



UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS
FACULDADE DE ENGENHARIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIA



RITA ANDRADE DA SILVA

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE UM MOTOR
MONOCILÍNDRICO CICLO OTTO**

Dourados - MS
2016

RITA ANDRADE DA SILVA

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE UM MOTOR
MONOCILÍNDRICO CICLO OTTO**

Trabalho de Conclusão de Curso de
Graduação apresentado para obtenção do
Título de Bacharel em Engenharia de Energia.
Faculdade de Engenharia. Universidade
Federal da Grande Dourados.

Orientador: Prof. Dr. Ramón Eduardo Pereira
Silva

Dourados - MS

2016

Rita Andrade da Silva

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE UM MOTOR
MONOCILÍNDRICO CICLO OTTO**

Trabalho de Conclusão de Curso aprovado como requisito parcial para obtenção do
Título de Bacharel em Engenharia de Energia na Universidade Federal da Grande
Dourados, pela comissão formada por:

Orientador: Prof. Dr. Ramon Eduardo Pereira Silva
FAEN- UFGD

Prof. Dr. Eduardo Manfredini Ferreira
FAEN- UFGD

Prof. Dr. Fernando Augusto Alves Mendes
FAEN- UFGD

Dourados, 15 de dezembro de 2016

“A única maneira de fazer um ótimo trabalho é amando aquilo que se faz.”

Steve Jobs

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer à Deus pelo dom da vida e também por me guiar, me iluminar e me abençoar todos os dias, por ser sempre meu alicerce e minha força.

Aos meus pais, Semi e Ranilson, que me deram todo o amor e a base necessária, sempre acreditando e investindo nos meus estudos. Eles que são meus maiores exemplos de vida, que me apoiaram e me aconselharam nos momentos mais difíceis, que acreditaram em mim quando nem eu mesma acreditava, fazendo com que esse sonho se tornasse realidade.

Aos meus avós, Leomira, Severina e José, pelo carinho, exemplo de vida e honestidade, pela experiência e os ensinamentos de vida compartilhados. Sempre levarei todos os momentos com minha finada avó Leomira guardados em meu coração.

A minha irmã, Raíza, que mesmo com os desentendimentos sempre esteve presente e acreditou em mim.

Ao meu orientador, Professor Dr. Ramon Eduardo Pereira Silva, por ter aceitado me orientar, por toda a colaboração, paciência e conhecimentos repassados durante todo o desenvolvimento desse trabalho.

A Universidade Federal da Grande Dourados e a todo corpo docente que me proporcionou o conhecimento necessário, eles que são a base desse país, sempre buscando o aperfeiçoamento para melhor nos ensinar. Sem eles nada disso seria possível.

Aos meus amigos, que sempre estiveram ao meu lado, me apoiando, me incentivando, me aconselhando e me divertindo. Principalmente aos companheiros de classe, pela diversão, pelo aprendizado, pela convivência que tanto auxiliou no meu amadurecimento, que passaram pela mesma experiência, fazendo com que entendessem as dificuldades e, assim, pudessem ajudar. Eles que, nos grupos de estudos, compartilharam os conhecimentos e aguentaram todo o meu estresse em épocas de prova. Amigos que durante esses anos de faculdade foram minha segunda família, dividindo sonhos, sorrisos, lanches e lágrimas.

A todos os meus familiares pelo apoio e carinho. Vocês tornam a minha caminhada mais agradável e feliz.

E a todos que contribuíram de alguma forma com a realização desse trabalho.

RESUMO

Esse trabalho teve por finalidade o desenvolvimento e validação de uma planilha em Excel para a simulação de um motor ciclo Otto. Foram aplicados nessa planilha dados de motores ciclo Otto, no qual obtive-se resultados próximos aos contidos em literatura, validando assim a rotina de cálculo do Excel. Foi simulado nessa planilha o desempenho do Motor Honda a gasolina MotoMil MG-1200 CL. Para comparar os dados teóricos com os dados obtidos experimentalmente foram desenvolvidos ensaios termodinâmicos do mesmo motor. Nos ensaios termodinâmicos realizados em laboratório houve uma sobrecarga de corrente e não foi possível alcançar a potência nominal do motor dada em manual, mas através dos dados coletados para as cargas de 0, 150, 300, 400 e 500 W foi possível calcular os torques e as pressões médias efetivas de frenagem para cada carga e compará-los com o encontrado na planilha. Observou-se, através dos gráficos gerados, que o torque e a pressão média efetiva de frenagem experimentais possuem tendência a alcançar os resultados encontrados na planilha. Se no ensaio tivesse ocorrido o alcance da potência nominal do motor os valores experimentais e teóricos estariam próximos.

Palavras: motores, ciclo Otto, ensaios termodinâmicos.

ABSTRACT

This study aimed the development and validation of an Excel spreadsheet for the simulation of an Otto cycle motor. In this Excel spreadsheet was applied the Otto cycle engine data, in which the results were close to those found in the literature, thus validating the Excel worksheet. It was simulated the performance of a Honda motor using a MotoMil MG-1200 CL gasoline. Thermodynamic tests of the engine were developed comparing the theoretical data with the data obtained experimentally. In the thermodynamic experimental test realized there was a current overload and it was not possible to achieve the nominal motor power given in the manual. However, through the data collected for the load of 0, 150, 300, 400 and 500 W it was possible to calculate the torques, and the average effective brake pressures for each load mentioned and compare them with that given on the worksheet. Moreover, if in the experimental test the motor rated power values had been reached, the experimental and theoretical values would be close.

Keywords: engines, Otto cycle, thermodynamic tests.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Partes Móveis do Motor de Combustão Interna	17
Figura 2 - Partes Móveis: Pistão, Biela e Virabrequim	18
Figura 3 - Vista dos componentes de um motor de combustão interna – MCI.....	18
Figura 4 - Nomenclatura referente às posições do pistão.....	20
Figura 5 - Ciclo Ar Padrão Otto – Diagrama P-V.....	22
Figura 6 - Geometria Pistão e Cilindro do motor alternativo.....	26
Figura 7 - Ciclo Otto (a) Pressão específica por Volume específico, (b) Temperatura por Entropia.....	32
Figura 8 - Motor a gasolina Motomil MG – 1200 CL.....	38
Figura 9 - Gráfico Pressão-Volume.....	45
Figura 10 – Esquema da montagem experimental	46
Figura 11 - Foto da montagem experimental	47
Figura 12 - Gráfico de comparação de potência.....	53
Figura 13 - Gráfico de consumo específico por potência entregue	54
Figura 14 - Gráfico de eficiência global por potência entregue	55
Figura 15 - Gráfico de potência entregue por torque	56
Figura 16 - Gráfico de potência indicada por pressão média efetiva de frenagem	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Componentes do motor de combustão interna	19
Tabela 2 - Comparação dos parâmetros do Exemplo 3.1 Pulkrabek, 2004.....	35
Tabela 3 - Dados do motor Fiesta utilizados para os cálculos.....	36
Tabela 4 – Comparação dos parâmetros motor Fiesta 1.0L	36
Tabela 5 - Especificações Técnicas do Motor a gasolina MotoMil MG-1200 CL.....	37
Tabela 6 - Dados utilizados para os cálculos.....	39
Tabela 7 - Principais equipamentos experimentais e suas especificações.....	47
Tabela 8 - Dados coletados em laboratório.	48
Tabela 9 - Potência efetiva observada	50
Tabela 10 - Potência efetiva reduzida.....	50
Tabela 11 - Consumo de combustível	51
Tabela 12 – Vazão mássica de combustível	51
Tabela 13 - Consumo específico de combustível (sfc).....	51
Tabela 14 - Eficiência Global	52
Tabela 15 - Torque	52
Tabela 16 - Pressão média efetiva no freio.....	53

SÍMBOLOS

a	Deslocamento do virabrequim	[cm] [m]
b_{mep}	Pressão média efetiva de frenagem	[kPa]
$bsfc$	Consumo específico de combustível de frenagem	[L] [m ³]
BSP	Potência específica de frenagem	[kW/m ²]
c_v	Calor específico a volume constante	[kJ/kg-K]
D	Diâmetro do cilindro	[m]
F_c	Fator de correção	[-]
$imep$	Pressão média efetiva indicada	[kPa]
K_b	Correção devido à pressão barométrica	[-]
K_t	Correção devido à temperatura	[-]
K_u	Correção devido à umidade	[-]
m	Massa de ar no cilindro em um ciclo	[kg]
m_{ar}	Massa de ar admitida pelo motor	[kg]
m_{comb}	massa de combustível admitida pelo motor	[kg]
mep	Pressão média efetiva	[kPa]
m_{ex}	Massa dos gases de escape	[kg]
m_f	Massa do combustível	[kg]
m_m	Massa de mistura de gás	[kg]
\bar{m}	Massa molar média de ar	[kg/mol]
n	Número de revolução por ciclo	[-]
N	Velocidade do motor	[RPM]
$nmep$	Pressão média efetiva líquida	[kPa]
OPD	Potência volumétrica específica	[kW/L]
P	Pressão	[kPa] [atm]
PCI	Poder calorífico do combustível	[kJ/kg]
P_i	Pressão barométrica indicada no local do ensaio	[mmHg]
P_r	Pressão barométrica de referência	[mmHg]
P_s	Pressão de saturação na temperatura local	[mmHg]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[kW]
r	Comprimento da haste	[cm] [m]
R	Constante dos gases	[kJ/kg-K]
$R_{ar/comb}$	Relação ar combustível	[kg _{ar} /kg _c]

r_c	Taxa de compressão	[-]
S	Comprimento do curso	[cm] [m]
s	Posição do pistão	[cm] [m]
sfc	Consumo específico de combustível	[L] [m ³]
SP	Potência específica	[kW/m ²]
T	Temperatura	[°C]
t_a	Temperatura do ar aspirado	[°C]
t_r	Temperatura de referência	[°C]
U_r	Umidade relativa na hora do ensaio	[-]
V	Volume do cilindro	[L] [m ³]
V_1	Volume total	[L] [m ³]
V_2	Volume da câmara de combustão	[L] [m ³]
V_c	Volume da câmara de combustão	[L] [m ³]
V_d	Volume de deslocamento	[L] [m ³]
V_{du}	Volume de deslocamento unitário	[L] [m ³]
W	Trabalho de um ciclo	[kJ]
w	Trabalho específico de um ciclo	[kJ/kg]
W_b	Trabalho de frenagem	[kJ]
w_b	Trabalho específico de frenagem	[kJ/kg]
W_f	Trabalho de atrito	[kJ]
w_f	Trabalho específico de atrito	[kJ/kg]
w_i	Trabalho específico indicado	[kJ/kg]
W_i	Trabalho indicado	[kJ]
\dot{W}	Potência	[kW]
\dot{W}_b	Potência efetiva de frenagem	[kW]
\dot{W}_f	Potência de atrito	[kW]
\dot{W}_i	Potência indicada	[kW]
\dot{W}_o	Potência efetiva observada	[kW]
\dot{W}_r	Potência efetiva reduzida	[kW]
z	números de cilindros do motor	[-]
θ	ângulo de manivela	[°]
τ	Torque	[N-m]
η_g	Eficiência global	[-]

η_m	Eficiência mecânica	[-]
η_t	Eficiência térmica	[-]
η_v	Eficiência volumétrica do motor	[-]
ρ_a	Massa específica do ar	[kg/m ³]
\overline{U}_p	Velocidade média do pistão	[m/s]
Δv	Diferença do volume específico no PMI e no PMS	[L] [m ³]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
1.1 Objetivo geral	14
1.2 Objetivos específicos	14
1.3 Estrutura do Trabalho	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1 Motores de combustão Interna.....	16
2.1.1 Principais componentes do motor	16
2.1.2 Motores alternativos	18
2.2 Princípios de Funcionamento.....	21
2.2.1 Motor de quatro tempos ciclo Otto.....	21
2.2.2 Ciclo de ar Otto Ideal.....	22
2.3 Combustão em motores de ignição por centelha	23
2.4 Relação ar/combustível.....	23
2.5 Dinamômetro	24
3. MODELAGEM TEÓRICA.....	26
3.1 Parâmetros do Motor	26
3.2 Eficiência Mecânica.....	27
3.3 Pressão média efetiva.....	28
3.4 Torque e Potência	29
3.5 Consumo específico de combustível.....	30
3.6 Eficiência Volumétrica	31
3.7 Análise termodinâmica do ciclo ar padrão Otto	31
3.8 Massa de ar no cilindro em um ciclo	34
3.9 Validação da planilha.....	34
4. SIMULAÇÃO PARA MOTOR HONDA.....	37
4.1 Especificações Técnicas do Motor.....	37
4.2 Relação ar combustível para gasolina E27	38
4.3 Análise Termodinâmica	39
5. ENSAIO COM MOTOR HONDA	46
5.1 Descrição da Bancada	46
5.2 Resultados	48
6. CONCLUSÃO	58
REFERÊNCIAS	59

APÊNDICES	61
APÊNDICE A – VISÃO GERAL DA PLANILHA DESENVOLVIDA EM SOFTWARE MICROSOFT EXCEL	62
APÊNDICE B – VISÃO AMPLIADA DA PLANILHA DESENVOLVIDA EM SOFTWARE MICROSOFT EXCEL PARTE I.....	63
APÊNDICE C - VISÃO AMPLIADA DA PLANILHA DESENVOLVIDA EM SOFTWARE MICROSOFT EXCEL PARTE II	64
APÊNDICE D - VISÃO AMPLIADA DA PLANILHA DESENVOLVIDA EM SOFTWARE MICROSOFT EXCEL PARTE III	65

1. INTRODUÇÃO

Motor de combustão é um dispositivo que transforma calor em trabalho, convertendo a energia química contida no combustível em energia mecânica, geralmente em um eixo de saída rotativo (PULKRABEK, 2004).

O motor utilizado no desenvolvimento desse trabalho foi um motor de combustão interna do tipo alternativo.

Analisando o comportamento do fluido ativo (FA), as máquinas térmicas são classificadas em:

- a) Motores de Combustão Externa – MCEs: são os motores nos quais a combustão ocorre externamente ao fluxo ativo, como por exemplo as máquinas a vapor ou motor Stirling. Nestes o FA opera apenas como veículo da energia térmica que será transformada em trabalho (BRUNETTI, 2012).
- b) Motores de Combustão Interna – MCIs: ao contrário dos MCEs, o FA participa diretamente da combustão, os quais são o foco deste trabalho e que serão classificados no decorrer do mesmo (BRUNETTI, 2012).

Os MCI ainda podem ser classificados quanto à forma de se obter trabalho mecânico (BRUNETTI, 2012):

- a) Motores Alternativos: quando o trabalho mecânico é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão e transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela (BRUNETTI, 2012).
- b) Motores rotativos: quando o trabalho é obtido diretamente por um movimento de rotação. São exemplos: turbina à gás e o motor Wankel (BRUNETTI, 2012).
- c) Motores de impulso: quando o trabalho é obtido pela força de reação dos gases expelidos em alta velocidade pelo motor. Neste caso são exemplos: motor a jato e foguetes (BRUNETTI, 2012).

Em motores de combustão interna alternativos, a energia química do combustível primeiramente é convertida em energia térmica por meio de combustão. Esta energia térmica aumenta a temperatura e a pressão dos gases no interior do cilindro do motor. Assim o gás a alta pressão expande-se. Esta expansão é convertida pelas bielas (movimento vai e vem) ao virabrequim (movimento rotativo) que é a saída do motor. O virabrequim, por sua vez, está ligado a uma transmissão para levar a energia mecânica de rotação onde deseja-se usá-lo. Para motores, isso muitas vezes será a propulsão de um veículo. Há outras aplicações como: motores

estacionários para impulsionar geradores ou bombas e motores portáteis para cortadores de grama, por exemplo (PULKRABEK, 2004).

1.1 Objetivo geral

Analisar de maneira teórica e experimental o Motor Honda a gasolina MotoMil MG-1200 CL do laboratório de máquinas térmicas, sistema térmicos e combustão do bloco de Engenharia de Energia da Universidade Federal da Grande Dourados.

1.2 Objetivos específicos

Desenvolver uma planilha no software Microsoft Excel para simular o ciclo termodinâmico de um motor Ciclo Otto;

Simular o desempenho do Motor Honda a gasolina MotoMil MG-1200 CL na planilha desenvolvido em software Microsoft Excel;

Realizar ensaios termodinâmicos do Motor Honda a gasolina MotoMil MG-1200 CL para gerar dados de desempenho;

Comparar os dados teóricos com os dados obtidos experimentalmente.

1.3 Estrutura do Trabalho

A introdução também conta com os principais objetivos do estudo, sendo eles geral e específico e apresenta-se a estrutura do trabalho.

A seção 2 é o processo de busca, análise e descrição de motores de combustão interna. Ela possui subdivisões que abordam conceitos de princípios de funcionamento, combustão em motores de ignição por centelha e relação ar combustível.

A seção 3 descreve os principais parâmetros usados para a análise termodinâmica desenvolvida no software Microsoft Excel através de um memorial de cálculos para motores de combustão interna do ciclo Otto.

A seção 4 tem como objetivo a descrição da análise termodinâmica realizada na planilha desenvolvida em software Microsoft Excel. Apresenta as especificações do motor utilizado nesse estudo, bem como a relação ar-combustível da gasolina com 27% de álcool anidro, Gasolina E27.

A seção 5 descreve o ensaio com o motor Honda. Foi descrita a bancada e os passos para realização do ensaio. Com os dados experimentais foram calculados potência, torque e

pressão média efetiva no freio a fim de compará-los com os resultados obtidos pela rotina de cálculos desenvolvida em Software Microsoft Excel realizada pelo autor.

Na conclusão é feita uma síntese com as análises e comentários dos resultados obtidos nesse trabalho. Também são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Motores de combustão Interna

A combustão ocorre dentro do cilindro do motor em motores alternativos de combustão interna, assim sendo definidas quanto à participação do fluido ativo diretamente no processo de combustão (BRUNETTI, 2012).

Há varias classificações para esse tipo de motor. Podem ser classificados de acordo com a ignição, que pode ocorrer por centelha ou pela compressão. No caso abordado, é um motor a gasolina por Ciclo Otto, utilizando ignição por centelha. Classifica-se, também, quanto ao movimento do pistão para gerar trabalho. Que, no caso desse estudo, é do tipo alternativo, que desloca o pistão em movimento de vaivém e transforma em rotações contínuas por um conjunto de pistão conectado ao virabrequim por meio de uma biela (BRUNETTI, 2012).

Os motores diferenciam-se quanto ao número de cilindros em monocilíndricos ou poli cilindricos e quanto ao número de tempos, 2 ou 4 tempos (BRUNETTI, 2012). Sendo utilizado nesse trabalho um monocilíndrico de 4 tempos.

Os motores de combustão interna são constituídos de partes fixas e móveis. As partes fixas são o bloco, o cárter e o cabeçote do motor. As peças móveis são a biela, pistão, árvore de comando de válvulas, virabrequim, válvulas de admissão e escape (BRUNETTI, 2012).

2.1.1 Principais componentes do motor

Os principais componentes de um motor que atuam ativamente no processo termodinâmico e suas funções são descritos a seguir, e estão separadas entre estacionários e móveis.

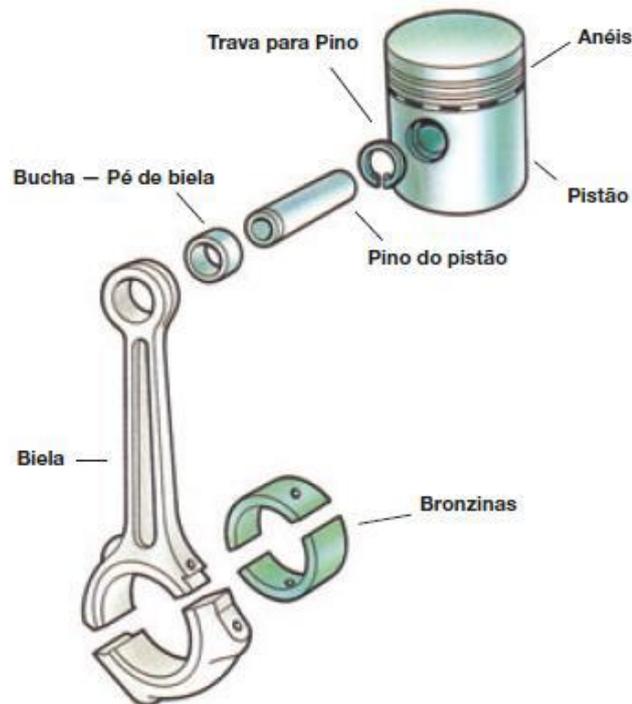
(a) Estacionários:

- Coletor de Admissão: É ele que recebe e distribui para os cilindros a mistura ar/combustível no caso do Ciclo Otto (MAHLE, 2014).
- Coletor de Escape: É responsável por coletar os gases resultantes da combustão e lançá-los na atmosfera pelo tubo de escape (MAHLE, 2014).

(b) Móveis

A Figura 1 apresenta algumas partes móveis de um motor, bem como suas posições e encaixes umas nas outras.

Figura 1 - Partes Móveis do Motor de Combustão Interna

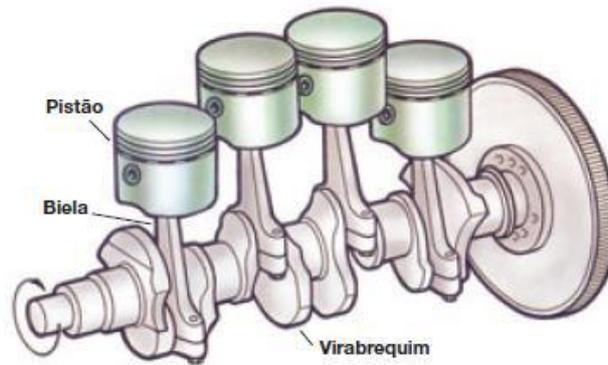


Fonte: MAHLE, 2014

- Pistão/Anel: Através de um pino, transmite à biela a força recebida da expansão dos gases queimados. Em geral, o pistão é fabricado em liga de alumínio e é a parte móvel da câmara de combustão (MAHLE, 2014).
- Biela: Como mostra a Figura 1, a biela é um braço de ligação entre o pistão e o virabrequim, sendo que recebe o impulso do pistão e transmite ao virabrequim, ou seja, este conjunto transforma em movimento rotativo do virabrequim, o movimento retilíneo do pistão (MAHLE, 2014).
- Virabrequim: Este eixo que recebe a força dos pistões e a inversão do sentido de movimento da biela é o responsável por gerar e enviar ao sistema de transmissão, torque, força e rotação (ROCHA, 2009).

A Figura 2 mostra um esquema do virabrequim, pistões e biela.

Figura 2 - Partes Móveis: Pistão, Biela e Virabrequim



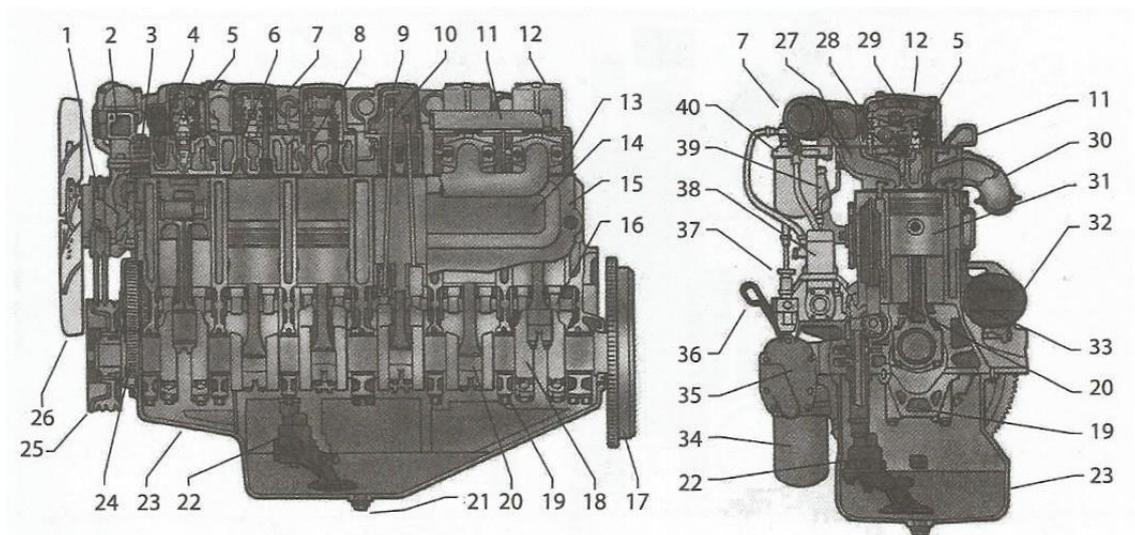
Fonte: MAHLE, 2014

- Válvulas: As válvulas podem ser classificadas como: válvula de admissão, que tem por finalidade permitir a entrada da mistura ar combustível, e válvula de escape, a qual permite a saída dos gases queimados que foram obtidos através da combustão (MAHLE, 2014).

2.1.2 Motores alternativos

A Figura 3 mostra os principais elementos dos motores alternativos:

Figura 3 - Vista dos componentes de um motor de combustão interna – MCI



Fonte: BRUNETTI, 2012

Tabela 1 - Componentes do motor de combustão interna

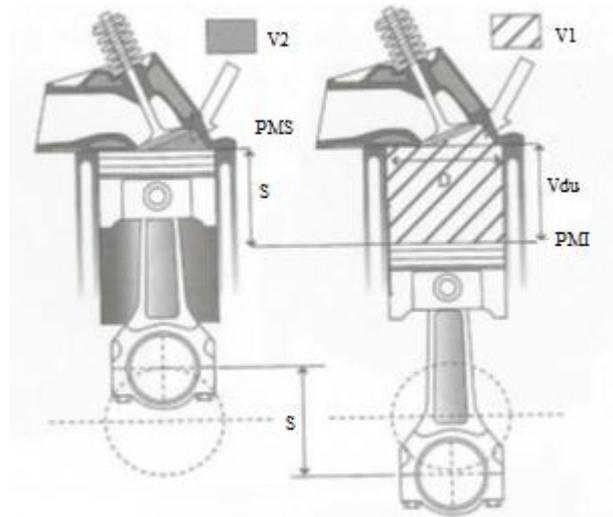
1. Bomba d'água	21. Bujão do cárter
2. Válvula termostática	22. Bomba de óleo
3. Compressor de ar	23. Cárter
4. Duto de admissão	24. Engrenagem do virabrequim
5. Injetor de combustível	25. Amortecedor vibracional
6. Válvula de escapamento	26. Ventilador
7. Coletor de admissão	27. Duto de admissão
8. Válvula de admissão	28. Balancim da válvula de admissão
9. Linha de combustível	29. Balancim da válvula de escapamento
10. Haste da válvula	30. Coletor de escapamento
11. Duto de água	31. Pistão
12. Tampa de válvula	32. Motor de partida
13. Cabeçote	33. Dreno de água
14. Tampa lateral	34. Filtro de óleo
15. Bloco	35. Radiador de óleo
16. Eixo comando de válvulas	36. Vareta de nível de óleo
17. Volante	37. Bomba manual de combustível
18. Virabrequim	38. Bomba injetora de combustível
19. Capa de mancal	39. Respiro do cárter
20. Biela	40. Filtro do combustível

Fonte: BRUNETTI, 2012

A nomenclatura do virabrequim (18) não segue um padrão, podendo ser denominado também como girabrequim, eixo de manivelas e eixo de cambotas, dentre outras (BRUNETTI, 2012).

A Figura 4 apresenta uma descrição quanto a posição do pistão no interior do cilindro (BRUNETTI, 2012).

Figura 4 - Nomenclatura referente às posições do pistão



Fonte: BRUNETTI modificado, 2012

Sendo:

PMS - Ponto Morto Superior – é a posição na qual o pistão está o mais próximo possível do cabeçote.

PMI – Ponto Morto Inferior – é a posição na qual o pistão está o mais afastado possível do cabeçote.

S – Curso do pistão – é a distância percorrida pelo pistão quando se desloca do PMS ao PMI, ou vice-versa.

V1 – Volume total - é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMI.

V2 – Volume morto ou volume da câmara de combustão – é o volume compreendido entre o pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMS.

Vdu – Cilindrada unitária – também conhecida como volume deslocado útil ou deslocamento volumétrico – é o volume deslocado pelo pistão de um ponto morto a outro.

D – Diâmetro do cilindro

Com a Figura 4 é possível fazer as definições representadas pelas Equações 1 e 2. A Equação 1 refere-se ao volume deslocado pelo pistão de um ponto morto a outro, para o caso de cilindrada unitária, como segue:

$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad (1)$$

Ou ainda, a Equação 1 pode ser representada pela Equação 2:

$$V_d = V_{du} \cdot z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot z \quad (2)$$

Sendo:

z – Número de cilindros do motor

V_d – Volume deslocado do motor, deslocamento volumétrico do motor ou cilindrada total.

2.2 Princípios de Funcionamento

2.2.1 Motor de quatro tempos ciclo Otto

O funcionamento de um motor de combustão interna alternativo consiste em movimentar um pistão no interior de um cilindro. O pistão está no ponto morto superior quando o volume é mínimo, já definido como volume morto e quando se movimenta ao ponto morto inferior o volume percorrido pelo pistão é dito como volume deslocado. Esse movimento do pistão é convertido em movimento de rotação por um mecanismo biela manivela (MORAN, 2009).

O pistão percorre quatro cursos, correspondendo a duas voltas da manivela do motor, para que seja completado um ciclo. Os quatro tempos do motor estão descritos a seguir:

- (a) Curso de admissão: Com a válvula de admissão aberta o pistão desloca-se do ponto morto superior ao ponto morto inferior, aumentando o volume da câmara de combustão e admitindo-se a mistura ar-combustível dentro do cilindro.
- (b) Curso de compressão: Fecha-se a válvula de admissão e a válvula de escape continua fechada, a mistura contida no cilindro é comprimida pelo pistão que desloca-se do ponto morto inferior ao ponto morto superior. Ocorre diminuição do volume e consequentemente um aumento da pressão.
- (c) Curso de expansão: As válvulas continuam fechadas e com a faísca a pressão aumenta rapidamente em virtude da combustão da mistura. O pistão é empurrado devido à pressão dos gases deslocando do ponto morto superior ao ponto morto inferior. Com esse movimento ocorre o aumento do volume e, consequentemente, a diminuição da pressão.
- (d) Curso de escape: Abre-se a válvula de escape e os gases, devido a pressão acima da atmosférica, escapam rapidamente até que a pressão fique próxima à atmosférica. O pistão descola-se do ponto morto inferior para o superior expelindo os gases resultantes

da queima na combustão para fora do cilindro. A pressão mantém-se um pouco maior que a atmosférica. Quando é alcançado o ponto morto superior reinicia-se o ciclo (BRUNETTI, 2012).

2.2.2 Ciclo de ar Otto Ideal

Os motores de combustão interna se baseiam em ciclos termodinâmicos ideais, demonstrando os processos que os gases percorrem no interior do motor. Os ciclos se diferem quanto ao modo em que se adiciona calor, e o ciclo Otto ideal se assemelha a um motor por ignição por centelha, no qual a combustão é feita a volume constante enquanto o pistão se encontra no ponto morto superior. Na da Figura 5, mostra-se a visualização de um ciclo Otto a ar ideal:

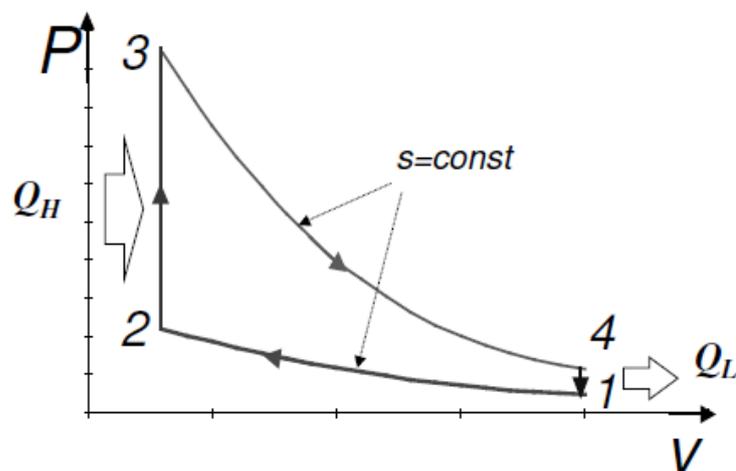
O processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar, quando o pistão se movimenta do ponto morto inferior para o ponto morto superior.

O processo 2-3 é a transferência de calor para o ar a volume constante enquanto o pistão está no ponto morto superior; em um motor real este momento é corresponde a ignição da mistura de ar-combustível pela centelha e logo após a sua queima.

O processo 3-4 é uma expansão isentrópica.

O processo 4-1 completa o ciclo através de um processo a volume constante no qual o calor é rejeitado pelo ar quando o pistão está no ponto morto inferior.

Figura 5 - Ciclo Ar Padrão Otto – Diagrama P-V.



Fonte: YANAGIHARA, 2014

Em um motor real de ignição por centelha o rendimento térmico aumenta quando a relação de compressão é elevada. Porém, em um motor real, quando se aumenta a relação de compressão, ocorre o aumento da detonação do combustível, que é uma queima extremamente rápida ocasionada por forte pressão no cilindro do motor antes do ponto de ignição ideal e devem ser evitadas para não diminuir a vida útil do motor, evitar o consumo maior de combustível, a perda de potência e a alta emissão de poluentes (BORGNAKKE E SONNTAG, 2009).

Octanagem é a grandeza que representa a resistência da mistura do combustível com ar à autoignição, ou seja, quanto maior o valor da octanagem menor será a ocorrência da autoignição do combustível, prevenindo o batimento de pino. A adição de etanol à gasolina provoca o aumento da octanagem (BORGNAKKE E SONNTAG, 2009).

2.3 Combustão em motores de ignição por centelha

Nos motores de ignição por centelha os cilindros são alimentados durante a admissão por uma mistura ar-combustível previamente dosada na injeção eletrônica ou no carburador. A mistura é comprimida e, durante esse processo ocorre a vaporização e homogeneização do combustível com o ar. Se for um motor com injeção direta de combustível a adição de combustível é realizada diretamente no interior dos cilindros. Dependendo da estratégia de mistura desejada, a injeção pode acontecer no tempo de admissão ou durante o tempo de compressão.

Quando o pistão se aproxima do ponto morto superior, ocorre uma faísca elétrica na vela, provocando o início das reações de oxidação do combustível, inicialmente ocupando um volume muito pequeno em volta da vela, com um aumento da temperatura localizada e um pequeno aumento da variação da pressão. A combustão se propaga e, quando os compostos preliminares atingem certa concentração, a liberação de calor é intensa o suficiente para propagar a chama. Assim ocorre a combustão (BRUNETTI, 2012).

2.4 Relação ar/combustível

Nos motores de combustão interna, o sistema de combustível é o responsável por preparar a mistura com ar ambiente e o combustível contido no tanque. Desta forma, esta mistura poderá ser rica ou pobre, com falta ou excesso de ar, respectivamente. O sistema

manterá a mistura próxima às condições de estequiometria, ligeiramente pobre para garantir a queima total do combustível.

Para se estimar tal proporção, segue a Equação 3:

$$R_{ar/comb} = \frac{m_{ar}}{m_c} \quad (3)$$

Onde:

$R_{ar/comb}$ = relação ar combustível (adimensional);

m_{ar} = massa de ar admitida pelo motor (g);

m_c = massa de combustível admitida pelo motor (g);

Com a Equação 4 é possível calcular o fator lambda (λ), o qual apresenta o tipo de mistura, sendo classificada entre rica ou pobre, como segue:

$$\lambda = \frac{R_{ar/combustível} (real)}{R_{ar/combustível} (estequiométrico)} \quad (4)$$

Quando o fator lambda é maior que um tem-se uma mistura pobre, quando é menor que um, mistura rica, e igual a um denomina-se mistura estequiométrica.

Mistura pobre é quando a mistura tem excesso de ar maior que o necessário para que ocorra a combustão, fazendo com que a chama, excessivamente lenta, mantenha-se durante parte do curso de expansão e possivelmente até o fim do escape causando o superaquecimento da câmara e a ignição da mistura admitida, provocando o retorno da chama. Com isso o motor torna-se instável e não consegue manter uma rotação constante.

Mistura rica é quando há o excesso de combustível, dificultando a propagação da chama, com a diminuição da temperatura na câmara de combustão extinguindo-se, assim, a chama. Conseqüentemente, há instabilidade na rotação de funcionamento do motor. O valor de referência para esta proporção estequiométrica é a relação que permite uma combustão completa (BRUNETTI, 2012).

2.5 Dinamômetro

Dinamômetro é o equipamento capaz de medir a potência, trabalho executado na unidade de tempo, de um motor em suas diversas condições de funcionamento.

É muito difícil determinar a parcela do trabalho devidas aos atritos no motor. Uma das formas bastante utilizada é a colocação do motor em um dinamômetro ativo (operando sem a ignição do motor) e a medição da potência que o dinamômetro precisa aplicar para superar todas as forças de atrito.

Nesses ensaios, é importante reproduzir as condições em que o motor estaria trabalhando normalmente num teste, como rotação do motor, o ângulo da borboleta e condições do ambiente. Essa estimativa dos atritos é chamada de trabalho ou potência efetiva de frenagem (HEYWOOD, 1988).

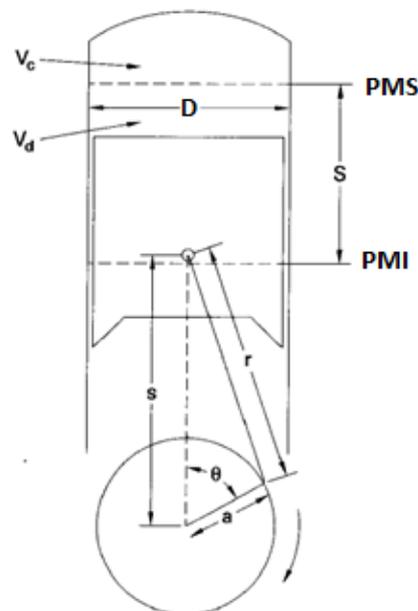
3. MODELAGEM TEÓRICA

Na modelagem teórica são descritos os principais parâmetros utilizados para que fosse desenvolvido o memorial de cálculos em Excel para motores de combustão interna ciclo Otto.

3.1 Parâmetros do Motor

Os parâmetros do motor analisam a geometria do pistão-cilindro, como pode ser observado na Figura 6.

Figura 6 - Geometria Pistão e Cilindro do motor alternativo



Fonte: PULKRABEK modificado, 2004.

Sendo:

D = diâmetro do cilindro;

S = comprimento do curso;

r = comprimento da haste;

a = deslocamento do virabrequim;

s = posição do pistão;

θ = ângulo de manivela;

V_c = volume da câmara de combustão;

V_d = volume deslocado.

Para um motor com diâmetro D , deslocamento do virabrequim a , comprimento do curso S , girando a uma velocidade de máquina de N , tem-se:

$$S = 2a \quad (5)$$

A velocidade média do pistão é:

$$\overline{U}_p = 2SN \quad (6)$$

O volume deslocado unitário é determinado para um cilindro ou para o motor inteiro.

Para um cilindro,

$$V_{du} = \frac{\pi}{4} D^2 S \quad (7)$$

A razão de compressão é a relação entre o volume de um cilindro do motor com seu pistão no ponto morto inferior e o volume da câmara de combustão correspondente, volume do cilindro, com o pistão no ponto morto superior (PULKRABEK, 2004).

A razão de compressão de um motor é definida como:

$$rc = \frac{(V_c + V_d)}{V_c} \quad (8)$$

3.2 Eficiência Mecânica

A eficiência mecânica representa o percentual de energia mecânica nos pistões que está sendo convertido em energia mecânica no volante motor. A relação entre a potência medida no dinamômetro (potência efetiva de frenagem) e a potência indicada é chamada de eficiência mecânica (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_m = \frac{w_b}{w_i} = \frac{W_b}{W_i} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} \quad (9)$$

Sendo:

w_b = Trabalho específico de frenagem

w_i = Trabalho específico indicado

W_b = Trabalho de frenagem

W_i = Trabalho indicado

\dot{W}_b = Potência efetiva de frenagem

\dot{W}_i = Potência indicada unitária

3.3 Pressão média efetiva

A pressão no cilindro está continuamente mudando durante o ciclo. A pressão média efetiva é um parâmetro fictício que considera uma pressão constante que, atuando na área do pistão durante seu curso, iria produzir o trabalho realizado por ciclo (LOREIRO, 2016).

A pressão média efetiva (mep) é definida por:

$$mep = \frac{w}{\Delta v} = \frac{W}{V_{du}} \quad (10)$$

Sendo:

W = trabalho de um ciclo

Δv = Diferença do volume específico no ponto morto inferior e no ponto morto superior

w = trabalho específico de um ciclo

V_{du} = volume deslocado

Pressão média efetiva é um parâmetro utilizado para comparar motores porque independe do tamanho do motor e da velocidade. Se o torque é usado para comparação do motor, um motor maior sempre parece melhor. Se a potência é usada como comparação, a velocidade torna-se muito importante (PULKRABEK, 2004).

Várias pressões médias efetivas podem ser definidas pela utilização de diferentes condições de trabalho.

Se a razão entre trabalho de frenagem e a diferença do volume específico no ponto morto inferior e no ponto morto superior é usada, pressão média efetiva de frenagem ($bmep$) é obtida Eq. 11 (PULKRABEK, 2004).

$$bmep = w_b / \Delta v \quad (11)$$

Pressão média efetiva indicada é a pressão constante teórica que, aplicada sobre o pistão durante seu curso forneceria o mesmo trabalho indicado, correspondente ao ciclo completo. Representa a razão entre o trabalho indicado sobre o pistão pelas forças de pressão dos gases, ou seja, o volume movimentado pelo pistão. E é representada pela Eq. 12 (LOUREIRO, 2016).

$$imep = w_i / \Delta v \quad (12)$$

A $imep$ ainda pode ser dividida em pressão média efetiva indicada bruta e em pressão média efetiva indicada líquida (PULKRABEK, 2004).

$$imep_{bruta} = w_{i_{bruta}} / \Delta v \quad (13)$$

$$imep_{líquido} = w_{i_{líquido}} / \Delta v \quad (14)$$

A pressão média efetiva de frenagem também pode ser obtida através da eficiência mecânica multiplicada pela pressão media efetiva indicada (PULKRABEK, 2004).

$$bmep = \eta_m imep \quad (15)$$

Sendo:

η_m = eficiência mecânica do motor

3.4 Torque e Potência

Torque é um indicador da capacidade de um motor para realizar trabalho. É definida como força que atua a uma distância (PULKRABEK, 2004).

Torque (τ) está relacionado ao trabalho de frenagem:

$$2\pi\tau = W_b = (bmep) \frac{V_d}{n} \quad (16)$$

Sendo:

W_b = Trabalho de frenagem de uma revolução

V_d = Volume deslocado

n = número de revolução por ciclo

Para um motor quatro tempos, que tem duas revoluções por ciclo:

$$\tau = (bmep) \frac{V_d}{4\pi} \quad (17)$$

Potência é definida como a taxa de trabalho do motor. Se n for o número de revolução por ciclo e N for a velocidade do motor, tem-se:

$$\dot{W} = \frac{WN}{n} \quad (18)$$

$$\dot{W} = 2\pi N\tau \quad (19)$$

Dependendo de qual definição de trabalho, ou mep , é usado na Eqs. 18 e 19, a potência pode ser definida como potência efetiva de frenagem, a potência indicada e, até mesmo, a potência de atrito (PULKRABEK, 2004).

A potência efetiva de frenagem (\dot{W}_b) é estimada em função do torque e da rotação no volante do motor. Esses parâmetros são obtidos em equipamentos denominados dinamômetros.

A potência indicada (\dot{W}_i) é a potência desenvolvida no interior da câmara de combustão sem referência as perdas de atrito no interior do motor, sendo estimada a partir da pressão na expansão, características dimensionais e rotação da árvore de manivelas do motor. Após a

combustão ocorre aumento da temperatura e pressão. A pressão desloca o pistão do PMS para o PMI havendo realização de trabalho mecânico.

A potência de atrito (\dot{W}_f) é usada por um motor para vencer o atrito das partes móveis do motor, aspirar combustível, expulsar os gases de escapamento, acionar as bombas de óleo e combustíveis. Varia conforme a rotação determinada pelo dinamômetro, girando o motor (sem alimentação e ignição) por meios externos (VARELLA, 2009).

Então:

$$\dot{W}_b = \dot{W}_i - \dot{W}_f \quad (20)$$

Sendo:

\dot{W}_b = potência efetiva de frenagem

\dot{W}_i = Potência indicada

\dot{W}_f = Potência de atrito

Outras formas utilizadas para classificar os motores são a potência específica e a potência volumétrica específica.

Potência específica é a potência efetiva de frenagem por unidade de área do pistão:

$$SP = \frac{\dot{W}_b}{A_p} \quad (21)$$

Potência volumétrica específica é a razão da potência efetiva de frenagem pelo volume deslocado:

$$OPD = \frac{\dot{W}_b}{V_d} \quad (22)$$

Sendo:

\dot{W}_b = potência efetiva de frenagem

A_p = área do embolo de todos os pistões

V_d = volume deslocado

3.5 Consumo específico de combustível

Em testes de motores, o consumo de combustível é medido pela massa de combustível por unidade de tempo. Porém um parâmetro melhor é o consumo específico de combustível

(sfc) que é a razão vazão mássica do combustível consumido por unidade de potência fornecida (LOREIRO, 2016).

O Consumo específico de combustível estima o quão eficientemente um motor está utilizando o combustível para produzir trabalho e é dado por:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}} \quad (23)$$

Sendo:

\dot{m}_f = vazão mássica do combustível no motor

\dot{W} = Potência do motor

O consumo específico de combustível de frenagem é dado pela razão entre vazão mássica de combustível pela potência efetiva de frenagem:

$$bsfc = \frac{m_f}{\dot{W}_b} \quad (24)$$

3.6 Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica é definida como a massa de mistura ambiente que entra no cilindro no tempo de admissão, dividida pela massa de mistura que vai preencher o espaço disponível na câmara considerando-se a densidade do ar na admissão (TAYLOR, 1976).

A Equação 25 representa a eficiência volumétrica:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad (25)$$

Sendo:

m_a = massa de ar no motor (ou cilindro) para um ciclo

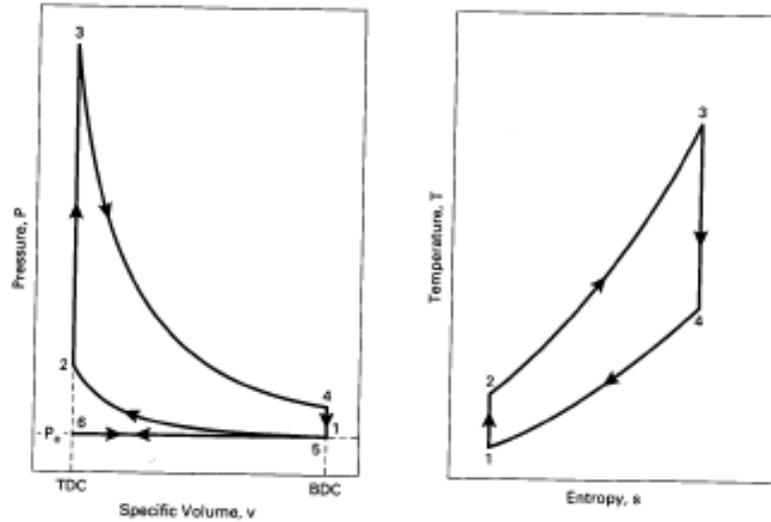
ρ_a = densidade do ar em condições atmosféricas no exterior do motor

V_d = volume deslocado

3.7 Análise termodinâmica do ciclo ar padrão Otto

Para análise termodinâmica utilizamos os diagramas de Pressão por Volume (p-V) e Temperatura por Entropia (T-s) como é demonstrada na Figura 7.

Figura 7 - Ciclo Otto (a) Pressão específica por Volume específico, (b) Temperatura por Entropia.



Fonte: PULKRABEK, 2004

(a) Processo 6 – 1 – Pressão constante, entrada de ar em P_0

Válvula de admissão aberta e válvula de escape fechada:

$$P_1 = P_6 = P_0 \quad (26)$$

$$w_{6-1} = P_0(v_1 - v_6) \quad (27)$$

(b) Processo 1 – 2 – Compressão isentrópica: no diagrama p-V (Figura 7 a) é uma curva cuja expressão é $p \cdot V^k = \text{constante}$ (onde k é a razão entre os calores específicos C_p e C_v do fluido ativo), sendo processos reversíveis, as áreas contidas entre o processo e o eixos dos volumes, são proporcionais ao trabalho realizado, enquanto no diagrama T-s (Figura 7 b) é uma vertical e são proporcionais ao calor trocado. Assim, no p-V a área 1-2-TDC-BDC-1 corresponde ao trabalho de compressão que, por ser realizado sobre o sistema constituído pelo fluido ativo, é um trabalho negativo. No T-s a área abaixo da curva que representa o processo 1-2 é nula, sendo considerado isentrópico, será adiabático e não haverá troca de calor (BRUNETTI, 2012).

Todas as válvulas fechadas:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (28)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 (r_c)^k \quad (29)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (30)$$

$$w_{1-2} = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{1-k} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1-k} = (u_1 - u_2) = c_v(T_1 - T_2) \quad (31)$$

- (c) Processo 2 – 3 – Volume constante, entrada de calor (combustão). Fornecimento do calor q_{2-3} num processo considerado isocórico que simula o calor liberado na combustão, admitindo-se que seja totalmente fornecido quando o pistão se encontra no ponto morto superior. No T-S a área abaixo de 2-3 até o eixo é proporcional ao calor fornecido ao sistema e, portanto positivo (BRUNETTI, 2012).

Todas as válvulas fechadas:

$$v_3 = v_2 \quad (32)$$

$$w_{2-3} = 0 \quad (33)$$

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f PCI \eta_c = m_m c_v (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_v (T_3 - T_2) \quad (34)$$

$$PCI \eta_c = (AF + 1) c_v (T_3 - T_2) \quad (35)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_v (T_3 - T_2) = (u_3 - u_2) \quad (36)$$

$$T_3 = T_{máx} \quad (37)$$

$$P_3 = P_{máx} \quad (38)$$

- (d) Processo 3 – 4 – Expansão isentrópica. No diagrama p-V a área 3-4-TDC-BDC-3 é o trabalho positivo de expansão (BRUNETTI, 2012).

Todas as válvulas fechadas:

$$q_{3-4} = 0 \quad (39)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{k-1} \quad (40)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^k \quad (41)$$

$$w_{3-4} = \frac{P_4 v_4 - P_3 v_3}{1-k} = \frac{R(T_4 - T_3)}{1-k} = (u_3 - u_4) = c_v (T_3 - T_4) \quad (42)$$

- (e) Processo 4 – 5 – Volume constante, rejeição do calor. Retirada de calor do sistema q_{1-4} . Simula o calor rejeitado nos gases ao “abrir a válvula de escape”, tendo uma queda brusca de pressão. No diagrama T-S a área abaixo de 4-1 é proporcional ao calor rejeitado (BRUNETTI, 2012).

Válvula de exaustão aberta e válvula de admissão fechada

$$v_5 = v_4 = v_1 \quad (43)$$

$$w_{4-5} = 0 \quad (44)$$

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_m c_v (T_5 - T_4) = m_m c_v (T_1 - T_4) \quad (45)$$

$$q_{4-5} = q_{out} = c_v (T_5 - T_4) = (u_5 - u_4) = c_v (T_1 - T_4) \quad (46)$$

- (f) Processo 5 – 6 – Pressão constante, curso de escape em P_0
Válvula de exaustão aberta e válvula de admissão fechada

$$P_5 = P_6 = P_0 \quad (47)$$

$$w_{5-6} = P_0(v_6 - v_5) = P_0(v_6 - v_1) \quad (48)$$

Eficiência térmica do ciclo Otto

$$(\eta_t)_{otto} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} \quad (49)$$

3.8 Massa de ar no cilindro em um ciclo

Massa de ar no cilindro em um ciclo é a relação entre a massa e o volume do gás, nas condições de pressão e temperatura consideradas. Assim tem-se a Equação 50:

$$m = \frac{P.V}{R.T} \cdot \bar{m} \quad (50)$$

Em motores ciclo Otto é usada para encontrar a eficiência volumétrica do motor.

3.9 Validação da planilha

Para a validação da planilha desenvolvida em software Microsoft Excel foi utilizado o exemplo 3.1 do autor Pulkrabek, 2004. No qual se trata de um motor quatro cilindros, 2,5 litros, operando com a válvula de borboleta completamente aberta (WOT), quatro tempos, ciclo Otto, com rotação 3000 RPM. O motor possui uma taxa de compressão de 8:6:1, eficiência mecânica de 86%, relação de comprimento do curso/diâmetro do cilindro (S/D) de 1,025. Tem relação ar/combustível de 15, PCI de 44.300 kJ/kg. Para iniciar o curso de compressão as condições na câmara de combustão do cilindro é de 100kPa e 60 °C, assumindo 4% de escape residual.

A Tabela 2 mostra a comparação dos valores encontrados pelo exemplo com os valores do Excel desenvolvido.

Tabela 2 - Comparação dos parâmetros do Exemplo 3.1 (Pulkrabek, 2004)

Variáveis	Exemplo 3.1 Pulkrabek, 2004	Planilha desenvolvido em Excel pelo autor	Comparação em porcentagem
V_d (m ³)	$6,25 \cdot 10^{-4}$	$6,25 \cdot 10^{-4}$	0,00%
V_c (m ³)	$8,22 \cdot 10^{-5}$	$8,22 \cdot 10^{-5}$	0,00%
D (cm)	9,19	9,19	0,00%
S (cm)	9,42	9,42	0,00%
T_1 (K)	333	333	0,00%
P_1 (kPa)	100	100	0,00%
V_1 (m ³)	$7,07 \cdot 10^{-4}$	$7,07 \cdot 10^{-4}$	0,00%
m_m (kg)	$7,40 \cdot 10^{-4}$	$7,40 \cdot 10^{-4}$	0,00%
T_2 (K)	707	707	0,00%
P_2 (kPa)	1826	1826	0,00%
V_2 (m ³)	$8,22 \cdot 10^{-5}$	$8,22 \cdot 10^{-5}$	0,00%
m_a (kg)	$6,66 \cdot 10^{-4}$	$6,66 \cdot 10^{-4}$	0,00%
m_f (kg)	$4,40 \cdot 10^{-5}$	$4,40 \cdot 10^{-5}$	0,00%
m_{ex} (kg)	$3,00 \cdot 10^{-5}$	$3,00 \cdot 10^{-5}$	0,00%
Q_{in} (kJ)	1,949	1,967	0,92%
T_3 (K)	3915	3945	0,76%
P_3 (kPa)	10111	10187	0,75%
V_3 (m ³)	$8,22 \cdot 10^{-5}$	$8,22 \cdot 10^{-5}$	0,00%
T_4 (K)	1844	1858	0,75%
P_4 (kPa)	554	558	0,72%
V_4 (m ³)	$7,07 \cdot 10^{-4}$	$7,07 \cdot 10^{-4}$	0,00%
W_{3-4} (kJ)	1,257	1,266	0,71%
W_{1-2} (kJ)	-0,227	-0,227	0,00%
W_{net} (kJ)	1,03	1,039	0,87%
η_t (%)	52,9	52,9	0,00%
$Imep$ (kPa)	1649	1663	0,84%
\dot{W}_t (kW)	103	104	0,96%
\bar{U}_p (m/s)	9,42	9,42	0,00%
\dot{W}_b (kJ)	0,886	0,894	0,89%
\dot{W}_b (kW)	88,6	89,4	0,89%
τ (N.m)	282	285	1,05%
\dot{W}_f (kW)	14,4	14,6	1,37%
$bmep$ (kPa)	1418	1430	0,84%
BSP (kW/cm ²)	0,334	0,337	0,89%
OPD (kW/L)	35,4	35,8	1,12%
$Bsfc$ (kg/s/kW)	$5,00 \cdot 10^{-5}$	$5,00 \cdot 10^{-5}$	0,00%
η_v (%)	90,2	89,7	0,55%

Fonte: Autor

Nota-se que há pequena uma diferença comparando alguns valores do exemplo da literatura e da planilha desenvolvida em software Microsoft Excel. Isso ocorre devido ao fato de que o Excel apresenta uma maior precisão, podendo-se afirmar que o programa está validado, já que os resultados encontrados conferem com o dado em literatura.

Foi utilizado manual de motor ciclo Otto Zetec Rocam Fiesta 1.0 L para comprovar a validação da planilha. A Tabela 3 apresenta dados de um motor Zetec Rocam Fiesta 1.0 L que foi utilizado para simulação termodinâmica na planilha desenvolvida em software Microsoft Excel. Os dados contidos na tabela foram retirados do manual de utilização do motor.

Tabela 3 - Dados do motor Fiesta utilizados para os cálculos

Parâmetro (unidade de medida)	Símbolo	Valor
Número de cilindros	N	4
Volume total (L)	V	0,999
Volume deslocado (L)	V_d	0,24975
Rotação para potência máxima (rpm)	N	5750
Rotação para torque máximo (rpm)	N	2750
Razão de compressão	r_c	9,8
Comprimento de curso (mm)	S	67,4
Diâmetro do cilindro (mm)	B	68,68
Pressão (kPa)	P	100
Temperatura inicial (°C)	T_1	80
Constante	K	1,35
Relação ar combustível	m_a	14,26
Escape residual		0,04
Poder calorífico do combustível (kJ/kg)	PCI	35600
Calor específico a calor constante (kJ/kg-K)	c_v	0,821
Constante do gás (kJ/kg-K)	R	0,287
Eficiência mecânica	η	0,86
Massa de ar no cilindro em um ciclo (kg)	m	0,0002496
Densidade do ar (kg/m ³)	ρ_a	1,181
Massa molar média do ar (kg/mol)	\bar{m}	0,02896
Constante do gás (L.kPa/K.mol)	R	8,314

Fonte: Autor

O manual fornece dados de potência nominal e torque, esses são os únicos parâmetros comparados e estão descritos na Tabela 4.

Tabela 4 – Comparação dos parâmetros motor Fiesta 1.0L

Variáveis	Manual Fiesta 1.0 L	Planilha desenvolvido em Excel pelo autor	Comparação em porcentagem
\dot{W}_b (kW)	47,8	47,3	1,06%
τ (N.m)	87,3	85	2,71%

Fonte: Autor

Com os valores da Tabela 4 observou-se que a comparação ainda se manteve com uma pequena margem de erro, reforçando assim a validação do programa.

4. SIMULAÇÃO PARA MOTOR HONDA

A simulação para o motor Honda é a aplicação da modelagem teórica descrita anteriormente. Essa simulação foi desenvolvida através do memorial de cálculo desenvolvido em Excel.

4.1 Especificações Técnicas do Motor

A Tabela 5 traz as especificações técnicas do motor utilizado no experimento.

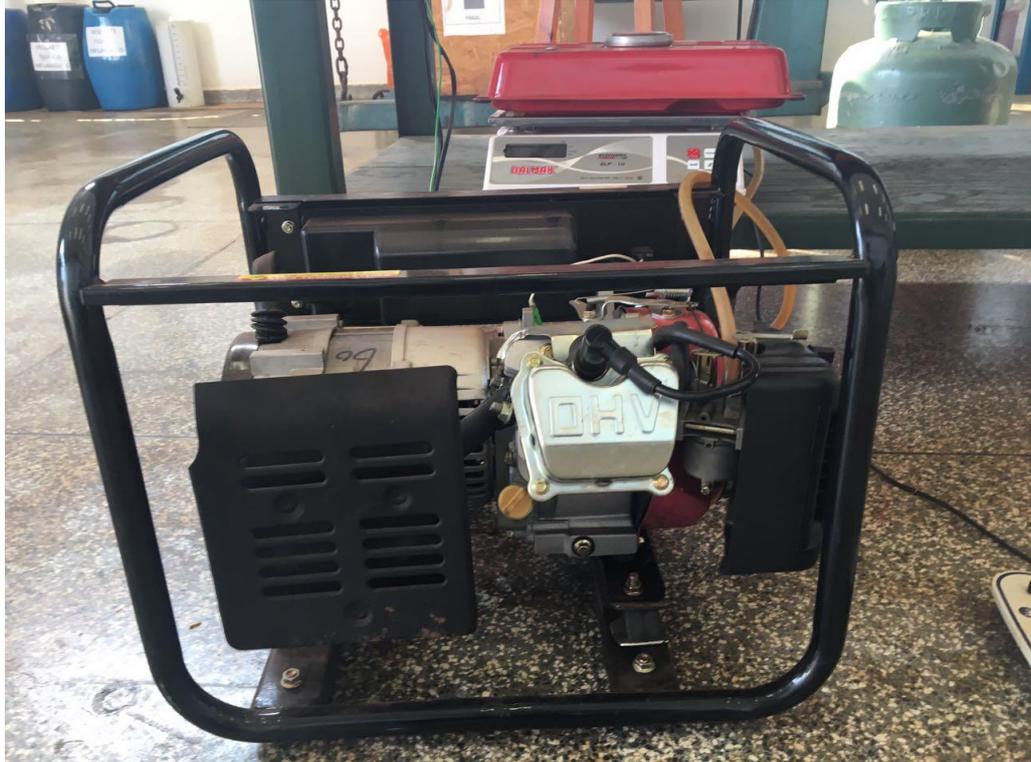
Tabela 5 - Especificações Técnicas do Motor a gasolina MotoMil MG-1200 CL

Dimensões	
Comprimento total (mm)	450
Largura total (mm)	360
Altura total (mm)	380
Especificações	
Tipo	Monofásico/sem escova
Potência máxima (kW)	1,2
Potência nominal (kW)	1,0
Rotação nominal (rpm)	3000
Voltagem nominal ac (V)/corrente (A)	110/8,8 - 115/7,83 - 120/7,5 - 220/4,09 - 230/3,9 - 240/3,75
Frequência nominal (Hz)	60
Fator de potência $\cos \phi$	1
Voltagem nominal DC (V)	12
Corrente nominal DC (A)	10
Motor	
	LT154
Tipo	Monocilíndrico, 4 tempos, refrigeração forçada a ar.
Diâmetro x curso (mm)	54x38
Cilindrada (ml)	87
Proporção de compressão	7.7:1
Potência máxima (kW/rpm)	1,70/4000
Lubrificação	Névoa de óleo
Combustível	Gasolina sem chumbo
Óleo	SAE 10w-30
Partida	Manual
Modelo de saída	Horizontal-eixo cônico
Ignição	T.C.I

Fonte: MOTOMIL, 2016

O motor utilizado foi um Honda a gasolina Motomil MG – 1200 CL (Figura 8).

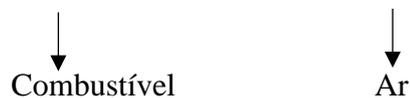
Figura 8 - Motor a gasolina Motomil MG – 1200 CL



Fonte: Autor

4.2 Relação ar combustível para gasolina E27

Supondo-se que a gasolina E27 tenha uma composição média $0,73 \text{ C}_8\text{H}_{18} + 0,27 \text{ C}_2\text{H}_5\text{OH}$, fazendo a o balanço de massa tem-se:



O peso atômico dos elementos são:

C = 12 kg/kmol, H = 1 kg/kmol, O = 16 kg/kmol e N = 14 kg/kmol.

Tem-se as seguintes massas:

Combustível ($0,73 \text{ C}_8\text{H}_{18} + 0,27 \text{ C}_2\text{H}_5\text{OH}$) = $0,73 \cdot (12 \cdot 8 + 18 \cdot 1) + 0,27 \cdot (12 \cdot 2 + 1 \cdot 6 + 16 \cdot 1) = 95,64 \text{ kg}$ de combustível

Ar ($9,935 [\text{O}_2 + 3,76 \text{ N}_2]$) = $9,935 \cdot (16 \cdot 2 + 3,76 \cdot 14 \cdot 2) = 1363,88 \text{ kg}$ de ar

Aplicando na Equação 3, tem-se:

$$R_{ar/comb_{estequiometrico}} = \frac{m_{ar}}{m_c} = \frac{1363,88}{95,64} = 14,26$$

Portanto, para que ocorra a combustão em 1 kg de gasolina são necessários 14,26 kg de ar atmosférico.

4.3 Análise Termodinâmica

Os dados utilizados para os cálculos a seguir estão descritos na Tabela 6:

Tabela 6 - Dados utilizados para os cálculos

Parâmetro (unidade de medida)	Símbolo	Valor
Número de cilindros	N	1
Volume total (L)	V	0,087
Volume deslocado (L)	V_d	0,087
Rotação (rpm)	N	3600
Razão de compressão	r_c	7,7
Comprimento de curso (mm)	S	38
Diâmetro do cilindro (mm)	B	54
Pressão (kPa)	P	96
Temperatura inicial °C	T_1	80
Constante	K	1,35
Relação ar combustível	m_a	14,26
Escape residual		0,04
Poder calorífico do combustível (kJ/kg)	PCI	35600
Calor específico a calor constante (kJ/kg-K)	c_v	0,821
Constante do gás (kJ/kg-K)	R	0,287
Eficiência mecânica	η	1
Massa de ar no cilindro em um ciclo (kg)	m	8,69491E-05
Densidade do ar (kg/m ³)	ρ_a	1,181
Massa molar média do ar (kg/mol)	\bar{m}	0,02896
Constante do gás (L.kPa/K.mol)	R	8,314

Fonte: Autor

Usando a Eq. 8 encontra-se o volume da câmara de combustão

$$rc = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_c + V_{du}}{V_c} = 7.7 = (V_c + 0,000087)/V_c$$

$$V_c = 0,000013 \text{ m}^3 = 0,013 \text{ L} = 13 \text{ cm}^3$$

Estado 1:

$T_1 = 80 \text{ }^\circ\text{C} = 353 \text{ K}$, foi adotado essa temperatura pois é a temperatura média típica de funcionamento de um motor ciclo Otto.

$P_1 = 96 \text{ kPa}$, pressão medida no dia do ensaio com o motor.

$$V_1 = V_d + V_c = 0,000087 + 0,000013 = 0,00010 \text{ m}^3$$

Massa da mistura de gás no cilindro pode ser calculada no Estado 1. A massa no interior do cilindro irá então permanecer o mesmo para todo o ciclo.

$$m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{96 \text{ kPa} \cdot 0,00010 \text{ m}^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 353 \text{ K}} = 9,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

Estado 2: A compressão de 1-2 é isentrópica. Usando as Eqs. 28 e 29 encontramos a pressão e temperatura

$$P_2 = P_1 \cdot (rc)^k = (96 \text{ kPa}) \cdot (7,7)^{1,35} = 1510 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T_1 \cdot (rc)^{k-1} = 353 \text{ K} \cdot (7,7)^{1,35-1} = 721 \text{ K} = 448 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_2 = \frac{m \cdot R \cdot T_2}{P_2} = \frac{9,47 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 721 \text{ K}}{1510 \text{ kPa}} = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = V_c$$

O V_2 é igual o V_c . Uma outra maneira de encontrar esse volume é utilizando a Eq. 8.

$$V_2 = \frac{V_1}{r_c} = \frac{0,00010}{7,7} = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

A massa do gás de mistura (m_m) no cilindro é composta de ar (m_a), combustível (m_f) e exaustão (m_{ex}). Considerando um escape residual de 0,004 kg tem-se:

Massa do ar

$$m_a = \left(\frac{\text{relação ar combustível}}{\text{relação ar combustível} + 1} \right) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$$

$$m_a = \frac{14,26}{15,26} \cdot (1 - 0,04) \cdot 9,47 \cdot 10^{-5} = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

Massa do combustível

$$m_f = \left(\frac{1}{\text{relação ar combustível} + 1} \right) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$$

$$m_f = \frac{1}{15,26} \cdot (1 - 0,04) \cdot 9,47 \cdot 10^{-5} = 5,96 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

Massa de exaustão

$$m_{ex} = \text{escape residual} \cdot m_m$$

$$m_{ex} = 0,04 \cdot 9,47 \cdot 10^{-5} = 3,79 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

Massa da mistura do gás

$$m_m = m_a + m_f + m_{ex}$$

$$m_m = 8,50 \cdot 10^{-5} + 5,96 \cdot 10^{-6} + 3,79 \cdot 10^{-6} = 9,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

Estado 3: Usando a Eq. 34 para calcular o calor adicionado durante um ciclo, considerando o poder calorífico da gasolina com 27% de álcool = 35.600 kJ/kg:

$$Q_{in} = m_f \cdot PCI \cdot \eta_c = 5,96 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot 35600 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 1 = 0,212 \text{ kJ}$$

$$Q_{in} = m_m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = 0,212 = 9,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot 0,821 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \cdot (T_3 - 721\text{K})$$

Resolvendo a Equação encontra-se aproximadamente o valor de T_3 :

$$T_3 = 3448 \text{ K} = 3175 \text{ °C} = T_{m\acute{a}x}$$

Para um volume constante, tem-se aproximadamente:

$$V_3 = V_2 = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_3 = P_2 \cdot (T_3/T_2) = 1510 \text{ kPa} \cdot \frac{3448 \text{ K}}{721 \text{ K}} = 7221 \text{ kPa} = P_{m\acute{a}x}$$

Estado 4: Expansão 3-4 isentrópica. Usa-se as Eqs. 40 e 41 para encontrar temperatura e pressão:

$$T_4 = T_3 \cdot (1/rc)^{k-1} = 3448 \text{ K} \cdot (1/7,7)^{1,35-1} = 1688 \text{ K} = 1415 \text{ °C}$$

$$P_4 = P_3 \cdot (1/rc)^k = 7222 \text{ kPa} \cdot (1/7,7)^{1,35} = 459 \text{ kPa}$$

$$V_4 = \frac{m \cdot R \cdot T_4}{P_4} = \frac{9,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \cdot 1668 \text{ K}}{459 \text{ kPa}} = 1,0 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = V_1$$

Trabalho produzido no curso de potência isentrópico por um cilindro durante um ciclo é:

$$W_{3-4} = m \cdot R \cdot \frac{T_4 - T_3}{1 - k} = 9,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \cdot \frac{1688 \text{ K} - 3448 \text{ K}}{1 - 1,35}$$

$$W_{3-4} = 0,137 \text{ kJ}$$

Trabalho absorvido durante o curso de compressão isentrópico para um cilindro durante um ciclo é:

$$W_{1-2} = m \cdot R \cdot \frac{T_2 - T_1}{1 - k} = 9,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \frac{721 \text{ K} - 353 \text{ K}}{1 - 1,35}$$

$$W_{1-2} = -0,029 \text{ kJ}$$

Trabalho do curso de admissão é cancelada pelo trabalho do curso de escape, por isso o sinal negativo.

Trabalho líquido indicado por um cilindro durante o ciclo:

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4} = -0,029 + 0,137$$

$$W_{net} = 0,108 \text{ kJ}$$

Eficiência térmica indicada é:

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{0,108 \text{ kJ}}{0,212 \text{ kJ}} = 0,5094 = 50,94\%$$

Ou, usando a Eq. 49, temos:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) = 1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} = 1 - \left(\frac{353}{721}\right) = 1 - \left(\frac{1}{7,7}\right)^{1,35-1} = 0,5105 = 51,05\%$$

Usando Eq. 14 para encontrar pressão média efetiva indicada (imep):

$$imep = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{0,108 \text{ kJ}}{0,00010 \text{ m}^3 - 0,000013 \text{ m}^3} = 1241 \text{ kPa}$$

Potência indicada com 3600 RPM é obtida pela Eq. 19:

$$\dot{W}_i = W \cdot \frac{N}{n} = \left(0,108 \text{ kJ} \cdot \frac{\left(\frac{3600}{60} \frac{rev}{s}\right)}{\left(2 \frac{rev}{ciclo}\right)} \right) \cdot (1 \text{ cilindro}) = 3,24 \text{ kW}$$

Equação 6 é usada para encontrar a velocidade média do pistão:

$$\bar{U}_p = 2 \cdot S \cdot N = 2 \frac{curso}{rev} \cdot 0,038 \frac{m}{curso} \cdot \frac{3600}{60} \frac{rev}{s} = 4,56 \text{ m/s}$$

Equação 9 fornece o trabalho de frenagem líquido para um cilindro durante um ciclo:

$$W_b = \eta_m \cdot W_{net} = 1 \cdot 0,108 = 0,108 \text{ kJ}$$

Potência efetiva de frenagem para 3600 RPM é:

$$\dot{W}_b = \eta_m \cdot \dot{W}_i = 1 \cdot 3,24 = 3,24 \text{ kW}$$

Torque é calculado usando a Eq. 19:

$$\tau = \frac{\dot{W}_b}{2 \cdot \pi \cdot N} = \frac{3,24 \frac{kJ}{s}}{2\pi \left(\frac{rad}{rev}\right) \cdot \left(\frac{3600}{60} \frac{rev}{s}\right)} = 0,0086 \text{ kNm} = 8,6 \text{ Nm}$$

Potência de atrito perdida é calculada usando a Eq. 20:

$$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_b = 3,24 \text{ kW} - 3,24 \text{ kW} = 0 \text{ kW}$$

A potência de atrito perdida é nula pois considera-se um rendimento de 100%.

Equação 15 é usada para encontrar a pressão efetiva média de frenagem:

$$bmep = \eta_m \cdot imep = 1 \cdot 1241 = 1241 \text{ kPa}$$

Potência efetiva de frenagem específica é calculada usando a Eq. 21:

$$BSP = \frac{\dot{W}_b}{A_p} = \frac{3,24 \text{ kW}}{\left(\frac{\pi}{4} \cdot 5,4 \text{ cm}^2\right) \cdot 1 \text{ cilindro}} = 0,142 \text{ kW/cm}^2$$

Potência volumétrica específica é encontrada através da Eq. 22:

$$OPD = \frac{\dot{W}_b}{V_d} = \frac{3,24 \text{ kW}}{0,087} = 37,3 \text{ kW/L}$$

A Equação 24 é usada para encontrar consumo específico de combustível de frenagem:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} = \frac{5,96 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{cilindro - ciclo} \cdot 50 \frac{rev}{s} \cdot 0,5 \frac{ciclo}{rev} \cdot 1 \text{ cilindro}}{3,24 \text{ kW}}$$

$$bsfc = 4,6 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{s} / kW$$

Usamos a Equação 50 para encontrarmos a massa de ar do cilindro em um ciclo:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} \cdot \bar{m} = \frac{101,32 \text{ kPa} \cdot 0,087 \text{ L}}{8,314 \frac{L \cdot kPa}{K \cdot mol} \cdot 353 \text{ K}} \cdot 0,02896 \frac{kg}{mol} = 8,6 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

Para encontrar a eficiência volumétrica usamos a Eq. 25:

$$\eta_v = \frac{m}{\rho_a \cdot V_d} = \frac{8,69491 \cdot 10^{-5} \text{ kg}}{1,181 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,000087 \text{ m}^3} = 0,8462 = 84,62\%$$

O trabalho de frenagem é maior que o indicado no manual (3,2 kW) devido ao fato de ter considerado a eficiência mecânica como 100%. Considerando a eficiência global igual a eficiência térmica, desprezando assim a eficiência mecânica, encontramos o valor aproximado ao 1,7 kW dado em manual.

$$\dot{W}_b = \eta_m \cdot \dot{W}_i = 0,51 \cdot 3,24 = 1,6524 \text{ kW}$$

Considerando a eficiência mecânica como 51% há variações em outros parâmetros, por esse motivo, esses foram recalculados a seguir.

Recalculando o torque usando a Eq. 19:

$$\tau = \frac{\dot{W}_b}{2 \cdot \pi \cdot N} = \frac{1,6524 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{2\pi \left(\frac{\text{rad}}{\text{rev}}\right) \cdot \left(\frac{3600}{60} \frac{\text{rev}}{\text{s}}\right)} = 0,0044 \text{ kNm} = 4,4 \text{ Nm}$$

Potência de atrito perdida é recalculada usando a Eq. 20:

$$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_b = 3,24 \text{ kW} - 1,6524 \text{ kW} = 1,59 \text{ kW}$$

Equação 15 é usada para recalculer a pressão efetiva média de frenagem:

$$bmep = \eta_m \cdot imep = 0,51 \cdot 1241 = 633 \text{ kPa}$$

Potência específica de frenagem é recalculada usando a Eq. 21:

$$BSP = \frac{\dot{W}_b}{A_p} = \frac{1,6524 \text{ kW}}{\left(\frac{\pi}{4} \cdot 5,4 \text{ cm}^2\right) \cdot 1 \text{ cilindro}} = 0,072 \text{ kW/cm}^2$$

Potência volumétrica específica é recalculada através da Eq. 22:

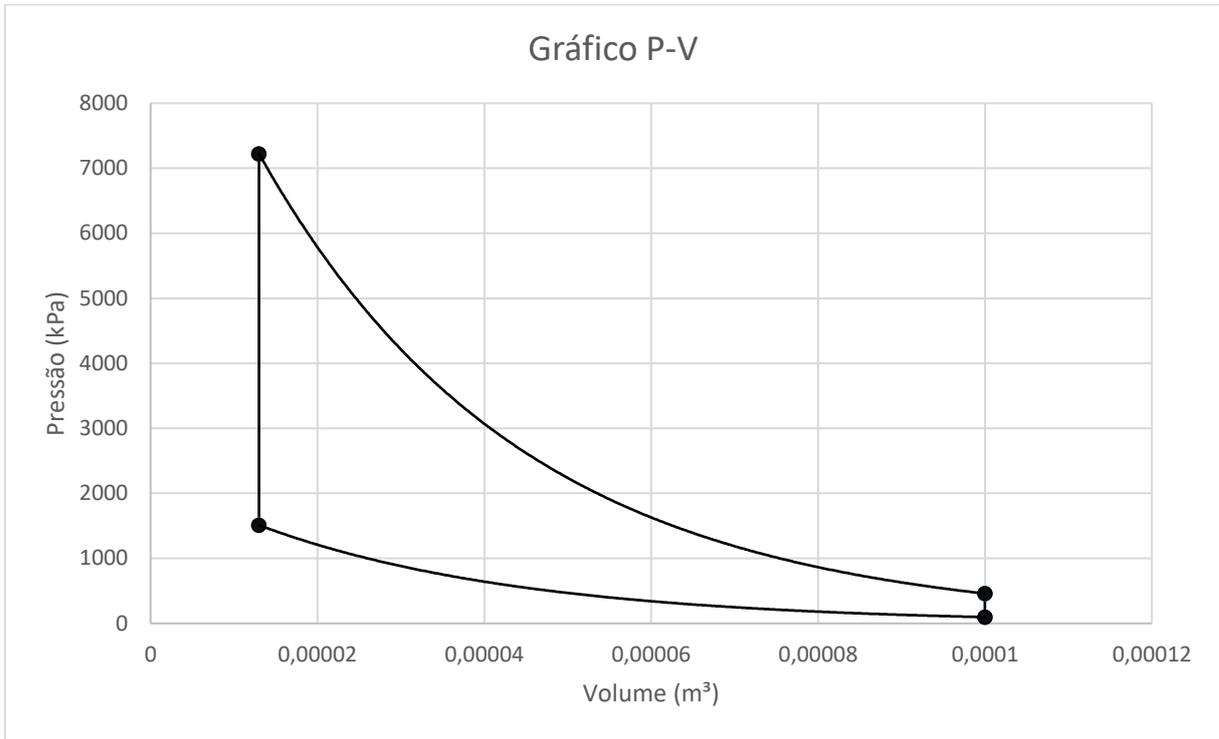
$$OPD = \frac{\dot{W}_b}{V_d} = \frac{1,6524 \text{ kW}}{0,087} = 19,0 \text{ kW/L}$$

A Equação 24 é usada para encontrar consumo específico de combustível de frenagem:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} = \frac{5,96 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{cilindro} \cdot \text{ciclo}} \cdot 50 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \cdot 0,5 \frac{\text{ciclo}}{\text{rev}} \cdot 1 \text{ cilindro}}{1,6524 \text{ kW}}$$

$$bsfc = 9,0 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}} / \text{kW}$$

A Figura 9 apresenta o gráfico de pressão em relação ao volume do motor Honda de combustão interna, ciclo Otto, utilizando os dados simulados pela planilha desenvolvida em software Microsoft Excel. Com isso é possível comprovar que o comportamento do gráfico obtido é similar ao gráfico de ciclo Otto teórico.

Figura 9 - Gráfico Pressão-Volume

Fonte: Autor

5. ENSAIO COM MOTOR HONDA

Esta seção objetiva realizar a descrição da bancada e os resultados obtidos através do ensaio realizado em laboratório.

5.1 Descrição da Bancada

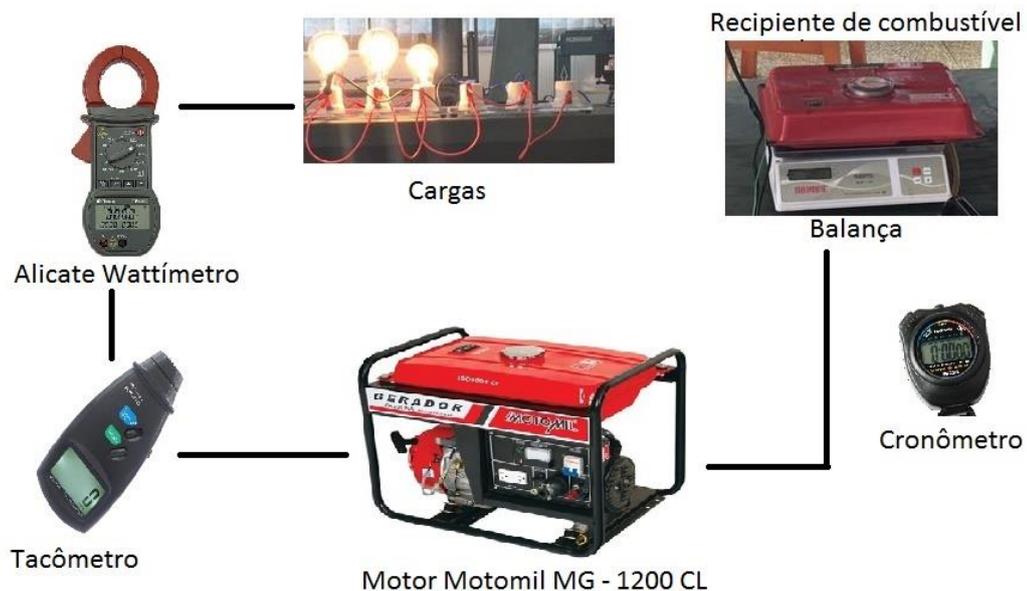
Os testes foram realizados em um motor a gasolina do modelo Motomil MG – 1200 CL, quatro tempos, monocilíndrico e partida manual cujas características técnicas foram descritas na Tabela 3. O motor pode ser alimentado apenas com gasolina. Foi utilizada a gasolina E27 que é a utilizada comercialmente no Brasil.

Um reservatório de combustível auxiliar foi montado de forma a permitir seu posicionamento em uma balança digital para que se pudesse medir a variação de massa com o funcionamento do motor. Um cronômetro digital foi utilizado para medir o tempo decorrido em cada passo.

Um tacômetro foi utilizado para medir a rotação do motor e um wattímetro foi usado para medir dados de potência entregue.

A montagem experimental apresenta-se esquematizada nas Figuras 10 e 11.

Figura 10 – Esquema da montagem experimental



Fonte: Autor

Figura 11 - Foto da montagem experimental

Fonte: Autor

Os equipamentos utilizados no ensaio e suas especificações estão descritos na Tabela 7.

Tabela 7 - Principais equipamentos experimentais e suas especificações

Equipamento	Modelo	Medida	Precisão
Grupo Gerador a gasolina	MotoMil MG-1200 CL	—	—
Lâmpadas	100/150W	—	—
Termo higrômetro	Highmed	Pressão, temperatura e umidade	$\pm 0,08^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,001\text{hPa}$ $\pm 5\%$;
Alicate wattímetro digital	Minipa, ET-4080	Potência Entregue	$\pm 1\%$ RD
Balança digital	Balmax ELP-10	Massa de combustível	0,001kg
Tacômetro	Politerm, DT6236B	Rotação	0,05%

Fonte: Autor

Os testes foram realizados no Laboratório de Máquinas Térmicas, Sistemas Térmicos e Combustão da Universidade Federal da Grande Dourados. O experimento foi realizado com o funcionamento do motor em regime de estado estacionário. Depois de iniciar o motor, foi considerado um tempo de aquecimento de 5 minutos.

Foi utilizado gasolina com 27% de álcool anidro, que é a gasolina atualmente comercializada nos postos brasileiros. Foi adaptado um tanque auxiliar externo ao equipamento de forma que fosse possível de ser posicionado um balança eletrônica para que o consumo

mássico do combustível fosse medido. A vazão do combustível foi determinada com uso de um cronômetro.

O tacômetro foi acoplado e posicionado em um suporte e um wattímetro foi conectado entre a carga e o motor, para que se pudesse medir a potência entregue ao sistema.

A primeira medida foi realizada sem nenhuma carga, foram medidos a massa do tanque de combustível, a rotação e a potência e, ao fim de 5 minutos, foi realizada outra medida da massa do tanque de combustível, com intuito de calcular o consumo de combustível. Esse mesmo procedimento foi repetido para as cargas de 150, 300, 400 e 500W.

Foi utilizado um termo higrômetro digital para medir dados de temperatura, pressão e umidade do laboratório onde foram realizados os ensaios.

O ensaio foi realizado com a válvula borboleta parcialmente aberta e não foi possível atingir a carga descrita em manual pois, com a carga de 500W, houve uma sobrecarga de corrente e o motor desarmou, forçando a parada do experimento nessa carga.

5.2 Resultados

Os dados coletados estão dispostos na Tabela 8. Com esses dados foi possível calcular o consumo do combustível, eficiência global, torque e potência efetiva de frenagem, em um tempo de ensaio de 5 minutos.

Tabela 8 - Dados coletados em laboratório.

	Massa Inicial (kg)	Massa Final (kg)	Rotação (rpm)	Potência (KW)
Sem carga	3,073	3,052	3680	0
150 W	2,966	2,937	3664	0,15
300 W	2,932	2,897	3648	0,3
400 W	2,890	2,851	3644	0,4
500 W	2,845	2,804	3625	0,5

Fonte: Autor

Foram medidos, também, dados do ambiente no dia do ensaio em laboratório, através do higrômetro digital, fornece-se os seguintes parâmetros:

Pressão = 96 kPa

Temperatura = 24 °C

Umidade = 46,7%

O desempenho dos motores Otto é afetado pelas condições ambientais de temperatura, pressão e umidade. Se o motor estiver sendo utilizado em local de baixa pressão atmosférica, a potência observada será menor, pois a eficiência volumétrica diminui. As temperaturas elevadas também prejudicam o desempenho, pois admitem menos massa de ar no mesmo volume. Assim para permitir uma comparação dos resultados independentemente das condições climáticas, deve ser aplicado um fator de correção para transformar os valores correspondentes às condições da atmosfera padrão (BARBOSA, 1997).

Esse fator de correção é calculado pelas Equações 51, 52, 53 e 54.

$$F_C = K_b \times K_u \times K_t \quad (51)$$

$$K_b = \frac{P_r}{P_i} \quad (52)$$

$$K_u = \frac{P_i}{P_i - (U_r \times P_s)} \quad (53)$$

$$K_t = \sqrt{\frac{273 + t_a}{273 + t_r}} \quad (54)$$

Sendo:

K_b = Correção devido à pressão barométrica;

K_u = Correção devido à umidade

K_t = Correção devido à temperatura ambiente

P_r = pressão barométrica de referência, mmHg. = 736 mmHg

P_i = pressão barométrica indicada no local do ensaio, mmHg. = 720,06 mmHg

U_r = Umidade relativa na hora do ensaio. = 46,7%

P_s = Pressão de saturação do vapor d'água, na temperatura local. = 17,25 mmHg

t_a = Temperatura do ar aspirado, °C = 24°C

t_r = Temperatura de referência, °C = 30°C

$$K_b = \frac{736 \text{ mmHg}}{720,06 \text{ mmHg}} \rightarrow K_b = 1,022$$

$$K_u = \frac{720,06 \text{ mmHg}}{720,06 \text{ mmHg} - (0,467 \times 17,25 \text{ mmHg})} \rightarrow K_u = 1,011$$

$$K_t = \sqrt{\frac{273 + 24^\circ\text{C}}{273 + 30^\circ\text{C}}} \quad K_t = 0,99$$

$$F_C = 1,022 \times 1,011 \times 0,99 \rightarrow F_C = 1,023$$

Como a potência demandada não é totalmente entregue, devido as perdas existentes no sistema, foram medidas as potências entregues para cada carga e estas estão descritas na Tabela 9.

Tabela 9 - Potência efetiva observada

	Potencia \dot{W}_o (KW)
Sem carga	0
150 W	0,14
300 W	0,27
400 W	0,38
500 W	0,47

Fonte: Autor

Foi possível determinar a potência efetiva reduzida através da Equação 55:

$$\dot{W}_r = \dot{W}_o \times F_C \quad (55)$$

A Tabela 10 mostra a potência efetiva reduzida que foi calculada através da Equação 55 para cada carga utilizada no experimento.

Tabela 10 - Potência efetiva reduzida

	Potência \dot{W}_r (KW)	
Sem carga	$0 \times 1,023$	0
150 W	$0,14 \times 1,023$	0,143
300 W	$0,27 \times 1,023$	0,276
400 W	$0,38 \times 1,023$	0,389
500 W	$0,47 \times 1,023$	0,481

Fonte: Autor

O consumo de combustível é obtido através da diferença das massas iniciais e finais em determinado tempo. No experimento foi utilizado o tempo de 5 minutos para cada carga e os seus respectivos resultados podem ser observados na Tabela 11.

Tabela 11 - Consumo de combustível

	Massa Inicial (kg)	Massa Final (kg)	Consumo (kg)
Sem carga	3,073	3,052	0,021
150 W	2,966	2,937	0,029
300 W	2,932	2,897	0,035
400 W	2,890	2,851	0,039
500 W	2,845	2,804	0,041

Fonte: Autor

A vazão de combustível é calculada dividindo o consumo pelo tempo em segundos e pode ser observado na Tabela 12.

Tabela 12 – Vazão mássica de combustível

	Vazão mássica de combustível kg/h	
Sem carga	$(0,021 \text{ kg} \times 60) \div 5\text{min}$	0,252
150 W	$(0,029 \text{ kg} \times 60) \div 5\text{min}$	0,348
300 W	$(0,035 \text{ kg} \times 60) \div 5\text{min}$	0,420
400 W	$(0,039 \text{ kg} \times 60) \div 5\text{min}$	0,468
500 W	$(0,041 \text{ kg} \times 60) \div 5\text{min}$	0,492

Fonte: Autor

Usando a Equação 23, foi determinado o consumo específico de combustível. A Tabela 13 mostra o consumo específico do combustível para cada carga.

Tabela 13 - Consumo específico de combustível (sfc)

	Vazão de combustível (g/h)	Potencia \dot{W}_o (kW)	Consumo específico sfc (g/ kW.h)	
Sem carga	252	—	$252 \text{ g/h} \div 0 \text{ kW}$	—
150 W	348	0,14	$348 \text{ g/h} \div 0,14 \text{ kW}$	2485,71
300 W	420	0,27	$420 \text{ g/h} \div 0,27 \text{ kW}$	1555,56
400 W	468	0,38	$468 \text{ g/h} \div 0,38 \text{ kW}$	1231,58
500 W	492	0,47	$492 \text{ g/h} \div 0,47 \text{ kW}$	1046,81

Fonte: Autor

A eficiência global pode-se ser calculada por:

$$\eta_g = \frac{3600}{sfc \times PCI} \quad (56)$$

Sendo

sfc = Consumo específico de combustível, em g/ kW.h;

PCI = Poder calorífico inferior do combustível, em MJ/Kg.

Utilizando a Equação 56 para encontrar a eficiência global e considerando que o PCI da gasolina E27 é de aproximadamente 35,6 MJ/Kg e o consumo específico calculado na Tabela 11, pode-se observar as eficiências globais de cada carga na Tabela 14.

Tabela 14 - Eficiência Global

Sem carga	Eficiência Global η_g	
	—	—
150 W	$3600/(2485,71 \times 35,6)$	4,06%
300 W	$3600/(1555,56 \times 35,6)$	6,50%
400 W	$3600/(1231,58 \times 35,6)$	8,21%
500 W	$3600/(1046,81 \times 35,6)$	9,66%

Fonte: Autor

Utilizando a Equação 17 é possível obter os torques para cada carga, seus valores, bem como as potências e as rotações utilizadas para os cálculos de torque estão descritos na Tabela 53.

Tabela 15 - Torque

Sem carga	Potencia Ne_o (KW)	Rotação (rpm)	Torque (N.m)	
			$0 \div 2\pi(3680/60)$	—
150 W	0,14	3664	$0,14 \div 2\pi(3664/60)$	0,365
300 W	0,27	3648	$0,27 \div 2\pi(3648/60)$	0,707
400 W	0,38	3644	$0,38 \div 2\pi(3644/60)$	0,996
500 W	0,47	3625	$0,47 \div 2\pi(3625/60)$	1,238

Fonte: Autor

Com a Equação 17, obtém-se a pressão média efetiva do freio e essa para cada carga estão descritos na Tabela 16.

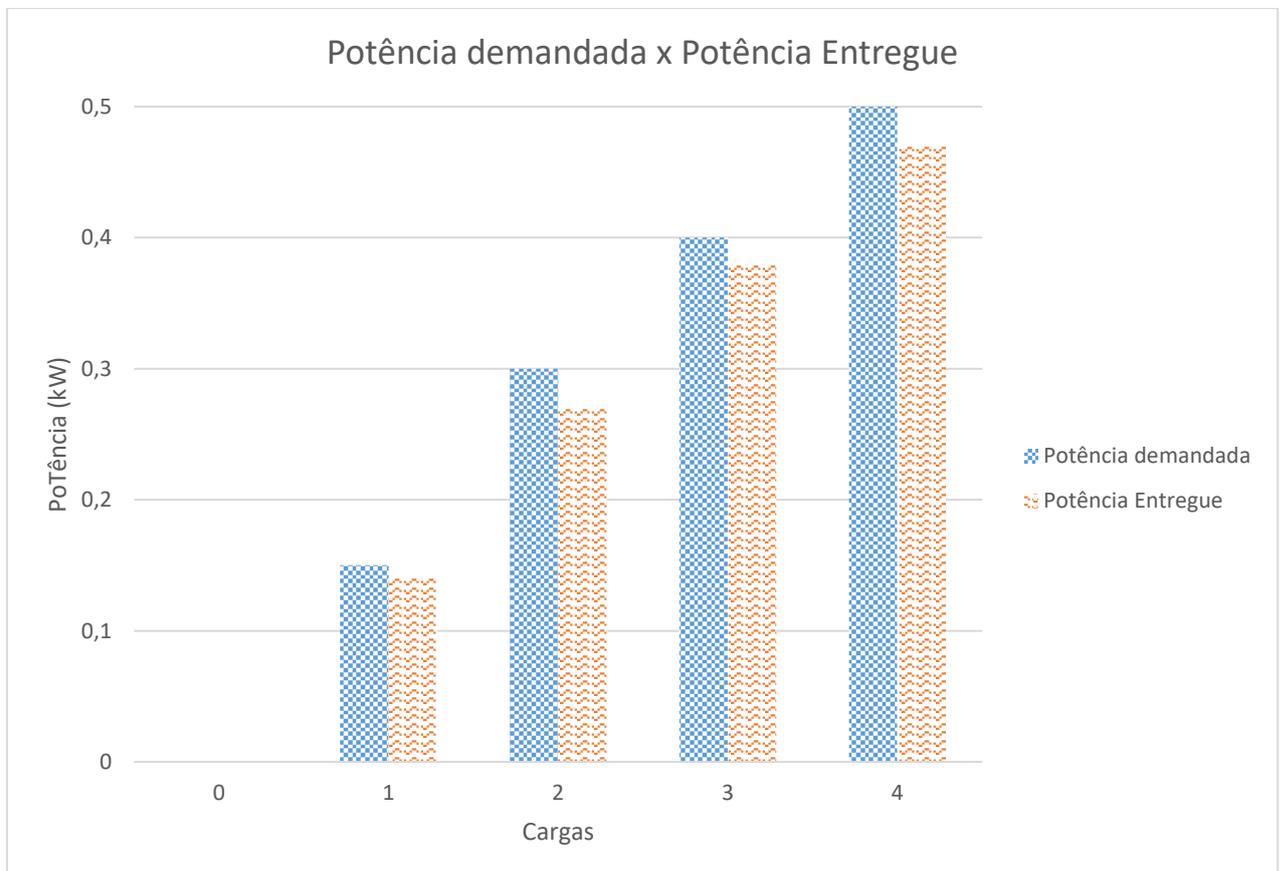
Tabela 16 - Pressão média efetiva no freio

	Torque (N.m)	<i>b_{mep}</i> (kPa)	
Sem carga	—	$(4\pi \times 0) \div 0,000087$	—
150 W	0,365	$(4\pi \times 0,365) \div 0,000087$	52,70
300 W	0,707	$(4\pi \times 0,707) \div 0,000087$	102,09
400 W	0,996	$(4\pi \times 0,996) \div 0,000087$	143,84
500 W	1,238	$(4\pi \times 1,238) \div 0,000087$	178,83

Fonte: Autor

A Figura 12 compara a potência entregue com a potência demandada. Observa-se que a menor diferença é de 10 W para a carga de 150 W e a máxima é de 30 W para cargas de 300 W e 500 W.

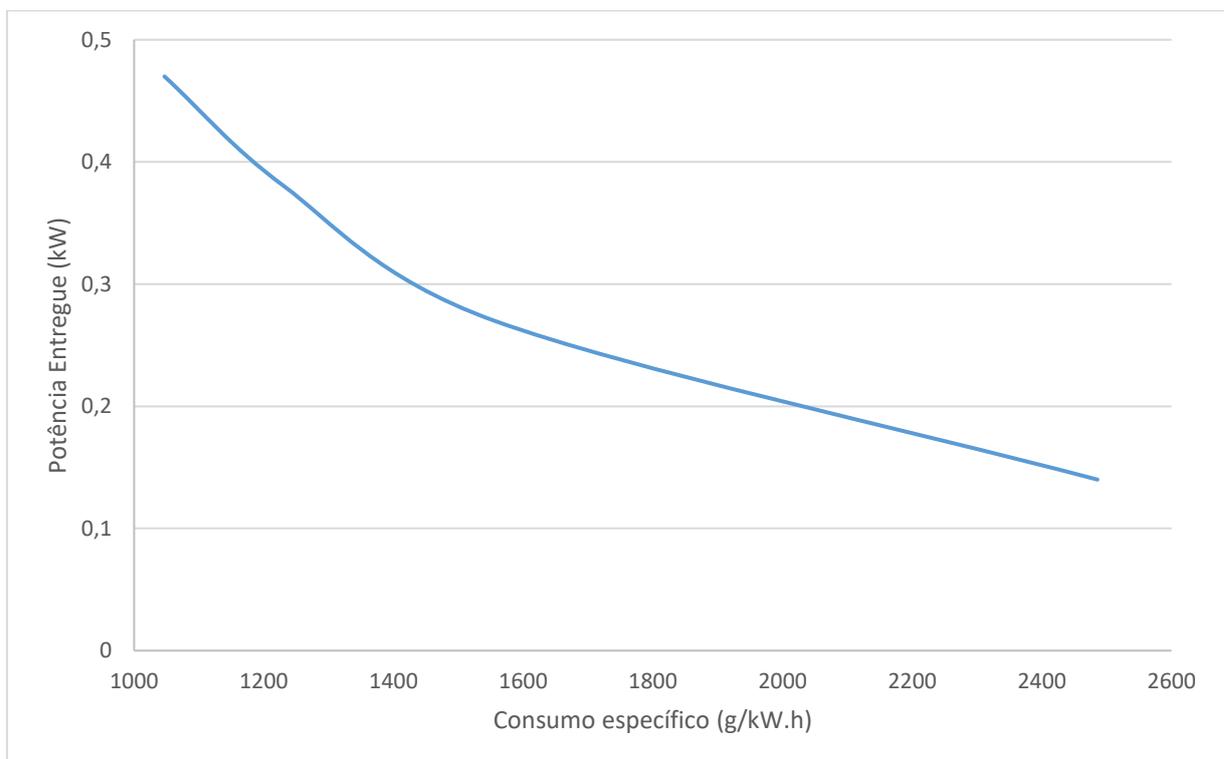
Figura 12 - Gráfico de comparação de potência



Fonte: Autor

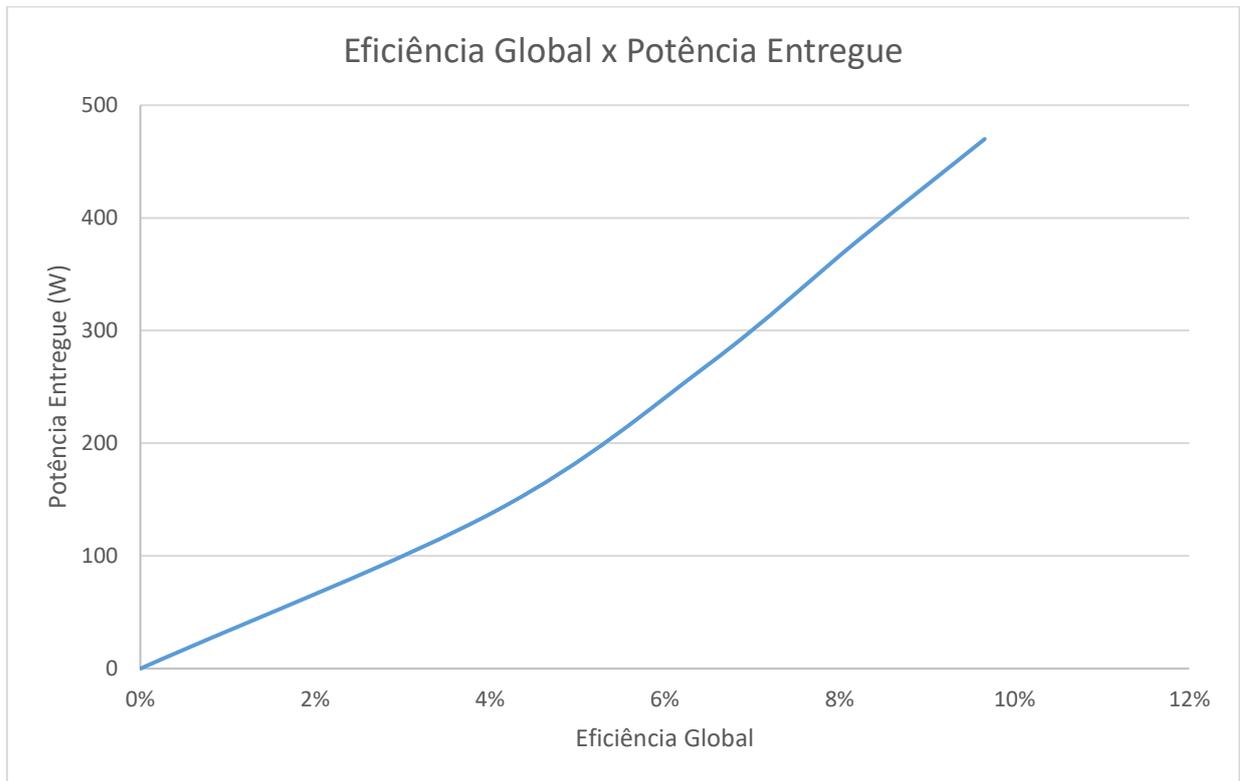
A Figura 13 mostra a relação entre a potência e consumo específico. Observa-se que é uma curva decrescente mostrando que, quanto maior a potência entregue menor o consumo específico. Isso ocorre porque o gerador à gasolina analisado nesse trabalho possui controle mecânico na alimentação de combustível, não sendo aplicado para baixas cargas aplicadas no motor. Assim quanto melhor a condição de operação, mais próximo da potência nominal do motor e menor será o consumo específico.

Figura 13 - Gráfico de consumo específico por potência entregue



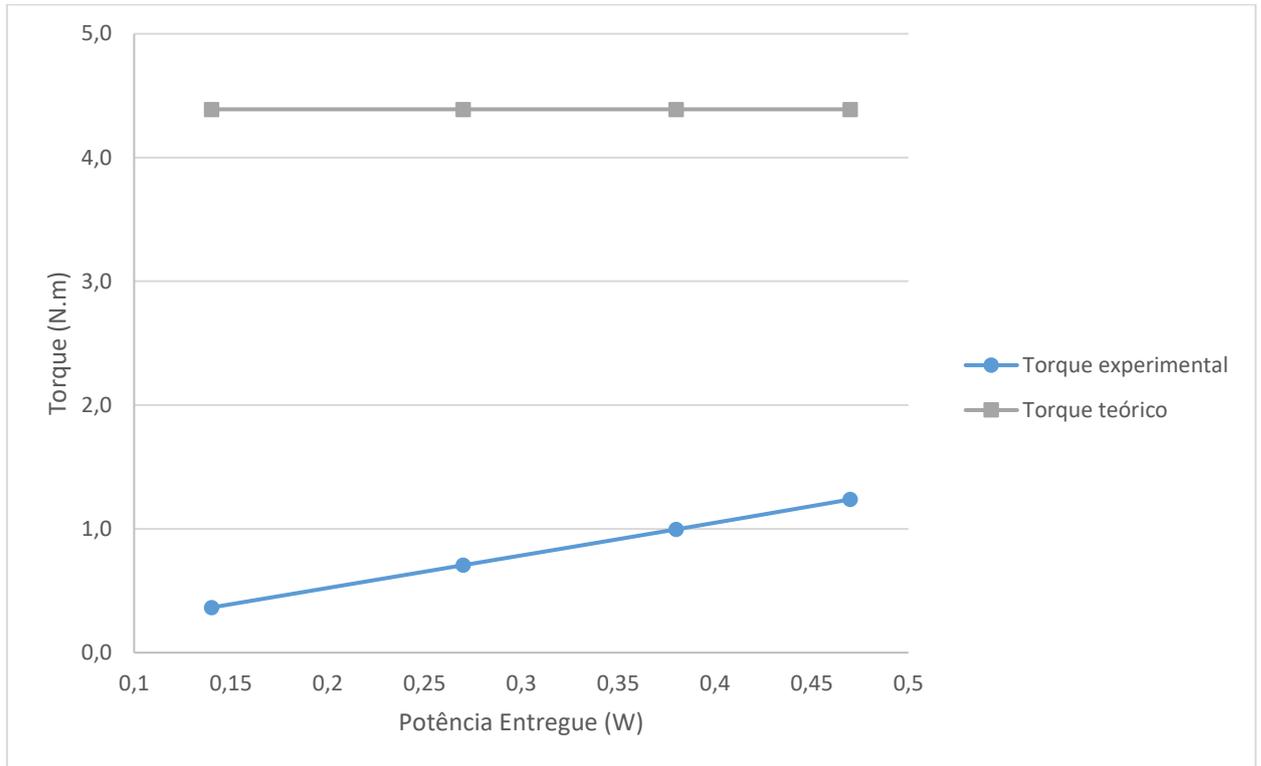
Fonte: Autor

A Figura 14 mostra a relação entre a potência entregue e a eficiência global. Esse gráfico é inverso ao gráfico apresentado pela Figura 13, quando a potência entregue está relacionada ao consumo específico, sendo uma curva crescente. Isso ocorre pois quanto mais próximo à potência nominal do motor melhor será a eficiência.

Figura 14 - Gráfico de eficiência global por potência entregue

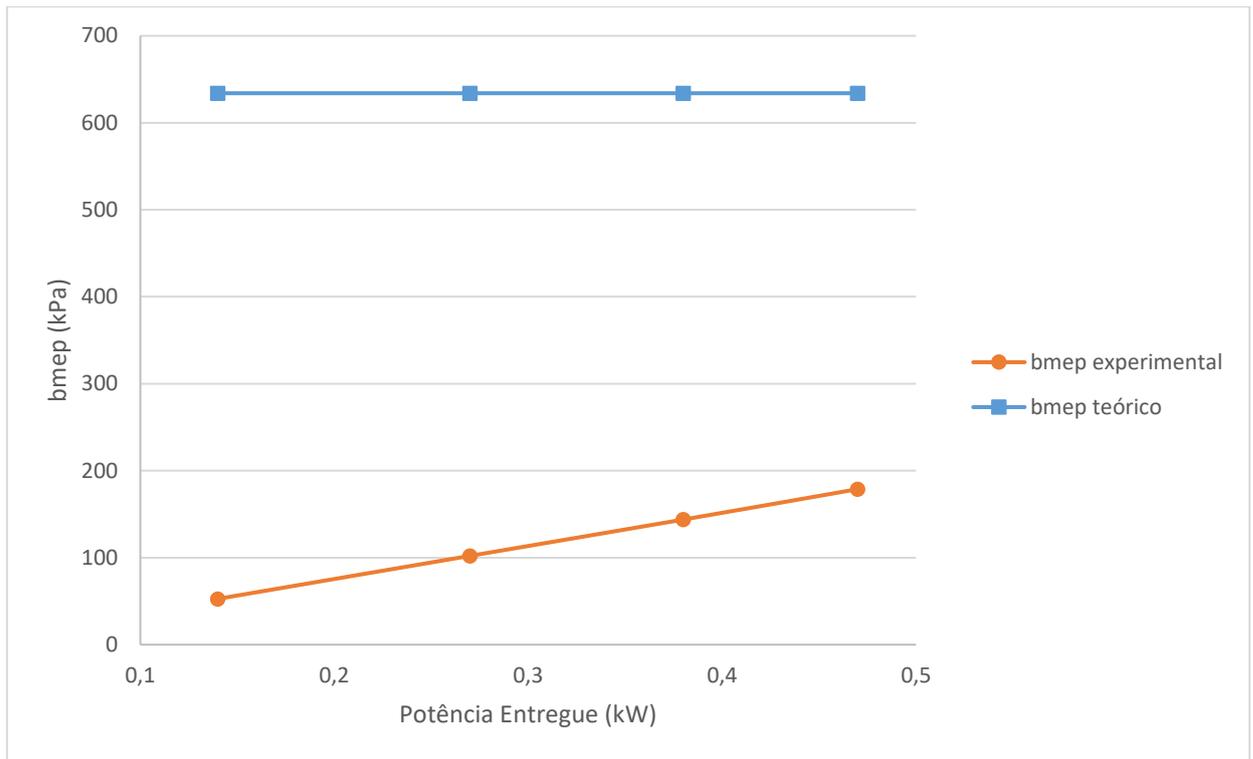
Fonte: Autor

A Figura 15 mostra o gráfico de potência entregue por torque, sendo possível perceber que o torque é diretamente proporcional à potência, pois quanto maior a potência entregue maior o torque. O torque da simulação realizada pela planilha foi calculado apenas para a potência nominal do motor, não ocorrendo a variação das potências como no ensaio realizado em laboratório. No gráfico, o torque teórico foi considerado uma reta constante, para que se pudesse visualizar que o torque experimental poderia se aproximar do torque teórico caso não tivesse ocorrido uma sobrecarga de corrente. É possível notar que se durante os ensaios realizados em laboratório tivesse ocorrido o alcance da potência nominal do motor, este chegaria muito próximo, ao encontrado no Excel.

Figura 15 - Gráfico de potência entregue por torque

Fonte: Autor

A Figura 16 mostra o gráfico de potência entregue por pressão média efetiva de frenagem, sendo possível perceber que a pressão média efetiva de frenagem aumenta conforme a potência aumenta. Do mesmo modo que aconteceu na Figura 15, a pressão média efetiva de frenagem da simulação realizada pela planilha foi calculada apenas para a potência nominal do motor, não ocorrendo a variação das potências como no ensaio realizado em laboratório. No gráfico, a pressão média efetiva de frenagem foi considerada uma reta constante, para que se pudesse visualizar que a pressão média efetiva de frenagem experimental poderia se aproximar da pressão média efetiva de frenagem teórica caso não tivesse ocorrido uma sobrecarga de corrente.

Figura 16 - Gráfico de potência indicada por pressão média efetiva de frenagem

Fonte: Autor

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo comparar os dados teóricos de um ciclo termodinâmico de um motor ciclo Otto que foram analisados pela rotina de cálculos desenvolvidos e validada em software Microsoft Excel com os dados obtidos experimentalmente através dos ensaios termodinâmicos.

Através da simulação foi possível perceber que a proposta apresentada foi validada e os dados encontrados nele foram pertinentes aos disponibilizados em manual. A potência nominal foi menor que a calculada pois considerou-se que a eficiência global é igual a eficiência térmica, sendo desconsiderada a eficiência mecânica.

Os ensaios foram realizados com a válvula borboleta parcialmente aberta e o programa simulado considerava a válvula totalmente aberta, não sendo possível realizar em laboratório. Isto deve-se a sobrecarga de corrente fazendo com que o motor não chegasse a potência nominal estipulada em manual. O máximo valor de carga realizado no experimento foi de 0,5 kW representando menos de 1/3 da potência nominal que é de 1,7 kW.

Assim os resultados encontrados pela simulação são maiores que os encontrados através do ensaio. Observou-se através dos gráficos gerados que o torque e a pressão média efetiva de frenagem possuem tendência a alcançar os resultados encontrados na planilha. Se o ensaio fosse realizado com a potência nominal esses resultados estariam muito próximos comprovando que a rotina de cálculos foi validada não somente pelo exemplo do Pulkrabek, 2004.

Outra maneira de comprovar a validação da planilha desenvolvida em software Excel foi através da Figura 9, que apresentou o gráfico p-V da simulação realizada em Excel e comprovou que o gráfico apresentado tem o mesmo comportamento que um ciclo Otto teórico.

O laboratório de Maquinas Térmicas, Sistemas Térmicos e Combustão da Fundação Universidade Federal da Grande Dourados do curso de Engenharia de Energia possui uma dificuldade na didática, pois com os motores fechados, no caso do ciclo Otto, é impossível obter dados da admissão, compressão, combustão e exaustão assim não podendo ser caracterizado o ciclo termodinâmico. Com a instrumentação do mesmo os eventuais trabalhos posteriores poderão submeter os motores a ensaios para que possa obter dados de pressão e temperatura em cada estado e demais características construtivas. Torna-se possível assim fazer uma maior comparação de dados teóricos com experimental.

Outra alternativa de um futuro trabalho seria realizar os ensaios com abertura total da válvula borboleta, considerando que, no experimento realizado em laboratório, não foi possível a abertura total da válvula, podendo ter influenciado negativamente nos resultados encontrados.

REFERÊNCIAS

BARBOSA, C. R. F. **Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção direta de gás natural**. 1997.197 p. Tese (Doutorado)- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1997.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: E.Blucher, 2009.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna. Volume 1**. São Paulo: Blucher, 2012.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna. Volume 2**. São Paulo: Blucher, 2012.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1 ed. McGraw-Hill, 1988.

LOREIRO, Eduardo. **Parâmetros de projeto e operação**. Disponível em: <<http://eduloureiro.dominiotemporario.com/doc/MTAula6.pdf>> Acesso em: 19.09.2016

MAHLE – *Driven by Performance*. **Manual Técnico – Curso Mahle Metal Leve Motores e Combustão Interna**. 2014.

MOTOMIL. **Manual de Utilização Grupo Gerador a Gasolina MG 1200 – CL**. 2016

MORAN, Michael J. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: Grupo Editora Nacional, 2009. 378 p.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. 2 ed. New Jersey: Upper Saddle River, 2004.

ROCHA, Gionel. **Virabrequim do Motor**. Disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/02/virabrequim-do-motor/>> Acesso em: 29.11.2016

TAYLOR, C.F. **Análise dos Motores de Combustão Interna. Volume 2**. São Paulo, Edgard Blücher. Ed. da Universidade de São Paulo, 1976.

VARELLA, Carlos A. A. **Motores e Tratores**. Rio de Janeiro, Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, IT-Departamento de Engenharia, 2009.

YANAGIHARA, J.I. **Termodinâmica: Ciclos Padrão a Ar**. Disponível em: <http://www.lete.poli.usp.br/PME2321_files/cicloPadrao.PDF> Acesso em: 10.07.2016

APÊNDICES

APÊNDICE A – VISÃO GERAL DA PLANILHA DESENVOLVIDA EM SOFTWARE MICROSOFT EXCEL

ARQUIVO		PÁGINA INICIAL	INSERIR	LAYOUT DA PÁGINA	FÓRMULAS	DADOS	REVISÃO	EXIBIÇÃO											Entr					
E17																								
1	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V		
2	número de cilindros	N	1		$n_c = (V_c + V_d)/V_c$				$V_1 = V_d + V_c$															
3	volume (l) (m³)	V	0,087		V _c	0,000013	m³		V ₁	0,0001000	m³													
4	volume (l) (m³)	V _d	0,087	8,7E-05			0,013	l				0,1000	l											
5	rotação (rpm)		3600				13,0	cm³				9,9985	cm³											
6	razão de compressão	r _c	7,7																					
7	comprimento de curso (mm)	S	38																					
8	diâmetro do cilindro (mm)	B	54																					
9	Pressão (kPa)		96		Estado 1				Estado 2				massa da mistura do gás											
10	Temperatura °C	°C	80		T ₁	353	K		P ₂	1510	kPa		$m_a = (\text{relação ar combustível} / \text{relação ar combustível} + 1) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$											
11	relação ar combustível	m _a	14,26		P ₁	96	kPa		T ₂	721	K		massa de ar (m _a)										0,000085	kg
12	escape residual		0,04		V ₁	0,000100	m³		T ₂	448	°C		$m_f = (1 / \text{relação ar combustível} + 1) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$											
13	poder calorífico do combustível (kJ/kg)	Q _{HV}	35600		m _m	0,000095	kg		V ₁	0,0000130	m³		massa do combustível (m _f)										0,0000060	kg
14	calor específico a calor constante (kJ/kg-K)	c _v	0,821						V ₂ (V _c)	0,0000130	m³		m _{ex} = escape residual · m _m											
15	Constante do gás (kJ/kg-K)	R	0,287						V ₂	0,000013	m³		massa da exaustão (m _{ex})										0,0000038	kg
16	eficiência mecânica	η	1		Estado 3				Estado 4				Trabalho			Rendimento								
17	massa de ar no cilindro em um ciclo (kg)	m _a	8,695E-05		Q _{in}	m _f · Q _{HV} · η _c			T ₄	1688	K		W _{3-4}}	m · R · (T ₄ - T ₃) / (1 - k)		η _t	W _{net} / Q _{in}							
18	densidade do ar (kg/m³)	ρ _a	1,181		Q _{in}	0,212	kJ		T ₄	1415	°C		W _{3-4}}	0,137	kJ		η _t	1 - (T ₁ / T ₂)						
19	massa molar média do ar (kg/mol)	m̄	0,02896		Q _{in}	m _m · c _v · (T ₃ - T ₂)			P ₄	459	kPa		W _{1-2}}	m · R · (T ₂ - T ₁) / (1 - k)		η _t	1 - (1 / r _c) ^{k-1}							
20	Constante do gás (L.kPa/K.mol)	R	8,314		V ₃	0,0000130	m³		V ₄	0,000100	m³		W _{net}}	W _{1-2} + W_{3-4}}}		η _t	0,5105276	51,1	%					
21				T _{max}	T ₃	3449	K		V ₄	0,000100	m³		W _{net}}	0,108	kJ		η _v	m _a / ρ _a · V _d						
22					T ₃	3176	°C										η _v	0,8462449	84,6	%				
23					V ₃ = V ₂												η _v	0,5105276	51,1	%				
24					P ₃ = P ₂ · (T ₃ / T ₂)												η _v	0,6106497	61,064973	%				
25				P _{max}	P ₃	7222	kPa										η _v	0,6106497	61,064973	%				
26					imep = W _{net} / (V ₁ - V ₂)				W _l = W · N / n				ū _v = 2 · S · N			m = P · V / (R · T · ṁ)								
27					imep	1244	kPa		W _l	3,2	kW		ū _v	4,56	m/s									
28					bmep = η _m · imep				W _{b}}	0,108	kJ		τ	W _b / (2 · π · N)										
29					bmep	1244	kPa		W _{b}}	0,108	kJ		τ	0,0086	kN-m									
30					BSP = W _b / A _p				W _{b}}			η _m · W _l		τ		8,61	N-m							
31					BSP	0,180	kW/cm²		W _{b}}			3,2	kW		τ		8,610	N-m						
32					OPD = W _b / V _d				W _{f}}			W _l - W _{b}}		τ		8,610	N-m							
33					OPD	37,3	kW/L		W _{f}}			0,0	kW		τ		8,610	N-m						
34					bsfc = ṁ _f / W _b				bsfc			0,000046	kg/seg/kW		τ		8,610	N-m						
35					bsfc			0,000046	kg/seg/kW		bsfc			0,000046	kg/seg/kW		τ		8,610	N-m				

APÊNDICE C - VISÃO AMPLIADA DA PLANILHA DESENVOLVIDA EM SOFTWARE MICROSOFT EXCEL PARTE II

ARQUIVO PÁGINA INICIAL INSERIR LAYOUT DA PÁGINA FÓRMULAS DADOS REVISÃO EXIBIÇÃO Entrar

E17 Estado 3

	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	
1																		
2		$r_c = (V_c + V_d)/V_c$				$V_1 = V_d + V_c$												
3	0,000087	V_c	0,000013	m ³		V_1	0,0001000	m ³										
4			0,013	l				0,1000	l									
5			13,0	cm ³				9,9985	cm ³									
6																		
7																		
8		Estado 1				Estado 2				massa da mistura do gás								
9		T_1	353	K		$P_2 = P_1 \cdot (rc)^k$				$m_a = \left(\frac{\text{relação ar combustível}}{\text{relação ar combustível} + 1} \right) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$								
10		P_1	96	kPa		P_2	1510	kPa		$m_a = \left(\frac{\text{relação ar combustível}}{\text{relação ar combustível} + 1} \right) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$								
11		V_1	0,000100	m ³		$T_2 = T_1 \cdot (rc)^{k-1}$				m_a		0,000085						
12		$m_m = (P_1 \cdot V_1)/(R \cdot T_1)$				T_2	721	K		$m_f = \left(\frac{1}{\text{relação ar combustível} + 1} \right) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$								
13		m_m	0,000095	kg		T_2	448	°C		m_f		0,0000060						
14						$V_2 = m \cdot R \cdot T_2 / P_2$				m_{ex}		$m_{ex} = \text{escape residual} \cdot m_m$						
15						$V_2 (V_c)$	0,0000130	m ³		m_{ex}		0,0000038						
16						$V_2 = V_1 / r_c$				$m_m = m_a + m_f + m_{ex}$								
17		Estado 3				V_2	0,000013	m ³		m_m		0,000095						
18		$Q_{in} = m_f \cdot Q_{HV} \cdot \eta_c$				Estado 4				Trabalho				Rendimento				
19		Q_{in}	0,212	kJ		$T_4 = T_3 \cdot (1/rc)^{k-1}$				$W_{3-4} = m \cdot R \cdot (T_4 - T_3)/(1 - k)$				$\eta_t = W_{net}/Q_{in}$				
20		$Q_{in} = m_m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)$				T_4	1688	K		W_{3-4}	0,137	kJ	$\eta_t = 1 - (T_1/T_2)$					
21	T_{max}	T_3	3449	K		T_4	1415	°C		$W_{1-2} = m \cdot R \cdot (T_2 - T_1)/(1 - k)$				$\eta_t = 1 - (1/rc)^{k-1}$				
22		T_3	3176	°C		$P_4 = P_3 \cdot (1/rc)^k$				W_{1-2}	-0,029	kJ	$\eta_t = 1 - (1/rc)^{k-1}$					
23		$V_3 = V_2$				P_4	459	kPa		$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$				$\eta_v = m_a / \rho_a \cdot V_d$				
24		V_3	0,0000130	m ³		$V_4 = m \cdot R \cdot T_4 / P_4$				W_{net}	0,108	kJ	$\eta_t = 0,510527557$ 51,1 %					
25		$P_3 = P_2 \cdot (T_3/T_2)$				V_4	0,000100	m ³		$\eta_t = 0,510527557$ 51,1 %				$\eta_t = 0,510527557$ 51,1 %				
26	P_{max}	P_3	7222	kPa						$\eta_t = 0,510527557$ 51,1 %				$\eta_t = 0,510527557$ 51,1 %				
27										$\eta_t = 0,510527557$ 51,1 %				$\eta_t = 0,510527557$ 51,1 %				

Plan1

APÊNDICE D - VISÃO AMPLIADA DA PLANILHA DESENVOLVIDA EM SOFTWARE MICROSOFT EXCEL PARTE III

ARQUIVO PÁGINA INICIAL INSERIR LAYOUT DA PÁGINA FÓRMULAS DADOS REVISÃO EXIBIÇÃO Entrar

M8 :

8	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y		
		Estado 2				massa da mistura do gás														
9		$P_2 = P_1 \cdot (rc)^k$				$m_a = \left(\frac{\text{relação ar combustível}}{\text{relação ar combustível} + 1} \right) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$														
10		P_2	1510	kPa																
11		$T_2 = T_1 \cdot (rc)^{k-1}$				massa de ar (m_a)					0,000085					kg				
12		T_2	721	K		$m_f = \left(\frac{1}{\text{relação ar combustível} + 1} \right) \cdot (1 - \text{escape residual}) \cdot m_m$														
13		T_2	448	°C																
14		$V_2 = m \cdot R \cdot T_2 / P_2$				massa do combustível (m_f)					0,0000060					kg				
15		$V_2 (V_c)$	0,0000130	m³		$m_{ex} = \text{escape residual} \cdot m_m$														
16		$V_2 = V_1 / rc$				massa da exaustão (m_{ex})					0,0000038					kg				
17		V_2	0,000013	m³		$m_m = m_a + m_f + m_{ex}$														
18						massa da mistura do gás (m_m)					0,000095					kg				
19		Estado 4				Trabalho					Rendimento									
20		$T_4 = T_3 \cdot (1/rc)^{k-1}$				$W_{3-4} = m \cdot R \cdot (T_4 - T_3) / (1 - k)$					$\eta_t = W_{net} / Q_{in}$									
21		T_4	1688	K																
22		T_4	1415	°C		$W_{1-2} = m \cdot R \cdot (T_2 - T_1) / (1 - k)$					$\eta_t = 1 - (T_1/T_2)$									
23		$P_4 = P_3 \cdot (1/rc)^k$																		
24		P_4	459	kPa		$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$					$\eta_t = 1 - (1/rc)^{k-1}$									
25		$V_4 = m \cdot R \cdot T_4 / P_4$																		
26		V_4	0,000100	m³		W_{net}					η_t									
27																				
28						$\bar{U}_p = 2 \cdot S \cdot N$					$\eta_v = m_a / \rho_a \cdot V_d$									
29		$\dot{W}_i = W \cdot N / n$																		
30		\dot{W}_i	3,2	kW		$\tau = \dot{W}_b / 2 \cdot \pi \cdot N$					$\eta_g = 1 / (bsfc \cdot PCI)$									
31		$\dot{W}_b = \eta_m \cdot W_{net}$																		
32		\dot{W}_b	0,108	kJ		τ					$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} \cdot \bar{m}$									
33		$\dot{W}_b = \eta_m \cdot \dot{W}_i$																		
34		\dot{W}_b	3,2	kW		$\tau = (bmep) \cdot V_d / 4 \cdot \pi$														

Plan1