

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Marco Aurélio Mendes Justino

**DESEMPENHO DE UM GRUPO MOTOR-GERADOR ALIMENTADO COM ÓLEO  
DIESEL, GÁS NATURAL E HIDROGÊNIO**

Belo Horizonte

2012



Marco Aurélio Mendes Justino

**DESEMPENHO DE UM GRUPO MOTOR-GERADOR ALIMENTADO COM ÓLEO  
DIESEL, GÁS NATURAL E HIDROGÊNIO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D.

Belo Horizonte

2012

## FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

J96d Justino, Marco Aurélio Mendes  
Desempenho de um grupo motor-gerador alimentado com óleo diesel, gás natural e hidrogênio / Marco Aurélio Mendes Justino. Belo Horizonte, 2012. 138f.: il.

Orientador: José Ricardo Sodré  
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Motor diesel. 2. Gás natural. 3. Hidrogênio. 4. Energia. I. Sodré, José Ricardo. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.436

Marco Aurélio Mendes Justino

**DESEMPENHO DE UM GRUPO MOTOR-GERADOR ALIMENTADO COM ÓLEO  
DIESEL, GÁS NATURAL E HIDROGÊNIO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

---

Prof. José Ricardo Sodré, Ph.D. (Orientador) – PUC Minas

---

Profa. Lilian Lefol Nani Guarieiro, Ph.D. – SENAI-CIMATEC

---

Prof. Lauro de Vilhena Brandão Machado, Dr. – PUC Minas

---

Prof. Felipe Raul Ponce Arrieta, Dr. – PUC Minas

Belo Horizonte, 22 de março de 2012.



Esse trabalho é dedicado aos meus pais, fonte de apoio incondicional; ao meu irmão, em quem sempre tive orgulho de me espelhar; aos amigos da reunião; aos grandes velhos amigos, sempre presentes; aos novos amigos que ganhei neste período; à Stefânia, que me acompanhou durante grande parte desse projeto; aos mestres que me ensinaram a arte da engenharia; e à espiritualidade, meu reduto e porto seguro.





## **AGRADECIMENTOS**

A todos que contribuíram para a realização deste trabalho, fica expressa aqui a minha gratidão, especialmente:

Ao professor José Ricardo, pela orientação, pelo aprendizado e pela oportunidade dada para que eu demonstrasse o meu trabalho.

Ao professor Osmano Valente, pela co-orientação, pelo aprendizado, bem como as inúmeras horas no aprimoramento de nossa língua pátria e pelos ensinamentos que ficarão para a vida.

Ao André Marcelino, grande amigo e parceiro nessa difícil empreitada que nos foi dada.

Aos alunos da graduação e colegas de projeto, Eduardo Moreira, Alex Oliveira, Gerson Botelho e Bruno Gabrich, pela dedicação. Sem vocês, não chegaríamos aonde chegamos.

Ao técnico Frederico Cunha pelo auxílio no laboratório.

Aos professores Roberto Schirm, Martinho Murta, Márcio José da Silva, Telmo Zenha, Sérgio Hanriot e Felipe Arrieta, pela ajuda incondicional.

Ao Vinícius Almeida e ao Luiz Noronha, pela colaboração no estudo do grupo motor-gerador.

À Valéria Gomes, pelo auxílio, nos mostrando os atalhos burocráticos da instituição.

Aos amigos do mestrado.

A todos que, mesmo de forma passageira, contribuíram para esta construção.



*Não respiramos debaixo d'água, mas conseguimos mergulhar. Não temos os corpos mais resistentes, mas chegamos aos extremos. Não temos asas, mas chegamos ao espaço. Não temos as pernas mais rápidas, mas somos os mais velozes. Não temos os músculos mais fortes, mas carregamos o maior peso. Não é o que somos, mas o que podemos fazer. (Autor desconhecido)*



## RESUMO

Neste trabalho estudou-se o comportamento de um grupo motor-gerador operando com óleo diesel com 5% de biodiesel (B5), gás natural e hidrogênio. Comparou-se experimentalmente o consumo de combustível do motor operando em sua configuração original com B5 e com as misturas B5/gás natural e B5/hidrogênio, variando a carga aplicada ao motor de 0 a 30 kW. A temperatura de exaustão foi utilizada para análise indireta da combustão. Em paralelo, um sistema de aquisição de dados e controle da carga aplicada ao grupo motor-gerador foi desenvolvido e validado. A injeção dual de B5 e gás natural diminuiu de forma não linear o consumo de B5 com o aumento da concentração de gás natural e reduziu a temperatura do gás de exaustão. A redução da vazão mássica de B5 é diminuída com o aumento da concentração de gás natural para uma dada carga aplicada ao motor. Tal como observado no uso de gás natural, o aumento da concentração de hidrogênio causa uma diminuição não linear do consumo de B5 e uma redução mais significativa da temperatura do gás de exaustão. A substituição de B5 por hidrogênio traz maiores benefícios em cargas altas e com menores percentuais de substituição do combustível base.

Palavras-Chave: Motores Diesel. Gás Natural. Hidrogênio. Energia. Sistema de Aquisição de Dados.



## **ABSTRACT**

The performance of a diesel power generator operating with diesel oil with 5% of biodiesel (B5), natural gas and hydrogen has been studied. Engine fuel consumption for operation with B5 was compared with operation with B5/natural gas and B5/hydrogen, varying the load applied to the engine from 0 to 30 kW. The exhaust gas temperature was used for indirect combustion analysis. In addition, a data acquisition and load control system for the diesel power generator has been developed and validated. The dual-injection of B5 and natural gas caused a non-linear decrease of the liquid fuel consumption with increasing natural gas concentration and reduced exhaust gas temperature. Increasing natural gas concentration causes lower decrease of B5 consumption for a given load applied. As observed for natural gas, hydrogen injection causes a non-linear reduction of B5 consumption and caused a more significantly reduction of exhaust gas temperature. The replacement of B5 by hydrogen causes major benefits at high loads and lower concentrations of base fuel substitution.

Keywords: Diesel Engine. Natural Gas. Hydrogen. Energy. Data Acquisition System.





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Participação de países selecionados no consumo mundial de petróleo – 2010. ....	38
Figura 2 – Evolução das reservas conhecidas de petróleo – 2001-2010. ....	38
Figura 3 – Evolução da produção de petróleo – 2001-2010.....	39
Figura 4 – Evolução dos preços do petróleo – 2001-2010.....	39
Figura 5 – Evolução das reservas conhecidas de gás natural – 2001-2010. ....	40
Figura 6 – Evolução da produção de gás natural – 2001-2010.....	40
Figura 7 – Participação de países selecionados no consumo mundial de gás natural – 2010. ....	41
Figura 8 – Típica distribuição de frequência dos hidrocarbonetos presentes no óleo diesel por número de carbonos. ....	62
Figura 9 – Diagrama de bloco do aparato experimental.....	71
Figura 10 – Grupo Motor-Gerador.....	72
Figura 11 – Coletor de admissão e bicos injetores de combustível gasoso. ....	73
Figura 12 – Sensor magnético e roda fônica.....	73
Figura 13 – Hardware do sistema de injeção. ....	74
Figura 14 – Termopares localizados no ar ambiente (a), entrada de ar na placa de orifício (b), duto de admissão de ar no motor (c) e duto de exaustão (d). ....	76
Figura 15 – Termoresistores localizados na entrada do fluido de arrefecimento (a), na saída do fluido de arrefecimento (b) e no tanque de combustível (c).....	77
Figura 16 – Circuito amplificador de sinal. ....	77
Figura 17 – Circuito filtro passa-baixas. ....	78
Figura 18 – Diagrama de bloco do sistema de medição de temperatura. ....	78
Figura 19 – Circuito para aquisição de dados de temperatura dos termo-resistores.....	79
Figura 20 – Programa para aquisição de dados de temperatura dos termo-resistores desenvolvido na plataforma <i>LabVIEW</i> . ....	80
Figura 21 – Diagrama de blocos do algoritmo construído em <i>LabVIEW</i> para leitura de temperatura e umidade relativa através do termohigrômetro.....	81
Figura 22 – Algoritmo em <i>LabVIEW</i> para o cálculo do consumo de combustível. ....	82
Figura 23 – Placa de orifício para medição da vazão do ar admitido.....	84
Figura 24 – Algoritmo do <i>LabVIEW</i> para aquisição da vazão do ar de admissão.....	85



Figura 25 – Programa desenvolvido no <i>LabVIEW</i> para aquisição dos parâmetros elétricos. ....	86
Figura 26 – Diagrama de ligação de cada módulo. ....	87
Figura 27 – Placa de automação do banco de resistores. ....	87
Figura 28 – Algoritmo de controle dos módulos (modo MANUAL). ....	88
Figura 29 – Algoritmo de controle dos módulos (modo AUTOMÁTICO A).....	89
Figura 30 – Algoritmo de controle dos módulos (modo AUTOMÁTICO B).....	89
Figura 31 – Interfaces dos programas MANUAL (a), AUTOMÁTICO A (b) e AUTOMÁTICO B (c). ....	90
Figura 32 – Supervisório do sistema de aquisição de dados. ....	91
Figura 33 – Potência da carga elétrica medida versus potência da carga elétrica nominal.....	96
Figura 34 – Variação do consumo de óleo diesel com a carga aplicada no motor....	97
Figura 35 – Variação da temperatura de exaustão com a carga aplicada no motor. ....	98
Figura 36 – Variação da temperatura de exaustão com a carga e a concentração de gás natural.....	99
Figura 37 – Variação da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de gás natural.....	100
Figura 38 – Variação da redução da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de gás natural. ....	100
Figura 39 – Variação do consumo específico de óleo diesel com a carga e a concentração de gás natural. ....	102
Figura 40 – Variação da temperatura de exaustão com a carga e a concentração de hidrogênio.....	103
Figura 41 – Variação da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de hidrogênio.....	103
Figura 42 – Variação da redução da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de hidrogênio. ....	105
Figura 43 – Variação do consumo específico de óleo diesel com a carga e a concentração de hidrogênio. ....	105



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Investimentos previstos em Pesquisa e Desenvolvimento.....	43
Tabela 2 – Estado da arte do uso de GNV e hidrogênio em motores diesel.....	57
Tabela 3 – Composição típica do gás natural. ....	64
Tabela 4 – Características do gás natural.....	65
Tabela 5 – Dados do grupo motor gerador. ....	72
Tabela 6 – Tempo de injeção para substituição parcial de óleo diesel por GNV. ....	74
Tabela 7 – Tempo de injeção para substituição parcial de óleo diesel por H <sub>2</sub> . ....	75
Tabela 8 – Duração do teste em cada carga nominal.....	92
Tabela 9 – Valores máximos de incerteza. ....	96



## LISTA DE ABREVIATURAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica.
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis.
BES	Benchtop Engine System
BTDC	Before Top Dead Centre
CAN	Controller Area Network
COVIMEP	Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure
DAQ	Data Acquisition
DSP	Digital Signal Processors
ECU	Electronic Control Unit
EGR	Exhaust Gas Recirculation
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNC	Gás Natural Comprimido.
GNV	Gás Natural Veicular
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench
MP	Material Particulado
PMS	Ponto Morto Superior
PRF	Primary Reference Fuel
ROHR	Rate of Heat Release
WTI	West Texas Intermediate





## LISTA DE SIGLAS

$\frac{A}{F}$	Razão ar/combustível medida (adimensional).
$(A/F)_s$	Razão ar/combustível estequiométrica (adimensional).
$C$	Coeficiente de descarga (adimensional).
$CH_4$	Gás Metano.
$CO$	Monóxido de Carbono (ppm).
$CO_2$	Dióxido de Carbono (ppm).
$D$	Diâmetro interno do conduto (mm).
$d$	Diâmetro do orifício da placa de orifício (mm).
$\frac{dm_F}{dt}$	Taxa de variação da massa de combustível no tanque (kg/h).
$E_A$	Energia contida no ar (kJ).
$E_F$	Energia contida no combustível (kJ).
$f$	Frequência de variação do campo de excitação (Hz).
$HC$	Hidrocarbonetos (ppm).
$h_A$	Entalpia específica do ar de admissão (kJ/kg).
$h_E$	Entalpia específica dos gases de exaustão (kJ/kg).
$h_F$	Entalpia específica do combustível (kJ/kg).
$I_f$	Corrente em uma das fases (A).
$I_{(P_1-P_2)}$	Incerteza da medida da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício (%).
$I_{m_A}$	Incerteza associada à equação da vazão mássica de ar (%).
$I_{m_F}$	Incerteza associada à equação da vazão mássica de óleo diesel (%).
$I_{V_{tp}}$	Incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%).
$I_{V_{tp}}$	Incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%).
$I_{m_f}$	Incerteza da medida de massa final (%).
$I_{m_i}$	Incerteza da medida de massa inicial (%).
$I_{t_f}$	Incerteza da medida de tempo final (%).
$I_{t_i}$	Incerteza da medida de tempo inicial (%).



$I_{\rho_1}$	Incerteza da medida de massa específica à montante da placa de orifício (%).
$I_{A/D}$	Incerteza da placa de aquisição de dados (%).
$I_{A/D}$	Incerteza da placa de aquisição de dados (%).
$I_{IUPD}$	Incerteza da corrente medida pelo UPD-200 (%).
$I_{PUPD}$	Incerteza da potência medida pelo UPD-200 (%).
$I_{SFC}$	Incerteza associada à equação do consumo específico de óleo diesel (%).
$I_{TH}$	Incerteza do termohigrômetro (%).
$I_{VUPD}$	Incerteza da tensão medida pelo UPD-200 (%).
$I_{cali}$	Incerteza da calibração do termopar (%).
$I_{cali}$	Incerteza da calibração do termorresistor (%).
$I_{cond}$	Incerteza do condicionador de sinais (%).
$I_{cond}$	Incerteza do condicionador de sinais (%).
$I_{filtro}$	Incerteza do filtro passa-baixas (%).
$I_{tempent}$	Incerteza da medida da temperatura de entrada de ar (%).
$I_{termopar}$	Incerteza do termopar (%).
$I_{termor}$	Incerteza do termopar (%).
$I_{totSFC}$	Incerteza total do consumo específico de óleo diesel (%).
$I_{totUR}$	Incerteza total das medidas de umidade relativa (%).
$I_{totcor}$	Incerteza total das medidas de corrente (%).
$I_{totmar}$	Incerteza total da vazão mássica de ar (%).
$I_{totmf}$	Incerteza total da vazão mássica de óleo diesel (%).
$I_{totpot}$	Incerteza total das medidas de corrente (%).
$I_{totten}$	Incerteza total das medidas de tensão (%).
$I_{tottp}$	Incerteza total do sistema de medição de temperatura – termopares (%).
$I_{tottr}$	Incerteza total do sistema de medição de temperatura – termorresistores (%).
$\dot{m}_A$	Fluxo de massa do ar de admissão (kg/s).
$m_i$	Massa inicial de combustível no tanque (kg).



$\dot{m}_F$	Taxa de escoamento de massa de combustível para o motor (kg/s).
$m_f$	Massa final de combustível no tanque (kg).
$n$	Número de revoluções do campo de excitação ( $\text{min}^{-1}$ ).
$n_p$	Número de polos.
$\text{NO}_x$	Óxidos de Nitrogênio (ppm).
$P_1$	Pressão do fluido à montante da placa de orifício (Pa).
$P_2$	Pressão do fluido à jusante da placa de orifício (Pa).
$P_{3f}$	Potência elétrica trifásica (W).
$P_B$	Potência produzida pelo motor (kW).
$P_e$	Potência útil entregue para a carga (W).
$\dot{Q}_C$	Taxa de calor trocado com o fluido refrigerante (kW).
$Q_{LHV}$	Poder calorífico inferior de cada combustível (kJ/kg).
$\dot{Q}_W$	Taxa de perdas por convecção e radiação (kW).
$SFC$	Consumo específico de combustível (kg/kW.h).
$t$	Intervalo de tempo (h).
$t$	Tempo (s).
$t_f$	Valor do tempo final medido pelo <i>LabVIEW</i> (s).
$t_i$	Valor do tempo inicial medido pelo <i>LabVIEW</i> (s).
$T_{tp}$	Temperatura medida pelo termopar ( $^{\circ}\text{C}$ ).
$T_{tr}$	Temperatura medida pelo termorresistor ( $^{\circ}\text{C}$ ).
$V_f$	Tensão em uma das fases (V).
$V_{tp}$	Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).
$V_{tr}$	Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).
$W_B$	Trabalho efetivo no eixo (kJ).
$w_1$	Incerteza da variável independente de índice 1 (adimensional).
$w_2$	Incerteza da variável independente de índice 2 (adimensional).
$w_R$	Incerteza do resultado (adimensional).
$w_n$	Incerteza da variável independente de índice n (adimensional).
$\bar{x}$	Média dos resultados (adimensional).
$x_1$	Resultado do teste 1 (adimensional);
$x_2$	Resultado do teste 2 (adimensional).
$x_3$	Resultado do teste 3 (adimensional).



## SÍMBOLOS GREGOS

$\beta$	Razão de diâmetros (adimensional).
$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_f}$	Derivada parcial de $\dot{m}_F$ em relação à $m_f$ .
$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_i}$	Derivada parcial de $\dot{m}_F$ em relação à $m_i$ .
$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_f}$	Derivada parcial de $\dot{m}_F$ em relação à $t_f$ .
$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_i}$	Derivada parcial de $\dot{m}_F$ em relação à $t_i$ .
$\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial (P_1 - P_2)}$	Derivada parcial de $\dot{m}_A$ em relação à $(P_1 - P_2)$ .
$\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial \rho_1}$	Derivada parcial de $\dot{m}_A$ em relação à $\rho_1$ .
$\frac{\partial T_{tp}}{\partial V_{tp}}$	Derivada parcial de $T_{tp}$ em relação à $V_{tp}$ .
$\frac{\partial T_{tr}}{\partial V_{tr}}$	Derivada parcial de $T_{tp}$ em relação à $V_{tp}$ .
$\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_1}$	Derivada parcial do desvio padrão do teste 1 em relação ao desvio padrão médio (adimensional).
$\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_2}$	Derivada parcial do desvio padrão do teste 2 em relação ao desvio padrão médio (adimensional).
$\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_3}$	Derivada parcial do desvio padrão do teste 3 em relação ao desvio padrão médio (adimensional).
$\frac{\partial R}{\partial x_1}$	Derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice 1 (adimensional).
$\frac{\partial R}{\partial x_2}$	Derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice 2 (adimensional).
$\frac{\partial R}{\partial x_n}$	Derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice n (adimensional).
$\varepsilon$	Fator de expansão do escoamento (adimensional).
$\sum E_L$	Somatório das energias perdidas (kJ).
$\sum P_i$	Soma de todas as perdas, incluídas as perdas elétricas, mecânicas e magnéticas (W).





$\lambda$	Razão de equivalência da mistura ar/combustível (adimensional).
$\phi$	Razão de equivalência da mistura combustível/ar. (adimensional).
$\rho_1$	Massa específica do fluido à montante da placa de orifício (kg/m <sup>3</sup> ).
$\sigma_1$	Desvio padrão do teste 1 (%).
$\sigma_2$	Desvio padrão do teste 2 (%).
$\sigma_3$	Desvio padrão do teste 3 (%).
$\sigma_{media}$	Incertezas dos testes (%).
$\omega$	Velocidade angular da armadura (rad/s).



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>37</b>
1.1 Prólogo.....	37
1.2 Objetivos .....	41
1.3 Justificativa.....	42
1.4 Escopo da Dissertação .....	43
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>44</b>
2.1 Motores diesel alimentados simultaneamente por óleo diesel e gás natural .....	44
2.2 Motores diesel alimentados simultaneamente por óleo diesel e hidrogênio .....	48
2.3 Sistemas de aquisição de dados utilizando <i>LabVIEW</i> . ....	54
2.4 Estado da Arte .....	57
<b>3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....</b>	<b>60</b>
3.1 Motores diesel .....	60
3.1.1 <i>Combustíveis para motores diesel</i> .....	61
3.1.1.1 Óleo Diesel.....	62
3.1.1.2 Gás Natural .....	64
3.1.1.3 Hidrogênio .....	65
3.1.2 <i>Consumo de combustível</i> .....	66
3.1.3 <i>Razão ar/combustível e razão combustível/ar</i> .....	67
3.2 Geradores elétricos.....	68
<b>4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL .....</b>	<b>71</b>
4.1 Aparato experimental.....	71
4.1.1 <i>Grupo motor-gerador</i> .....	72
4.1.2 <i>Sistema de controle da injeção dos combustíveis gasosos</i> .....	73
4.1.3 <i>Sistema de medição de temperatura</i> .....	75
4.1.4 <i>Medidor de umidade – termohigrômetro</i> .....	80
4.1.5 <i>Medidor do consumo de combustível</i> .....	81
4.1.6 <i>Medidor de vazão de ar</i> .....	83
4.1.7 <i>Medidor de grandezas elétricas</i> .....	85
4.1.8 <i>Circuito de controle do banco de resistores</i> .....	86
4.1.9 <i>Sistema LabVIEW – Supervisório</i> .....	90
4.2 Procedimento experimental .....	91
4.2.1 <i>Validação do sistema de aquisição de dados</i> .....	91
4.2.2 <i>Testes com óleo diesel e gás natural</i> .....	93
4.2.3 <i>Testes com óleo diesel e hidrogênio</i> .....	94
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>95</b>
5.1 Validação do sistema de controle e aquisição de dados.....	95
5.2 Testes com óleo diesel-gás natural .....	98
5.3 Testes com óleo diesel-hidrogênio.....	102
<b>6 CONCLUSÕES.....</b>	<b>107</b>
6.1 Validação do sistema de controle e aquisição de dados.....	107



6.2 Testes com óleo diesel-gás natural.....	107
6.3 Testes com óleo diesel-hidrogênio.....	107
6.4 Sugestões para trabalhos futuros .....	108
REFERÊNCIAS.....	109
APÊNDICE A – DADOS OBTIDOS NOS TRABALHOS COMPARADOS.....	114
APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZA DAS MEDIÇÕES.....	115
ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES DO ÓLEO DIESEL DE USO RODOVIÁRIO .....	132
ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES DO GÁS NATURAL (1).....	136



## 1 INTRODUÇÃO

### 1.1 Prólogo

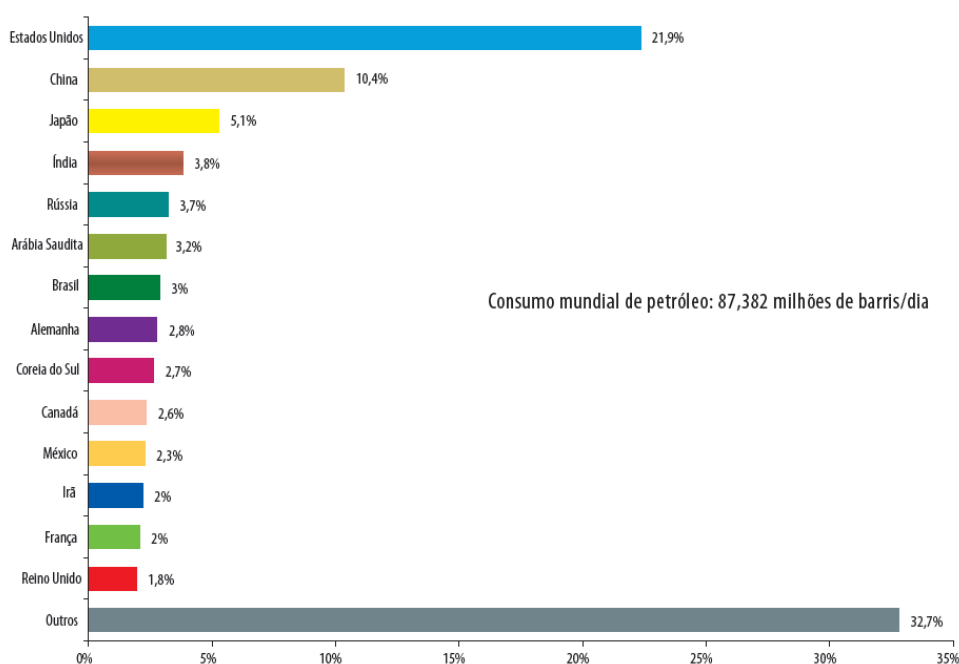
A demanda mundial de energia vem crescendo consideravelmente ao longo dos últimos anos. Fatores como aumento da população mundial, crescimento das economias emergentes, aumento do consumo nos países desenvolvidos, dentre outros, contribuem para o crescimento desta demanda. O crescimento acelerado da demanda, aliado à instabilidade política nas regiões produtoras de petróleo e gás natural e às pressões pela redução das emissões dos gases causadores do “efeito estufa” trazem preocupações sobre o equacionamento da oferta de energia e seu impacto nos preços. A insegurança energética em âmbito mundial deverá persistir, o que poderá elevar os preços das principais fontes de energia, principalmente do petróleo e do gás natural. Além disso, vislumbra-se maior pressão pública para medidas de atenuação dos problemas ambientais, tais como a utilização de energias alternativas e a mistura obrigatória de biocombustíveis aos combustíveis tradicionais. Como consequência, estas medidas contribuirão para aumentar os custos da energia (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA, 2007).

As principais fontes energéticas usadas mundialmente são petróleo, gás natural e carvão. O carvão é responsável por 25% do consumo mundial de energia. Desta parcela, dois terços são usados para geração de eletricidade e quase todo o restante para uso industrial. As reservas mundiais de carvão são gigantescas, quase 3,5 vezes maiores que as de petróleo e de gás natural. A elevação dos preços dos insumos energéticos, ao mesmo tempo em que afeta diretamente os custos da indústria mundial, abre novas oportunidades para a indústria brasileira por causa da sua matriz diversificada. Na matriz energética brasileira a participação de energias renováveis é de 45%, enquanto a média mundial é de somente 14% (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA, 2007).

De acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, ANP, o consumo mundial de petróleo, em 2010, foi 3,2% superior a 2009, totalizando 87,4 milhões de barris/dia. Em 2010, as reservas conhecidas de petróleo no mundo chegaram a 1,38 trilhões de barris, tendo um aumento 0,5% em relação a 2009. A ANP revela também que, em comparação a 2009, o volume de petróleo produzido no mundo em 2010 aumentou 2,3%, passando de 80,3 para 82,1

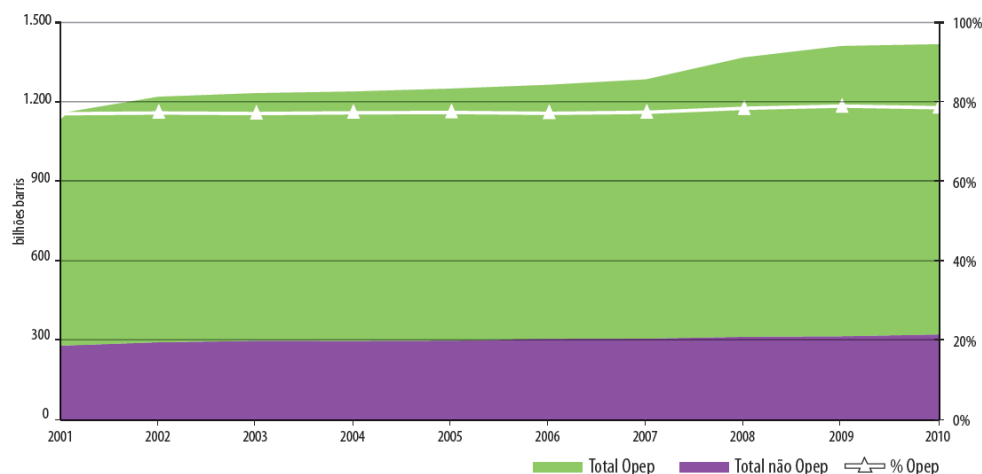
milhões de barris/dia, e que para essa produção a capacidade efetiva de refino foi de 91,8 de milhões de barris/dia. A Figura 1 mostra o percentual de consumo de petróleo das principais economias mundiais no ano de 2010. A Figura 2 mostra a evolução das reservas conhecidas de petróleo no período entre 2001 a 2010. A Figura 3 mostra a evolução da produção de petróleo no período entre 2001 a 2010.

**Figura 1 – Participação de países selecionados no consumo mundial de petróleo – 2010.**



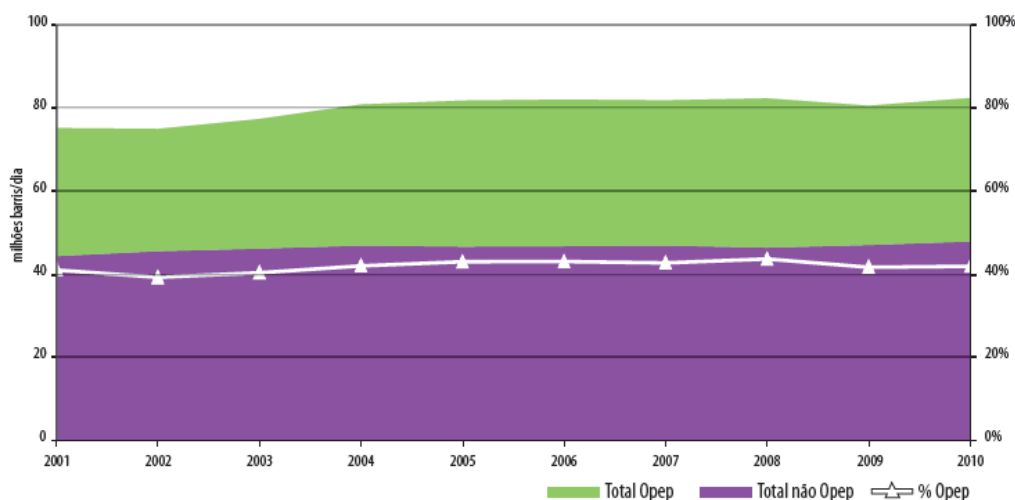
Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCMBUSTÍVEIS, 2011.

**Figura 2 – Evolução das reservas conhecidas de petróleo – 2001-2010.**



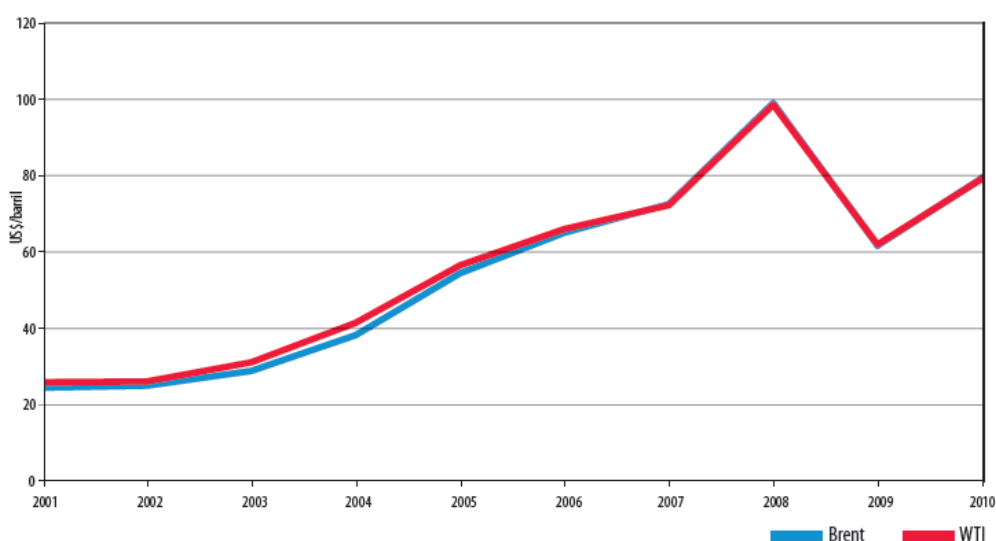
Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCMBUSTÍVEIS, 2011.



**Figura 3 – Evolução da produção de petróleo – 2001-2010.**

Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS, 2011.

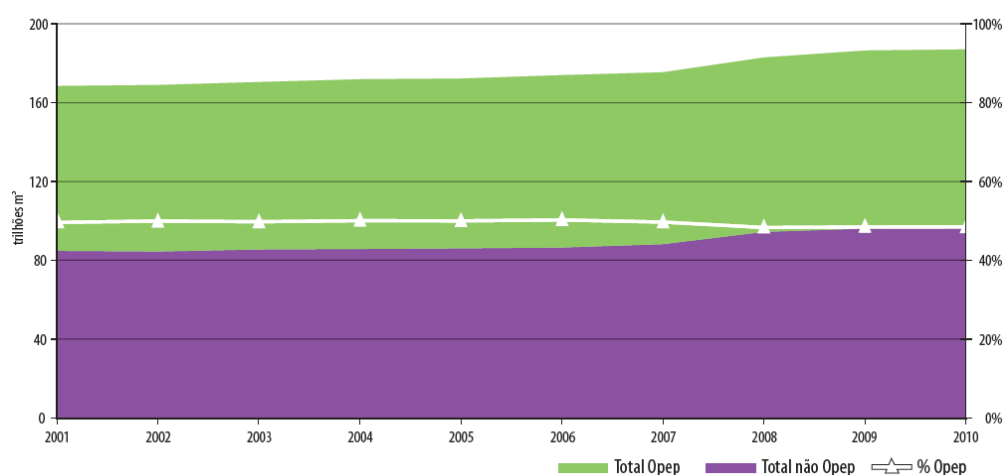
O óleo do tipo WTI (*West Texas Intermediate*) comercializado na Bolsa de Nova York, que se refere ao produto extraído principalmente na região do Golfo do México, foi cotado, em dezembro de 2010, a uma média de US\$ 88,88/barril. O petróleo do tipo Brent, comercializado na Bolsa de Londres, tendo como referência os produtos extraídos no Mar do Norte e no Oriente Médio, teve cotação média no período de US\$ 91,26/barril. Nos últimos dez anos, o crescimento médio anual do preço do óleo WTI foi de 13,3%, enquanto o do óleo Brent foi de 14%, motivados pelo aumento da demanda mundial e pelas restrições no incremento da produção nos países da Opep (Organização dos Países Produtores de Petróleo) (Figura 4).

**Figura 4 – Evolução dos preços do petróleo – 2001-2010.**

Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS, 2011.

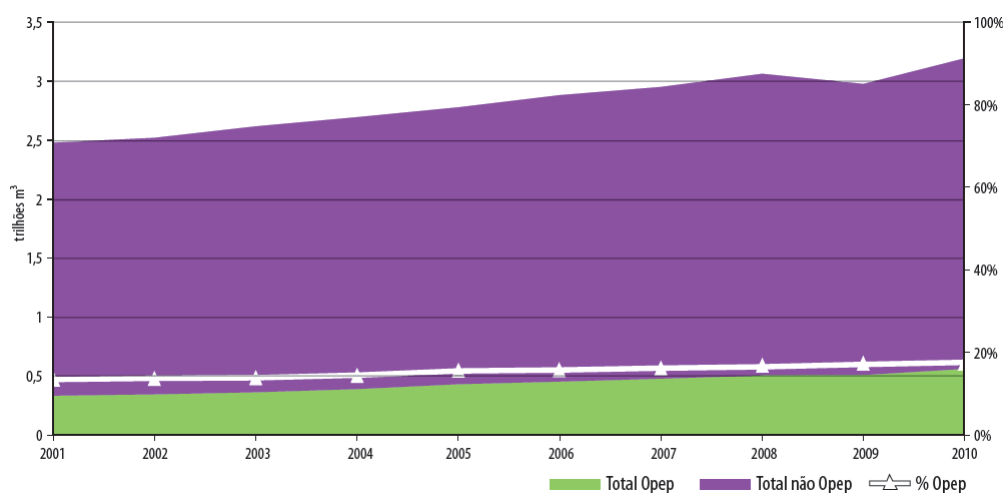
Dados da Confederação Nacional da Indústria – CNI – mostram que 58% das reservas mundiais de gás natural estão concentradas na Rússia, Catar e Irã. De acordo com a ANP, as reservas mundiais conhecidas de gás natural em 2010 somaram 187 trilhões m<sup>3</sup>, registrando um crescimento de 0,3% em comparação com 2009, enquanto a produção mundial de gás natural alcançou 3,2 trilhões de m<sup>3</sup>, apresentando alta de 7,3%. Em 2010, o consumo mundial de gás natural registrou um crescimento recorde de 7,4%. A Figura 5 mostra a evolução das reservas conhecidas de gás natural entre 2001 a 2010. A Figura 6 mostra a evolução da produção de gás natural no mesmo período. A Figura 7 mostra o consumo percentual de gás natural das principais economias mundiais no ano de 2010.

**Figura 5 – Evolução das reservas conhecidas de gás natural – 2001-2010.**



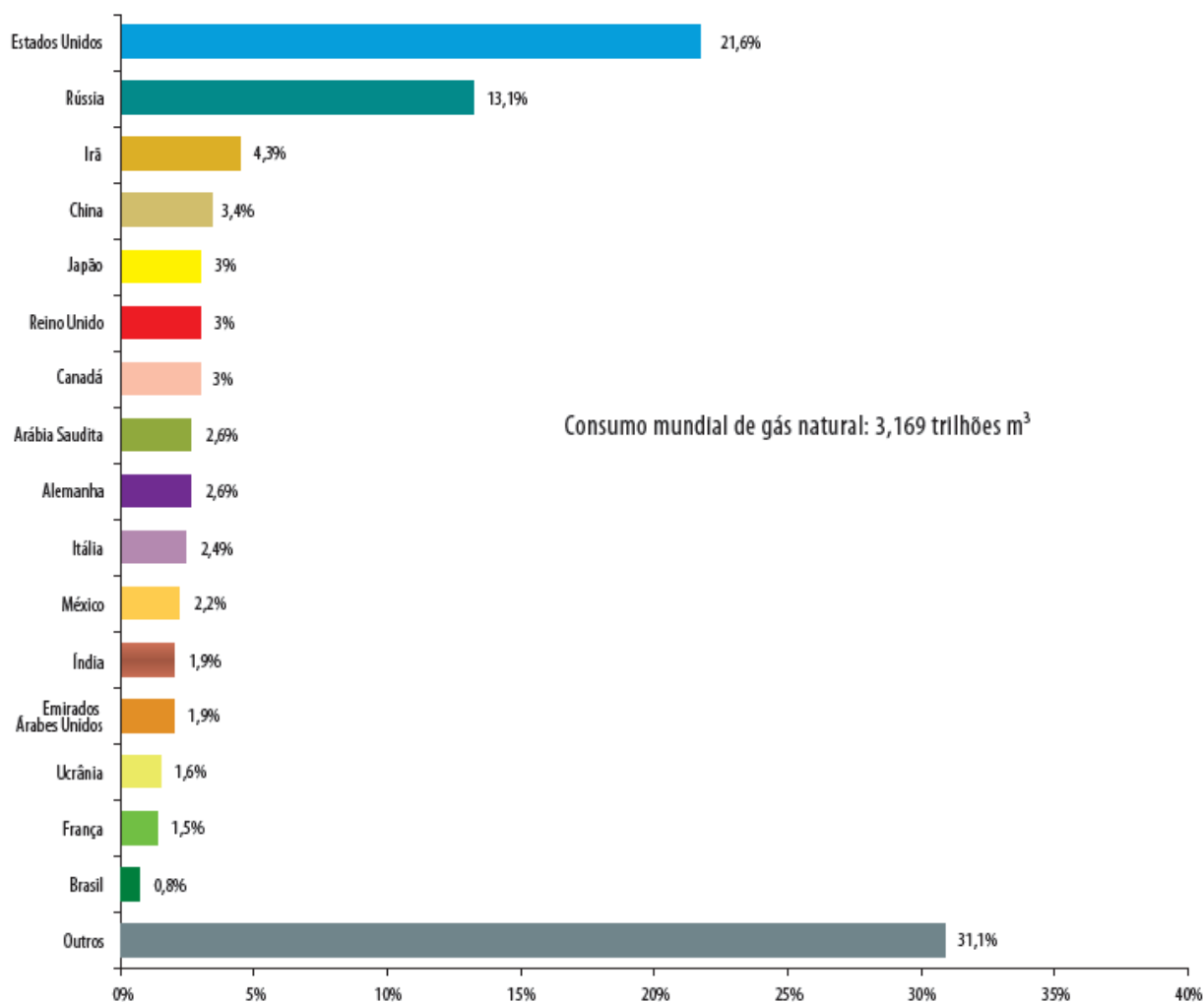
Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCMBUSTÍVEIS, 2011.

**Figura 6 – Evolução da produção de gás natural – 2001-2010.**



Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCMBUSTÍVEIS, 2011.

**Figura 7 – Participação de países selecionados no consumo mundial de gás natural – 2010.**



**Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS, 2011.**

## 1.2 Objetivos

Esta dissertação tem por objetivo geral analisar o desempenho de um grupo motor-gerador utilizando como combustível óleo diesel convencional com a adição de 5% de biodiesel (B5), bem como percentuais de gás natural veicular (GNV) e hidrogênio em substituição parcial do B5. A dissertação tem os seguintes objetivos específicos:

- a) Desenvolver um sistema de aquisição de dados em plataforma *LabVIEW* (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) para os testes do grupo motor gerador com carga variável;
- b) Comparar o consumo de combustível do motor operando com óleo diesel em sua configuração original e com substituições parciais do óleo diesel por GNV e hidrogênio;
- c) Avaliar as características de combustão do motor operando com os diferentes combustíveis a partir da medição de parâmetros externos à câmara de combustão, como as temperaturas de entrada e saída do líquido de arrefecimento do motor, temperatura do gás de exaustão, vazão mássica do ar admitido e vazão mássica de combustível.

### 1.3 Justificativa

É crescente o interesse no uso de “fontes limpas” para a produção de energia elétrica. No curto prazo, isto representará mais oportunidades para as indústrias de equipamentos e, no médio prazo, deverá haver uma maior integração dos setores industrial e agrícola (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA, 2007). A Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) relata que a Resolução Normativa número 318/2008, que aprova o novo Manual do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor de Energia Elétrica, em seus três anos de vigência cadastrou 752 novos projetos de pesquisa com investimentos previstos de R\$ 1,35 bilhão, representando uma média de R\$ 1,76 milhão por projeto. O direcionamento de recursos para temas estratégicos e mais alinhados com as tendências mundiais, como fontes alternativas de energia, cujo percentual de investimento era de 5,1% na primeira fase do programa, passou para 16,7% dos recursos previstos, conforme mostra a Tabela 1. Estas informações mostram um quadro favorável para pesquisas em fontes alternativas, incluindo o uso do gás natural e do hidrogênio como substitutos parciais de combustíveis fósseis convencionais.

**Tabela 1 – Investimentos previstos em Pesquisa e Desenvolvimento**

TEMA	NÚMERO DE PROJETOS	VALOR INVESTIDO (R\$)	PERCENTUAL DO VALOR TOTAL INVESTIDO
Fontes alternativas de geração de energia elétrica	77	221.100.059,67	16,74%
Geração termelétrica	23	21.711.129,80	1,64%
Gestão de bacias e reservatórios	22	68.237.881,23	5,17%
Meio ambiente	50	76.096.135,53	5,76%
Segurança	52	63.904.844,27	4,84%
Eficiência energética	48	56.585.977,66	4,29%
Planejamento de sistemas de energia elétrica	64	73.014.329,06	5,53%
Operação de sistemas de energia elétrica	81	150.296.356,63	11,38%
Supervisão, controle e proteção de sistemas de energia elétrica	145	250.695.898,00	18,99%
Qualidade e confiabilidade dos serviços de energia elétrica	54	117.449.428,67	8,89%
Medição, faturamento e combate a perdas comerciais	63	78.974.490,35	5,98%
Outro	73	142.361.511,77	10,78%
<b>TOTAL</b>	<b>752</b>	<b>1.320.428.042,64</b>	<b>100%</b>

**Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2011.**

#### **1.4 Escopo da Dissertação**

O Capítulo 2 do presente trabalho apresenta a revisão bibliográfica de pesquisas realizadas sobre motores do ciclo diesel, grupos geradores, óleo diesel combustível, gás natural, hidrogênio e instrumentação de aquisição de dados.

O Capítulo 3 apresenta os fundamentos teóricos sobre o assunto, onde são abordados conceitos sobre motores de combustão interna, notadamente aqueles que envolvem as grandezas medidas.

O Capítulo 4 descreve a metodologia empregada, incluindo o aparato experimental utilizado e os procedimentos adotados nos testes realizados.

O Capítulo 5 mostra os resultados dos experimentos e comparações com trabalho de outros autores, acompanhado das discussões relevantes.

O Capítulo 6 traz as conclusões e sugestões para futuros trabalhos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversos autores estudaram o comportamento de motores diesel adaptados para a utilização simultânea de óleo diesel e gás natural. Estudos sobre motores diesel adaptados para a utilização simultânea de óleo diesel e hidrogênio são encontrados em menor escala. Junto a estes estudos, trabalhos sobre sistemas de aquisição de dados empregando a plataforma *LabVIEW* são revisados a seguir.

### 2.1 Motores diesel alimentados simultaneamente por óleo diesel e gás natural

Henham e Makkar (1998) estudaram o comportamento de um motor diesel estacionário, de dois cilindros e injeção indireta, alimentado com óleo diesel e biogás, variando a composição do biogás para uma faixa de cargas e rotações e a energia da chama-piloto. Os autores observaram que até 60% de substituição de óleo diesel por gás natural não provoca detonação. Os resultados apresentados mostraram que o aumento do percentual de substituição de óleo diesel por biogás ocasionou a diminuição da eficiência global, o aumento da temperatura do gás de exaustão e o aumento de forma mais acelerada da pressão na câmara de combustão.

Selim (2001) realizou experimentos em um motor diesel funcionando com sua configuração original e em modo dual – óleo diesel-gás natural – e comparou os resultados. As principais variáveis analisadas foram a máxima taxa de crescimento da pressão durante a combustão e a pressão média no cilindro, em função da rotação, carga, ângulo de injeção e quantidade do combustível piloto. O autor concluiu que, tanto na sua configuração original quanto no modo dual, o ruído da combustão diminuiu ao aumentar a rotação. Porém, para todas as rotações, o modo dual produziu uma taxa de elevação da pressão maior que o modo normal. Para uma rotação constante, o modo dual produziu um maior valor de pressão máxima na câmara. O torque do motor se elevou à medida que a injeção do combustível piloto foi aumentada.

Com a utilização do mesmo motor e as mesmas configurações apresentadas em 2001, Selim (2004) modificou a gama de combustíveis gasosos no modo dual. O autor realizou experimentos utilizando gás metano ( $\text{CH}_4$ ), gás liquefeito do petróleo (GLP) e gás natural veicular (GNV). Nesses experimentos foi observado que o

acréscimo de massa do combustível gasoso aumenta o ruído da combustão e a pressão máxima na câmara para os três gases. No modo dual, o aumento tanto da carga quanto da rotação elevou a eficiência térmica. Também no modo dual, o aumento da rotação reduziu o ruído da combustão. O aumento do tempo de injeção do combustível piloto provocou a redução do torque, da eficiência térmica e aumentou a pressão máxima na câmara, bem como a máxima taxa de elevação da pressão. O aumento da quantidade de injeção de combustível piloto elevou o torque, eficiência térmica e a máxima taxa de elevação da pressão para os três gases. Observou-se uma detonação antecipada quando uma alta razão de compressão foi utilizada no modo dual, sendo mais notável utilizando GLP. Segundo o autor, motores em modo dual devem usar razões de compressão menores.

Abd Alla et al. (2002) estudaram a injeção indireta de gás metano e butano ( $C_4H_{10}$ ) como substituição parcial do óleo diesel em um motor diesel operando com cargas leves. O óleo diesel serviu como combustível piloto para o início da queima. Uma das conclusões foi a melhoria na eficiência térmica avançando o tempo de injeção. Esse avanço aumentou a temperatura máxima no processo de combustão, ocasionando aumento na emissão de óxidos de nitrogênio ( $NO_x$ ). Houve redução nas emissões de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC). O avanço da injeção leva a detonações mais rapidamente e não traz benefícios em se tratando de emissões com cargas pesadas.

Yan et al. (2003) criaram um modelo matemático baseado em redes neurais para prever e melhorar a performance de um motor alimentado por óleo diesel e gás natural. Os autores constataram que seu modelo é mais indicado para prever as características de combustão com o motor funcionando em cargas baixas. Observou-se que, para cargas menores e menor injeção de gás natural, o atraso na combustão é prolongado à medida que aumenta a rotação do motor, reduzindo a eficiência térmica. Com o aumento da quantidade de injeção de gás natural a densidade da mistura de combustível se eleva dentro do cilindro e a finalização do processo de combustão se aproxima do ponto morto superior (PMS). O aumento da quantidade de combustível piloto aumenta rapidamente a velocidade da combustão.

Com a utilização de um motor diesel monocilindro, Qi et al. (2007) realizaram experimentos utilizando como combustíveis óleo diesel e GLP em concentrações de 0%, 10%, 20%, 30% e 40%. Foi observado que, com o aumento da concentração mássica de GLP, ocorreu a diminuição do pico de pressão dentro do cilindro e o

aumento do atraso da ignição. Para frações mássicas maiores que 20%, o pico na taxa de liberação de calor caiu e a duração da combustão foi estendida. O consumo específico de GLP mostrou-se inferior para cargas leves, se comparado à operação com óleo diesel somente, e similar para cargas maiores. Com o aumento da fração mássica de GLP, diminuíram-se as concentrações de  $\text{NO}_x$ , obteve-se um ligeiro aumento nas emissões de CO para cargas baixas e uma grande diminuição de CO para cargas elevadas. Para toda faixa de cargas ocorreu um ligeiro acréscimo de emissão de HC. Papagiannakis e Hountalas (2004) realizaram experimentos similares utilizando GNV ao invés de GLP e observaram resultados semelhantes.

Ma et al. (2007) investigaram os efeitos do tempo de injeção no consumo, combustão e emissões em um motor do ciclo diesel monocilindro. Os resultados foram comparados com o motor sendo alimentado por óleo diesel e óleo diesel-propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ). Observou-se que os efeitos do tempo de injeção no desempenho do motor foram similares comparando-se a alimentação com óleo diesel e a mistura óleo diesel-propano. Para a mesma rotação e pressão média efetiva no eixo, o consumo específico diminuiu utilizando óleo diesel-propano. O retardo do ângulo de injeção de combustível ocasionou a diminuição do pico de pressão no cilindro, da máxima taxa de liberação de calor e da proporção do calor da pré-mistura. O retardo do ângulo de injeção de combustível ocasionou, também, a diminuição do valor máximo da temperatura média do gás no cilindro, da média da duração dos gases no cilindro a 1500 K e da emissão de  $\text{NO}_x$ . Ainda, o retardo do ângulo de injeção aumentou a duração do tempo de combustão e as emissões de CO, HC e particulados. Ao aumentar a proporção de propano na substituição parcial de óleo diesel para a mesma rotação, carga e tempo de injeção foi relatado o aumento do pico de pressão no cilindro, da máxima taxa de liberação de calor, da proporção de calor pré-misturado, do valor máximo de temperatura média dos gases no cilindro e da emissão de  $\text{NO}_x$ . Por outro lado, o aumento da proporção de propano reduziu a duração do tempo de combustão e as emissões de CO, HC e particulados.

Rakopoulos et al. (2008) utilizaram um modelo computacional de operação de um motor diesel e hipóteses de equilíbrio químico para estudar o comportamento da combustão em um cilindro com misturas de gás natural e hidrogênio no óleo diesel. Constatou-se que, com hidrogênio, as irreversibilidades da combustão podem ser drasticamente reduzidas. O aumento da adição de hidrogênio na mistura diminui a irreversibilidade produzida durante a combustão e a eficiência da segunda lei



termodinâmica aumenta. Com a adição de hidrogênio e gás natural há uma diminuição na irreversibilidade produzida durante a combustão e um aumento da eficiência da segunda lei termodinâmica com o aumento da carga no motor.

Carlucci et al. (2008) utilizaram um motor diesel adaptado para ser alimentado com GNV e óleo diesel como combustível piloto. O motor operando em modo dual foi testado em uma larga faixa de diferentes rotações e cargas. Para todas estas faixas, foi analisado o desempenho do motor em termos de consumo de combustível e emissões sob efeito da pressão de injeção de GNV e óleo diesel, juntamente com a quantidade de combustível piloto injetado. Observou-se que a penetração do jato na câmara tem a mesma importância que a quantidade de combustível piloto injetado. Quanto mais o jato penetra na câmara, mais a combustão se espalha e mais a temperatura local se iguala à global. Constatou-se, também, que as emissões de CO e HC foram reduzidas com o motor operando em modo dual.

Cordiner et al. (2008) realizaram experimentos em um motor diesel para avaliar parâmetros de desempenho e emissões. Com estes dados os autores alimentaram um programa para simular o comportamento do motor utilizando óleo diesel e gás natural como combustíveis. A simulação mostrou redução nas emissões de particulados e  $\text{NO}_x$  e aumento nas emissões de CO e HC com a substituição de óleo diesel por GNV.

Papagiannakis et al. (2010) propuseram um modelo bidimensional teórico de um motor diesel operando em modo dual (óleo diesel e gás natural) alterando variáveis como temperatura do ar de admissão e quantidade de combustível piloto injetado para examinar o desempenho do motor e as emissões. Os resultados foram comparados com o desempenho do motor operando na configuração original com óleo diesel. No modo dual, obtiveram-se valores maiores de consumo específico e houve redução na emissão de  $\text{NO}_x$  e fuligem. Porém, observou-se um considerável aumento na emissão de CO.

Carlucci et al. (2011) realizaram experimentos em um motor do ciclo diesel injetando óleo diesel e gás metano. Os autores propuseram várias configurações e técnicas para a melhoria da mistura ar-metano. Concluiu-se que, utilizando certas combinações das técnicas propostas, a injeção de metano é uma estratégia muito efetiva para a redução das emissões de HC não queimados e  $\text{NO}_x$  na exaustão.

Egúsqiza (2011) realizou experimentos em um motor diesel consumindo etanol hidratado ou gás natural em substituição parcial ao óleo diesel. As influências

dos combustíveis alternativos, bem como as técnicas de avanço da injeção do óleo diesel e da restrição parcial do ar de admissão, foram verificadas em relação aos parâmetros característicos da combustão, desempenho e emissões. Tendo como base os dados do diagrama pressão-ângulo de virabrequim, analisou-se alguns parâmetros característicos da combustão, tais como o início da combustão, máxima taxa de elevação de pressão e pico de pressão. Os parâmetros do desempenho e emissões do motor foram analisados através do rendimento térmico e as concentrações de CO, HC, material particulado (MP) e NO<sub>x</sub>. Os resultados obtidos mostraram que as técnicas avaliadas no modo bicomcombustível favoreceram a melhor decomposição e oxidação dos combustíveis alternativos, refletindo-se favoravelmente em menores emissões de CO, HC e MP, além de um pequeno aumento no rendimento térmico do motor. No entanto, houve também um acréscimo nas emissões de NO<sub>x</sub> e, no caso específico do avanço da injeção, foi notado um maior ruído gerado pelo motor.

## **2.2 Motores diesel alimentados simultaneamente por óleo diesel e hidrogênio**

Welch e Wallace (1990) afirmaram que o uso de hidrogênio em motores diesel não apresenta pré-ignição, detonação, *backfiring* e outros inconvenientes encontrados quando o combustível é utilizado em motores com ignição por centelha. Os autores, com base em tal motivação, realizaram um estudo das características do desempenho de um motor diesel alimentado com hidrogênio e com o uso de um sistema auxiliar de ignição. Os resultados indicaram que o motor diesel alimentado com hidrogênio pode produzir maior potência em relação à sua operação com óleo diesel. Além disso, há a indicação da ausência de emissões de fumaça e considerável redução das emissões de NO<sub>x</sub>. A eficiência térmica do motor diesel alimentado com hidrogênio é cerca de 90% daquela com o uso do óleo diesel, operando com cargas moderadas. Em operação com cargas máximas a eficiência é aproximadamente a mesma para ambos os combustíveis, porém, com baixas cargas, a eficiência do motor alimentado com hidrogênio foi menor, comparada à operação com óleo diesel. Melhorias na eficiência podem ser obtidas através de futuros refinamentos da câmara de combustão e geometria do injetor.

Koyanagi et al. (1993) investigaram o jato de hidrogênio com diferentes geometrias de bicos de injetores e para diversas condições de operação. A injeção

direta antes do ponto morto superior em um motor diesel e a ignição fornecida por uma centelha apresentaram vantagens, como a prevenção de combustão anormal e a realização de uma elevada potência próxima à relação ar/combustível estequiométrica. O aumento da pressão de injeção proporcionou uma maior penetração do jato de hidrogênio, com sua difusão na direção radial, e uma diminuição de sua concentração próxima à vela de ignição, atingindo mais rapidamente o limite de ignição. Uma menor razão comprimento/altura dos bicos injetores resultou em um aumento gradual do jato, o que é desejável para a ignição.

Kukkonen e Shelef (1994) descreveram a evolução do uso do hidrogênio como um combustível alternativo. Os autores revisaram a produção, distribuição e armazenamento em veículos e a utilização do hidrogênio como combustível em motores de combustão interna e em veículos movidos a célula a combustível. Os autores apontam que, embora o uso de hidrogênio em veículos fosse tecnicamente possível, este não era competitivo com outros combustíveis alternativos. Os autores relataram pesquisas com o uso do hidrogênio em motores de combustão interna realizadas na Europa, Japão e Estados Unidos.

O fato das emissões de um veículo poderem ser ultra-reduzidas com o uso do hidrogênio é destacado por Kukkonen e Shelef (1994). Desde que o combustível não contenha nenhum hidrocarboneto, somente traços de CO e HC originados do óleo lubrificante são emitidos. As emissões de  $\text{NO}_x$  resultam da combustão de qualquer combustível com o ar. Os amplos limites de inflamabilidade do hidrogênio no ar permitem sua utilização com misturas extremamente pobres, com reduzido pico de temperatura no cilindro e, conseqüentemente, baixas emissões de  $\text{NO}_x$  e elevada eficiência térmica.

Naber e Siebers (1998) investigaram a auto-ignição e a combustão de hidrogênio usando uma câmara de combustão de volume constante, simulando as condições de um motor diesel de injeção direta. Os parâmetros variados na investigação foram: pressão e temperatura de injeção, diâmetro do orifício do injetor, pressão do gás ambiente, temperatura e composição da mistura. Os resultados mostram que o atraso de ignição do hidrogênio em condições de um motor diesel de injeção direta tem uma forte dependência da temperatura. Porém, a dependência dos outros parâmetros analisados é pequena. Atrasos de ignição menores do que 1,0 ms foram obtidos para temperaturas de gás maiores que 1120 K com concentrações de oxigênio entre 5 e 21% v/v. As taxas de combustão de hidrogênio

com injeção direta são insensíveis a concentrações reduzidas de oxigênio. A redução na emissão de  $\text{NO}_x$  de um motor diesel de injeção direta alimentado com hidrogênio pode ser obtida através do uso da recirculação dos gases de exaustão.

De acordo com Das (2002), na fase gasosa o hidrogênio misturado ao ar atmosférico entra facilmente em combustão na concentração de 4 até 75% v/v. O vasto limite de flamabilidade é uma propriedade muito importante para a aplicação do hidrogênio como combustível de motores de combustão interna, pois permite a utilização de misturas pobres e propicia alta eficiência térmica. Para efeito de comparação, o limite de flamabilidade do metano varia de 5 a 15% v/v no ar atmosférico. A energia mínima de ignição do hidrogênio é, cerca de, 15 vezes menor que a energia de ignição do metano. Para limitar a potência excessiva produzida pela combustão do hidrogênio o motor pode ser dotado de um sistema de regulação do fluxo de combustível.

Tsujimura et al. (2003) avaliaram que o atraso da ignição do hidrogênio é muito maior do que o do óleo diesel, uma vez que o hidrogênio é um combustível de alto número de octanagem e com uma temperatura de ignição de aproximadamente 580 °C, que é muito superior à um do óleo diesel. Como atrasos de ignição desempenham um papel significativamente importante para a estabilidade de combustão, eficiência térmica e emissões em um motor diesel, atrasos de ignição elevados devido ao hidrogênio podem trazer, conseqüentemente, perda de desempenho do motor. Portanto, em um motor diesel de injeção direta alimentado com hidrogênio, controles precisos de atrasos de ignição são necessários. A utilização de hidrogênio como combustível em motores requer considerações na razão de compressão do motor, temperatura de injeção do combustível, bico injetor e pressão de injeção do combustível.

Um estudo utilizando um sistema de aquisição de imagens de alta velocidade demonstrou que o diâmetro do orifício do injetor não tem efeito no coeficiente de descarga para tempos de injeção superiores a 5 ms, mas tem um grande efeito na ignição e no processo de combustão, em particular sob baixas temperaturas (Tsujimura et al., 2003). Para tais condições, o aumento do diâmetro do orifício do injetor causa uma diminuição do atraso de ignição. A taxa de fluxo de massa de combustível depende linearmente da área da seção transversal do orifício do injetor. A pressão de injeção tem pouco efeito na penetração do jato de hidrogênio, ângulo de dispersão e razão de equivalência nas condições experimentais do estudo. O

aumento da taxa de injeção de combustível causa uma redução no atraso de ignição, porém, provoca também uma diminuição da taxa de combustão.

Tsujimura et al. (2003) afirmaram que a temperatura do gás no interior do cilindro tem um efeito importante no atraso de ignição do hidrogênio. Para temperaturas abaixo de 830 °C o atraso de ignição depende linearmente da temperatura. Acima daquele valor, a dependência do atraso de ignição com a temperatura é baixa e atinge valor limitado. A concentração de oxigênio na mistura tem um efeito reduzido na ignição e na troca de calor do jato de hidrogênio. A melhoria das condições de injeção e do processo de formação de mistura pode adequar o uso do hidrogênio em um motor diesel.

Comparado aos hidrocarbonetos, o hidrogênio possui amplo limite de flamabilidade, em condições normais de 4 a 75% v/v, elevada velocidade de propagação da chama, de 5 a 8 vezes maior, e requer energia de ignição de 10 a 30 vezes menor, se reduzindo com misturas pobres (Negurescu et al., 2006). As misturas hidrogênio-ar poderiam também entrar em ignição a partir de fontes com baixas temperaturas, 350 a 400°C menores que misturas gasolina-ar, embora sua temperatura de auto-ignição seja de 30 a 100°C maior. Em regiões próximas à mistura estequiométrica, o hidrogênio pode provocar ignição espontânea seguida pela ocorrência de *backfiring*, pré-ignição seguida de um rápido aumento na pressão durante o processo de compressão no cilindro e um elevado aumento da taxa de pressão dentro do cilindro durante a combustão. De modo a evitar os fenômenos de combustão anormal, é sugerida a injeção do hidrogênio diretamente no cilindro no início do processo de compressão, após o fechamento da válvula de admissão. A ignição não controlada é evitada devido ao resfriamento do cilindro assegurada pelo ar de admissão. A injeção direta de hidrogênio permite um aumento de até 20% na potência desenvolvida. Outros elementos existentes no sistema de admissão ou no cilindro que podem causar ignição não-controlada são: gases residuais de exaustão na admissão, eletrodos de velas, válvulas de exaustão e depósitos de carvão incandescentes. Soluções de projeto do motor devem ser consideradas, como, por exemplo, o uso de válvulas com sódio para resfriamento.

McTaggart-Cowan et al. (2006) destacaram que a substituição do óleo diesel por gás natural ou por hidrogênio, bem como a combinação dos dois, oferece uma substancial redução das emissões de poluentes nos gases de exaustão de motores diesel. A pesquisa foi realizada com um motor diesel, de quatro tempos, com injeção

direta piloto de óleo diesel e modificado pelo fabricante para operar somente com um cilindro. Para operar com gás natural o motor foi adaptado com um sistema protótipo de injeção e alimentação. O motor foi abastecido com gás natural com concentração superior a 96% v/v de metano ( $\text{CH}_4$ ) e misturas de 10 e 23% v/v de hidrogênio em metano ( $10\%\text{H}_2\text{-}90\%\text{CH}_4$  e  $23\%\text{H}_2\text{-}77\%\text{CH}_4$ ). Com o uso da mistura  $10\%\text{H}_2\text{-}90\%\text{CH}_4$  foi obtida uma ligeira redução nas emissões de MP, CO e HC, enquanto melhorou a estabilidade da combustão. A mistura  $23\%\text{H}_2\text{-}77\%\text{CH}_4$  promoveu uma substancial redução de CO, com um leve aumento de  $\text{NO}_x$ . As maiores reduções de CO e HC e uma significativa redução de MP foram observadas nos avanços de combustão mais tardios, porém com menor estabilidade da combustão. O alto conteúdo de hidrogênio permitiu reduzir o atraso de ignição do jato de gás dentro da câmara de combustão na fase de injeção piloto. Os resultados não foram influenciados significativamente pelas variações de pressão de injeção testadas (16 e 20 MPa).

De acordo com Saravanan et al. (2008) a característica distinta de um motor alimentado com hidrogênio é a não produção de HC, CO, dióxido de enxofre ( $\text{SO}_2$ ), fumaça, MP, ozônio e outros compostos cancerígenos na exaustão. Contudo, motores operados com hidrogênio sofrem elevação das emissões de  $\text{NO}_x$ . A formação de  $\text{NO}_x$  pode ser devida à presença de nitrogênio no combustível e no ar, e também da disponibilidade do oxigênio no ar. Quando a temperatura da combustão é elevada uma porção do nitrogênio presente no ar reage com oxigênio para formar  $\text{NO}_x$ . Uma das maneiras de reduzir  $\text{NO}_x$  é a operação do motor com misturas pobres de hidrogênio, que resultam na redução da temperatura e diminuem a taxa da reação química de sua formação cinética.

É ressaltado por Saravanan et al. (2008) que o hidrogênio não pode ser utilizado como um único combustível em um motor de ignição por compressão, uma vez que a temperatura de compressão é insuficiente para iniciar sua combustão devido à elevada temperatura de auto-ignição. Por esta razão, uma fonte de ignição é requerida durante o uso do hidrogênio em um motor de ignição por compressão. O método básico de uso do hidrogênio em um motor de ignição por compressão é operá-lo em modo bi-combustível com óleo diesel ou dietil-éter como o principal combustível, que pode ser utilizado como uma fonte de ignição para o hidrogênio. O motor operado a hidrogênio em modo bi-combustível tem a propriedade de operar com misturas pobres em cargas parciais e sem cargas, resultando em redução do  $\text{NO}_x$  e aumento da eficiência térmica, desse modo, reduzindo o consumo de

combustível. O hidrogênio poderia ser substituído por óleo diesel até 38% v/v sem perdas em eficiência térmica, contudo com uma perda de potência. A pesquisa foi feita em um motor diesel utilizando o hidrogênio e óleo diesel em modo bi-combustível e hidrogênio com dietil éter como fonte de ignição.

As condições melhoradas para a injeção de hidrogênio no modo bi-combustível foram 5 graus antes do ponto morto superior (APMS), com 30 graus do eixo de manivelas para a duração da injeção do hidrogênio, conforme relatam Saravanan et al. (2008). A duração da injeção melhorada para o hidrogênio foi de 40 graus do eixo de manivelas com o uso de dietil éter. Os autores verificaram que a operação do hidrogênio com óleo diesel ou com dietil éter aumentou a eficiência térmica cerca de 22% e 35%, respectivamente, em comparação ao óleo diesel. Uma significativa redução das emissões de  $\text{NO}_x$  foi obtida com dietil éter na operação bi-combustível com o modo dual (hidrogênio-diesel), tendo como linha de base o óleo diesel. A operação do motor com misturas hidrogênio-óleo diesel e óleo diesel-dietil éter apresentaram uma significativa redução das emissões de fumaça em relação ao óleo diesel. Forte detonação foi observada durante o funcionamento do motor com hidrogênio-dietil éter acima de 75% de carga devido à combustão instantânea do hidrogênio em altas cargas.

A investigação conduzida por Adnan et al. (2009) avaliou o efeito da adição de hidrogênio no desempenho e emissões na exaustão de um motor diesel estacionário monocilindro, de  $406 \text{ cm}^3$  de volume deslocado. O hidrogênio, como combustível secundário, foi injetado no coletor de admissão e o óleo diesel foi injetado diretamente na câmara de combustão. Os resultados obtidos foram: aumento do pico de pressão numa faixa de 5 até 21 bar, incremento da pressão média efetiva indicada (IMEP) entre 1,0 e 1,7 bar e aumento da potência indicada de 4 a 16%. Entretanto, observou-se um aumento na temperatura dos gases de exaustão, particularmente a 2500 rev/min. Consequentemente, houve também um aumento nas emissões de  $\text{NO}_x$ , de 48 para 197 ppm, e de CO, de 423 para 758 ppm. A presença de  $\text{NO}_x$  na exaustão de motores diesel de injeção direta pode ser reduzida utilizando-se recirculação dos gases de descarga (EGR), como mostrado por Saravanan e Nagarajan (2009).

Saravanan e Nagarajan (2010) investigaram a utilização de um motor diesel na modalidade bi-combustível, empregando hidrogênio e óleo diesel. Um motor diesel foi convertido em um motor bi-combustível e o combustível hidrogênio foi

injetado na admissão, enquanto o óleo diesel foi injetado diretamente no interior da câmara de combustão durante o ciclo de compressão. Utilizando uma unidade eletrônica de controle do motor (ECU), os avanços e duração da injeção foram variados para a injeção de hidrogênio, enquanto, para o óleo diesel, o avanço de injeção foi inicialmente 23º APMS. Baseado no desempenho, características de combustão e emissões, o avanço de injeção otimizado foi igual a 5º APMS, com uma duração da injeção de 30º para a operação do motor em modo bi-combustível. Os resultados indicaram que eficiência térmica na operação do motor em modo bi-combustível aumentou em 15%, comparada ao uso somente do óleo diesel com 75% da carga.

Saravanan e Nagarajan (2010) destacaram que o uso do hidrogênio na operação do motor em modo bi-combustível aumenta o desempenho e reduz as emissões de gases poluentes na exaustão, exceto HC e NO<sub>x</sub>. As emissões de NO<sub>x</sub> foram maiores de 1 a 2% na operação do motor em modo bi-combustível, comparado ao óleo diesel. As emissões de MP foram reduzidas devido à ausência de carbono no combustível hidrogênio. As emissões de CO e dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) foram menores na operação do motor em modo bi-combustível. O motor operou suavemente com hidrogênio, exceto em carga máxima, resultando em detonação, especialmente com um elevado fluxo de hidrogênio.

## **2.3 Sistemas de aquisição de dados utilizando *LabVIEW*.**

Um sistema automatizado para testes de motores de aeronaves baseado em *LabVIEW* foi apresentado por Turley e Wright (1997) para substituir um sistema já existente e obsoleto. As vantagens obtidas pelo novo sistema em relação ao sistema antigo com linguagem de programação convencional foram discutidas. Concluiu-se que o *LabVIEW* oferece várias vantagens ao se comparar com sistemas de linguagens de programação convencionais em se tratando de ambiente de desenvolvimento de programação. O desenvolvimento da programação é mais simples pelo fato do *LabVIEW* utilizar ambiente de desenvolvimento gráfico.

Guerra e Marsch (1997) propuseram um sistema dinâmico e de acionamento simultâneo de parâmetros em tempo real para simular condições de turbo propulsores e motores de jatos com o objetivo de avaliar três sistemas automatizados de testes dos mesmos. Esse sistema de simulação é implementado



na plataforma *LabVIEW*. Os autores discutem os métodos utilizados para as simulações e o ganho na utilização do *LabVIEW* como plataforma de desenvolvimento do sistema de simulação.

A influência do biodiesel na combustão e emissões de dois tipos de motores do ciclo diesel com injeção direta foi estudada por Hribernik e Kegl (2007). Testes sob mesmas condições para diferentes misturas de biodiesel foram executados. As emissões dos gases de exaustão e o desempenho dos motores foram medidos e comparados. Os sinais dos sensores foram adquiridos com o auxílio de um sistema de aquisição de dados contido em um computador e o software *LabVIEW* foi usado para o registro dos dados e processamento dos sinais.

Huamin e Xingpeng (2010) apresentaram um sistema de controle de um dinamômetro para testes em motores, desenvolvido utilizando *LabVIEW*. Os resultados obtidos nos experimentos indicaram desempenho e adaptação satisfatórios do sistema.

Princípios de instrumentação utilizando *LabVIEW* são demonstrados por Jensen (2011). Neste trabalho, é mostrado o processo de desenvolvimento do software ao longo dos anos, juntamente com a evolução de suas ferramentas, e são mostrados princípios básicos de utilização do mesmo.

Um sistema de calibração de motores com um protocolo de comunicação entre rede CAN e USB desenvolvido em *LabVIEW* foi proposto por Chen et al. (2011). O sistema executa operações, exibe informações pré-definidas pelo operador em tempo real e as armazena no computador.

Um gerador a diesel compacto (5 kW) experimental foi utilizado por Bugosh, Muncrief e Harold (2011) para avaliar as emissões geradas pela combustão de diversos óleos diesel alternativos produzidos comercialmente. Esses elementos que constituem a exaustão do motor incluem  $\text{NO}_x$ , CO, PM, HC voláteis e  $\text{CO}_2$ . O sistema de aquisição de dados, denominado BES – *Benchtop Engine System* –, consiste em um programa de controle e aquisição desenvolvido em *LabVIEW 8.5*. Os resultados do BES foram previamente validados mediante a comparação do efeito de vários aditivos de combustível sobre as emissões do gerador em várias cargas em estado estacionário e os resultados obtidos de um caminhão a diesel, usando um dinamômetro.

A propagação da frente de chama durante a combustão normal e anormal foi investigada por Merola, Sementa e Tornatore (2011). Um sistema de imagem de

emissão de chama foi aplicado na câmara de combustão de um motor com ignição por centelha. O motor foi alimentado com uma mistura de 90% iso-octano e 10% n-heptano em volume (Combustível de Referência Primária 90 – PRF90) e gasolina comercial. O processo de combustão foi monitorado a partir da formação do núcleo da chama até as válvulas de escape aberto. O pós-processamento dos dados ópticos foi realizado pelo software *LabVIEW* para converter cada quadro de uma sequência da câmera em uma imagem de 8 bits e, em seguida, em uma matriz numérica de  $400 \times 400$ . Desta forma, a evolução temporal da luminosidade a partir de cada local da câmara de combustão e a luminosidade integrante puderam ser avaliadas para cada ciclo de combustão.

Um sistema de testes funcionais para uma ECU de um motor automotivo alimentado por gás foi projetado com base em *LabVIEW* (Feng, Liu e Xu, 2011). O hardware do sistema é composto por uma ECU, placas de aquisição de dados (DAQ), um computador pessoal e alguns circuitos externos. Este sistema testa principalmente três funções: controle de ignição, relé da válvula solenóide de alimentação de ar e motor de passo. Pelo contraste dos resultados do sistema e os dados de calibração, o sistema pôde ser validado.

Cecrle et al. (2011) realizaram experimentos em um motor diesel injetando uma mistura de hidrogênio e CO na admissão e utilizando biodiesel. Para a aquisição dos parâmetros de desempenho do motor e do gás de exaustão foi utilizado o software *LabVIEW* para aquisição dos dados e processamento. Através dos dados obtidos, concluiu-se que o sistema de aquisição é apto para o estudo e que a adição da mistura permite manter a potência do motor, enquanto o consumo de biodiesel é reduzido.

Foi apresentado por Adam et al. (2011) um laboratório contendo um sistema instrumentado de análise em tempo real de gases e particulados provenientes da exaustão de motores diesel. Este sistema está equipado com vários analisadores, sensores e unidades de amostragem para análises físicas e químicas. Dentre estes, o equipamento de análise espectral da massa dos gases utilizou a plataforma *LabVIEW* para processamento dos dados. A combinação da instrumentação em tempo real possibilitou a determinação das condições de decomposição dos componentes de escape através da aplicação de novas metodologias de interpretação de dados.

## 2.4 Estado da Arte

Com base na literatura revisada, a Tabela 2 resume o estado da arte do uso de gás natural e hidrogênio em motores diesel.

**Tabela 2 – Estado da arte do uso de GNV e hidrogênio em motores diesel.**

COMBUSTÍVEL/ PARÂMETRO	EFEITOS	REFERÊNCIAS
Gás natural, CH <sub>4</sub> , GLP ou GNC	– não provoca detonação em até 60% de substituição;	Henham e Makkar (1998)
	– influencia a temperatura dos gases de exaustão;	
	– diminui a eficiência global;	Selim (2001)
	– aumento mais rápido da pressão na câmara de combustão;	
	– aumenta a taxa de elevação da pressão;	Ma et al. (2007)
	– aumenta o valor de pressão máxima na câmara.	
Aumento de rotação (Gás natural ou CH <sub>4</sub> , GLP e GNC)	– diminui o ruído da combustão.	Selim (2001)
Aumento da injeção do combustível piloto (Gás natural, CH <sub>4</sub> , GLP ou GNC)	– aumenta a velocidade da combustão.	Selim (2001)
	– diminui o torque do motor;	Selim (2004)
	– diminui a eficiência térmica;	Yan et al. (2003)

COMBUSTÍVEL/ PARÂMETRO	EFEITOS	REFERÊNCIAS
Acréscimo de massa do combustível gasoso (CH <sub>4</sub> , GLP ou GNC)	– aumenta o ruído da combustão;	Selim (2004)
	– aumenta a pressão máxima na câmara;	Qi et al. (2007)
	– aumenta o atraso na ignição;	Papagiannakis e Hountalas (2004)
	– aumenta a emissão de HC;	
	– diminui as concentrações de NO <sub>x</sub> .	
Avanço do tempo de injeção (CH <sub>4</sub> , GLP ou GNC)	– aumenta a eficiência térmica	Abd Alla et al. (2002)
	– aumenta a temperatura máxima da combustão;	
	– aumenta a emissão de NO <sub>x</sub> ;	
	– diminui as emissões de CO e HC não queimados.	
Retardo do tempo de injeção (CH <sub>4</sub> , GLP ou GNC)	– diminui o pico de pressão no cilindro;	Ma et al. (2007)
	– diminui a máxima taxa de liberação de calor;	Carlucci et al. (2008)
	– diminui o calor da pré-mistura;	
	– diminui o valor máximo da temperatura média dos gases no cilindro.	Egúsquiza (2011)
Hidrogênio		Koyanagi et al. (1993)
	– aumenta a potência;	Kukkonen e Shelef (1994)
	– aumenta a eficiência térmica.	
	– diminui as emissões de NO <sub>x</sub> ;	McTaggart-Cowan et al. (2006)
	– redução nas emissões de MP, CO e HC;	Saravanan et al. (2008)
		Adnan et al. (2009)

COMBUSTÍVEL/ PARÂMETRO	EFEITOS	REFERÊNCIAS
4 a 75% v/v (hidrogênio/ar)	<ul style="list-style-type: none"> <li>– aumenta a velocidade de propagação da chama;</li> <li>– diminui a energia de ignição de 10 a 30 vezes em relação ao combustível piloto.</li> </ul>	Negurescu et al. (2006)
10% $H_2$ -90% $CH_4$ e 23% $H_2$ -77% $CH_4$	<ul style="list-style-type: none"> <li>– diminui as emissões de MP, CO e HC;</li> <li>– aumenta a estabilidade da combustão.</li> </ul>	McTaggart-Cowan et al. (2006)

Na revisão bibliográfica sobre utilização simultânea de óleo diesel e gás natural, constatou-se que os autores trabalharam ora com gás natural, ora com gás metano, com Gás Liquefeito de Petróleo, ou com Gás Natural Comprimido. Em geral, foi observado que sua utilização, juntamente com modificações em parâmetros como rotação, tempo de injeção de combustível piloto e gasoso e quantidade de combustível ocasiona melhoras no desempenho do motor e diminui emissões de MP, CO, HC e  $NO_x$ .

Quanto à utilização simultânea de hidrogênio e óleo diesel, a maioria dos trabalhos pesquisados mostram que o uso do hidrogênio causa a elevação da potência do motor, aumento da eficiência térmica, diminuição das emissões de  $NO_x$  e emissões de material particulado, CO e HC não queimados.

Nas referências de sistemas de aquisição de dados utilizando *LabVIEW*, todos os autores revisados afirmam que o sistema *LabVIEW* é um sistema adequado para mensurar e atuar sobre sistemas mecânicos, qualquer que seja sua aplicação, de forma confiável.

### 3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Grupo motor gerador é um conjunto formado por um motor de combustão interna, que transforma a energia química contida no combustível em energia mecânica, e um gerador de energia elétrica. Este é acoplado mecanicamente ao motor e converte a energia mecânica em energia elétrica. Neste capítulo são apresentados os fundamentos da conversão eletromecânica de energia por um grupo motor gerador e a composição química do combustível diesel e do GNV, bem como as características do hidrogênio como combustível.

#### 3.1 Motores diesel

Motores de ignição por compressão, ou motores diesel, têm o ar admitido comprimido dentro da câmara de combustão, atingindo elevadas pressões e temperaturas nas quais o combustível, quando injetado, entra em ignição espontânea, liberando energia térmica. Mollenhauer e Tschoeke (2010) definem motores diesel como conversores da energia contida no combustível em energia mecânica através da reação química de combustão, liberando calor durante um ciclo termodinâmico. Considerando o motor como um sistema termodinâmico, o balanço de energia se dá conforme:

$$E_F + E_A + W_B + \sum E_L = 0 \quad (1)$$

onde:

- $E_F$  energia contida no combustível (kJ);
- $E_A$  energia contida no ar (kJ);
- $W_B$  trabalho efetivo no eixo (kJ);
- $\sum E_L$  somatório das energias perdidas (kJ).

Se for considerado que a energia do ar relativa às condições ambiente seja  $E_A = 0$ , então a energia contida no combustível é igual ao trabalho efetivo  $W_B$  mais o total de todas as perdas  $\sum E_L$ .

Considerando o motor como um volume de controle, seu balanço de energia global é (Mollenhauer e Tschoeke, 2010):

$$\dot{m}_F h_F + \dot{m}_A h_A = P_B + \dot{Q}_C + \dot{Q}_W + (\dot{m}_F + \dot{m}_A) h_A \quad (2)$$

onde:

- $\dot{m}_F$  taxa de escoamento de massa de combustível para o motor (kg/s).
- $\dot{m}_A$  taxa de escoamento de massa de ar de admissão (kg/s).
- $h_F$  entalpia específica do combustível (kJ/kg);
- $h_A$  entalpia específica do ar de admissão (kJ/kg);
- $h_E$  entalpia específica dos gases de exaustão (kJ/kg);
- $\dot{Q}_C$  taxa de calor trocado com o fluido refrigerante (kW);
- $\dot{Q}_W$  taxa de perdas por convecção e radiação (kW).
- $P_B$  potência produzida (kW).

A transferência de calor afeta o desempenho do motor, eficiência e emissões. Para uma dada massa de combustível no cilindro, a maior taxa de transferência de calor para as paredes da câmara de combustão diminui a temperatura dos gases de exaustão, a pressão no cilindro e reduz o trabalho transferido para o pistão (Heywood, 1988). A temperatura dos gases de exaustão varia de acordo com a mudança da velocidade do motor, da carga aplicada e com o retardo da ignição (Heywood, 1988).

A medição do valor da temperatura do gás de exaustão e da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do sistema de arrefecimento em um motor de combustão interna torna possível inferir sobre as características da combustão apresentadas acima.

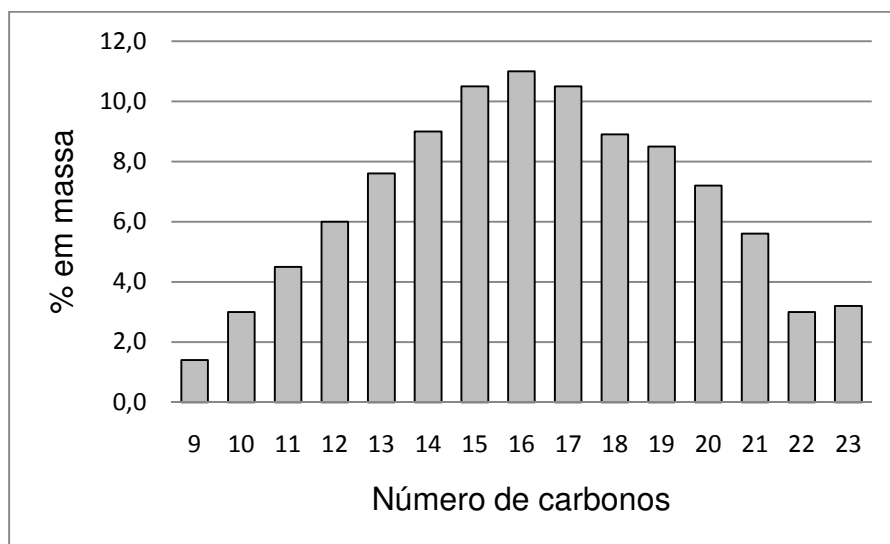
### **3.1.1 Combustíveis para motores diesel**

Em princípio, motores de combustão com ignição por compressão podem utilizar uma vasta gama de combustíveis, desde que estes possuam propriedades físico-químicas necessárias para que entrem em combustão em condições específicas de pressão e temperatura. O combustível convencional para motores diesel é o óleo diesel.

### 3.1.1.1 Óleo Diesel

Óleo diesel é a denominação dada ao óleo combustível de origem mineral utilizado nos motores de combustão interna com ignição por compressão. O combustível é uma mistura obtida por meio dos processos de craqueamento ou destilação fracionada a partir do óleo bruto. O óleo diesel é composto por hidrocarbonetos com dez a vinte e dois átomos de carbono com pontos de ebulição entre 150°C e 390°C (Figura 8). Suas propriedades tais como densidade, faixa de destilação, viscosidade, número de cetano, etc., variam de acordo com a distribuição dos hidrocarbonetos (Campos e Leontsinis, 1990). Estes compostos podem ser parafínicos, naftênicos ou aromáticos. As proporções destas diferentes classes de hidrocarbonetos no óleo diesel definem a sua qualidade. Uma propriedade fundamental do óleo diesel é a sua capacidade de entrar em combustão espontânea sob alta pressão (Szklo, 2005).

**Figura 8 – Típica distribuição de frequência dos hidrocarbonetos presentes no óleo diesel por número de carbonos.**



Fonte: Szklo, 2005.

Em geral, a composição do óleo diesel derivado de petróleo é de, aproximadamente, 75% hidrocarbonetos saturados e 25% hidrocarbonetos aromáticos. Para o óleo diesel comum, a fórmula química média é  $C_{12}H_{26}$ , com variação de  $C_{10}H_{22}$  a  $C_{22}H_{32}$ . A lei n° 11.097, de 13 de janeiro de 2005, introduziu o biodiesel na matriz energética brasileira e estabeleceu a obrigatoriedade de adição



de um percentual mínimo de biodiesel ao óleo diesel comercializado em qualquer parte do território nacional. Esse percentual obrigatório atingiu a meta de 5% em 2010. No Brasil, há dois tipos de óleo diesel comercializados para uso rodoviário:

- óleo diesel A: combustível produzido por processos de refino de petróleo e processamento de gás natural destinado a veículos dotados de motores do ciclo Diesel, de uso rodoviário, sem adição de biodiesel;
- óleo diesel B: combustível produzido por processos de refino de petróleo e processamento de gás natural destinado a veículos dotados de motores do ciclo Diesel, de uso rodoviário, com adição de biodiesel no teor estabelecido pela legislação vigente.

Os óleos diesel A e B apresentam as seguintes nomenclaturas, conforme o teor máximo de enxofre:

- a) óleo diesel A S10 e B S10: combustíveis com teor de enxofre máximo de 10 mg/kg;
- b) óleo diesel A S50 e B S50: combustíveis com teor de enxofre máximo de 50 mg/kg;
- c) óleo diesel A S500 e B S500: combustíveis com teor de enxofre máximo de 500 mg/kg;
- d) óleo diesel A S1800 e B S1800: combustíveis com teor de enxofre máximo de 1800 mg/kg.

A Resolução nº65, de 09 de dezembro de 2011, da ANP, estabelece as especificações do óleo diesel de uso rodoviário para comercialização pelos diversos agentes econômicos em todo o território nacional. Tais especificações se encontram no Anexo A. O óleo diesel utilizado neste trabalho é do tipo B S500.

### **3.1.1.2 Gás Natural**

O gás natural é um combustível fóssil, com constituição semelhante à do petróleo, e pode ser encontrado no subsolo ou no fundo do mar, em depósitos naturais de rochas sedimentares, associado ou não ao petróleo. O gás natural forma-se através de um processo de decomposição de plantas e animais, durante milhões de anos (COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS, 2011a). O gás natural é formado por uma cadeia de compostos químicos, constituída, basicamente, por átomos de carbono e hidrogênio. O componente principal do gás natural é o metano ( $\text{CH}_4$ ). O restante de sua composição é formado por pequenas parcelas de etano, propano e outros hidrocarbonetos de maior peso molecular. O que faz do gás natural um combustível menos poluente é o fato de apresentar como produtos de combustão, além de vapor d'água e dióxido de carbono, baixos índices de óxidos de enxofre e fuligem (COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS, 2011b). As Tabelas 3 e 4 mostram a composição típica e as características do gás natural, respectivamente.

O gás natural é incolor e inodoro em seu estado natural. O cheiro característico (mistura de mercaptana) é inserido em sua composição para facilitar a identificação de eventuais vazamentos (COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS, 2011c). A Resolução nº16, de 17 de junho de 2008, da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis estabelece as especificações do gás natural, nacional ou importado, a ser comercializado em todo o território nacional. Tais especificações se encontram no Anexo B.

**Tabela 3 – Composição típica do gás natural.**

ELEMENTO	CONCENTRAÇÃO (%)
Metano ( $\text{CH}_4$ )	89,0
Etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ )	6,0
Propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ )	1,8
Hidrocarbonetos com $\text{C} \geq 4$	1,0
Dióxido de Carbono ( $\text{CO}_2$ )	1,5
Nitrogênio ( $\text{N}_2$ )	0,7

**Fonte: COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS, 2011b.**

**Tabela 4 – Características do gás natural.**

PROPRIEDADE	VALOR
Poder calorífico superior (kcal/m <sup>3</sup> )	9400
Limite de inflamabilidade (% em volume)	5-15
Temperatura de ignição espontânea (°C)	540
Velocidade de chama: (cm/s)	35 a 50
Temperatura de chama (°C) com ar	1.945
com oxigênio	2.810
Ponto de ebulição (°C)	-162
Ponto de Fulgor (°C)	-189
Densidade absoluta @ 20 °C, 1,013 bar (kg/m <sup>3</sup> )	0,766

Fonte: COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS, 2011c.

### **3.1.1.3 Hidrogênio**

O hidrogênio é um elemento químico representado pelo símbolo H, com número atômico 1 e não metálico. Sendo um gás diatômico altamente inflamável, o hidrogênio molecular tem fórmula química H<sub>2</sub>. Estando em um ambiente com temperatura e pressão atmosférica padrão, o hidrogênio é incolor, inodoro e insípido. O hidrogênio é o elemento químico mais abundante, constituindo aproximadamente 75% da massa elementar do universo. O hidrogênio elementar é relativamente raro sobre a Terra, podendo ser produzido industrialmente a partir de hidrocarbonetos como o metano. O hidrogênio é utilizado, notadamente, na indústria de produção de combustível fóssil em processos de hidrocraqueamento e obtenção de amônia, principalmente para a produção de fertilizantes. O hidrogênio pode ser produzido da água usando o processo de eletrólise, com custo maior do que o processo de produção a partir do gás natural (SODRÉ, 2010).

A ocorrência natural mais comum do hidrogênio é sob a forma de isótopo, conhecido como prótio, com massa atômica igual a 1, um único próton e um nêutron. Em compostos iônicos o hidrogênio pode adquirir uma carga positiva, tornando-se um cátion composto de um único próton isolado, ou uma carga negativa, tornando-se um ânion conhecido como hidreto. O hidrogênio pode formar compostos com a maioria de elementos, sendo presente na água e na maioria dos compostos orgânicos. O hidrogênio é particularmente importante nas reações entre ácidos e

bases, muitas das quais envolvendo a troca de prótons entre moléculas solúveis (SODRÉ, 2010).

A utilização do hidrogênio como fonte de energia é limitada pelo seu baixo conteúdo energético por unidade de volume e pelos cuidados requeridos no armazenamento a bordo de veículos. A entalpia de combustão do hidrogênio é 286 kJ/mol. O hidrogênio pode ser armazenado como gás, líquido criogênico ou em estado sólido. Estando o hidrogênio confinado em ambientes fechados, a possibilidade de ocorrência de acidentes – incêndio e explosão – é possível e maior do que os riscos apresentados com outros combustíveis, como a gasolina, por exemplo (SODRÉ, 2010).

### **3.1.2 Consumo de combustível**

O consumo específico de combustível, de acordo com Heywood (1988), é um parâmetro utilizado para se calcular a eficiência com que um motor utiliza o combustível fornecido para realizar trabalho. O consumo específico de combustível relaciona a quantidade de combustível consumido por unidade de potência produzida pelo motor:

$$SFC = \frac{\dot{m}_F}{P_B} \quad (3)$$

onde:

$SFC$  consumo específico de combustível (kg/kW.h);

$P_B$  potência produzida pelo motor (kW).

O fluxo de massa de combustível para o motor é medido a partir da taxa de variação da massa de combustível no tanque ao longo do tempo: (Heywood, 1988).

$$\dot{m}_F = \frac{dm_F}{dt} \quad (4)$$

onde:

$\frac{dm_F}{dt}$  taxa de variação da massa de combustível no tanque ao longo do tempo (kg/h).

A bomba de combustível utilizada pelo motor estudado é uma bomba injetora mecânica do tipo volumétrica. Como o volume de combustível aspirado é constante, a vazão mássica varia com a temperatura.

### **3.1.3 Razão ar/combustível e razão combustível/ar**

Quimicamente, combustão é a oxidação das moléculas do combustível com o oxigênio atmosférico atuando como oxidante. Então, a quantidade máxima de massa de combustível que pode ser oxidada é limitada pela massa de ar presente no cilindro do motor. Heywood (1988) e Mollenhauer e Tschoeke (2010) salientam que a vazão mássica de ar juntamente com a vazão mássica de combustível constituem importantes parâmetros do motor. A razão ar/combustível ( $A/F$ ) é a relação entre a massa de ar e a massa de combustível admitida pelo motor a cada ciclo. A função inversa é a razão combustível/ar ( $F/A$ ), um dos principais parâmetros de avaliação das condições de operação do motor, conforme (Heywood,1988):

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \left(\frac{F}{A}\right)^{-1} = \frac{m_A}{m_F} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_F} \quad (5)$$

onde:  $\dot{m}_A$  é o fluxo de massa do ar de admissão (kg/s).

Razão estequiométrica é a relação entre a massa de ar e a massa de combustível que proporciona uma reação de combustão completa. Neste caso os produtos da combustão são somente  $\text{CO}_2$  e vapor de água, com o nitrogênio ( $\text{N}_2$ ) não participando da reação. Define-se como razão de equivalência da mistura ( $\lambda$ ) a relação entre a razão ar/combustível admitida pelo motor e a razão ar/combustível estequiométrica para o mesmo combustível, conforme (Heywood,1988):

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_s} \quad (6)$$

Similarmente, a razão de equivalência da mistura combustível/ar  $\phi$  é assim definida (Heywood, 1988):

$$\phi = \lambda^{-1} = \frac{(F/A)}{(F/A)_s} \quad (7)$$

De acordo com Heywood (1988), a faixa normal de operação para motores diesel é  $18 \leq A/F \leq 70$  ( $0,014 \leq F/A \leq 0,056$ ). A umidade relativa e a temperatura ambiente são parâmetros que influenciam diretamente no cálculo da vazão mássica de ar admitido e, portanto, na razão ar/combustível. Maior temperatura do ar de admissão proporciona menor quantidade de massa de ar em um volume invariável. Já a variação da umidade relativa do ar causa mudanças nas propriedades do ar (Heywood, 1988). A umidade, bem como a pressão e a temperatura do ar de admissão, são parâmetros de correção usados para ajustar os valores de potência total e eficiência volumétrica em relação às condições padrão atmosféricas para se obter uma base mais precisa no estudo de diferentes motores (Heywood, 1988).

### 3.2 Geradores elétricos

Os geradores elétricos são máquinas rotativas constituídas por uma parte fixa e uma parte móvel, denominadas estator e rotor, respectivamente. Um grupo de bobinas, a armadura, é enrolado em um núcleo de ferro laminado, visando minimizar as perdas de energia devido ao fluxo magnético. O circuito magnético é completado pelo ferro de outra parte da máquina onde se localizam as bobinas de excitação, também chamadas bobinas de campo (VALENTE, 2008). A tensão gerada na armadura é expressa por (FITZGERALD, 1975):

$$V_t = V_{max} \sin \omega t \quad (8)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (9)$$

onde:

- $f$       frequência de variação do campo de excitação (Hz);
- $V_t$       tensão máxima resultante do somatório das tensões induzidas em cada bobina da armadura (V);
- $V_{max}$     tensão instantânea (V);
- $\omega$       velocidade angular da armadura (rad/s);
- $t$       tempo (s).

A frequência  $f$  depende do número de bobinas de excitação, uma vez que cada bobina de excitação define um par de polos magnéticos, e é dada conforme (FITZGERALD, 1975):

$$f = \left(\frac{n_p}{2}\right) \left(\frac{n}{60}\right) \quad (10)$$

onde:

- $n$       número de revoluções do campo de excitação ( $\text{min}^{-1}$ );
- $n_p$     número de polos.

A potência elétrica que o gerador é capaz de fornecer é uma característica própria e depende dos seus aspectos construtivos. Esta potência é expressa em volt-ampere (VA) e coincide com a potência em Watt (W) quando o gerador alimenta uma carga elétrica puramente resistiva. Neste caso, o ângulo de defasagem  $\varphi$  entre tensão e corrente é zero e  $\cos \varphi = 1$  (VALENTE, 2008). A eficiência do gerador é dada por (FITZGERALD, 1975):

$$\eta = 1 - \frac{\sum P_i}{P_e - \sum P_i} \quad (11)$$

onde:

- $P_e$       potência útil entregue para a carga (W);
- $\sum P_i$     soma de todas as perdas, incluídas as perdas elétricas, mecânicas e magnéticas (W).

A potência mecânica disponibilizada no eixo do motor é representada pelo termo  $(P_e - \sum P_i)$ . Esta é necessária para produzir a potência  $P_e$  no gerador. A equação  $P = VI$  expressa potência, onde  $V$  é a tensão gerada e  $I$  a corrente absorvida pela carga. A energia elétrica proveniente do gerador se manifesta sob a forma de onda senoidal com frequência constante. Portanto, o motor térmico deve funcionar com rotação constante. A velocidade de rotação do motor,  $n$ , em (rev/min), é dada por (FITZGERALD, 1975):

$$n = \frac{120f}{n_p} \quad (12)$$

A energia mecânica do eixo do motor é convertida em energia elétrica através do gerador. O grupo motor-gerador utilizado neste trabalho gera energia elétrica trifásica equilibrada. As cargas acopladas ao gerador são resistivas com indutância reduzida, de modo que a reatância, na frequência de 60 Hz, pode ser negligenciada. A potência trifásica é calculada por (FITZGERALD, 1975):

$$P_{3f} = \sqrt{3} V_f I_f \cos \varphi \quad (13)$$

Considerando  $\cos \varphi = 1$ , a Eq. (13) se torna (FITZGERALD, 1975):

$$P_{3f} = \sqrt{3} V_f I_f \quad (14)$$

onde:

- $V_f$       tensão em uma das fases (V).
- $I_f$       corrente em uma das fases (A).
- $P_{3f}$      potência elétrica trifásica (W).



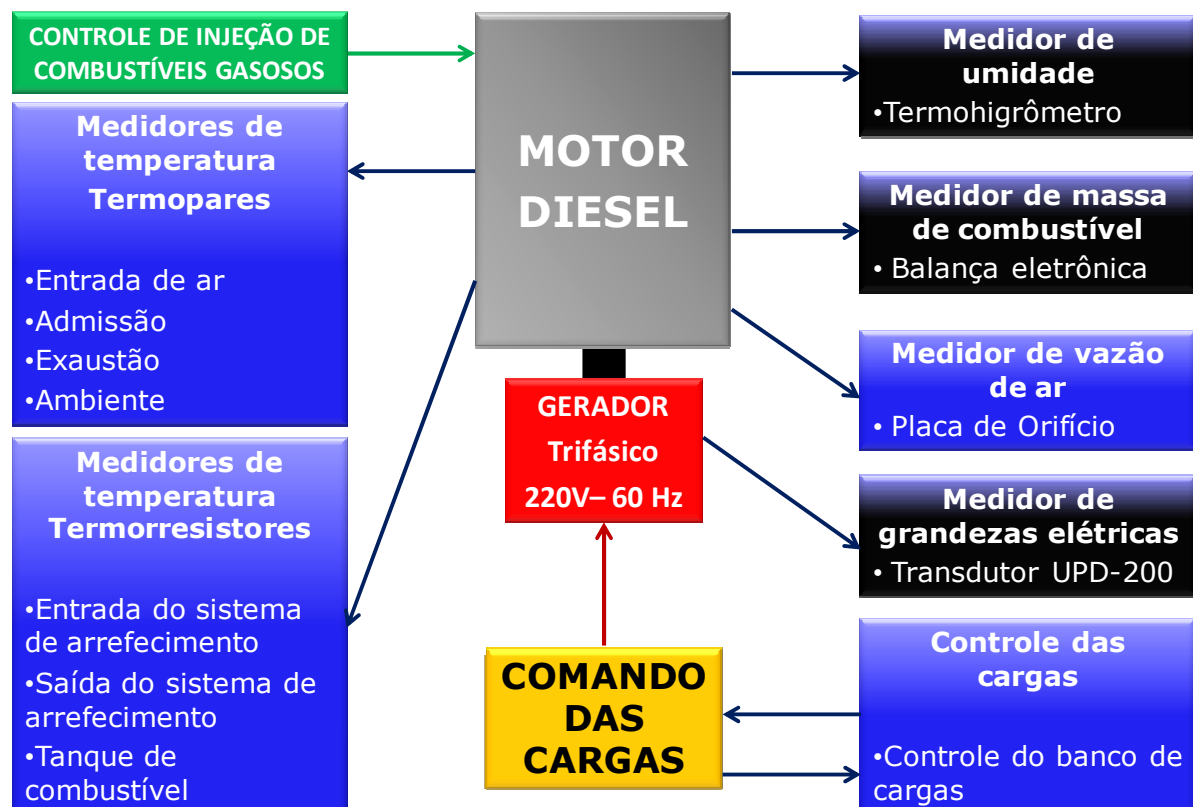
## 4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo é apresentado o aparato experimental utilizado neste trabalho, incluindo seu processo de instalação e configuração, e o procedimento empregado para a realização dos experimentos.

### 4.1 Aparato experimental

A integração da operação dos equipamentos e das leituras dos instrumentos foi realizada através de um sistema de controle e aquisição de dados composto de circuitos eletrônicos e algoritmos escritos na plataforma *LabVIEW* desenvolvidos durante a execução deste trabalho. A Figura 9 mostra o diagrama de bloco do aparato experimental.

**Figura 9 – Diagrama de bloco do aparato experimental.**



Fonte: Própria do autor.

#### 4.1.1 Grupo motor-gerador

O grupo motor gerador é constituído por um motor diesel da marca *MWM* naturalmente aspirado, de quatro tempos, com 4 cilindros em linha e injeção direta de combustível, acoplado a um gerador de energia elétrica da marca *CRAMACO* (Figura 10). As características do grupo motor gerador se encontram na Tabela 5.

**Tabela 5 – Dados do grupo motor gerador.**

EQUIPAMENTO	PARÂMETRO	VALOR
MOTOR	Diâmetro × curso	0,102 m × 0,120 m
	Cilindrada total	$3,922 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
	Número de polos	4
	Tensão	220 V
GERADOR	Número de fases	3
	Potência nominal	55 kW
	Frequência	60 Hz

Fonte: VALENTE, 2008.

**Figura 10 – Grupo Motor-Gerador**

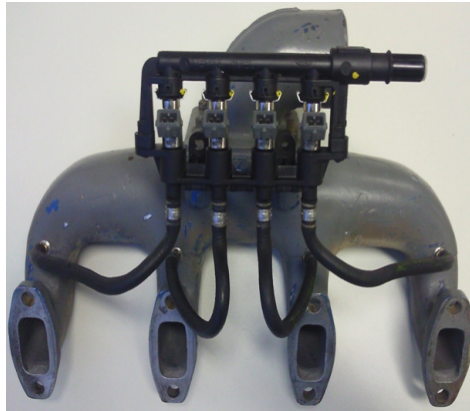


Fonte: Própria do autor.

#### **4.1.2 Sistema de controle da injeção dos combustíveis gasosos**

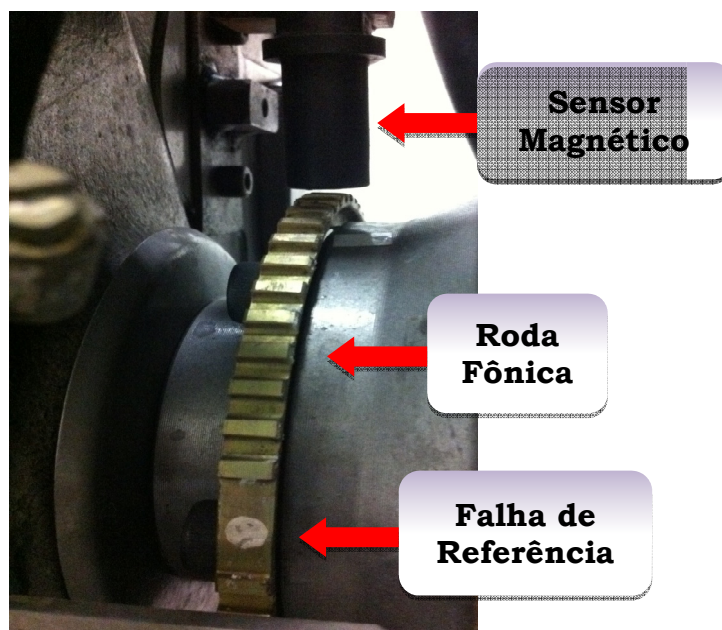
Um sistema de injeção multiponto de combustível gasoso para os quatro cilindros do motor foi desenvolvido para o uso de GNV e hidrogênio (Figura 11). O tempo de injeção para cada cilindro é determinado a partir dos sinais gerados por um sensor magnético e uma roda fônica montada sobre o eixo do motor (Figura 12). A roda possui 58 dentes e uma falha equivalente a dois dentes, que define o ponto morto superior do cilindro de referência.

**Figura 11 – Coletor de admissão e bicos injetores de combustível gasoso.**



Fonte: Própria do autor.

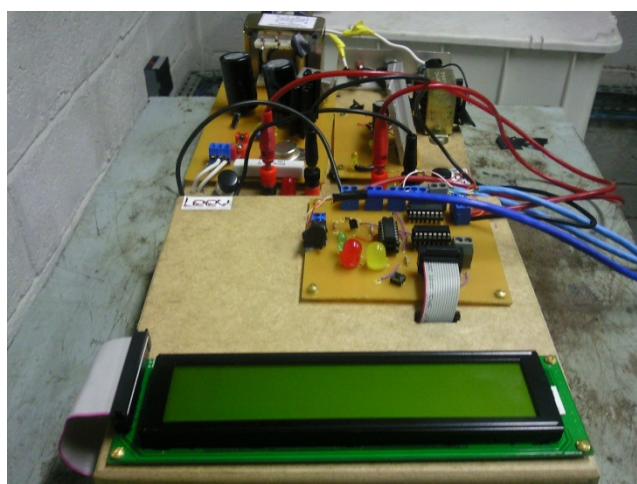
**Figura 12 – Sensor magnético e roda fônica.**



Fonte: Própria do autor.

O sistema de injeção eletrônica é constituído por uma central eletrônica contendo um micro controlador da fabricante *Freescale (Motorola)*, programado em linguagem Assembly, para controle dos tempos de injeção (Figura 13). Essa central permite a injeção de gás natural ou hidrogênio na quantidade mínima, em massa, correspondente a 25% da energia contida na massa total de combustível injetado, considerando também o óleo diesel. Esta limitação é devida ao tempo mínimo e amplitude de abertura dos bicos injetores. O volume de gás injetado em cada cilindro é controlado pelo tempo de abertura do bico injetor. A injeção começa a partir do início do processo de admissão. Os tempos de abertura dos bicos injetores para cada carga foram definidos pelo cálculo da quantidade de combustível gasoso correspondente à energia contida na massa de óleo diesel substituída (Tabela 6 e Tabela 7). Os valores das tabelas foram inseridos na memória do microcontrolador.

**Figura 13 – Hardware do sistema de injeção.**



Fonte: Própria do autor.

**Tabela 6 – Tempo de injeção para substituição parcial de óleo diesel por GNV.**

POTÊNCIA (kW)	PARCELA DE ÓLEO DIESEL SUBSTITUÍDO EM BASE ENERGÉTICA					
	25%		50%		75%	
	TEMPO DE INJEÇÃO (ms)	VAZÃO MÁSSICA DE GNV (kg/h)	TEMPO DE INJEÇÃO (ms)	VAZÃO MÁSSICA DE GNV (kg/h)	TEMPO DE INJEÇÃO (ms)	VAZÃO MÁSSICA DE GNV (kg/h)
0	1,4	0,461	2,1	0,923	2,8	1,384
10	1,9	0,786	3,1	1,573	4,4	2,359
20	2,5	1,171	4,4	2,341	6,2	3,511
30	3,2	1,627	5,8	3,254	8,4	4,880

Fonte: Própria do autor.

**Tabela 7 – Tempo de injeção para substituição parcial de óleo diesel por H<sub>2</sub>.**

POTÊNCIA (kW)	PARCELA DE ÓLEO DIESEL SUBSTITUÍDO EM BASE ENERGÉTICA					
	25%		35%		50%	
	TEMPO DE INJEÇÃO (ms)	VAZÃO MÁSSICA DE H <sub>2</sub> (kg/h)	TEMPO DE INJEÇÃO (ms)	VAZÃO MÁSSICA DE H <sub>2</sub> (kg/h)	TEMPO DE INJEÇÃO (ms)	VAZÃO MÁSSICA DE H <sub>2</sub> (kg/h)
0	1,4	0,186	1,7	0,261	2,2	0,372
10	1,9	0,317	2,5	0,444	3,2	0,634
20	2,6	0,472	3,4	0,661	4,5	0,944
30	3,3	0,656	4,4	0,919	6,0	1,312

Fonte: Própria do autor.

Um transdutor multivariável de grandezas elétricas – *UPD-200* – envia o valor da potência elétrica gerada pelo grupo motor gerador para o micro-controlador, que busca na sua memória o valor armazenado de tempo de injeção para aquela carga e comanda a abertura dos bicos injetores.

#### **4.1.3 Sistema de medição de temperatura**

O sistema de medição de temperatura desenvolvido neste trabalho é constituído por:

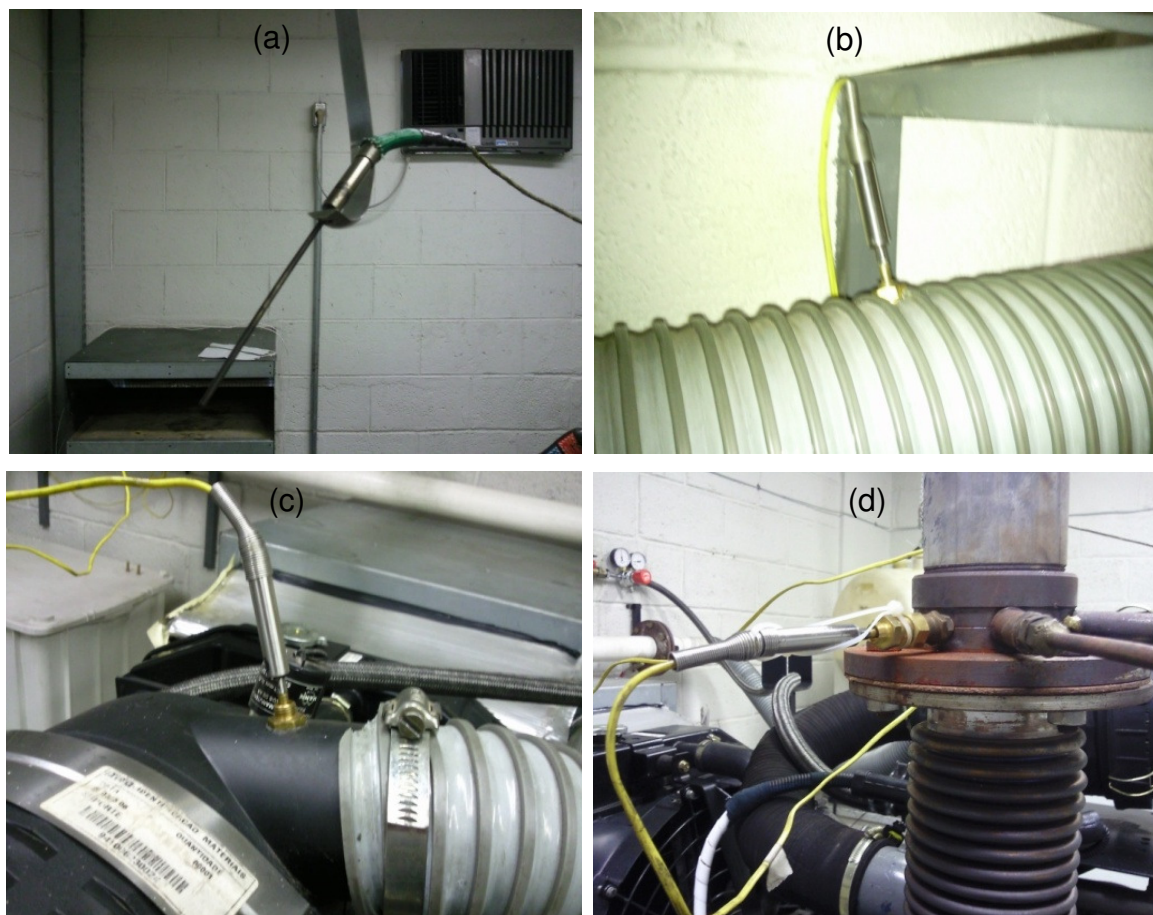
- Quatro termopares do tipo K, medindo a temperatura nas seguintes localizações: ambiente, entrada de ar na placa de orifício, duto admissão de ar e duto de exaustão (Figura 14);
- Três termorresistores, medindo a temperatura nas seguintes localidades: entrada do fluido de arrefecimento, saída do fluido de arrefecimento e combustível no tanque (Figura 15);
- Amplificadores de tensão que utilizam o circuito integrado modelo AD595, em variações de 10 mV/°C (Figura 16);
- Filtros ativos passa-baixas com frequência de corte de aproximadamente 1 Hz (Figura 17);
- Uma placa de aquisição de dados modelo DAQ USB-6229, do fabricante *National Instruments*.



Os termopares foram calibrados com base na norma ABNT NBR 13770:2008 – Termopar - Calibração por comparação com termorresistência de referência. Os termorresistores foram calibrados com base na norma ABNT NBR 13772:2008 – Termorresistência - Calibração por comparação com termorresistência de referência.

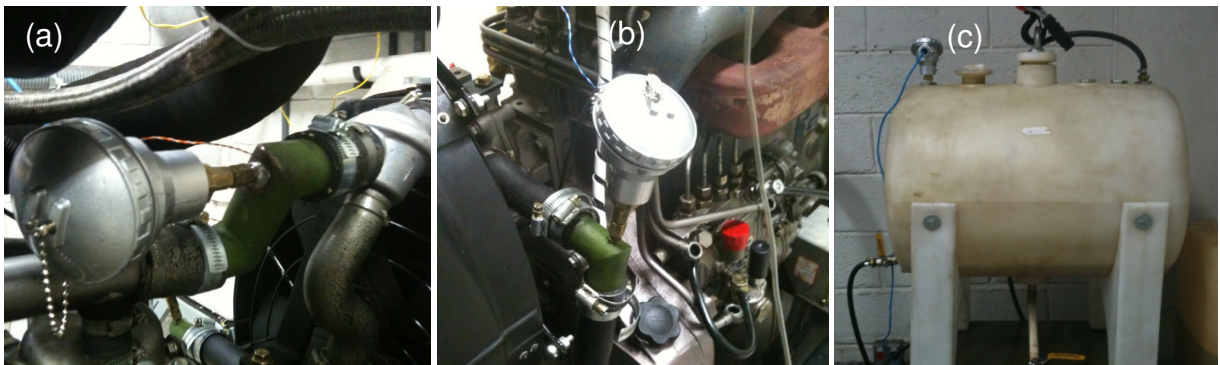
Para o tratamento dos dados utilizou-se o software *LabVIEW*, também, do fabricante *National Instruments*. A Figura 18 mostra o diagrama em bloco do sistema de medição de temperatura.

**Figura 14 – Termopares localizados no ar ambiente (a), entrada de ar na placa de orifício (b), duto de admissão de ar no motor (c) e duto de exaustão (d).**



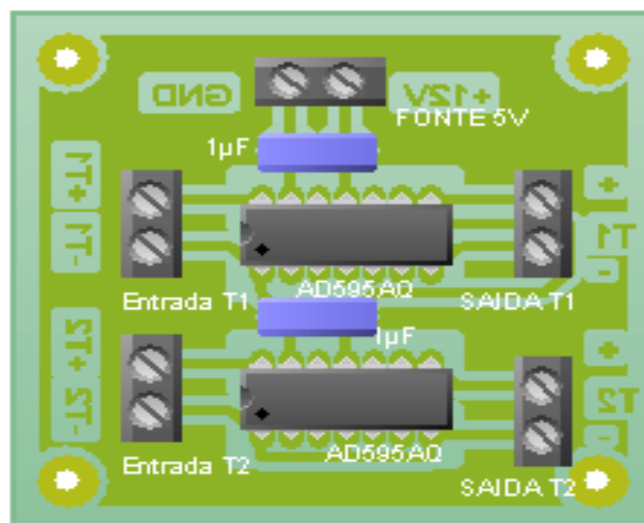
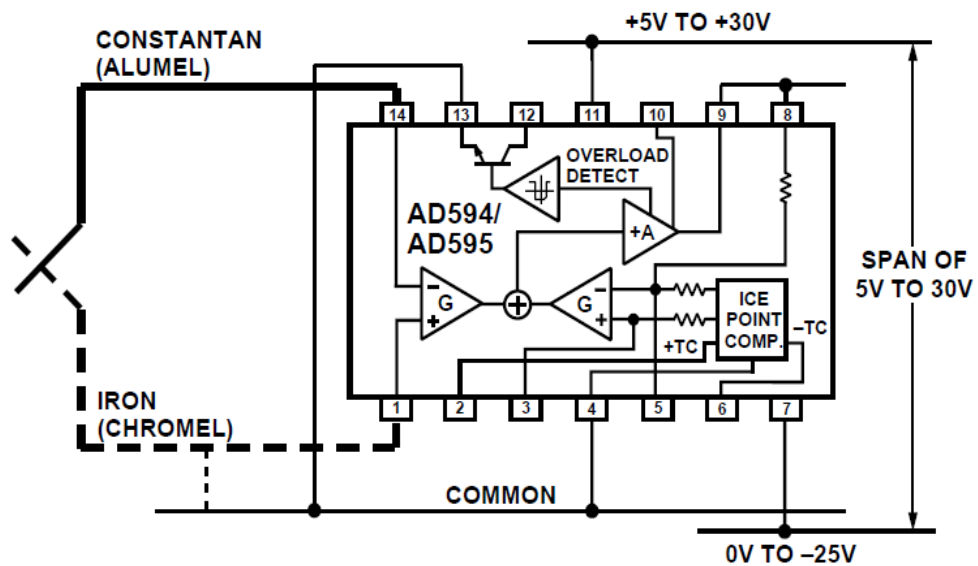
Fonte: Própria do autor.

**Figura 15 – Termoresistores localizados na entrada do fluido de arrefecimento (a), na saída do fluido de arrefecimento (b) e no tanque de combustível (c).**



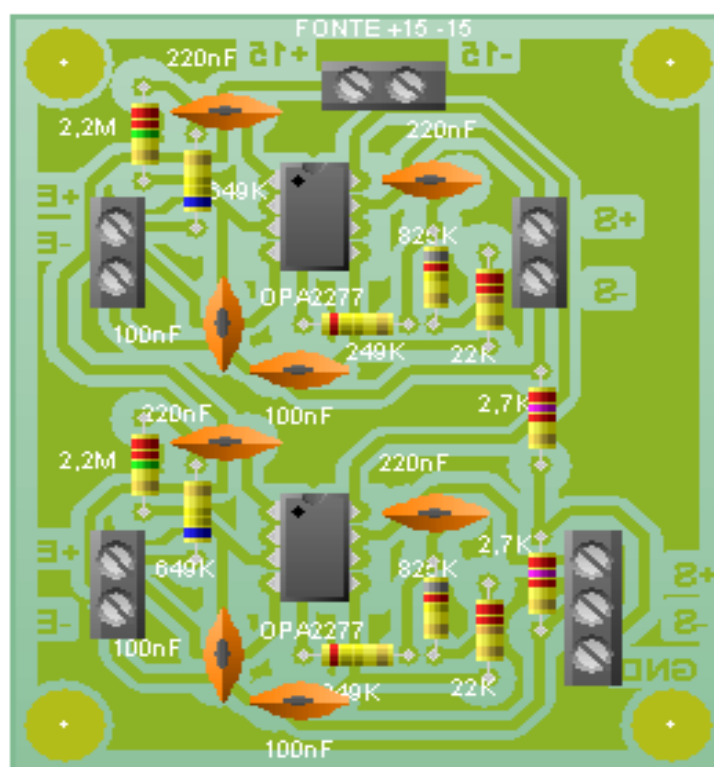
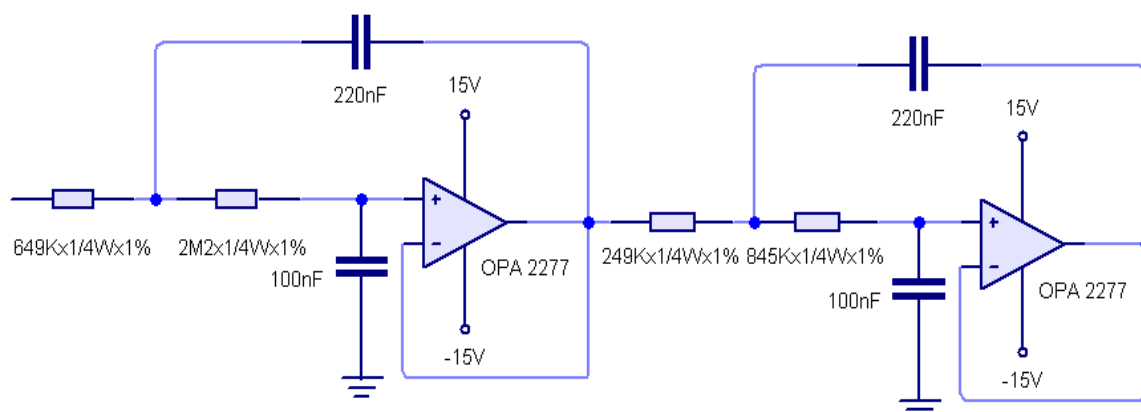
Fonte: Própria do autor.

**Figura 16 – Circuito amplificador de sinal.**



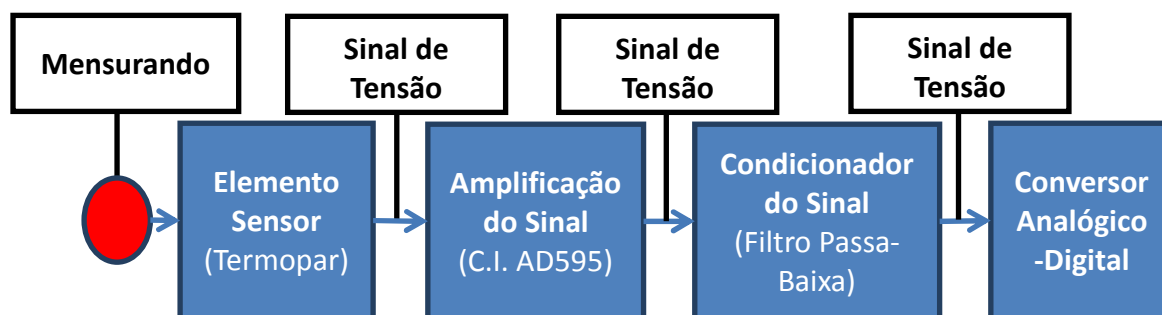
Fonte: ANALOG DEVICES, 2011.

**Figura 17 – Circuito filtro passa-baixas.**



Fonte: Própria do autor.

**Figura 18 – Diagrama de bloco do sistema de medição de temperatura.**

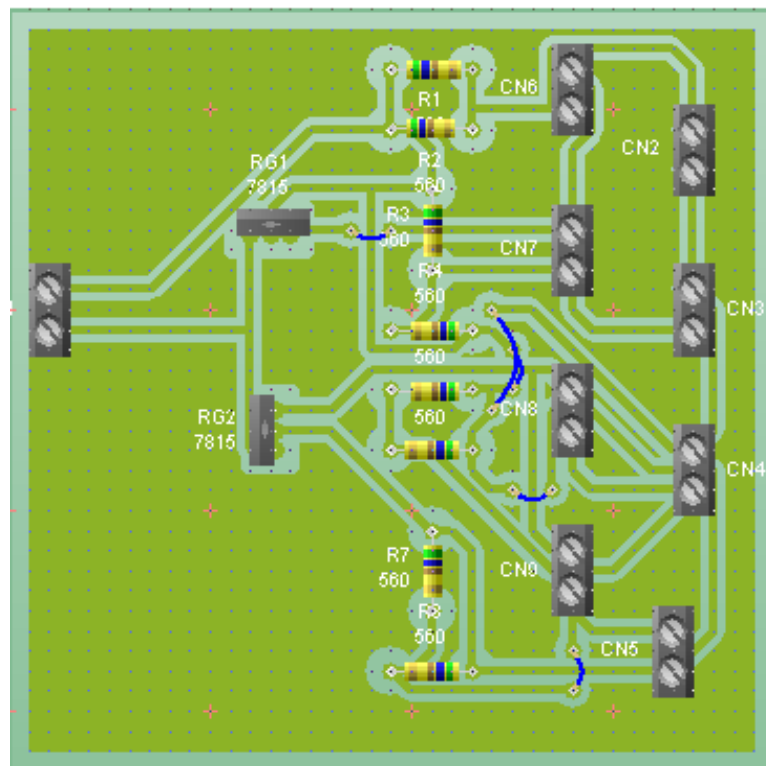


Fonte: Própria do autor.



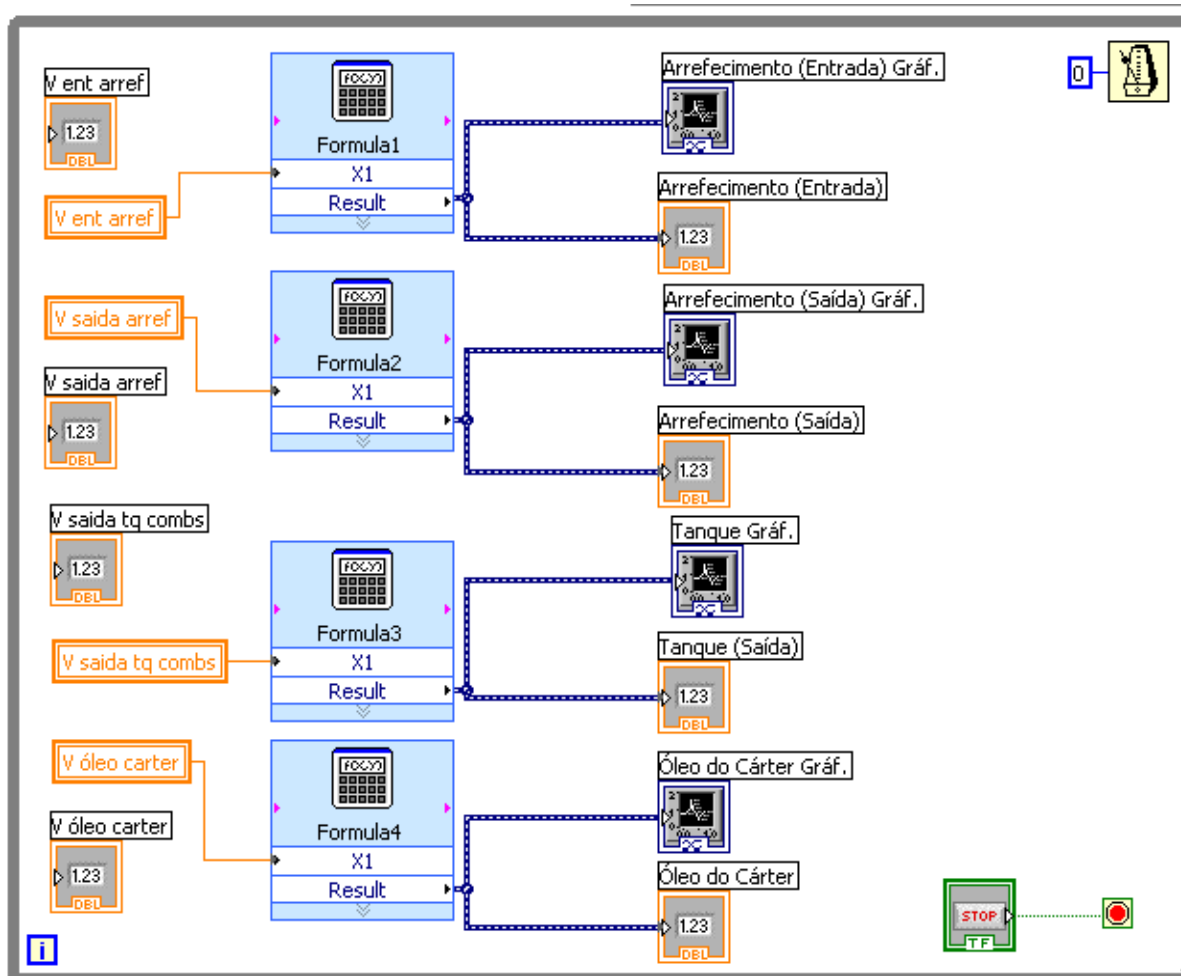
Os termorresistores possuem condicionadores de sinais associados modelo C201, da fabricante *IPAQ*. Os condicionadores de sinais utilizam o conceito da ponte de Wheatstone e, por serem microprocessados, foram configurados para que um sinal analógico de saída da intensidade da corrente elétrica, em mA, seja proporcional à temperatura medida. Considerando as informações fornecidas pela folha de dados dos condicionadores de sinais, das particularidades do sistema de aquisição de dados, dos equipamentos disponíveis no laboratório e de valores definidos de resistências de precisão disponíveis no mercado, desenvolveu-se um circuito que converte o sinal de corrente para um sinal de tensão (Figura 19). O sinal deve atender ao limite de tensão da entrada analógica da placa de aquisição de dados *DAQ* (10 V) e ser proporcional à temperatura medida. Os valores de tensão foram captados através da placa de aquisição de dados *USB NI DAQ-6229* e, utilizando o software *LabVIEW*, desenvolveu-se o programa para a relação linear entre tensão ( $V$ ), resistência ( $R$ ) e corrente ( $I$ ), conforme a Lei de Ohm  $V = RI$  (Figura 20).

**Figura 19 – Circuito para aquisição de dados de temperatura dos termorresistores.**



Fonte: Própria do autor.

**Figura 20 – Programa para aquisição de dados de temperatura dos termoresistores desenvolvido na plataforma LabVIEW.**



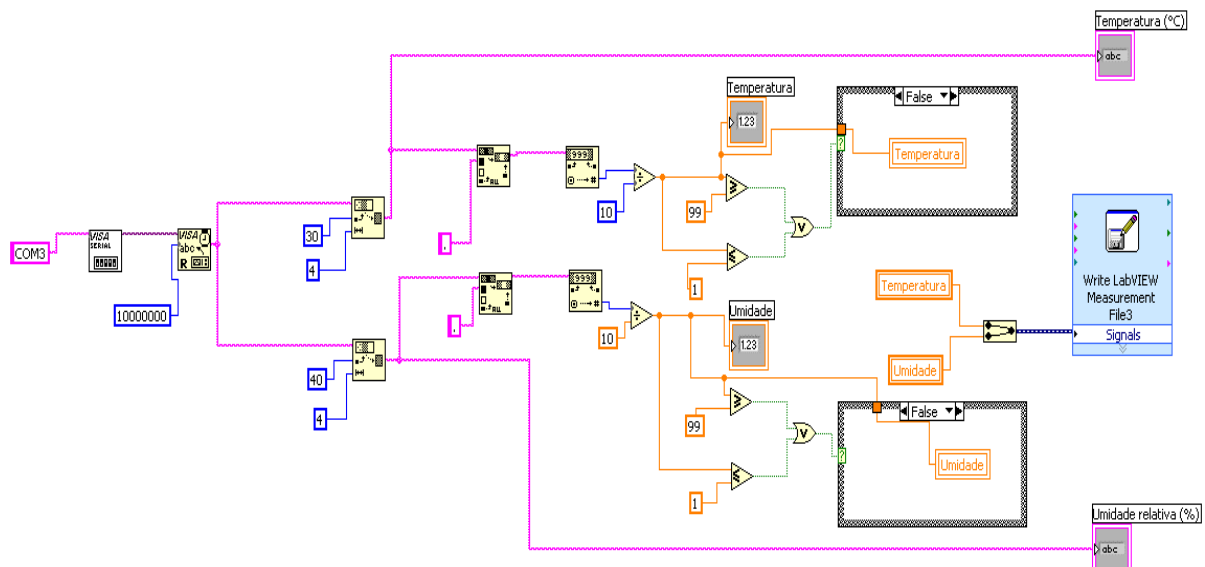
Fonte: Própria do autor.

#### 4.1.4 Medidor de umidade – termohigrômetro

O termohigrômetro utilizado para monitorar a temperatura e a umidade relativa do ambiente da sala de testes foi o modelo *DO 9406*, do fabricante *Delta Ohm*. Conforme sua especificação, o termohigrômetro utiliza um sensor capacitivo para a medição da umidade e uma termorresistência do tipo Pt-100 para a medição de temperatura. Para estabelecer uma comunicação com o computador, o termohigrômetro utiliza uma porta tipo serial. Os dados digitais enviados para o computador foram tratados por um programa desenvolvido neste trabalho na plataforma *LabVIEW*.

Inicialmente, o programa recebe os dados digitais da porta serial e os configura para leitura através do bloco visa serial. Os dados são acessados no formato *string* e são compostos de data, hora, temperatura e umidade relativa. Utilizando o bloco *string subset*, selecionam-se apenas os bits contendo as informações desejadas que, no caso, são os valores de temperatura e umidade relativa do ar. Por fim, após o tratamento dos dados, enviam-se os resultados obtidos para uma planilha do software *MS-Excel*. A Figura 21 mostra o diagrama de blocos do algoritmo para leitura de temperatura e umidade relativa do termohigrômetro.

**Figura 21 – Diagrama de blocos do algoritmo construído em *LabVIEW* para leitura de temperatura e umidade relativa através do termohigrômetro.**



Fonte: Própria do autor.

#### 4.1.5 Medidor do consumo de combustível

O cálculo do consumo médio de combustível para cada carga aplicada é efetuado a partir da medição da variação da massa contida no tanque de combustível ao longo do tempo, conforme (Heywood, 1988):

$$\dot{m}_F = \frac{dm_F}{dt} = \frac{m_i - m_f}{\Delta t} \quad (15)$$

Onde:

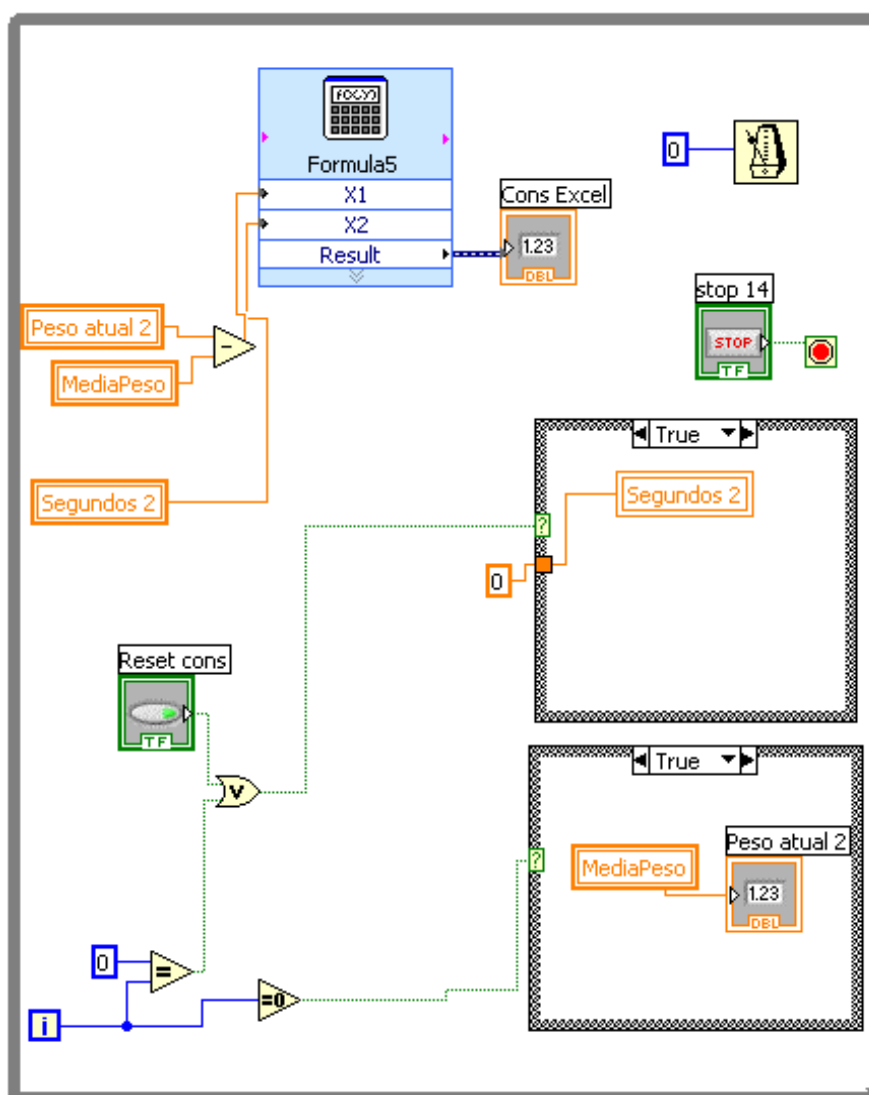
$m_f$  = massa final de combustível no tanque (kg);

$m_i$  = massa inicial de combustível no tanque (kg);

$\Delta t$  = intervalo de tempo (h).

Para essa medição utilizou-se uma balança digital da marca *LIDER*, com resolução de 5 g. Sua comunicação com o programa de aquisição de dados foi realizada através de uma porta serial. A Figura 22 mostra a lógica desenvolvida na plataforma *LabVIEW* para a leitura da vazão mássica de combustível através do um diagrama de blocos.

**Figura 22 – Algoritmo em *LabVIEW* para o cálculo do consumo de combustível.**



Fonte: Própria do autor.

#### 4.1.6 Medidor de vazão de ar

Para a determinação da vazão do ar de admissão foi empregada uma placa de orifício. A construção e instalação da placa e o método de medição foram realizados conforme a norma *ISO 5167-2:2003 (Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full - Part 2: Orifice Plates)*. (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2003).

O diâmetro do orifício da placa de orifício ( $d$ ) é de 49,5 mm e o diâmetro interno do conduto ( $D$ ) é de 66,0 mm. Os comprimentos do conduto à montante e à jusante da superfície da placa de orifício na entrada do escoamento são, respectivamente, 1980,0 mm (30D) e 264,0 mm (4D). A distância dos pontos de tomada de pressão a montante e a jusante da superfície anterior da placa de orifício são, respectivamente, 66,0 mm (1D) e 33,0 mm (0,5D). O diâmetro do orifício dos pontos de tomada de pressão é de 2,0 mm. A vazão mássica do ar de admissão, em kg/s, é assim calculada (ISO, 2003):

$$\dot{m}_A = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\rho_1(P_1 - P_2)} \quad (16)$$

Onde:

- $C$  – Coeficiente de descarga (adimensional);
- $\beta = d/D$  – Razão de diâmetros (adimensional);
- $d$  – Diâmetro do orifício da placa de orifício (mm);
- $D$  – Diâmetro interno do conduto (mm);
- $\varepsilon$  – Fator de expansão do escoamento (adimensional);
- $\rho_1$  – Massa específica do fluido à montante da placa de orifício (kg/m<sup>3</sup>);
- $P_1$  – Pressão do fluido à montante da placa de orifício (Pa);
- $P_2$  – Pressão do fluido à jusante da placa de orifício (Pa);

O fator de expansão do escoamento,  $\varepsilon$ , é dado por (ISO, 2003):

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35\beta^4) \frac{P_1 - P_2}{\kappa P_1} \quad (17)$$

onde  $k = c_p/c_v$  é a razão entre o calor específico a pressão constante,  $c_p$ , e o calor específico a volume constante,  $c_v$ .

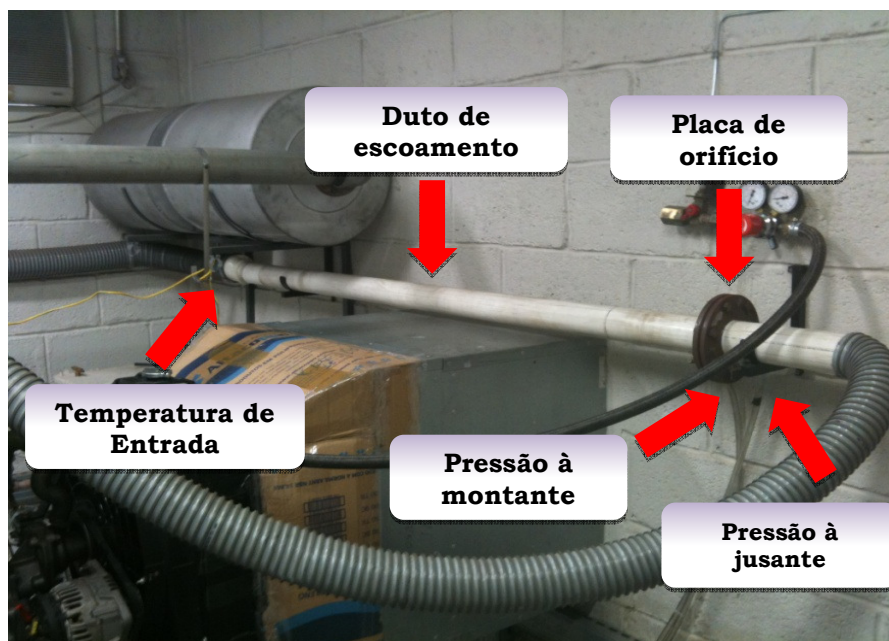
O coeficiente de descarga  $C$  é dado pela equação de Stolz (ISO, 2003):

$$C = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,1840\beta^8 + 0,0029\beta^{2,5} \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,75} + 0,0900 \left(\frac{L_1}{D}\right) \left(\frac{\beta^4}{1 - \beta^4}\right) - 0,0337 \left(\frac{L_2}{D}\right) \beta^3 \quad (18)$$

onde  $L_1$  é o comprimento da seção reta a montante da placa de orifício, medido a partir da superfície da placa na entrada do escoamento, e  $L_2$  é o comprimento da seção reta a jusante da placa de orifício, medido a partir da superfície da placa na saída do escoamento.

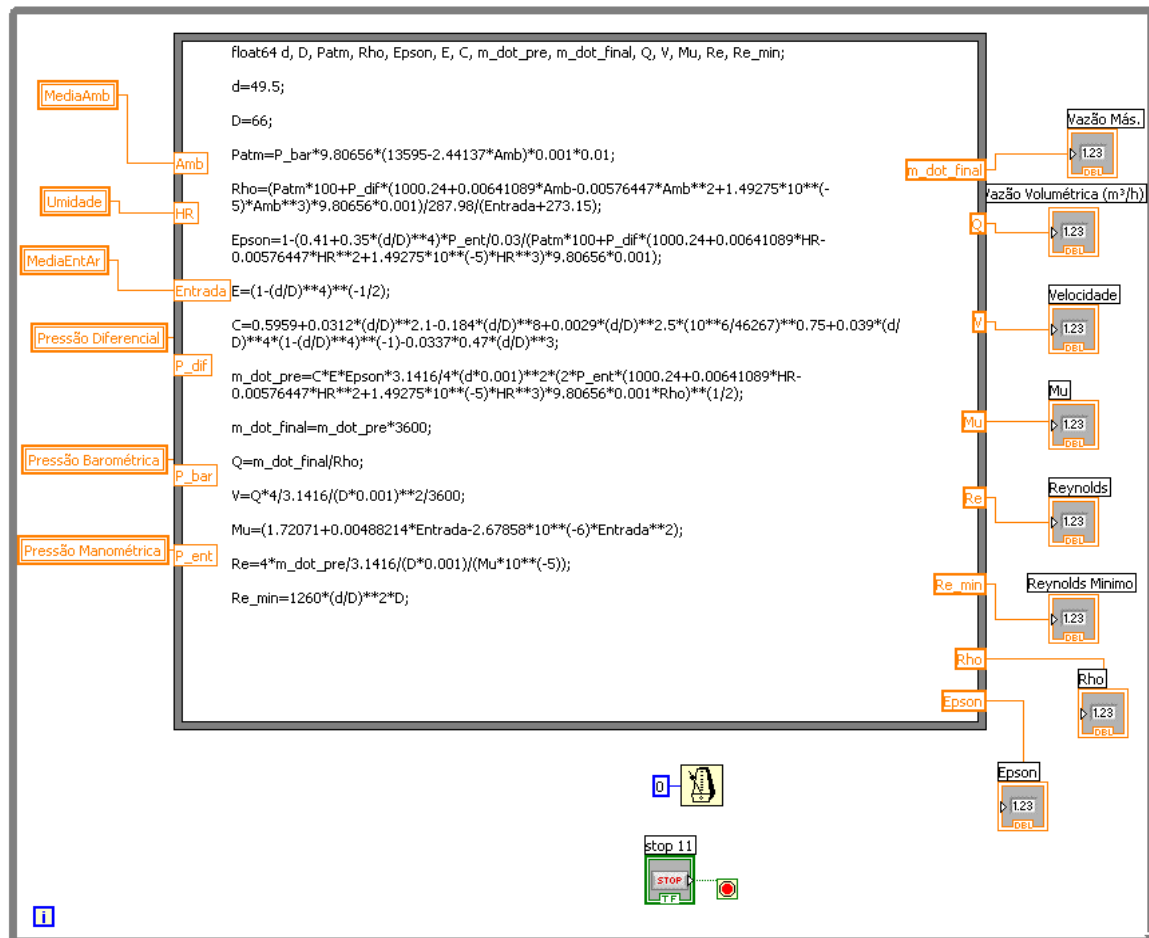
A Figura 23 mostra a placa de orifício instalada com os condutos retos a montante e a jusante. As leituras das pressões  $P_1$  e  $P_2$  foram realizadas através de um medidor diferencial de pressão por coluna de líquido, cuja densidade era 0,826. Foi desenvolvido um algoritmo no *LabVIEW*, utilizando o sistema de aquisição de dados, para automatizar a aquisição da vazão do ar de admissão. A Figura 24, que se encontra no APÊNDICE A, mostra o algoritmo desenvolvido.

**Figura 23 – Placa de orifício para medição da vazão do ar admitido.**



Fonte: Própria do autor.

**Figura 24 – Algoritmo do *LabVIEW* para aquisição da vazão do ar de admissão.**

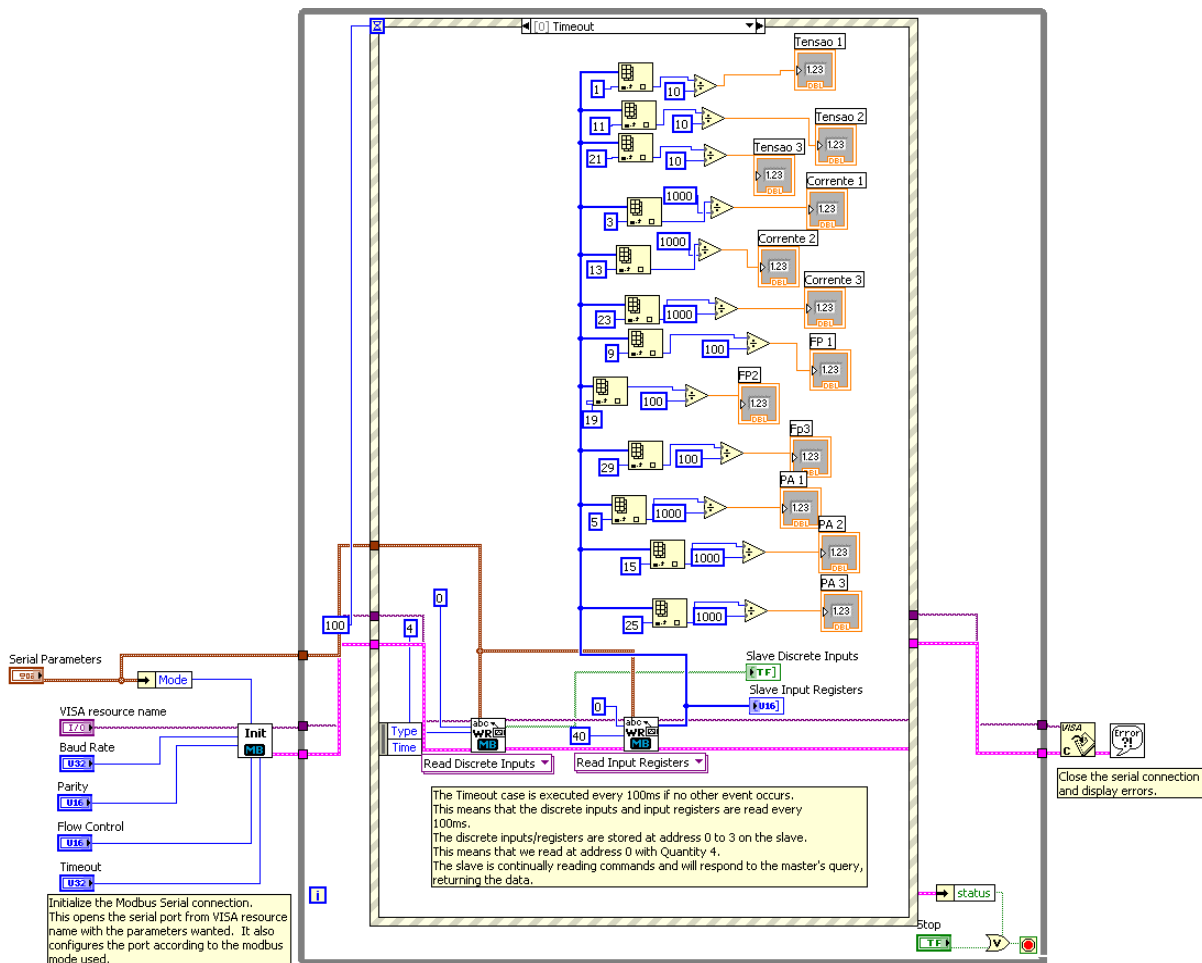


Fonte: Própria do autor.

#### 4.1.7 Medidor de grandezas elétricas

Para transferir ao computador os valores de corrente, tensão e potência elétrica a cada fase de tensão gerada, incorporou-se um transdutor multivariável de grandezas elétricas UPD-200 ao programa de aquisição de dados através de uma porta serial e uma interface. Para a criação dessa interface utilizou-se um conversor RS232 – RS485/RS422 da fabricante *Analo* – especialmente projetado para integrar computadores e unidades remotas que utilizem as comunicações seriais RS485 e RS422. Para a ligação entre o conversor RS232/RS485 e o computador, utilizou-se um cabo serial DB9-DB9. O programa desenvolvido no *LabVIEW* realiza a leitura dos dados enviados para a porta serial do computador. Uma biblioteca MODBUS, disponibilizada por National Instruments (2011b), foi instalada no programa. A Figura 25 mostra o diagrama em bloco do software que realiza a aquisição das variáveis elétricas.

**Figura 25 – Programa desenvolvido no *LabVIEW* para aquisição dos parâmetros elétricos.**



Fonte: Própria do autor.

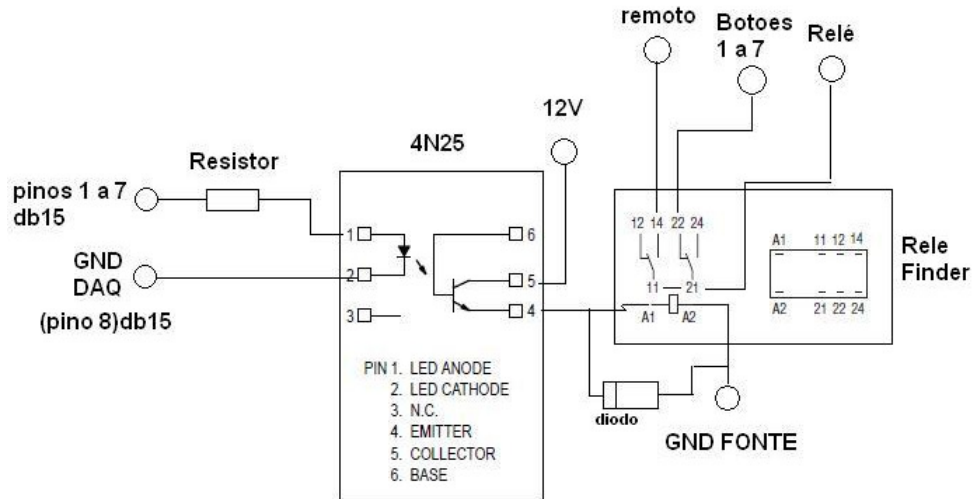
#### 4.1.8 Circuito de controle do banco de resistores

Um sistema eletrônico foi desenvolvido neste trabalho para controle da carga aplicada ao grupo motor-gerador. Uma placa de controle de cargas é interligada à placa de aquisição de dados *DAQ NI USB-6229*. O banco de cargas é constituído por sete módulos de cargas resistivas (dois de 2,5 kW, um de 5,0 kW e quatro de 10,0 kW), sendo cada módulo acionado por um relé. Cada módulo pode ser acionado manualmente através de um quadro de comando. Para o acionamento remoto criou-se um diagrama de ligação para cada módulo a ser controlado (Figura 26), através do qual foi construída a placa para o controle das cargas (Figura 27). Para cada módulo, há três entradas: relé, para conexão com o relé correspondente a cada módulo; botão, para conexão com o botão de acionamento manual do quadro



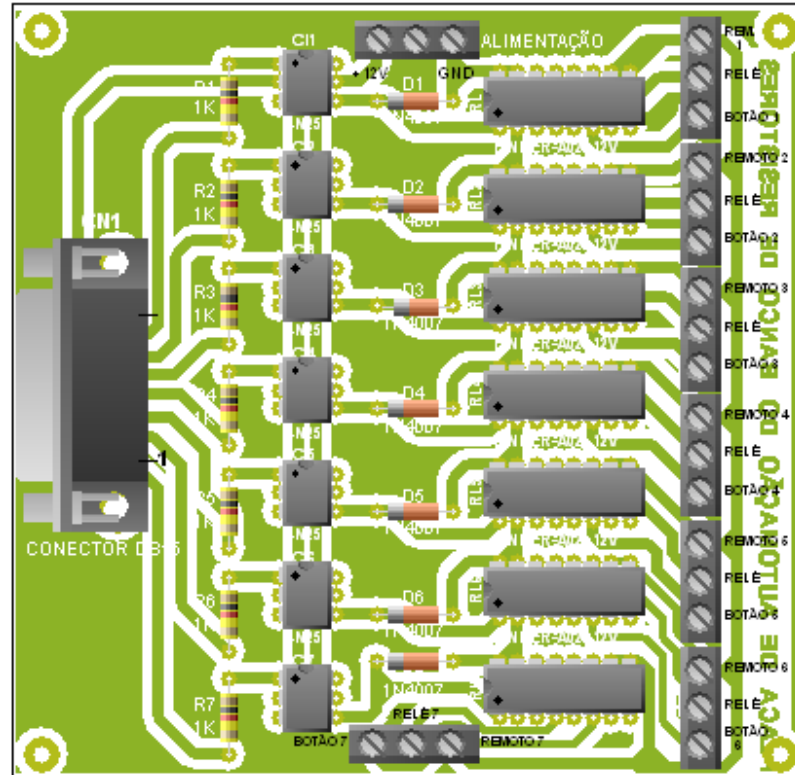
de acionamento de cargas; e remoto, para conexão com a chave local/remoto contida no quadro de acionamento de cargas.

**Figura 26 – Diagrama de ligação de cada módulo.**



Fonte: Própria do autor.

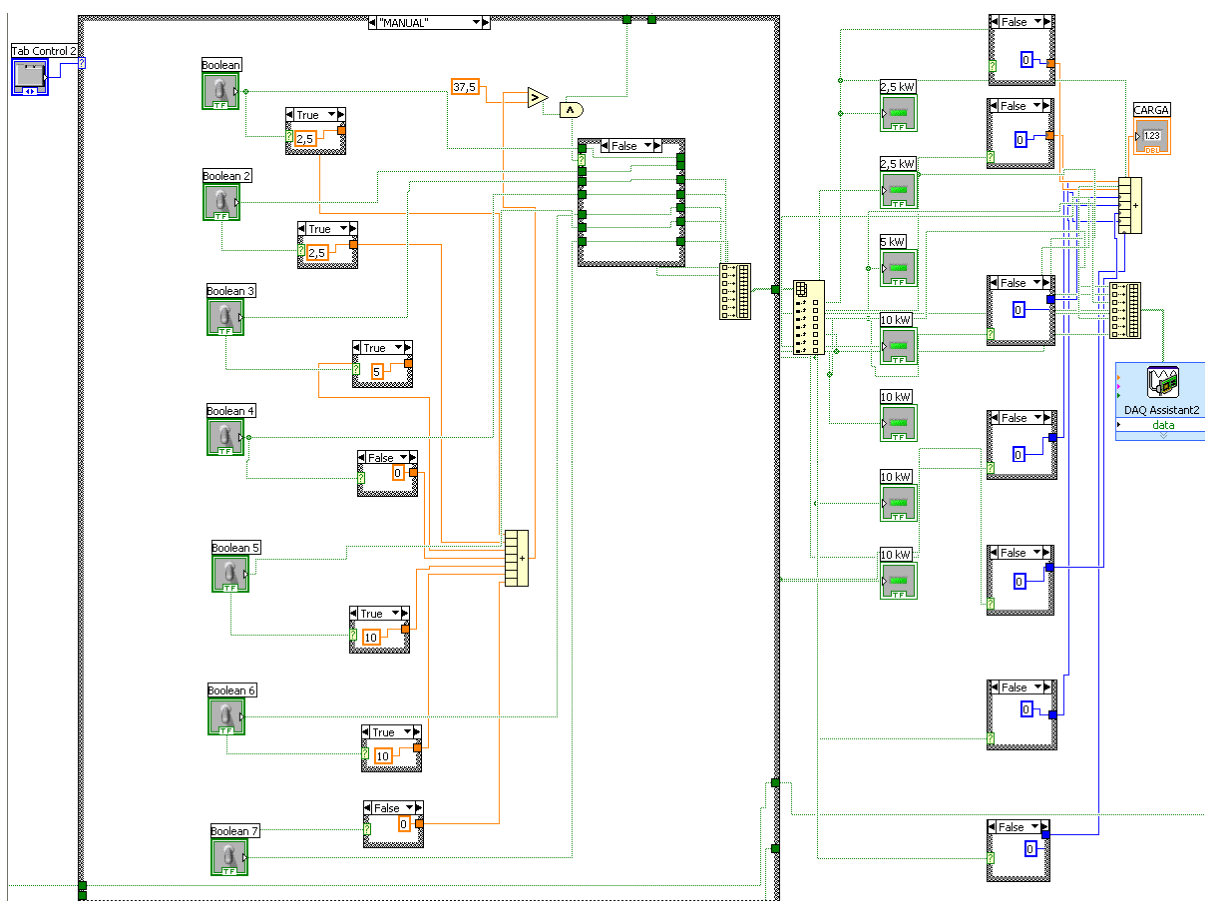
**Figura 27 – Placa de automação do banco de resistores.**



Fonte: Própria do autor.

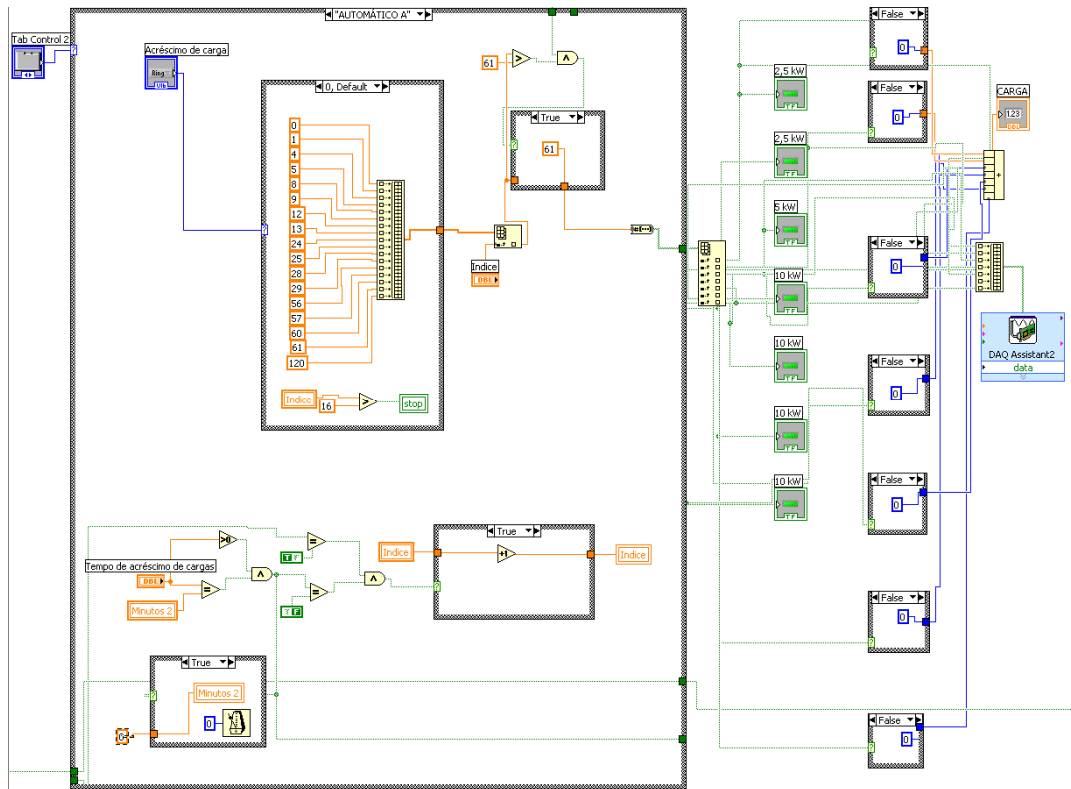
Utilizando o software *LabVIEW*, elaborou-se a lógica de controle dos módulos. O algoritmo consiste de três opções para o acionamento das cargas: Manual, em que a carga é acionada ao clicar na sua chave virtual correspondente; Automático A, em que o acionamento das cargas se dá de forma crescente com o valor do acréscimo e tempo de permanência de cada carga escolhido pelo operador; e Automático B, em que o operador tem a opção de definir a sequência de acionamento das cargas, assim como o valor e o tempo de permanência. As Figura 28 a 30 mostram os algoritmos de controle dos módulos para cada modo. A Figura 31 mostra as interfaces dos programas.

**Figura 28 – Algoritmo de controle dos módulos (modo MANUAL).**



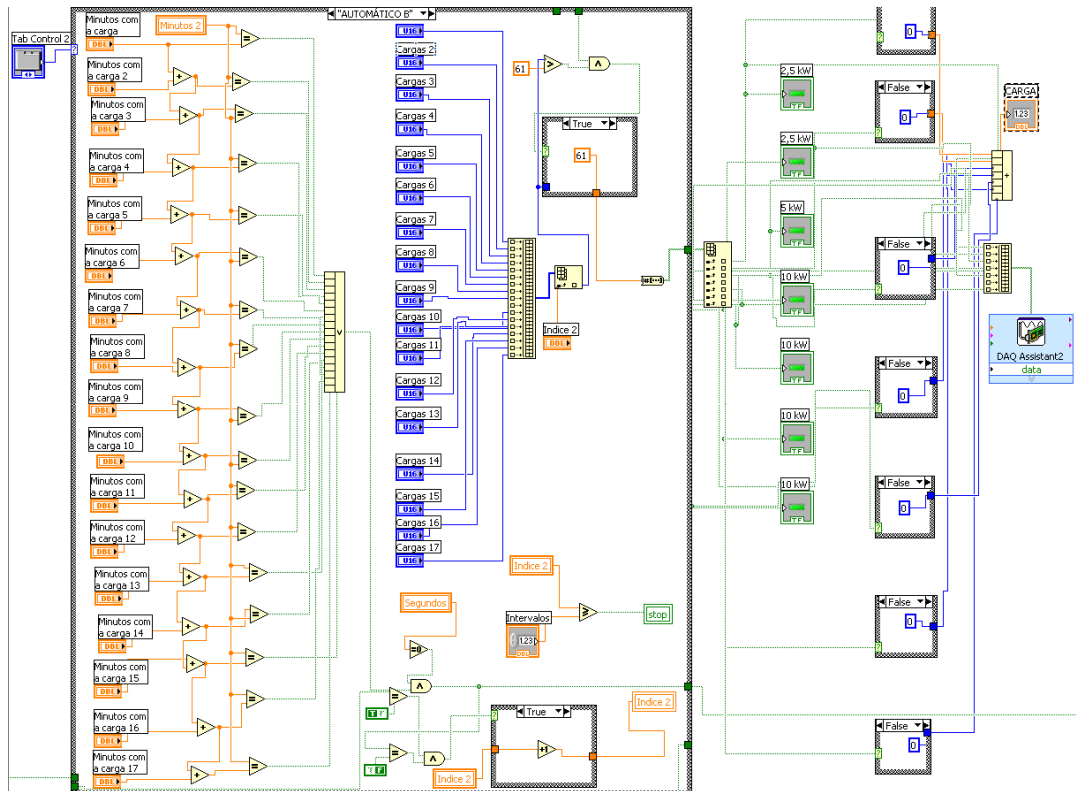
Fonte: Própria do autor.

**Figura 29 – Algoritmo de controle dos módulos (modo AUTOMÁTICO A).**



Fonte: Própria do autor.

**Figura 30 – Algoritmo de controle dos módulos (modo AUTOMÁTICO B).**



Fonte: Própria do autor.

**Figura 31 – Interfaces dos programas MANUAL (a), AUTOMÁTICO A (b) e AUTOMÁTICO B (c).**

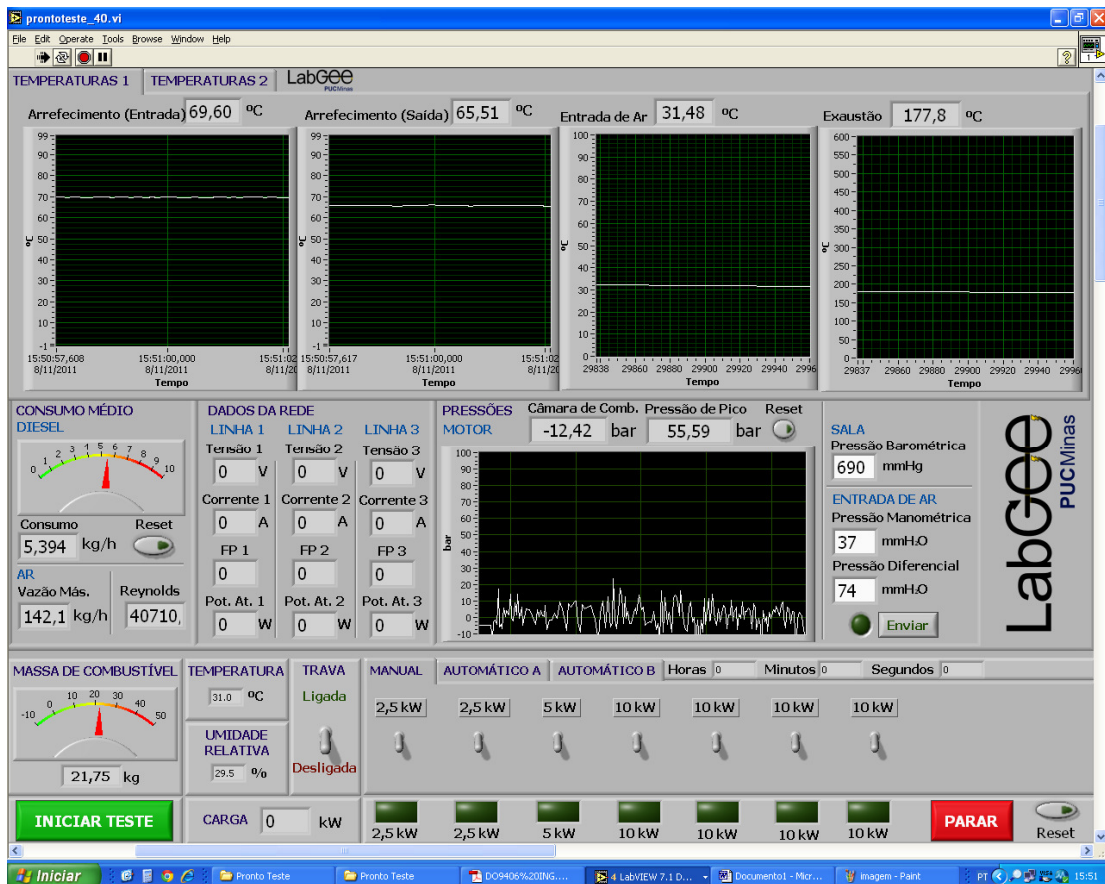


Fonte: Própria do autor.

#### 4.1.9 Sistema LabVIEW – Supervisório

Definida a programação para a aquisição dos valores dos parâmetros pertinentes ao estudo do grupo motor gerador, desenvolveu-se o supervisório do sistema de controle de cargas e aquisição de dados. Este supervisório é a interface para que o operador possa programar e acompanhar os testes em tempo real. Na atual configuração o supervisório está preparado para receber e armazenar os valores dos parâmetros descritos neste capítulo, bem como futuras variáveis como, por exemplo, pressão na câmara de combustão e componentes do gás de exaustão que serão estudados posteriormente. A Figura 32 mostra a interface do supervisório do sistema de aquisição de dados.

**Figura 32 – Supervisório do sistema de aquisição de dados.**



Fonte: Própria do autor.

## 4.2 Procedimento experimental

Preliminarmente realizaram-se experimentos com óleo diesel B5 utilizando o mesmo procedimento de Valente (2008) na faixa de carga entre 0 e 30 kW. Esta estratégia foi utilizada para comprovar que os dados adquiridos no novo sistema automatizado de aquisição de dados proposto neste trabalho estão condizentes com os dados de Valente (2008). A seguir, foram executados os testes com a substituição parcial do óleo diesel por GNV e, na sequência, por hidrogênio.

### 4.2.1 Validação do sistema de aquisição de dados

Para determinar o tempo de teste em cada carga nominal, optou-se pela estratégia de consumir cerca de um litro de combustível para cada valor de carga elétrica aplicada ao grupo motor gerador. Os valores nominais de carga elétrica e os

relativos tempos de operação aproximados correspondentes ao consumo volumétrico de 1 litro são indicados na Tabela 8 (VALENTE, 2008).

**Tabela 8 – Duração do teste em cada carga nominal.**

CARGA ELÉTRICA	TEMPO DE TESTE
(kW)	(min)
0	30
10	20
20	15
30	10

Fonte: VALENTE, 2008.

Durante o teste foram coletados, em tempo real, os valores das seguintes variáveis: temperaturas (ambiente, entrada de ar na placa de orifício, admissão de ar no motor, gás de exaustão e tanque de combustível), umidade relativa do ar, consumo de combustível, tensão na fase 1, corrente na fase 1 e potência elétrica. Os testes foram repetidos três vezes e efetuou-se a média dos resultados para melhor confiabilidade dos dados coletados.

Durante o desenvolvimento deste trabalho, utilizou-se como referência para os testes a norma *ISO 15550:2002 - Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — General requirements*. Essa norma estabelece as condições padrão para testes em motores de combustão interna (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2002).

Após conferência dos equipamentos e definição dos parâmetros de teste do software de aquisição de dados, dava-se partida no motor e aguardava-se até que este atingisse o regime permanente. A norma *ISO 15550:2002* determina que a aquisição de dados para testes em motores de combustão interna só devem ser iniciados quando estes atingem o regime permanente de operação. A norma descreve, também, que é o fabricante quem determina quais as condições em que o motor atinge o seu regime permanente. Não se obteve do fabricante do motor utilizado neste trabalho dados referentes às condições para que este atinja seu regime permanente. Então, determinou-se que o regime permanente era atingido no momento em que a temperatura do gás de exaustão atingia um valor constante para a carga determinada e a válvula termostática do sistema de arrefecimento do motor

se abria, a aproximadamente 70°C. Após atingir estas determinações, o operador iniciava o teste. Finalizado o teste, o software automaticamente cessava a aquisição dos dados. Após o término dos testes, por motivo de segurança, o motor era mantido em funcionamento sem carga até que a temperatura de exaustão atingisse um valor menor que 200°C, quando então o motor era desligado. Os dados do software de aquisição eram armazenados em uma planilha eletrônica para análise dos resultados.

#### **4.2.2 Testes com óleo diesel e gás natural**

Testes para diferentes quantidades injetadas de gás natural foram realizados. Utilizou-se o mesmo procedimento do item 4.2.1, com tempo de duração de 5 minutos para cada um das cargas: 0 kW, 10 kW, 20 kW e 30 kW. A norma *ISO 15550:2002* não determina um tempo padrão para a coleta dos dados do teste, porém a norma mostra que a quantidade de dados coletados deve ser suficiente para a confiabilidade das medidas adquiridas. Este tempo de teste para cada carga foi definido através da observação do período de tempo em que o sistema atingia o seu regime permanente após a mudança de cada carga e o tempo restante necessário para a aquisição dos dados. Inicialmente realizou-se o teste com óleo diesel B5, utilizado como parâmetro de comparação para os testes com gás natural. Em seguida, realizaram-se experimentos com três concentrações distintas de GNV, com massas correspondentes a 25%, 50% e 75% de substituição da energia contida na massa de combustível injetada para operação com óleo diesel puro na mesma carga, ou seja (SODRÉ,2010):

$$GNV(\%) = \frac{(\dot{m}Q_{LHV})_{GNV}}{(\dot{m}Q_{LHV})_{B5,ref}} \cdot 100 \quad (19)$$

onde  $Q_{LHV}$  é o poder calorífico inferior de cada combustível (kJ/kg).

As substituições de óleo diesel por gás natural foram realizadas em quatro diferentes percentuais energéticos do combustível injetado: 100% de óleo diesel (B5G0); 25% de gás natural e 75% de óleo diesel (B5G25); 50% de gás natural e 50% de óleo diesel (B5G50); e 75% de gás natural e 25% de óleo diesel (B5G75).

O motor não sofreu nenhuma alteração em nenhum parâmetro mecânico de sua configuração original, a não ser a instalação do sistema de injeção de combustível gasoso.

#### **4.2.3 Testes com óleo diesel e hidrogênio**

Os testes com a utilização de hidrogênio ocorreram de forma análoga ao item 4.2.2, utilizando o mesmo tempo de duração e com as mesmas cargas de 0 kW, 10 kW, 20 kW e 30 kW. Inicialmente realizou-se o teste com óleo diesel B5 (B5H0), utilizado como parâmetro de comparação para os testes com hidrogênio. Em seguida, realizaram-se experimentos com quatro concentrações distintas de H<sub>2</sub>, com massas correspondentes a 25% (B5H25), 35% (B5H35) e 50% (B5H50) de substituição da energia contida na massa de combustível injetada para operação com óleo diesel puro na mesma carga, ou seja: (SODRÉ, 2010).

$$H_2(\%) = \frac{(\dot{m}Q_{LHV})_{H_2}}{(\dot{m}Q_{LHV})_{B5,ref}} \cdot 100 \quad (20)$$

onde  $Q_{LHV}$  é o poder calorífico inferior de cada combustível (kJ/kg).

Assim como nos testes com gás natural, o motor não sofreu nenhuma alteração em nenhum parâmetro mecânico de sua configuração original, a não ser a instalação do sistema de injeção de combustível gasoso.



## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados deste trabalho são apresentados em três partes: validação do sistema de controle e aquisição de dados; testes com óleo diesel/GNV; e testes com óleo diesel/hidrogênio. A validade do sistema de aquisição de dados é discutida na primeira parte, utilizando como referência a norma *ISO 15550:2002 - Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — General requirements* para certificar que as incertezas das medidas estão de acordo. Os dados das variáveis mais pertinentes para o objetivo deste trabalho são comparados com aqueles obtidos por Valente (2008), com a utilização de óleo diesel B5 somente. No segundo e terceiro tópicos são apresentados e discutidos os resultados das variáveis de desempenho do grupo motor-gerador para operação com B5/GNV e B5/hidrogênio, respectivamente.

### 5.1 Validação do sistema de controle e aquisição de dados

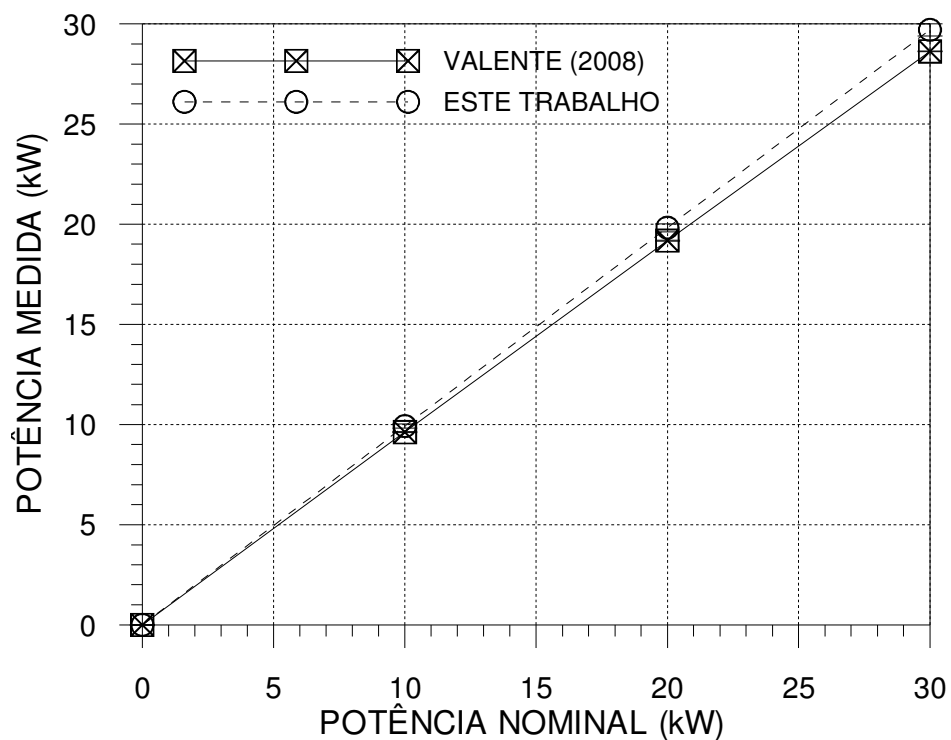
Testes foram realizados com o sistema de controle e aquisição de dados e os resultados são comparados com a norma *ISO 15550:2002* e com aqueles obtidos por Valente (2008). A Tabela 9 mostra os valores máximos de incertezas das variáveis medidas e os valores máximos de incertezas estabelecidos pela norma.

Os valores de potência da carga elétrica medida nos dois trabalhos são apresentados na Figura 33. A menor diferença observada foi de 2,91%, na carga de 10 kW, e a maior diferença foi de 3,69%, na carga de 30 kW. A Figura 34 mostra os resultados de consumo de óleo diesel obtidos neste trabalho, utilizando o sistema de controle e aquisição de dados automático, comparados com aqueles apresentados por Valente (2008). Observa-se entre os resultados uma diferença mínima de 3,63%, na potência 0 kW, e uma diferença máxima de 6,97%, na potência 10 kW. Valente (2008) empregou uma metodologia de medição do consumo manual, utilizando o método do enchimento. Neste método a massa de combustível alimentada no tanque foi medida no início do teste e diminuída da massa de combustível existente no tanque ao final do teste, fornecendo a massa de combustível consumida no tempo de duração do teste. A aquisição dos dados da massa de combustível existente no tanque é aqui realizada de forma contínua ao longo de cada teste.

**Tabela 9 – Valores máximos de incerteza.**

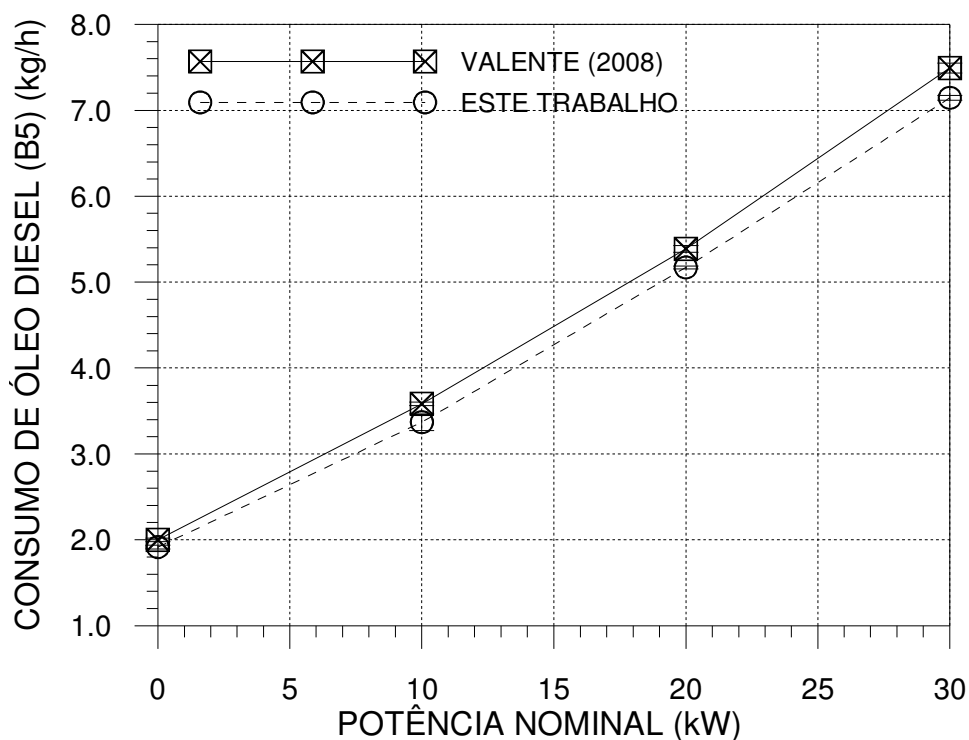
<b>Variável</b>	<b>Incerteza máxima medida</b>	<b>Incerteza máxima ISO 15550</b>
Temperatura Ambiente	1,73°C	2,00°C
Temperatura de Entrada de ar	1,48°C	2,00°C
Temperatura de Admissão	1,92°C	2,00°C
Temperatura de Arrefecimento	1,50°C	2,00°C
Temperatura de Exaustão	14,99°C	15,00°C
Umidade do ar	2,65%	3,00%
Vazão de ar	2,13%	5,00%
Consumo de óleo diesel	2,85%	3,00%
Consumo Específico	2,86%	3,00%
Potência	1,00%	3,00%

Fonte: ISO, 2002.

**Figura 33 – Potência da carga elétrica medida versus potência da carga elétrica nominal.**

Fonte: Própria do autor.

**Figura 34 – Variação do consumo de óleo diesel com a carga aplicada no motor.**

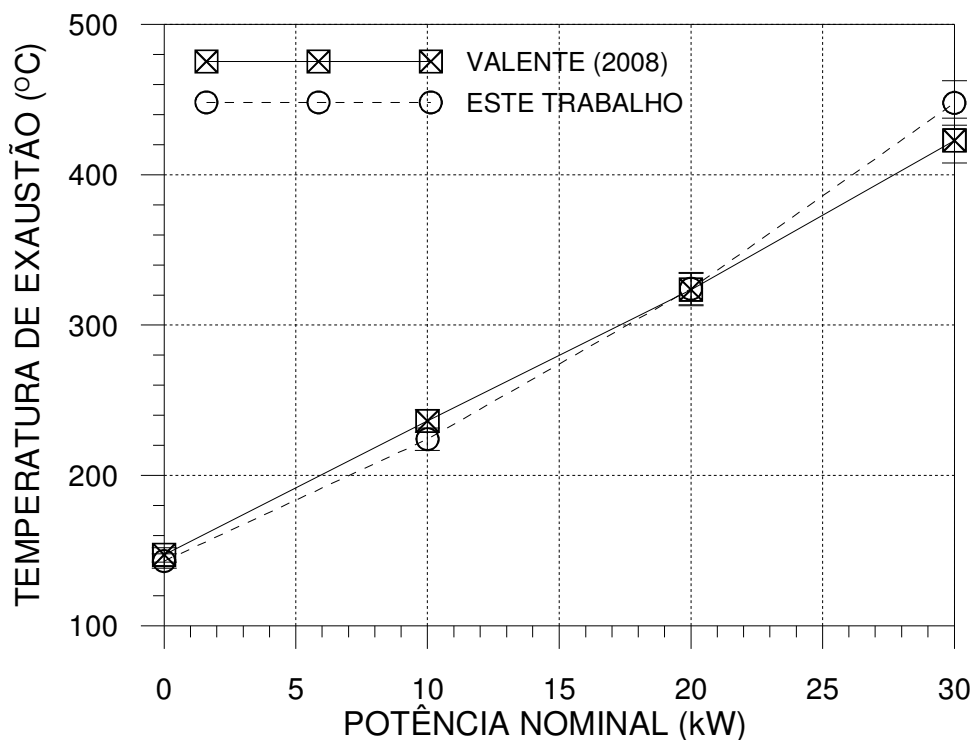


Fonte: Própria do autor.

Os dados relativos à temperatura de exaustão podem ser vistos na Figura 35. Os valores da temperatura de exaustão medidos pelos dois métodos apresentam uma diferença mínima de 0,34%, na potência 20 kW, e uma diferença máxima de 5,72%, na potência 30 kW. Essa discrepância pode ser justificada pela utilização de diferentes equipamentos de aquisição nos trabalhos comparados. Além disso, a temperatura de exaustão é afetada pelas condições ambientais nos dias de realização dos testes.

A comparação mostrada na Tabela 9 entre as incertezas obtidas neste trabalho e as estabelecidas pela norma valida o sistema de controle e aquisição de dados aqui desenvolvido. Com base nos gráficos das Figura 33 a Figura 35, os dados apresentados no presente trabalho estão dentro da ordem de grandeza, ao se comparar com os dados obtidos por Valente (2008). O APÊNDICE A mostra os valores obtidos nos dois trabalhos comparados, bem como os percentuais das diferenças entre eles. O APÊNDICE B apresenta a análise de incerteza das medições para todas as variáveis mensuradas.

**Figura 35 – Variação da temperatura de exaustão com a carga aplicada no motor.**



Fonte: Própria do autor.

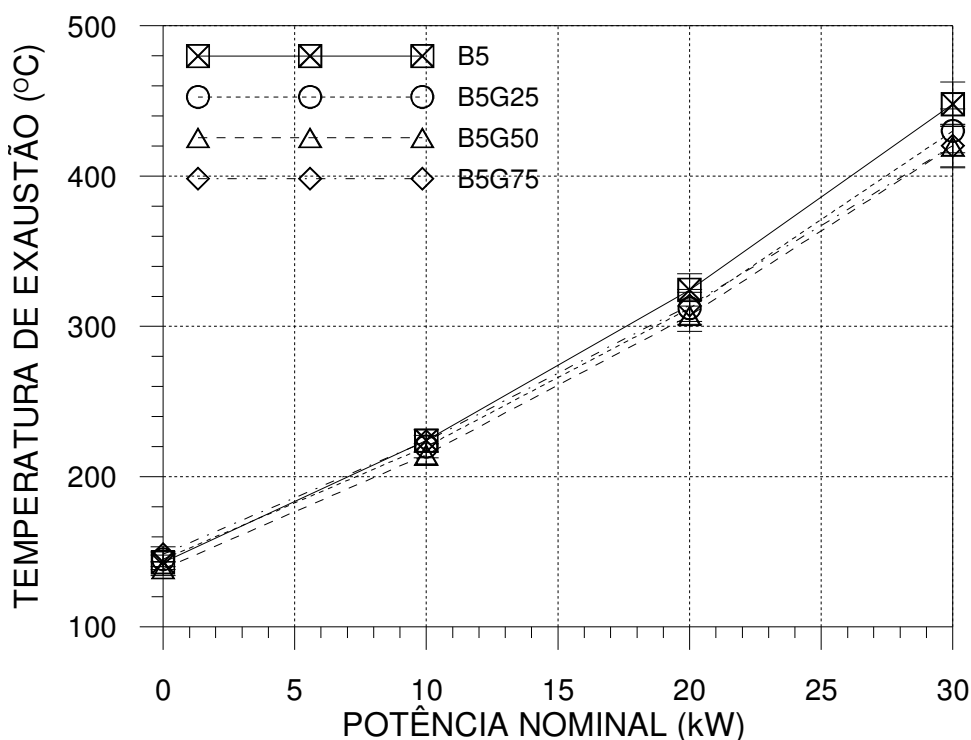
## 5.2 Testes com óleo diesel-gás natural

A temperatura de exaustão é um indicativo da duração da combustão. De acordo com Heywood (1988), combustão mais lenta produz temperatura mais elevada na exaustão. A Figura 36 mostra a variação da temperatura da exaustão com a concentração de GNV no combustível e com carga aplicada ao motor. Para todos as substituições verifica-se uma elevação da temperatura de exaustão com o aumento da carga que requer uma quantidade maior de energia. Consequentemente, maior é a quantidade de combustível injetado. Havendo maior massa de combustível para queimar, a combustão finaliza mais tarde no ciclo, aumentando assim a temperatura da exaustão.

Considerando os resultados obtidos, a adição de gás natural não alterou significativamente a duração da combustão para os valores de cargas entre 0 e 10 kW, já que os valores da temperatura de exaustão se encontram próximos e dentro das faixas de incertezas das medições para cada percentual de substituição. Para os valores entre 20 e 30 kW, observou-se uma diminuição máxima na temperatura de

exaustão de 5,47% a 20 kW com a substituição B5G50, porém, esses resultados também se encontram próximos e dentro das faixas de incertezas. Na carga de 30 kW observou-se uma diminuição de 6,50% e 6,57% com as substituições B5G50 e B5G75, respectivamente. Esses valores já se encontram fora das faixas de incertezas das medidas, podendo considerá-los pertinentes ao processo.

**Figura 36 – Variação da temperatura de exaustão com a carga e a concentração de gás natural.**



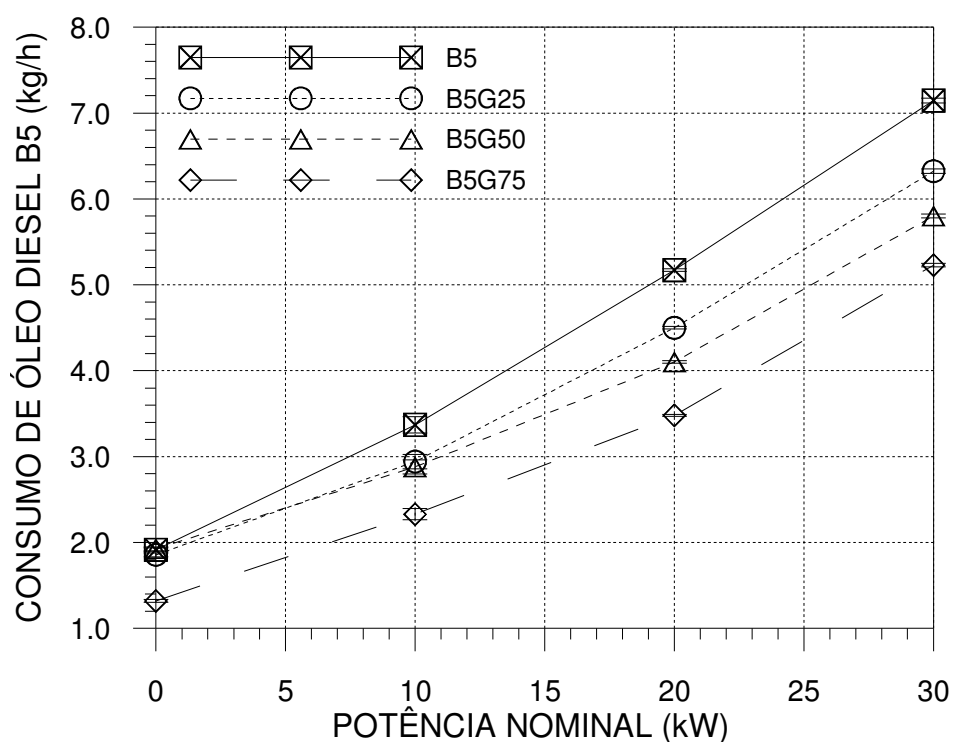
Fonte: Própria do autor.

Com base neste comportamento, pode-se inferir que a utilização do gás natural provocou uma queima incompleta na câmara por falta de oxigênio. Este comportamento apresenta um aumento nas emissões de HC, também observado por Cordiner et al. (2008), e diminui a eficiência térmica do motor. Esta diminuição da eficiência térmica também havia sido observada por Henham e Makkar (1998), Selim (2004) e Ma et al. (2007).

A Figura 37 mostra um aumento da vazão mássica de óleo diesel com a elevação da carga para todos os combustíveis testados. Esse comportamento é naturalmente justificado pela maior demanda de energia com o aumento da carga. A Figura 38 mostra a redução percentual da vazão mássica de óleo diesel para os

diferentes percentuais de substituição deste combustível por GNV. Os resultados obtidos com a carga 0 kW não são conclusivos, pois o motor se mostrou instável nesta condição quando operou com gás natural, embora apresente uma diminuição de consumo de B5 de 31,06% quando a substituição B5G75 foi utilizada. Para as outras substituições, B5G25 e B5G50, houve uma redução no consumo de B5 a 0 kW de 3,01% e 0,61%. Esses valores são desconsiderados neste trabalho por causa da instabilidade do motor na carga de 0 kW.

**Figura 37 – Variação da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de gás natural.**

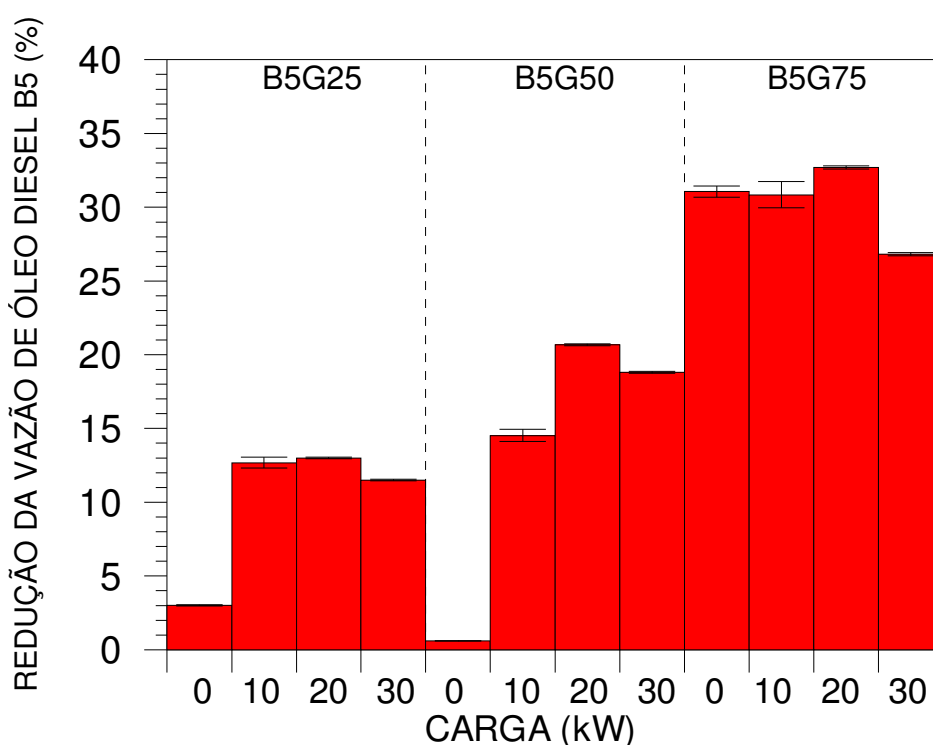


Fonte: Própria do autor.

No intervalo entre 10 kW e 30 kW, observa-se que o aumento da concentração de gás natural não é acompanhado por uma redução linear na vazão mássica de óleo diesel (Figura 38). Nota-se, também, que a utilização de gás natural apresenta maior aproveitamento da sua energia na carga intermediária de 20 kW. O percentual de redução de vazão mássica mostrou-se inferior às porcentagens propostas de substituição da energia química do B5 por GNV. Este resultado leva a concluir que ocorreu uma redução na eficiência de conversão de combustível quando o combustível líquido foi substituído pelo combustível gasoso. Esses valores

da diminuição percentual do consumo de B5 indicam a redução na eficiência do motor observada por Henham e Makkar (1998), Selim (2001) e Ma et al. (2007). Os autores Abd Alla et al. (2002), Rakopoulos et al. (2008), Carlucci et al. (2008), Carlucci et al. (2011) e Egúsquiza (2011) observaram um aumento no rendimento do motor, porém, em seus trabalhos, os parâmetros mecânicos foram alterados, o que não ocorreu neste trabalho.

**Figura 38 – Variação da redução da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de gás natural.**



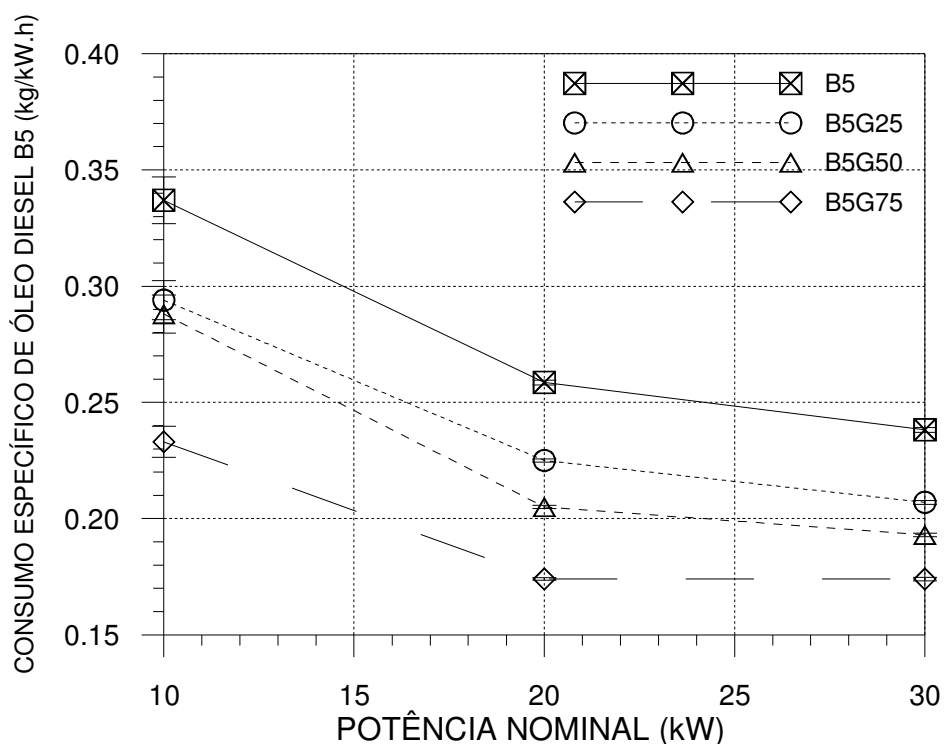
Fonte: Própria do autor.

Heywood (1988, p 51), define consumo específico como a razão entre a vazão mássica de combustível e a potência disponível no eixo do motor. Neste trabalho é apresentado um consumo específico equivalente, pois se considerou somente o óleo diesel B5 para o cálculo, não levando em conta a massa de combustível gasoso injetado por não se ter equipamento para sua medição e, também, o rendimento do gerador acoplado. A Figura 39 apresenta o consumo específico de óleo diesel para as diferentes cargas e concentrações de gás natural.

Em geral, o consumo específico de óleo diesel é reduzido com o aumento da carga. Com o aumento da concentração de gás natural, a redução do consumo de combustível se torna menos acentuada quando a carga é aumentada de 20 kW para

30 kW. Papagiannakis et al. (2010) observaram um aumento do consumo específico, porém variou-se a quantidade de injeção de combustível piloto. Neste trabalho, somente a concentração de gás natural injetado foi variado. Na substituição B5G75, não se observou nenhuma variação no consumo específico de óleo diesel com o aumento da carga de 20 kW para 30 kW.

**Figura 39 – Variação do consumo específico de óleo diesel (B5) com a carga e a concentração de gás natural.**



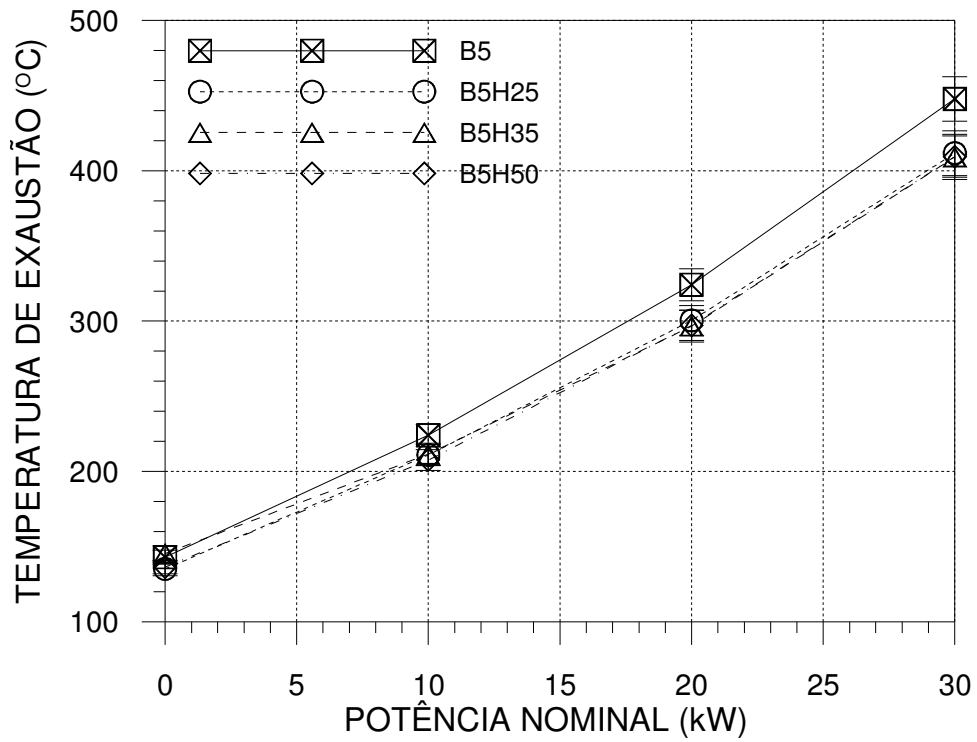
Fonte: Própria do autor.

### 5.3 Testes com óleo diesel-hidrogênio

A Figura 40 mostra que o aumento da carga aplicada no eixo do motor é acompanhado pelo aumento da temperatura de exaustão. O aumento da carga requer um aumento na quantidade de combustível injetado (Figura 41). Conforme explicado anteriormente, a maior massa de combustível presente na câmara aumenta a duração da combustão e, assim, ocasiona a elevação da temperatura do gás de exaustão.

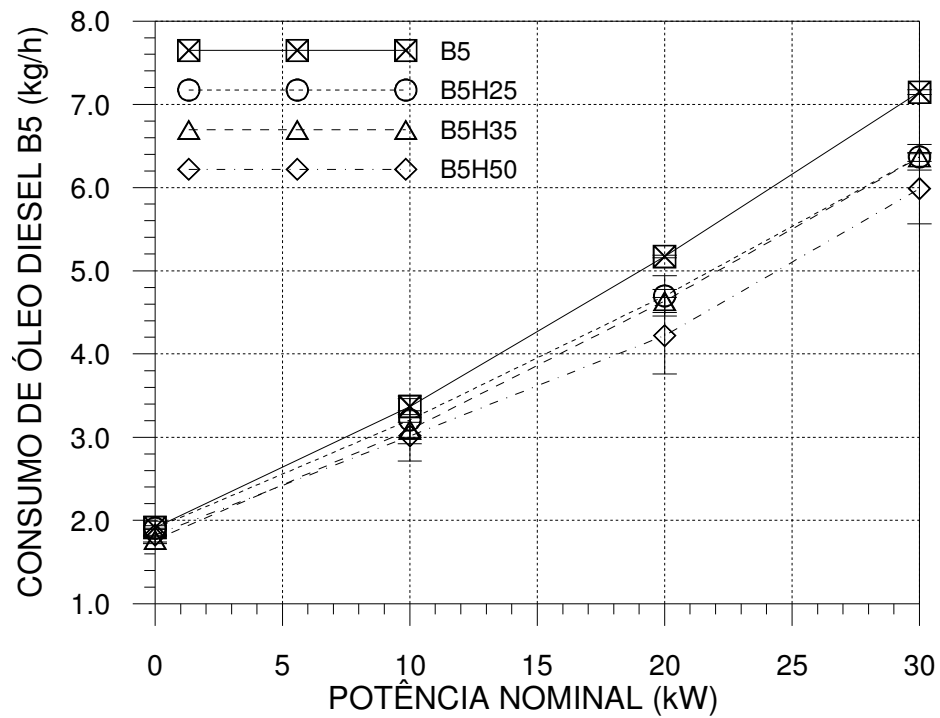


**Figura 40 – Variação da temperatura de exaustão com a carga e a concentração de hidrogênio.**



Fonte: Própria do autor.

**Figura 41 – Variação da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de hidrogênio.**



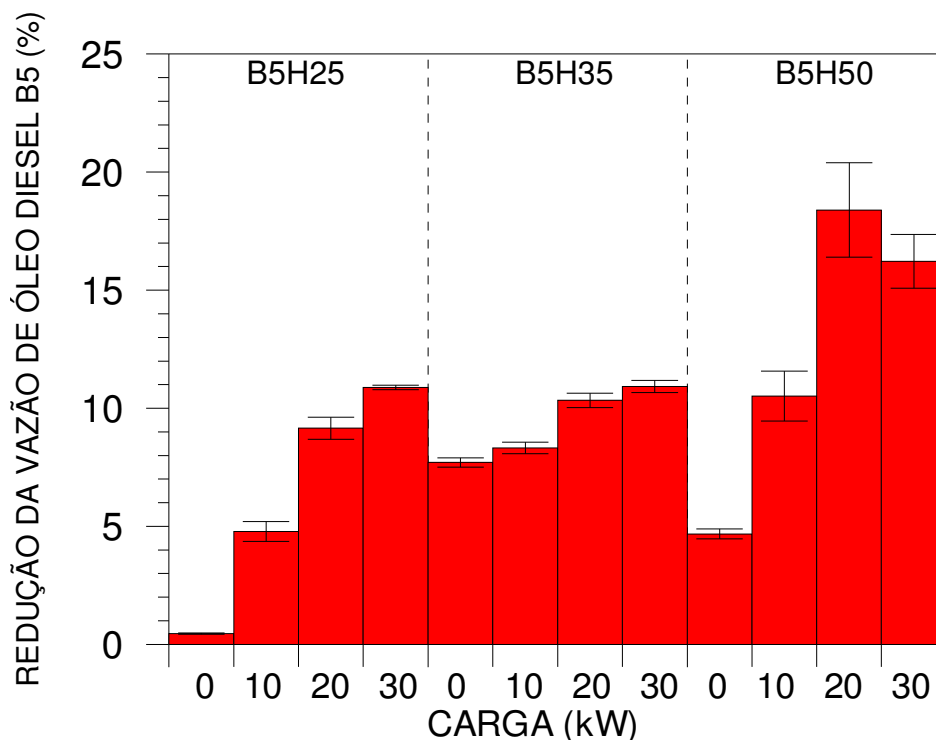
Fonte: Própria do autor.

Tal como ocorreu com o GNV (Figura 36), a injeção de hidrogênio ocasionou uma diminuição da temperatura dos gases de exaustão em relação à operação com B5 na mesma carga, exceto na carga de 0 kW que os valores de temperatura para todas substituições se encontram próximos e dentro das faixas de incertezas (Figura 40). Entre 10 kW e 30 kW, é possível considerar as reduções nas temperaturas de exaustão como iguais para as três substituições, já que os valores se encontram próximos e dentro das faixas e incertezas. As reduções médias para cada potência foram de 6,26%, 8,03% e 8,41% nas cargas 10 kW, 20 kW e 30 kW, respectivamente. Com base nos resultados dos valores da temperatura de exaustão, pode-se inferir que a adição de hidrogênio causa um elevado atraso de ignição causando perda do rendimento no motor, comportamento relatado por Tsujimura et al. (2003).

A variação da vazão mássica de óleo diesel B5 com a carga para cada substituição proposta é mostrada na Figura 41. A Figura 42 mostra o percentual de redução da vazão mássica de óleo diesel com a injeção de hidrogênio para B5H25, B5H35 e B5H50. Não se observou variação significativa no consumo de óleo diesel nas cargas entre 0 kW e 10 kW para as três substituições propostas, sendo que os valores medidos se encontram dentro das faixas de incertezas para as três substituições. O aumento da carga causou reduções no consumo de óleo diesel B5 significativos entre as cargas 20 kW e 30 kW. Para as substituições B5H25 e B5H35 as reduções podem ser consideradas iguais, pois seus valores são próximos e estão dentro das faixas de incertezas de cada um. A redução de consumo de óleo diesel em função do aumento de cargas nessas duas substituições apresentou comportamento semelhante.

Na substituição B5H50 (Figura 42), foi observada a maior redução percentual na carga intermediária de 20 kW, comportamento similar àquele observado para o gás natural (Figura 38). Esse comportamento foi obtido por McTaggart-Cowan et al. (2006), Saravanan et al. (2008) e Adnan et al. (2009), porém estes autores alteraram parâmetros mecânicos dos motores estudados, o que não ocorreu neste trabalho. A incerteza máxima calculada nas medições do consumo de óleo diesel foi de 18,40%, para a mistura B5H50 que pode ser apontado como motivo do comportamento diferente perante às outras substituições. A incerteza elevada nesta condição foi causada pela flutuação da pressão na linha de  $H_2$  durante os testes, dificultando o controle da vazão mássica do combustível gasoso injetado no motor.

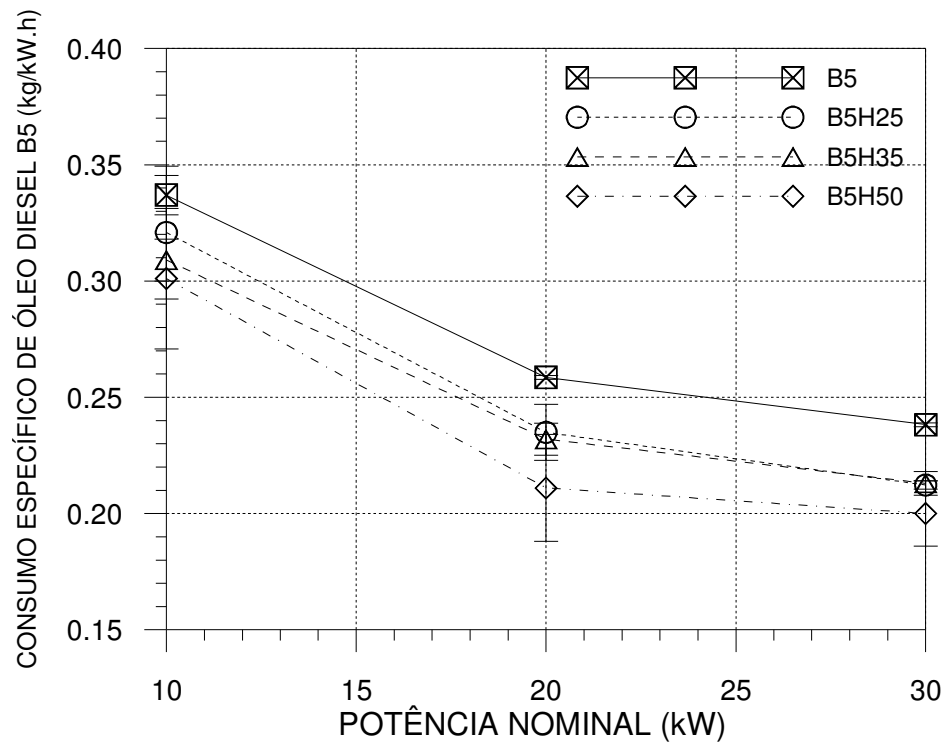
**Figura 42 – Variação da redução da vazão mássica de óleo diesel com a carga e a concentração de hidrogênio.**



Fonte: Própria do autor.

De forma análoga ao gás natural e com as mesmas justificativas, é apresentado um consumo específico equivalente na utilização de hidrogênio. A Figura 43 mostra que o consumo específico de B5 foi praticamente o mesmo para os combustíveis B5H25 e B5H35 entre as cargas de 20 kW e 30 kW. O combustível B5H50 apresentou um comportamento similar àquele observado para os combustíveis contendo gás natural (Figura 39), com menor variação no consumo específico de B5 quando a carga foi variada de 20 kW para 30 kW. Para os demais combustíveis, em geral, o consumo específico de B5 se reduz com o aumento da carga. Os resultados indicam que a substituição do óleo diesel por hidrogênio traz maiores benefícios em cargas maiores e com a substituição mais baixa de hidrogênio (25%) que obteve maior redução.

**Figura 43 – Variação do consumo específico de óleo diesel com a carga e a concentração de hidrogênio.**



Fonte: Própria do autor.

## **6 CONCLUSÕES**

Este capítulo apresenta as principais conclusões deste trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

### **6.1 Validação do sistema de controle e aquisição de dados**

- O sistema de controle e aquisição de dados desenvolvido neste trabalho foi validado com base na norma ISO 15550:2008;
- A comparação dos resultados obtidos pelo sistema de controle e aquisição de dados desenvolvido neste trabalho com dados coletados por (Valente, 2008) mostrou que os dados estão na mesma ordem de grandeza com discrepâncias máximas de 3,69%, 6,97% e 5,72% em relação à potência da carga aplicada, consumo de combustível e temperatura de exaustão, respectivamente.

### **6.2 Testes com óleo diesel-gás natural**

- A injeção dual de óleo diesel e gás natural causou a diminuição do consumo de óleo diesel de forma não linear à concentração do gás natural;
- Houve redução pertinente nos valores da temperatura dos gases de exaustão somente na carga de 30 kW para as substituições B5G50 e B5G75;
- O aumento da concentração de gás natural provoca um decréscimo maior no percentual de redução da vazão mássica de óleo diesel para toda a faixa de potência estudada.

### **6.3 Testes com óleo diesel-hidrogênio**

- Tal como ocorreu com o GNV, a injeção de hidrogênio causou uma diminuição do consumo de óleo diesel de forma não linear à sua concentração
- O uso de hidrogênio ocasionou de forma mais visível a redução nos valores da temperatura dos gases de exaustão.

- A substituição do óleo diesel por hidrogênio traz maiores benefícios em cargas maiores e em menores percentuais de substituição de hidrogênio.

#### **6.4 Sugestões para trabalhos futuros**

A partir dos resultados obtidos, são sugeridos os seguintes trabalhos futuros:

- Instalação de um sensor de vazão mássica de combustíveis gasosos e um sensor para medir a pressão na câmara de combustão para um estudo mais detalhado quanto ao desempenho do motor operando em modo dual.
- Realização de testes com concentrações de hidrogênio inferiores a 25% para o domínio completo de toda faixa percentual de substituição até 50%.
- Análise das emissões de poluentes na exaustão com a utilização de concentrações variáveis de gás natural e hidrogênio.
- Alteração do tempo de injeção do combustível piloto (óleo diesel).
- Simulação numérica para investigação das condições ótimas de razão de compressão, sistema de arrefecimento e injeção de hidrogênio para operação dual com óleo diesel.

## REFERÊNCIAS

ABD ALLA, G. H.; Soliman, H. A.; Badr, O. A.; Abd Rabbo, M. F. Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine. **Journal of Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.43, p. 269-277, 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13770:2008 – Termopar - Calibração por comparação com termorresistência de referência**. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 13772:2008 – Termorresistência - Calibração por comparação com termorresistência de referência**. Rio de Janeiro, 2008.

ADAM, T. W.; Chirico, R.; Clairotte, M.; Elsasser, M.; Manfredi, U.; Martini, G.; Sklorz, M.; Streibel, T.; Heringa, M. F.; DeCarlo, P. F.; Baltensperger, U.; De Santi, G.; Krasenbrink, A.; Zimmermann, R.; Prevot, A. S. H.; Astorga, C. Application of Modern Online Instrumentation for Chemical Analysis of Gas and Particulate Phases of Exhaust at the European Commission Heavy-Duty Vehicle Emission Laboratory. **Analytical Chemistry**, [S.l.], v. 83, n. 1, p. 67–76, 2011.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – 2011**. Rio de Janeiro, 08 nov. 2011. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/SITE/acao/download/?id=57887>>. Acesso em: 08 nov. 2011.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP n.16/08**. Estabelece as especificações do gás natural, nacional ou importado, a ser comercializado em todo o território nacional. Disponível em: <[http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/resolucoes\\_anp/2008/junho/ranp%2016%20-%202008.xml?f=templates\\$fn=document-frame.htm\\$3.0\\$q=\\$x=\\$nc=2689](http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2008/junho/ranp%2016%20-%202008.xml?f=templates$fn=document-frame.htm$3.0$q=$x=$nc=2689)>. Acesso em: 09 dez. 2011.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP n.65/12**. Estabelece as especificações do óleo diesel de uso rodoviário para comercialização pelos diversos agentes econômicos em todo o território nacional. Disponível em: <[http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes\\_anp/2011/dezembro/ranp%2065%20-%202011.xml](http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2011/dezembro/ranp%2065%20-%202011.xml)>. Acesso em: 13 dez. 2011.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Pesquisas recebem R\$ 3 bilhões em investimentos de 1998 a 2011. **Revista Pesquisa e Desenvolvimento da ANEEL**. Brasília, n. 4, p. 12, ago. 2011. Disponível em: <[http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/revista\\_P&D\\_04\\_web.pdf](http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/revista_P&D_04_web.pdf)>. Acesso em: 08 nov. 2011.

ANALOG DEVICES. **Monolithic Thermocouple Amplifiers with Cold Junction Compensation**. Datasheet AD594/AD595, 2011. Disponível em: <<http://science.cdu.edu.ua/files/pdf/1.pdf>>. Acesso em 12 dez. 2011.

BUGOSH, Gregory S.; Muncrief, Rachel L.; Harold, Michael P. Emission Analysis of Alternative Diesel Fuels Using a Compression Ignition Benchtop Engine Generator. **Energy Fuels**, USA, v. 25, p. 4704–4712, 2011.

CAMPOS, Antônio C.; Leontsinis, Epaminondas. **Petróleo & Derivados**: obtenção, especificações, requisitos e desempenho. Ed. Técnica, 254p, 1990.

CARLUCCI, A. P.; Laforgia, D.; Saracino, R.; Toto, G. Combustion and emissions control in diesel-methane dual fuel engines: The effects of methane supply method combined with variable in-cylinder charge bulk motion. **Journal of Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.52, p. 3004-3017, 2011.

CARLUCCI, A. P.; Risi, A.; Laforgia, D.; Naccarato, F. Experimental investigation and combustion analysis of a direct injection dual-fuel diesel-natural gas engine. **Journal of Energy**, [S.l.], n.33, p. 256-263, 2008.

CECRLE, E.; Honan, K. M.; Genson, M. Analysis of the effects of reformat (hydrogen/carbon monoxide) as an assistive fuel on the performance and emissions of used canola-oil biodiesel. **International Journal of Hydrogen Energy**, USA, v. 30, p.1–18, 2011.

CHEN, Hong-quan; JIANG, Bei-ping; SHI, Qing-zhou; LIU, Hong-tao; SUN, Bo. Simple calibration system for CNG engine based on LabVIEW. **IEEE 978-1-4577-0577-9/11**, [S.l.], 2011.

COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS. **Gás Natural**. Belo Horizonte: GASMIG, 2011a. Disponível em: <<http://www.gasmig.com.br/Gas/Gas.aspx>>. Acesso em: 09 dez. 2011.

COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS. **Gás Natural**: Composição. Belo Horizonte: GASMIG, 2011b. Disponível em: <<http://www.gasmig.com.br/Gas/Composicao.aspx>>. Acesso em: 09 dez. 2011.

COMPANHIA DE GÁS DE MINAS GERAIS. **Gás Natural**: Características. Belo Horizonte: GASMIG, 2011c. Disponível em: <<http://www.gasmig.com.br/Gas/Caracteristica.aspx>>. Acesso em: 09 dez. 2011.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA. **Matriz energética: cenários, oportunidades e desafios**. Brasília, 82 p. 2007. Disponível em: <<http://www.cni.org.br/portal/data/files/8A9015D015A0F71F0115AE4B9A37466D/Matriz%20Energ%C3%A9tica.pdf>>. Acesso em: 09 nov. 2011.

CORDINER, S.; Gambino, M.; Iannaccone, S.; Vittorio, R.; Scarcelli, R. Numerical and experimental analysis of combustion and exhaust emissions in a dual-fuel diesel/natural gas engine. **Journal Energy & Fuels**, USA, n.22, p. 1418-1424, 2008.

DAS, L. M. Near-term introduction of hydrogen engines for automotive and agricultural application. **International Journal of Hydrogen Energy**, [S.l.], v. 27, p. 479-487, 2002.



EGÚSQUIZA, Julio César Cuisano. **Avaliação Experimental de um Motor do Ciclo Diesel Operando no Modo Bicombustível: Diesel / Etanol e Diesel / Gás**. 2011. 155p. Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro.

HOLMAN, J. P. **Experimental methods for engineers**. 6th ed., 616p., New York: McGraw-Hill, 1994.

FENG, Huizong; Liu, Fenglin; Xu, Yang. Functional Testing System Based on LabVIEW for Gas-fueled Automobile Engine ECU. **IEEE – 3rd International Conference on Advanced Computer Control**, [S.l.], 2011.

FITZGERALD, A.E.; Kingsley, Charles JR.; Kusko, Alexander. **Máquinas Elétricas**, Ed. MacGraw-Hill, 1975.

GUERRA, Gilbert; Marsch, Robby. A Commercial Off The Shelf (COTS) Solution for Engine Simulation. **IEEE 0-7803-4162-7197**, [S.l.], 1997.

HENHAM, A.; Makkar, M. K. Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine. **Journal of Energy Conversion and Management**, [S.l.], v.39, p. 2001-2009, 1998.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, McGraw-Hill, xxxiv, 930p, 1988.

HRIBERNIK, A.; Kegl, B. Influence of Biodiesel Fuel on the Combustion and Emission Formation in a Direct Injection (DI) Diesel Engine. **Journal Energy & Fuels**, Slovenia, n.21, p. 1760-1767, 2007.

HUAMIN, Ge; Xingpeng, Zhou. Design of a Multivariable Controller for an Engine Eddy Dynamometer System. **IEEE 978-1-4244-7956-6/10**, China, p. 476–479, 2010.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 15550:2002 - Internal combustion engines — Determination and method for the measurement of engine power — General requirements**. [S.l.], 2002.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5167-2:2003 – Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full - Part 2: Orifice Plates**. [S.l.], 2003.

KLINE, S. J.; McClintock, F. A. **Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments**. Mech. Eng., p.3, 1953.

KOYANAGI, K.; Hiruma, M.; Yamane, K.; Furuham, S. Effect of hydrogen jet on mixture formation in a high-pressure injection hydrogen fueled engine with spark ignition. **SAE Paper 931811**, [S.l.], 1993.

KUKKONEN, C. A.; Shelef M. Hydrogen as an alternative automotive fuel: 1993 update. **SAE Paper 940766**, [S.l.], 1994.

MA, Z.; Huang, Z.; Li, C.; Wang, X.; Miao, H. Effects of fuel injection timing on combustion and emission characteristics of a diesel engine fueled with diesel-propane blends. **Journal Energy & Fuels**, USA, n.21, p. 1504-1510, 2007.

MCTAGGART-COWAN, G. P.; Jones, H. L.; Rogak, S. N.; Bushe, W. K.; Hill, P. G. Direct-injected hydrogen-methane mixtures in a heavy-duty compression ignition engine. **SAE Paper 2006-01-0653**, [S.I.], 2006.

MEROLA, S. S.; Sementa, P.; Tornatore, C. Experiments on knocking and abnormal combustion through optical diagnostics in a boosted spark ignition port fuel injection engine. **International Journal of Automotive Technology**, Italy, v. 12, n. 1, p. 93–101, 2011.

MOLLENHAUER, K.; Tschoeke, H. **Handbook of Diesel Engines**, DOI 10.1007/978-3-540-89083-6\_1, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.

NABER, J.D.; Siebers D. L. N. Hydrogen combustion under diesel engine conditions. **Journal of Hydrogen Energy**, [S.I.], v. 23, p. 363-371, 1998.

NATIONAL INSTRUMENTS. **Specifications NI DAQ USB-6229**. USA, 2011a. Disponível em: <<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/203482>>. Acesso em 12 dez. 2011.

NATIONAL INSTRUMENTS. **MODBUS Library for LabVIEW**. USA, 2011b. Disponível em: <<http://zone.ni.com/devzone/cda/epd/p/id/4756>>. Acesso em 12 dez. 2011.

NEGURESCU, N.; Pana, C.; Ginu Popa, N.; Soare, D. Aspects regarding the combustion of hydrogen in spark ignition engine. **SAE Paper 2006-01-0651**, [S.I.], 2006.

PAPAGIANNAKIS, D. T.; HOUNTALAS, D. T. Combustion and exhaust emission characteristics of a dual compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. **Journal of Energy Conversion and Management**, [S.I.], v.45, p. 2971-2987, 2004.

PAPAGIANNAKIS, R. G.; Kotsiopoulos, P. N.; Zannis, T. C.; Yfantis, E. A.; Hountalas, D. T.; Rakopoulos, C. D. Theoretical study of the effects of engine parameters on performance and emissions of a pilot ignited natural gas diesel engine. **Journal Energy**, [S.I.], v.35, p. 1129-1138, 2010.

QI, D. H.; Bian, Y. ZH.; Ma, ZH. Y.; Zhang, CH. H.; Liu, SH. Q. Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas-diesel blended fuel. **Journal of Energy Conversion and Management**, [S.I.], v.48, p. 500-509, 2007.

RAKOPOULOS, C. D.; Scott, M. A.; Kyritsis, D. C.; Giakoumis, E. G. Availability analysis of hydrogen/natural gas blends combustion in internal combustion engines. **Journal Energy**, [S.I.], n.33, p. 248-255, 2008.

SARAVANAN, N.; Nagarajan, G.; Sanjay, G.; Dhanasekaran, C.; Kalaiselvan, K. M. Combustion analysis on a DI diesel engine with hydrogen in dual fuel mode. **Journal Fuel**, [S.I.], v. 87, p. 3591-3599, 2008.

SARAVANAN, N.; Nagarajan G. Experimental investigation on a DI dual fuel engine with hydrogen injection. **International Journal of Energy Research**, [S.I.], v. 33, p. 295-308, 2009.

SARAVANAN, N.; Nagarajan G. Performance and emission studies on port injection of hydrogen with varied flow rates with diesel as an ignition source. **Applied Energy**, [S.I.], v. 87, p. 2218-2229, 2010.

SELIM, Mohamed Y. E. Pressure-time characteristics in diesel engine fueled with natural gas. **Journal Renewable Energy**, v.22, p. 473-489, 2001.

SELIM, Mohamed Y. E. Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. **Journal of Energy Conversion and Management**, [S.I.], v.45, p. 411-425, 2004.

SODRÉ, José Ricardo. **GT-292: Desenvolvimento de Motor de Combustão Interna Alimentado a Hidrogênio para Aplicação Estacionária – Revisão Bibliográfica Sobre Aplicação de Hidrogênio a Motores de Combustão Interna**. 2010. Projeto de pesquisa – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.

TSUJIMURA, T.; Mikami, S.; Achiha, N.; Tokunaga, Y.; Senda, J.; Fujimoto, H. A study of direct injection diesel engine fueled with hydrogen. **SAE Technical Paper 2003-01-0761**, [S.I.], 2003.

SZKLO, A. S. **Fundamentos do Refino de Petróleo: Tecnologia e economia**. Ed. Interciência, 1 ed., Rio de Janeiro, 2005.

TURLEY, Russ; Wright, Matthew. Developing Engine Test Software in LabVIEW. **IEEE 0-7803-4162-7/97**, [S.I.], 1997.

VALENTE, Osmano Souza. **Desempenho e emissões de um motor-gerador de energia elétrica operando com biodiesel**. 2008. 140p. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

WELCH, A. B.; Wallace J.S. Performance characteristics of a hydrogen-fueled diesel engine with ignition assist. **SAE Paper 902070**, [S.I.], 1990.

YAN, Zhao-da; Zhou, Chong-guan; Su, Shi-chuan; Liu, Zhen-ta; Wang, Xi-zhe. Application of neural network in the study of combustion rate of natural gas/diesel dual fuel engine. **Journal of Zhejiang University SCIENCE**, China, v.4, n.2, p. 170-174, mar./abr. 2003.

## APÊNDICE A – DADOS OBTIDOS NOS TRABALHOS COMPARADOS

Variável medida	Unidade	Valente (2008)	Este trabalho	Percentual	Valente (2008)	Este trabalho	Percentual	Valente (2008)	Este trabalho	Percentual	Valente (2008)	Este trabalho	Percentual
		Valores			Valores			Valores			Valores		
CARGA Nominal	kW	0			10			20			30		
Temperatura Entrada de ar	°C	23,45	27,43	14,50%	23,89	28,63	16,57%	24,04	30,28	20,61%	24,33	33,24	26,81%
Temperatura Admissão de ar	°C	23,93	25,92	7,66%	24,87	27,53	9,66%	25,21	29,41	14,28%	25,01	31,54	20,69%
Temperatura Exaustão	°C	147,15	143,83	2,31%	236,15	224,80	5,05%	323,58	324,69	0,34%	422,80	448,44	5,72%
Temperatura Combustível	°C	29,03	32,22	9,91%	34,29	33,49	2,40%	35,78	35,50	0,78%	33,65	37,65	10,62%
Temperatura Ambiente	°C	28,33	30,99	8,57%	30,33	32,26	5,97%	33,00	34,27	3,71%	29,33	36,42	19,46%
Consumo	kg/h	2,00	1,93	3,63%	3,58	3,35	6,97%	5,39	5,17	4,19%	7,49	7,14	4,95%
Umidade Relativa	%	34,17	35,44	3,59%	30,73	34,33	10,48%	29,70	31,92	6,95%	30,47	30,07	1,32%
Vazão de ar	kg/h	152,81	150,37	1,62%	148,93	148,86	0,05%	144,48	148,47	2,69%	147,79	147,15	0,43%
Corrente	A	0,00	0,00	0,00%	25,22	25,79	2,22%	50,45	51,96	2,91%	75,35	78,49	4,00%
Tensão	V	220,17	219,26	0,41%	219,87	219,10	0,35%	219,53	218,81	0,33%	219,37	218,55	0,37%
Potência	kW	0,00	0,00	0,00%	9,62	9,91	2,91%	19,18	19,84	3,33%	28,63	29,72	3,69%

## APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZA DAS MEDIÇÕES

Em todos os resultados obtidos nos experimentos deste trabalho foram calculados os valores médios e as incertezas das medições. Esses valores são apresentados nas tabelas que se encontram após a apresentação da teoria utilizada para o cálculo de incertezas. Em cada experimento, foram realizadas três testes para a obtenção do resultado final. O valor final de cada medida se dá pela média dos três testes executados, conforme a equação dada por Homan (1994).

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{ou} \quad \bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + x_3}{3} \quad (21)$$

Onde:

- $\bar{x}$  – média dos resultados (adimensional);
- $x_1$  – resultado do teste 1 (adimensional);
- $x_2$  – resultado do teste 2 (adimensional);
- $x_3$  – resultado do teste 3 (adimensional).

Para o cálculo das incertezas das medidas utilizou-se o método de Kline e McClintock (1953), que afirma que a incerteza do resultado é influenciada pelas incertezas das variáveis independentes que compõem esse resultado, conforme:

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (22)$$

Onde:

- $w_R$  – Incerteza do resultado (adimensional);
- $w_1$  – Incerteza da variável independente de índice 1 (adimensional);
- $w_2$  – Incerteza da variável independente de índice 2 (adimensional);
- $w_n$  – Incerteza da variável independente de índice n (adimensional);
- $\frac{\partial R}{\partial x_1}$  – Derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice 1 (adimensional);

$\frac{\partial R}{\partial x_2}$  – Derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice 2 (adimensional);

$\frac{\partial R}{\partial x_n}$  – Derivada parcial do resultado R em relação à variável independente de índice n (adimensional).

### **Incerteza das medidas de temperatura – Termopares**

A equação que determina o valor das temperaturas ambiente, entrada de ar, admissão e exaustão é:

$$T_{tp} = 100V_{tp} \quad (23)$$

Onde:

$T_{tp}$  – Temperatura medida pelo termopar (°C);

$V_{tp}$  – Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).

A incerteza total para as temperaturas medidas pelos termopares, de acordo com a Equação 22, é dada por:

$$I_{tottp} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{tp}}{\partial V_{tp}} I_{V_{tp}}\right)^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (24)$$

Onde:

$I_{tottp}$  – Incerteza total do sistema de medição de temperatura – termopares (%);

$I_{V_{tp}}$  – Incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%);

$I_{cali}$  – Incerteza da calibração do termopar (%);

$\sigma_{media}$  – Incertezas dos testes (%);

$\frac{\partial T_{tp}}{\partial V_{tp}}$  – Derivada parcial de  $T_{tp}$  em relação à  $V_{tp}$ .

Derivando  $T_{tp}$  em relação à  $V_{tp}$ ,  $I_{tottp}$  se torna:

$$I_{tottp} = \sqrt{(100I_{V_{tp}})^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (25)$$

A incerteza  $I_{V_{tp}}$  é influenciada pelas incertezas do termopar, do filtro passa-baixas, do condicionador de sinais e da placa de aquisição de dados, que compõem o sistema de medição de temperatura, conforme:

$$I_{V_{tp}} = \sqrt{(I_{termopar})^2 + (I_{filtro})^2 + (I_{cond})^2 + (I_{A/D})^2} \quad (26)$$

Onde:

$I_{termopar}$  – Incerteza do termopar (%);

$I_{filtro}$  – Incerteza do filtro passa-baixas (%);

$I_{cond}$  – Incerteza do condicionador de sinais (%);

$I_{A/D}$  – Incerteza da placa de aquisição de dados (%).

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada pela associação dos desvios padrão de cada um dos três testes realizados, conforme:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_1} \sigma_1\right)^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_2} \sigma_2\right)^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_3} \sigma_3\right)^2} \quad (27)$$

Onde:

$\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_1}$  – Derivada parcial do desvio padrão do teste 1 em relação ao desvio padrão médio (adimensional);

$\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_2}$  – Derivada parcial do desvio padrão do teste 2 em relação ao desvio padrão médio (adimensional);

$\frac{\partial \sigma_{media}}{\partial \sigma_3}$  – Derivada parcial do desvio padrão do teste 3 em relação ao desvio padrão médio (adimensional);

$\sigma_1$  – Desvio padrão do teste 1 (%);

$\sigma_2$  – Desvio padrão do teste 2 (%);

$\sigma_3$  – Desvio padrão do teste 3 (%).

Como o desvio padrão médio é dado por:

$$\sigma_{media} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (28)$$

Então:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (29)$$

### **Incerteza das medidas de temperatura – Termorresistores**

A equação que determina o valor das temperaturas: combustível; entrada do sistema de arrefecimento; e saída do sistema de arrefecimento é:

$$T_{tr} = 33,48V_{tr} - 37,5 \quad (30)$$

Onde:

$T_{tr}$  – Temperatura medida pelo termorresistor (°C);

$V_{tr}$  – Tensão gerada pelo sistema de medição de temperatura (mV).

A incerteza total para as temperaturas medidas pelos termorresistores é dada por:

$$I_{tottr} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{tr}}{\partial V_{tr}} I_{V_{tr}}\right)^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (31)$$

Onde:

$I_{tottr}$  – Incerteza total do sistema de medição de temperatura – termorresistores (%);



$I_{V_{tp}}$  – Incerteza da tensão do sistema de medição de temperatura (%);

$I_{cali}$  – Incerteza da calibração do termorresistor (%);

$\frac{\partial T_{tr}}{\partial V_{tr}}$  – Derivada parcial de  $T_{tr}$  em relação à  $V_{tr}$ .

Derivando  $T_{tr}$  em relação à  $V_{tr}$ ,  $I_{tottr}$  se torna:

$$I_{total} = \sqrt{(33,48I_{V_{tr}})^2 + (I_{cali})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (32)$$

A incerteza  $I_{V_{tr}}$  é influenciada pelas incertezas do termorresistor, do condicionador de sinais e da placa de aquisição de dados, que compõem o sistema de medição de temperatura, conforme:

$$I_{V_{tr}} = \sqrt{(I_{termor})^2 + (I_{cond})^2 + (I_{A/D})^2} \quad (33)$$

Onde:

$I_{termor}$  – Incerteza do termopar (%);

$I_{cond}$  – Incerteza do condicionador de sinais (%);

$I_{A/D}$  – Incerteza da placa de aquisição de dados (%).

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (34)$$

### **Incerteza das medidas de umidade relativa do ar**

A incerteza total para as medidas de umidade relativa é dada por:

$$I_{totUR} = \sqrt{(I_{TH})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (35)$$

Onde:

$I_{totUR}$  – Incerteza total das medidas de umidade relativa (%);

$I_{TH}$  – Incerteza do termohigrômetro (%);

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (36)$$

### **Incerteza das medidas de tensão, corrente e potência**

A incerteza total para as medidas de tensão é dada por:

$$I_{totten} = \sqrt{(I_{VUPD})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (37)$$

Onde:

$I_{totten}$  – Incerteza total das medidas de tensão (%);

$I_{VUPD}$  – Incerteza da tensão medida pelo UPD-200 (%);

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (38)$$

A incerteza total para as medidas de corrente é dada por:

$$I_{totcor} = \sqrt{(I_{IUPD})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (39)$$

Onde:

$I_{totcor}$  – Incerteza total das medidas de corrente (%);

$I_{IUPD}$  – Incerteza da corrente medida pelo UPD-200 (%);

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (40)$$

A incerteza total para as medidas de potência é dada por:

$$I_{totpot} = \sqrt{(I_{PUPD})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (41)$$

Onde:

$I_{totpot}$  – Incerteza total das medidas de corrente (%);

$I_{PUPD}$  – Incerteza da potência medida pelo UPD-200 (%);

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (42)$$

### **Incerteza das medidas de vazão mássica de ar**

A equação que determina o valor da vazão mássica de ar é:

$$\dot{m}_A = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\rho_1(P_1 - P_2)} \quad (43)$$

Onde:

$\dot{m}_A$  – Vazão mássica de ar (kg/h);

$C$  – Coeficiente de descarga (adimensional);

$\beta = d/D$  – Razão de diâmetros (adimensional);

$d$  – Diâmetro do orifício da placa de orifício (mm);

$D$  – Diâmetro interno do conduto (mm);

$\varepsilon$  – Fator de expansão do escoamento (adimensional);

$\rho_1$  – Massa específica do fluido à montante da placa de orifício (kg/m<sup>3</sup>);

$P_1$  – Pressão do fluido à montante da placa de orifício (Pa);

$P_2$  – Pressão do fluido à jusante da placa de orifício (Pa);

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de ar é dada por:

$$I_{totmar} = \sqrt{(I_{m_A})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (44)$$

Onde:

$I_{totmar}$  – Incerteza total da vazão mássica de ar (%);

$I_{m_A}$  – Incerteza associada à equação da vazão mássica de ar (%);

A incerteza  $I_{m_A}$  é influenciada pelas incertezas da massa específica e das leituras de pressão, conforme:

$$I_{m_A} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial \rho_1} I_{\rho_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial (P_1 - P_2)} I_{(P_1 - P_2)}\right)^2} \quad (45)$$

Onde:

$I_{\rho_1}$  – Incerteza da medida de massa específica à montante da placa de orifício (%);

$I_{(P_1 - P_2)}$  – Incerteza da medida da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício (%);

$\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial \rho_1}$  – Derivada parcial de  $\dot{m}_A$  em relação à  $\rho_1$ .

$\frac{\partial \dot{m}_A}{\partial (P_1 - P_2)}$  – Derivada parcial de  $\dot{m}_A$  em relação à  $(P_1 - P_2)$ .

A incerteza  $I_{\rho_1}$  é influenciada pelas incertezas da temperatura de entrada e da diferença das pressões à montante e à jusante da placa de orifício, conforme:

$$I_{\rho_1} = \sqrt{(I_{(P_1 - P_2)})^2 + (I_{tempent})^2} \quad (46)$$

Onde:

$I_{tempent}$  – Incerteza da medida da temperatura de entrada de ar (%);

Derivando  $\dot{m}_A$  em relação à  $\rho_1$  e  $(P_1 - P_2)$ ,  $I_{\dot{m}_A}$  se torna:

$$I_{\dot{m}_A} = \sqrt{\left[ (2\rho_1(P_1 - P_2))^{1/2}(P_1 - P_2)I_{\rho_1} \right]^2 + \left[ (2\rho_1(P_1 - P_2))^{1/2}\rho_1 I_{(P_1 - P_2)} \right]^2} \quad (47)$$

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left( \frac{1}{3}\sigma_1 \right)^2 + \left( \frac{1}{3}\sigma_2 \right)^2 + \left( \frac{1}{3}\sigma_3 \right)^2} \quad (48)$$

### **Incerteza das medidas de consumo de óleo diesel (B5)**

A equação que determina o valor da vazão mássica de óleo diesel é:

$$\dot{m}_F = \frac{3600(m_i - m_f)}{(t_f - t_i)} \quad (49)$$

Onde:

$\dot{m}_F$  – Valor da vazão mássica de óleo diesel (kg/h);

$m_i$  – Massa inicial de combustível no tanque (kg);

$m_f$  – Massa final de combustível no tanque (kg);

$t_i$  – Valor do tempo inicial medido pelo *LabVIEW* (s);

$t_f$  – Valor do tempo final medido pelo *LabVIEW* (s);

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de ar é dada por:

$$I_{totmf} = \sqrt{(I_{\dot{m}_F})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (50)$$

Onde:

$I_{totmf}$  – Incerteza total da vazão mássica de óleo diesel (%);

$I_{\dot{m}_F}$  – Incerteza associada à equação da vazão mássica de óleo diesel (%);

A incerteza  $I_{\dot{m}_F}$  é influenciada pelas incertezas das massas inicial e final e dos tempos inicial e final, conforme:

$$I_{\dot{m}_F} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_i} I_{m_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_f} I_{m_f}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_i} I_{t_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_f} I_{t_f}\right)^2} \quad (51)$$

Onde:

$I_{m_i}$  – Incerteza da medida de massa inicial (%);

$I_{m_f}$  – Incerteza da medida de massa final (%);

$I_{t_i}$  – Incerteza da medida de tempo inicial (%);

$I_{t_f}$  – Incerteza da medida de tempo final (%);

$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_i}$  – Derivada parcial de  $\dot{m}_F$  em relação à  $m_i$ .

$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial m_f}$  – Derivada parcial de  $\dot{m}_F$  em relação à  $m_f$ .

$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_i}$  – Derivada parcial de  $\dot{m}_F$  em relação à  $t_i$ .

$\frac{\partial \dot{m}_F}{\partial t_f}$  – Derivada parcial de  $\dot{m}_F$  em relação à  $t_f$ .

Derivando  $\dot{m}_F$  em relação à  $m_i$ ,  $m_f$ ,  $t_i$  e  $t_f$ ,  $I_{\dot{m}_F}$  se torna:

$$I_{\dot{m}_F} = \sqrt{\left(\frac{3600}{(t_f - t_i)} I_{m_i}\right)^2 + \left(-\frac{3600}{(t_f - t_i)} I_{m_f}\right)^2 + \left(-\frac{3600 t_i (m_i - m_f)}{(t_f - t_i)^2} I_{t_i}\right)^2 + \left(\frac{3600 t_f (m_i - m_f)}{(t_f - t_i)^2} I_{t_f}\right)^2} \quad (52)$$

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3}\sigma_3\right)^2} \quad (53)$$

#### **Incerteza das medidas de consumo específico de óleo diesel (B5)**

A equação que determina o valor do consumo específico de óleo diesel é:

$$SFC = \frac{\dot{m}_F}{P_B} \quad (54)$$

onde:

$SFC$  consumo específico de combustível (kg/kW.h);  
 $P_B$  potência produzida pelo motor (kW).

A incerteza total para as medidas de vazão mássica de ar é dada por:

$$I_{totSFC} = \sqrt{(I_{SFC})^2 + (\sigma_{media})^2} \quad (55)$$

Onde:

$I_{totSFC}$  – Incerteza total do consumo específico de óleo diesel (%);  
 $I_{SFC}$  – Incerteza associada à equação do consumo específico de óleo diesel (%);

A incerteza  $I_{SFC}$  é influenciada pelas incertezas do consumo de óleo diesel e da potência, conforme:

$$I_{SFC} = \sqrt{\left(\frac{\partial SFC}{\partial \dot{m}_F} I_{\dot{m}_F}\right)^2 + \left(\frac{\partial SFC}{\partial P_B} I_{P_B}\right)^2} \quad (56)$$

Onde:

$I_{\dot{m}_F}$  – Incerteza da medida da vazão mássica de óleo diesel (%);  
 $I_{P_B}$  – Incerteza da potência (%);

$\frac{\partial SFC}{\partial \dot{m}_F}$  – Derivada parcial de  $SFC$  em relação à  $\dot{m}_F$ ;

$\frac{\partial SFC}{\partial P_B}$  – Derivada parcial de  $SFC$  em relação à  $P_B$ .

Derivando  $SFC$  em relação à  $\dot{m}_F$  e  $P_B$ ,  $I_{SFC}$  se torna:

$$I_{SFC} = \sqrt{\left(\frac{1}{P_B} I_{\dot{m}_F}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_F}{P_B^2} I_{P_B}\right)^2} \quad (57)$$

A incerteza  $\sigma_{media}$  é dada de forma similar à Equação 29:

$$\sigma_{media} = \sqrt{\left(\frac{1}{3} \sigma_1\right)^2 + \left(\frac{1}{3} \sigma_2\right)^2 + \left(\frac{1}{3} \sigma_3\right)^2} \quad (58)$$



### VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTE COM ÓLEO DIESEL B5.

B5G0/B5H0									
Variável medida	Unid.	Este trabalho							
		Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza
<b>CARGA Nominal</b>	<b>kW</b>	<b>0</b>		<b>10</b>		<b>20</b>		<b>30</b>	
Temperatura Entrada de ar	°C	27,30	1,02	28,78	1,06	30,58	1,12	33,52	1,23
Temperatura Admissão de ar	°C	25,58	1,41	27,51	1,49	29,56	1,60	31,89	1,71
Temperatura Exaustão	°C	143,01	4,75	224,09	7,42	324,17	10,72	447,79	14,80
Temperatura Ambiente	°C	30,83	1,47	32,23	1,53	34,33	1,63	36,55	1,73
Consumo	kg/h	1,91	0,02	3,37	0,10	5,17	0,02	7,15	0,03
Consumo específico	kg/kWh	-	-	0,337	0,008	0,259	0,001	0,238	0,001
Umidade Relativa	%	35,44	0,09	34,33	0,09	31,92	0,08	30,07	0,08
Temperatura Ent. Arref	°C	68,55	0,48	71,38	0,50	76,23	0,54	85,23	0,60
Temperatura Saída Arref	°C	49,06	0,40	63,53	0,52	72,38	0,59	81,93	0,67
Vazão Mássica de ar	kg/h	151,03	3,20	148,85	3,17	148,42	3,16	146,50	3,13
Temperatura Combustível	°C	32,06	0,24	33,46	0,25	35,56	0,26	37,78	0,28
Tensão fase 1	V	219,30	1,10	219,02	1,10	218,79	1,09	218,42	1,09
Corrente fase 1	A	-	-	25,79	0,13	51,96	0,26	12,21	0,06
Potência fase 1	W	-	-	3297,78	32,98	6584,62	65,87	9844,68	98,55
Tensão fase 2	V	219,58	1,10	219,69	1,10	218,97	1,10	219,20	1,10
Corrente fase 2	A	-	-	25,90	0,13	51,72	0,26	12,12	0,06
Potência fase 2	W	-	-	3297,78	32,98	6584,62	65,87	9844,68	98,55
Tensão fase 3	V	219,90	1,10	219,66	1,10	219,15	1,10	218,71	1,09
Corrente fase 3	A	-	-	26,01	0,13	52,49	0,26	13,14	0,07
Potência fase 3	W	-	-	3349,22	33,36	6703,11	67,03	10017,84	100,24
Potência total	kW	-	-	9,92	0,09	19,83	0,19	29,70	0,29

### VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM A MISTURA B5G25.

B5G25									
Variável medida	Unidade	Este trabalho							
		Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza
<b>CARGA Nominal</b>	<b>kW</b>	<b>0</b>		<b>10</b>		<b>20</b>		<b>30</b>	
Temperatura Entrada de ar	°C	12,00	0,48	12,10	0,54	12,00	0,53	12,80	0,64
Temperatura Admissão de ar	°C	11,80	0,78	12,10	0,03	13,40	0,03	14,20	0,04
Temperatura Exaustão	°C	145,14	4,79	220,33	7,44	312,78	10,60	431,45	14,62
Temperatura Ambiente	°C	26,20	1,28	26,50	1,31	28,01	1,40	29,90	1,62
Consumo	kg/h	1,86	0,02	2,94	0,08	4,50	0,02	6,32	0,03
Consumo Específico	kg/kW.h	-	-	0,294	0,008	0,225	0,001	0,207	0,001
Umidade Relativa	%	37,55	0,29	38,43	0,48	32,79	0,49	40,04	0,85

### VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM A MISTURA B5G50.

B5G50									
Variável medida	Unidade	Este trabalho							
		Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza
<b>CARGA Nominal</b>	<b>kW</b>	<b>0</b>		<b>10</b>		<b>20</b>		<b>30</b>	
Temperatura Entrada de ar	°C	11,59	0,46	11,87	0,53	12,52	0,54	13,29	0,60
Temperatura Admissão de ar	°C	12,52	0,81	12,83	0,03	14,04	0,03	15,85	0,04
Temperatura Exaustão	°C	138,63	4,58	214,64	7,26	307,11	10,42	419,85	14,25
Temperatura Ambiente	°C	28,15	1,37	29,08	1,41	30,44	1,48	32,72	1,50
Consumo	kg/h	1,93	0,02	2,88	0,08	4,10	0,01	5,80	0,02
Consumo Específico	kg/kW.h	-	-	0,288	0,008	0,205	0,001	0,193	0,001
Umidade Relativa	%	35,73	0,29	35,39	0,48	34,20	0,49	32,13	0,85

### VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM A MISTURA B5G75.

B5G75									
Variável medida	Unidade	Este trabalho							
		Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza
<b>CARGA Nominal</b>	<b>kW</b>	<b>0</b>		<b>10</b>		<b>20</b>		<b>30</b>	
Temperatura Entrada de ar	°C	12,07	0,60	11,76	0,49	11,95	1,48	12,93	0,54
Temperatura Admissão de ar	°C	15,36	1,83	13,67	0,78	14,49	0,90	16,19	1,05
Temperatura Exaustão	°C	148,41	4,90	223,64	7,54	313,99	10,63	420,20	14,18
Temperatura Ambiente	°C	27,53	1,33	27,50	1,33	28,62	1,48	30,23	1,59
Consumo	kg/h	1,32	0,02	2,33	0,07	3,48	0,01	5,23	0,02
Consumo Específico	kg/kW.h	-	-	0,233	0,007	0,174	0,001	0,174	0,001
Umidade Relativa	%	36,41	0,33	36,69	0,53	35,60	0,63	33,83	0,67

### VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM A MISTURA B5H25.

B5H25									
Variável medida	Unidade	Este trabalho							
		Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza
<b>CARGA Nominal</b>	<b>kW</b>	<b>0</b>		<b>10</b>		<b>20</b>		<b>30</b>	
Temperatura Entrada de ar	°C	3,21	0,16	3,54	0,16	4,04	0,17	4,87	0,20
Temperatura Admissão de ar	°C	7,00	0,62	7,79	0,62	8,63	0,70	10,03	0,72
Temperatura Exaustão	°C	135,22	4,46	210,99	6,98	300,48	9,44	411,77	14,93
Temperatura Ambiente	°C	23,16	1,11	24,38	1,16	25,17	1,20	26,47	1,26
Consumo	kg/h	1,91	0,09	3,21	0,29	4,70	0,12	6,37	0,02
Consumo específico	kg/kWh	-	-	0,321	0,029	0,235	0,012	0,212	0,854
Umidade Relativa	%	33,43	0,37	33,07	0,12	32,04	0,11	30,55	0,16

**VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM A MISTURA B5H35.**

<b>B5H35</b>									
<b>Variável medida</b>	<b>Unidade</b>	<b>Este trabalho</b>							
		<b>Valor</b>	<b>Incerteza</b>	<b>Valor</b>	<b>Incerteza</b>	<b>Valor</b>	<b>Incerteza</b>	<b>Valor</b>	<b>Incerteza</b>
<b>CARGA Nominal</b>	<b>kW</b>	<b>0</b>		<b>10</b>		<b>20</b>		<b>30</b>	
Temperatura Entrada de ar	°C	11,21	0,42	11,03	0,41	11,26	0,42	11,57	0,43
Temperatura Admissão de ar	°C	18,79	1,06	18,47	1,02	19,17	1,05	19,61	1,07
Temperatura Exaustão	°C	145,52	4,99	211,54	7,25	296,72	10,75	409,21	14,99
Temperatura Ambiente	°C	31,73	1,51	31,60	1,50	32,16	1,53	33,28	1,58
Consumo	kg/h	1,77	0,04	3,09	0,09	4,64	0,14	6,37	0,15
Consumo específico	kg/kWh	-	-	0,309	0,009	0,232	0,007	0,213	0,005
Umidade Relativa	%	30,09	0,10	30,52	0,08	29,79	0,09	28,85	0,09
Temperatura Ent. Arref.	°C	55,39	0,63	62,44	0,67	70,68	0,68	78,75	0,90
Temperatura Saída Arref.	°C	60,72	0,69	65,66	0,66	72,20	0,75	79,72	0,83

### VALORES MÉDIOS E INCERTEZAS PARA TESTES COM A MISTURA B5H50.

B5H50									
Variável medida	Unidade	Este trabalho							
		Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza	Valor	Incerteza
<b>CARGA Nominal</b>	<b>kW</b>	<b>0</b>		<b>10</b>		<b>20</b>		<b>30</b>	
Temperatura Entrada de ar	°C	9,95	0,448	10,16	0,46	10,59	0,49	11,31	0,51
Temperatura Admissão de ar	°C	13,34	1,46	14,53	1,49	14,98	1,91	16,48	1,92
Temperatura Exaustão	°C	136,45	4,51	207,64	6,94	297,22	9,97	409,40	13,69
Temperatura Ambiente	°C	24,47	1,19	24,76	1,21	25,70	1,24	26,75	1,31
Consumo	kg/h	1,83	0,08	3,02	0,30	4,22	0,46	5,99	0,42
Consumo específico	kg/kWh	-	-	0,301	0,030	0,211	0,023	0,200	0,014
Umidade Relativa	%	51,09	0,41	49,85	0,68	47,59	0,56	44,90	0,69
Temperatura Ent. Arref.	°C	55,39	0,60	62,44	0,93	70,68	0,80	78,75	0,91
Temperatura Saída Arref.	°C	60,72	0,54	65,66	0,71	72,20	0,74	79,72	0,92
Vazão Mássica de ar	kg/h	152,36	3,25	150,45	3,21	144,61	3,08	144,50	3,08

## ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES DO ÓLEO DIESEL DE USO RODOVIÁRIO

Característica (1)	Unidade	Limite				Método	
		Tipo A e B				ABNT NBR	ASTM/EN
		S10	S50 (2)	S500	S1800 (3)		
Aspecto	-	Límpido e isento de impurezas				14954	D4176
Cor	-	(4)		(5) (6)			
Cor ASTM, Max.	-	3,0 (7)				14483	DI500
							D6045
Teor de <i>biodiesel</i> (8)	% volume	(9)				15568	EN 14078
Enxofre total máx.	mg/kg	10	50	-	-	-	D2622
						-	D5453
						-	D7039
						-	D7212 (10)
						-	D7220 (10)
		-	-	500	1800	-	D2622
						14533	D4294
						-	D5453
Massa específica a 20°C	kg/m³	820 a 850 (11)		820 a 865	820 a 880	7148	D1298
						14065	D4052
Ponto de fulgor, mín.	°C	38,0				7974	D56
						14598	D93
						-	3828
Viscosidade a 40°C	mm²/s	2,0 a 4,5	2,0 a 5,0			10441	D445
Destilação							
10% vol., recuperados	°C	180,0 (mín.)	Anotar			9619	D86
50% vol., recuperados		245,0 a 295,0	245,0 a 310,0				
85% vol., recuperados, máx.		-	-	360,0	370,0		
90% vol., recuperados		-	360,0 (Max.)	Anotar	Anotar		
95% vol., recuperados, máx		370,0	-				
Ponto de entupimento de filtro a frio, máx.	°C	(12)				14747	D6371

Número de cetano, mín. ou Número de cetano derivado (NCD), mín.	-	48	46	42 (13)		-	D613
						-	D6890
						-	D7170
Resíduo de carbono Ramsbottom no resíduo dos 10% finais da destilação, máx.	% massa	0,25				14318	D524
Cinzas, máx.	% massa	0,010				9842	D482
Corrosividade ao cobre, 3 h a 50°C, máx.	-	1				14359	D130
Água (14)	mg/kg	200 (máx.)	Anotar	-	-		D6304  EN ISO 12937
Contaminação total (14)	mg/kg	24 (máx.)	Anotar	-	-	-	EN 12662
Água e sedimentos, máx. (15)	% volume	0,05				-	D2709
Hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (16)	% massa	11 (máx.)	Anotar	-	-	-	D5186  D6591 (17)  EN 12916 (17)
Estabilidade à oxidação (16)	mg/100 mL	2,5 (máx.)	Anotar	-	-	-	D2274 (18)  D5304
Índice de neutralização	mg KOH/g	Anotar		-	-	14248	D974
Lubricidade, máx.	µm	(19)			-	-	D 6079
							ISO 12156
Condutividade elétrica, mín. (20)	pS/m	25				-	D2624  D4308

Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS, 2011.

### Observações:

(1) Poderão ser incluídas nesta especificação outras características, com seus respectivos limites, para o óleo diesel obtido de processos diversos de refino de petróleo e centrais de matérias-primas petroquímicas ou nos termos a que se refere o § 1º do art. 1º desta Resolução.

(2) A partir de 1º de janeiro de 2013, os óleos diesel A S50 e B S50 deixarão de ser comercializados e serão substituídos integralmente pelos óleos diesel A S10 e B S10, respectivamente.

(3) A partir de 1º de janeiro de 2014, os óleos diesel A S1800 e B S1800 deixarão de ser comercializados como óleos diesel de uso rodoviário.

(4) Coloração entre o incolor e o amarelado, podendo o tipo B apresentar-se ligeiramente alterado para as tonalidades marrom e alaranjada.

(5) Conforme disposto no art. 11, da presente Resolução, deverão ser observados os seguintes limites: a) até 30 de junho de 2012, os indicados na nota (4) para o óleo diesel S500 e "vermelho" para o óleo diesel S1800; b) a partir de 1º de julho de 2012, "vermelho" para o óleo diesel S500 e os indicados na nota (4) para o óleo diesel S1800.

(6) O corante vermelho deve ser adicionado de forma tal que seu teor na mistura seja de 20 mg/L.

(7) Limite requerido antes da adição do corante.

(8) Aplicável apenas para o óleo diesel B.

(9) No percentual estabelecido pela legislação vigente. Será admitida variação de  $\pm 0,5$  % volume.

(10) Aplicáveis apenas para óleo diesel A.

(11) Será admitida a faixa de 820 a 853 kg/m<sup>3</sup> para o óleo diesel B.

(12) Limites conforme Tabela II.

(13) Alternativamente, fica permitida a determinação do índice de cetano calculado pelo método NBR 14759 (ASTM D4737), para os óleos diesel A S500 e A S1800, quando o produto não contiver aditivo melhorador de cetano, com limite mínimo de 45. No caso de não-conformidade, o ensaio de número de cetano deverá ser realizado. O produtor e o importador deverão informar no Certificado da Qualidade a presença de aditivo melhorador de cetano, nos casos em que tal aditivo



for utilizado. Ressalta-se que o índice de cetano não traduz a qualidade de ignição do óleo diesel contendo biodiesel e/ou aditivo melhorador de cetano.

(14) Aplicável na produção e na importação.

(15) Aplicável na importação, antes da liberação do produto para comercialização.

(16) Os resultados da estabilidade à oxidação e dos hidrocarbonetos policíclicos aromáticos poderão ser encaminhados ao distribuidor até 48 h após a comercialização do produto de modo a garantir o fluxo adequado do abastecimento.

(17) O método EN 12916 é aplicável ao óleo diesel B contendo até 5% de biodiesel. Os métodos ASTM D5186 e D6591 não se aplicam ao óleo diesel B.

(18) O método ASTM D2274 se aplica apenas ao óleo diesel A.

(19) Poderá ser determinada pelos métodos ISO 12156 ou ASTM D6079, sendo aplicáveis os limites de 460  $\mu\text{m}$  e 520  $\mu\text{m}$ , respectivamente. A medição da lubricidade poderá ser realizada após a adição do biodiesel, no teor estabelecido na legislação vigente.

(20) Limite requerido no momento e na temperatura do carregamento/bombeio do combustível pelo produtor e distribuidor.

## ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES DO GÁS NATURAL (1)

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE (2) (3)			NBR	MÉTODO	
		Norte	Nordeste	Centro-Oeste, Sudeste e Sul		ASTM D	ISO
Poder calorífico superior (4)	kJ/ m <sup>3</sup>	34.000 a 38.400	35.000 a 43.000		15213	3588	6976
	kWh/m <sup>3</sup>	9,47 a 10,67	9,72 a 11,94				
Índice de Wobbe (5)	kJ/m <sup>3</sup>	40.500 a 45.000	46.500 a 53.500		15213	--	6976
Número de metano, mín. (6)		anotar (3)	65		--	--	15403
Metano, min.	% mol	68,0	85,0		14903	1945	6974
Etano, máx.	% mol	12,0	12,0		14903	1945	6974
Propano, máx.	% mol	3,0	6,0		14903	1945	6974
Butanos e mais pesados, máx.	% mol	1,5	3,0		14903	1945	6974
Oxigênio, máx.	% mol	0,8	0,5		14903	1945	6974
Inertes (N <sub>2</sub> +CO <sub>2</sub> ), máx.	% mol	18,0	8,0	6,0	14903	1945	6974
CO <sub>2</sub> , máx.	% mol	3,0			14903	1945	6974
Enxofre Total, máx.	mg/m <sup>3</sup>	70,0			--	5504	6326-3
							6326-5
							19739
Gás Sulfídrico (H <sub>2</sub> S), máx.	mg/m <sup>3</sup>	10	13	10	--	5504	6326-3
						6228	
Ponto de orvalho de água a 1atm, máx. (9)	°C	-39	-39	-45	--	5454	6327
							10101-2
							10101-3
							11541
Ponto de orvalho de hidrocarbonetos a 4,5 MPa, máx.	°C	15	15	0	--	--	6570
Mercúrio, máx. (11)	µg/m <sup>3</sup>	anotar			--	--	6978-1
							6978-2

Fonte: AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS, 2008.

### Observações:

(1) O gás natural não deve conter traços visíveis de partículas sólidas ou líquidas.

(2) Os limites especificados são valores referidos a 293,15K (20°C) e 101,325kPa (1atm) em base seca, exceto os pontos de orvalho de hidrocarbonetos e de água.

(3) A aplicação veicular do gás natural de Urucu se destina exclusivamente a veículos dotados de motores ou sistemas de conversão de gás natural veicular que atendam à legislação ambiental específica. O revendedor deverá afixar em local visível de seu estabelecimento comercial o seguinte aviso: “GÁS NATURAL VEICULAR DE URUCU - EXCLUSIVO PARA VEÍCULOS ADAPTADOS AO SEU USO”. (Nota)

(4) O poder calorífico de referência de substância pura empregado neste Regulamento Técnico encontra-se sob condições de temperatura e pressão equivalentes a 293,15K, 101,325 kPa, respectivamente em base seca.

(5) O índice de Wobbe é calculado empregando o poder calorífico superior em base seca. Quando o método ASTM D 3588 for aplicado para a obtenção do poder calorífico superior, o índice de Wobbe deverá ser determinado de acordo com a seguinte fórmula:

$$IW = Pcs/\sqrt{d}$$

onde:

*IW* – índice de Wobbe

*Pcs* – poder calorífico superior

*d* – densidade relativa

(6) O número de metano deverá ser calculado de acordo com a última versão da norma ISSO 15403-1. Na versão ISO 15403-1:2006(E), considera-se o método GRI do Anexo D. Calcula-se inicialmente o Número de Octano Motor – MON a partir da equação linear empírica, função da composição dos componentes discriminados. Em seguida com o valor determinado para o MON calcula-se o número de metano ou NM a partir da correlação linear entre NM e MON. Tais equações vêm descritas abaixo:

$MON =$

$$(137,78x_{\text{metano}}) + (29,948x_{\text{etano}}) + (-18,193x_{\text{propano}}) + (-167,062x_{\text{butano}}) + (181,233x_{\text{CO}_2}) + (26,994x_{\text{N}_2})$$

Onde:

$x$  é a fração molar dos componentes metano, etano, propano, butano,  $\text{CO}_2$  e  $\text{N}_2$ .

$$NM = 1,445(MON) - 103,42$$

(9) Caso a determinação seja em teor de água, a mesma deve ser convertida para ( $^{\circ}\text{C}$ ) conforme correlação da ISO 18453. Quando os pontos de recepção e de entrega estiverem em regiões distintas, observar o valor mais crítico dessa característica na especificação.

(11) Aplicável ao gás natural importado exceto o gás natural liquefeito, determinado semestralmente. O carregador deverá disponibilizar o resultado para o distribuidor sempre que solicitado.