do sistema. Esta baixa eficiência, consequente de um maior consumo, produz uma vazão maior de gases no escapamento do motor. Este fato fez com que o sistema com biogás apresentasse o maior potencial de energia térmica disponível do sistema na cogeração.

O sistema de cogeração mostrou um bom potencial de energia térmica, proveniente dos gases de escapamento, mas a conversão deste potencial em potência térmica de fato é baixa. Para o biogás, comparando o potencial disponível com o valor de taxa de transferência de calor existente é possível verificar um desperdício de energia térmica de 58,8% com o sistema em 50% de carga aplicada, e de 62,4% em 100% de carga aplicada. Para a gasolina com razão de compressão de 10,2:1 e de 8,2:1 os percentuais de energia térmica não aproveitada na cogeração também são elevados, superiores a 50%. Porém, mesmo o sistema de cogeração com valores de efetividade baixos, resultando em desperdício de energia térmica, a eficiência global do sistema moto gerador e cogeração apresentou valores significativos comparado com a eficiência somente da potência elétrica do motor. O sistema com biogás foi o que apresentou o maior aumento, a eficiência global foi 97,7% maior que a eficiência considerando a potência elétrica, com 50% de carga aplicada no gerador. Com 100% de carga aplicada foi observado um aumento de 69,8%. Os valores de eficiência global, bem como os de taxa de transferência de calor existente podem ser melhorados através de modificações no trocador de calor. Estas alterações devem permitir um maior aproveitamento dos gases quentes que circulam no trocador de calor, tais como a utilização de aletas, de serpentina ao longo da tubulação e do aumento do diâmetro dos tubos.

As emissões de O_2 e do fator λ indicaram que os sistemas estudados trabalharam com excesso de ar. Para a condição com biogás pode-se observar uma tendência em valores de λ mais próximos de 1 quando o moto gerador está operando em potências próximas a nominal do equipamento.

Quanto as emissões de CO, gás extremamente tóxico, o sistema utilizando biogás apresentou níveis baixos, como era esperado. Para os sistemas estudados a gasolina, com a razão

de compressão de 10,2:1 os níveis de CO foram inferiores a 17.500 ppm nos gases de escapamento. Isto mostra um bom resultado para as emissões de CO quando comparado com a situação do motor original, com 8,2:1 de razão de compressão, onde foi identificado níveis entre 30 mil e 70 mil ppm.

A verificação do estado do topo do pistão no final de cada teste mostrou que, para o biogás, o sistema não apresentou sinais de combustão incompleta na câmara de combustão. Porém, os testes a gasolina apresentaram depósitos de carbono no topo do pistão. A razão de compressão de 8,2:1 apresentou mais depósitos de carbono que a razão de compressão de 10,2:1, indicando que a combustão em 8,2:1 foi pior do que em 10,2:1. Isto é confirmado pelo fato de que no escapamento o motor com razão de 8,2:1 apresentou maiores índices de CO.

Pode-se dizer que o sistema com biogás atende as necessidades de produção de energia para o qual foi proposto, apesar de sua eficiência ser baixa. Esse fato é compensado por apresentar um bom potencial para aproveitamento dos gases do escapamento para cogeração, porém, são necessárias melhorias no sistema de trocador de calor.

Com relação aos sistemas a gasolina analisados, é possível concluir que o sistema original, com razão de compressão de 8,2:1, nos tópicos estudados neste trabalho, apresentou resultados piores do que a relação de 10,2:1. Para as emissões de CO e eficiência do sistema os melhores resultados foram identificados na razão de 10,2:1. Com isso, mais eficiência e menor consumo, a razão de 10,2:1 apresenta resultados para cogeração inferiores à razão de 8,2:1.

Atualmente, para motores abastecidos com gás, existem tecnologias mais avançadas de alimentação do combustível, tais como a injeção eletrônica, que podem fazer com que o motor possua a melhor eficiência possível. Este é um ponto que pode ser analisado em projetos futuros com aplicação para o biogás. Outro ponto que pode ser estudado é a influência do ponto de ignição do motor para a aplicação com biogás.

Além destes estudos, o sistema de cogeração construído para este trabalho pode gerar resultados melhores que os apresentados nesta análise com algumas modificações no sistema. Assim, um sistema de cogeração que permita uma maior troca térmica entre os fluidos do sistema é outro ponto que pode gerar uma análise mais aprofundada.

REFERÊNCIAS

- ALVES, J. W. S. **Diagnóstico técnico institucional da recuperação e uso energético do biogás gerado pela digestão anaeróbia de resíduos**. Dissertação - (Pós-Graduação em Energia - PIPGE) do Instituto de Eletrotécnica e Energia (IEE) da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.
- ANDRADE, A. S. **Máquinas Térmicas AT-101**. Curso de Engenharia Industrial Madeireira – Universidade Federal do Paraná. Paraná, 2013. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT101-Aula07.pdf>> Acesso em 04Nov2014.
- ANP, **Agência Nacional de Petróleo**. Disponível em: <http://anp.gov.br> Acesso em 06Set2014.
- BAUEN, A.; BERNDES, G.; JUNGINGER, M.; LONDO, M.; VUILLE, F. **Bioenergy – A sustainable and reliable energy source**. IEA Bioenergy, 2009.
- BAZZO E. **Geração de Vapor**. Florianópolis. Editora da UFSC, 1992.
- BERNDSSEN, J. C. **Desenvolvimento Experimental e Análise Exergética de um Sistema Triggerador para Produção Simultânea de Calor, Eletricidade e Frio**. Dissertação de Mestrado. Programa Interdisciplinar de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná. Paraná, 2007.
- BRANCO^a. **Manual do gerador B4T-5000 BIO**. Disponível em: <<http://www.branco.com.br/produtos/bio-solucoes/b4t-5000-bio/>> Acesso em 10 Jan2014.
- BRANCO^b. **Manual do motor B4T-130H**. Disponível em: <http://www.branco.com.br/uploads/Motores/11fd599235bfc70422d72b746a73944/manual_b4t_bx.pdf> Acesso em 01Nov2014.
- BRUNETTI, F.. **Motores de Combustão Interna: volume 1**. São Paulo: Blucher, 2012.
- CAMPELO, R. C. **Estudo técnico-econômico de um sistema de cogeração a gás natural em pequena escala**. Monografia – Departamento de Engenharia Química da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2003.
- CARVALHO, M. A. S. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. Dissertação – (Pós Graduação em Engenharia Industrial) da Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2011.
- CENBIO, **Centro Nacional de Referência em Biomassa**. Disponível em: <<http://cenbio.iee.usp.br/saibamais/conceituando.htm>>. Acesso em 26 Jan2014.
- COSTA, A.C. N.; JÚNIOR, F. Z.; FARIAS, R. M.; MORAES, M. M.; PEREIRA, L. C.; SÉRGIO, M. P.; SOUZA, J. A. **Emprego do álcool etílico nos motores aeronáuticos alternativos**. 2005. Disponível em: <<http://www.ciaar.com.br/EM%20FOCO/2006/av-2/av2-alcool.html>> Acesso em 25 Jan 2014.

COSTA, D. F. **Geração de Energia Elétrica a partir do Biogás de Tratamento de Esgoto.** Dissertação - Programa de Interunidades de Pós-Graduação em Energia – PIPGE. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

DAL BEM, et al. **Análise de Desempenho de um Motor Ciclo Otto Alimentado com Etanol de 75°INPM e com Taxa de Compressão Aumentada.** Tese – Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo. São Paulo. 2008

DAVIS, W. T. **Air pollution engineering manual.** New York: Air & Waste Management Association, 2000.

FERREIRA, S. M. **Relação entre a Espessura Real e Aparente da Gasolina com Etanol e da Gasolina Pura em Colunas de Laboratório.** Tese – (Pós Graduação em Recursos Minerais e Hidrogeologia) da Universidade de São Paulo (USP), São Paulo, 2003.

GUARIERO, L. L. N.; VASCONCELOS, P. C.; SOLCI, M. C. **Poluentes Atmosféricos Provenientes da Queima de Combustíveis Fósseis e Biocombustíveis: Uma Breve Revisão.** Revista Virtual de Química, pp. 434-445, 2011.

HEYWOOD, J.B. **Internal combustion engine fundamentals.** New York: McGraw-Hill, 1988.

HUANG, J.; CROOKES, R. J. **Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine.** Fuel, v.77, n15, p.1793-1801, 1998.

HUANG, Z.; ZENG, K.; HUANG, Y.; JIANG, D.; WANG, X.; MIAO, H. **Experimental Study on Engine Performance and Emissions for an Engine Fueled with Natural Gas-Hydrogen Mixtures.** Engine & Fuels, 2006.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 6 ed. Rio de Janeiro. LTC, 2008.

JACONDINO, G. B. **Quantificação das Emissões Veiculares Através do Uso de Simuladores de Tráfego.** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2005.

KLASS, D. L. **Chapter 1- Energy Consumption, Reserves, Depletion and Environmental Issues.** Biomass for Renewable Energy, Fuels and Chemicals, pp. 1-27, 1998.

KORAKIANITIS, T; NAMASIVAYAM, A; CROOKES, R. **Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions.** Progress in Energy and Combustion Science, vol. 37, p. 89-112, 2011.

LEMOS, M. V. D. **Uso eficiente de biogás de esgoto em motores geradores.** Projeto de graduação – Curso de Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2013.

MANAVELLA, H. J. Combustão e Emissões. HM Autotrônica. Disponível em: < <http://www.hmautotron.eng.br/zip/c03-emiss-proccombust.pdf> > Acesso em 16 Jan 2014.

MARTINS, J.. **Motores de combustão interna**. Minho, Portugal: Pubindústria 2011.

METZ, B.; DAVIDSON, O.; BOSCH, P. R.; DAVE, R.; MEYER, L. **Climate Change 2007: Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. IPCC, Summary for Policymakers. In: Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 2007.

MIHIC, S. **Biogas fuel for internal combustion engines**. Annals of Faculty Engineering Hunedoara. Tome II, facicole 3, 2004.

MUÑOZ, M; MORENO, F; MOREA-ROY, J; RUIZ, J; ARAUZO, J. **Low heating value gas on spark ignition engines**. Biomass e bioenergy. V.18, p.431-439, 2000.

OKAMURA, L. A. **Avaliação e melhoria do poder calorífico de biogás proveniente de resíduos sólidos urbanos**. Dissertação de mestrado - Programa de Pós-Graduação em Ciência e Tecnologia Ambiental. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Paraná, 2013.

ONURSAL, B., GAUTAM. S.P. **Vehicular Air Pollution: Experiences from Seven Latin American**. World Bank Technical Paper, no.373, 1997.

OWEN, K., COLEY, T. **Automotive Fuels Reference Book**. 2nd ed. SAE, 1995.

PECORA, V. **Implantação de uma unidade demonstrativa de geração de energia elétrica a partir do biogás de tratamento do esgoto residencial da USP – Estudo de Caso**. Dissertação – (Programa Interunidades de Pós-Graduação em Energia – PIPGE). Instituto de Eletrotécnica e Energia (IEE) da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

PERSSON, M., JÖNSSON, O., WELLINGER, A. **Biogas upgrading to vehicle fuel standards and grid injection**. IEA Bioenergy, Task 37 – Energy from Biogas and Landfill Gas, 2006.

POINSOT, T., VEYNANTE, D.. **Theoretical and numerical combustion**. Philadelphia: Edwards 2005.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. **Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine**. Fuel, v. 87, p. 1651-1659, 2008.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. **Effect of compression ration on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine**. Fuel, v. 95, p. 247-256, 2012.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. New Jersey, Estados Unidos: Pearson Prentice Hall, 2004.

RIBEIRO, S.K.; COSTA, C.V.; DAVID, E.G.; REAL, M.V.; D'AGOSTO, M.A. **Transporte e mudanças climáticas**. Rio de Janeiro: MAUAD, 2000.

SOUZA, J.; SOUZA, N. M. S.; MACHADO, P.M. **Desempenho de um motor ciclo otto utilizando biogás como combustível**. 2004. Disponível em: <
<http://www.feagri.unicamp.br/energia/agre2004/Fscommand/PDF/Agrener/Trabalho%2040.pdf>
> Acesso em 25 Jan 2014.

SOUZA, R. G.; SILVA, F. M.; BASTOS, A. C. **Desempenho de um conjunto motogerador adaptado a biogás**. Ciências Agrotécnicas, Lavras, V.34, n.1, p.190-195, 2010.

SUZUKI, A. B. P.; FERNANDES, D.M.; FARIA, R. A. P. F.; VIDAL, T. C.M. **Uso de biogás em motores de combustão interna**. Revista Brasileira de Tecnologia Aplicada nas Ciências Agrárias, v. 4, n.1, p. 221-237. Guarapuava, Paraná, 2011.

TECNOMOTOR, **Manual de operações analisador de gases**. Edição 1. 2011.

URNS, S.R. **An introduction to combustion: concepts and applications**. McGraw- Hill, Inc, 1996.

VASCONCELLOS, E.A. **Transporte urbano nos países em desenvolvimento**. 3. ed., São Paulo: Annablume, 2000.

ZANETTE, A. L. **Potencial de aproveitamento energético do biogás no Brasil**. Dissertação – (Programa de Planejamento Energético, COPPE). Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro. 2009.