

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise da sensibilidade de um motor Otto carburado a diversos teores de álcool anidro
adicionado à gasolina A

por

Leonel Valmor Mügge

Monografia apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola de Engenharia da Universidade
Federal do Rio Grande do Sul, como parte
dos requisitos para obtenção do diploma de
Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2016

Análise da sensibilidade de um motor Otto carburado a diversos teores de álcool anidro adicionado à gasolina A

por

Leonel Valmor Mügge

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Pedro Barbosa Mello

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo

Profa. Dra. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 18 de novembro de 2016.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço à força divina que me trouxe até este ponto na contramão das perspectivas.

Agradeço ao professor Pedro Barbosa Mello pelas necessárias orientações para que se atingisse uma qualidade razoável neste trabalho.

Agradeço especialmente ao engenheiro Júlio Gaudioso do Museu do Motor, pela enorme paciência se disponibilizando a estar presente em horários diversos e finais de semana, abrindo mão do seu convívio familiar, também pelas tantas orientações prestadas, assim como ajudas efetivas em diversas situações relacionadas a este experimento.

Agradeço especialmente também ao colega de laboratório, engenheiro Thiago Fernandes que possibilitou a realização deste trabalho através dos seus profundos e abrangentes conhecimentos da área e sua prontidão que foram decisivos para que este trabalho fosse concluído.

Ao Henrique Werkhausen Filho, técnico de laboratório desta instituição que ajudou em momentos difíceis na preparação dos experimentos.

Ao professor Fabiano Wildner pelas orientações bem vindas mais erroneamente não totalmente seguidas.

Ao colega Frederico Blanco pelo companheirismo nos difíceis momentos vividos no laboratório.

Ao colega de laboratório, Caio Saucedo, pelo auxílio nos momentos difíceis vividos com o motor FIAT.

À refinaria Alberto Pasqualini pelo gentil fornecimento da gasolina A necessária a este experimento.

Ao meu grande amigo, Miguel Custódio, que mesmo na correria do dia-a-dia disponibilizou-se a prestar a ajuda tão necessária no campo da engenharia elétrica.

À minha ex-companheira, Lisiane Silveira, que esteve presente do meu lado durante quase todo período desta jornada, me apoiando de todas formas possíveis e me fazendo crer que a conclusão deste curso seria possível.

À Fábica Castro que, na reta final deste curso, me proporcionou reflexões profundas e quebras de paradigmas, me fazendo olhar com outros olhos a mim mesmo.

Ao meu chefe Vladimir Lima pela compreensão e apoio que permitiram que esta jornada prosperasse.

Ao meu colega de trabalho, Paulo de Paula, pelos sábios conselhos que sempre foram “sob medida” para as dificuldades encontradas.

Aos meus pais que, apesar das dificuldades da vida, tornaram este momento possível, se mantiveram ao meu lado e sempre me apoiaram para conclusão desta jornada.

MÜGGE, L. V. **Análise da sensibilidade de um motor Otto carburado a diversos teores de álcool anidro adicionado à gasolina A.** 2016. 25. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

RESUMO

Neste trabalho foram avaliados e comparados experimentalmente indicadores de desempenho, consumo e emissões de um motor de ciclo Otto, 1.6L, carburado, alimentado com diferentes proporções de álcool etílico anidro combustível e gasolina A. Os resultados mostraram aumento do torque e potência para menores percentuais de etanol. O consumo específico com maiores percentuais de etanol apresentou valores mais elevados em razão do menor poder calorífico do combustível. Quanto às emissões, verificou-se que os valores de monóxido de carbono e hidrocarbonetos reduziram para maiores concentrações de etanol em razão de uma mistura ar e combustível menos rica. Os resultados claramente foram influenciados pela presença de um carburador como formador da mistura ar e combustível em razão da não sensibilidade deste para as diferentes necessidades da mistura ar combustível dos diferentes percentuais de etanol testados.

PALAVRAS-CHAVE: (Percentuais de AEAC, gasolina C, Consumo Específico de Combustível, Poder Calorífico)

MÜGGE, L. V. **Sensitivity analysis of a Otto carburized engine at various levels of anhydrous alcohol added to gasoline A.** 2016. 25. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ABSTRACT

In this work, performance, consumption and emissions indicators of a Otto cycle engine, 1.6L, carburized, were analyzed and compared experimentally, with different proportions of ethyl alcohol anhydrous fuel and gasoline A. The results showed an increase in torque and power for lower percentages of ethanol. The specific consumption with higher percentages of ethanol presented higher values due to the lower calorific value of the fuel. As for the emissions, it was found that carbon monoxide and hydrocarbon values reduced to higher ethanol concentrations because of a less rich air and fuel blend. The results were clearly influenced by the presence of a carburetor as a mixture of air and fuel due to its lack of sensitivity to the different requirements of the air fuel mixture of the different percentages of ethanol tested.

KEYWORDS: (Percentage of AEAC, gasoline C, Specific Fuel Consumption, Calorific Power)

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivos.....	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
3.1	Torque e potência.....	3
3.2	Combustíveis	4
3.3	Consumo específico de combustível.....	4
3.4	Razão de mistura.....	5
3.5	Relação de compressão	5
3.6	Combustão anormal	6
3.7	Ponto de ignição.....	6
3.8	Poder antidetonante	6
3.9	Emissões.....	7
4	MATERIAIS UTILIZADOS	7
5	METODOLOGIA.....	9
5.1	Mistura de AEAC na gasolina A.....	9
5.2	Determinação do volume de AEAC na gasolina de posto.....	9
5.3	Determinação da energia dos combustíveis	9
5.4	Medição do consumo de combustível.....	9
5.5	Ponto de ignição utilizado.....	9
5.6	Adequação a norma ABNT ISO1585	10
5.7	Análise de erros.....	10
6	RESULTADOS	10
6.1	Valor do torque líquido efetivo x percentual de AEAC.....	11
6.2	Valor da potência líquida efetiva X percentual de AEAC.....	11
6.3	Consumo específico X percentual de AEAC	11
6.4	Valor de lambda X percentual de AEAC	11
6.5	Variação do percentual de CO X percentual de AEAC.....	12
6.6	Variação do percentual de CO ₂ x percentual de AEAC.....	12
6.7	Variação da quantidade de HC X percentual de AEAC.....	12
7	DISCUSSÃO	12
8	CONCLUSÃO	14
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	15
	ANEXO I	16
	APÊNDICE II.....	17

1 INTRODUÇÃO

Os motores automotivos são desenvolvidos e projetados tendo em vista o combustível que utilizarão, de forma que se busca sempre a maior potência com menor consumo, ou seja, menor consumo específico de combustível. A alteração do combustível para o qual o motor foi projetado, podendo ser o aumento do percentual de etanol, ou adição de outras substâncias, influencia no seu desempenho e consumo.

A mistura de álcool na gasolina no Brasil é justificada pelo fato de o álcool ser um combustível renovável e de produção nacional; o teor da mistura de álcool na gasolina comum, tipo C, é determinada atualmente pelo governo federal, por recomendação do CIMA – Conselho Interministerial do Açúcar e do Álcool, através do MAPA – Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento.

A lei nº 13.033, de 24 de setembro de 2014, condicionou o aumento da mistura de AEAC - álcool etílico anidro combustível, pelo governo federal, à comprovação de sua viabilidade técnica, para atendimento a esta legislação a Petrobrás por meio do CENPES - Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. Miguez de Mello, realizou em outubro de 2014 testes de percentuais de misturas de AEAC na gasolina A em percentuais de 22%, 25%, 27,5% e 30%, avaliando diversos fatores, como desempenho e consumo.

O AEAC, apesar de ter menor poder calorífico que a gasolina, funciona como agente antidetonante, permitindo uma relação de compressão maior e, conseqüentemente, melhor aproveitamento energético do combustível, porém com maior consumo; a taxa de compressão correta é essencial para obtenção do maior rendimento energético do combustível.

O teor de AEAC na gasolina A, que é a gasolina pura, sem adição de álcool, sofreu várias alterações ao longo do tempo em razão da flutuação da disponibilidade de etanol que varia de acordo com a produção e com o mercado externo, passando pelos teores de 12%, 13%, 15%, 18%, 20%, 22%, 24%, 25% e 27% considerando-se as variações a partir do ano de 1980 [MAPA, 2015].

Por decisão do governo federal, a gasolina A não pode ser comercializada para o consumidor final, ficando restrita às distribuidoras de combustíveis. As gasolinas disponíveis para venda ao consumidor final são a gasolina tipo C comum, que apresenta atualmente 27% de AEAC em volume, a gasolina tipo C Aditivada que é composta também por 27% de AEAC, porém recebe adição de aditivos para limpeza do sistema de alimentação de combustível e gasolina Premium que atualmente é permitido em sua composição um percentual de até 25% de AEAC em volume em sua fórmula em razão da existência de veículos importados para os quais não há dados quanto aos impactos de um maior percentual de AEAC para o motor.

Motores carburados, apesar de representarem pouco volume na frota nacional, ainda são motores populares e muito comuns em automóveis e são sonho de consumo de muitos entusiastas que preferem um sistema mecânico no lugar do eletrônico. O motor AP-1600 utilizado neste trabalho é um motor que se mostrou muito confiável e resistente desde seu lançamento, tendo sido utilizado numa ampla gama de modelos de veículos das décadas de 70 a 90, mantendo ainda muitos fãs atualmente.

1.1 Objetivos

O presente trabalho trata do estudo de desempenho de um motor ciclo Otto fabricado pela Volkswagen, modelo AP-1600, desenvolvido originalmente para o Álcool Etílico Hidratado Combustível - AEHC, através das curvas de torque, potência e consumo, alimentado com combustível com diferentes proporções de mistura de etanol anidro e gasolina A.

As proporções da mistura de etanol anidro e gasolina A utilizadas nos experimentos foram definidas com base em diferentes percentuais fixados pelo governo federal incluindo também percentuais utilizados nos testes realizados pelo CENPES, 2015, adotando-se então as combinações de 18%, 22,5%, 27% e 30%.

Optou-se por utilizar o sistema de alimentação de combustível original do motor, no caso um carburador, a fim de se obterem resultados que expressassem a condição de utilização de um motor desprovido de sistemas de gerenciamento eletrônico, verificando seu comportamento para os diferentes teores de AEAC, permitindo obterem-se também referências para que os entusiastas por este tipo de motor possam melhorar o funcionamento dos seus motores acompanhando as variações no combustível nacional.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vilanova, 2007, realizou ensaios em um motor Otto 1,6 litros, 16 válvulas e taxa de compressão de 9,5:1, alimentado com diferentes misturas “flex”, ou seja, variando a composição da mistura entre gasolina comum tipo C e AEHC nas proporções de 0%, 25%, 50%, 75% e 100% em volume. Os resultados obtidos indicaram o aumento do consumo entre 42% e 48% na comparação entre gasolina C e AEHC e não apresentaram diferenças quantitativas em termos de torque líquido efetivo. Quanto à análise de emissões, o autor conclui que apesar de as emissões serem menores quanto maior o teor de álcool na mistura, não há vantagem de utilização deste em razão do maior consumo específico, tendo praticamente a mesma geração de CO₂ em qualquer mistura “flex”. O autor conclui também que os resultados obtidos nos seus experimentos confirmam que os motores são desenvolvidos para determinados combustíveis, tendo melhores resultados em termos de desempenho e consumo quando alimentados com o combustível para o qual foi desenvolvido, pois o motor com taxa de compressão para gasolina, funciona melhor com esta do que com combustíveis de maior octanagem em razão de que estes combustíveis são mais vantajosos para altas taxas de compressão, “não há vantagem do uso de etanol em termos de consumo específico e trabalho desenvolvido para um motor desenhado inicialmente para gasolina com baixa razão de compressão”. Quanto à velocidade de combustão, o autor conclui que as diferentes misturas de combustíveis utilizadas apresentam praticamente a mesma velocidade de combustão em razão da mínima variação do ponto de ignição medido.

Wu et al. (2004) *Apud* Vilanova, 2007, relatam terem verificado aumento das emissões de monóxido de carbono para condições muito ricas ou muito pobres devido às combustões incompletas nestas condições. Os valores mínimos, de acordo com estes autores, foram verificados para relações levemente pobres, condições estas que oferecem ar suficiente para a oxidação mais completa do HC participante da reação.

Yüceso et al. (2006) *Apud* Vilanova, 2007, investigaram a influência da relação de compressão no desempenho e relatam que os maiores torques líquidos efetivos foram obtidos para as maiores relações de compressão e para os maiores teores de AEAC em suas misturas.

A Petrobrás, 2014, por meio do relatório técnico RT DPM 008/14, publicou resultados de testes de avaliação de percentuais de adição de AEAC na gasolina A, especificamente avaliando o aumento do percentual para 27,5% e 30% em comparação com percentuais de 20% e 25%, a partir do levantamento de curvas características de desempenho e avaliação de emissões aplicados em diversos veículos automotores movidos exclusivamente à gasolina que representassem adequadamente a frota nacional em termos de características de sistema de admissão de combustível, entre eles os sistemas com uso de carburador, injeção no coletor de ar e injeção direta. Os resultados dos testes indicaram que o aumento do teor de etanol tende a reduzir a autonomia em razão do menor poder calorífico do combustível além de empobrecer a mistura, implicando aumento de consumo e redução dos teores de hidrocarbonetos, CO e CO₂ principalmente para veículos mais antigos que utilizam carburador; porém para os compostos de nitrogênio (NOx) houve variação não conclusiva em relação ao teor de AEAC, em veículos mais antigos houve redução destes compostos, porém em veículos mais novos houve aumento destes compostos. Já para os aldeídos houve uma tendência de aumento quanto maior o teor de AEAC. Os resultados de potência efetiva em plena carga e carga parcial, medidos em bancada de testes, não apresentaram diferenças estatisticamente significativas.

Andrade, 2007, realizou experimentos em um motor padrão ASTM-CFR a fim de avaliar a duração da combustão frente à velocidade de propagação de chama, relação de compressão, condição da mistura ar-combustível, turbulência na câmara de combustão, entre outros

parâmetros. Ele comprovou que maiores relações de compressão aumentam a velocidade de queima do combustível, necessitando regular o ponto de ignição para os diferentes combustíveis. Verifica que o tempo mínimo de duração da combustão ocorre para mistura rica próxima de valor de λ de 0,9 que provoca a ocorrência da potência máxima do motor. Segundo ele, a maior velocidade da queima do combustível reduz o trabalho negativo na compressão quando aliado a um avanço de ignição adequado que desloque o ponto de maior pressão na câmara para 15 graus após o ponto morto superior.

Rech, 2002, estudou a influência do fator λ na potência efetiva do motor utilizando diferentes combustíveis, entre eles gasolina e etanol. Verificou que os valores de λ que geraram maior potência estão entre 0,85 e 0,90. Ele afirma também que combustíveis que possuem oxigênio na sua composição, como é o caso do etanol, necessitam de uma menor relação ar/combustível.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Torque e potência

O torque é a força de giro do motor, é a capacidade de o motor realizar trabalho, e é medida na saída da árvore de manivelas do motor conforme Equação 3.1 abaixo:

$$\tau_b = F \times b \quad (3.1)$$

Onde τ_b é o torque líquido efetivo medido em N.m, F é a força medida num ponto distante do centro da árvore de manivelas em newtons e b é esta distância entre o centro da árvore de manivelas e o ponto onde se mede a força desenvolvida em metros.

O torque é diretamente proporcional à pressão média efetiva atuante no cilindro, esta, por sua vez, é diretamente proporcional à energia do combustível admitido na câmara de combustão.

O torque e a rotação são utilizados para definir-se a potência instantânea gerada, conforme Equação 3.2 abaixo:

$$P = \tau \times \omega \quad (3.2)$$

Onde P é a potência gerada, em kW, τ é o torque medido em N.m e ω é a velocidade angular da árvore de saída do motor em Rad/s.

Na Figura 3.1 abaixo adaptada de Giacosa, 1986, pode-se visualizar o comportamento qualitativo das relações entre a potência, torque ou “par motor”, e consumo num motor de ciclo Otto em relação à rotação.

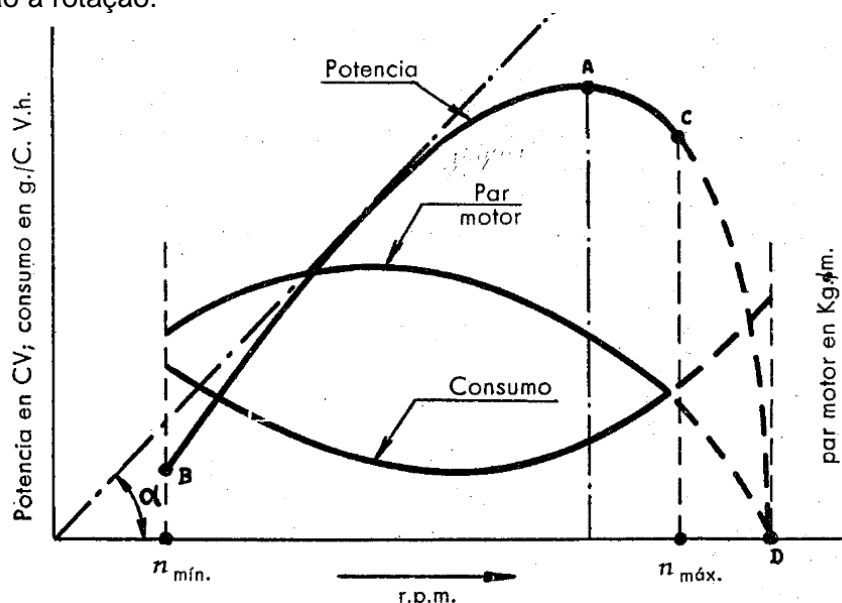


Figura 3.1: Relação típica entre potência, torque e consumo em relação à rotação para motor de ciclo Otto. Adaptado de Giacosa, 1986.

3.2 Combustíveis

Para utilização como combustível automotivo, são utilizados o álcool etílico anidro combustível - AEAC e o álcool etílico hidratado combustível - AEHC. O primeiro possui em sua composição um percentual de até 0,7% (INPM) em massa de água, apresenta uma massa específica máxima de 791,5 kg/m³ a 20°C, já o segundo possui até 7,4% (INPM) e massa específica de 807,6 a 811,0 kg/m³ a 20°C. O AEAC é concebido por meio de processo de destilação do etanol hidratado, a partir de uma mistura deste com Cal (CaO) e posterior processo de destilação.

O poder calorífico inferior dos combustíveis em análise é bastante diferente, enquanto o da gasolina A é de aproximadamente 43000 kJ/kg [Vilanova, 2010], o do AEAC é de aproximadamente 27000 kJ/kg isto consiste num poder calorífico da gasolina em torno de 60% superior ao do etanol.

3.3 Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível é definido como a taxa de consumo de combustível utilizada pelo motor dividida pela potência de freio aferida em dinamômetro, ou seja, é a taxa em que o motor converte a energia química do combustível em trabalho mecânico útil [Heywood, 1988]. O consumo específico de combustível (CEC) é dado em kg/kW.h ou g/CV.h conforme Equação 3.3 abaixo:

$$CEC = \frac{\dot{m} \times 3,6}{P} \quad (3.3)$$

Onde CEC é o consumo específico de combustível em kg/kW.h, \dot{m} é o fluxo mássico de consumo de combustível em kg/s e P é a potência medida em kW.

O consumo é inversamente proporcional à carga aplicada ao motor, ou seja, à proporção de abertura da válvula borboleta, conforme Figura 3.2. A abertura desta válvula influi diretamente na quantidade da mistura ar e combustível admitida no motor, conseqüentemente influenciando na pressão média efetiva (PME) na câmara de combustão, conforme plano cotado na Figura 3.2.

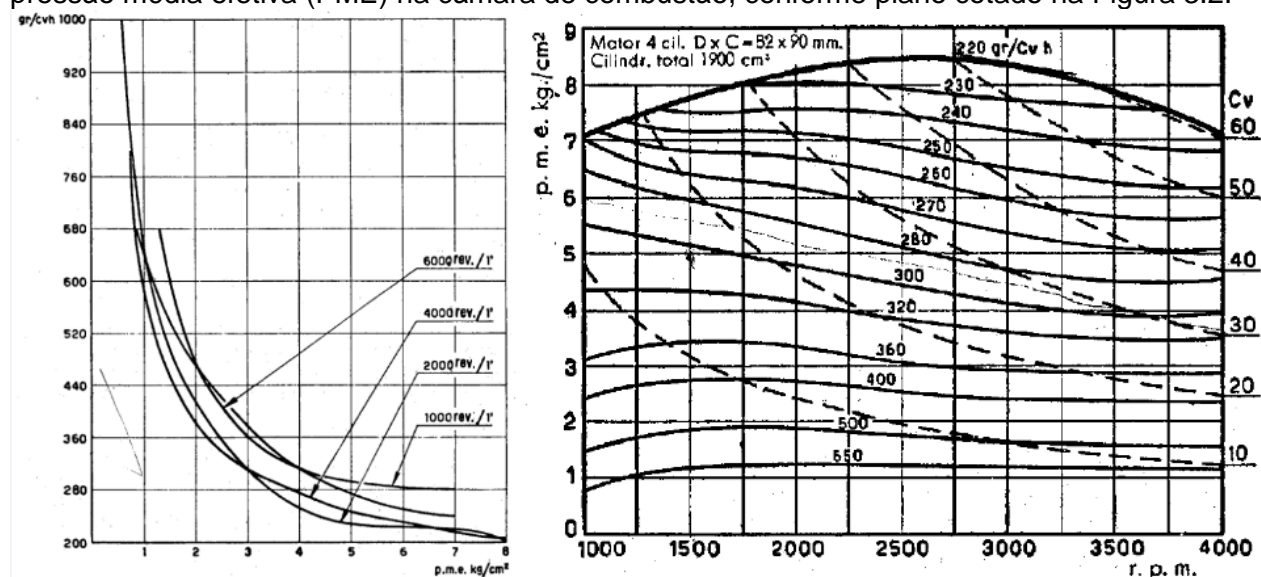


Figura 3.2: À esquerda, comportamento da variação do consumo específico de combustível x potência média efetiva para diversas faixas de rotação. À direita, plano cotado de consumo de combustível x rotação x potência média efetiva. Adaptado de Giacosa, 1986.

A variação da abertura da borboleta com o consumo não é linear em razão de boa parte da energia consumida ser utilizada apenas para vencer as resistências passiva de atrito.

3.4 Razão de mistura

A razão de mistura é dada pela relação entre a massa de ar admitida no motor e a massa de combustível admitida.

Para as diferentes formulações de combustíveis, existem conseqüentemente diferentes proporções da mistura ar/combustível, esta diferença se deve as reações químicas necessárias para reagir os diferentes compostos químicos presentes nos dois combustíveis.

No caso comparativo entre o AEAC e a gasolina A, verifica-se que em razão da relação estequiométrica da gasolina necessitar de mais ar, necessita-se de uma maior proporção ar/combustível, conforme as reações estequiométricas mostradas abaixo:

Utiliza-se a letra grega lambda para exprimir a razão de mistura:

$$\lambda = \frac{\text{Relação Ar/Combustível}_{Real}}{\text{Relação Ar/Combustível}_{Estequiométrica}} \quad (3.4)$$

O valor lambda para que todo combustível reaja com todo oxigênio é igual a 1, é também definida como razão estequiométrica.

Para valores de lambda menores que 1, que é o caso de haver um excesso de combustível em relação ao oxigênio disponível, diz-se que a mistura é rica.

Já para valores de lambda maiores que 1, que consiste numa mistura com mais oxigênio do que o necessário para queima de todo combustível, diz-se que a mistura é pobre.

A mistura de ar e combustível admitida pelo motor tem diferentes proporções para diferentes combustíveis, para cada tipo destes, há uma quantidade certa de ar a ser admitido para que ocorra a combustão completa da mistura [Heywood, 1988].

Segundo Wildner, 2010, a combustão é mais rápida dentro da câmara de combustão quando a mistura de ar e combustível é rica, ou seja, há uma quantidade maior de combustível, além da proporção estequiométrica.

A relação de ar combustível para os combustíveis utilizados apresenta grande diferença, enquanto para gasolina A, a razão ar combustível é de aproximadamente 15 kg de ar para 1 kg de combustível, no etanol é de aproximadamente 9 kg de ar para 1 kg de combustível.

Os valores de lambda da mistura ar-combustível que apresentam maior potência são de, aproximadamente, 0,86 para o etanol e 0,89 para gasolina. Em razão da utilização de carburador para realizar a mistura ar-combustível, não há variação expressiva na quantidade de combustível admitido para cada mistura de etanol e gasolina, neste sistema de alimentação a quantidade de combustível é determinada por furos calibrados de forma a não haver retroalimentação do sistema para alterar a proporção de combustível de acordo com a necessidade do motor, além de os valores de viscosidade e volatilidade dos combustíveis não serem muito destoantes. Por estes motivos, espera-se que as maiores proporções de etanol na mistura apresentem uma mistura menos rica, ou seja, valores de lambda mais altos.

3.5 Relação de compressão

A taxa de compressão, ou razão de compressão é a razão entre o volume total da câmara de combustão, que ocorre quando o pistão se encontra no ponto morto inferior, e o volume mínimo da câmara, que ocorre quando o pistão se encontra na posição de ponto morto superior, conforme Equação 3.5 abaixo:

$$r_c = \frac{\text{Volume máximo da câmara de combustão}}{\text{Volume mínimo da câmara de combustão}} \quad (3.5)$$

Onde r_c é a razão de compressão, o volume máximo é o volume da câmara de combustão quando o pistão se encontra em PMI e o volume mínimo da câmara de combustão ocorre quando o pistão está em PMS.

Nos motores de ciclo Otto, o que define a maior taxa de compressão admissível é a detonação, que consiste na queima anormal da mistura ar/combustível.

Cada combustível permite uma determinada taxa de compressão que depende do calor latente de vaporização do combustível, de forma que quanto maior o calor latente, mais fria é a

mistura ar/combustível antes da combustão, apresentando assim uma menor probabilidade de apresentar queima anormal.

As taxas ideais para os combustíveis selecionados, gasolina A e AEAC, são bastante diferentes, enquanto a gasolina A pura permite aproximadamente uma taxa de 10:1, o álcool anidro permite taxas de compressão em torno de 14:1 em razão da maior entalpia de vaporização. Isto se reflete também na temperatura da combustão que é menor para o álcool e, por isto, há menor possibilidade de haver pré-ignição ou detonação.

3.6 Combustão anormal

A combustão anormal é caracterizada nos motores de ciclo Otto quando o início da combustão ocorre em outro local da câmara de combustão diferente do local onde ocorre a centelha dada pela vela de ignição. A combustão anormal pode prejudicar o motor reduzindo sua vida útil e é dividida em pré-ignição e detonação.

A pré-ignição consiste numa combustão anormal da mistura admitida que ocorre antes de haver a centelha na vela de ignição e é atribuída a pontos quentes dentro da câmara de combustão, como depósitos de carvão.

Nos motores de ciclo Otto, nos quais a ignição da mistura é dada por centelha, pode ocorrer o fenômeno chamado detonação, que consiste na combustão da mistura, dentro do cilindro, causada por um aumento da pressão quando iniciada a combustão de forma a causar a inflamação da mistura numa região do cilindro distante da vela de ignição e sujeita o pistão a um forte impacto não previsto em projeto que pode causar sérios danos. Este fenômeno é atribuído a diversos fatores como de cargas altas no motor, taxa de compressão elevada, sobre alimentação, redução da velocidade, aumento da temperatura do ar aspirado ou da água de refrigeração [Giacosa, 1986].

3.7 Ponto de ignição

O ponto de ignição é o momento no qual o sistema de ignição gera a centelha na vela de ignição para deflagrar a combustão da mistura ar/combustível dentro do cilindro.

Em razão da velocidade da queima da mistura e da necessidade de que o pico de pressão na câmara ocorra a aproximadamente 15° após o PMS, é necessário iniciar a queima da mistura antes deste ponto a fim de se obter o melhor aproveitamento do combustível.

3.8 Poder antidetonante

A qualidade antidetonante, ou número de octanagem, ou teor de octana, consiste na mensuração da capacidade de o combustível resistir à detonação e quanto maior este valor, maior será a resistência à detonação. Cada tipo e cada mistura de combustível apresentam diferentes resistências à detonação.

Existem três formas mundialmente aceitas para determinação do número de octanas de um combustível, o método de pesquisa (Research Octane Number - RON), o método motor (Motor Octane Number - MON) e o Índice antidetonante (IAD).

O índice antidetonante (IAD) consiste na média dos valores dos índices MON e RON para determinado combustível.

$$IAD = \frac{MON + RON}{2} \quad (3.7)$$

A Resolução ANP Nº 40 DE 25/10/2013 determina o padrão mínimo do índice antidetonante dos combustíveis, assim definidos:

Tabela 3.1: valor mínimo permitido para os índices antidetonantes das gasolinas comerciais.

<i>Tipo da gasolina</i>	<i>IAD mínimo</i>
<i>Comum Tipo C</i>	87
<i>Premium tipo C</i>	97

3.9 Emissões

As emissões comuns apresentadas num motor de ciclo Otto correspondem aos compostos gerados da queima da mistura de ar/combustível admitida no motor e dependem diretamente do combustível utilizado, das temperaturas máximas atingidas durante o processo de combustão e principalmente da razão de mistura ar e combustível. Na Figura 3.3 abaixo pode-se visualizar qualitativamente a variação das emissões de acordo com o valor de lambda.

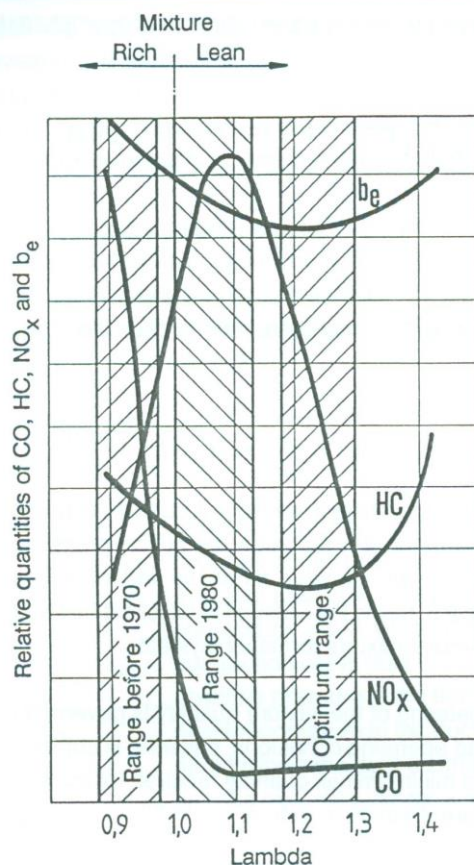


Figura 3.3: Comportamento dos gases de descarga CO, HC e NO_x em função de lambda (λ). Adaptado de Lenz, 1992.

4 MATERIAIS UTILIZADOS

Para aquisição do consumo de combustível, utilizou-se uma célula de carga marca Reaccion, modelo BCDL-10, acoplada a um conversor analógico digital de 24bits este por sua vez ligado a um controlador digital da marca ATMEL modelo ATMEGA328 com incerteza total de medição de $\pm 0,01\%$. A partir da incerteza de medição do peso e considerando-se também a incerteza de medição do tempo, obteve-se a incerteza de medição do consumo de combustível de $\pm 0,8\%$.

O motor utilizado é um de combustão interna de quatro tempos que utiliza o ciclo Otto e foi fabricado pela Volkswagen por volta do ano 1982 e equipava veículos de passageiros como o modelo Passat. Este motor foi desenhado originalmente para utilização com o combustível AEHC, em razão da sua alta taxa de compressão (12,5:1) e faz uso de carburador para elaboração da mistura de ar e combustível. Para adequação para uso com gasolina, foram trocados os calibres principais do carburador e ajustado o ponto de ignição. Abaixo seguem os dados gerais do motor:

Tabela 4.1: dados do motor utilizado.

Número e Disposição dos Cilindros	4 em linha
Número de Válvulas	8, duas por cilindro
Diâmetro do Cilindro	81mm
Curso do Pistão	77,4mm
Deslocamento Total	1596 cm ³
Taxa de Compressão	12,3:1
Potência Máxima	90kW a 5600 rpm
Torque Máximo	128 Nm a 2600 rpm
Alimentação de Combustível	Carburador Weber 450 Mini Prog.
Ordem de Ignição	1-3-4-2

Foi utilizado o equipamento analisador de gases da marca NAPRO, modelo PC-multigás para obter os seguintes dados de interesse:

Tabela 4.2: variáveis obtidas pelo sistema analisador de gases.

<i>Variável</i>	<i>Faixa de medição</i>	<i>Incerteza</i>
HC (Hidrocarbonetos)	0 a 12000 ppm	3,5 ppm
CO (monóxido de carbono)	0 a 15%	0,06 abs
CO ₂ (dióxido de carbono)	0 a 20%	0,6 abs

O dinamômetro utilizado foi do tipo hidráulico da marca Motorpower, modelo MP600 que possui indicação do torque medido e da rotação instantânea do dinamômetro. Este tipo de dinamômetro é composto de um rotor acoplado ao eixo do motor e dois estatores, e a potência é absorvida pela fricção associada ao escoamento resultante. O torque é medido através de um transdutor hidráulico acoplado aos estatores do dinamômetro. As incertezas de medição deste equipamento são as que seguem:

Tabela 4.3: Características do medidor de rotação e torque

<i>Variável</i>	<i>Faixa de medição</i>	<i>Incerteza</i>
Rotação	0 a 9000 rpm	±15 rpm.
Torque	0 a 42,11 m.kgf	±0,7 N.m.

A partir das incertezas do medidor de torque e rotação, obteve-se para os valores de potência líquida efetiva incertezas de ±0,9% dos valores medidos e, a partir das incertezas provenientes da potência e da medição do consumo de combustível, obteve-se incertezas de ±1,5% para o consumo específico de combustível.

Para verificação da qualidade da mistura ar e combustível, utilizou-se uma sonda lambda de banda larga que permite leituras mais constantes do valor da mistura. A sonda utilizada é da marca Bosch, modelo LSU 4.0 conectada a um condicionador de sinais da marca Fuel Tech, modelo Wideband O₂ Datalogger, conforme características abaixo:

Tabela 4.4: Características do sensor de O₂.

<i>Variável</i>	<i>Faixa de Medição</i>	<i>Incerteza</i>
Leitura do fator Lambda	0,70 a 1,60	±0,01 abs.

A sala do laboratório é dotada de dois ventiladores que realizam a troca total do ar da sala três vezes a cada um minuto, de forma a manter-se um ambiente adequado às medições, com temperatura constante e condizente a uma situação real de utilização.

5 METODOLOGIA

5.1 Mistura de AEAC na gasolina A

A mistura de AEAC na gasolina A foi realizada através de uma bureta graduada presente no laboratório de motores com leitura visual considerando-se a parte de baixo do menisco formado.

Foram feitas misturas de 18%, 22,5%, 27% e 30% em volume de AEAC na gasolina A com incerteza de medição máxima de 1%.

Para fins de comparação foi utilizada gasolina comum tipo C adquirida em posto de combustíveis da região. Conforme determina a legislação, esta gasolina deve apresentar um teor de 27% de AEAC em sua formulação.

5.2 Determinação do volume de AEAC na gasolina de posto

Para determinação do percentual de AEAC na gasolina C adquirida em um posto de combustíveis da região, aplicou-se a norma ABNT NBR 13992:2015 que determina o procedimento a ser aplicado para obtenção desta informação.

O procedimento consiste em criar uma mistura de água com 1 kg de cloreto de sódio para ser misturada em volumes iguais na gasolina a ser testada; quando ocorre a adição da gasolina à mistura preparada, o AEAC presente na gasolina é diluído na mistura de salmoura aumentando o volume desta fase. A diferença de crescimento do volume da mistura é a quantidade de AEAC vindo da gasolina C.

Para a amostra de gasolina C comum coletada no posto, este teste acusou um percentual de 31% de AEAC, porém não se pode afirmar que este volume seja realmente deste produto.

5.3 Determinação da energia dos combustíveis

O poder calorífico das misturas utilizadas foi determinado pela média dos poderes caloríficos dos constituintes ponderado pelas frações mássicas destes, sendo a energia da gasolina de posto expressa conforme o percentual de etanol verificado em sua composição:

Tabela 5.1: poderes caloríficos inferiores das misturas de gasolina e etanol em peso.

<i>Misturas</i>	<i>Poder calorífico inferior [kJ/kg]</i>
<i>Gasolina A + 18% AEAC</i>	39974
<i>Gasolina A + 22,5% AEAC</i>	39228
<i>Gasolina A + 27% AEAC</i>	38487
<i>Gasolina A + 27% AEAC Posto</i>	37831
<i>Gasolina A + 30% AEAC</i>	37994

5.4 Medição do consumo de combustível

A medição do consumo de combustível foi verificada através de uma célula de carga, a partir da qual determinou-se um peso inicial e um peso final dos ensaios a fim de se obter o consumo durante o período do experimento.

5.5 Ponto de ignição utilizado

O ponto de ignição utilizado foi o ponto de regulagem em marcha lenta no qual o motor não apresentou sinais de detonação. Esta regulagem foi feita com uma ferramenta tipo estroboscópio, pertencente ao LABMOT de forma a ser mantido um ponto de ignição com avanço de aproximadamente 9 graus, ou seja, a ignição da mistura foi definida em 9 graus antes de os pistões alcançarem o PMS.

5.6 Adequação a norma ABNT ISO1585

Para a realização dos ensaios utilizou-se como referência a norma ABNT NBR ISO 1585 que consiste num código de ensaio de motores para determinação da potência líquida efetiva. Atendendo a esta norma, corrigiu-se a potência e torque para os valores referenciados na norma, contidos na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Dados de referência para correção da potência líquida efetiva.

<i>Dados de referência</i>	<i>Valor de referência</i>
<i>Temperatura de bulbo seco</i>	298K
<i>Pressão atmosférica total</i>	100kPa
<i>Pressão parcial de ar seco</i>	99kPa
<i>Pressão parcial de vapor</i>	1kPa

O fator de ajuste da potência líquida efetiva é dado pela seguinte equação (ABNT, 1996):

$$\alpha_a = \left(\frac{99}{p_a}\right)^{1,2} \times \left(\frac{TBS}{298}\right)^{0,6} \quad (5.1)$$

Onde, α_a é o fator de correção a multiplicar a potência medida, p_a é a pressão atmosférica seca em Pa, ou seja, é a pressão barométrica total menos a pressão de vapor de água e TBS é a temperatura de bulbo seco em K.

Então o torque líquido efetivo será dado por:

$$\tau_{le} = \tau_b \times \alpha_a \quad (5.2)$$

Onde τ_{le} é o torque líquido efetivo em Nm, τ_b é o torque medido em Nm e α_a é o fator de correção obtido por meio da equação anterior.

A potência líquida efetiva também é obtida pelo mesmo fator de ajuste:

$$P_{le} = P_m \times \alpha_a \quad (5.3)$$

Onde P_{le} é a potência líquida efetiva em W, P_m é a potência medida em W e α_a é o fator de correção obtido por meio da Equação 5.1.

Atendendo orientação da norma, iniciou-se os ensaios com um período de aquecimento do motor até que fossem atingidas as condições normais de operação em termos da temperatura do óleo e da água de arrefecimento. Ao iniciar o levantamento dos dados, foi deixado o motor em regime de operação do ensaio por um minuto para após isto iniciar-se a coleta dos dados.

Optou-se por realizar todos os testes com abertura parcial da válvula borboleta em razão de representar melhor situações reais de utilização; a rotação foi fixada em 3000 rotações por minuto.

5.7 Análise de erros

Para as diversas variáveis de interesse foram realizadas diferentes análises dos erros gerados em razão dos diferentes equipamentos utilizados.

Os equipamentos que já possuíam uma definição da incerteza prescrita pela fábrica, apenas tiveram estas incertezas transcritas, as demais variáveis foram submetidas a análise pelo método de Klein e McClintock em anexo.

6 RESULTADOS

Em razão da utilização de um carburador para realização da mistura de ar e combustível, as taxas de consumo de combustível não apresentaram diferenças expressivas. Os fatores que poderiam alterar a quantidade de combustível poderiam ser a viscosidade e volatilidade destes, porém, optou-se por não realizar esta análise em razão da falta de instrumentação adequada no laboratório.

6.1 Valor do torque líquido efetivo x percentual de AEAC

A Figura 6.1 abaixo mostra a relação entre o torque líquido efetivo em N.m, já corrigido pela norma ABNT NBR ISO 1585, para as diferentes proporções de mistura dos combustíveis. Pode-se verificar que o aumento do percentual de etanol reduziu o torque medido, conforme esperado, em razão do menor poder calorífico do combustível.

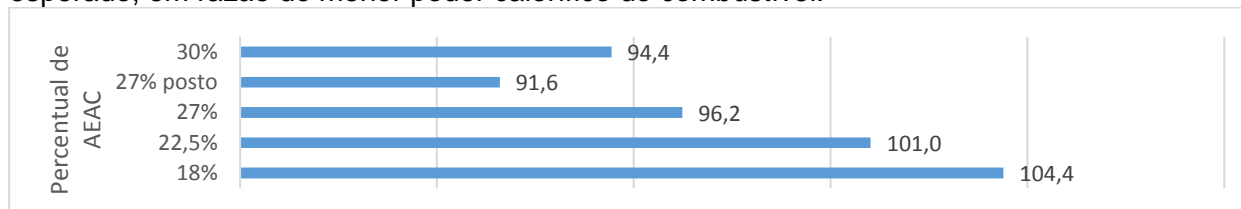


Figura 6.1: Variação do torque líquido efetivo em N.m com o percentual de mistura de AEAC. Incerteza máxima de medição de $\pm 0,7$ N.m.

Para comparação, testes realizados para plena abertura de borboleta, atingiram valores de torque líquido efetivo de aproximadamente 30% superiores.

6.2 Valor da potência líquida efetiva X percentual de AEAC

A Figura 6.2 abaixo mostra a relação entre a potência líquida efetiva em kW, já corrigida pela norma ABNT NBR ISO 1585, para as diferentes proporções de mistura dos combustíveis. Pode-se verificar que o aumento do percentual de etanol reduziu a potência gerada, conforme esperado, em razão do menor poder calorífico do combustível.

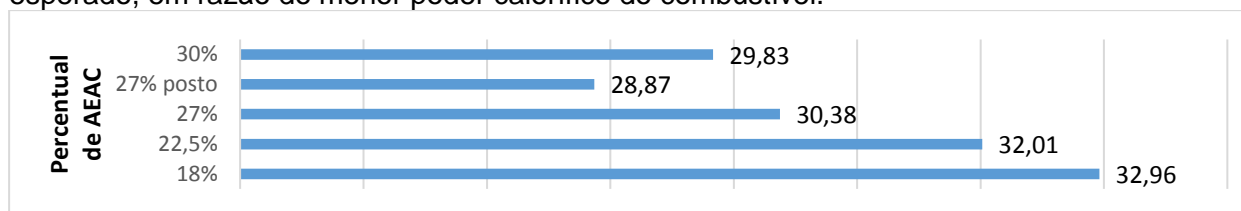


Figura 6.2: Variação da potência líquida efetiva em kW com o percentual de mistura de AEAC. Incerteza máxima de medição de $\pm 0,9\%$.

6.3 Consumo específico X percentual de AEAC

Da Figura 6.3 abaixo, verifica-se que o consumo específico, em kg/kW.h, apresentou patamares maiores para maiores concentrações de AEAC:

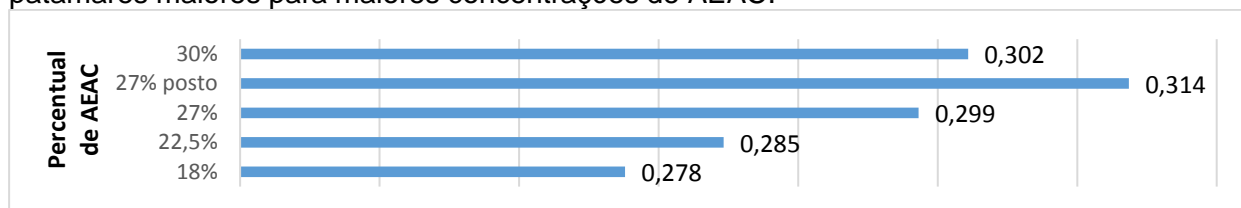


Figura 6.3: Variação do consumo específico em kg/kW.h em relação ao percentual de AEAC. Incerteza máxima de medição de $\pm 1,5\%$.

6.4 Valor de lambda X percentual de AEAC

Quanto ao valor de lambda, verifica-se a partir da Figura 6.4 que o valor aumentou para maiores percentuais de AEAC.

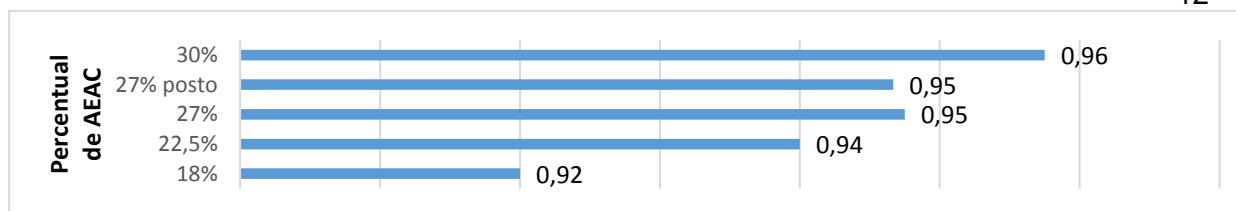


Figura 6.4: Variação do fator lambda com o percentual de mistura de AEAC. Incerteza máxima de medição de $\pm 0,01$ absoluto.

6.5 Variação do percentual de CO X percentual de AEAC

Os percentuais de monóxido de carbono apresentaram queda em relação ao aumento do etanol, conforme se verifica na Figura 6.5.

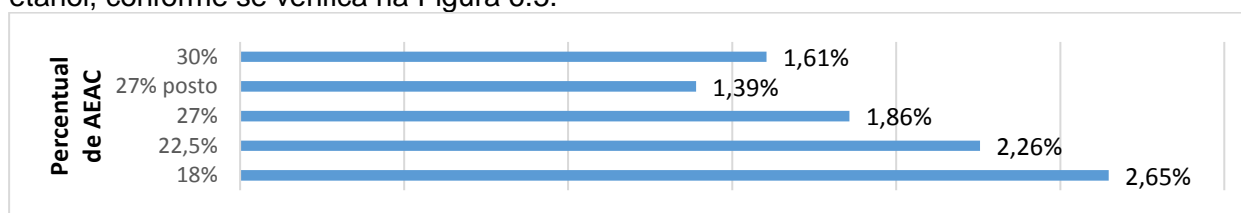


Figura 6.5: Percentual de monóxido de carbono versus percentual de AEAC. Incerteza máxima de medição de $\pm 0,06$ absoluto.

6.6 Variação do percentual de CO₂ x percentual de AEAC

Os valores de dióxido de carbono sofreram um leve aumento com o aumento do percentual de etanol, conforme Figura 6.6 abaixo.

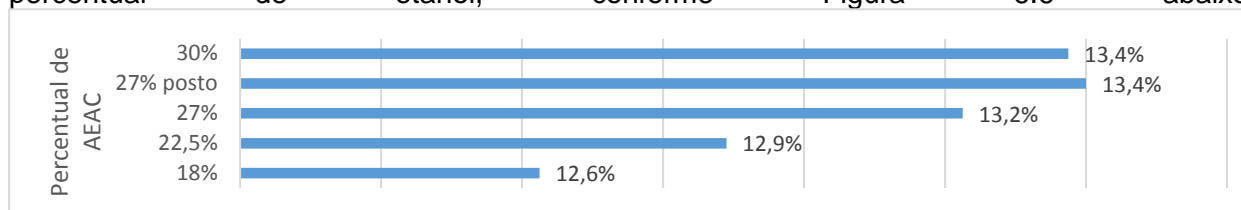


Figura 6.6: Percentual de dióxido de carbono versus percentual de AEAC. Incerteza máxima de medição de $\pm 0,06$ absoluto.

6.7 Variação da quantidade de HC X percentual de AEAC

A quantidade de hidrocarbonetos apresentou tendência de redução em relação ao aumento do percentual de AEAC, conforme Figura 6.7 abaixo.

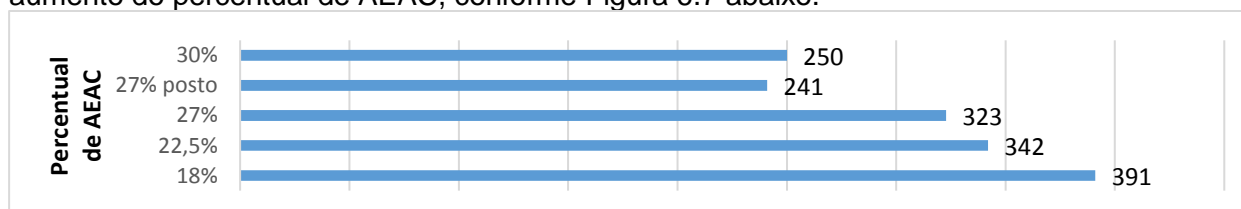


Figura 6.7: Quantidade de hidrocarbonetos em partes por milhão versus percentual de AEAC. Incerteza máxima de medição de $\pm 3,5$ ppm.

7 DISCUSSÃO

Verificou-se que o aumento do percentual de etanol reduziu o torque líquido efetivo gerado, conforme esperado, em razão do menor poder calorífico do combustível. Este resultado

não condiz com Vilanova (2007) e Petrobrás (2014) que não obtiveram diferenças significativas para este parâmetro. A provável causa de haverem resultados mais significativos neste trabalho se deve ao fato de o sistema de injeção de combustível não compensar a relação de mistura de ar e combustível, de forma a gerar uma mistura mais pobre e de menor poder calorífico para maiores percentuais de etanol. Verifica-se também que a gasolina C coletada em posto da região apresenta uma redução acentuada na potência, isto se deve tanto ao alto percentual de etanol medido quanto à provável presença de outros constituintes desconhecidos.

A redução do consumo específico para menores proporções de etanol era esperada em razão do maior poder calorífico da gasolina A e está de acordo com Vilanova (2007) e Petrobrás (2014).

O aumento do fator lambda para misturas com maior percentual de etanol era esperado e foi verificado também pela Petrobrás (2014), em razão de o etanol necessitar uma quantidade menor de oxigênio na combustão e, considerando que o fluxo de alimentação de combustível se manteve inalterado pelo fato de ser utilizado carburador, haveria uma redução na proporção ar combustível para maiores percentuais de AEAC.

A redução dos níveis de emissão de CO está de acordo com os dados obtido pela Petrobrás (2014) e se deve ao fato de o etanol necessitar de menor quantidade de oxigênio na queima e, a mistura está menos rica para maior quantidade de etanol; este monóxido de carbono é resultado da combustão incompleta da mistura ar combustível.

Ao contrário do que foi encontrado na literatura, especificamente no trabalho realizado pela Petrobrás (2014), os valores de dióxido de carbono sofreram um leve aumento com o aumento do percentual de etanol, este comportamento pode ser atribuído a uma melhora na queima do combustível, ou seja, uma combustão mais completa, que pode ser comprovada também pelo comportamento do fator lambda.

A tendência de redução de hidrocarbonetos para maiores percentuais de etanol está de acordo com os dados obtidos pela Petrobrás (2014) que verificaram redução da quantidade de HC para misturas de maiores percentuais de AEAC. Neste experimento, o que também influenciou estes resultados foi o fato de ter-se obtido misturas menos ricas para maiores teores de AEAC.

A abertura parcial da borboleta deveria ter mantido a mistura ar/combustível numa proporção mais pobre, em razão de estar numa faixa de média carga. Isto se deve à falta de equipamentos e peças para realizar a regulagem precisa do carburador, que precisa de pessoal treinado, equipamentos e estoque de orifícios calibrados para serem testados no carburador.

Os resultados obtidos na comparação entre a abertura parcial e total da válvula borboleta não puderam ser plenamente comparados em razão da falta de equipamentos que medissem adequadamente o percentual de abertura da válvula e a diferença na pressão média efetiva das duas condições. Em razão de haver um maior gasto de energia para vencer as resistências passivas de funcionamento do motor, esperar-se-ia grandes diferenças no torque líquido efetivo para diferentes aberturas da válvula.

Em razão da grande diferença no percentual de etanol presente no combustível coletado de posto em relação ao percentual obrigatório para este combustível, é necessário que o carburador seja reconfigurado para o combustível a ser utilizado, sugerindo-se o abastecimento sempre no mesmo posto, a fim de manter-se o sistema de alimentação de combustível com a configuração mais adequada em termos da razão da mistura de ar e combustível.

A principal diferença entre os motores carburados e com injeção eletrônica consiste no não ajuste da razão de mistura nos primeiros. Porém, quando há utilização de combustível diferente do original para o qual o motor foi projetado, tanto o motor carburado quanto o com gerenciamento eletrônico precisariam passar por diversos ajustes como alteração do tempo de abertura de válvulas e relação de compressão.

8 CONCLUSÃO

Este trabalho experimental foi de extrema importância para aplicação dos conhecimentos adquiridos ao longo do curso, em razão da necessidade de aplicação de conhecimentos de diversas áreas do curso de engenharia mecânica.

Pode-se concluir que o aumento do teor de AEAC à gasolina A traz redução de potência e aumento de consumo específico em um motor carburado.

Não foi possível verificar os resultados obtidos por Yüceso et al. (2006) *Apud* Vilanova (2007) que obtiveram maiores valores de torque para maiores quantidades de AEAC em razão de a mistura ar combustível, neste experimento, ser realizada por meio de um carburador que mantém fixo o fluxo volumétrico de combustível para determinada combinação de abertura de válvula borboleta e rotação. Em contrapartida, os valores de lambda aumentaram com o aumento do etanol, tornando a mistura menos rica; então caso pudesse ser corrigida e uniformizada a relação ar combustível entre os diferentes testes, seria possível a comparação dos resultados.

Para veículos dotados de carburador, o melhor combustível a ser utilizado é aquele para o qual o conjunto motor carburador foi projetado e regulado, pois a razão de ar e combustível é fixa, não sendo atualizada automaticamente de acordo com o combustível utilizado. Como forma de contornar esta situação, pode-se proceder à troca dos orifícios calibrados do carburador a fim de adequar a mistura ao combustível, de forma a obter-se uma mistura de ar e combustível mais adequada ao motor ainda que não resultando num ajuste completo do motor para o combustível desejado.

Para trabalhos futuros, sugere-se avaliar a influência de outros parâmetros do motor não analisados neste trabalho, como é o caso do ponto de ignição que é dependente da taxa de compressão e da velocidade de queima do combustível, os tempos de abertura das válvulas que influenciam na pressão interna da câmara de combustão e conseqüentemente na energia liberada pelo combustível, ajuste da taxa de compressão a fim de ser obtida a mais adequada ao combustível, reduzindo-se assim perdas com trabalho de compressão e aumento do rendimento termodinâmico do combustível.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Agência Nacional do Petróleo – ANP. Resolução ANP Nº 40 DE 25/10/2013: **“Regula as especificações das gasolinas de uso automotivo, consoante as disposições contidas no Regulamento Técnico nº 3/2013, parte integrante desta Resolução, e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos diversos agentes econômicos que comercializam o produto em todo o território nacional.”** Diário Oficial da União, Brasília, 30/10/2013.

Andrade, Giovanni S. **“Avaliação experimental da duração de combustão para diferentes combustíveis, em um motor padrão ciclo Otto ASTM-CFR”**. Dissertação de Mestrado. PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, 2007.

Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 13992: **“Veículos Gasolina Automotiva - Determinação do Teor de Etanol Anidro Combustível (EAC)”**, Rio de Janeiro, 2015.

Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR ISO1585: **“Veículos Rodoviários – Código de Ensaio de Motores – Potência Líquida Efetiva”**, Rio de Janeiro, 1996.

BRASIL. Lei Federal Nº13.033 de 24 de Setembro de 2014. **“Dispõe sobre a adição obrigatória de biodiesel ao óleo diesel comercializado com o consumidor final; altera as Leis nos 9.478, de 6 de agosto de 1997, e 8.723, de 28 de outubro de 1993; revoga dispositivos da Lei no 11.097, de 13 de janeiro de 2005; e dá outras providências”**. Brasília, DF: Congresso Nacional 2014.

CIMA – Conselho Interministerial do Açúcar e do Álcool (BRASIL). Resolução Nº 01, de 04 de Março de 2015. **Dispõe sobre a adição de álcool etílico anidro combustível à gasolina**. Diário Oficial da União, Brasília, 06/03/2015.

Giacosa, Dante. **Motores Endotérmicos**. 3.ed. Barcelona: Editorial Científico-Médica, 1986.

Heywood, J.B.; **“Internal Combustion Engine Fundamentals”**, McGraw-Hill, 1988.

Lenz, H.P.; **“Mixture Formation in Spark-Ignition Engines”** 1.ed. Springer Verlag, 1992.

Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento - MAPA. **“Mistura Carburante (Etanol Anidro - Gasolina) Cronologia”**. 2015. Disponível em http://www.agricultura.gov.br/arq_editor/file/Desenvolvimento_Sustentavel/Agroenergia/e_statisticas/acompanhamento%20producao%20sucroalcooleira/CRONOLOGIA.pdf
Acessado em 03 de abril de 2016.

Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento - MAPA. **“Fixar, a partir da zero hora do dia 16 de março de 2015, o percentual obrigatório de adição de etanol anidro combustível à gasolina”**. Portaria Nº75, de 5 de março de 2015. Diário Oficial da União. 2015.

Petrobrás. CENPES - Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. Miguez de Mello. Relatório Técnico RT DPM 008/14: **“Efeitos do E27,5 e do E30 em Veículos, Motocicletas e Motor a Gasolina”**. Rio de Janeiro, 2014.

Vilanova, Luciano C. **“Efeitos da adição do etanol hidratado no combustível e do sistema de formação da mistura no desempenho e nas emissões de um motor bicomcombustível brasileiro”**. Tese de Doutorado. PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, 2007.

Wildner, Fabiano D. **“Análise Experimental da Velocidade de Combustão em Motores de Combustão Interna”**. Tese de Doutorado. PROMEC/UFRGS, Porto Alegre, 2010.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

Bosch, R. **“Manual de Tecnologia Automotiva”**, Edgard Blücher, 2005.

Mello, Pedro Barbosa. **“Disciplina: Motores de Combustão Interna”**. 1º semestre de 2015. Notas de Aula.

ANEXO I

INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Os erros de medição são inerentes a trabalhos experimentais e necessitam de devida análise para obter-se dados confiáveis, a partir dos quais serão feitas as análises.

Os erros de medição mais comuns são erros sistemáticos provenientes da natureza dos equipamentos de medição, da forma como são coletados os dados, provenientes de efeitos ambientais e simplificações do modelo teórico utilizado e também podem surgir erros aleatoriamente durante as medições, provenientes do método de observação como de efeitos ambientais não controlados.

Para o presente trabalho, as propagações de erros das medições foram submetidas ao método de Kline e McClintock que fornece as medidas de erros a partir das derivadas parciais das variáveis envolvidas conforme Equação I.1 abaixo:

$$iR = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \times i_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \times i_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \times i_n\right)^2} \quad (I.1)$$

Onde iR é a incerteza de medição da variável de interesse R , i é a incerteza de medição para as variáveis independentes x .

Alguns erros foram obtidos diretamente da própria documentação do aparelho.

A incerteza de medição da potência líquida efetiva é dada pelas derivadas parciais da Equação I.2 em função das variáveis τ e ω , conforme Equação I.2 abaixo:

$$iP = \sqrt{(\tau \times i\omega)^2 + (\omega \times i\tau)^2} \quad (I.2)$$

Onde iP é a incerteza de medição da potência líquida efetiva em kW, $i\omega$ é a incerteza de medição da rotação em rad/s, $i\tau$ é a incerteza de medição do torque em N.m.

A incerteza de medição do consumo de combustível é dado pelas derivadas parciais da Equação I.1 em função das variáveis t e m , conforme Equação I.3 abaixo:

$$i\dot{m} = \sqrt{\left(\frac{m}{t^2} \times it\right)^2 + \left(\frac{1}{t} \times im\right)^2} \quad (I.3)$$

Onde $i\dot{m}$ é a incerteza de medição do consumo específico de combustível em g/s, m é a quantidade de combustível consumida em g e t é o tempo de medição do consumo de combustível durante o experimento.

A incerteza de medição do consumo específico de combustível é dado pelas derivadas parciais da Equação I.4 em função das variáveis P e \dot{m} , conforme eq.x abaixo:

$$iCEC = \sqrt{\left(\frac{3,6}{P} \times i\dot{m}\right)^2 + \left(\frac{3,6 \times \dot{m}}{P^2} \times iP\right)^2} \quad (I.4)$$

Onde $iCEC$ é a incerteza de medição do consumo específico de combustível em kg/kW.h, P é a potência medida em kW, iP é a incerteza de medição da potência em kW, \dot{m} é o fluxo mássico em g/s, $i\dot{m}$ é a incerteza de medição do fluxo mássico em g/s.

APÊNDICE II

Nas Figuras I e II abaixo são mostradas as instalações do laboratório de motores da UFRGS – LABMOT onde este trabalho foi realizado.



Figura I: Fotografia da instalação do motor e dinamômetro. À esquerda pode-se visualizar o dinamômetro e, à direita, o motor utilizado.



Figura II: Fotografia da sala de controle mostrando o equipamento de controle do dinamômetro e ao fundo a sala de testes onde pode-se visualizar o motor e dinamômetro.