

ESTUDO DE DESEMPENHO APLICADO À UM MOTOR BUDNY MONOCILÍNDRICO CICLO DIESEL

Arthur Fogaça Mendes¹

Adelor Felipe da Costa²

Resumo: A Budny tratores é atualmente uma empresa referência no Brasil em sua linha de produtos. Tendo em vista a necessidade da fabricação de um motor de combustão interna para atender o mercado nacional, pesquisas em áreas diversas da engenharia estão sendo realizadas em sua linha de produtos, bem como nos motores monocilíndricos ciclo Diesel, já comercializados pela empresa. Almejando o desenvolvimento de um produto tecnologicamente mais competitivo do que os disponíveis no mercado. Este trabalho tem como objetivo a avaliação de desempenho a um motor Budny monocilíndrico ciclo Diesel, com a utilização do *software Engine Analyzer Pro®*. Resultados como potência, torque e pressão efetiva são confrontadas ao modelo e gerado a sua curva de performance. As temperaturas máximas no cilindro e sua pressão são apresentadas através de resultados obtidos no *software*. Foram também realizados experimentos práticos com o motor em funcionamento, como a avaliação de pressão máxima na câmara de combustão a partir de um transdutor de pressão piezoelétrico, onde foram constatados erros de medição. Uma das justificativas seria o erro na leitura durante o tempo de admissão e escape do motor, não havendo tempo suficiente para despressurização da pré-câmara (canal). Não admitindo o falso sinal analógico adquirido pela placa de aquisição. Soluções aos problemas foram levantadas, abrindo assim uma porta para pesquisas futuras na área de motores de combustão interna.

Palavras-chave: Budny tratores. Ciclo Diesel. Motor monocilíndrico. *Engine Analyzer Pro®*.

1. INTRODUÇÃO

Os motores ciclo Diesel são largamente utilizados para acionamento de micro- tratores, bombas d'água, trituradores, embarcações, geradores de energia, dentre outras aplicações. O problema principal envolve o custo para adquirir esse produto no Brasil, sendo que, como são poucos os fabricantes, se eleva o custo da compra. Quando se passa para importação, encontra-se dificuldades no mercado de reposição de peças, além da variação dimensional e construtiva entre diferentes lotes

¹ Graduando em Engenharia Mecânica. E-mail: arthur-fogaca@hotmail.com

² Prof. Esp. Adelor Felipe da Costa. E-mail: adelor.costa@satc.edu.br

de produtos, havendo alteração muitas vezes sem aviso ao cliente que está realizando a compra.

São poucos os estudos nacionais e internacionais no desenvolvimento de motores de combustão interna monocilíndricos ciclo Diesel, sendo este um tema importante para a empresa Budny Tratores e Implementos para a evolução de novas tecnologias em favor de seus produtos, como mostra a Fig.1 a seguir.

Figura 1 – Motor Diesel acoplado em um micro trator Budny



Fonte: Adaptado de Budny (2019)

A fabricação de um motor nacional, além dos ganhos tecnológicos, também atende um mercado que atualmente é pouco explorado em termos de avanço na tecnologia. Desenvolver um projeto com os devidos estudos na área térmica, poderá ampliar o mercado de aplicação do item em estudo, oferecendo ao consumidor final um produto resistente e que atenda às suas necessidades.

A utilização de simulação na engenharia é de suma importância para o desenvolvimento de qualquer fenômeno e estudo realizado, tendo em vista que as montagens experimentais aplicadas a motores de combustão interna são caras e demoradas em função do grande número de variáveis envolvidas no sistema. Deste modo, se tornou necessária a utilização de *softwares* computacionais, diminuindo assim o número de ensaios e cálculos realizados.

O presente estudo irá avaliar o desempenho aplicado a um motor Budny monocilíndrico ciclo Diesel, atendendo os fundamentos físicos e matemáticos aplicados a motores de combustão interna, sendo que os resultados precedentes dos cálculos deverão ser comparados no simulador *Engine Analyzer Pro®* e dados disponibilizados pelo fabricante. Associadamente, um estudo na aplicação de um

transdutor de pressão piezoelétrico na câmara de combustão, com uma alta taxa de aquisição de dados, sendo que os resultados obtidos são comparados a análises realizadas, oriundos de pesquisadores renomados pela literatura.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão expostas pesquisas bibliográficas realizadas para o entendimento do tema proposto, sendo estas de grande importância para a evolução do trabalho, onde serão apresentados conceitos, equações e pesquisas que levam a compreensão de cada etapa do desenvolvimento.

2.1 MÁQUINAS TÉRMICAS

A energia mecânica pode ser extraída de diversas formas de acordo com sua aplicação. Para Magot (1978, p. 09), “os motores ditos ‘térmicos’ transformam a energia calorífica dos combustíveis ou carburantes em energia mecânica coletada pela árvore de manivelas”. É com a energia térmica que entrega-se a potência mecânica no eixo do motor, responsável pela movimentação do sistema eixo-manivela e conseqüentemente a rotação do volante de massa.

2.1.1 Classificação das máquinas térmicas

As máquinas térmicas podem ser divididas em máquinas de combustão interna e externa, podendo ser volumétrica ou dinâmica e classificadas como alternativas, rotativas ou de reação. O motor a pistão é um exemplo de uma máquina térmica com combustão interna e volumétrica do tipo alternativa (MARTINS, 2006).

2.2 MOTOR DIESEL QUATRO TEMPOS

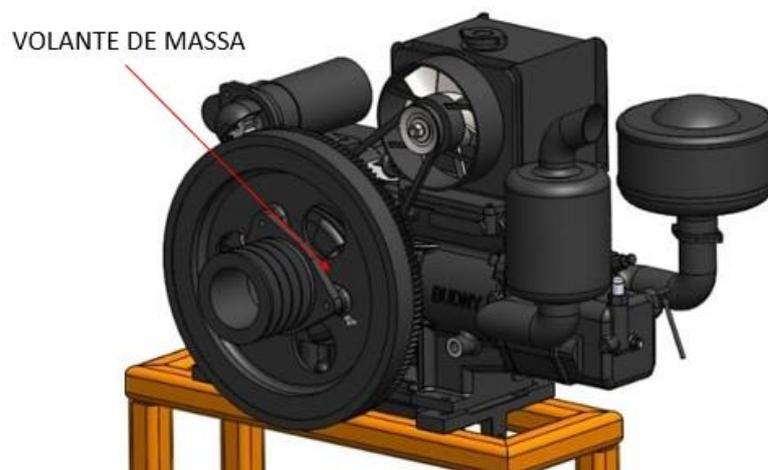
Assim como os motores a gasolina, os motores Diesel são, em princípio, conversores de energia que extraem energia de combustível quimicamente ligada em energia mecânica (trabalho útil), fornecendo o calor liberado pela combustão em um motor para um ciclo termodinâmico (MOLLENHAUER; TSCHÖEKE, 2010).

O primeiro tempo do motor é responsável pela admissão isobárica de ar (pressão atmosférica) do meio para dentro do cilindro, sendo que, nesse momento, a válvula de admissão está aberta e o pistão está se deslocando do Ponto Morto Superior (PMS) para o Ponto Morto Inferior (PMI), preenchendo todo o espaço de ar.

No segundo tempo, o pistão se desloca do PMI para o PMS, e tanto a válvula de admissão quanto a de compressão permanecem fechadas, acontecendo então a compressão adiabática do ar e conseqüentemente o seu aquecimento no interior do cilindro. No terceiro tempo o bico injetor (elemento de pulverização de Diesel), borrija em alta pressão para dentro da câmara de combustão. Segundo Massuco (2016), em contato com o ar aquecido pela compressão, esse combustível inflama-se espontaneamente, em fração de segundos, sendo este o único tempo que gera trabalho. Após a combustão, o pistão se desloca novamente para o PMI, sendo que, ao subir para o PMS, a válvula de escape encontra-se aberta para a saída dos gases. “A árvore de manivelas gira 180 graus, completando o ciclo de trabalho, que corresponde a duas voltas completas ou 720 graus de rotação” (MASSUCO, 2016, p. 129). O pistão sobe, estando a válvula de escape aberta e a de admissão fechada, e os gases queimados são expulsos através da passagem dada pela válvula de escape (LUZ, 2019).

A Fig. 2 demonstra um exemplo de aplicação em um volante de massa instalado na árvore de manivelas.

Figura 2 – Motor Budny monocilíndrico ciclo Diesel



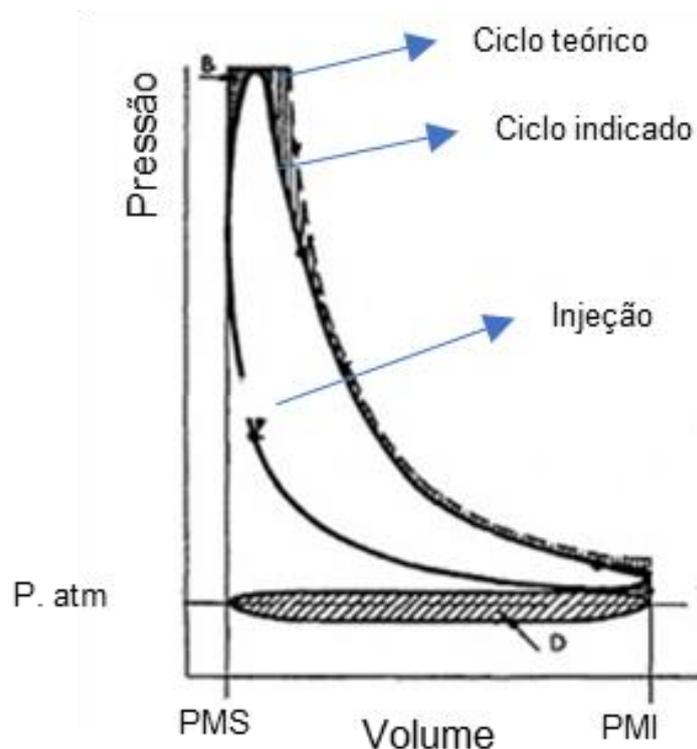
Fonte: Do Autor (2019)

Observa-se que, dos quatro tempos, apenas o terceiro, de combustão, é que produz trabalho. Para compensar os demais tempos, um volante de massa é instalado no extremo da árvore de manivelas, para regularizar o funcionamento do motor (MASSUCO, 2016).

2.3 TEÓRICO *VERSUS* INDICADO

Segundo Giacosa (1970), durante o ciclo, o motor é submetido a uma série de transformações químicas e físicas, como compressão, expansão, combustão e transmissão de calor com as paredes do cilindro. A Fig. 3 demonstra a comparação do ciclo Diesel teórico e real (indicado).

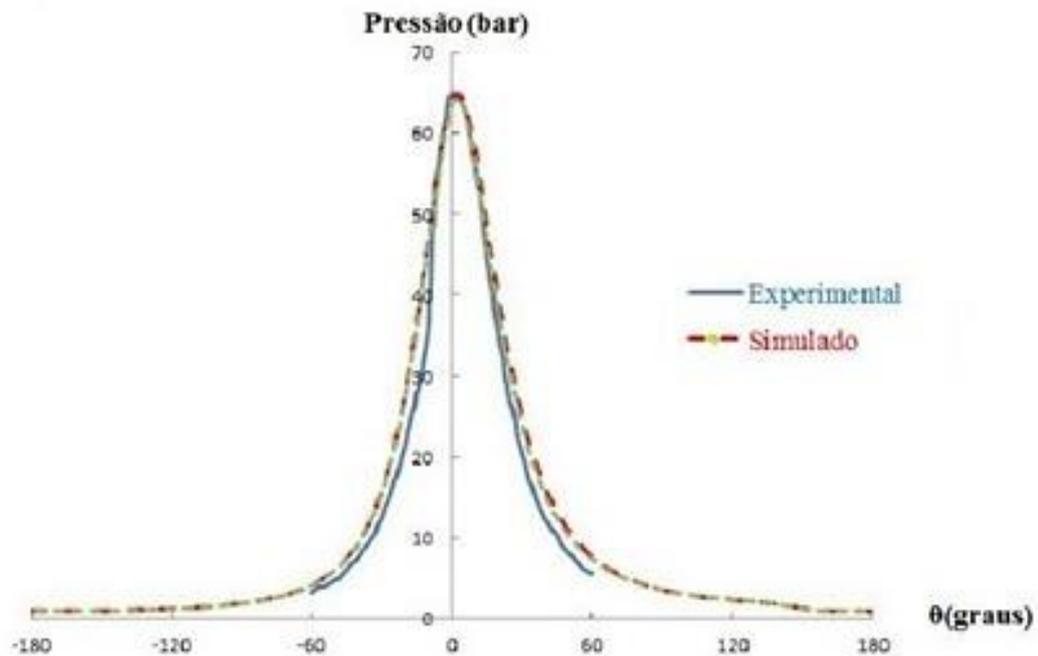
Figura 3 – Ciclo Diesel teórico e indicado



Fonte: Adaptado de Giacosa (1970, p. 61)

Conforme Giacosa (1970), os ciclos teóricos são aproximações dos ciclos reais, onde é obtido experimentalmente por meio de indicadores capazes de registrar o diagrama em função de pressão (p) e volume (V) em um cilindro em movimento, como mostra a Fig. 4 a seguir.

Figura 4 – Curva característica motor Diesel



Fonte: Adaptado de Bueno, Belchior, Sodré (2015, p. 05)

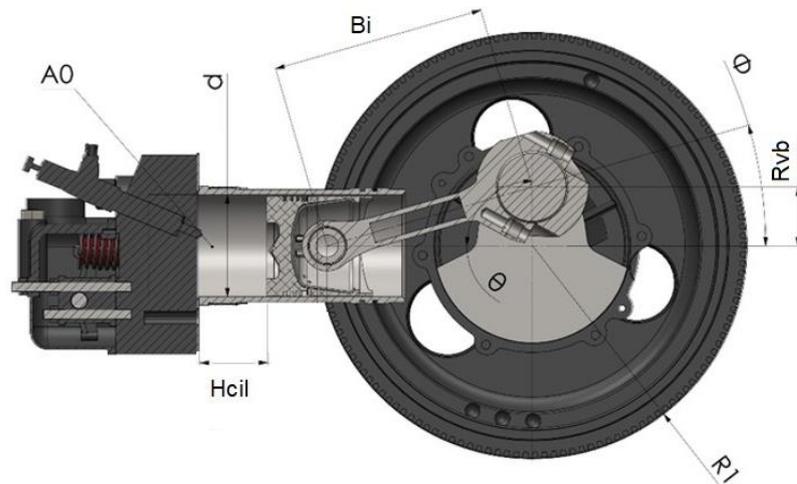
A Fig. 4 demonstra a variação de parâmetros de pressão em função do ângulo de manivelas, decorrentes do ciclo de quatro tempos do motor, havendo um deslocamento do ângulo de manivelas de 0° até 180° do virabrequim.

2.4 MODELO MATEMÁTICO PARA MOTORES DIESEL ASPIRADOS

Segundo Sódre (2007), um modelo matemático pode ser apresentado como uma representação de um sistema real analisado, devendo este representar conceitualmente as modificações e a forma que ocorram ao ciclo analisado.

Graciano (2012) elaborou modelos matemáticos e simulações de motores de ignição por compressão, com misturas de Diesel, gás natural e biodiesel, baseado em parâmetros geométricos e de operação do motor. A Fig. 5 ilustra as coordenadas para cálculo da cinemática do sistema.

Figura 5 – Coordenadas de cálculo biela manivela



Fonte: Do Autor (2019)

Para a posição instantânea do pistão com referência ao PMS, onde $t=0$ temos:

$$H_{cil} = B_i + R_{vb} \cdot (1 - \cos(\theta)) - \sqrt{(B_i)^2 - (R_{vb})^2 \sin^2(\theta)} \quad [\text{m}] \quad (1)$$

Onde:

B_i = Comprimento da biela (m)

R_{vb} = Raio de circunferência do giro do virabrequim (m)

θ = Posição angular virabrequim (rad)

A potência efetiva no pistão é calculada pela seguinte fórmula (Graciano, 2012):

$$\dot{W}_{efpist} = \frac{p_{medef} \cdot CIL}{\Delta t} \quad [\text{W}] \quad (2)$$

Onde:

p_{medef} = Pressão média efetiva na cabeça do pistão (Pa)

CIL = Cilindrada unitária em (m^3)

Δt = Tempo necessário para duas revoluções do motor (s)

O torque efetivo no pistão é calculado pela seguinte fórmula (Graciano, 2012):

$$tefpist = \frac{60 \cdot \dot{W}efpist}{2\pi N} \text{ [N.m]} \quad (3)$$

Onde:

N = Rotação do motor

2.4.1 Potência, torque e rendimento efetivo do motor

A potência efetiva total é calculada pela seguinte fórmula (Graciano, 2012):

$$\dot{W}e = \dot{W}efpist \cdot NP \text{ [W]} \quad (4)$$

Onde:

NP = Número de pistões do motor

O torque efetivo no pistão é calculado pela seguinte fórmula (Graciano, 2012):

$$tef = tefpist \cdot NP \text{ [N.m]} \quad (5)$$

Onde:

NP = Número de pistões do motor

O rendimento efetivo é calculado pela seguinte fórmula (Graciano, 2012):

$$\eta ef = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}comb} \text{ [%]} \quad (6)$$

Onde:

\dot{W} = Potência efetiva (W)

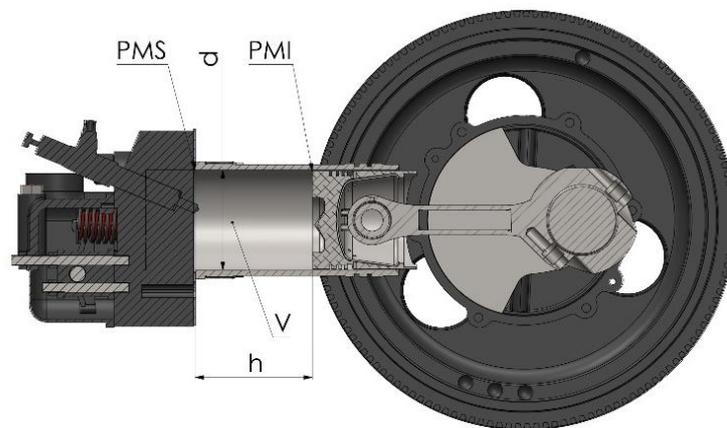
$\dot{Q}comb$ = Taxa de calor liberada pela queima de combustível (W)

Segundo Graciano (2012), o modelo é capaz de calcular potência, pressão, temperatura, composição da mistura gasosa e em função do tempo ou ângulo do virabrequim, tornando-se possível avaliar diversos parâmetros de operação. O modelo não apenas evidencia essas fórmulas apresentadas, mas também modelos empíricos, comprovados com comparativo em motores de combustão interna ciclo Diesel, similares ao da pesquisa, com erros absolutos de no máximo 10 %, aplicando seu modelo proposto com equações a partir de um volume de controle pressuposto.

2.5 CILINDRADA

Para o cálculo das cilindradas devemos considerar as coordenadas para seu desenvolvimento, conforme demonstra a Fig.6 a seguir.

Figura 6 – Coordenadas para cálculo da cilindrada



Fonte: Do Autor (2019)

A Fig. 6 ilustra um pistão na parte inferior do cilindro (PMI), onde a distância (h) percorrida pelo pistão até o PMS desloca o volume (V) dentro do cilindro. Esse deslocamento do volume multiplicado pela quantidade de cilindros do motor se chama cilindrada.

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot h \cdot n}{4} \quad [\text{m}^3] \quad (7)$$

Onde:

D = Diâmetro do pistão (m)

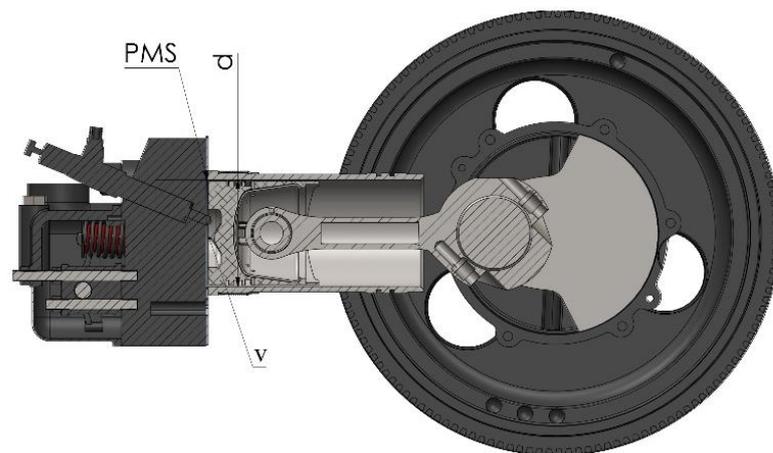
h = Curso do pistão do PMI ao PMS (m)

NP = Número de cilindros

2.6 RELAÇÃO DE COMPRESSÃO

A câmara de combustão é o espaço livre após a cabeça do pistão quando este atinge o PMS. A compressão do ar contida no cilindro é feita pelo pistão durante o seu curso do PMI para o PMS. A Fig. 7 demonstra as coordenadas para o cálculo.

Figura 7 – Coordenadas relação de compressão



Fonte: Do Autor (2019)

Segundo Norton (2010), o ciclo Diesel é um ciclo de ignição por compressão. Não é necessário o uso de vela para inflamar a mistura de ar-combustível, pois o ar é comprimido no cilindro com um fator de 14 a 15 (vs 8 a 10 no motor com vela), e um combustível com baixa volatidade é injetado dentro do cilindro logo antes do PMS.

$$RC = \frac{V+v}{v} \text{ [adm]} \quad (8)$$

Onde:

V = Cilindrada individual de um pistão (m^3)

v = Volume da câmara de combustão (m^3)

2.7 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE COMBUSTÃO

Para Magot (1978, p. 09), a definição de combustão pode ser enunciada como “combinação do oxigênio com um corpo combustível”. A mistura de ar e combustível tem relação direta com a potência do motor, sendo que essa energia liberada pela combustão é absorvida pelo movimento alternativo do pistão. Os motores a Diesel podem apresentar diversas formas de câmara de combustão, como é o caso da Fig. 8, a seguir.

Figura 8 – Pistão com câmara de combustão interna



Fonte: Do Autor (2019)

Para Magot (1978, p. 39), “o pistão às vezes também é bastante trabalhado e faz então o papel de câmara de combustão. Estas formas determinam o processo de combustão e influenciam a flexibilidade, rendimento e potência do motor”.

2.7.1 *Blow-by*

Segundo Heywood (1988), o efeito *blow-by* acontece quando a câmara de combustão está conectada em pequenos volumes que são chamados de fissuras. O gás flui de dentro para fora desses volumes, na medida em que a pressão do cilindro muda.

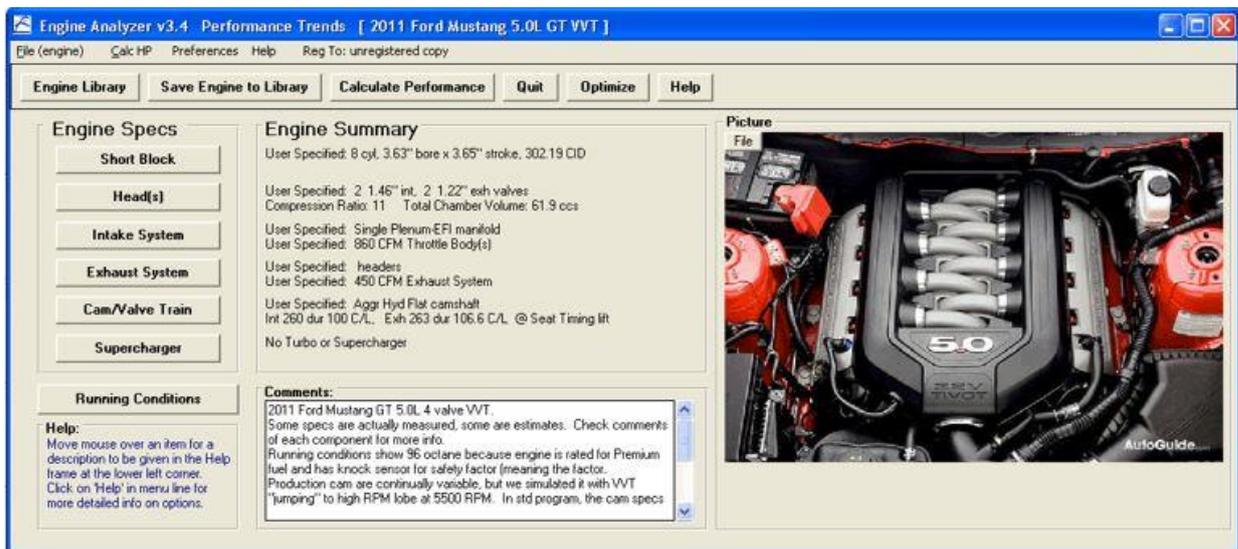
Pode-se dizer que a selagem da câmara de combustão é correspondente

pelo primeiro anel (BIZARRO, 2015).

2.7 ESTRUTURA GERAL SOFTWARE ENGINE ANALYZER PRO®

A Fig. 9 apresenta a estrutura geral do software *Engine Analyzer Pro®*.

Figura 9 — Estrutura Software Engine Analyzer Pro®



Fonte: Adaptado de *Engine Analyzer Pro®* (2019)

O software abrange todos os construtores ou engenheiros, a simular uma construção ou modificação de mecanismo, podendo tentar várias combinações de cames, cabeçote e entradas. Resultados como pressão, temperatura máxima, eficiências, torque, entre outras variáveis, podem ser calculados com o decorrer do estudo, além da geração de plotagem de gráficos importantes para todo e qualquer tipo de análise em motores de combustão interna.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os métodos e softwares computacionais foram avaliados para a resolução desse trabalho, tendo em vista limitações para a avaliação real do motor. Sendo assim, se optou por utilizar modelos empíricos e softwares consagrados pela literatura. Inicialmente foi realizada a desmontagem do motor a ser estudado com o intuito do reconhecimento das peças e conjuntos que o constituem, em seguida

coletou-se medidas dimensionais e dados pertinentes para a realização da pesquisa. Uma vez montado o motor e realizados testes de funcionamento, pôde-se verificar a possibilidade da aplicação do transdutor de pressão, tendo em fato que é relativamente difícil a obtenção desses dados com geometrias do cabeçote e câmara de combustão bastante trabalhada. Dispondo como base procedimentos levantados por outros pesquisadores, pôde-se ser estudado a realização de tal modo, aplicado a um motor Budny monocilíndrico ciclo Diesel.

3.1 Instalações e motor utilizado

O procedimento experimental do referido trabalho foi realizado no Laboratório Budny, onde desde 2014, vem sendo realizados projetos de pesquisa em equipamentos disponibilizados pela empresa. Em virtude dessa participação foi possível a utilização dos laboratórios, de forma a coletar dados experimentais e a realização de ensaios.

A Tab. 1 a seguir apresenta os valores de potência efetiva disponibilizada pelo fabricante.

Tabela 1 – Características motor Budny

Variável	Unidades	Valores
Potência	kW	11,08
Rotação	rpm	2200

Fonte: Adaptado de Budny Tratores e Implementos (2019)

3.2 Medidas dimensionais

As medidas dimensionais do bloco, pistão e camisa, foram realizadas no Laboratório de Metrologia (LAMETRO) da Faculdade SATC, demonstrado na Fig. 10.

Figura 10 — Medida dimensional do pistão



Fonte: Do Autor (2019)

Após a realização das medidas foram desenvolvidas a modelagem 3D no software Solidworks®, como mostra a Fig. 11 a seguir.

Figura 11 — Modelagem 3D motor Budny monocilíndrico ciclo Diesel



Fonte: Do Autor (2019)

- 1 – Sistema biela-manivela (pistão, biela , virabrequim)
- 2 – Sistema de lubrificação (cárter, bomba de óleo).
- 3 – Sistema de refrigeração (radiador).
- 4 – Sistema admissão de ar (filtro de ar).
- 5 – Sistema de injeção diesel (bico e bomba injetora).

- 6 – Volante de massa.
- 7 – Sistema de partida (arranque).
- 9 – Sistema de exaustão(descarga).
- 10 e 11 – Cabeçote e bloco.

Para a realização das medidas dos conjuntos que não necessitavam de exatidão, foram utilizados instrumentos capazes de verificar medidas com precisão interna, externa e de profundidade, como paquímetros e micrômetros.

3.2.1 Volume câmara de combustão

A Fig. 12 demonstra o método para a realização da medida volumétrica na câmara de combustão, realizada com o motor em processo de montagem, com a utilização de uma seringa com medida volumétrica conhecida e óleo SAE 40 para preechimento da cavidade do pistão.

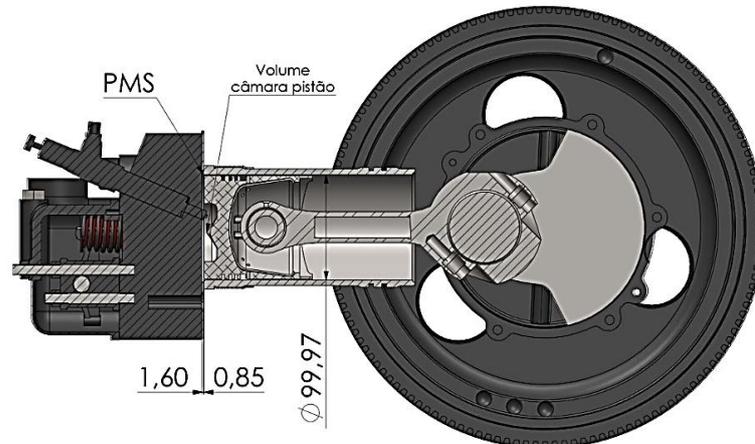
Figura 12 — Volume câmara de combustão pistão



Fonte: Do Autor (2019)

Conhecendo o volume inicial e final da seringa, pôde-se calcular o volume preenchido pela câmara do pistão. A Fig. 13 indetifica o PMS, espessura da junta do cabeçote e seu máximo deslocamento.

Figura 13 — Coordenadas volume total na câmara de combustão



Fonte: Do Autor (2019)

3.4 Experimento software *Engine Analyzer Pro*®

Uma vez coletados os dados dimensionais do motor, pôde-se levantar os dados de entrada necessários para a execução do software e estudo de sua performance. Os parâmetros necessários para a simulação são: diâmetro e número de cilindro, comprimento da biela, taxa de compressão, diâmetro e abertura das válvulas, diâmetro de sedes, curso e volume cavidade do pistão, tipo de coletor de admissão, posição angular no instante de injeção, tipo de combustível e de refrigeração.

3.5 Sistema de medição de pressão no interior do cilindro

Para a medição de pressão no cilindro foi utilizado o transdutor de pressão piezoelétrico da marca *Huba Control type 511PT*, conforme especificações da Tab. 2.

Tabela 2 – Especificação transdutor de pressão

Variáveis	Unidades	Valores
Faixa de operação	bar	0...400
Linearidade	%FS	±0,3
Carga de um ciclo	Hz	< 100
Tempo de resposta	ms	< 2
Faixa de temperatura de operação	°C	-50...150
Sinal	mA	4...20

Fonte: Adaptado de Huba Control (2016)

A placa utilizada para a aquisição de dados foi a placa *National Instruments* USB-6001, com as especificações apresentadas a seguir.

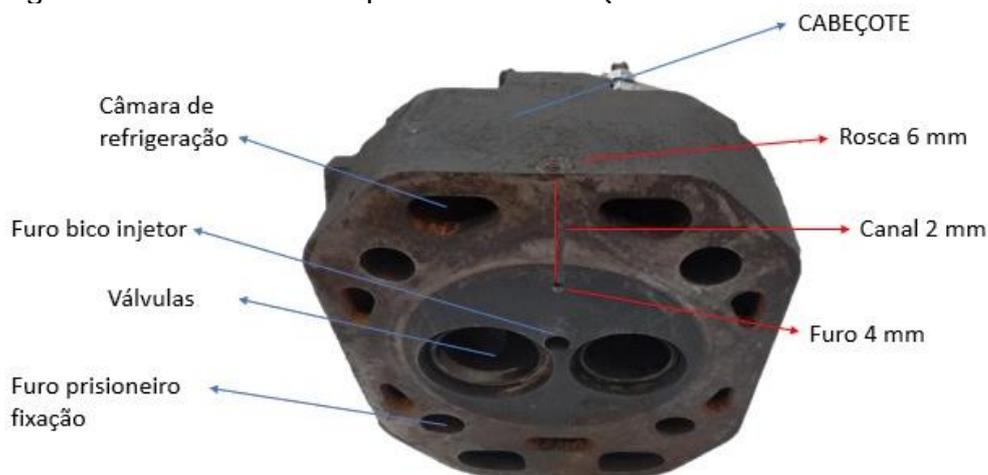
Tabela 3 – Especificação entrada analógica placa de aquisição

Variáveis	Unidades	Valores
Taxa máxima de amostragem	kS/s	20
Resolução	Bit	14
Range	V	0...10

Fonte: Adaptado de *National Instruments* (2014)

A Fig.14 abaixo demonstra a geometria superficial do cabeçote, canal e furo realizado para a fixação do transdutor de pressão.

Figura 14 – Geometria superficial do cabeçote



Fonte: Do Autor (2019)

Uma de suas desvantagens, levando em conta outros motores, seria a condição de recinto, sendo que ele é limitado para furações, não sendo possível aplicar o transdutor de pressão com sua face diretamente à frente de combustão, sendo necessário a realização de uma pré-câmara.

A Fig.15 apresenta o motor monocilíndrico fixado em bancada e o tradutor de pressão aplicado ao cabeçote do motor.

Figura 15 – Transdutor de pressão aplicado ao motor



Fonte: Do Autor (2019)

As rotações que foram realizadas os testes foram: 1200 rpm (marcha lenta), 1800 rpm (regime nominal) e 2200 rpm (regime máximo).

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Uma vez que todos os procedimentos foram realizados, pôde-se primeiramente avaliar o *Engine Analyzer Pro®*, que trata-se de um *software* computacional que considera interações como a troca de calor com as paredes do cilindro, acessórios e medidas dimensionais que constituem o motor. Os resultados gerados de potência, torque e pressão efetiva, são confrontados ao modelo com equações empíricas comentadas na revisão bibliográfica e comparados com os dados disponibilizados pelo fabricante para a validação. O rendimento mecânico, volumétrico, térmico e efetivo é calculado pelo *software* e avaliado. Por se tratar de um programa computacional, foi estipulado um valor de 10 % de erro absoluto aceitável para a validação dos valores obtidos. As curvas de pressão *versus* volume, pressão e temperatura máxima *versus* tempo foram plotadas no *software*. Para o melhor comparativo e demonstrativo dos resultados, foram determinados 3 regimes a serem calculados, sendo 1200 rpm (marcha lenta), 1800 rpm (regime nominal) e 2200 rpm (regime máximo).

A Tab.4 a seguir traz os valores das grandezas obtidas nas medidas realizadas em laboratório através da máquina de coordenadas *Mitutoyo*.

Tabela 4 – Valores de grandezas pistão e camisa

Peça	Parte	Unidade	1ª Medida	2ª Medida	3ª Medida	Média
Pistão	Ø superior	mm	99,437	99,404	99,433	99,423
Pistão	Ø saia	mm	99,712	99,775	99,696	99,726
Camisa	Ø superior externo	mm	120,838	120,831	120,817	120,828
Camisa	Ø superior interno	mm	99,977	99,979	99,975	99,977
Camisa	Ø inferior interno	mm	99,976	99,989	99,985	99,981
Camisa	Ø inferior externo	mm	112,783	112,768	112,754	112,768

Fonte: Do Autor (2019)

A Tab.5 apresenta os valores obtidos nas medidas, como características e cálculos, onde serviram de dados de entrada para o *software* e modelo.

Tabela 5 – Resultados obtidos medidas dimensionais

Descrição	Unidade	Valor
Diâmetro do cilindro	m	0,099976
Diâmetro do pistão	m	0,099726
Curso do pistão	m	0,11724
Número de cilindros	-	1
Comprimento da biela	m	0,21158
Volume do cilindro	m ³	0,000925
Volume câmara de combustão	m ³	0,055271
Raio da circunferência de giro do virabrequim	m	0,05862
Taxa de compressão	-	01:18
Diâmetro das válvulas admissão	mm	41,21
Diâmetro das válvulas escape	mm	36,83
Diâmetro das sedes admissão	mm	38,1
Diâmetro das sedes escape	mm	30,73
Abertura da válvula de admissão	mm	127
Abertura da válvula de escape	mm	76,2
Posição angular no instante da injeção	°PMS	17

Fonte: Do Autor (2019)

Para estas condições de entrada, foram desenvolvidos os resultados. A Tab. 6 demonstra os resultados de potência efetiva obtidas no software e compara com os valores disponibilizados pelo fabricante.

Tabela 6 – Resultados de potência efetiva

Variável	Unidade	<i>Software Engine Analyzer Pro®</i>	Budny
Velocidade angular	rpm	2200	2200
Potência efetiva	CV	15,208	15
Torque	kgfm	5,115	4,904

Fonte: Do Autor (2019)

Com a validação da potência efetiva para o regime máximo, onde estas se obtiveram abaixo do erro absoluto admitido, foram desenvolvidos os cálculos de tempo e posição instantânea do pistão, podendo ser extraídos da Eq. (1).

As Tab. 7, 8 e 9 apresentam os valores para os 3 regimes adotados.

Tabela 7 – Resultados para uma rotação de 1200 rpm

Ângulo volante	Ângulo volante	Tempo	Hcil	Vol
(Graus)	(Rad)	(s)	(m)	(m ³)
0	0	0	0	0
90	1,570796	0,0125	0,066903	0,000525
180	3,141593	0,025	0,11724	0,00092
270	4,712389	0,0375	0,066903	0,000525
360	6,283185	0,05	0	0
450	7,853982	0,0625	0,066903	0,000525
540	9,424778	0,075	0,11724	0,00092
630	10,99557	0,0875	0,066903	0,000525
720	12,56637	0,1	0	0

Fonte: Do Autor (2019)

Tabela 8 – Resultados para uma rotação de 1800 rpm

Ângulo volante	Ângulo volante	Tempo	Hcil	Vol
(°)	(Rad)	(s)	m	m ³
0	0	0	0	0
90	1,570796327	0,008333	0,066903	0,000525
180	3,141592654	0,016667	0,11724	0,00092
270	4,71238898	0,025	0,066903	0,000525
360	6,283185307	0,033333	0	0
450	7,853981634	0,041667	0,066903	0,000525
540	9,424777961	0,05	0,11724	0,00092
630	10,99557429	0,058333	0,066903	0,000525
720	12,56637061	0,066667	0	0

Fonte: Do Autor (2019)

Tabela 9 – Resultados para uma rotação de 2200 rpm

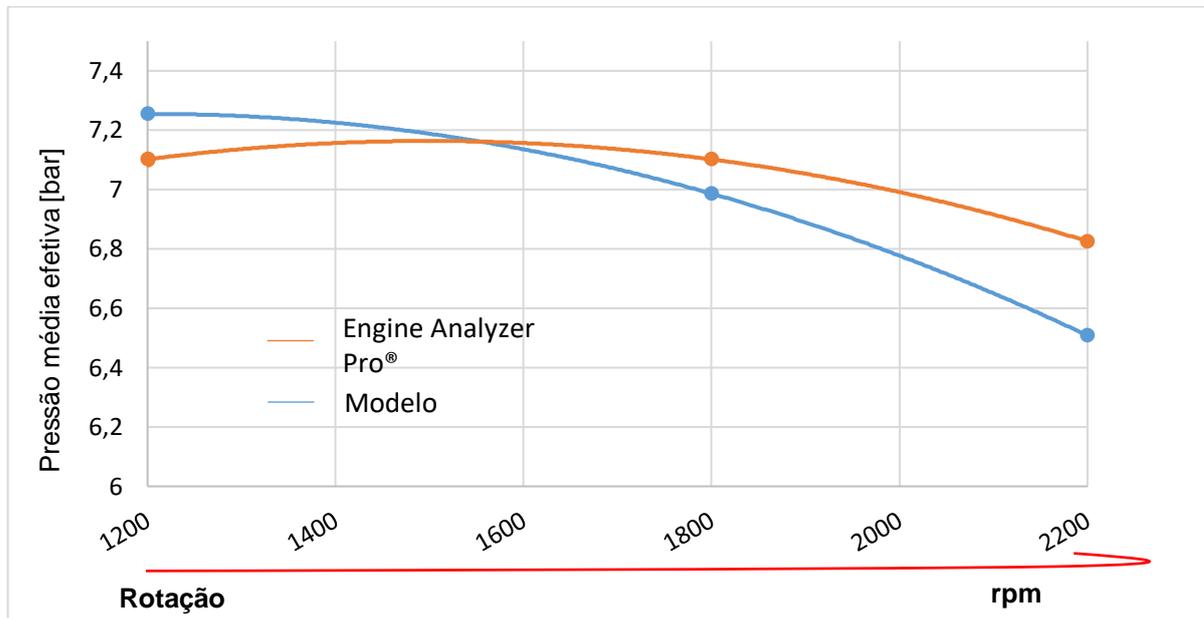
Ângulo volante	Ângulo volante	Tempo	Hcil	Vol
(Graus)	(Rad)	(s)	m	m ³
0	0	0	0	0
90	1,570796327	0,006818	0,066903	0,000525
180	3,141592654	0,013636	0,11724	0,00092
270	4,71238898	0,020455	0,066903	0,000525
360	6,283185307	0,027273	0	0
450	7,853981634	0,034091	0,066903	0,000525
540	9,424777961	0,040909	0,11724	0,00092
630	10,99557429	0,047727	0,066903	0,000525
720	12,56637061	0,054545	0	0

Fonte: Do Autor (2019)

Como podemos perceber os valores de curso do pistão e volume deslocado, para o ângulo de 0°, 360° e 720°PMS, apresentam o valor de 0 m³, e os resultados de volume deslocado de 0,000920248 m³ seguidos do curso máximo de 0,11724 m para os ângulos de 180° e 540°PMS, para os 3 regimes estabelecidos. Em resumo, pode-se dizer que esse é um resultado satisfatório, pois são obtidos através de procedimentos de medidas dimensionais, conforme visto na Tab.5.

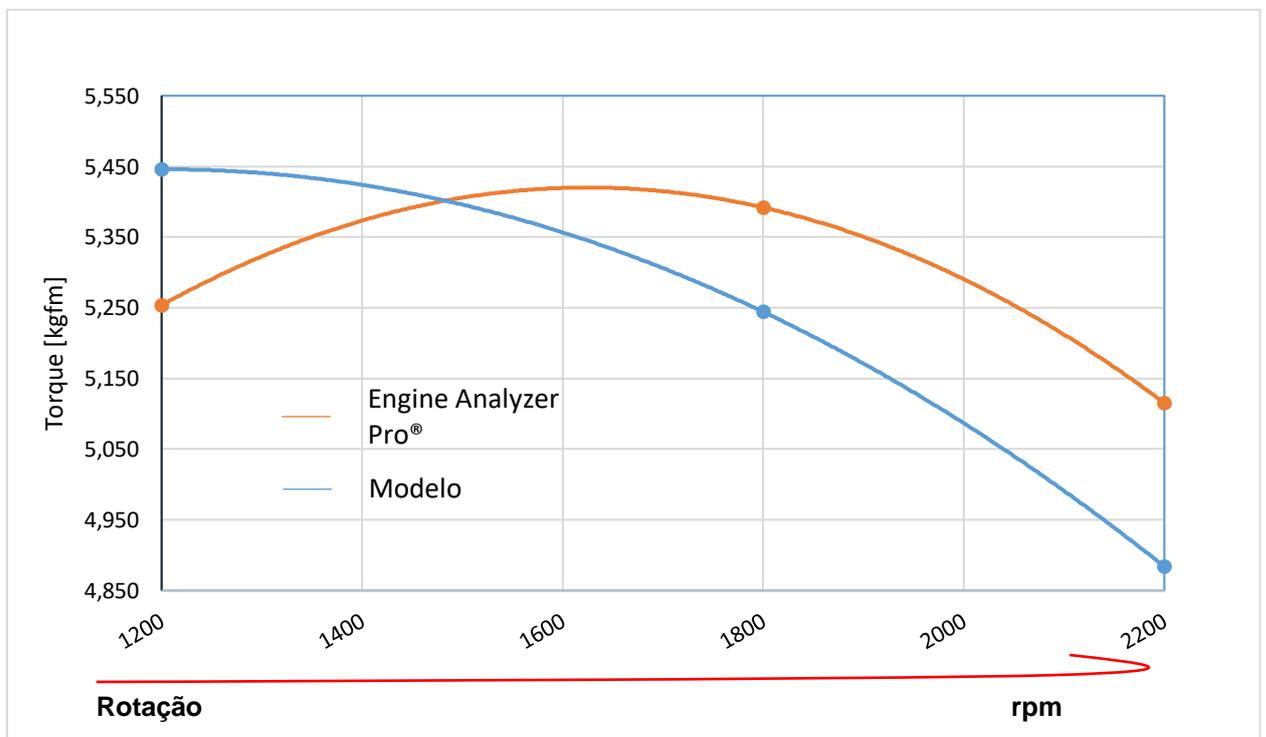
A Fig.16 e a Fig. 17 apresentam os resultados de pressões médias efetivas e torques efetivos e compara com o modelo.

Figura 16 – Pressão média efetiva *versus* rotação



Fonte: Do Autor (2019)

Figura 17 – Torque efetivo *versus* rotação

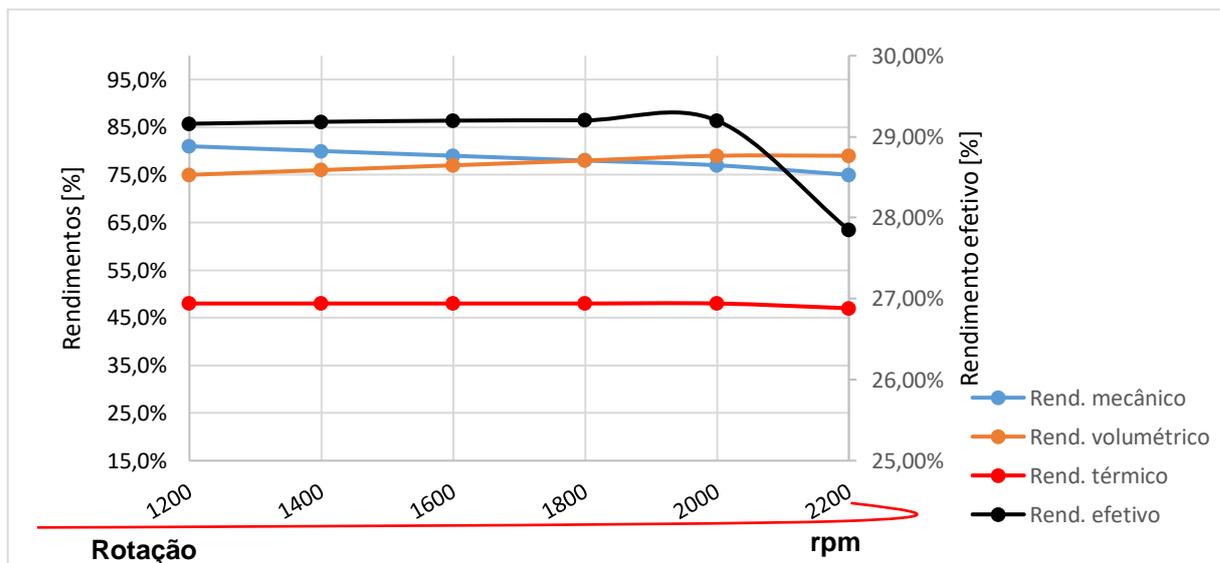


Fonte: Do Autor (2019)

Pelo observado na Fig. 16 as barras verticais mostram valores confrontados obtidos no modelo e no *Engine Analyzer Pro®*, onde se obtiveram abaixo da faixa de tolerância proposta de 10 %. Os valores de torque efetivo também se apresentaram abaixo da faixa de tolerância de 10 %, comprovando a esse parâmetro a adequabilidade para evidenciar, conforme demonstra a Fig. 17. Os resultados de pressão média efetiva e torque efetivo podem ser extraídos das Eq. (2) e Eq. (3)

A Fig. 18 mostra respectivamente a eficiência mecânica, volumétrica térmica e efetiva, resultados estes gerados com o *Engine Analyzer Pro®* e plotados através de ferramentas computacionais.

Figura 18 – Rendimento efetivo, eficiências versus rotação



Fonte: Do Autor (2019)

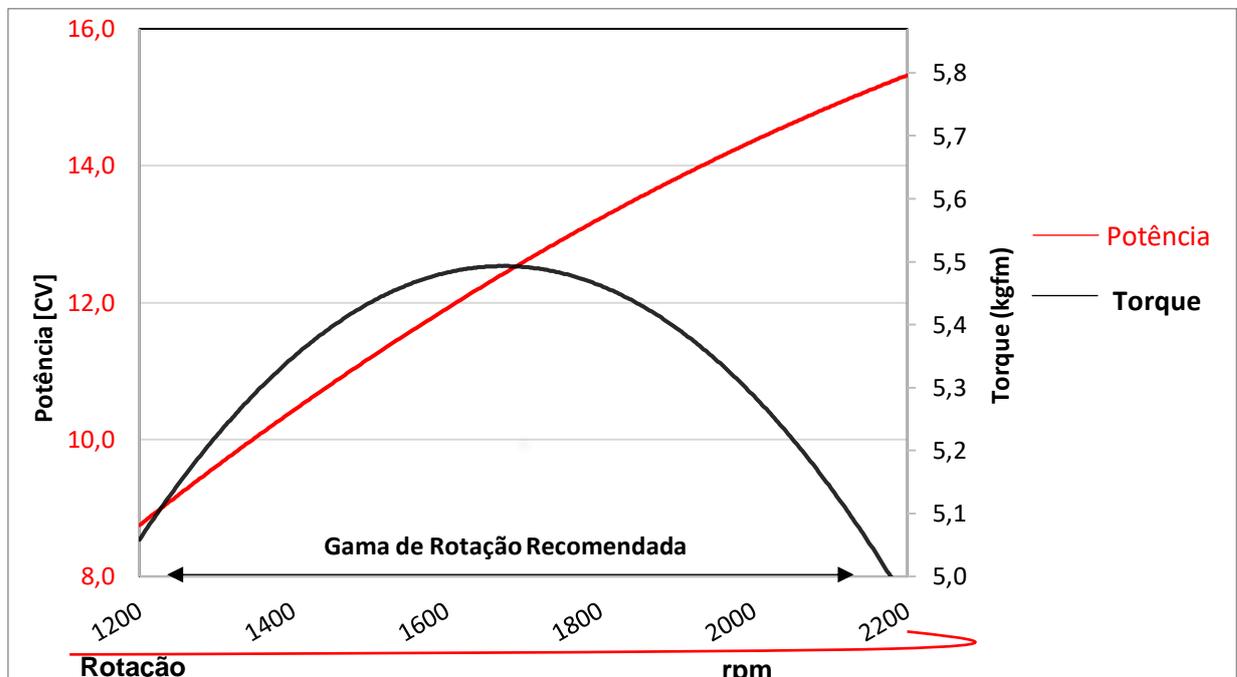
Como pôde-se observar, o rendimento efetivo apresentou valores entre 27 % e 29 %, tendo em vista que um dos grandes fatores que influenciam esse resultado é o rendimento térmico apresentado pelo motor, onde apresentou valores entre 47 % e 48 %. Os rendimentos mecânicos e volumétricos apresentaram valores consideráveis, tendo em vista que é um motor que apresenta baixo atrito, por possuir apenas um cilindro, onde é considerado um motor de pequeno porte, os acessórios acompanham e se adequam a essa funcionalidade. Os valores de rendimento se tornaram satisfatórios, onde os valores obtidos foram entre 75 % a 81 %. O rendimento volumétrico apresentou valores entre 76 % e 78 %, pois parte desse rendimento traz

consigo as suas partes móveis do cabeçote como abertura de válvulas, coletores de admissão e escape com medidas elevadas, comparadas aos outros tipos de motores de combustão interna.

A eficiência efetiva apresenta um valor pertinente, entre 27 % e 29 %, tendo em vista que os valores de eficiência de combustão são considerados por parâmetros internos do *software*, não representando em seus resultados, sendo estes simplificados, onde os parâmetros de entrada são a quantidade de cilindros, combustível e tipo de injeção.

Uma vez que o *Engine Analyzer Pro®* obteve resultados de potência, pressão, torque e rendimento efetivo dentro dos parâmetros pré-estabelecidos, pôde-se obter uma maior confiabilidade ao *software* e gerar a sua curva de performance. O *start* do motor foi realizado à 1200 rpm, sendo esses incrementados em 6 passos, com acréscimos de 200 rpm cada, os resultados foram gerados e plotados a partir de linhas de tendência (Fig. 19).

Figura 19 – Curva de performance



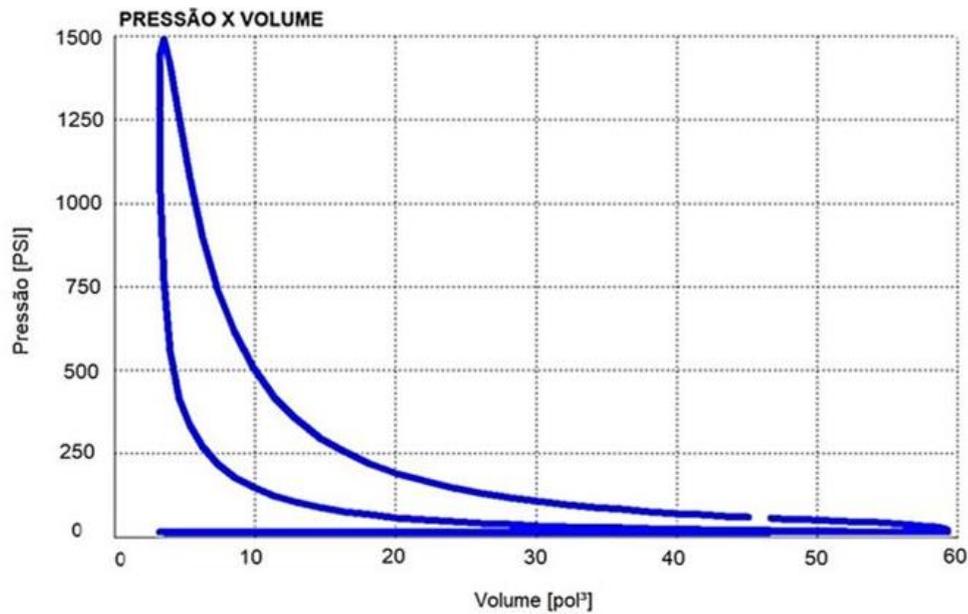
Fonte: Do Autor (2019)

As curvas referem-se ao desempenho do motor ao nível do mar e à temperatura de 25°C. Os resultados para o regime de 1800 rpm foram os mais satisfatórios, pois apresentaram seu maior rendimento, tendo em vista que alcançou

um maior torque com menor potência comparado a regimes maiores de rotação, e para gamas menores apresentou uma maior potência efetiva disponibilizada.

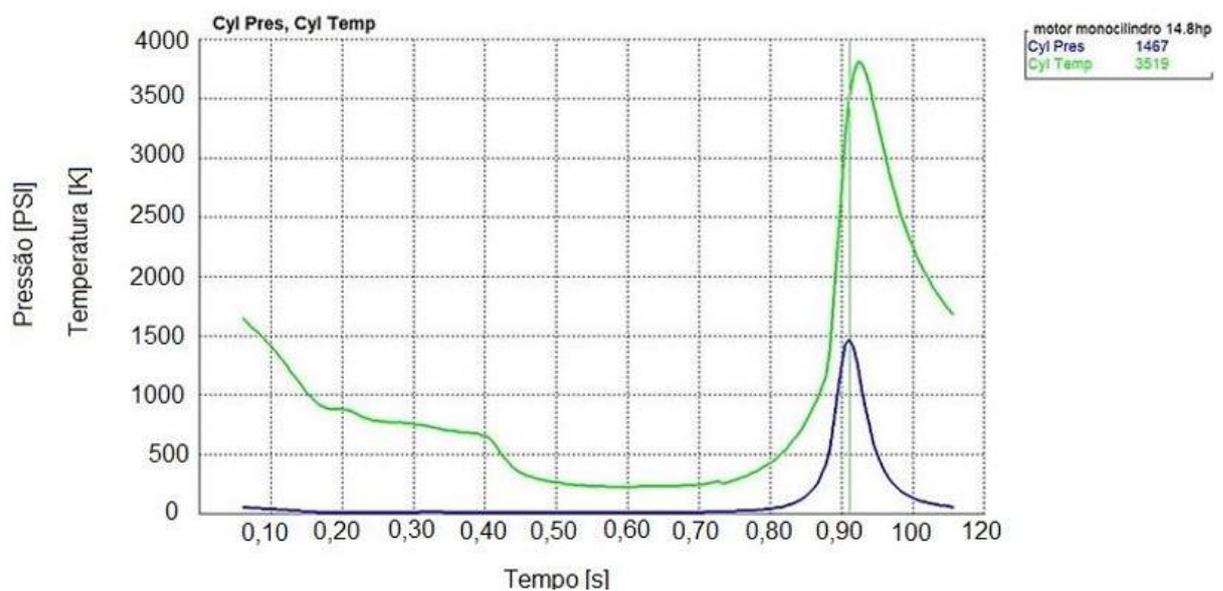
A Fig. 20 mostra a curva de pressão *versus* volume, plotadas para o regime de rotação nominal, onde se optou por esse regime pelo fato de apresentar a sua melhor performance.

Figura 20 – Pressão X volume *Engine Analyzer Pro*® – Rotação de 1800 rpm



Fonte: Do Autor (2019)

Figura 21 – Pressão e Temperatura máxima versus Tempo – Rotação de 1800 rpm



Fonte: Do Autor (2019)

O comportamento da curva de pressão *versus* volume mostra que a combustão não ocorre a pressão constante, tendo em vista que a variação transcorre com o decréscimo do volume. A Fig. 21 esclarece esse fato, de forma que a temperatura máxima ocorre milésimos de segundos após o seu maior pico de pressão, verificando-se então o que chamamos de combustão, um aumento drástico na variação da temperatura e um decréscimo instantâneo de pressão, produzindo o trabalho indicado por ciclo. A Tab. 10 a seguir mostra os valores de pressão e temperatura máxima, para os regimes em estudo.

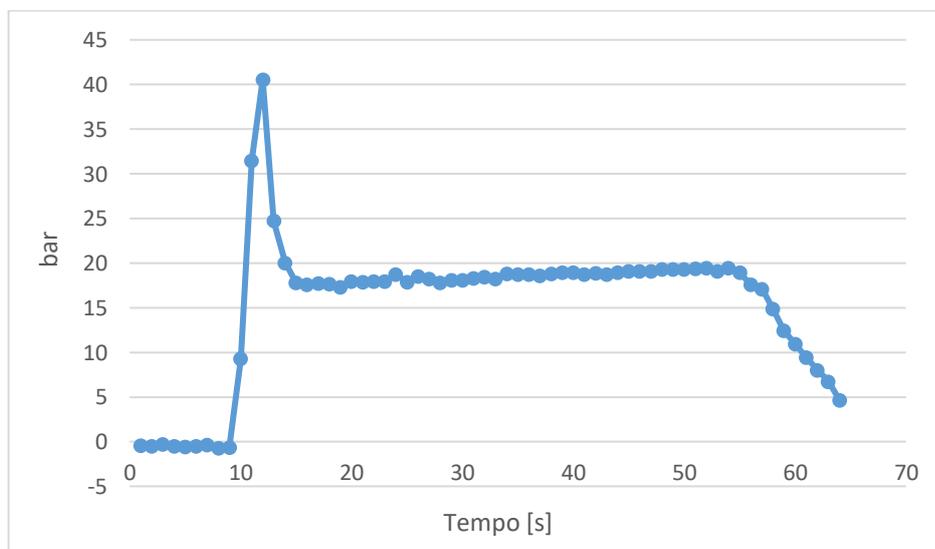
Tabela 10 – Resultados de pressão e temperatura máxima

Variável	Unidade	Software Engine Analyzer Pro®		
Velocidade angular	rpm	1200	1800	2200
P _{máx}	bar	100,18	105,076	105,145
T _{máx}	°C	2100	2110	2087,222

Fonte: Do Autor (2019)

A Fig. 22 mostra a curva de pressão *versus* tempo, referente aos valores obtidos da aplicação do transdutor de pressão a câmara de combustão do motor Budny monocilíndrico ciclo Diesel.

Figura 22 – Pressão versus tempo – 1200 rpm



Fonte: Do Autor (2019)

Os resultados de pressão *versus* tempo foram adquiridos e plotados em forma de gráficos para um melhor entendimento dos dados coletados. De acordo com a Fig. 22 pode-se perceber um aumento significativo na pressão com o avanço do pistão, resultando em uma pressão de aproximadamente 40 bar, havendo uma variação a cerca de 20 bar após o seu pico máximo, referente do seu deslocamento do PMS para o PMI.

Dando continuidade a leitura da curva, é capaz de perceber que após o decréscimo, não houve nenhum tipo de aumento de pressão significativa e nenhum decréscimo em função do tempo, ocasionando um erro de leitura, tornando assim um resultado quase que constante ao longo do tempo, trazendo um efeito insatisfatório, confrontados a Fig. 4.

Em busca de soluções ao problema, foram estimados para os regimes nominal e máximo. Com o decorrer dos testes foram analisados que, para regimes maiores de rotação, o decréscimo de pressão diminuía e a pressão se tornava mais constante ao longo do tempo, ou seja com o aumento da velocidade média do pistão, o tempo para despressurização do canal não se convergia ou era maior que o tempo necessário para um ciclo de revolução de 720° do virabrequim. Zabeu (1999) traz em seu trabalho a aplicação de um transdutor de pressão diretamente à câmara de combustão, evitando assim efeitos indesejados de ressonância em pré-câmara, não sendo possível nesse presente trabalho.

3 CONCLUSÃO

O presente trabalho mostrou o desempenho e a viabilidade do *Software* para a determinação das pressões, potência e rendimentos efetivos, onde o modelo de equações empíricas mostra que a convergência entre os resultados simulados. Este *software* computacional aliado de dados de entrada corretos, permite a simulação e a análise para diversos regimes de rotação. Todos esses aspectos são fundamentais para o desempenho de um motor de combustão interna, tendo em vista que para obter esses parâmetros experimentalmente, se torna uma tarefa trabalhosa em função dos grandes níveis de variáveis que envolvem a aquisição de dados. A curva de performance plotada em função da sua potência efetiva e torque, mostrou

que o motor disponibiliza seu maior torque com menores potência para o regime nominal adotado de 1800 rpm, apresentando então o seu melhor rendimento efetivo.

Observou-se que o parâmetro que influi diretamente na medida de pressão é a forma de como se aplica a face do transdutor de pressão a câmara, tornando-se complexa, pelas paredes finas e câmaras de água que se estendem em torno do cabeçote.

Em trabalho futuros, sugere-se a continuação do estudo da aplicação de um transdutor de pressão a câmara a combustão do motor Budny monocilíndrico ciclo Diesel e paralelo a este estudo erros relativos referente a utilização de transdutores de pressão em motores de combustão interna e a utilização de um dinamômetro para comparativos dos resultados.

Agradecimentos

Á Budny tratores, pela oportunidade e desenvolvimento desse estudo. A meu orientador Prof. Esp. Adelor Felipe da Costa, pelas orientações e estímulo. E a todos que de alguma forma colaboraram para a conclusão desse trabalho.

REFERÊNCIAS

BIZARRO, Álvaro José Gandarez de Oliveira. **Projeto do Pistão de um Motor de Combustão Interna para um Veículo de Elevada Eficiência Energética**. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Ciências e Tecnologia, Coimbra, 2015.

BUENO, BELCHIOR, SODRÉ. **Análise do Desempenho de um Motor de Combustão Interna para um Veículo de Elevada Eficiência Energética**. 8º Congresso Brasileiro de Petróleo e Gás – Departamento de Engenharia Mecânica, Copre, UFRJ, 2015.

ESTRUTURA GERAL. **Engine Analyzer Pro®**, 2019. Disponível em:<<https://performancetrends.com/Engine-Analyzer-Pro.htm>>. Acesso em: 25 set de 2019.

ESPECIFICAÇÕES. **National instruments**, 2019. Disponível em:<<http://www.ni.com/pdf/manuals/374369a.pdf>>. Acesso em: 18 out de 2019.

FICHA TÉCNICA. **Budny tratores e implementos**, 2019. Disponível em:<<http://www.budnytratores.com.br/pt-br/trator/micro-trator-1>>. Acesso em: 15 jun de 2019.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. Editora dossat. 3ª edição. 1970.748p.

GRACIANO, Vilmar. **Modelagem e simulação de motores a ignição por compressão (ICO) movida a misturas de Diesel, gás natural e biodiesel**. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2012.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. United States: McGraw-Hill, 1988.

LUZ, Maria Laura Gomes Silva. **Apostila de Motores a Combustão Interna**. 2013. Disponível em: <<https://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust%C3%A3o-Interna.pdf>>. Acesso em: 15 jun 2019.

MAGOT, Pierre. **Motores Diesel**, São paulo: Hemus Livraria e Editora, 1978.

MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**, 2. ed. Porto: Publindústria, 2006.

MASSUCO, Alder Evandro. **Motor de Combustão Interna Ciclo Diesel – Marinizados**. São Paulo: Senai, 2016. 184 p.

MOLLENHAUER, Klaus; TSCHÖEKE, Tschoeke. **Handbook of Diesel Engines**. Alemanha: Springer, 2010.

NORTON, Rob. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. Porto Alegre: AMGH, 2010, 800 p.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. New Jersey: Prentice Hall, 2004.

STEFANELLI, Eduardo José. **Motor de quatro tempos à injeção de combustível diesel**. Disponível em: <<https://www.stefanelli.eng.br/motor-quatro-tempos-combustivel-diesel/>>. Acesso em: 20 jun 2019

SODRÉ, Ulysses. **Modelos Matemáticos**. Artigo científico – Universidade Estadual de Londrina, Paraná, 2007.

ZABEU, Clayton. **Análise da combustão em motores baseada na medição de pressão**. Dissertação (Mestre) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

