

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

EFEITOS DA RAZÃO DE COMPRESSÃO EM MOTORES DO CICLO DE DOIS-TEMPOS
ALIMENTADOS COM DIFERENTES MISTURAS DE ETANOL E GASOLINA

por

Alexandre Caon Biondo

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, dezembro de 2019

CIP - Catalogação na Publicação

Caon Biondo, Alexandre

Efeitos da razão de compressão em motores do ciclo de dois-tempos alimentados com diferentes misturas de etanol e gasolina / Alexandre Caon Biondo. -- 2019. 23 f.

Orientador: Fernando Marcelo Pereira.

Coorientador: Macklini Dalla Nora.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2019.

1. Motores do ciclo de dois-tempos. 2. Etanol. 3. Razão de compressão. 4. Desempenho. 5. Emissões. I. Pereira, Fernando Marcelo, orient. II. Dalla Nora, Macklini, coorient. III. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Alexandre Caon Biondo

EFEITOS DA RAZÃO DE COMPRESSÃO EM MOTORES DO CICLO DE DOIS-TEMPOS
ALIMENTADOS COM DIFERENTES MISTURAS DE ETANOL E GASOLINA

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
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Coorientador: Prof. Dr. Macklini Dalla Nora

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Prof. Dr. Guilherme Henrique Fiorot

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, dezembro de 2019.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2019

EFEITOS DA RAZÃO DE COMPRESSÃO EM MOTORES DO CICLO DE DOIS-TEMPOS ALIMENTADOS COM DIFERENTES MISTURAS DE ETANOL E GASOLINA

Biondo, Alexandre Caon

alexandrecbiondo@gmail.com

Resumo. *O presente trabalho trata de um estudo experimental que investiga a influência da razão de compressão no desempenho e emissões em motores de ignição por centelha alimentados com misturas de gasolina com 0%, 27,5% e 40% de etanol. O motor estudado do ciclo Otto de dois-tempos, monocilíndrico, arrefecido a ar e lavagem do tipo Schnuerle com compressão via cárter foi testado em uma bancada dinamométrica variando a rotação de 5000 rpm a 12000 rpm. Quatro razões de compressão foram investigadas: 8,7:1; 10,4:1; 11,8:1 e 13,3:1. Os parâmetros avaliados foram potência útil, consumo específico de combustível e emissões de CO, CO₂, HC e NO_x. Os resultados mostram que o aumento da razão de compressão efetiva melhora o desempenho e reduz as emissões para os combustíveis testados em todo o intervalo de medição.*

Palavras-chave: Razão de compressão, etanol, emissões

Abstract. *The present work is an experimental study that investigates the influence of the compression ratio on performance and emissions in spark ignition engines powered by gasoline blends with 0%, 27,5% and 40% ethanol. The two-stroke Otto cycle, one cylinder, air-cooled and Schnuerle scavenging with crankcase compression was tested on a dynamometer bench varying the speed range from 5000 rpm to 12000 rpm. Four effective compression ratios were investigated: 8,7:1; 10,4:1; 11,8:1 and 13,3:1. The parameters evaluated were brake power, specific fuel consumption and CO, CO₂, HC and NO_x emissions. The results show that the increase in the effective compression ratio improves performance and reduces emissions for fuels tested through the measurement range.*

Keywords: Compression ratio, ethanol, emissions

1. INTRODUÇÃO

A emissão de gases do efeito estufa (GEE) e suas consequências no clima do nosso planeta têm tomado cada vez mais espaço nas discussões da população mundial. Visando um desenvolvimento mais sustentável, os governos têm criado legislações mais restritivas que obrigam o desenvolvimento de motores à combustão com menores níveis de emissões de gases. Uma das maneiras mais simples de se aumentar a eficiência de motores à combustão interna é aumentando a sua razão de compressão. No entanto, este aumento é limitado devido a características do combustível que levam a fenômenos danosos ao motor, como detonação e pré-ignição. Sendo assim, existe a demanda de desenvolvimento de novos combustíveis com uma elevada resistência à detonação. Tal característica pode ser alcançada de diversas formas, porém o custo destes combustíveis tem um fator importante no seu desenvolvimento uma vez que pode acarretar a alteração do combustível da frota de diversos países e aditivos para aumentar a resistência a detonação da gasolina normalmente têm um custo elevado, como, por exemplo, o metil-t-butil-éter. Uma das possíveis soluções para este problema seria a

utilização do etanol puro ou misturas de etanol com gasolina. Comparado à gasolina o etanol possui uma maior resistência à detonação e pode ser produzido com um menor custo do que os aditivos acima mencionados. Neste cenário, misturas de etanol e gasolina são altamente competitivas, devido ao potencial de aumento de eficiência e diminuição de emissões que o etanol é capaz de proporcionar.

Os efeitos do aumento da razão de compressão no consumo de combustível e na potência foram estudados por Motoyama *et. al.*, 1993, em motores dois tempos arrefecidos a ar. Foi constatado que o consumo de combustível pode ser reduzido de 1-3% para cada unidade de aumento na razão de compressão. A potência também demonstrou aumentos, porém a razão de compressão máxima é limitada devido à detonação e aumento da carga térmica.

Chansauria *et. al.*, 2017, avaliaram o efeito de misturas etanol-gasolina em motores de ignição por centelha. Foi identificado que o aumento da porcentagem de etanol (0-60%) na mistura é diretamente proporcional à razão de compressão aplicável sem observar fenômenos de detonação no motor. Além disso, foi observado que, conforme a razão de compressão e a rotação do motor são aumentadas, o torque útil produzido pelo motor também aumenta.

Ghazikhani *et. al.*, 2014, estudaram o efeito de misturas gasolina-etanol no desempenho e emissões de um motor do ciclo de dois-tempos com ignição por centelha e em diferentes condições de velocidade e carga. Os resultados apontaram que, para a maior parte dos casos, quando utilizado etanol na mistura, ocorrem reduções significativas na emissão de CO e hidrocarbonetos não queimados. Além disso, foi identificada uma melhoria na eficiência de lavagem e na razão de entrega do motor quando utilizavam essas mesmas misturas, sob as mesmas condições de velocidade e carga.

Celik, 2017, utilizou etanol como combustível em altas razões de compressão a fim de melhorar o desempenho e reduzir as emissões em pequenos motores do ciclo de quatro-tempos com baixa eficiência. Inicialmente, com a razão de compressão original, foram testados combustíveis com diferentes concentrações de etanol (E0, E25, E50, E75 e E100). A partir dos resultados destes testes, foi constatado que, em questão de potência e emissão de hidrocarbonetos, o combustível mais adequado é o E50. Em seguida, com E0 e E50, foram testadas diferentes razões de compressão. Os testes com E0 não puderam ser realizados para altas razões de compressão devido à intensidade de fenômenos de combustão anômala, nocivos ao motor. Tais fenômenos não ocorreram quando o motor operava com E50, podendo ser observado um aumento na potência, reduções no consumo específico e emissões.

O presente trabalho traz um estudo experimental que investiga a influência da razão de compressão no desempenho e emissões em motores de ignição por centelha alimentados com misturas de gasolina e etanol. O motor estudado é do ciclo Otto de dois-tempos, monocilíndrico, arrefecido a ar, ignição por centelha e lavagem do tipo Schnuerle com compressão via cárter. A fim de variar a razão de compressão do motor, amostras de cilindros com diferentes volumes da câmara de combustão foram fabricadas para o estudo. Os combustíveis utilizados durante os testes possuíam proporções de 0% (E0), 27,5% (E27) e 40% (E40) de etanol.

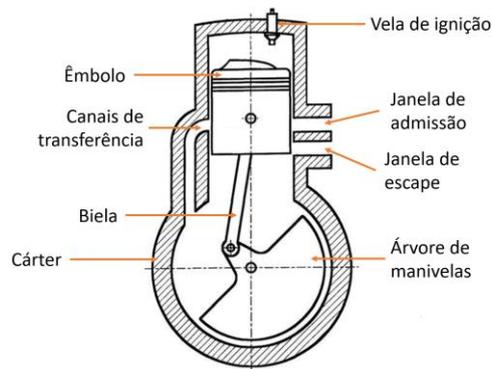
2. FUNDAMENTAÇÃO

2.1. Motor de combustão interna do ciclo de dois tempos

Motores a combustão interna são utilizados para produzir trabalho mecânico a partir da energia química contida em combustíveis. A fase de produção de potência do ciclo de operação de um motor tem começo dentro do cilindro com o processo de compressão da mistura ar-combustível. Após a compressão inicia-se a queima desta mistura, com a consequente liberação da energia química contida no combustível e a geração de produtos de combustão à elevada temperatura, o que aumenta a pressão dentro do cilindro. Os gases queimados se expandem dentro do cilindro, realizando trabalho sobre o êmbolo. Desta forma, como o motor é operado continuamente, potência mecânica é produzida.

Grande parte dos motores à combustão interna transformam, através da biela, o movimento alternativo do êmbolo em movimento rotacional na árvore de manivelas. Existem dois ciclos de operação que são comumente utilizados: o de dois-tempos e o de quatro-tempos. Ambos os ciclos se baseiam no princípio de funcionamento descrito anteriormente, porém se diferenciam no processo de troca gasosa. Em um motor do ciclo de dois-tempos, tanto os processos de admissão da mistura ar-combustível fresca no cárter e de compressão, quanto os processos de lavagem e escape ocorrem simultaneamente. Já para motores do ciclo de quatro-tempos cada um destes processos ocorre em um momento distinto dentro do ciclo. Sendo assim, enquanto um motor do ciclo de dois-tempos tem seu ciclo completo com uma revolução da árvore de manivelas (360°), o motor do ciclo de quatro-tempos tem o seu ciclo completo com duas revoluções da árvore de manivelas (720°). Via de regra, os maiores (~ 30.000 MW) e menores (~ 15 W) motores à êmbolo no mundo usam o ciclo de dois-tempos (Heywood e Sher, 1999). Na Figura 1 é possível observar a geometria êmbolo-cilindro de motor de combustão interna do ciclo de dois-tempos.

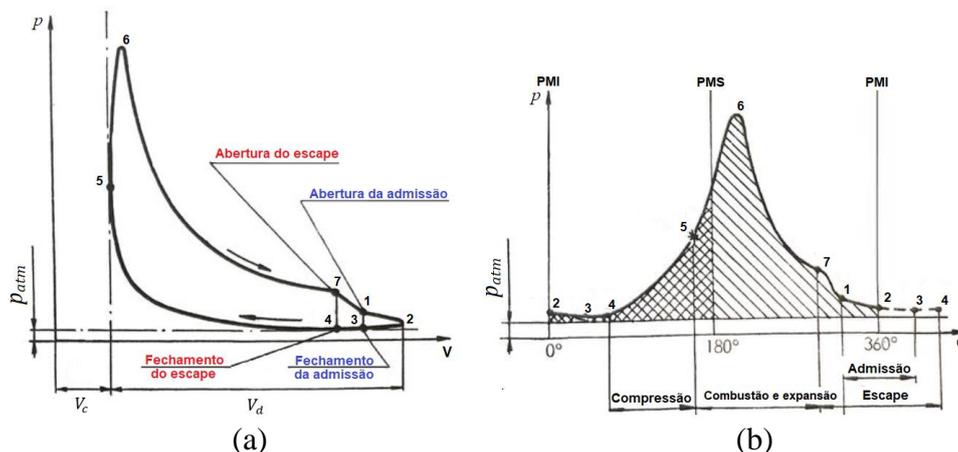
Figura 1 – Motor à combustão interna do ciclo de dois-tempos com alimentação via cárter. (adaptado de Heywood e Sher, 1999)



2.2. Combustão em motores do ciclo de dois tempos e ignição por centelha

A Figura 2 representa um diagrama de pressão indicada típico de motores do ciclo de dois-tempos, sendo (a) em relação ao volume do cilindro e (b) em relação ao ângulo da árvore de manivelas. Nestes diagramas estão numerados os instantes em que se iniciam cada uma das fases do ciclo de dois-tempos.

Figura 2 – (a) Ciclo indicado de um motor do ciclo de dois-tempos. (b) Diagrama de pressão de um motor do ciclo de dois-tempos. (adaptado de Giacosa, 1980)



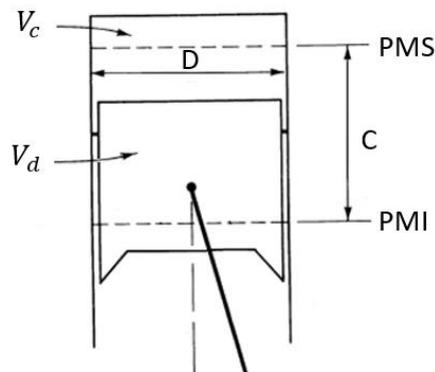
De acordo com Blair, 1996, os motores de combustão interna do ciclo de dois-tempos de construção mais simples operam com abertura e fechamento de janelas controladas pelo êmbolo. Desta forma, a posição do êmbolo ao longo do ciclo determina o momento de abertura ou fechamento de cada janela. No instante 1, ocorre abertura da janela de admissão do cárter e a mistura de ar-combustível fresca é admitida pelo motor. Por não possuir tempos específicos para a admissão e o escape, um motor do ciclo de dois-tempos comumente utiliza o cárter em conjunto com a parte inferior do êmbolo como uma bomba. Sendo assim, a mistura é comprimida e direcionada através dos canais de transferência para a câmara de combustão. No instante 2, o êmbolo atinge o ponto morto inferior (PMI) e no instante 3 a janela de admissão para o cárter é fechada. No instante 4, após o fechamento da janela de escape, inicia-se a fase de compressão e no instante 5 ocorre a centelha, dando início a combustão. Simultaneamente a janela de admissão para o cárter é aberta e uma nova mistura ar-combustível é admitida pelo motor. No instante 6, além de iniciar a fase de expansão, e consequentemente o trabalho positivo do motor, a janela de admissão para o cárter se fecha. No instante 7, primeiramente ocorre a abertura da janela de escape dando início ao processo de retirada dos gases queimados da câmara de combustão. Logo em seguida os canais de transferência abrem-se para a câmara de combustão. Assim, a mistura de ar-combustível fresca auxilia na lavagem de parte dos gases queimados do ciclo anterior expelindo-os pela janela de escape. No entanto, durante este processo, uma parcela da mistura ar-combustível fresca sai diretamente pela janela do escape e parte dos gases queimados do ciclo anterior permanecem no interior da câmara de combustão.

Sob condições normais de operação, em um motor de ignição por centelha a combustão se inicia com uma descarga elétrica formada entre os eletrodos da vela de ignição. Este processo origina uma chama que cresce e progressivamente interage com o campo de fluido turbulento conforme ela se propaga pela câmara de combustão. A turbulência aumenta a velocidade de chama para valores (~5 m/s) bem acima dos valores laminares (~0,7 m/s) e distorce a chama significativamente. A chama aumenta ainda mais a sua velocidade e se propaga neste meio com misturas de ar, combustível e gases queimados até atingir as paredes da câmara de combustão, onde então é extinguida (Heywood, 1988).

2.3. Razão de compressão

Parâmetros geométricos básicos de um motor alternativo podem ser visualizados na Figura 3.

Figura 3 – Geometria de um motor alternativo. (adaptado de Heywood e Sher, 1999)



O volume deslocado (V_d) é o volume varrido pelo êmbolo durante seu deslocamento entre o ponto morto inferior (PMI) e o ponto morto superior (PMS). O valor do volume deslocado por cilindro é dado por:

$$V_d = \frac{\pi D^2 C}{4} \quad (1)$$

onde D é o diâmetro do cilindro e C é o curso do êmbolo.

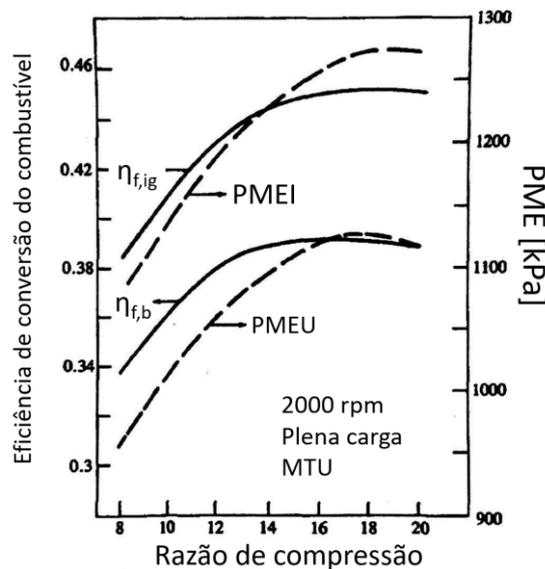
O volume da câmara de combustão (V_c) é o volume compreendido entre as paredes do cilindro, o domo da câmara de combustão e a coroa do êmbolo no PMS.

A razão de compressão geométrica nada mais é que uma relação entre o volume total do cilindro e o volume da câmara de combustão, definida da seguinte forma:

$$RC = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2)$$

A Figura 4 mostra que, com o aumento da razão de compressão, a eficiência de conversão do combustível útil ($\eta_{f,b}$) e indicada ($\eta_{f,ig}$), bem como a pressão média efetiva útil e indicada (PMEU e PMEI) também aumentam. Sendo os valores indicados aqueles que não levam em consideração a eficiência do motor e os valores úteis aqueles que levam em consideração a eficiência do motor. O motor de combustão interna da Figura 4 foi avaliado sob rotação constante de 2000 rpm, em regime de plena carga e calibrado para máximo torque útil (Heywood, 1988).

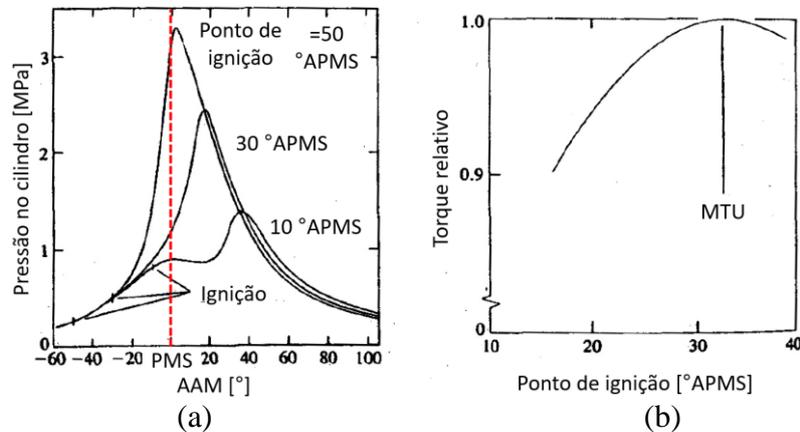
Figura 4: Efeito da razão de compressão sobre PMEI, PMEU, $\eta_{f,b}$ e $\eta_{f,ig}$ (Heywood, 1988, adaptado).



2.3 Ponto de ignição

O ponto de ignição é o instante do ciclo em que a centelha é dada, iniciando o processo de combustão. Os processos de desenvolvimento e propagação da chama têm duração aproximada de 30 graus de ângulo da árvore de manivelas (AAM). Este se inicia antes do fim da fase de compressão, continua através da parte inicial da fase de expansão e termina após o ponto do ciclo em que ocorre a máxima pressão no cilindro. A fim de se maximizar o torque, o evento da combustão deve ser localizado devidamente em relação ao ponto morto superior do motor. O gráfico pressão no cilindro pelo ângulo da árvore de manivelas, ilustrado na Figura 5(a), permite-nos entender como o torque gerado pelo motor, em uma dada rotação e condição de admissão, varia conforme é alterado o ponto de ignição em relação ao ponto morto superior. A Figura 5(b) ilustra o efeito da alteração do ponto de ignição no torque para um motor típico de ignição por centelha, operando em regime de plena carga e razão da mistura ar-combustível constante.

Figura 5 - (a) Pressão no cilindro versus ângulo da árvore de manivelas para ponto de ignição sobre-avançado (50° APMS), MTU (30° APMS) e ponto de ignição retardado (10° APMS). (b) Efeito do ponto de ignição no torque à velocidade e razão ar-combustível constantes, sob plena carga (Heywood, 1988, adaptado).



Se o processo de combustão é atrasado progressivamente em relação ao PMS o pico de pressão no cilindro diminui e ocorre mais tarde no ciclo. Sendo assim, o trabalho produzido durante a fase de expansão diminui, portanto menor é o torque gerado pelo motor. Se o processo de combustão é adiantando progressivamente em relação ao ponto morto superior, tanto o trabalho necessário para comprimir a mistura contida no cilindro durante a fase de compressão quanto as perdas de calor dos gases queimados aumentam. Existe um ponto de ignição mínimo no qual o trabalho gerado pelo motor será máximo. O máximo torque útil (MTU) e o mínimo consumo específico de combustível são atingidos neste ponto.

A configuração de ótimo ponto de ignição dependerá da taxa de desenvolvimento e propagação da chama, do comprimento do caminho da chama dentro da câmara de combustão e dos detalhes do processo de extinção da chama depois dela atingir a parede do cilindro. Estes aspectos dependem das condições de operação e projeto do motor, das propriedades do combustível, ar e mistura dos gases queimados (Heywood, 1988).

2.5. Efeitos do etanol no desempenho do motor

O aumento de eficiência de um motor a combustão interna através do aumento da razão de compressão é limitado devido a condições mecânicas, térmicas e químicas. Nesta última, podem ser citados fenômenos de combustão anormal, como a detonação, os quais podem causar danos severos ao motor. O índice de octanos indica a resistência à detonação dos combustíveis. De forma geral, quanto maior for o número de octanos de um combustível, mais resistente este é à detonação.

O índice de octanos de um combustível é a média de dois métodos de medição o RON (*Research octane rating*) e MON (*Motor octane rating*), os quais se diferenciam primariamente pelas condições de operação. Para se determinar o RON, o combustível é testado com o motor operando em condições de lenta com uma baixa temperatura do ar e baixas rotações. Já para se determinar o MON, o combustível é testado em condições de plena carga e altas rotações. (U.S. Energy Information Administration, 2018).

Owen *et. al.*, 1995, apontou que o maior índice de octanos do etanol é uma das suas maiores vantagens em relação à gasolina, permitindo o uso de maiores RC. A presença de hidroxila (OH) na sua molécula favorece o processo de combustão, provocando um efeito de empobrecimento da mistura ar-combustível e, conseqüentemente, reduzindo as emissões. Além disso, o maior calor latente de vaporização a altas temperaturas, aliado a uma maior velocidade de chama, permitem o aumento da eficiência de conversão do combustível. Ainda, a combustão do etanol gera produtos com

maior volume, aumentando o pico de pressão no cilindro e, logo, o trabalho realizado pelo êmbolo. No entanto, seu menor poder calorífico resulta em um aumento no consumo específico de combustível, portanto, uma maior massa de combustível é requerida por unidade de potência. Partida à frio também se torna um problema devido à baixa pressão de vapor do etanol.

A partir das propriedades do E0 e E100 descritas por Heywood, 1988, realizou-se a interpolação linear dos respectivos valores para E27 e E40. As propriedades mais relevantes para cada combustível estão colocadas na Tabela 1. Sendo: E0 o combustível composto por 100% de gasolina; E27 o combustível composto por uma mistura de 72,5% de gasolina e 27,5% de etanol; E40 o combustível composto por uma mistura de 60% de gasolina e 40% de etanol; E100 o combustível composto por 100% de etanol. Além disso, o efeito da variação da concentração de etanol do combustível na temperatura de chama adiabática pode ser encontrado no Apêndice A.

Tabela 1 – Propriedades dos combustíveis (Heywood, 1988).

Propriedade do combustível	E0	E27*	E40*	E100
Massa molecular	110,00	92,74	84,43	46,07
Fração mássica de carbono	0,842	0,755	0,714	0,521
Fração mássica de hidrogênio	0,158	0,150	0,147	0,130
Fração mássica de oxigênio	0,000	0,094	0,140	0,349
Calor latente de vaporização [kJ/kg]	350	482	546	840
Calor específico de vaporização [kJ/kg.K]	1,70	1,76	1,79	1,93
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	44,0	39,4	37,2	26,9
Poder calorífico superior [MJ/kg]	47,3	42,5	40,3	29,7
Razão de mistura ar-combustível estequiométrica	14,60	13,09	12,36	9,00
RON	91-99	-	-	107
MON	82-89	-	-	89

*interpolação linear

3. METODOLOGIA

3.1. Motor estudado

As especificações do motor de teste estão detalhadas na Tabela 2. O motor utiliza um carburador como sistema de alimentação de combustível. A lubrificação, como em grande parte dos motores de combustão interna do ciclo de dois-tempos, é realizada através de uma mistura de combustível e óleo lubrificante, os quais posteriormente são atomizados no ar e admitidos pelo motor. A proporção utilizada foi de 50 partes de combustível para 1 parte de óleo lubrificante.

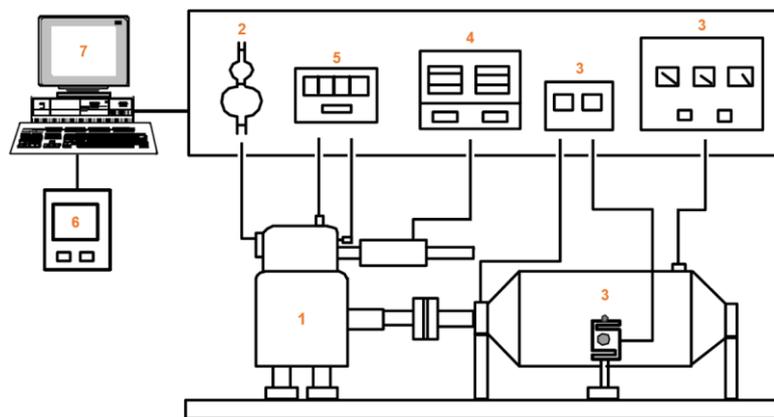
Tabela 2 – Especificações do motor estudado.

Tipo de motor	Otto de dois-tempos, arrefecido a ar, monocilíndrico
Sistema de ignição	Por centelha e magneto
Sistema de lavagem	Schnuerle com compressão via cárter
Diâmetro e curso	56 x 37 mm
Volume de deslocamento	91,1 cm ³
Razão de compressão	8,7:1; 10,4:1(nominal); 11,8:1 e 13,3:1
Ponto de ignição	29° APMS
Abertura da janela de escape	97° DPMS
Abertura das janelas de transferência	124° DPMS

3.2. Bancada de teste

Um esquema da bancada de teste utilizada para os experimentos pode ser observado na Figura 6. O sistema de controle da bancada permitia a aquisição, visualização e processamento de dados em tempo real. O sistema de alimentação de combustível do motor foi conectado a um tanque externo, o qual tinha sua vazão medida por um medidor de vazão do tipo Coriolis modelo CMFS007M, fabricado pela Emerson, com precisão de $\pm 0,1\%$ para vazão mássica e de $\pm 0,002 \text{ g/cm}^3$ para densidade. Por sua vez, através de um acoplamento elástico, o motor foi conectado a um freio dinamométrico de correntes parasitas modelo 2WB65 da fabricante Magtrol. O freio dinamométrico permitia a medição e o controle da rotação na escala de 0-30000 rpm, bem como a medição de 0-20 Nm de torque de frenagem com uma exatidão de $\pm 0,3\%$. Para possibilitar a amostragem de emissões de oxigênio (O_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), hidrocarbonetos não-queimados (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x), uma sonda foi conectada ao silenciador do motor por onde eram filtradas e bombeadas continuamente, por um *pre-sampler*, para um analisador de gases, onde eram medidas as concentrações dos gases presentes nas emissões. O analisador de gases modelo MEXA 7100D, da marca HORIBA, é composto pelos seguintes módulos, todos com uma repetibilidade de $\pm 0,5\%$ da escala de medição: AIA-723 para análise de CO e CO_2 na escala de 0-20 Vol%; CLA-756 para análise de NO_x na escala de 0-150 ppm; FIA-726 para análise de HC na escala de 0-30000 ppm; MPA-720 para análise de O_2 na escala de 0-10 Vol%. A fim de possibilitar a medição de temperaturas, termopares do tipo J foram posicionados no assentamento da vela e acima da janela de escape, perto da pista do cilindro. A bancada de teste também contava com uma estação meteorológica modelo HC2-IC fabricada pela Rotronic para medição da temperatura ambiente, na escala de -100 a 200°C com uma exatidão de $\pm 0,1^\circ\text{C}$, e a umidade relativa do ar, na escala de 0-100%UR com uma exatidão de $\pm 0,8\%$ UR. Por fim, a pressão ambiente era medida na escala de 10^5 - $6,9 \cdot 10^7 \text{ Pa}$ com uma exatidão de $\pm 0,1\%$ por um sensor de pressão modelo 4700 fabricado pela Gems sensores e controladores (ANDREAS STIHL AG & Co.KG, 2005).

Figura 6 – Diagrama de blocos da bancada de teste.



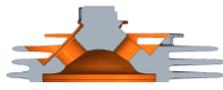
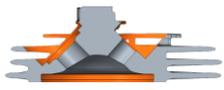
1-Motor 2- Medidor de vazão de combustível 3- Dinamômetro 4- Analisador de gases
5- Indicadores de temperatura 6- Estação meteorológica 7- Controlador da bancada de teste

3.3. Variação da razão de compressão

A fim de avaliar o efeito na eficiência do motor, foram criadas variantes de teste para as quatro RC: 8,7:1; 10,4:1(nominal); 11,8:1 e 13,3:1. Tendo definido as RC a serem testadas calcularam-se os volumes necessários para se alcançar os valores desejados. A partir disso, com o auxílio de ferramentas de desenho assistido por computador (DAC), foi alterada a geometria do domo da câmara de combustão e, conseqüentemente, do seu volume. É importante ressaltar que, visando minimizar

efeitos secundários ao teste, as modificações na geometria da câmara de combustão foram realizadas buscando-se não alterar ou manter proporcionais dimensões que têm grande efeito no escoamento dos fluidos dentro do motor e, conseqüentemente, na eficiência da combustão como, por exemplo, o amassamento da câmara de combustão. A geometria das câmaras de combustão, bem como seus respectivos volumes podem ser visualizados na Tabela 3.

Tabela 3 – Variantes de RC.

RC	8,7:1	10,4:1 (nominal)	11,8:1	13,3:1
Geometria				
Volume [cm ³]	14,95	11,91	8,46	7,39

3.4. Procedimento de teste

A fim de selecionar cilindros com condições próximas às desejadas, durante a produção das amostras 10 cilindros de cada variante de RC foram segregadas e tiveram suas cotas funcionais medidas em uma máquina de medição tridimensional. Após a inspeção, selecionaram-se as 3 amostras de cada variante com o dimensional o mais próximo do nominal para serem testadas. Além disso, também foram medidos, em uma máquina de medição tridimensional, os êmbolos. Dessa forma, foi possível ajustar a folga entre os diâmetros do cilindro e do êmbolo o mais próximo possível da nominal.

O motor foi instrumentado e montado na bancada de teste como visto na seção 3.2. Os parâmetros e especificações do teste se encontram na Tabela 4. Para a realização do teste foram utilizadas 4 máquinas para serem montadas as amostras de cilindro selecionadas. Além disso, antes de iniciarem os testes dinâmicos, foi realizada a verificação de estanqueidade do motor. A fim de eliminar a variabilidade associada ao processo de montagem do motor e de acoplamento dele no freio dinâmico, os testes para os diferentes combustíveis foram realizados em sequência. Ou seja, para uma amostra de cilindro, as trocas de combustível foram realizadas somente trocando a mangueira que conecta o motor ao reservatório externo. Ao final dos testes de uma amostra, o cilindro, o êmbolo, o pino do êmbolo e juntas eram desmontados e substituídos. Para reduzir a influência dos outros componentes da máquina no teste, para mesma variante de RC, ao menos uma das amostras de cilindros foi testada em uma máquina diferente.

Tabela 4 – Parâmetros de teste.

Parâmetro	Especificação	Tolerância
Combustível	E0, E27 e E40	-
Rotação	5000 rpm a 12000 rpm	±10 rpm
Intervalo de medição	500 rpm	±10 rpm
Temperatura ambiente	25°C	±5°C
Pressão atmosférica	101205 Pa	± 3750 Pa
Ciclo de amaciamento	85s com carga a 10000 rpm + 15 s em lenta durante 3 h	-
Excesso de ar	0,76	±0,01
Contrapressão no silenciador	50 mbar	±10 mbar
Vazão da amostra de emissões	12 L/min	-
Tempo de estabilização e medição	30 s + 30 s	-

3.5. Tratamento de dados

A fim de ajustar a variabilidade das condições ambientes e trazer os dados medidos para a mesma base de comparação, as medições de potência útil e, conseqüentemente, o CEC foram reduzidas pelo fator especificado pela DIN 700020.

$$\text{Red} = \frac{p_{ref}}{p} \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}} \quad (4)$$

onde Red é o fator de redução, p_{ref} é a pressão atmosférica de referência igual a $1,013.10^8$ Pa, T_{ref} é a temperatura ambiente de referência igual a 20°C , p é a pressão atmosférica medida e T é a temperatura ambiente medida.

A fim de garantir o sigilo das informações obtidas, os parâmetros apresentados tiveram seus valores normalizados da seguinte forma:

$$G_N = \frac{G}{G_{max}} \quad (5)$$

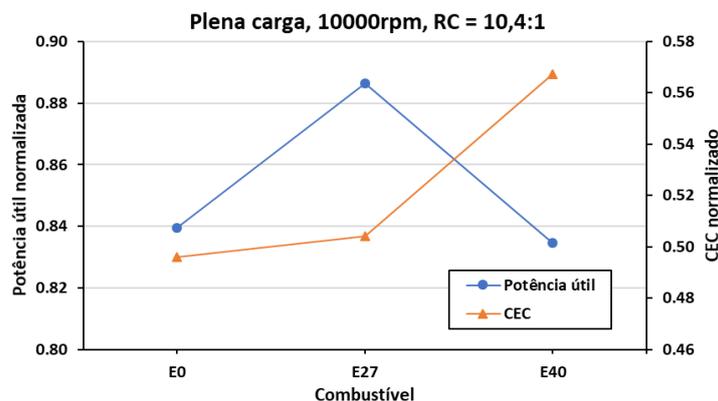
onde representa G_N a grandeza normalizada, G a grandeza em questão e G_{max} o valor máximo obtido experimentalmente desta grandeza.

4. RESULTADOS

4.1. O efeito de diferentes combustíveis no desempenho do motor

A Figura 7 mostra o efeito de diferentes combustíveis sobre a potência útil e consumo específico de combustível (CEC) do motor em condições de plena carga, a 10000 rpm e RC igual a 10,4:1.

Figura 7 – O efeito de diferentes combustíveis na potência útil e CEC.



Quando comparado com E0, o E27 apresenta um aumento de 5,59% na potência útil. O calor latente de vaporização do etanol é mais alto que o da gasolina, podendo reduzir a temperatura da mistura fresca de ar-combustível e aumentar a sua densidade e, conseqüentemente, aumentar a eficiência de carregamento do motor. Considerando-se as incertezas de medições, não foi possível verificar alterações significativas de potência útil do motor quando operando com E40 e com E0. Este comportamento pode ser justificado pelas alterações nas propriedades químicas do combustível causadas pela maior quantidade de etanol na mistura, as quais têm impacto direto no fenômeno de

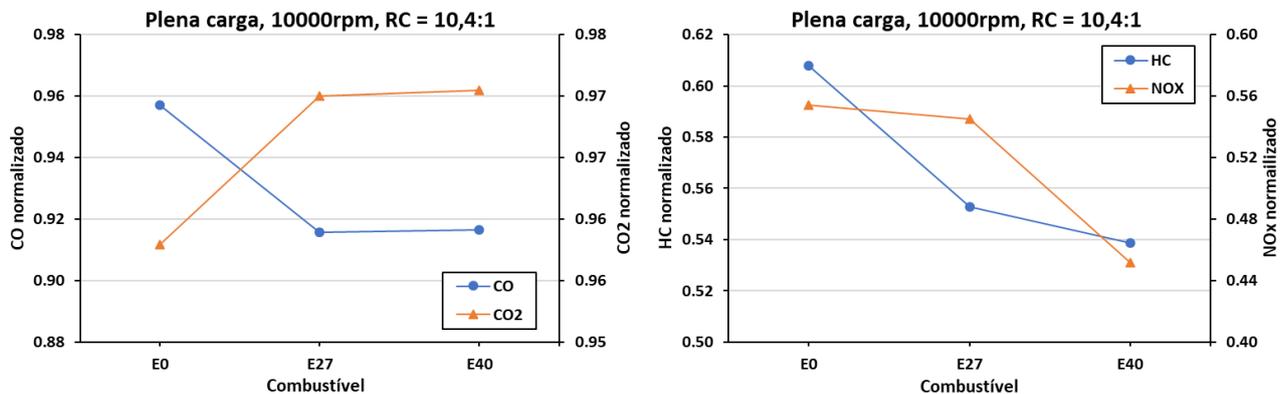
combustão. Como já visto, o evento da combustão deve ser localizado devidamente em relação ao PMS do motor, assim o pico de pressão interna no cilindro aumenta e conseqüentemente a potência aumenta. Visto que o avanço de ignição não foi alterado do nominal e as características de combustão foram modificadas pelo combustível, o ponto de ignição se afastou demasiadamente do MTU ocasionando perdas no desempenho do motor.

Devido ao fato de o poder calorífico inferior do etanol ser menor que o da gasolina, uma massa maior de combustível é requerida por unidade de potência gerada. Portanto, o CEC aumenta conforme o aumento do teor de etanol na mistura do combustível. Comparado a E0, aumentos de 1,66% e 14,37% foram observados para E27 e E40 respectivamente.

4.2. O efeito de diferentes combustíveis nas emissões do motor

A Figura 8 mostra o efeito de diferentes combustíveis nas emissões de CO, CO₂, HC e NO_x em condições de plena carga, a 10000 rpm e RC igual a 10,4:1.

Figura 8 – O efeito de diferentes combustíveis em emissões de CO, CO₂, HC e NO_x.



A presença de oxigênio na cadeia molecular do etanol pode tornar o processo de combustão mais eficiente. Conseqüentemente, os níveis de CO nos gases de exaustão tendem a diminuir, pois este é um produto da combustão incompleta do combustível. Comparados a E0, pode-se observar uma redução na concentração de CO de 4,32% para E27 e de 4,24% para E40. De maneira oposta, os níveis de CO₂ nos gases de exaustão tendem a aumentar, pois este é produto da combustão completa do combustível. Entretanto, comparado a E0, não foi possível observar um aumento significativo na concentração de CO₂ para E27 e E40, representando ganhos um pouco maiores que 1%.

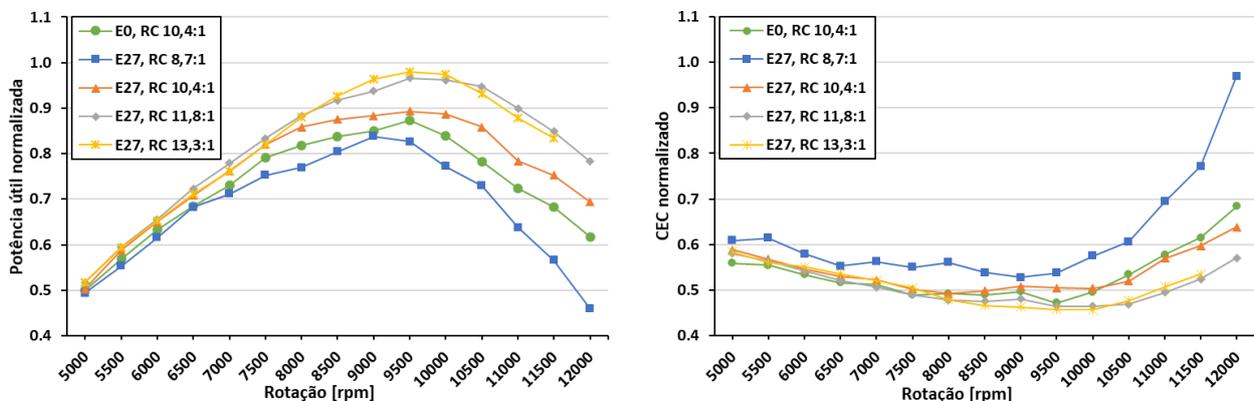
A combustão mais eficiente, proporcionada pela presença de oxigênio na cadeia molecular do etanol, também pode acarretar a redução da emissão de HC. Comparados a E0, é possível observar uma redução na emissão de HC de 9,01% e de 11,34% para E27 e E40, respectivamente. A produção de NO_x está exponencialmente relacionada com a temperatura dos gases de combustão. Quanto maior a temperatura, maior a taxa de produção de NO_x. Pressões internas no cilindro mais altas resultam em um maior pico de temperatura dos gases queimados e, conseqüentemente, uma maior taxa de produção de NO_x. Pressões internas no cilindro menores resultam em um menor pico de temperatura dos gases queimados e, conseqüentemente, uma menor taxa de produção de NO_x. Assim, os níveis de emissões de NO_x decrescem à medida que o ponto de ignição é atrasado em relação ao MTU e se aproxima do PMS. (Heywood, 1988). Como a variação da temperatura de chama adiabática entre os combustíveis testados é irrelevante ao processo, portanto o elevado calor latente de vaporização do etanol aliado ao avanço de ignição nominal do motor, pequeno para este caso, faz com que a temperatura dos gases de combustão diminua, ocasionando uma redução nas emissões de NO_x de 1,7% para E27 e de 18,54% para E40 quando comparados com E0.

4.3. O efeito da variação da razão de compressão com E27

A Figura 9 mostra o efeito do E27 na potência útil e CEC para diferentes RC. Para a RC nominal do motor (10,4:1) foi possível observar um aumento médio de 5,32% na potência útil alterando o combustível de E0 para E27. Altas RC acarretam o aumento da pressão interna do cilindro que, por sua vez, aumenta o trabalho realizado sobre o êmbolo e, conseqüentemente, eleva a potência. As RC de 11,5:1 e 13,3:1 obtiveram um aumento de potência útil em relação a RC de 10,4:1 operando com E0 e produziram uma potência útil similar em todo o intervalo de rotação estudado. O maior pico de potência útil gerado pode ser observado para a RC de 13,3:1, representando um aumento de 12,22% em relação ao pico da RC de 10,4:1 operando com E0. No entanto, a RC de 11,8:1 obteve um ganho médio de potência de 11,92% em relação a RC de 10,4:1 operando com E0, 1,58% maior que o ganho médio obtido para RC de 13,3:1. Por fim, devido à diminuição da RC, a RC de 8,7:1 apresentou uma redução de 6,73% na potência útil comparado com RC de 10,4:1 operando com E0.

Além disso, pode-se observar que o CEC diminuiu com o aumento da RC devido ao aumento de eficiência de conversão. O menor CEC pode ser observado para a RC de 13,3:1 a 10000 rpm, representando uma redução de 5,36% comparado como menor valor para RC de 10,4:1 operando com E0. Já o maior CEC pode ser observado para a RC de 8,7:1 a 12000 rpm, representando um aumento de 42,77% comparado com o maior valor para RC de 10,4:1 operando com E0. Apesar da RC de 13,3:1 apresentar o menor consumo de combustível, a RC de 11,8:1 obteve uma redução média no CEC de 4,53% em relação a RC de 10,4:1 operando com E0, 1,41% maior que a redução média obtida para RC de 13,3:1.

Figura 9 – Efeito do E27 na potência útil e CEC para diferentes RC.



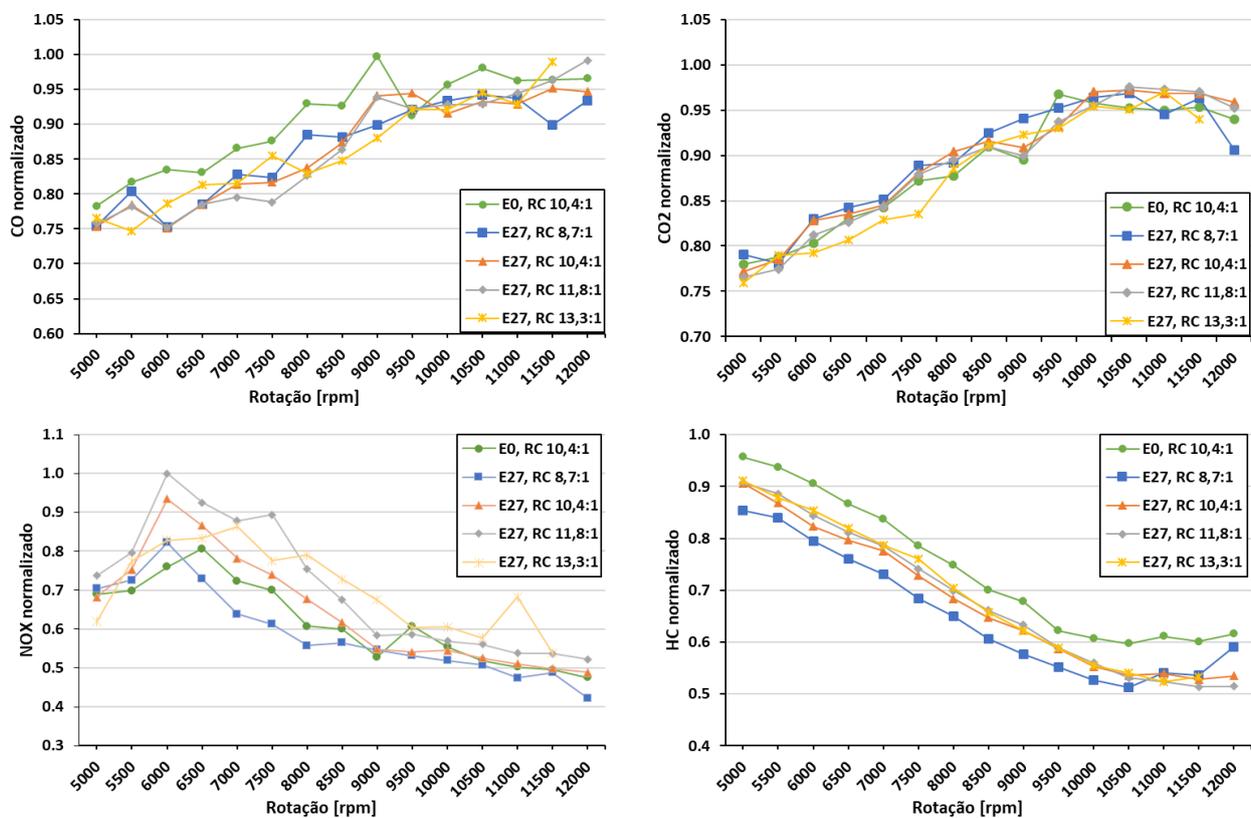
A Figura 10 mostra o efeito do E27 nas emissões de CO, CO₂, HC e NO_x para diferentes RC. Acredita-se que os ganhos decorridos da presença de oxigênio na cadeia molecular do etanol tiveram maior efeito nas emissões de CO do que a alteração da RC, tornando a redução média praticamente constante para as RC testadas. Comparado com a RC de 10,4:1 operando com E0, obteve-se com E27 uma redução média nas emissões de CO de 4,55%, 4,64%, 4,74% e 4,66% para as RC de 8,7:1, 10,4:1, 11,8:1 e 13,3:1 respectivamente. Visto que as emissões de CO₂ tem correlação complementar às emissões de CO, uma vez que as emissões de CO diminuíram as emissões de CO₂ devem aumentar. Isso pode ser observado para as RC de 8,7:1 e 10,4:1 que apresentaram um aumento médio nas emissões de CO₂ de 0,97% e 0,94%, respectivamente. No entanto, para as RC de 11,8:1 e 13,3:1, o ganho médio nas emissões de CO₂ foram insignificantes perto das incertezas de medição, portanto é possível dizer que permaneceram constantes.

As emissões de HC obtidas com o motor operando com E27 apresentaram uma redução significativa quando comparadas com a RC de 10,4:1 operando com E0. Puderam ser observadas reduções médias nas emissões de HC de 11,91% para uma RC de 8,7:1, 8,76% para uma RC de

10,4:1, 8,27% para uma RC de 11,8:1 e 7,19% para uma RC de 13,3:1. A diminuição dos ganhos em emissões de HC com o aumento da RC pode ser justificada pelo aumento da pressão máxima do cilindro, forçando o combustível para as crevices do motor na fase de compressão. Este combustível não queimado retorna para a câmara de combustão na fase de expansão e saem diretamente pelo escape no processo de lavagem, traduzindo-se no aumento das emissões de HC.

Como já visto anteriormente, maiores RC acarretam o aumento da pressão interna do cilindro e, conseqüentemente, o aumento da temperatura e produção de NO_x . Devido a mais baixas temperaturas, para uma RC de 8,7:1 foi observada uma redução média de 4,6% nas emissões de NO_x quando comparadas com a RC de 10,4:1 operando com E0. Já as RC de 10,4:1, 11,8:1 e 13,3:1 apresentaram um aumento de temperatura e conseqüentemente um aumento médio nas emissões de NO_x de 4,23%, 13,06% e 13,35%, respectivamente, quando comparadas com a RC de 10,4:1 operando com E0.

Figura 10 – Efeito do E27 em emissões de CO, CO_2 , HC e NO_x para diferentes RC.



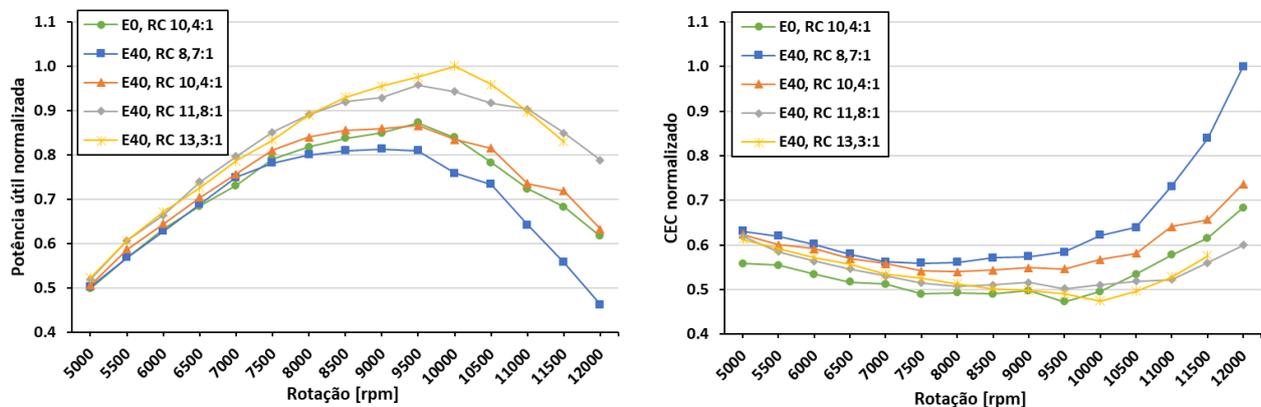
4.4. O efeito da variação da razão de compressão com E40

A Figura 11 mostra o efeito do E40 na potência útil e CEC para diferentes RC. Para a RC nominal do motor (10,4:1) foi possível observar um aumento médio de 2,25% na potência útil alterando o combustível de E0 para E40. No entanto, este aumento foi 3,07% menor que os ganhos observados para E27. Esta perda de potência útil pode ser justificada pela necessidade de alteração do avanço de ignição, pois este está muito distante do ponto para MTU. As RC de 11,8:1 e 13,3:1 obtiveram um aumento de potência útil em relação a RC de 10,4:1 operando com E0 e, apesar de apresentarem uma divergência maior para altas rotações, seguiram a tendência observada nos testes para E27 e produziram uma potência útil similar em praticamente todo o intervalo de rotação estudado. O maior pico de potência útil gerado pode ser observado para a RC de 13,3:1, representando um aumento de 14,64% em relação ao pico da RC de 10,4:1 operando com E0. No entanto, a RC de 11,8:1 obteve um ganho médio de potência útil de 12,31% em relação a RC de 10,4:1 operando com E0, 0,33%

maior que o ganho médio obtido para RC de 13,3:1. Por fim, devido a diminuição da RC, a RC de 8,7:1 apresentou uma redução de 5,71% na potência útil comparado com RC de 10,4:1 operando com E0.

Comparado a RC de 10,4:1 operando com E0, não foi possível observar ganhos no CEC com E40. Tal comportamento pode ser atribuído ao fato de o combustível possuir um elevado teor de etanol, reduzindo significativamente o poder calorífico do combustível. Ou seja, uma maior massa de combustível é requerida por unidade de potência. Aliado a isso, o aumento da RC acarreta o aumento de potência e o distanciamento do MTU se torna mais acentuado o que reduz a eficiência do motor. Porém, conforme os resultados obtidos para E27, foi possível observar que o CEC diminui com o aumento da RC. Os aumentos médios observados em relação a RC de 10,4:1 operando com E0 foram de 19,84%, 10,4%, 1,54% e 1,93% para as RCE de 8,7:1, 10,4:1, 11,8:1 e 13,3:1 respectivamente.

Figura 11 – Efeito do E40 na potência útil e CEC para diferentes RC.

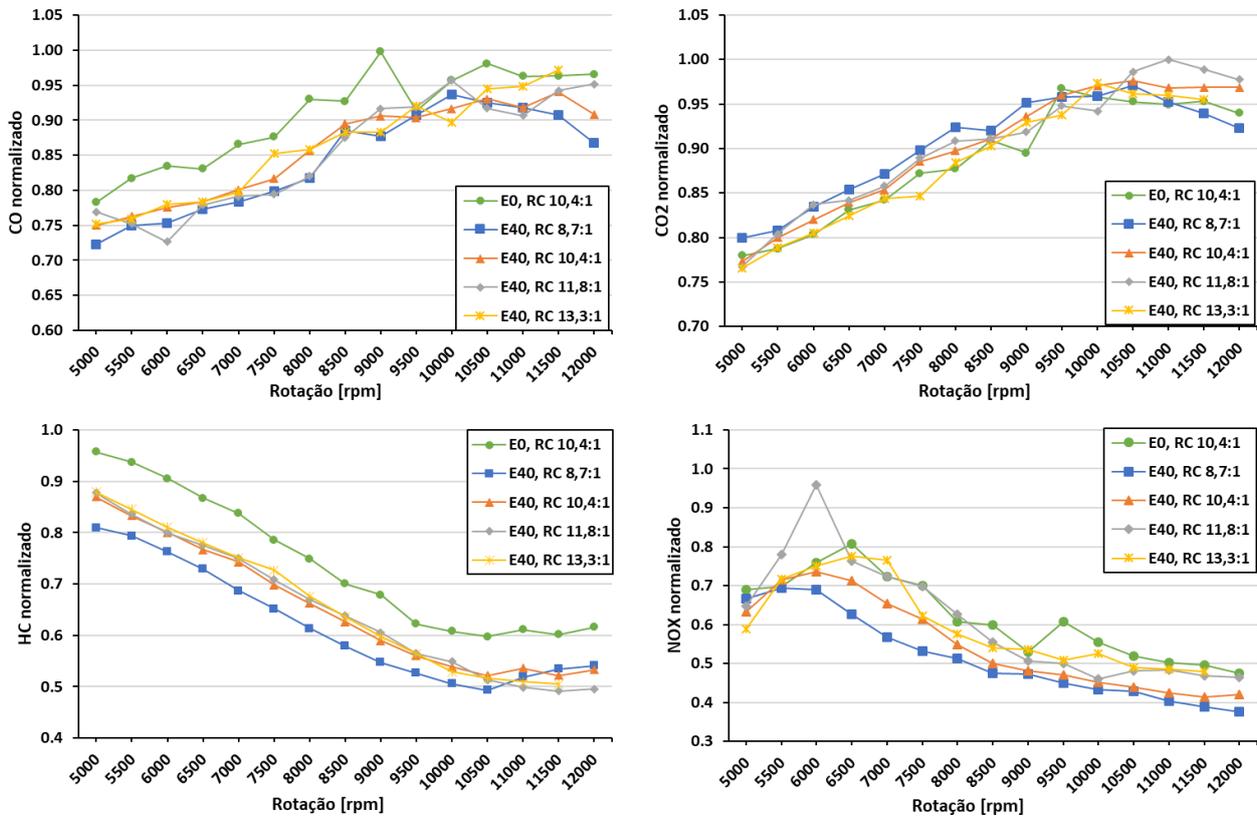


A Figura 12 mostra o efeito do E40 nas emissões de CO, CO₂, HC e NO_x para diferentes RC. Comparado com a RC de 10,4:1 operando com E0, obteve-se com E40 uma redução média nas emissões de CO de 7,23% para uma RC de 8,7:1, 5,46% para uma RC de 10,4:1, 5,84% para uma RC de 11,8:1 e 4,81% para uma RC de 13,3:1. Visto que as emissões de CO₂ tem correlação complementar às emissões de CO, uma vez que as emissões de CO diminuíram as emissões de CO₂ tendem a aumentar. Isso pode ser observado para as RC de 8,7:1, 10,4:1 e 11,8:1 que apresentaram um aumento médio nas emissões de CO₂ de 1,94%, 1,56% e 1,93% respectivamente. No entanto, para a RC para 13,3:1, o ganho médio nas emissões de CO₂ foram insignificantes perto das incertezas de medição, portanto é possível dizer que permaneceram constantes.

As emissões de HC obtidas com o motor operando com E40 apresentaram uma redução significativa quando comparadas com a RC de 10,4:1 operando com E0. Puderam ser observadas reduções médias nas emissões de HC de 16% para uma RC de 8,7:1, 11,61% para uma RC de 10,4:1, 12,1% para uma RC de 11,8:1 e 11,11% para uma RC de 13,3:1. A diminuição dos ganhos em emissões de HC com o aumento da RC pode ser justificada pelo aumento da pressão máxima do cilindro, forçando o combustível para as crevices do motor na fase de compressão. Este combustível não queimado retorna para a câmara de combustão na fase de expansão e saem diretamente pelo escape no processo de lavagem, traduzindo-se no aumento das emissões de HC.

Maiores RC levam ao aumento da pressão interna do cilindro e conseqüentemente o aumento da temperatura e produção de NO_x. No entanto, quanto maior o teor de etanol na mistura do combustível, maior é calor latente de vaporização dele. Sendo assim, as temperaturas médias do motor são reduzidas. Devido a temperaturas mais baixas, para as RC de 8,7:1, 10,4:1, 11,8:1 e 13,3:1 apresentaram respectivamente uma redução média nas emissões de NO_x de 17,03%, 11,86%, 2,37% e 4,95%, quando comparadas com a RC de 10,4:1 operando com E0.

Figura 12 – Efeito do E40 em emissões de CO, CO₂, HC e NO_x para diferentes RC.



5. CONCLUSÃO

Neste estudo experimental, foram investigados os efeitos da RC no desempenho e emissões de um motor do ciclo de dois-tempos alimentado com diferentes misturas de etanol/gasolina. Para efeito, a RC do motor foi alterada de 8,7:1 a 13,3:1 e os teores de etanol na mistura dos combustíveis utilizados foram de 0%, 27,5% e 40%.

Conforme esperado, foi constatado que o aumento da RC impacta o desempenho do motor aumentando a potência útil gerada, especialmente para altas rotações. Para uma mesma condição, o CEC tende a aumentar conforme o aumento do teor de etanol no combustível. Entretanto, quando aumentada a RC pode-se observar para E27 uma redução no CEC. Tal ganho não pode ser observado para E40 devido ao motor estar operando com um avanço de ignição nominal do motor, o qual se encontra distante do MTU, assim reduzindo a sua eficiência. Além disso, também puderam ser observadas reduções nas emissões de CO, CO₂, HC para todos os combustíveis. Os ganhos em emissões de HC diminuíram conforme o aumento da RC devido a ida do combustível para as crevices do motor na fase de compressão. Por fim, para E27 observou-se um aumento nas emissões de NO_x devido ao aumento da temperatura do motor. De maneira contrária, para E40, uma diminuição nas emissões de NO_x devido a redução da temperatura do motor.

Sugere-se que em trabalhos futuros sejam adquiridos dados de indicação para os testes, possibilitando a avaliação de fenômenos de combustão anômala. Além disso, sugere-se a realização de testes com E60, E85 e E100 para se obter uma tendência completa do comportamento funcional do motor conforme a alteração do teor de etanol na mistura. Por fim, para poder ser avaliado os reais ganhos advindos das características do etanol no combustível, também se sugere o ajuste do motor para o MTU.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDREAS STIHL AG & Co.KG.; **SWN 43950P02 Prüfnorm – Leistungsbremse, Assembly, Prüfablauf Zylinderfreigabe**, Waiblingen, 2005.
- BLAIR, G.P.; **Design and Simulation of Two-Stroke Engines**, SAE International, 1st edition, 1996.
- CELIK, M. B.; **Experimental determination of suitable ethanol-gasoline blend rate at high compression ratio gasoline engine**, Applied Thermal Engineering 28 (2008), 396-404
- CHANSAURIA, P.; MANDLOI, R. K.; **Effects of Ethanol Blends on Performance of Spark Ignition Engine – A Review**, Materials Today: Proceedings 5 (2018), 4066-4077.
- DIN 70020-3; **Testing conditions, maximum speed, acceleration and elasticity, mass, terms, Miscellaneous**, DIN, 2008
- GEMS SENSORS & CONTROLS; **4700 Series – High Performance, High Stability, with 5:1 Turndown Capability Industrial Transmitters**
https://www.gemssensors.com.br/~media/files/resources/na_english/catalogpages/catalog-h_4700-series.ashx Acessado em: 03/12/2019.
- GHAZKHANI, M.; Hatami, M.; Safari, B.; Ganji, D.D.; **Experimental Investigation of Exhaust Temperature and Delivery Ratio Effect on Emissions and Performance of a Gasoline-Ethanol Two-Stroke Engine**, Case Studies in Thermal Engineering 2 (2014), p. 82-90.
- GIACOSA, D.; **Motores Endotermicos**, Dossat, 3^a edição, 1980.
- HEYWOOD, J. B.; **Internal Combustion Engines Fundamentals**, McGraw-Hill, 1st edition, 1988.
- HEYWOOD, J. B.; SHER, E.; **The Two-Stroke Cycle Engine: Its Development, Operation and Design**, SAE International, 1st edition, 1999.
- MOTOYAMA, Y.; GOTOH, T.; **The Effect of Higher Compression Ratio in Two-Stroke Engine**, SAE Paper 931512, 1993.
- MAGTROL INC.; **WB/PB 65 Series Eddy-Current and Powder Dynamometers**
<https://www.magtrol.com/wp-content/uploads/wbpb65.pdf>. Acessado em: 30/11/2019.
- HORIBA LTD.; **MEXA 7100 Instruction Manual**, 2003.
- OWEN, K.; COLEY, T.; **Automotive Fuels Reference Book**, 2nd edition, Society of Automotive Engineers, USA, 1995.
- ROTRONIC AG.; **HygroClip 2 (HC2) Humidity Temperature Probes: User Guide**, 2018.
- U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION; **Gasoline explained**,
<https://www.eia.gov/energyexplained/gasoline/octane-in-depth.php>. Acessado em: 27/11/2019

NOMENCLATURA

Sigla	Definição	Unidade
APMS	Antes do ponto morto superior	-
AAM	Ângulo da árvore de manivelas	[graus]
C	Curso do êmbolo	[mm]
CEC	Consumo específico de combustível	[g/kWh]
CO	Monóxido de carbono	-
CO ₂	Dióxido de carbono	-
D	Diâmetro do cilindro	[mm]
DAC	Desenho assistido por computador	-
DPMS	Depois do ponto morto superior	-
E0	Combustível composto por 100% de gasolina	-
E100	Combustível composto por 100% de etanol	-
E27	Combustível composto por 27,5% de etanol e 72,5% de gasolina	-
E40	Combustível composto por 40% de etanol e 60% de gasolina	-
E60	Combustível composto por 60% de etanol e 40% de gasolina	-
E85	Combustível composto por 85% de etanol e 15% de gasolina	-
G	Grandeza avaliada	-
GEE	Gases do efeito estufa	-
G_{max}	Valor máximo da grandeza	-
G_N	Grandeza normalizada	-
HC	Hidrocarbonetos	-
MON	Motor octane rating	-
MTU	Mínimo avanço de ignição para máximo torque útil	[graus]
NASA	Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço	-
$\eta_{f,b}$	Eficiência de conversão do combustível útil	[%]
$\eta_{f,ig}$	Eficiência de conversão do combustível indicada	[%]
NO _x	Óxidos de nitrogênio	-
O ₂	Oxigênio	-

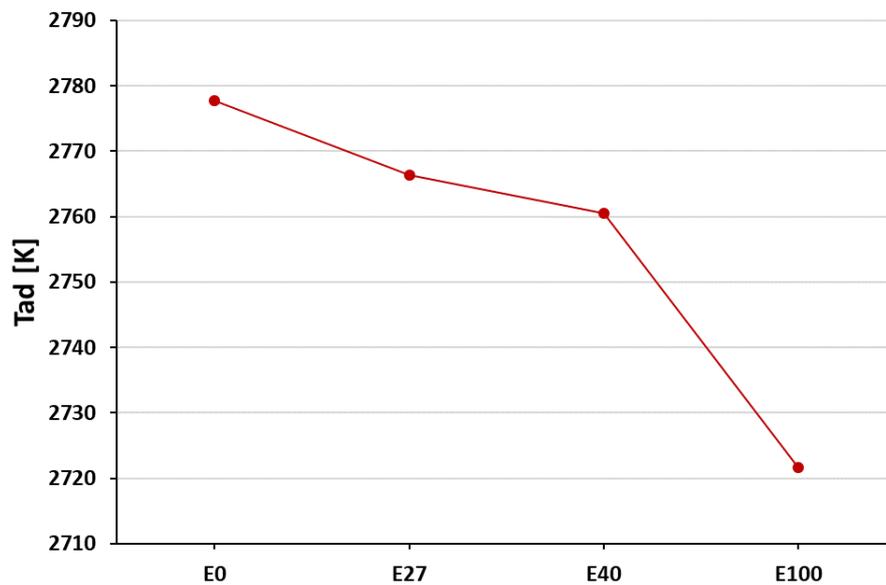
OH	Hidroxila	-
p	Pressão atmosférica medida	[bar]
PMI	Ponto morto inferior	-
PMS	Ponto morto superior	-
p_{ref}	Pressão atmosférica de referência	[bar]
RC	Razão de compressão	-
Red	Fator de redução	-
RON	Research octane rating	-
T	Temperatura ambiente medida	[°C]
Tad	Temperatura de chama adiabática	[°C]
T_{ref}	Temperatura ambiente de referência	[°C]
Tk	Temperatura do assentamento da vela	[°C]
V_c	Volume da câmara de combustão	[cm ³]
V_d	Volume deslocado	[cm ³]

APÊNDICE A: TEMPERATURA DE CHAMA ADIABÁTICA

Os dados de temperatura de chama adiabática (T_{ad}) para os diferentes combustíveis testados foram calculados com o programa “*Chemical Equilibrium with Applications*”, da NASA, e podem ser visualizados na Figura A.1.

Utilizou-se uma reação à volume constante, com os reagentes e oxidantes a uma temperatura inicial de 700K e um excesso de ar de 0,76. A fim de simplificar o problema, a gasolina foi aproximada como isooctano em estado de vapor e o etanol como etanol puro em estado de vapor. As proporções das misturas dos combustíveis estão descritas na seção 2.5.

Figura A.1 – Temperatura de chama adiabática para diferentes combustíveis.



APÊNDICE B: DADOS NORMALIZADOS DE TEMPERATURA

Os dados experimentais da temperatura de assentamento da vela (T_k) normalizados podem ser visualizados na Figura B.1.

Figura B.1 – Medições da temperatura de assentamento da vela normalizado.

