

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA DE ALTA PERFORMANCE A ETANOL PARA COMPETIÇÃO TURISMO NACIONAL

CUSTODIO, Pedro Henrique Mendes¹
MOTA, Sergio Henrique Rodrigues²

RESUMO

O cenário automobilístico nacional e principalmente o internacional a anos vem se tornando mais competitivo a cada dia, fazendo da engenharia a principal aliada das equipes e fabricantes de motores que compõe as diversas categorias automotores em torno do mundo. Levando até as mesmas, soluções através de estudos bibliográficos aprofundados e ferramentas computacionais, sendo como consequência o ganho de performance e redução de investimento e tempo. Assim, na contramão de muitos mecânicos e preparadores de motores, o objetivo deste trabalho é através de pesquisas bibliográficas e a simulação em software de um motor de combustão interna (MCI) de alto desempenho utilizando combustível etanol para a competição Turismo Nacional. Os resultados obtidos verificaram uma melhoria em torno de 3% comparado ao motor original, alterando apenas a razão de compressão, na qual o regulamento técnico da CBA diz livre para cada preparador.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, Simulação computacional, Automobilismo.

1 INTRODUÇÃO

O automobilismo é conhecido pela tecnologia de ponta, e essa tecnologia muda a cada dia (SEGERS, 2014).

Atualmente os mecanismos computacionais são os mais usados nas etapas iniciais de definição e na fase de projeto do motor. Só nas fases finais é que se utiliza recursos experimentais para a confirmação dos resultados previstos (HEYWOOD, 2018).

A capacidade de acelerar mais rápido do que o carro adversário é o fator mais importante no desempenho de um carro de corrida. É mais importante do que a capacidade de curva e infinitamente mais importante do que a velocidade máxima. Uma vez que se está interessado apenas no carro de corrida, será e ignoraremos muitos aspectos que preocupam os projetistas de automóveis de passageiros/passeio (SMITH, 1978).

O tempo de teste disponível entre as corridas é principalmente uma questão de orçamento. Por causa disso, a simulação do comportamento do carro de corrida está se tornando mais popular, e o software de simulação agora está disponível para o público (SEGERS, 2014).

Neste estudo serão apresentados conceitos relacionados ao aumento de performance e a sua influência sobre os motores de combustão interna.

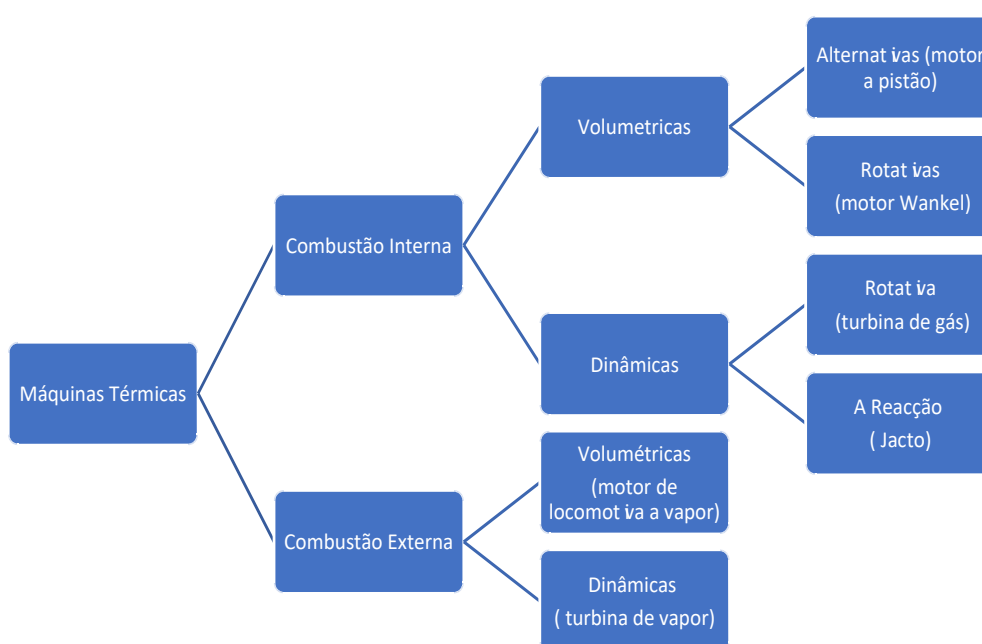
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 MÁQUINAS TÉRMICAS

Dispositivos que permitem transformar calor em trabalho são nomeadas máquinas térmicas. O calor pode ser obtido de diferentes fontes, sendo o foco deste trabalho a combustão preocupa-se apenas com o caso onde o calor é obtido pela queima de combustível que é uma energia química transformada em trabalho mecânico (BRUNETTI, 2012).

A obtenção de trabalho é promovida por uma sequência de processos realizados em uma substância dominada fluido ativo – FA (BRUNETTI, 2012).

Segundo Martins, 2012, as máquinas térmicas são classificadas conforme esquematizado na figura 1:



*Figura 1 – Classificação Das Máquinas Térmicas
Fonte: Martins, 2012*

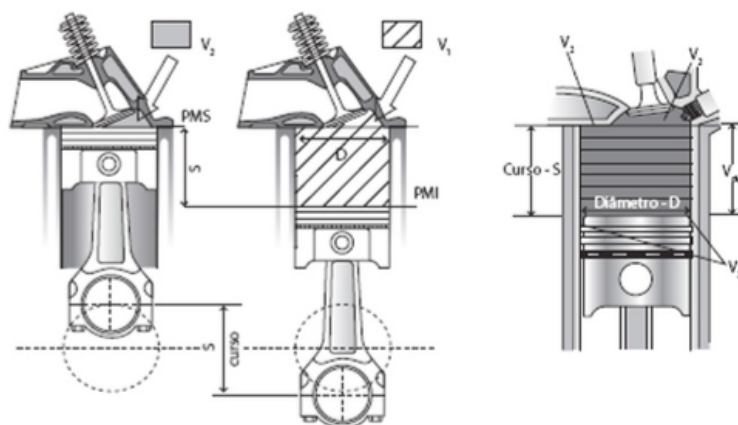
As máquinas térmicas com ênfase são motores de combustão interna – MCI, volumétricas e alternativas. Onde o fluido ativo formado pela mistura combustível-ar participa diretamente da combustão e o trabalho é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão, transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela (BRUNETTI, 2012).

2.2 PARÂMETRO DE DESEMPENHO DO MOTOR

2.2.1 Geometria do Motor

Segundo Brunetti (2012), o trabalho do motor é obtido pelo movimento conjunto, pistão e biela, e o autor apresenta a seguinte nomenclatura quanto as diferentes posições do pistão no interior do cilindro

(figura 2). Tal nomenclatura é importante para compreender futuramente o funcionamento completo do motor.



*Figura 2 - Nomenclatura Conforme A Posição Do Pistão No Interior Do Cilindro
Fonte: Brunetti (2012)*

Para entendimento da figura 2, é necessário compreender as siglas utilizadas por Brunetti (2012):

- PMS: Ponto Morto Superior – posição onde o pistão está o mais próximo possível do cabeçote;
- PMI: Ponto Morto Inferior – 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 de um ponto morto para outro;
- 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 a cabeça do pistão e o cabeçote, quando o pistão está no PMS (também indicado como Vm);
- Vdu: Cilindrada unitária – também conhecida como volume deslocado útil ou deslocamento volumétrico, é o volume deslocado pelo pistão de um ponto morto a outro;
- Z: Número de cilindros do motor;
- D: Diâmetro dos cilindros do motor;
- Vd: Volume deslocado do motor, deslocamento volumétrico do motor ou cilindrada total.

O valor de Vdu (deslocamento volumétrico), é calculado da seguinte forma:

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

Para um motor de z cilindros (multicilíndrico), a cilindrada ou deslocamento volumétrico do motor Vd será:

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

Rv: Relação volumétrica ou taxa de compressão - é a relação entre o volume total (V_1) e o volume morto (V_2), e representa em quantas vezes V_1 é reduzido.

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (3)$$

$$V_{du} + V_2 = V_1 \rightarrow V_{du} = V_1 - V_2 \quad (4)$$

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{du} + V_2}{V_2} = \frac{V_{du}}{V_2} + 1 \quad (5)$$

Para entender as características referente a cinemática dos motores, Brunetti (2012), utiliza o seguinte esquema mostrado na figura 3:

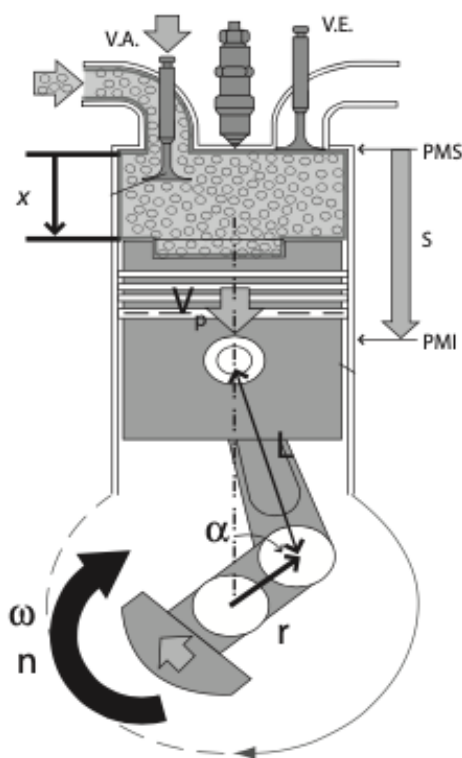


Figura 3 – Características Da Cinemática Dos Motores
Fonte: Brunetti (2012)

Para entendimento da figura 3, é necessário compreender as siglas utilizadas por Brunetti (2012):

- V.A.: válvula de admissão;
- V.E.: válvula de escape;
- x: distância para o pistão atingir o PMS;
- L= comprimento da biela;
- Vp: velocidade média do pistão;

- n : frequência da árvore de manivelas;
- w : velocidade angular da árvore de manivelas;
- α = ângulo formado entre a manivela e um eixo vertical de referência. ($\alpha = 0^\circ$: quando o pistão está no PMS. $\alpha = 180^\circ$: quando o pistão está no PMI).

O curso do pistão (S), a velocidade angular na árvore da manivela (w) e a velocidade média do pistão (V_p), são calculadas respectivamente:

$$S = 2 \times r \quad (6)$$

$$\omega = 2\pi \times n \quad (7)$$

$$V_p = 2 \times S \times n \quad (8)$$

A distância para o pistão atingir o PMS, é calculada da seguinte forma:

$$x = r(1 - \cos\alpha) + L \left(1 - \sqrt{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2} \times \sin^2\alpha} \right) \quad (9)$$

$$Vd = V_2 + x \frac{\pi}{4} D p^2 \quad (10)$$

2.3 CICLO MOTOR 4 TEMPOS

Também conhecido como combustão de volume constante ou ciclo de ignição por faísca. Podendo ser um ciclo de dois ou quatro tempos (FERGUSON e KIRKPATRICK, 2016)

A maioria dos motores de combustão interna, tanto a ignição por faísca (MIF), quanto a ignição por compressão operam em um ciclo de quatro tempos (PULKRABEK, 2004).

Nos motores quatro tempos (figura 4), o pistão desloca-se quatro cursos, isto é, quatro vezes, que correspondem a duas voltas do eixo do motor para que se complete um ciclo (BRUNETTI, 2012).

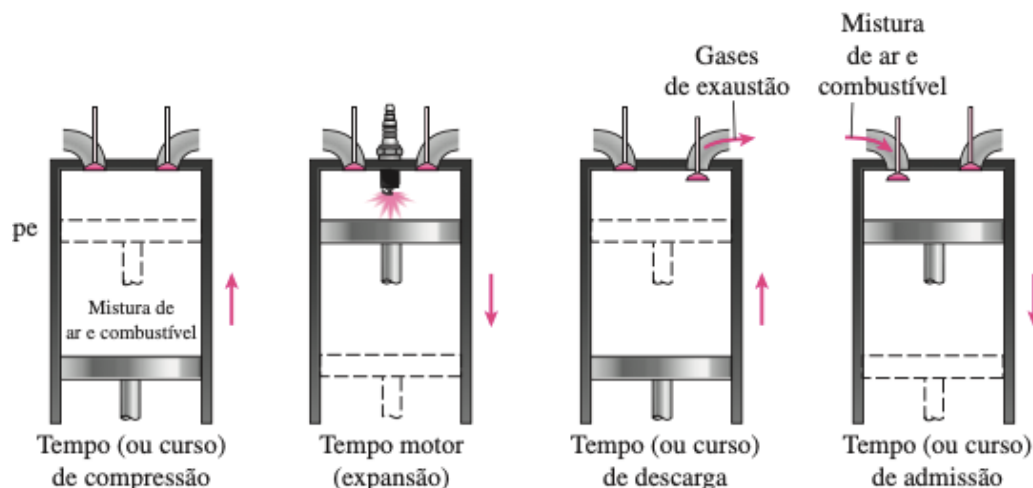


Figura 4 – Motor Em Quatro Tempos
Fonte: Çengel (2013)

O funcionamento do motor em quatro tempos se dá da seguinte maneira:

1. **Admissão:** Com a válvula de admissão aberta e a válvula de escape fechada, o pistão se desloca do PMS ao PMI, este movimento gera uma depressão fazendo com que o ar seja empurrado para dentro do cilindro. A medida em que o ar passa pelo sistema de admissão, o combustível é adicionado (PULKRABEK, 2004).
2. **Compressão:** Quando o pistão atinge o PMI, a válvula de admissão fecha e o pistão retorna ao PMS com todas as válvulas fechadas. Isso comprime a mistura ar-combustível, aumentando a temperatura e a pressão no cilindro (PULKRABEK, 2004).
3. **Expansão:** Perto do final do curso de compressão, a vela de ignição é acionada provocando a combustão da mistura, como consequência um grande aumento da pressão faz com que o pistão seja empurrado para o PMI, realizando o trabalho positivo do motor (PULKRABEK, 2004).
4. **Escape:** Ao final da expansão a válvula de escape é aberta facilitando o início da exaustão dos gases queimados, neste momento o pistão atinge o PMI e se desloca rumo ao PMS forçando assim a saída dos gases da câmara de combustão através do coletor de escapamento (PULKRABEK, 2004).

Neste ciclo, o acelerador controla a potência e quantidade de ar induzida. O fluxo de combustível é medido proporcionalmente ao fluxo de ar (FERGUSON e KIRKPATRICK, 2016).

2.4 CICLO REAL MOTOR 4 TEMPOS

Por meio de um aparelho chamado “Indicadores de Pressões”, o fluido ativo passa por processos químicos e físicos, que se repetem periodicamente durante o funcionamento de um motor. Através do diagrama p-V (pressão x volume), este ciclo pode ser observado na imagem a seguir (figura 5) (BRUNETTI, 2012).

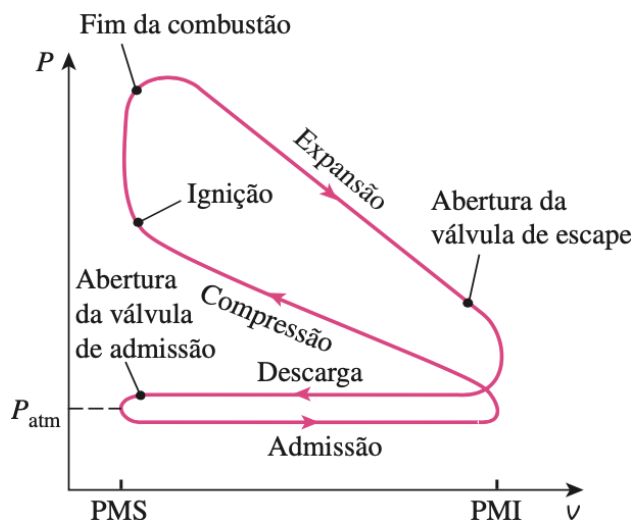


Figura 5 – Ciclo Real Do Motor Em Quatro Tempos
Fonte: Brunetti (2012)

Em uma rotação contínua, o gráfico traçado, denomina-se diagrama $p-\alpha$, onde cada pressão corresponde com o ângulo percorrido pelo virabrequim em relação à posição de PMS (figura 6) (BRUNETTI, 2012).

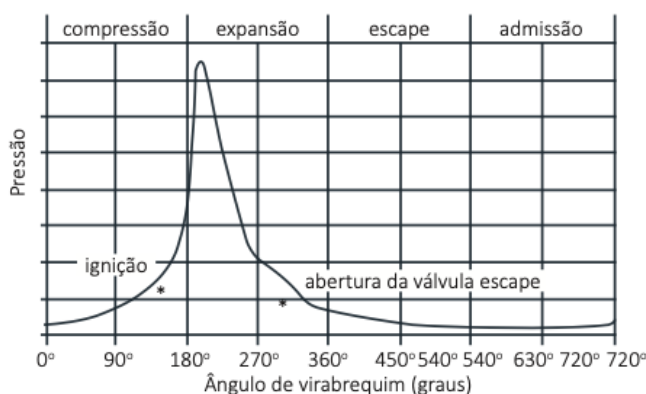


Figura 6 – Diagrama $P-\alpha$
Fonte: Brunetti (2012)

2.5 CICLO IDEAL MOTOR 4 TEMPOS

O fluido ativo, no ciclo real, se torna complexo por conta da sua variação durante os processos, para conduzir o estudo em um nível de complexidade adequado e poder tirar conclusões qualitativas e até quantitativas, associam-se hipóteses do padrão a ar para cada ciclo real (BRUNETTI, 2012).

Çengel e Boles (2013) utiliza as seguintes hipóteses:

- Os processos são todos reversíveis;
- O fluido de trabalho é ar, se comportando como um gás ideal;
- A combustão é substituída por um processo de fornecimento de calor através de uma fonte externa;
- Exaustão é substituída por um processo de rejeição de calor, restaurando o FA ao seu estado inicial.

O ciclo resultante tem as características aproximadas das condições reais, os diagramas P-V e T-S do ciclo Otto ideal servem como ferramentas na análise dos processos termodinâmicos (figura 7 e figura 8) (ÇENGEL e BOLES, 2013).

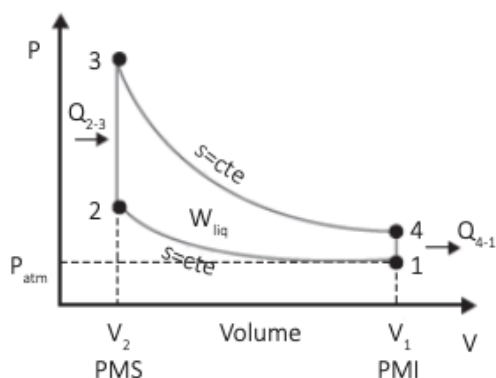


Figura 7 – Diagrama P-V Do Ciclo Otto Ideal
Fonte: Çengel e Boles (2013)

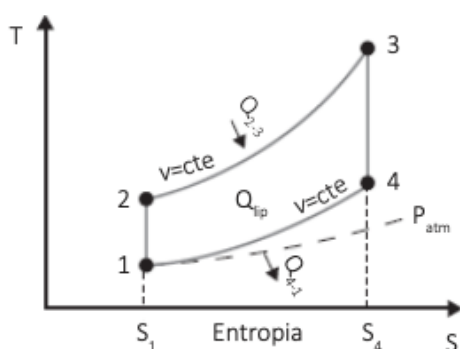


Figura 8 – Diagrama T-S Do Ciclo Otto Ideal
Fonte: Çengel e Boles (2013)

Observamos nos diagramas (figuras 7 e 8):

- 1 para 2: Compressão isentrópica;
- 2 para 3: Fornecimento de calor a volume constante;
- 3 para 4: Expansão isentrópica;
- 4 para 1: Rejeição de calor a volume constante;

Através dos diagramas P-V e T-S, as seguintes variáveis são obtidas:

A) Trabalho do ciclo:

$$W_c = W_{exp} - W_{comp} \quad (11)$$

B) Calor útil:

$$Q_u = Q_{2-3} - Q_{4-1} \quad (12)$$

C) Eficiência térmica do ciclo:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (13)$$

K= Constante adiabática.

E) Eficiência térmica do ciclo de Carnot:

$$\eta_{tCarnot} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (14)$$

Tc e Th são temperaturas absolutas.

Pressão media do ciclo, é a pressão aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo de um curso:

$$P_{mc} = \frac{W_c}{V_{du}} \quad (15)$$

Wc= Trabalho do ciclo.

Vdu= Cilindrada unitária.

Potência do ciclo, é o trabalho por unidade de tempo. Relacionada a rotação do eixo:

$$N_c = W_c - \frac{n}{x} \quad (16)$$

X=2 para motores 4T.

2.6 PERFORMANCE DOS MOTORES

De acordo com Penido Filho (1983), para se obter um aumento de performance de um motor naturalmente aspirado, visando otimizar torque, potência e consumo, depende de alguns fatores:

- Taxa de compressão.
- Rendimento.
- Regime de rotação.
- Rapidez da combustão.

2.6.1 Torque

O torque de um motor é calculado através de um equipamento nomeado dinamômetro, onde o momento de torção que o eixo do motor está sujeito. Sendo o comprimento da alavanca (B) e a força aplicada (F) (PENIDO FILHO, 1983).

$$T = F \times b \quad (17)$$

2.6.2 Potencias

Potencia indicada: A combustão da mistura ar-combustível no interior do cilindro é a potência indicada. Sendo, rotação do motor (n), o valor de x igual a 2 para um motor 4 tempos e número de cilindros do motor(z) (BRUNETTI, 2012).

$$N_i = W_i \times \frac{n}{x} \times z \quad (18)$$

Podendo também ser calculada através da relação com a potência de atrito (Na), onde:

$$N_i = N_e + N_a \quad (19)$$

Potencia efetiva: Representa a potência gerada no eixo do motor, aferida através de um dispositivo nomeado dinamômetro, onde K é uma constante do mesmo.

$$N_e = K \times F \times n \quad (20)$$

2.6.3 Eficiências

Para um maior rendimento no motor, são quesitos importantes, o calor produzido na combustão (Q) e a quantidade (Mc) e poder calorífico de combustível (PCI) a qual é fornecida ao mesmo (BRUNETTI, 2012).

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \times PCI \quad (21)$$

Eficiência térmica:

$$\eta_t = \frac{N_i}{\dot{Q}} \quad (22)$$

Eficiência térmica efetiva:

$$\eta_g = \frac{N_e}{\dot{Q}} \quad (23)$$

Eficiência mecânica:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (24)$$

2.6.4 Consumo específico

A proporcionalidade entre o consumo de ar e a potência efetiva, visualizadas nas equações acima, nos gera a seguinte equação:

$$N_e = \dot{m}_c \times PCI \times \eta_t \times \eta_m \quad (25)$$

Correlacionado a potência efetiva e consumo de combustível, se tem o consumo específico (C_e).

$$C_e = \frac{\dot{m}_c}{N_e} \quad (26)$$

2.6.5 Pressão média do ciclo:

Utilizado para comparação de desempenho de motores. Trabalho produzido (w), por volume deslocado (V) (ÇENGEL e BOLES, 2013).

$$P_{mi} = \frac{w}{V} \quad (27)$$

3 METODOLOGIA CIENTÍFICA

Os principais parâmetros operacionais, torque, potência e BMEP (pressão líquida média equivalente) e de projeto influenciam o desempenho de um motor a etanol de quatro tempos. O presente trabalho consiste em simular o motor real e projetado, analisar comparativamente: torque, potência, consumo específico e as características de performance para cada faixa de rotação.

O software escolhido. Diesel-RK, intuitivamente, fornece um passo a passo, solicitando parâmetros de entrada de um motor pré-selecionado para ser possível realizar a simulação.

Uma margem de 15% de potência máxima precisa ser respeitada, entre a fornecida pelo programa e a do fabricante, para então determinar outros regimes de operação onde as características do motor em função da rotação é obtida.

3.1 DIESEL-RK

O software termodinâmico DIESEL-RK é destinado ao cálculo e otimização dos motores de combustão interna aspirados e turboalimentados.

Para a simplificação, às vezes, os processos de trabalho intensivo do conjunto de dados (é coeficientes empíricos especiais) no programa são desenvolvidas ferramentas especiais: assistente de criação de novo projeto. Este assistente com base nos dados mais comuns do objeto de pesquisa gera arquivos de dados de entrada, utilizando as decisões técnicas mais conhecidas e aceitas na área de engenharia a propulsão.

Torna-se mais simples não só o processo de entrada de dados iniciais, mas também a fase mais difícil da investigação computacional que é a identificação do modelo matemático.

3.2 MOTOR UTILIZADO

O motor utilizado para realizar a análise e simulação foi o Zetec Rocam 1.6L, naturalmente aspirado, utilizado pela fabricante Ford, apresentado na figura 9.

Descrição	1.6L Zetec Rocam (Flex)
Código do Motor	2S6G-6007-JA
Diâmetro do cilindro	82,07 mm
Curso	75,48 mm
Taxa de Compressão	12,3:1
Potência Máxima (CV @ rpm)	Gas: 105,2@5500 Álc: 110,6@5500
Torque Máximo (Nm @ rpm)	Gas: 146 @ 4250 Álc: 155 @ 4250
Rotação Máxima do motor	6300 rpm
Rotação de marcha lenta	880 ± 50 rpm
Ordem de ignição	1-3-4-2
Numero de mancais centrais	5



Figura 9 – Especificações Técnicas e Foto Do Motor
Fonte: Ford Motor Company

3.3 ORDEM INICIAL DE OPERAÇÕES

A ordem típica de ações recomendadas pelo programa aos iniciantes para os primeiros cálculos são descritas abaixo e apresentado nas Figuras 10, 11, 12 e 13.

Passo 1: Criar um novo projeto com o assistente de criação de novo projeto.

Passo 2: Inserir o nome do motor, ciclo de trabalho, combustível e método de ignição.

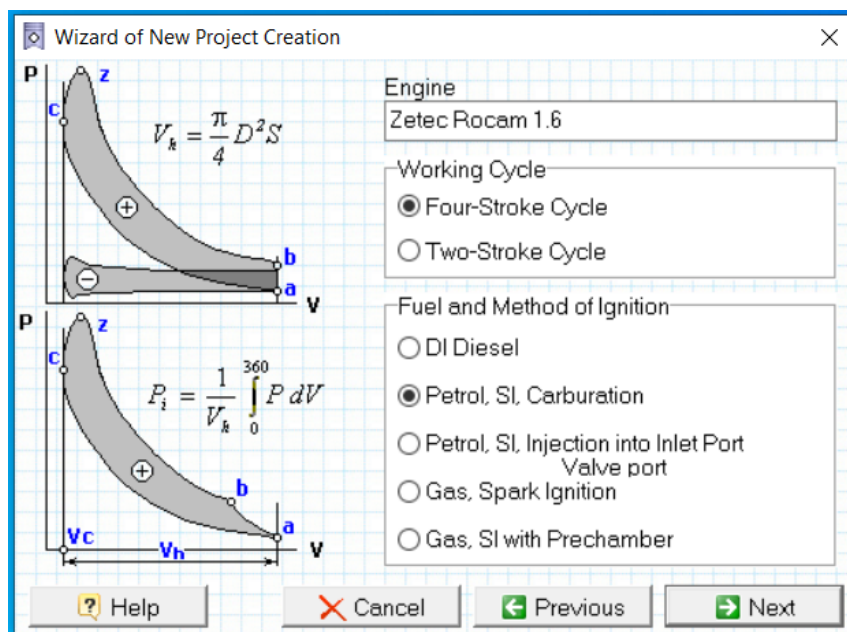


Figura 10 – Nome Do Motor, Ciclo De Trabalho, Combustível E Método De Injeção
Fonte: Autor – Diesel-RK

Passo 3: Inserir o design básico do motor, numero de cilindros e o sistema de arrefecimento (Figura 11)

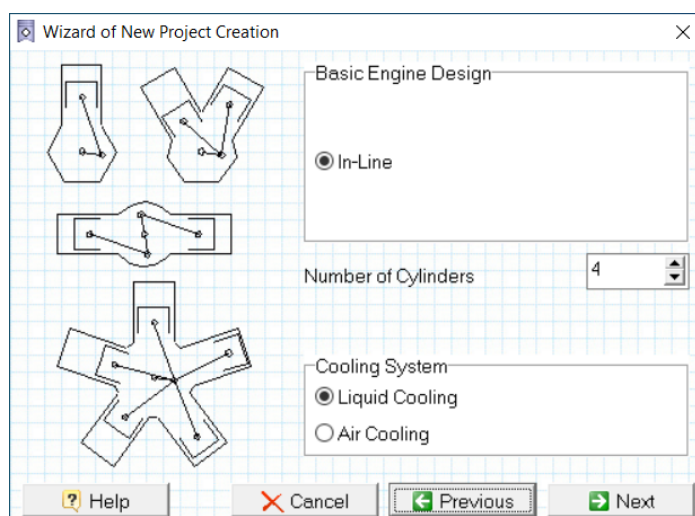


Figura 11 – Design Básico Do Motor, Numero De Cilindros, Sistema De Refrigeração
Fonte: Autor – Diesel-RK

Passo 4: Adicionar diâmetro do cilindro, curso do pistão, velocidade nominal do motor e taxa de compressão (Figura 12)

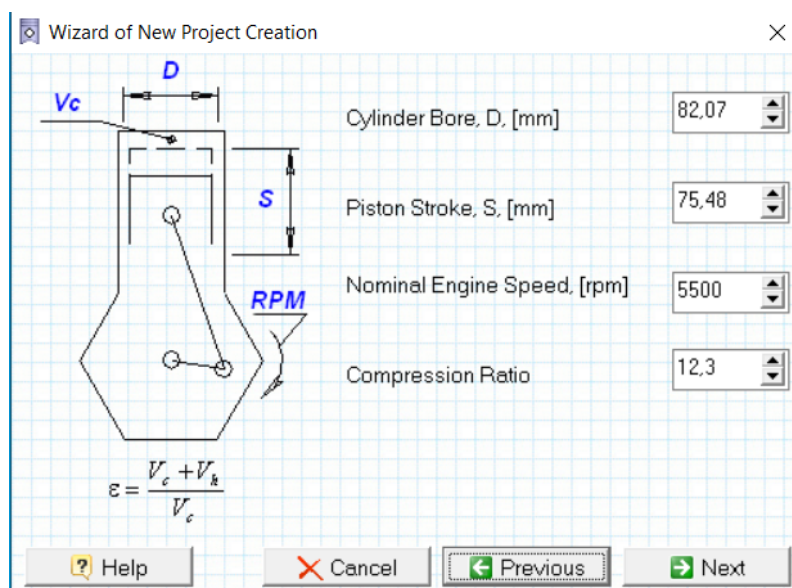


Figura 12 – Diâmetro Do Cilindro, Curso Do Pistão, Velocidade Nominal Do Motor E Taxa De Compressão
Fonte: Autor – Diesel-RK

Passo 5: Numero de válvulas por cilindro (Figura 13)

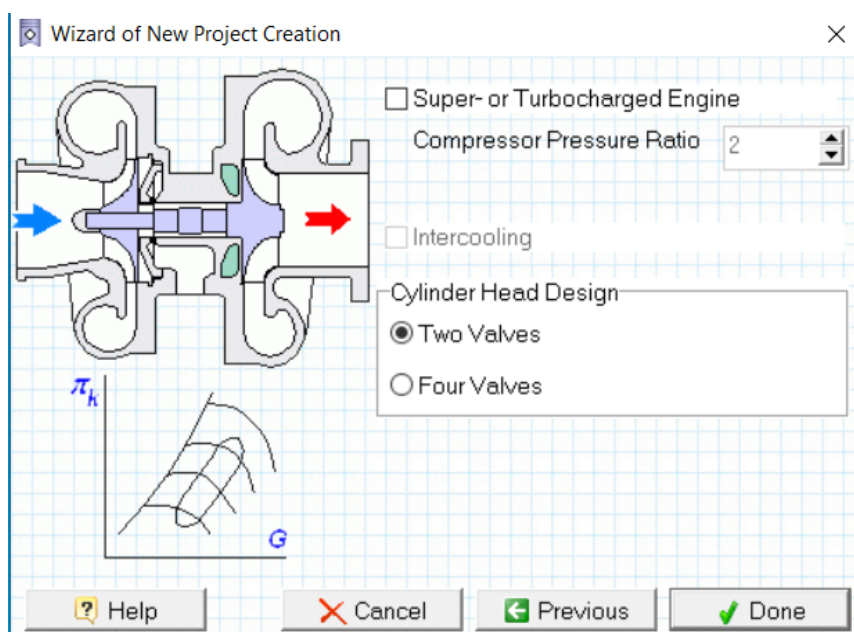


Figura 13 – Numero De Válvulas Por Cilindro
Fonte: Autor – Diesel-RK

3.4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Nesta etapa selecionamos o modo de simulação do Diesel-RK, chamado “ICE Simulation”, que apresenta a análise de temperatura, pressão e os parâmetros de desempenho do motor, como torque e potência que nos entregou os resultados.

Nas condições de funcionamento, foi adicionado o RPM (Engine Speed) utilizado em cada simulação, sendo: 5500, 4250, 3500, 2500. A massa de combustível (Cycle Fuel Mass) e tempo de ignição (Injection / Ignition Timing) é calculada pelo programa em relação aos dados informados (Figura 14).

Mode of Performance (#1 = Full Load)	☒ #1	☒ #2	☒ #3	☒ #4
Engine Speed, [rpm]	5500	4250	3500	2500
Cycle Fuel Mass, [g]  CFM Calc	0,0294	0,0294	0,0294	0,0294
Injection / Ignition Timing, [deg B.TDC]	25	25	25	25
Ambient Pressure, [bar]	1	1	1	1
Ambient Temperature, [K]	298	298	298	298
Inlet Pressure Losses (before compressor), [bar]	0,02	0,02	0,02	0,02
Differential Pressure in exhaust (tail) system, [bar]	0,04	0,04	0,04	0,04

Figura 14 – Modo De Operação.

Fonte: Autor – Diesel-RK

4 RESULTADOS E ANÁLISES

Os resultados obtidos no trabalho através do software Diesel-RK para simulação dos motores foram satisfatórios, onde foi alterada no motor projetado a razão de compressão máxima. Nas tabelas 01, 02 e 03, a seguir poderá ser visualizado as melhorias.

No experimento, o motor real (razão de compressão 12,3:1) foi simulado para se obter os resultados no software e, para o motor proposto (razão de compressão 13,3:1) foi simulado no mesmo cenário.

Na tabela 01, pode-se visualizar a comparação realizada entre o torque do motor real e do proposto, na rotação de 4250 RPM, faixa em que o fabricante calcula o torque máximo do motor, onde foi identificado um aumento de 1,29% no motor proposto.

Tabela 01: Comparação de torque entre o motor real e o proposto.

Razão de Compressão	TORQUE (Nm)			
	2500 RPM	3500 RPM	4250 RPM	5500 RPM
12,3 : 1	136,42	139,11	139,84	134,66
13,3 : 1	137,3	140,59	141,63	137,95

Fonte: Autor

Já na tabela 02, a comparação ocorreu sobre o BMEP do motor real e do proposto, na rotação de 3500 RPM, onde foi identificado um aumento de 1,00% no motor proposto.

Tabela 02: Comparação de BMEP entre o motor real e o proposto.

Razão de Compressão	BMEP (bar)			
	2500 RPM	3500 RPM	4250 RPM	5500 RPM
12,3 : 1	10,72	10,93	10,91	10,58
13,3 : 1	10,79	11,04	11,13	10,72

Fonte: Autor

Na tabela 03, houve a comparação entre a potência do motor real e do proposto, na rotação de 5550 RPM, faixa em que o fabricante calcula a potência máximo do motor, onde foi identificado um aumento de 1,81% no motor proposto.

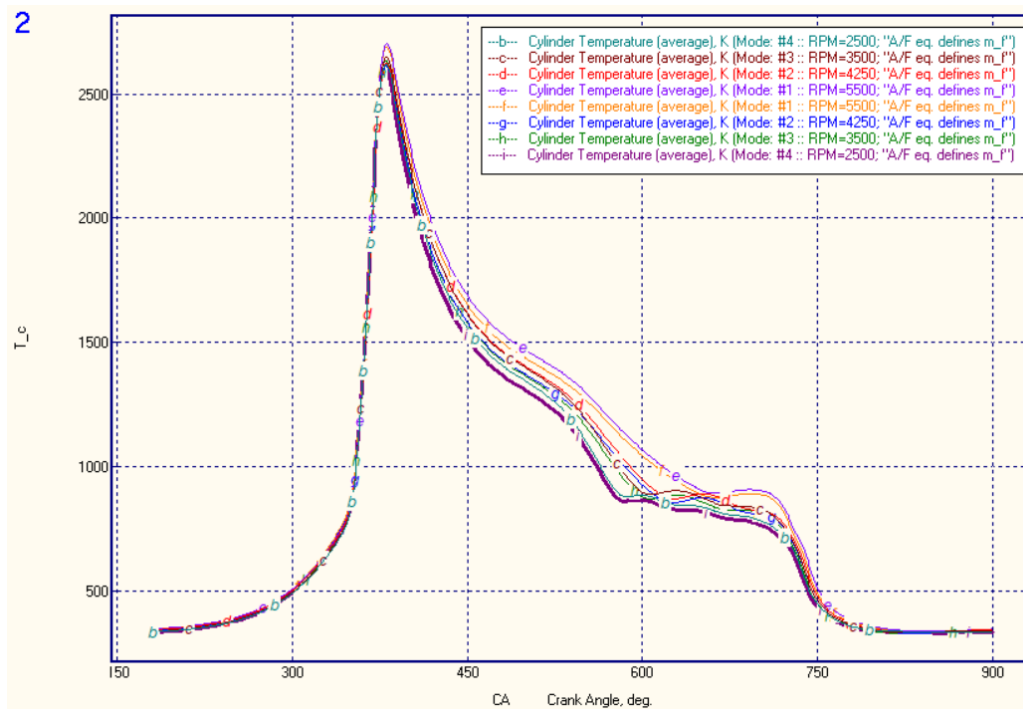
Tabela 03- Comparação de potência entre o motor real e o proposto.

Razão de Compressão	POTENCIA (KW)			
	2500 RPM	3500 RPM	4250 RPM	5500 RPM
12,3 : 1	35,71	50,93	62,23	77,53
13,3 : 1	35,94	51,52	63,03	78,93

Fonte: Autor

Dos parâmetros apresentados, o torque gerou uma melhoria de 2,44%, já a potência e 1,81%. Já o BMEP teve um aumento de 1,00%, situação que já era esperada no motor proposto, pois a compressão do motor projetado foi alterado. Baseado nos parâmetros de potência, toque e BMEP, os resultados do motor proposto nos mostraram que o seu desempenho será maior que o motor real.

Outra preocupação foi a questão da temperatura no cilindro após as alterações, porém não houve grandes diferenças entre o motor real e o proposto, onde ambos foi em torno de 2650 K. Sendo assim não será necessário a alteração de algum componente devido à temperatura. A figura 15 a seguir mostra essa relação temperatura com o ângulo da manivela.



5 CONCLUSÃO

Os resultados mostraram que o processo de simulação de um motor de combustão interna, pode ser utilizado como base para um projeto de alta performance.

As mesmas condições de simulação foram utilizadas para o motor real e o proposto, as únicas alterações foram a razão de compressão, onde se mostrou um aumento de performance significativo, 1,81% na potência e 1,29% no torque, mostrando que a melhor faixa de desempenho do motor projetado é entre 4250-5500 RPM. A temperatura no cilindro não diferiu entre ambos os motores. Já para o BMEP se teve um aumento de 1,00%, 0,22 bar, não sendo necessário uma investigação mais profunda para verificar se o motor necessita substituir alguma(s) peça(s) em seu interior.

A escolha do combustível etanol se deu por conta do regulamento da Confederação Brasileira de Automobilismo, além da sua alta octanagem os valores mais elevados de BMEP são propícios para este tipo de combustível.

No quesito software, o Diesel-RK se mostrou eficaz. Porém, a medida em que se precisa adicionar variáveis referente ao motor a ser simulado, acaba se dificultando o seu manuseio.

Para futuros trabalhos a sugestão é um estudo mais profundo do programa e uma aquisição de dados mais detalhada para o motor que for ser simulado. Assim como utilizar os modos de simulação onde é possível avaliar e realizar alterações no motor.

REFERÊNCIAS

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

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines: Applied thermosciences**. 3. ed. [S.l.]: Wiley, 2016.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. ed. New York: McGraw - Hill, 2018.

KULESHOV, ANDREI. **Practical Exercise: Computation of the engine output characteristics for a 4-stroke spark ignition engine**. Bauman Moscow Technical University, Russia. Disponível em: <https://diesel-rk.bmstu.ru/Eng/downloads/Diesel-RK_HW_SI_engine_external_performance.pdf>. Acesso em: 10 agos. 2022.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 3. ed. [S.l.]: Publindústria, 2012.

PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna, para curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecanicos em geral que se interessam por motores**. Belo Horizonte: Lemi, 1983.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. 2. ed. New Jersey: Pearson Prentice-Hall, 2004.

SEGRS, J. **Analysis techniques for racacar data acquisition**. 2. ed. Warrendale: SAE International, 2014.

SMITH, C. **Tune to Win**. Fallbrook: Aero Publishers, 1978.