

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

LUIS FERNANDO COSTA ARANHA SEBRIAN MORATTO

**SIMULAÇÃO DE CURVAS DE RENDIMENTO DO MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO OTTO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2015

LUIS FERNANDO COSTA ARANHA SEBRIAN MORATTO

**SIMULAÇÃO DE CURVAS DE RENDIMENTO DO MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO OTTO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial para o
Bacharel em Engenharia Mecânica,
Coordenação de Engenharia Mecânica da
Universidade Tecnológica Federal do
Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez
Behainne

PONTA GROSSA

2015



TERMO DE APROVAÇÃO

SIMULAÇÃO DE CURVAS DE RENDIMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO OTTO

por

LUIS FERNANDO COSTA ARANHA SEBRIAN MORATTO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 23 de fevereiro de 2015 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne

Orientador

Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos

Membro Titular

Prof. Me. Tárík Linhares Tebchirani

Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Responsável pelos Trabalhos
de Conclusão de Curso

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior
Coordenador do Curso de
Engenharia Mecânica

RESUMO

MORATTO, L. F. C. A. S. **Simulação de Curvas de Rendimento do Motor de Combustão Interna do Ciclo Otto**. 73p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2015.

Este trabalho apresenta uma modelagem matemática de curvas de rendimento em motor de combustão interna do ciclo Otto, utilizando dois tipos de combustíveis e diferentes tempos de combustão. Foram analisados os principais parâmetros de rendimento, como, torque, potência, eficiência térmica e volumétrica e pressão média efetiva. A metodologia de trabalho consistiu na aplicação da teoria de liberação finita de calor em motores de combustão interna do ciclo Otto. Através da utilização do *software Engineering Equation Solver* foram simulados os comportamentos das curvas de rendimento em função da velocidade de rotação do virabrequim, quando o motor foi alimentado com gasolina e álcool. Adicionalmente, foi verificado o efeito da mudança promovida pelo momento da ignição e a duração da combustão no interior do motor. Os resultados mostraram que o modelo de liberação de calor consegue responder às mudanças do momento de início e da duração da adição de calor, mostrando, porém, limitações para descrever apropriadamente a comportamento de parâmetros de rendimento em função do tipo de combustível, devido, principalmente, às hipóteses consideradas na análise termodinâmica e à ausência de fatores determinantes como a transferência de calor, cinética da combustão e o efeito do atrito, este último, altamente dependente da rotação do motor.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Ciclo Otto. Liberação finita de calor. Curvas de rendimento

ABSTRACT

MORATTO, L. F. C. A. S. **Performance Curves Simulation for the Otto Cycle Internal Combustion Engine**. 73p. Final paper (Bachelor Degree in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology- Paraná. Ponta Grossa, 2015.

This paper presents a mathematical modeling of performance curves in internal combustion engine of the Otto cycle, using two types of fuels and different combustion times. Important performance parameters were discussed, such as, torque, power, thermal and volumetric efficiency, mean effective pressure. The methodology consisted in the application of the theory of finite heat release for internal combustion engines of the Otto cycle. Through the Engineering equation Solver software, graphs were obtained in order to simulate the behavior of performance curves as a function of the crankshaft rotation of the engine fed with gasoline and alcohol. Additionally, the effect of the change promoted by the ignition time and duration of combustion within the engine was checked. The results showed that the model of heat release can respond to changes of the start time and duration of the addition of heat, showing, however, limitations to properly describe the behavior of the performance parameters as a function of fuel type, due mainly to the hypothesis considered in the thermodynamic analysis and the absence of determining factors such as heat transfer, combustion kinetics and the effect of friction, this one highly dependent on engine speed.

Keywords: Internal combustion engine. Otto cycle. Finite heat release. Performance curves

SUMÁRIO

1 – INTRODUÇÃO	9
1.1– PROBLEMA	11
1.2– OBJETIVO GERAL	11
1.3– OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	11
1.4– JUSTIFICATIVA	12
2 – REFERENCIAL TEÓRICO.....	13
2.1 – HISTÓRICO DOS MOTORES.....	13
2.2 – TIPOS DE MOTORES.....	17
2.2.1 – Motores Otto.....	19
2.2.2 – Motores Diesel	21
2.3 – TERMODINÂMICA DO CICLO MOTOR OTTO	24
2.3.1 – Ciclo Ar-Padrão	24
2.3.2 – Ciclo Ar-Combustível	26
2.3.3 – Ciclo Real	27
2.4 – PARÂMETROS DE RENDIMENTO E CURVAS DE MOTORES	29
2.4.1 – Torque	29
2.4.2 – Potência.....	30
2.4.3 – Consumo Específico.....	32
2.4.4 – Eficiência Térmica Indicada	32
2.4.5 – Pressão Média Efetiva	33
2.4.6 – Eficiência Volumétrica	34
2.5 – MODELAGEM DE MOTORES.....	36
3 – METODOLOGIA.....	44
3.1 - MODELO MATEMÁTICO	44
3.2 - PARÂMETROS E CONDIÇÕES OPERACIONAIS UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES.....	46
4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO	49
4.1 – EFEITO DO TIPO DE COMBUSTÍVEL	49
4.2 – EFEITO DO MOMENTO DE INICIO E DURAÇÃO DA COMBUSTÃO	54
5 - CONCLUSÕES.....	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66
APÊNDICE	69

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo P-V do motor de Huygens	13
Figura 2 - O motor e seus componentes.....	16
Figura 3 - Classificação por posição e número de cilindros. (a) cilindro único. (b) em linha. (c) em "V". (d) cilindros opostos. (e) em W. (f) pistões opostos. (g) radial.	18
Figura 4 - Etapas do conjunto pistão cilindro para o ciclo Otto.....	20
Figura 5 - Etapas do conjunto pistão cilindro para o ciclo Diesel	22
Figura 6 - Comparação entre taxa de compressão e rendimento para motores do ciclo Otto e Diesel	23
Figura 7 - Diagrama pressão x volume e temperatura x entropia para motores do ciclo Otto	26
Figura 8 - Comparação entre o ciclo motor real e o ciclo teórico	28
Figura 9 - Exemplo de torque X RPM	29
Figura 10 - Dinamômetro	30
Figura 11 - Potência x rotação do por minuto	31
Figura 12 - Fração de liberação de calor cumulativa	37
Figura 13 - Coeficiente de covariação x ângulo de manivela x pressão dentro do cilindro.....	38
Figura 14 - Diagrama de abertura e fechamento de válvulas em um motor de combustão interna.....	40
Figura 15 - Eficiência volumétrica x pressão de admissão por pressão de exaustão	40
Figura 16 - Fração residual x pressão de admissão por pressão de exaustão	41
Figura 17 - Relação entre Eficiência Volumétrica x rpm x Índice de Mach modificado.....	50
Figura 18 - Potência x rpm para gasolina e álcool.....	51
Figura 19 - Pressão Média Efetiva x rpm para gasolina e álcool.....	52
Figura 20 - Torque x rpm para gasolina e álcool.....	53
Figura 21 - Eficiência térmica x rpm para gasolina e álcool.....	53
Figura 22 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=40$; $\theta_s=-40$	55
Figura 23 - Pressão x Volume: $\theta_d=40$; $\theta_s=-40$	55
Figura 24 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=40$; $\theta_s=-20$	56
Figura 25 - Pressão x Volume: $\theta_d=40$; $\theta_s=-20$	56
Figura 26 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=40$; $\theta_s=0$	57
Figura 27 - Pressão x Volume: $\theta_d=40$; $\theta_s=0$	57
Figura 28 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=20$; $\theta_s=-40$	58
Figura 29 - Pressão x Volume: $\theta_d=20$; $\theta_s=-40$	59
Figura 30 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=20$; $\theta_s=-20$	59
Figura 31 - Pressão x Volume: $\theta_d=20$; $\theta_s=-20$	60
Figura 32 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=20$; $\theta_s=0$	60

Figura 33 - Pressão x Volume: $\theta_d=20$; $\theta_s=0$	61
Figura 34 - Curva de tendência para potência variando θ_s	62
Figura 35 - Curva de tendência para torque variando θ_s	63
Figura 36 - Curva de tendência para pressão média efetiva variando θ_s	63
Figura 37 - Curva de tendência para eficiência térmica variando θ_s	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros necessários para o cálculo da pressão.....	47
Tabela 2 - Valores admitidos por Ferguson (1986) para parâmetros do motor no modelo de liberação finita de calor	47

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Trabalho simulado utilizando gasolina e álcool em função da rotação do motor.....	51
Quadro 2 - Variação do início e duração da combustão para motores à gasolina.....	61
Quadro 3 - Variação do início e duração da combustão para motores à gasolina.....	62

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

a	Fator de eficiência de Weibe
C_s	Consumo específico
c_v	Calor específico à volume constante
e_v	Eficiência volumétrica
M	Massa
\dot{M}_i	Vazão mássica da mistura ar-combustível
\dot{m}_f	Taxa mássica de combustível
N	Fator de forma de Weibe
N	Velocidade do motor
n_R	Número de revoluções por ciclo
P	Pressão
$P_{exhaust}$	Pressão de exaustão
P_{ind}	Pressão de indução
p_{me}	Pressão média efetiva
Q_{in}	Calor inserido
R	Razão de compressão
R	Constante dos gases ideais
T_{ind}	Temperatura do gás induzido
T_{res}	Temperatura do gás residual
V	Volume
V_d	Volume deslocado
V_{morto}	Volume morto
V_{total}	Volume total do cilindro
\dot{W}	Potência
\dot{W}_b	Potência ao freio
\dot{W}_i	Potência indicada
\dot{W}_t	Potência térmica teórica
x_b	Fração de liberação de calor

Letras Gregas

γ	Razão entre calores específicos
η_t	Eficiência térmica indicada
θ	Ângulo do virabrequim
θ_d	Ângulo de duração da liberação de calor
θ_s	Ângulo de início da liberação de calor
ρ_i	Massa específica do ar
τ	Torque

1 – INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas capazes de transformar a energia oriunda de uma reação química em energia mecânica. Os MCI's realizam o processo de transformação de energia em etapas de compressão, queima, expansão e exaustão do fluido de trabalho, que é uma mistura de combustível e ar.

Os MCIs são compostos por diversos elementos que fazem parte de conjuntos específicos que desempenham as mais diferentes funções para o funcionamento ideal do motor. O principal conjunto é formado por pistão/cilindro, pois é onde ocorre as transformações de energia ocorrerão e possibilitará que o motor desempenhe a sua principal função, o desenvolvimento de trabalho líquido.

O MCI começou a ser desenvolvido pelo francês Alphonse Beau de Rochas em 1862, com a proposta de um motor de quatro tempos que pudesse funcionar com o máximo de economia. Entretanto, Rochas não chegou a viabilizar motor algum, apenas desenvolvendo as condições necessárias para construir este motor da forma que ele havia imaginado. O motor foi construído experimentalmente apenas em 1872 pelo alemão Nikolaus August Otto, que em 1876 determinou o ciclo teórico pelo qual os motores atuam.

As principais diferenças entre os motores de 100 anos atrás e os de hoje estão na eficiência térmica e a emissão de gases. Por muitos anos, as pesquisas em motores foram relacionadas ao aumento de eficiência térmica e redução de vibrações e ruídos. Como consequência, a eficiência térmica foi elevada de 10% para valores maiores que 30%. Esse valor ainda pode ser aumentado a partir de mudanças nos parâmetros já pré-estabelecidos do motor, como por exemplo, a mudança do tempo de acionamento da centelha do motor para que haja a combustão.

Martins (2012) destaca que é previsível que as melhorias do nível de vida na Europa Oriental e, principalmente, na Ásia, originem um aumento do uso do motor de combustão interna nas próximas décadas, antes que outras formas de conversão de energia ou outras fontes de energia, como álcoois, ésteres e éteres, hidrogênio e

eletricidade, venham substituir o grupo motor térmico – combustíveis fósseis. Nota-se então que um estudo para melhoria do rendimento de parâmetros de motores faz-se necessário.

Pode-se conseguir significativa melhora no desempenho de motores, redução de emissão de poluentes e sistemas de controle mais eficientes quando se utiliza ferramentas computacionais de simulação. Sem essas ferramentas de modelagem torna-se inviável o desenvolvimento de novos motores, já que custos desnecessários de experimentação são eliminados devido à confiabilidade na simulação realizada.

A simulação computacional tem a capacidade de prever configurações ineficientes de motores. Em relação a essa afirmação, vários trabalhos vêm sendo realizados no mundo e no Brasil a fim de facilitar o uso dessa ferramenta. Trabalhos importantes na área de simulação foram publicados por diversos autores pelo mundo, como Connolly (1994), Vinokurov (2000), Zervas (2004), Ramachandra (2009), Ribeiro (2009), Shehata (2010), Pariotis (2012), Kim (2013), Tagliatela (2013), entre outros.

A importância da melhoria dos parâmetros de eficiência dos motores movidos principalmente à gasolina e à álcool, vai desde a economia em consumo de combustíveis até a minimização do impacto ambiental causado por essas máquinas. Segundo Calviti (2008), apesar da menor eficiência térmica e maior emissão de gás carbônico, os MCIs do ciclo Otto movidos à gasolina são muito mais utilizados em veículos de passeio do que quando comparados aos motores movidos à Diesel.

Estudos prévios mostraram que, desenvolver simulações para verificação dos parâmetros de rendimento de motores, tais como a eficiência térmica, o torque, a potência indicada, eficiência volumétrica e consumo específico para diferentes combustíveis e geometrias de motores, pode ser de utilidade no projeto de tais máquinas térmicas.

O presente trabalho apresenta a metodologia utilizada para a modelagem de curvas de rendimento em motores de combustão interna do ciclo Otto para os dois combustíveis mais utilizados no Brasil em carros de passeio, a gasolina e o álcool.

1.1– PROBLEMA

Qual o comportamento das principais variáveis de rendimento de um motor de combustão interna do ciclo Otto quando alimentado com diferentes combustíveis e tempos de combustão?

1.2– OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é realizar a modelagem matemática do conjunto pistão-cilindro em um motor de combustão interna do ciclo Otto, de forma a obter gráficos de rendimento em função da rotação do virabrequim para diferentes tipos de combustíveis, momento da ignição e duração da combustão.

1.3– OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Constituem os objetivos específicos deste trabalho:

1. Desenvolver um procedimento de cálculo para a obtenção de parâmetros de rendimento de motores de combustão interna do ciclo Otto;
2. Simular o comportamento das curvas de rendimento em função da rotação do virabrequim com gasolina e álcool como combustíveis;
3. Determinar o efeito do momento da ignição do combustível e da duração da combustão no motor analisado sobre as curvas de rendimento.

1.4– JUSTIFICATIVA

Curvas de rendimento são obtidas principalmente por fabricantes de motores, sendo restrito à comunidade o acesso a estas informações. Dessa forma, a proposição de um modelo matemático, procedimentos, métodos e ferramentas para verificação de curvas de rendimento em motores de combustão interna do ciclo Otto são necessárias para o melhor entendimento dos parâmetros e estudo de casos específicos para combustíveis alternativos.

Na tentativa de elevar a eficiência dos motores, uma das alternativas é a alteração do tempo de acionamento da fagulha, liberada pela vela do motor e a duração dessa fagulha para que haja a combustão completa dos gases. Necessita-se, então, um estudo mais aprofundado das consequências que estas mudanças acarretam no motor.

Para o estudo é necessário o desenvolvimento de uma simulação computacional que possibilite o uso de parâmetros para a modelagem, como o tempo de duração de fagulha, início de ignição, tipo de combustível, rotação, torque, entre outros, que são utilizados para a criação de curvas de rendimento bem definidas e mais próximas àquelas obtidas experimentalmente.

2 – REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 – HISTÓRICO DOS MOTORES

Motores são máquinas capazes de transformar a energia contida nos combustíveis em energia mecânica necessária para a movimentação, transporte, entre muitas outras aplicações. Segundo Martins (2012) as primeiras tentativas para realizar trabalho útil usando um combustível aconteceu na segunda metade do século XVII, utilizando a explosão de pólvora para elevar um pistão dentro de um cilindro.

Esta foi a configuração proposta por Christian Huygens em 1673. Os gases de combustão arrefeciam, baixando sua pressão e a descida do pistão fazia subir água ou carvão pela ação da pressão atmosférica. Esse tipo de motor funcionava com as seguintes propostas de acordo com a Figura 1: o gás era aquecido no interior do cilindro (4-1-2), o gás era resfriado com uma consequente queda de pressão (2-3), o pistão se movimentava, diminuindo o volume (3-4). O rendimento teórico dessas máquinas era de no máximo 15%.

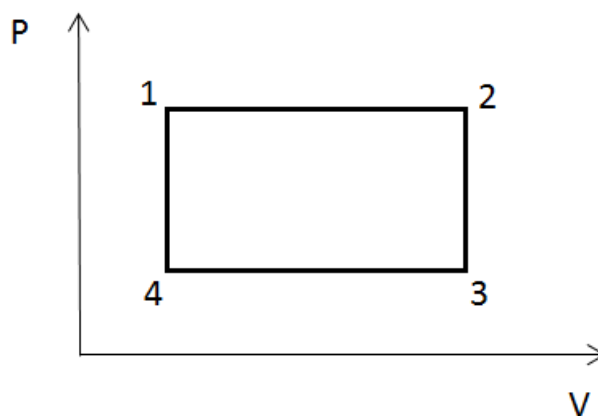


Figura 1 - Ciclo P-V do motor de Huygens
Fonte: O autor

Este tipo de motor foi utilizado por muitos inventores na época, porém o dióxido de enxofre e o ácido sulfúrico resultantes da combustão da pólvora utilizada como combustível eram prejudiciais para os metais. Outras desvantagens eram o alto custo da pólvora, o perigo de manuseio e a baixa densidade energética.

Era uma máquina que agia por depressão, já que era a pressão atmosférica que fazia o pistão se mover produzindo o efeito motor, ou seja, a pressão máxima estava limitada a um bar. Foi realizada então uma evolução proposta por Watt em 1769, em que um condensador externo foi acoplado à esse motor permitindo muito mais ciclos por unidade de tempo. Watt propôs também usar a sobrepressão do vapor como efeito motor, aumentando a pressão sobre o pistão.

Henry Hood, em 1759, propôs motores operados com ar quente ao invés de vapor, ideia esta utilizada em 1807 por George Caley. Muitos motores a ar foram inventados posteriormente com destaque para os de Robert Stirling em 1816 e John Ericsson em 1826, sendo todos estes motores de combustão externa.

De acordo com Martins (2012), o uso do ar ao invés do vapor permitiria que a temperatura máxima do ciclo fosse aumentada de modo a possibilitar um maior rendimento para o motor, já que a combustão poderia ser melhor obtida, como foi provado por Sadi Carnot em 1824.

As próximas configurações de motores são datadas do final do século XVIII e início do século XIX com a invenção dos “motores à água” e motores de combustão interna atmosféricos. A configuração de motor à água proposta em 1824 era possível com a decomposição eletroquímica da água em hidrogênio e oxigênio. A atuação deste motor era feita pela queima do hidrogênio e oxigênio dentro de um cilindro movendo um pistão pela pressão obtida proveniente desta queima.

Entretanto, os motores à água nunca foram construídos, pois o conceito tinha alguns problemas desconhecidos pelos próprios inventores. Hoje sabe-se que a decomposição da água feita por eletricidade proveniente de pilhas galvânicas era pouco eficiente (aproximadamente 50%) e a combustão do hidrogênio em mistura com o oxigênio é dado à temperaturas muito altas, resultando em dissociação que acaba reduzindo a eficiência do processo.

Já o primeiro motor de combustão interna atmosférico (eram chamados de atmosféricos por não ter compressão prévia) teve sua primeira patente em 1791 com uma turbina a gás inventada por Jonh Barber. Em 1974 foi patenteado por Robert Street um MCI que consistia de um pistão conectado a um braço de articulação que

movia uma bomba d'água simples. Em 1805 foi a vez de Isaac de Rivaz produzir um motor a gás de carvão, que foi montado em um veículo.

É importante ressaltar que as máquinas térmicas da época utilizavam como combustível desde pólvora à pó de carvão, passando por destilados de resina, destilados de petróleo bruto, álcool, hidrogênio, entre outros. Contudo, de acordo com Martins (2012) um dos grandes problemas destes primeiros motores era a ignição de combustível. Logo que a combustão acontecia, dava-se também uma expansão de gases em contato com a chama, o que poderia apagar.

Muitos outros motores foram desenvolvidos, com destaque para Alfred Drake em 1843 e Jean Lenoir em 1861 que produziu e comercializou os primeiros motores de combustão interna em Nova Iorque, Stuttgart, Reading e Paris. O motor de Lenoir era de dupla ação em que o rendimento podia ir de 4% até 20%.

Teoricamente os motores denominados atmosféricos podiam atingir um rendimento de pouco menos de 30%, embora na prática os valores de rendimento ficassem em torno de 10%. No entanto, o maior problema destes motores se encontrava na potência disponível. A grande desvantagem destes motores era que o máximo de potência do motor não correspondia ao mais alto rendimento, desvantagem essa que foi invertida com os motores que possuíam compressão prévia.

Os motores com compressão prévia marcaram um progresso na evolução dos motores de combustão interna, uma vez que o motor de 4 tempos foi inventado. O potencial de evolução desses motores era muito superior aos dos motores utilizados até então, tendo duplicado o seu rendimento ao longo de 20 anos.

Em 1858 foi patenteado por Degrand um motor de compressão antes da combustão, embora fosse um motor de 2 tempos. Alguns anos depois, em 1857 e 1860, Francisque Million e Gustay Schmidt, respectivamente, propuseram a compressão prévia da mistura para aumentar o rendimento teórico. Dois anos após, em 1862, Beau de Rochas divulgou o princípio do ciclo de 4 tempos com compressão prévia e combustão á volume constante.

Segundo Passarini (1993), Rochas chegou a descrever quais eram as sequências de eventos que levariam o motor a uma maior economia e eficiência,

entretanto o motor só foi construído em 1876 por Nikolaus August Otto, que foi quem determinou o ciclo teórico pelo qual o motor de combustão interna deveria trabalhar. Este ciclo de eventos é utilizado até os dias atuais para descrever os processos de um motor de combustão interna do ciclo Otto.

Alguns anos depois também foi desenvolvido o motor Diesel, criado por Rudolph Diesel em 1897 que diferenciava do motor Otto em alguns aspectos. Com o passar dos anos essas tecnologias foram sendo desenvolvidas e, à elas, foram agregadas diversas modificações e melhorias. Apesar das modificações, a essência do ciclo motor continua a mesma. Alguns dos componentes são mostrados na figura 2.

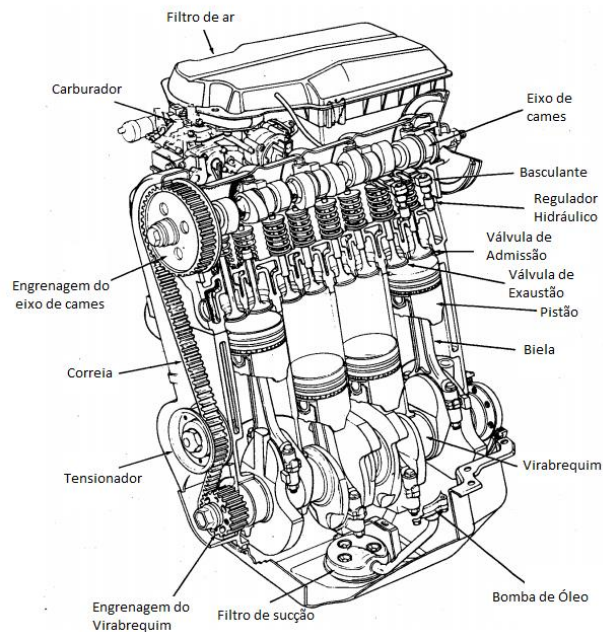


Figura 2 - O motor e seus componentes
Fonte: Heywood (1988)

2.2 – TIPOS DE MOTORES

Atualmente, os motores de combustão interna possuem diversas características de operação. Tendo em vista estas diferenças, é necessário entender a distinção entre os tipos de motores. O presente capítulo visa apresentar os tipos de motores mais utilizados atualmente, bem como suas configurações, princípios de funcionamento, diferenças de operação e a classificação dos mesmos.

A classificação dos motores define diferentes formas de categorizá-los e tornam o entendimento de seus funcionamentos mais fáceis. Algumas formas de classificação são: tipo de ignição, ciclo do motor, localização das válvulas, posição e número de cilindros, combustível utilizado, entre outros, conforme as categorias apresentadas por Pulkrabek (2004).

a) Tipo de ignição

A classificação por tipos de ignição é dividida em ignição por centelha e ignição por compressão. A ignição por centelha é aquela em que a explosão proveniente do combustível é feita através de uma faísca em contato com o combustível. Já a ignição por compressão é aquela em que o combustível explode quando é colocado sob altas pressões.

b) Ciclo motor

Os ciclos motores são classificados como quatro tempos ou dois tempos. Motores com o ciclo de quatro tempos são aqueles em que o ciclo é dividido em quatro movimentos diferentes em duas revoluções do motor. Já o motor com o ciclo de dois tempos são aqueles em que o ciclo é dividido em dois movimentos diferentes dos pistões em uma revolução do motor.

c) Localização da válvula

As válvulas de admissão e exaustão podem ser localizadas no cabeçote ou no próprio bloco do motor. Uma configuração menos utilizada também pode ser utilizada com uma válvula no cabeçote e outra no bloco do motor.

d) *Design* básico

É a classificação do tipo de movimento do motor para a compressão dos gases, podendo ser alternativo ou rotativo. Os motores que utilizam

pistões são chamados de alternativos por causa do movimento para frente e para trás que são submetidos, e o trabalho gerado é transmitido para o virabrequim. Os motores rotativos são aqueles que possuem um rotor não concêntrico que é encarregado de fazer a compressão do combustível.

e) Posição e número de cilindros de motores alternativos

Trata-se de como os cilindros estão dispostos no motor, podendo ser um único pistão, ou pistões dispostos em linhas, em formato de “V”, em formato de “W”, cilindros opostos, pistões opostos ou radial como mostrados na Figura 3.

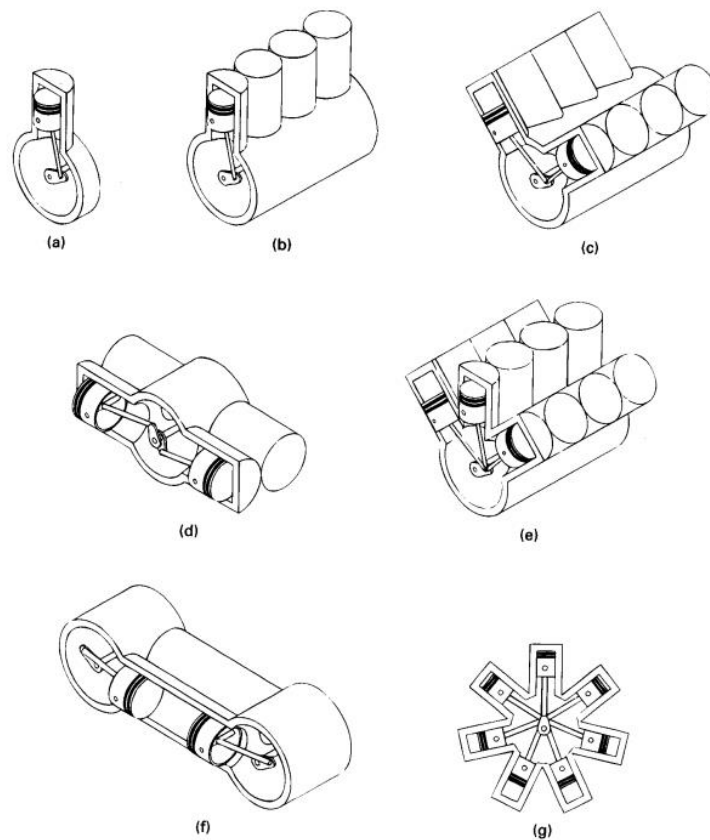


Figura 3 - Classificação por posição e número de cilindros. (a) cilindro único. (b) em linha. (c) em "V". (d) cilindros opostos. (e) em W. (f) pistões opostos. (g) radial.

Fonte: Pulkrabek (2004)

f) Processo de admissão de ar

O processo de admissão de ar pode ser naturalmente aspirado, sobrealimentado ou turbinado. O processo naturalmente aspirado é aquele em que o ar é aspirado sem a ajuda de nenhum dispositivo adicional. O sobrealimentado é aquele em que a pressão de admissão de ar é elevada

por um compressor ligado ao virabrequim do motor. Já o turbinado é o processo no qual a pressão de admissão do ar é aumentado com uma turbina-compressor ligada ao coletor de escape do motor.

g) Combustível utilizado

São combustíveis utilizados: gasolina, óleo diesel, álcool, metano, gás liquefeito de petróleo ou até mesmo uma mistura de combustíveis.

h) Aplicação

As principais aplicações dos motores são: automóveis, locomotivas, motores estacionários, indústria naval, aviões.

i) Tipo de resfriamento

As duas principais formas de resfriamento são: arrefecimento à ar e arrefecimento por líquido.

A classificação apresentada também prova que existem diversos tipos de motores com diversas características e funcionamentos. Estas diferenças acabam refletindo nos parâmetros de rendimento dos motores.

Os motores mais utilizados nos dias de hoje são os do tipo Otto e Diesel. A principal diferença desses dois motores está na forma em que a ignição do combustível é realizada e o tipo de combustível utilizado.

2.2.1 – Motores Otto

Os motores Otto são chamados assim devido ao seu criador, Nikolaus August Otto, que em 1876 criou um dos ciclos motores mais utilizados nos dias de hoje. O ciclo motor apresentado por Otto é dividido em quatro processos, sendo estes, admissão, compressão, expansão e exaustão, como mostrado na Figura 4.

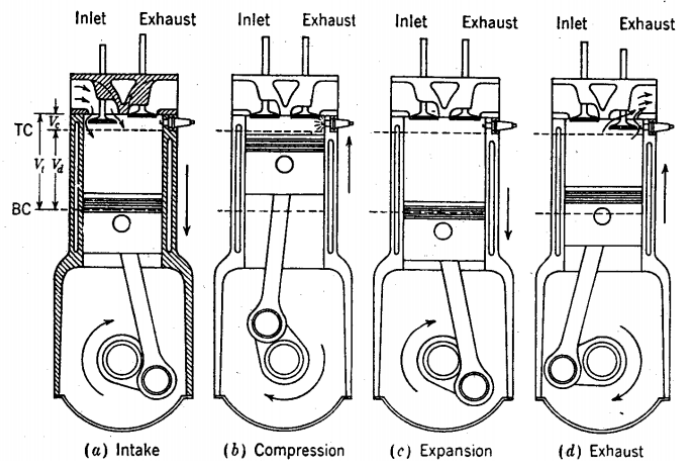


Figura 4 - Etapas do conjunto pistão cilindro para o ciclo Otto
Fonte: Ferguson (1986)

O ciclo Otto segue a seguinte sequência de operações de acordo com Ferguson (1986):

1. Curso de admissão, onde uma mistura ar-combustível é induzida até o interior do cilindro.
2. Curso de compressão, no qual a válvula de admissão está fechada e o pistão comprime a mistura ar-combustível aumentando a pressão e temperatura no interior do cilindro. Nesse passo uma faísca é acionada e faz a ignição da mistura.
3. Curso de expansão, em que a liberação de energia proveniente da queima da mistura ar-combustível é transmitida ao pistão, fazendo com que o mesmo se desloque e produza energia mecânica.
4. Curso de exaustão, no qual é empurrado para fora os gases remanescentes da queima passando pela válvula de exaustão.

É importante ressaltar que as quatro operações ocorrem nos mesmos cilindros separadamente e a construção do motor permite que seja aproveitado o máximo do movimento do pistão, pois, em um motor de 4 cilindros, por exemplo, enquanto o primeiro pistão está no processo de admissão, o segundo está em processo de compressão, o terceiro em expansão e o quarto em exaustão. Os motores de 4 e 6 cilindros tornam a contagem dos processos mais fácil do que outros de 8 cilindros.

Um fator de grande importância nos motores é a razão de compressão. Esta é definida como a razão entre a capacidade máxima do cilindro em volume pelo

volume morto. O volume morto corresponde ao volume acima do cilindro quando este alcança o ponto morto superior.

$$r = \frac{V_{total}}{V_{morto}} \quad (1)$$

A razão de compressão influi diretamente no rendimento dos motores. No motor Otto a razão de compressão é menor do que nos motores Diesel. O motor Otto à gasolina possui uma razão de compressão que varia de 6 até 9:1, bem diferente dos motores a diesel.

De acordo com Ferguson (1986), a taxa de compressão é diretamente proporcional à temperatura do ar dentro do cilindro, ou seja, quanto maior a razão de compressão, maior a temperatura. A temperatura do ar comprimido dentro do cilindro em um motor Otto movido à gasolina não deve ultrapassar 450°C devido as características do material do cilindro não suportar temperaturas maiores.

2.2.2 – Motores Diesel

Os motores do ciclo Diesel são datados de 1897 por Rudolph Diesel. O princípio construtivo difere dos motores Otto, já que o motor Diesel não necessita de uma vela de ignição para que ocorra a combustão dentro do cilindro. A característica destes motores cria algumas vantagens em relação aos outros motores.

O motor Diesel também possui quatro processos bem definidos, mostrados na Figura 5:

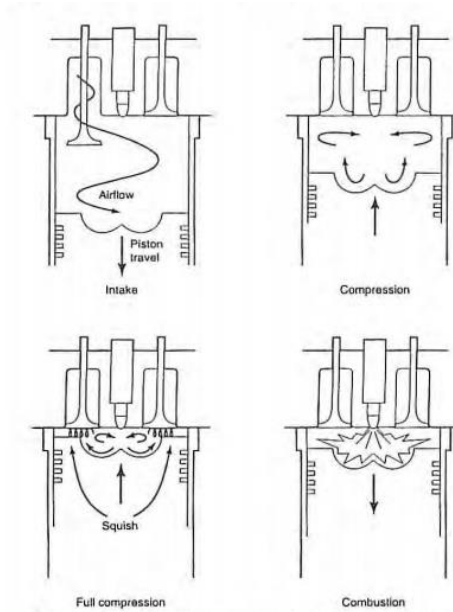


Figura 5 - Etapas do conjunto pistão cilindro para o ciclo Diesel
Fonte: Heywood (1988)

Ferguson (1986) descreve os processos de forma detalhada, sendo estes:

1. Curso de admissão, no qual o ar passa pela válvula de admissão para dentro do cilindro;
2. Curso de compressão, que aumenta a temperatura do ar acima da temperatura de ignição do combustível. O combustível diesel é espirrado para dentro do cilindro próximo ao fim do curso de compressão;
3. Evaporação, mistura, ignição e combustão do combustível diesel durante o final da compressão e parte do início do curso de compressão;
4. Curso de exaustão, que empurra para fora do cilindro os gases remanescentes da queima, o gás é expelido pela válvula de exaustão.

Como citado anteriormente, a razão de compressão é maior quando comparado à do motor do ciclo Otto. A taxa de compressão apresentada nos motores Diesel fica entre 16:1 à 22:1. Nestes motores a temperatura do ar comprimido pode chegar até 800°C.

A Figura 6 demonstra o comportamento da eficiência térmica em função da razão de compressão, ou taxa de compressão. De acordo com Manavella (2003), deve-se reparar que o ciclo Otto pode atingir um grau de eficiência maior do que

aqueles correspondentes ao ciclo Diesel, porém, o Diesel consegue trabalhar com taxas de compressão maiores, o que resulta em ganho de eficiência.

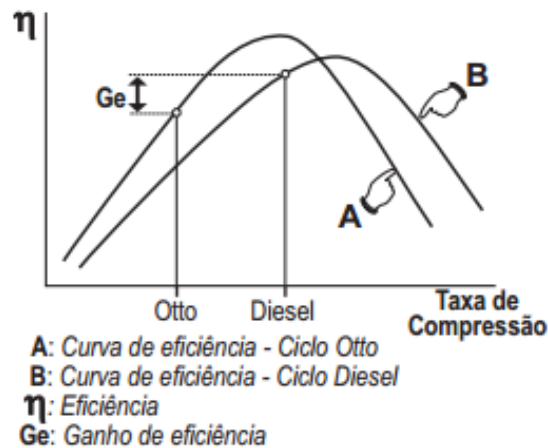


Figura 6 - Comparação entre taxa de compressão e rendimento térmico para motores do ciclo Otto e Diesel

Fonte: Manavella (2003)

Outra diferença entre os ciclos Otto e Diesel está relacionada à introdução do combustível. De acordo com Brunetti (2012), nos motores Otto a mistura ar-combustível entra no cilindro já homogeneizada e dosada, ao passo que em motores do ciclo Diesel admite-se apenas ar, e o combustível é injetado pulverizado apenas no final do curso de compressão.

Brunetti (2012) ainda afirma que motores Diesel necessitam de injetores de alta pressão para o seu funcionamento, porém, torna-se difícil atingir rotações elevadas nesses motores, pois ao aumentar o ritmo do pistão, dificulta-se a combustão completa do combustível.

De acordo com Neno (2009), motores Otto possuem um rendimento de cerca de 22% a 30%, enquanto que motores Diesel mostram um rendimento de 30% a 38%. O autor ainda garante que as perdas térmicas acontecem devido à energia interna dos gases, que acabam escapando na explosão e na troca de calor entre as paredes do motor e o ambiente pelo sistema de arrefecimento, além das perdas mecânicas resultante de atrito.

2.3 – TERMODINÂMICA DO CICLO MOTOR OTTO

Ciclos termodinâmicos de sistemas a gás podem ser utilizados para entender e modelar motores de combustão interna de quatro tempos. Eles simplificam as análises do ciclo do motor e podem produzir resultados aceitáveis para análises de rendimento.

Ciclos de operação de motores de combustão interna podem ser divididos numa sequência de processos chamados de admissão, compressão, combustão e expansão. Cada um dos processos pode ser modelado separadamente na simulação do ciclo motor.

Neste item serão apresentados o ciclo ar-padrão, o ciclo ar-combustível, o ciclo real e a principal diferença entre eles é o grau de aproximação às condições reais.

2.3.1 – Ciclo Ar-Padrão

O ciclo ar-padrão é um ciclo capaz de representar, de forma ideal, os processos acontecidos em um MCI. Assim, representa a maneira mais simplificada de simular as variações termodinâmicas que ocorrem durante a operação do motor.

No motor, o combustível e o ar induzido no cilindro são liberados logo após a queima, ou seja, o fluido de trabalho é admitido e expulso diversas vezes durante a realização de trabalho. Porém, a aproximação de um sistema fechado é válida, produzindo resultados que podem levar a uma tendência.

De acordo com Pulkrabek (2004), o ciclo ar-padrão é caracterizado pelos aspectos comentados a seguir:

1. A mistura de gás no cilindro é tratada como ar em todo o ciclo. Na primeira parte do ciclo esta afirmação torna-se aceitável, pois a maior parte da mistura gasosa dentro do cilindro é ar, tendo apenas cerca de 7% de combustível vaporizado. Na segunda metade do ciclo, mesmo com a formação de CO₂,

H₂O, N₂ e outros gases, as propriedades do ar para a mistura ainda podem ser utilizada dentro de certos limites sem gerar erros consideráveis.

2. Para efeito de simplificação do ciclo, o sistema é considerado fechado, assumindo que os gases liberados na etapa de exaustão voltam para a compressão.
3. O ar não é inflamável, ou seja, não é possível criar a combustão. Para superar esse efeito, assume-se que exista adição de calor com energia equivalente à de combustão.
4. No sistema fechado a retirada de energia em forma de calor também deve ser considerada, substituindo a liberação de calor com os gases no ciclo real.

Pulkabrek (2004) garante que, mesmo com estas hipóteses, os erros não são muito significativos e os valores de pressão e temperatura acabam sendo boas aproximações dependendo da geometria e das condições de operação do motor real. Ao mudar variáveis de operação, como temperatura ou pressão, razão de compressão, entre outros, pode-se obter boas aproximações de trabalho realizado, eficiência térmica e pressão média efetiva.

Brunetti (2012) cita mais hipóteses simplificadoras que devem ser assumidas na modelagem, como por exemplo, o ar é considerado com propriedades de gás ideal, assume-se ciclo fechado e aceita-se a compressão e expansão sendo isoentrópicos (adiabáticos e reversíveis), com os outros processos considerados reversíveis.

O ciclo Otto, representado por essas hipóteses em diagramas de pressão por volume e temperatura por entropia, é mostrado na Figura 7.

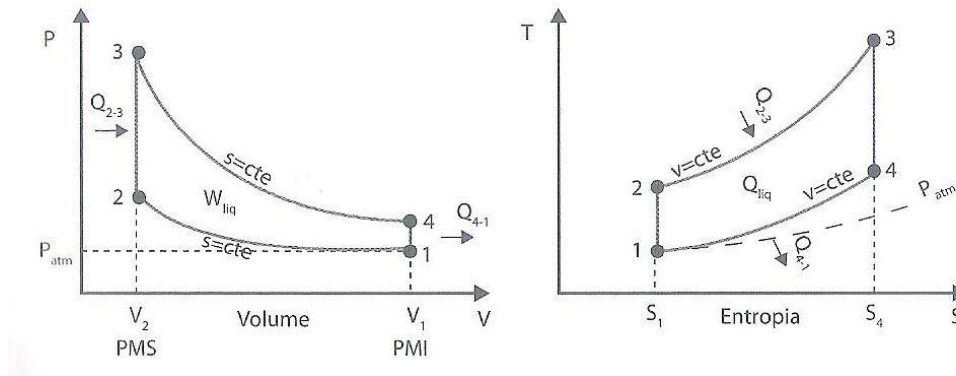


Figura 7 - Diagrama pressão x volume e temperatura x entropia para motores do ciclo Otto
Fonte: Brunetti (2012)

O processo 1-2 corresponde à compressão isentrópica, em que a equação 2, é válida (sendo “k” a razão entre os calores específicos C_p e C_v do ar).

$$P \cdot V^k = \text{cte} \quad (2)$$

O processo 2-3 se refere à adição de calor, admitindo que esta adição seja totalmente liberada quando o pistão chega no PMS. O processo 3-4 refere-se à expansão isoentrópica e, o processo 4-1, refere-se à retirada de calor do sistema.

Sendo todos os processos reversíveis, é importante destacar que, de acordo com Brunetti (2012), no diagrama P-V, as áreas contidas entre o processo e o eixo dos volumes é considerado proporcional ao trabalho realizado, e no diagrama T-S, são proporcionais ao calor trocado.

2.3.2 – Ciclo Ar-Combustível

No ciclo ar combustível, o fluido de trabalho é uma mistura de ar e combustível, e não apenas ar considerado gás ideal, como assumido no ciclo ar-padrão. Assim, considera-se a presença do combustível e de gases residuais na

nova mistura, a dissociação nas reações de combustão em equilíbrio químico e a variação dos calores específicos com relação à temperatura.

Segundo Brunetti (2012), ao considerar todos esses fatores, o cálculo analítico torna-se mais difícil. No entanto, com os recursos computacionais atuais é possível determinar as propriedades termodinâmicas das misturas combustível-ar e das propriedades dos produtos de combustão dos motores.

De acordo com Taylor (1988), outras considerações no ciclo ar-combustível são:

1. Não há mudança química no combustível e nem no ar antes da combustão;
2. Após a combustão, a mistura fica sempre em equilíbrio químico;
3. A compressão e a expansão ainda são consideradas adiabáticas e reversíveis. Não há perda de calor pelas paredes do cilindro.

2.3.3 – Ciclo Real

Pulkabrek (2004) lista várias diferenças entre o ciclo ar-padrão e o ciclo real. O autor afirma que motores reais operam em um ciclo aberto e com mudança de composição da mistura ar-combustível. Durante a combustão, a massa total continua praticamente a mesma, porém, a massa molar varia.

No motor real, cerca de 7% de combustível é misturado com o ar, sendo que a combustão muda a composição do combustível. A aproximação dos produtos da exaustão para ar simplifica a sua análise, porém acaba introduzindo algum erro.

O autor também afirma que o ciclo real considera as perdas de calor durante os processos. A perda de calor durante a combustão diminui o pico de temperatura e pressão, o que faz com que o curso de expansão inicie em uma pressão menor, gerando menor trabalho.

Segundo Martins (2012), na modelagem de um motor real deve-se:

1. Usar as propriedades das misturas ar-combustível na admissão e compressão e dos gases de escape na exaustão;

2. Levando em consideração a mistura dos gases de admissão com o gás residual de exaustão durante a admissão;
3. Modelar a combustão introduzindo a velocidade de queima, combustão incompleta, dissociação, entre outros;
4. Considerar a transferência de calor durante a compressão, expansão e combustão;
5. Modelar os processos de escoamento dos gases pelas válvulas;
6. Aplicar um modelo de atrito das peças em movimento;
7. Modelar a batida de pino, (ou do inglês, *knock*);
8. Modelar a produção de poluentes.

Martins (2012) apresenta uma comparação entre um ciclo motor teórico e um ciclo motor real no qual é possível verificar as principais diferenças. Esta comparação é mostrada na Figura 8, em que “A” significa a transferência de calor durante a combustão e a expansão, “B” a combustão não instantânea, “C” a abertura de válvula de exaustão e “D” as perdas de carga através das válvulas de admissão e exaustão.

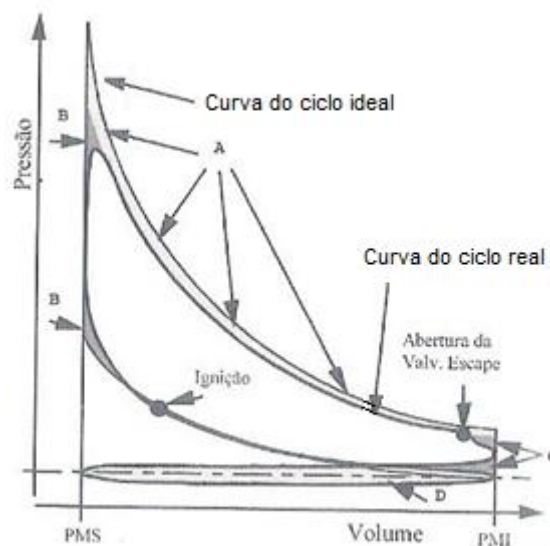


Figura 8 - Comparação entre o ciclo motor real e o ciclo teórico
Fonte: Martins (2012) Modificado

2.4 – PARÂMETROS DE RENDIMENTO E CURVAS DE MOTORES

Os parâmetros de rendimento de motores fornecem as informações necessárias para a análise e comparação dos mesmos. Neste item são apresentados os parâmetros torque, potência, consumo específico, eficiência térmica indicada, pressão média efetiva e eficiência volumétrica.

2.4.1 – Torque

De acordo com Pulkrabek (2004), o torque é um parâmetro relacionado à capacidade do motor para produzir potência na rotação. Este parâmetro pode ser expresso em função da velocidade do motor, determinada pelas rotações por minuto (rpm), como mostrado na Figura 9.

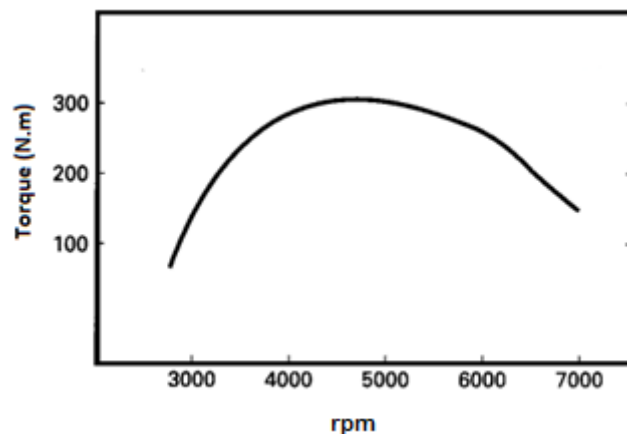


Figura 9 – Curva típica de torque X rpm

Fonte: Pulkrabek (2004) Modificado

A Figura 9 mostra que o ponto onde o torque é máximo não corresponde à maior velocidade de rotação do motor. Este efeito ocorre devido ao aumento da fricção do pistão junto à parede do cilindro, conforme a velocidade de deslocamento do pistão aumenta. Outra explicação está na diminuição da capacidade para admitir mistura ar-combustível por ciclo a velocidades muito altas.

Pulkrabek (2004) afirma que muitos motores de automóveis modernos possuem o torque máximo na faixa de 200 à 300 N.m, com uma velocidade de 4000

à 6000 rpm. Motores de combustão à compressão geralmente possuem o torque maior do que os motores de combustão interna por centelha.

O torque do motor geralmente é medido com um dinamômetro. O motor é fixo em uma mesa de testes e o seu eixo é conectado ao rotor do dinamômetro onde é acoplado eletromagneticamente, hidraulicamente ou por fricção mecânica a um estator. O torque exercido ao estator com o giro do rotor é medido balanceando o estator com pesos, molas ou pneumáticamente (Heywoods, 1988).

A Figura 10 ilustra um esquema de um dinamômetro.

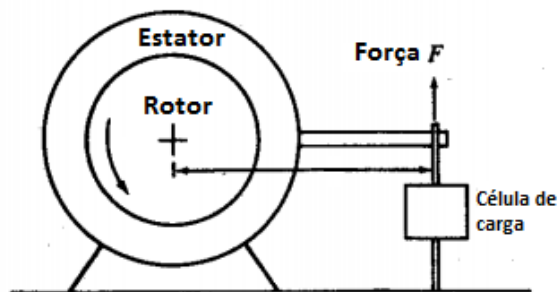


Figura 10 - Dinamômetro
Fonte: Heywood (1988) Modificado

O cálculo do torque é obtido pelo produto da força aplicada e distância do eixo do rotor medida até o centro de aplicação da força. Como descrito anteriormente, o torque pode ser relacionado com a potência.

2.4.2 – Potência

Potência é definida como a medida de trabalho realizada em uma unidade de tempo. Quanto maior a potência do motor, maior a sua capacidade de atingir altas velocidades. Neste caso, a potência máxima é também relacionada com a rotação do motor, como mostrada na Figura 11.

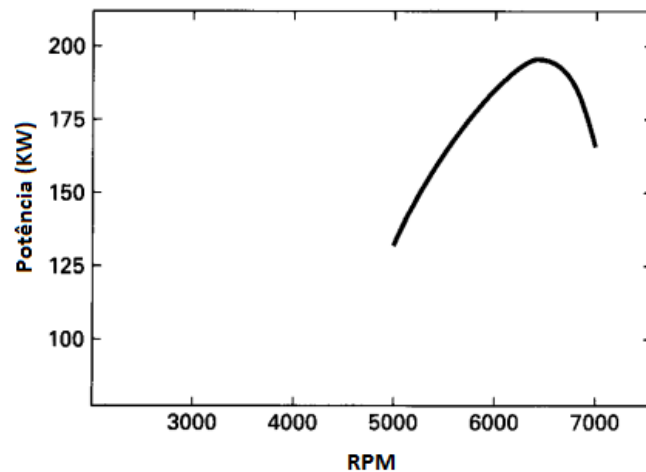


Figura 11 - Potência x rotações por minuto
Fonte: Pulkrabek (2004) Modificado

A potência indicada (contida no gás), aumenta com a velocidade, enquanto a potência ao freio (no eixo do motor) aumenta até o seu valor máximo e depois decresce em velocidades maiores. Assim, como no caso do torque, isto é devido às perdas causadas por fricção. De acordo com Pulkrabek (2004), em motores de automóveis, a potência ao freio atinge o seu máximo da faixa de 6000 à 7000 rpm.

Potência e torque são relacionadas pela equação (3):

$$W_b = 2\pi\tau \quad (3)$$

Onde τ representa o torque, e W_b , a potência ao freio. A potência é dita ao freio pelo fato de que o torque medido é o torque fornecido pelo eixo do motor com as perdas causadas por fricção.

Devido que a potência é definida como a taxa de trabalho realizada pelo motor, na qual, n_R , é o número de revoluções por ciclo e, N , a velocidade do motor (rpm), define-se que:

$$\dot{W} = WN/n_R \quad (4)$$

$$\dot{W} = 2\pi N\tau \quad (5)$$

2.4.3 – Consumo Específico

Um parâmetro importante que define a forma como o combustível é transformado em trabalho é o consumo específico, que é dado pela massa de combustível por trabalho efetuado pelo motor. A equação (6) determina o consumo específico.

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}} \quad (6)$$

Percebe-se que o consumo específico relaciona o consumo máximo de combustível por unidade de trabalho produzido no motor. Este parâmetro permite a análise de um motor em diferentes rotações e cargas, podendo ser relacionados também para diferentes combustíveis.

2.4.4 – Eficiência Térmica Indicada

Eficiência térmica pode ser expressa como a razão de uma energia de saída de um sistema pela sua energia de entrada. Para um MCI, a razão entre o trabalho realizado pela movimentação do pistão e a capacidade da energia liberada na queima do combustível, é chamada de eficiência térmica do motor.

A eficiência térmica de um motor de combustão interna comum não chega a 40%, ou seja, menos da metade da energia gerada na combustão é transformada em trabalho. Alguns dos motivos para essa baixa eficiência são de que parte da energia é perdida devido ao atrito entre as peças móveis, troca de calor do cilindro de combustão com o ambiente, entre outros.

Por sua vez, a eficiência térmica indicada é a relação entre a potência transmitida pelo gás ou indicada (\dot{W}_i), e a potência térmica teórica (\dot{W}_t), extraída durante a queima do combustível. Essa relação é dada pela equação (7).

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_t} \quad (7)$$

Desde os primeiros estudos de motores de combustão interna, existiam preocupações com a eficiência dos motores. Heywood (1988) cita o trabalho de

Beau de Rochas, no qual citam-se algumas das características de motores visando um melhor rendimento dos mesmos.

De acordo com Beau de Rochas, as principais características para que a eficiência dos motores seja maximizada são: a maior velocidade possível, a maior taxa de expansão possível, a maior pressão possível no início do curso de expansão e o maior volume possível do cilindro, porém, com menores superfícies de contato.

Segundo Heywood (1988), a relação entre o consumo de combustível, a eficiência térmica e o poder calorífico (PC) pode ser dada pela equação (8), mostrada a seguir:

$$\eta_t = \frac{1}{C_s.PC} \quad (8)$$

Carvalho (2011) publicou um trabalho sobre a avaliação de um motor de combustão interna utilizando diferentes combustíveis. De acordo com o autor, o álcool mostrou-se uma boa opção de combustível para motores, já que possui um nível de octanagem maior do que o da gasolina. Os motores movidos a álcool devem possuir projetos específicos, a fim de melhorar a eficiência térmica quando comparada à gasolina.

O autor cita algumas características para essa melhoria, dentre elas estão o fato de que a queima do álcool é realizada com menor temperatura de chama, de forma que uma menor taxa de calor é perdida por condução e radiação. Outra característica é de que a taxa de queima do álcool é mais rápida e a combustão, gerando maior volume de produtos e desenvolvendo pressões maiores no interior do cilindro.

2.4.5 – Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva (pme) é uma grandeza muito importante, pois permite a comparação de motores com características diferentes, como por exemplo, motores de diferentes tamanhos, tipo de ignição, forma de resfriamento, entre outros.

De acordo com Martins (2012), a pme é definida como o trabalho efetuado por unidade de volume varrido pelo motor. É possível fazer a comparação de motores de diferentes cilindradas, de modo a distinguir o motor com a melhor produção de trabalho.

Sendo assim, em termos de potência pode-se definir a pressão média efetiva como a potência (\dot{W}) dividida pelo volume deslocado (V_d) ou cilindrada do motor, e o número de revoluções por ciclo do motor. A equação (9) permite calcular o valor do pme:

$$pme = \frac{2\dot{W}}{V_d N} \quad (9)$$

Pulkrabek (2004) afirma que a pme é um bom parâmetro de comparação, porque não depende de tamanho e nem da velocidade do motor. Se o torque for usado como comparação entre dois motores, o motor maior terá uma pme mais alta. Já, se a potência for usada como comparação, a velocidade se torna muito importante.

O autor ainda estabelece que valores típicos de pressão média efetiva ao freio para motores de ignição por centelha estão na faixa de 850 à 1050 kPa. Para motores com ignição por compressão, os valores variam entre 700 e 900 kPa.

Heywood (1988) indica que, para um bom projeto de motor a máxima pressão média efetiva deve ser bem definida e constante para diversos tamanhos de motor. Isto porque o volume do motor que fornece um determinado valor de torque e potência em uma rotação específica pode ser estimado ao assumir determinados valores de pressão média efetiva.

2.4.6 – Eficiência Volumétrica

Segundo Heywood (1988), o sistema de admissão do motor, ou seja, os componentes que fazem a admissão da mistura ar- combustível para dentro do cilindro, restringe a quantidade de ar que o motor pode suportar. O parâmetro utilizado para medir a eficiência da indução de um dado motor é a eficiência

volumétrica (η_v). Essa eficiência é utilizada apenas para motores de quatro tempos, por ter o processo de indução bem definido.

Taylor (1988) afirma que a eficiência volumétrica é definida pela massa de mistura que entra no cilindro na aspiração do motor dividida pela massa da mistura que ocuparia o espaço referente ao deslocamento do pistão na densidade de admissão. Algebricamente, a eficiência volumétrica é dada pela equação (10).

$$e_v = \frac{2\dot{M}_i}{NV_d\rho_i} \quad (10)$$

Onde \dot{M}_i corresponde à vazão mássica da mistura ar-combustível por unidade de tempo, N , o número de revoluções por unidade de tempo, V_d , o volume deslocado pelo pistão dentro do cilindro, ρ_i , a massa específica do ar na admissão do motor. O fator 2 corresponde às duas revoluções necessárias para completar um ciclo em um motor de combustão interna de quatro tempos.

De acordo com Carvalho (2011), muitos dos trabalhos aplicados em MCI pretendem mostrar formas de aumentar a eficiência volumétrica dos motores. Como exemplos podem ser citados os sistemas com variação dos tempos de abertura das válvulas de admissão e escapamento, sistema de coletores de admissão com geometria variável, sistemas sem borboleta de aceleração e sistemas de sobre-alimentação da admissão de ar.

De acordo com Pulkrabek (2004), valores típicos de eficiência volumétrica de um motor com a válvula de admissão de ar totalmente aberta estão entre 75% e 90%, diminuindo muito o valor conforme a válvula fecha.

É desejável maximizar a eficiência volumétrica de um motor visto que a quantidade de combustível que pode ser queimado, e então a potência produzida para um certo deslocamento do pistão é maximizado. A eficiência volumétrica depende da configuração do coletor de admissão, tamanho, elevação e sincronização das válvulas (FERGUSON, 1986).

Ferguson (1986) desenvolveu outra forma de avaliar a eficiência volumétrica, na qual é levado em consideração a taxa de compressão (r), as pressões de exaustão (P_{exhaust}) e admissão (P_{ind}), e a densidade da mistura (ρ) para rotação zero do motor, de acordo com a equação (11).

$$e_v = \frac{(\cos\theta_{ava} - \cos\theta_{fva})}{2} - \frac{1}{\gamma(r-1)} \left(\frac{P_{exhaust}}{P_{ind}} - 1 \right) \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos\theta_{ava}) \right] - \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \frac{Q}{P_{ind} V_d} - \frac{T_{res} m_{res}}{T_{ind} \rho V_d} \quad (11)$$

Esta equação fornece um valor mais preciso da eficiência por relacionar os ângulos em que ocorrem a abertura e o fechamento das válvulas de admissão (ava e fva, respectivamente), o volume deslocado (V_d), a massa de gás residual (m_{res}), as temperaturas do gás residual (T_{res}) e do gás induzido pelo coletor de admissão (T_{ind}).

2.5 – MODELAGEM DE MOTORES

Estudos relacionados à modelagem de motores de combustão ainda representam o alvo de muitos pesquisadores. Com a modelagem pretende-se criar uma maneira dinâmica de entender os fenômenos internos e conseguir prever os efeitos e as consequências trazidas pela mudança de condições sobre a operação dos motores.

No ciclo Otto é assumido que a combustão ocorre a volume constante, ao passo que no ciclo Diesel é assumido que a queima ocorre à pressão constante. Porém, na realidade, esses conceitos não podem ser aplicados na íntegra, pois acabam diferenciando dos motores que utilizamos atualmente. Sendo assim, precisa-se levar em consideração modelos da adição de calor no motor.

De acordo com Ferguson (1986), o modelo de liberação finita de calor é um modelo diferencial de um ciclo de potência do motor, no qual a adição de calor é especificada como uma função do ângulo de manivela do motor (θ). Esse modelo é útil quando é necessário determinar o efeito do momento de início da fagulha que queimará o combustível, ou então, o efeito da transferência de calor pelo combustível na potência ou eficiência do motor.

Ferguson ainda elaborou uma curva correspondente à fração de liberação de calor cumulativa, $x_b(\theta)$, pelo ângulo de manivela, como mostrada na Figura 12. A figura mostra que há uma pequena inclinação na região inicial da ignição da fagulha,

seguida de uma faixa de grande crescimento, aparecendo logo um decaimento gradual. Estas reações são correspondentes a um atraso no início da queima, uma região de queima rápida e uma região de queima quase completa.

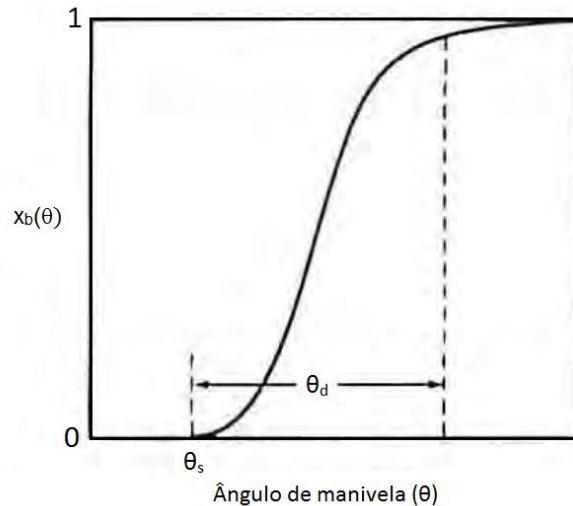


Figura 12 - Fração de liberação de calor cumulativa
Fonte: Ferguson (1986)

Modelagens da operação de motores foram apresentadas no ano de 1994, quando Connolly F. T. e Yagle A. E. propuseram um modelo relacionando a pressão de combustão dentro do cilindro com a velocidade angular da manivela de um motor de combustão interna. Os autores garantem que a aplicação deste tipo de modelo é viável, pois muda-se a variável independente do tempo para o ângulo de manivela.

Vinokurov V. A. (2000) abordou a necessidade de controlar a “batida de pino” que é o termo utilizado para a autoignição de motores de combustão interna por fagulha. A batida de pino, também conhecida como *knock*, afeta diretamente a razão de compressão do motor, a qual impossibilita o aumento da qualidade de operação dos motores. Sendo assim, os autores listaram os princípios teóricos para a modelagem de MCIs, a fim de analisar os processos dos motores e diminuir a incidência de falhas.

Zervas (2004) publicou um trabalho sobre as correlações entre variações de ciclo à ciclo e os parâmetros de combustão de motores de combustão interna. O autor introduz o conceito de coeficiente de covariação (COV), definido como o

desvio padrão em relação ao valor médio para determinar algumas dispersões dos ciclos.

O trabalho mostra que o COV da pressão dentro do cilindro é calculado para cada ângulo de manivela em um grande número de pontos experimentais, formando uma curva de características similares às curvas de pressão obtidas experimentalmente. A Figura 13 mostra o resultado obtido por Zervas (2004).

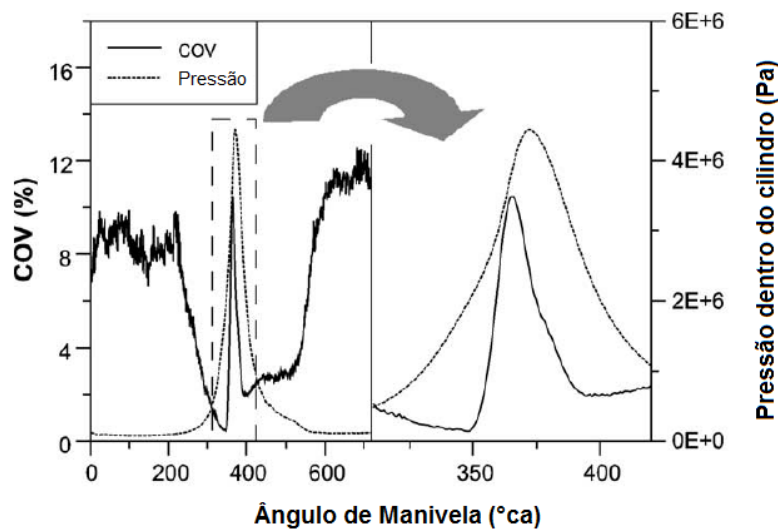


Figura 13 - Coeficiente de covariação x ângulo de manivela x pressão dentro do cilindro
Fonte: Zervas (2004)

Ramachandran (2009), apresentou um modelo termodinâmico de simulação de um motor de combustão interna do ciclo Otto utilizando combustível de hidrocarboneto alternativo. Para isso, foi utilizado um modelo de combustão Zero-dimensional, no qual foi considerado que a câmara de combustão seria dividida em duas partes, uma composta com gases queimados e outra com gases não queimados.

Ramachandran (2009) também afirma que o modelo desenvolvido é simples, rápido e preciso, já que pode-se prever facilmente uma série de parâmetros termodinâmicos e de combustão e se adaptar a qualquer tipo de câmara de combustão. Por se tratar de um modelo simples, é possível ser utilizado como um teste preliminar para diversos tipos de combustíveis de hidrocarboneto.

Ribeiro et al. (2009) realizou um trabalho sobre a modelagem de curvas de eficiência volumétrica em motores de combustão interna movidos a gasolina e álcool. Os autores buscaram analisar e comparar propostas de modelos matemáticos direcionadas a prever a eficiência volumétrica em motores por meio de simulações computacionais, podendo assim, variar alguns parâmetros de entrada.

De acordo com Ribeiro et al. (2009) simulações computacionais podem ajudar na significativa melhora no desempenho do motor, redução da emissão de poluentes e sistemas de controle mais eficientes. Sendo assim, torna-se importante o desenvolvimento de motores com o uso dessas ferramentas de modelagem, uma vez que os custos de experimentações desnecessárias são evitados.

Como fatores influentes para um bom desempenho de motores de combustão interna são citados a eficiência volumétrica, que representa uma medida da eficiência do sistema de bombeamento do ar, a velocidade do pistão, as pressões de admissão e exaustão, a taxa de compressão do motor, a transferência de calor, a geometria do sistema de admissão e exaustão, dentre outras variáveis.

Para essa modelagem, os autores basearam-se no modelo apresentado por Ferguson (1986) que calcula as perdas de calor no motor, as propriedades termodinâmicas dos gases de combustão, o enchimento e o esvaziamento do cilindro que auxiliam nos cálculos de eficiência volumétrica em motores de combustão interna de quatro tempos.

Ribeiro et al. (2009) apresentou um diagrama com o fechamento e a abertura das válvulas de admissão e exaustão no ciclo de um motor de combustão interna de quatro tempos (Figura 14). A importância de entender o tempo de funcionamento das válvulas vem do entendimento de que existe um espaço angular onde as válvulas de admissão e exaustão encontram-se abertas simultaneamente

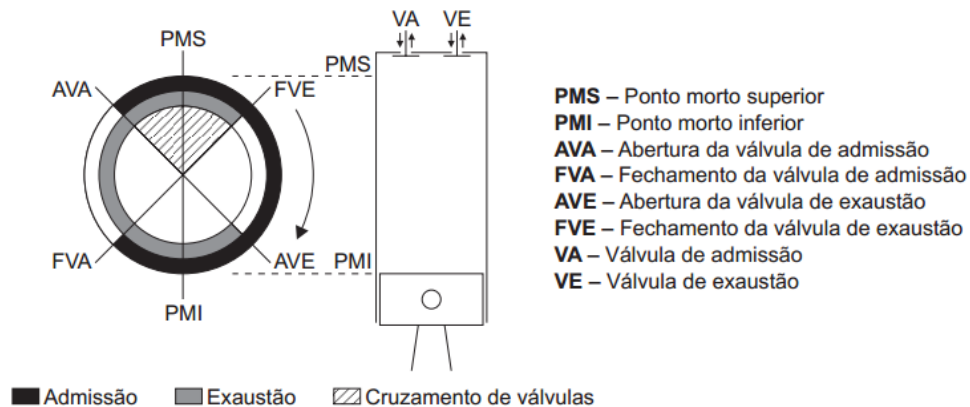


Figura 14 - Diagrama de abertura e fechamento de válvulas em um motor de combustão interna
Fonte: Ribeiro (2009)

Parte do gás do interior do cilindro vai para o coletor de admissão quando a válvula de admissão é aberta devido à pressão maior no interior do cilindro. Assim, ao iniciar o curso de admissão, os gases retornam para o interior do cilindro e se juntam com parte da última fração dos gases de exaustão, formando o gás residual.

Como resultado da sua pesquisa, Ribeiro et al. (2009) apresentou curvas de eficiência volumétrica relacionados com as pressões de admissão e exaustão (Figura 15), bem como, a fração residual pelas pressões (Figura 16).

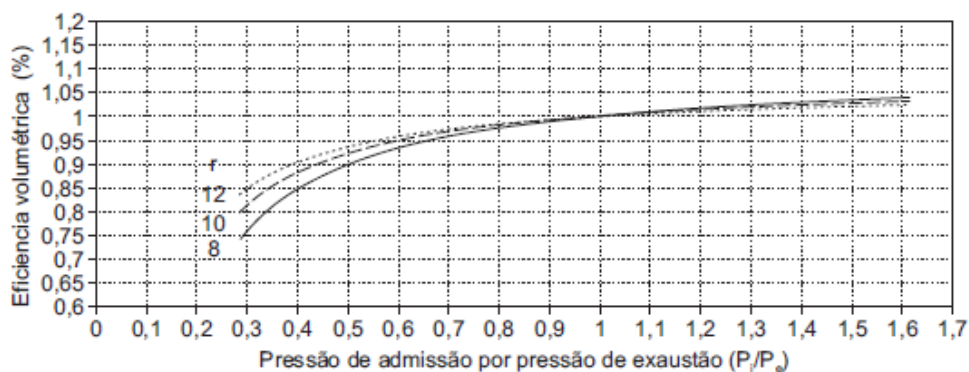


Figura 15 - Eficiência volumétrica x pressão de admissão por pressão de exaustão
Fonte: Ribeiro et al. (2009)

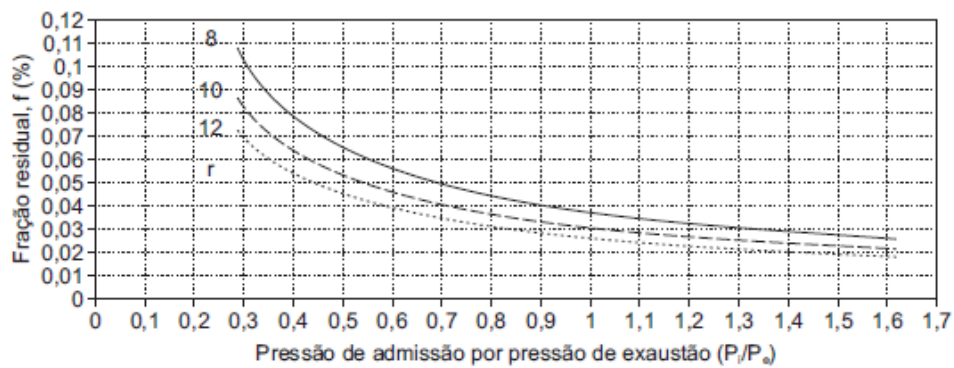


Figura 16 - Fração residual x pressão de admissão por pressão de exaustão
Fonte: Ribeiro et al (2009)

Ribeiro et al. (2009) concluiu que é possível avaliar a quantidade em que cada fator pode influenciar na eficiência volumétrica, podendo servir de subsídio para outras pesquisas relacionadas ao tema.

Shehata (2010), no seu trabalho experimental, determinou a pressão do cilindro, parâmetros de rendimento, liberação de calor, taxa de calores específicos e duração de combustão para motores de combustão por centelha com múltiplos cilindros.

Pariotis (2012) realizou a comparação entre três diferentes tipos de simulação em motores de combustão interna do ciclo diesel com a característica de operação dentro da faixa de 1200 à 3000 rpm. A idéia foi realizar a comparação da simulação do ciclo fechado do motor utilizando um modelo termodinâmico, um modelo híbrido quase-dimensional e um modelo com o uso de fluidodinâmica computacional (CFD).

O modelo termodinâmico utilizado foi baseado na primeira lei da termodinâmica, em que detalhes do fenômeno da combustão são desprezados. Já o modelo quase-dimensional usou modelos fenomenológicos para descrever os vários processos que ocorrem dentro da câmara de combustão, combinada com métodos utilizados nos modelos de CFD para calcular os valores de várias propriedades. A modelagem CFD utilizou o método de volumes finitos para desenvolver curvas tridimensionais.

Pariotis (2012) afirma que o modelo termodinâmico empregado calcula com boa precisão a pressão nos cilindros do motor, ao mesmo tempo que não garante

uma boa indicação do pico de temperatura do gás de combustão quando o cilindro está no ponto morto superior (PMS).

Já o modelo híbrido quase-dimensional fornece informações relativas à distribuição de temperatura dentro do cilindro e consegue descrever com qualidade como o *design* do cilindro afeta os pontos de variação de temperatura, apesar do modelo com fluidodinâmica computacional mostrar resultados mais precisos.

Este estudo ainda informa que a principal vantagem é o tempo de processamento dos diferentes tipos de modelos. Enquanto o modelo termodinâmico processa os dados em um segundo, o modelo híbrido e o CFD processaram nos tempos de seis minutos e vinte horas, respectivamente.

Mais recentemente, Tagliatela (2013) publicou um artigo sobre a importância da velocidade do motor relacionado aos parâmetros de combustão. Para relacionar os parâmetros de combustão com a velocidade, foi realizada uma modelagem baseada em rede neural de multicamadas para determinar o ciclo de pressão dentro do cilindro. A aplicação do modelo é feita para um único cilindro de um motor de combustão interna e testado em uma grande variedade de velocidades.

Jaeheun Kim (2013) publicou a simulação do efeito de parâmetros de combustão sobre um conjunto pistão-cilindro e rendimento do motor usando a função Weibe.

Kim (2013) realizou simulações numéricas com *softwares* comerciais como “Matlab/Simulink”, a fim de observar a relação entre a combustão e dinâmica do pistão em motores de combustão interna. Parâmetros importantes, como a duração de combustão e o ponto de ignição foram variados em diferentes velocidades iniciais de pistão no curso de compressão. A pressão indicada e a fração de massa queimada foram analisadas como indicadores do desempenho de motores.

Para esse estudo foram necessárias algumas hipóteses, a fim de possibilitar a modelagem. Desta forma, foi considerado um motor com um único cilindro para realizar um estudo paramétrico preciso. O tempo de ignição, a velocidade inicial do pistão e a duração de combustão foram variadas para analisar os seus efeitos sobre o desempenho. Foi encontrada uma relação entre a fase de combustão no ponto morto superior e da condição inicial de velocidade do pistão. Foi encontrado que o

momento de ignição deve ser ajustado para satisfazer a fração de massa queimada, obtendo-se um melhor desempenho do motor.

Assim, Kim (2013) concluiu que sob uma dada condição de combustão, o maior rendimento de motor é dado quando a queima do combustível começa pouco antes do ponto morto superior. A fração de combustível queimado no ponto morto superior mostrou ter uma relação linear com a velocidade do pistão. Assim, é conhecido como variar a condição de tempo de ignição para alcançar o melhor trabalho útil.

3 – METODOLOGIA

Nesta seção descrevem-se os procedimentos realizados para o cumprimento dos objetivos deste trabalho. Inicialmente, descreve-se o modelo matemático adotado para a obtenção dos parâmetros de rendimento do motor do ciclo Otto e, posteriormente, são apresentadas as condições operacionais utilizadas nas simulações.

3.1 - MODELO MATEMÁTICO

Para o estudo foi escolhido o motor Otto de quatro tempos, tendo em vista a ampla difusão deste motor no mundo. Para o modelo matemático foi estabelecido o procedimento de cálculo correspondente à liberação finita de calor apresentada por Ferguson (1986).

No modelo de liberação finita de calor, a fração de liberação de calor no motor é dada por:

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^n \right] \quad (12)$$

onde: θ = ângulo da manivela conectada o virabrequim (0° = posição do ponto morto superior) apresentada na equação 13.

θ_s = ângulo de início da combustão

θ_d = ângulo de duração da combustão

De acordo com Heywood (1988), os fatores “ a ” e “ n ” tomam os valores de 5 e 3, respectivamente, por se encaixarem bem com resultados experimentais. Consegue-se, assim, definir a taxa de liberação de calor por ângulo da manivela, diferenciando-se a função de liberação de calor cumulativa de Weibe, apresentada na equação (13).

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q_{in} \frac{dx_b}{d\theta} = na \frac{Q_{in}}{\theta_d} (1 - x_b) \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n-1} \quad (13)$$

Onde Q_{in} é o calor adicionado durante a combustão. Utilizando a equação diferencial de energia para um sistema fechado, tem-se que, para uma variação diferencial do ângulo da manivela conectada ao virabrequim, $d\theta$:

$$\partial Q - \partial W = dU \quad (14)$$

Já que $\partial W = PdV$ e $dU = mc_v dT$:

$$\partial Q - PdV = mc_v dT \quad (15)$$

Assumindo o comportamento de gás ideal:

$$PV = mRT \quad (16)$$

Passando para a forma diferencial:

$$mdT = \frac{1}{R} (PdV + VdP) \quad (17)$$

Substituindo as equações anteriores na equação (4), tem-se que a equação da energia é, portanto:

$$\partial Q - PdV = \frac{c_v}{R} (PdV + VdP) \quad (18)$$

Por unidade de ângulo da manivela:

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = \frac{c_v}{R} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (19)$$

Resolvendo para a pressão, tem-se:

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma-1}{V} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) \quad (20)$$

Nota-se que esta equação é dependente do ângulo de manivela (θ), da pressão (P) e da quantidade de calor liberada (Q). Para a integração dessa equação diferencial de primeira ordem é preciso conhecer a variação do volume em função do ângulo da manivela. Portanto, para o mecanismo envolvendo o pistão, tem-se:

$$V(\theta) = \frac{V_d}{r-1} + \frac{V_d}{2} [R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \text{sen}^2 \theta)^{1/2}] \quad (21)$$

Em que $R = 2l/s$.

Assim, a derivada do volume em relação ao ângulo de manivela é dada por:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \text{sen } \theta [1 + \cos \theta (R^2 - \text{sen}^2 \theta)^{-1/2}] \quad (22)$$

A integração da equação (20) pode ser resolvida numericamente, utilizando a rotina de integração de quarta ordem Runge-Kutta. A integração começa com o ângulo de manivela em -180° que corresponde à posição do ponto morto inferior com as condições iniciais do gás, como pressão, volume, temperatura, peso molecular e a razão dos coeficientes de calor específico já pré-estabelecidos. O cálculo considera a passagem do pistão pelo ponto morto superior e seu retorno ao ponto morto inferior, completando-se assim os cursos de compressão, adição de calor e expansão no motor de combustão interna Otto de quatro tempos.

Tendo em posse a variação de pressão por unidade de ângulo da manivela consegue-se facilmente determinar o trabalho e a temperatura do gás no cilindro mediante as expressões:

$$dW = PdV \quad (23)$$

e

$$T = \frac{PV}{mR} \quad (24)$$

A potência e o torque do motor foram determinadas conforme as equações (4) e (5), respectivamente.

3.2 - PARÂMETROS E CONDIÇÕES OPERACIONAIS UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES

Os parâmetros operacionais utilizados para a solução da pressão dada na equação (20) estão listados na Tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros necessários para o cálculo da pressão

Duração da combustão	Θ_d
Início da combustão	Θ_s
Fator de eficiência de Weibe	a
Fator de forma de Weibe	n
Temperatura inicial	T_i
Pressão inicial	P_i
Massa molecular do gás	M
Curso do pistão	s
Diâmetro do cilindro	b
Comprimento da biela	l
Taxa de compressão	r
Velocidade do motor	W
Calor inserido	Q_i
Razão de calores específicos	γ

As curvas estabelecidas pelo modelo adotado podem ser verificadas com base nos resultados obtidos por outros pesquisadores. Neste caso, o modelo foi verificado com dados apresentados por Ferguson (1986), quem mostra o desenvolvimento de curvas de rendimento para dois ângulos diferentes de início de liberação de calor, conforme valores da Tabela 2.

Tabela 2 – Valores admitidos por Ferguson (1986) para parâmetros do motor no modelo de liberação finita de calor

Parâmetros do Motor	
Início da centelha (graus)	-20
Duração da combustão (graus)	40
Parâmetro de Weibe, a	5
Parâmetro de Weibe, n	3
Temperatura inicial [K]	300
Pressão inicial [bar]	1
Peso molecular [kg/kmol]	29
Curso [mm]	100
Diâmetro [mm]	100
Biela [mm]	150
Taxa de compressão	10
Velocidade do motor [rpm]	3000
Calor adicionado [J]	1800
Razão de calores específicos	1,4

As curvas de rendimento foram elaboradas para os combustíveis gasolina e álcool. Para os dois combustíveis são analisadas as curvas de eficiência térmica indicada por revoluções do motor, a potência do motor pelas revoluções, o gráfico de

pressão pelo ângulo da manivela, a eficiência volumétrica pela velocidade do motor em rpm e o torque produzido.

Para a variação de tais parâmetros foi necessário determinar o valor em *Joules* do calor adicionado para diferentes revoluções por minuto do motor. Este cálculo foi realizado conhecendo-se a variação da eficiência volumétrica do motor em função do índice de Mach modificado, Z , como indica a equação (25), apresentada por Taylor (1988).

$$e_v = 0,58 \left(\frac{\theta_{fva} - \theta_{ava}}{\pi} \right) \frac{1}{Z} \quad (25)$$

Onde θ_{fva} corresponde ao ângulo de fechamento de válvula de admissão e θ_{ava} ao ângulo de abertura da válvula de admissão. Por sua vez, o índice Z é definido pela equação (26), apresentada por Taylor (1988).

$$Z = \frac{\frac{\pi b^2}{4} U_p}{A_i c_i} \quad (26)$$

Na qual A_i corresponde ao diâmetro da válvula de admissão, c_i , ao coeficiente de fluxo de admissão da válvula, b , ao diâmetro do pistão e U_p , à velocidade média do pistão. Como a eficiência volumétrica se relaciona com a velocidade do pistão, também é possível relacioná-la ao número de rotações por minuto do motor.

O calor adicionado no momento da combustão para diferentes valores de revolução por minuto no motor foi definida pela equação (27).

$$Q_{in} = \frac{m_{real} \cdot PC \cdot Rmca_{real}}{1 + Rmca_{real}} \quad (27)$$

Onde PC , corresponde ao poder calorífico do combustível, $Rmca$, a relação mássica de combustível e ar e m_{real} , a massa da mistura real, que é definida por:

$$m_{real} = e_v \cdot \rho_m \cdot V_d \quad (28)$$

Com ρ_m sendo a massa específica da mistura ar-combustível e V_d o volume deslocado pelo pistão.

O código computacional implementado no software EES é apresentado no Apêndice A.

4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção serão apresentados os resultados e análises das simulações matemáticas para resolução do problema. São apresentados gráficos e tabelas com as comparações de diferentes pontos de ignição da centelha do motor, assim como, a mudança do combustível utilizado.

Para todas as simulações foi utilizado um notebook com processador *Core I5* de 2.50 GHz e 6,00 GB de memória RAM. As simulações foram realizadas com auxílio do *software* EES®, versão acadêmica/comercial, obtendo-se uma duração em média de 340 segundos para as simulações.

4.1 – EFEITO DO TIPO DE COMBUSTÍVEL

A comparação entre os motores do ciclo Otto operando com combustíveis diferentes foi realizada após a determinação de alguns parâmetros do motor que deveriam ser fixados. Os únicos parâmetros modificados entre os dois tipos de motores foram as rotações por minuto, o poder calorífico e a relação mássica de combustível e ar, referentes a cada tipo de combustível.

Sendo assim, foram realizadas simulações para nove velocidades de rotação do motor, variando de 500 à 4000 rpm. De acordo com os valores apresentados por Martins (2012), O poder calorífico da gasolina foi assumido com o valor de 42,5 MJ/kg, enquanto o poder calorífico do álcool ficou estabelecido em 27 MJ/kg. A relação mássica de combustível e ar foi definida como 0,06849 para gasolina e 0,11123 para o álcool.

Gerou-se um gráfico relacionando as rotações por minuto, a eficiência volumétrica e o índice de Mach modificado, a fim de observar a influência da variação de velocidade do motor na capacidade de admissão de gás no cilindro. Este gráfico é ilustrado na Figura 17.

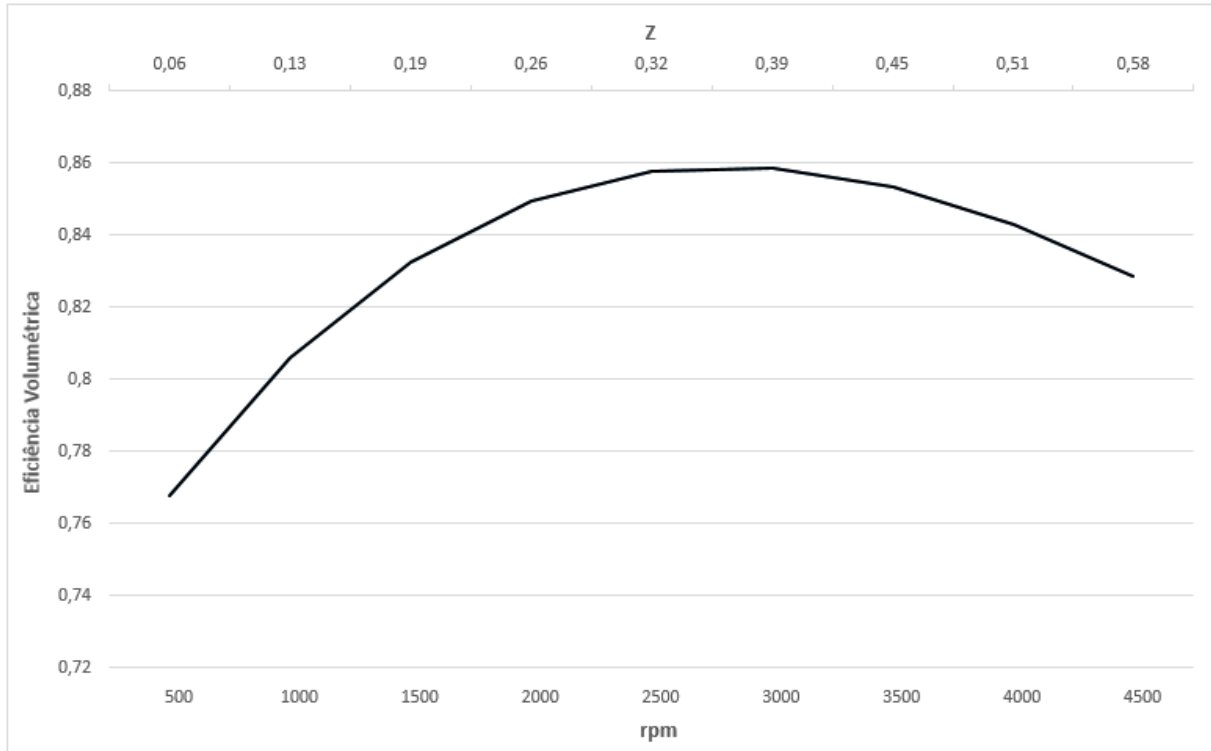


Figura 17 - Relação entre Eficiência Volumétrica x rpm x Índice de Mach modificado
Fonte: O autor

Através do gráfico anterior nota-se que existe um ponto máximo de eficiência volumétrica em torno de 3000 rpm, com esta eficiência decaindo com o posterior aumento da rotação do motor. Através da relação entre eficiência volumétrica e rpm estabelecida, foi possível simular o comportamento da curva de pressão do gás em função do seu volume no cilindro, a partir da qual pode-se determinar o trabalho realizado em cada ciclo motor.

No Quadro 1 encontram-se os valores de trabalho correspondente a cada ciclo em função das respectivas rotações do motor.

rpm	W (J)	
	Gasolina	Álcool
500	1246	1231
1000	1308	1292
1500	1352	1335
2000	1378	1362
2500	1392	1375
3000	1392	1377
3500	1384	1368
4000	1368	1352
4500	1343	1329

Quadro 1 – Trabalho simulado utilizando gasolina e álcool em função da rotação do motor
Fonte: O autor

Após realizado o cálculo do trabalho obtido por cada ciclo foram determinados os parâmetros de rendimento: potência, torque, pressão média efetiva e eficiência térmica para cada nível de rotação. O resultado das simulações com os dois tipos de combustíveis é ilustrado nas Figuras 18 a 21.

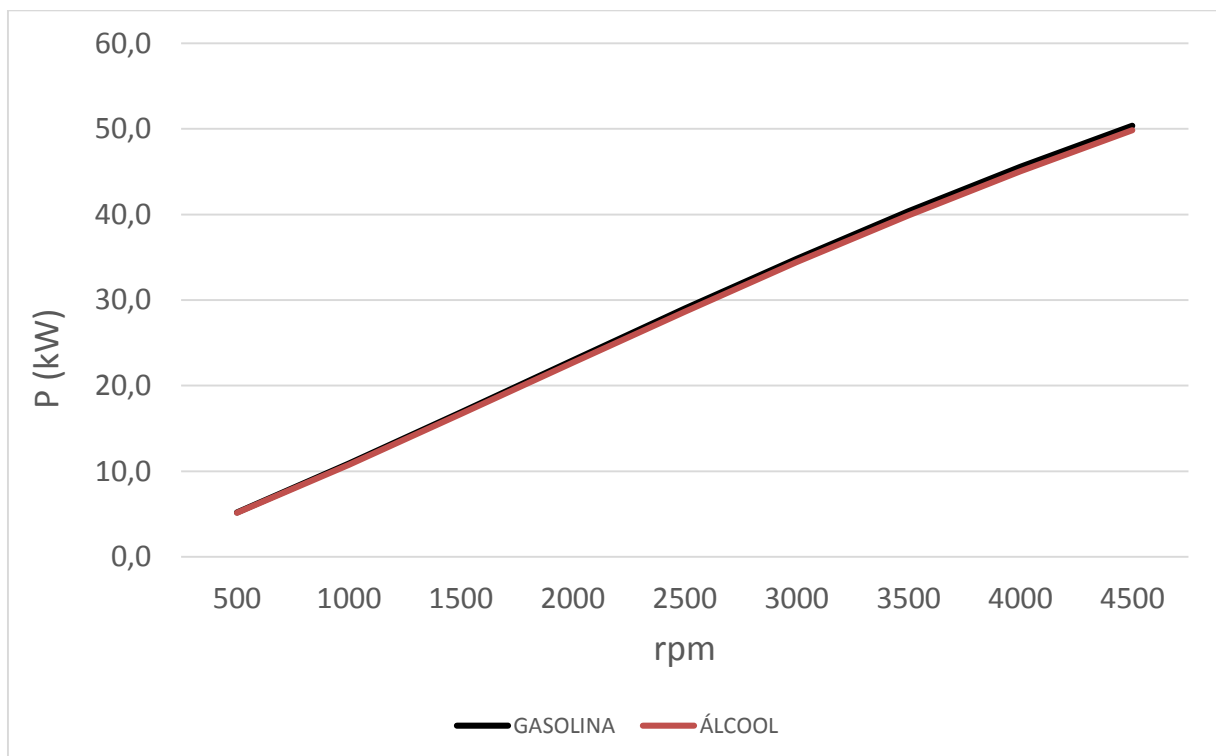


Figura 18 - Potência x rpm para gasolina e álcool
Fonte: O autor

Como esperado, a potência do motor baseada na energia contida no gás (potência indicada) aumentou com o incremento nas revoluções do motor, mostrando uma leve tendência exponencial. De acordo com Pulkrabek (2004), a curva de potência tende a atingir um ponto máximo devido à diminuição da eficiência volumétrica do motor. Esta diminuição não foi percebida pelo modelo de liberação finita de calor na faixa de rotação testada. No caso da potência ao freio, o efeito da redução da potência torna-se mais pronunciado devido ao aumento do atrito nas paredes do cilindro em altas rotações.

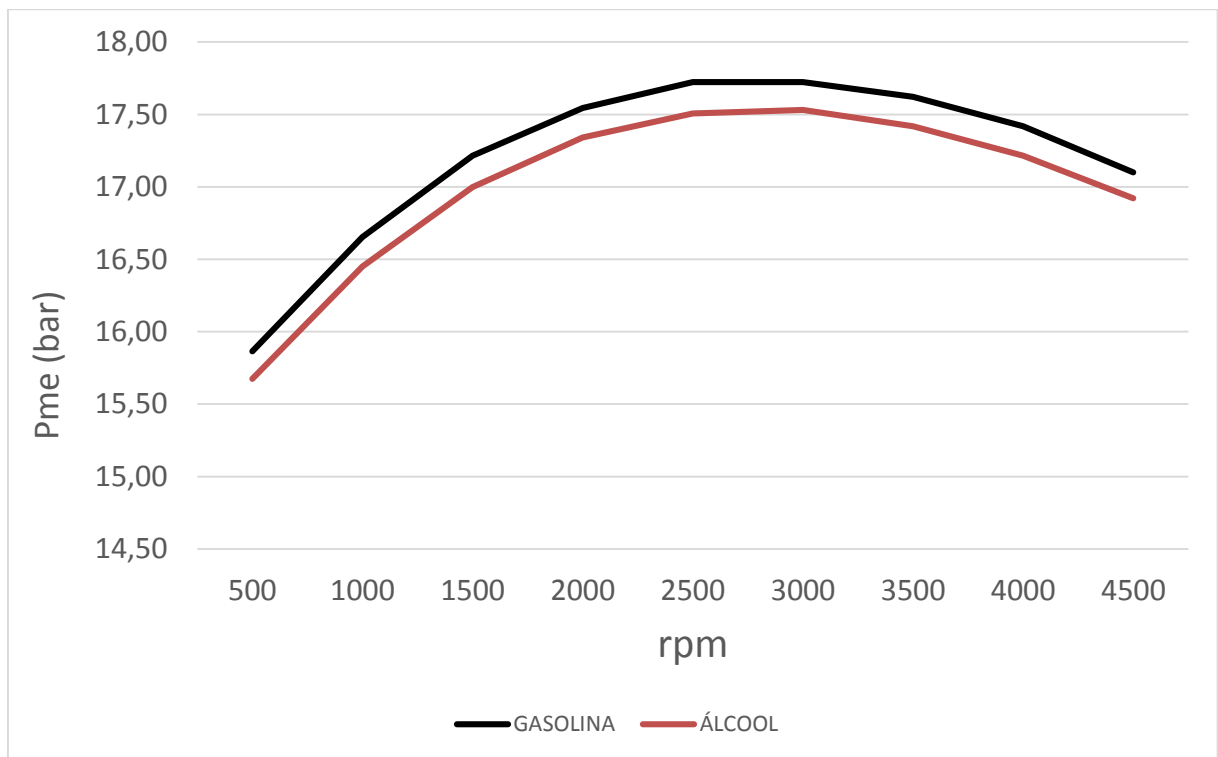


Figura 19 - Pressão Média Efetiva x rpm para gasolina e álcool
Fonte: O autor

As curvas de pressão média efetiva e torque mostradas nas Figuras 19 e 20, respectivamente, estão de acordo com as tendências apresentadas por Pulkrabek (2004), existindo um ponto máximo em uma determinada rotação do motor e, logo em seguida, o decaimento da pressão média efetiva e do torque.

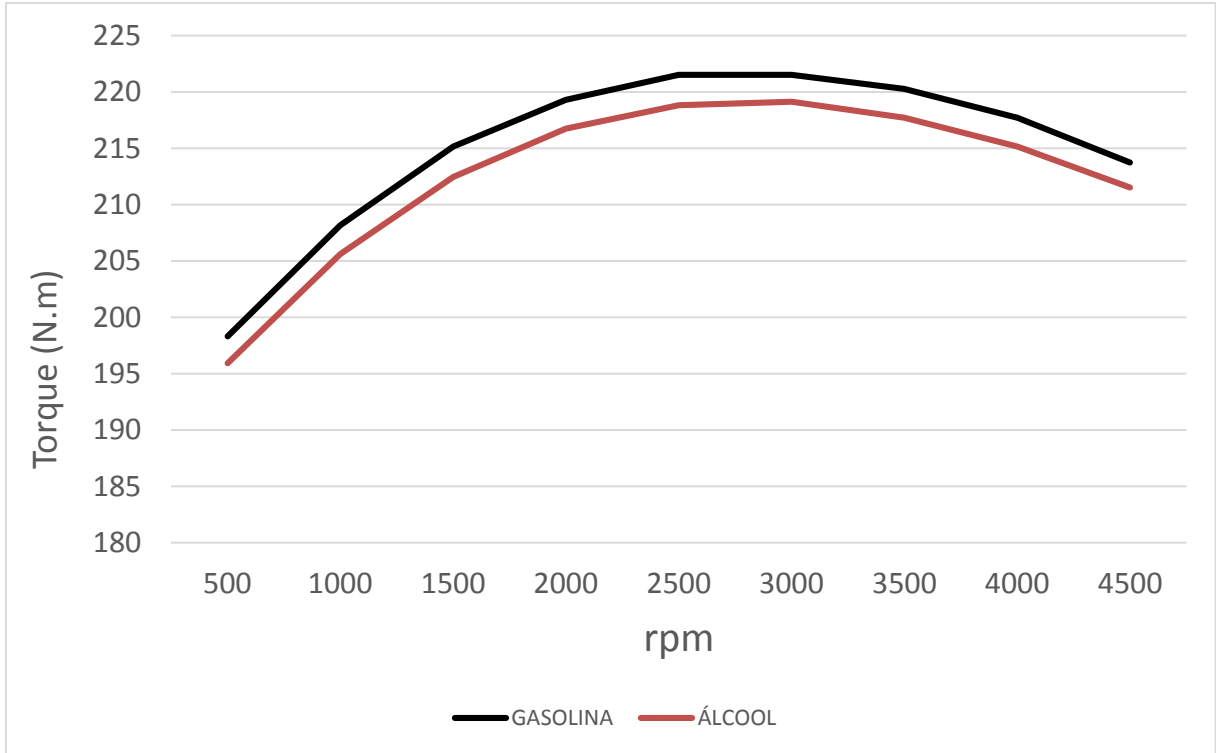


Figura 20 - Torque x rpm para gasolina e álcool
Fonte: O autor

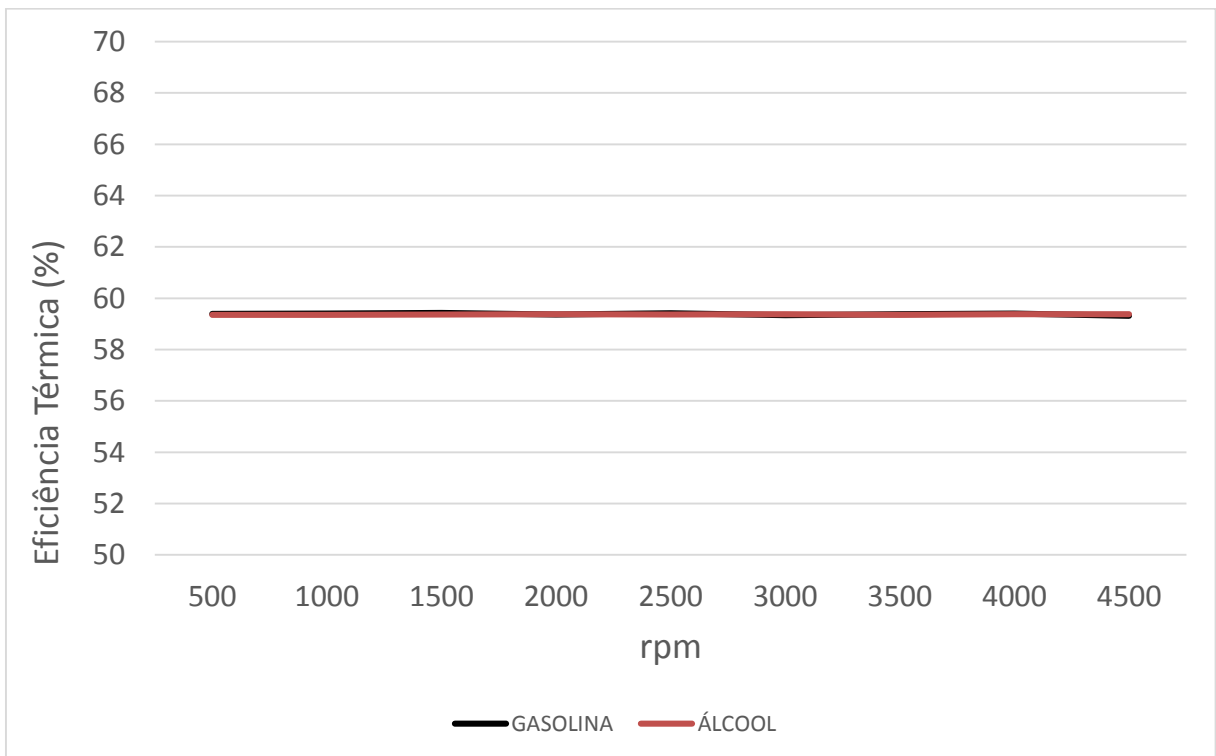


Figura 21 - Eficiência térmica x rpm para gasolina e álcool
Fonte: O autor

Nota-se que, para todos os resultados aqui apresentados, os valores dos parâmetros de rendimento dos motores são muito próximos entre eles, o que demonstra que, para o modelo de liberação finita de calor, que não leva em consideração a troca de calor na parede do cilindro, a perda de energia referente à fricção, as características químicas dos combustíveis e a razão de compressão, o uso do tipo de combustível não reflete as características observadas na realidade. Na prática, sabe-se que os motores chamados “Flex” operando com álcool apresentam maior potência que quando funcionam com gasolina. Isto é explicado pelo fato de que a razão de compressão dos motores Flex, normalmente fixado num valor perto de 11:1, é mais próxima à do motor a álcool (12:1) do que à do motor a gasolina (9:1), com a combustão se adaptando melhor em função da maior capacidade do álcool para ser comprimido sem explodir (octanagem). Como no caso das simulações realizadas o valor da razão de compressão foi fixado em (10:1) para ambos os combustíveis e os aspectos termoquímicos do tipo de combustível não foram considerados, as diferenças em termos de rendimento não ficaram evidentes.

4.2 – EFEITO DO MOMENTO DE INICIO E DURAÇÃO DA COMBUSTÃO

Para o estudo do efeito do momento da ignição do combustível e da duração da combustão no motor analisado sobre as curvas de rendimento foi necessário variar o ângulo de rotação da manivela em que o início da combustão começava e a duração da adição de calor. Para isso, foram realizadas simulações para motores a álcool e a gasolina com a duração de combustão de 40 e 20 graus, e o início da combustão em -40, -20 e 0 graus.

Os gráficos obtidos são apresentados relacionando a pressão do gás com o ângulo da manivela, e também a pressão do gás com o volume ocupado pelo mesmo. Primeiramente, são apresentadas as curvas com duração de combustão de 40 graus, sendo as Figuras 22 e 23 referentes ao início da combustão em 40 graus antes do ponto morto superior, as Figuras 24 e 25 referentes ao início da combustão em 20 graus antes do ponto morto superior, e as Figuras 26 e 27 referentes ao início da combustão em 0 grau (ponto morto superior).

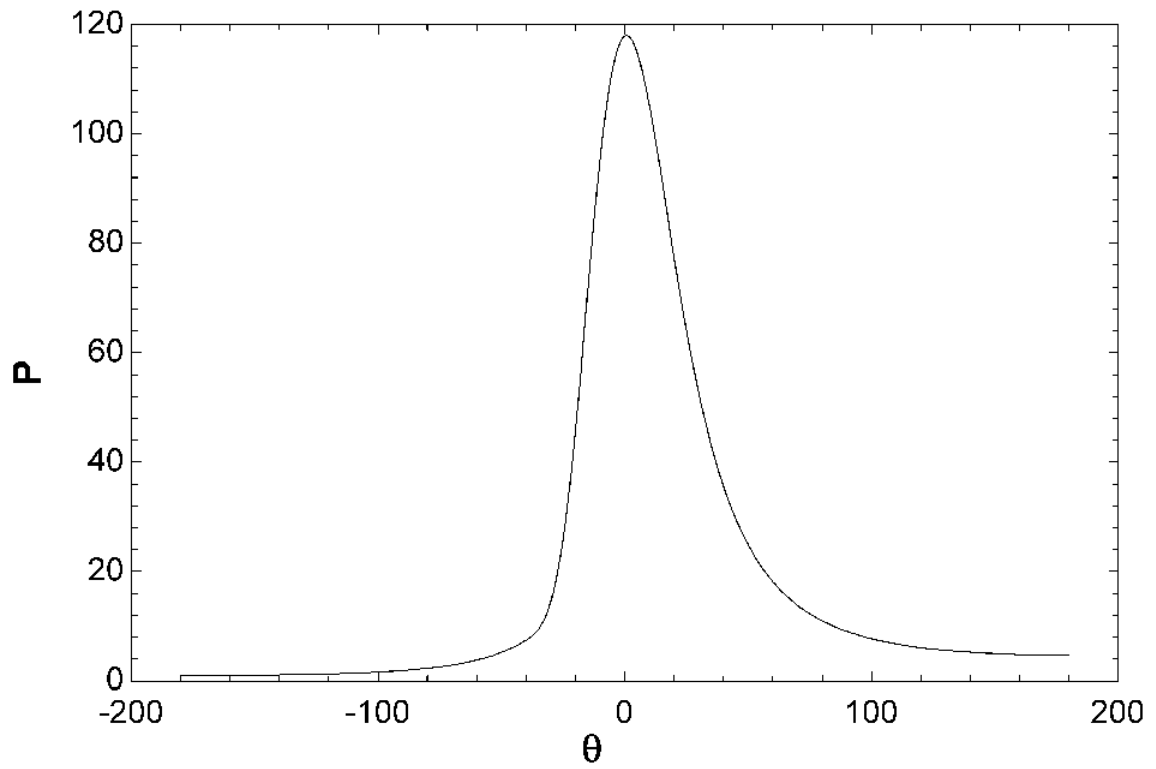


Figura 22 - Pressão x ângulo do virabrequeim: $\theta_d=40$; $\theta_s=-40$
 Fonte: O autor

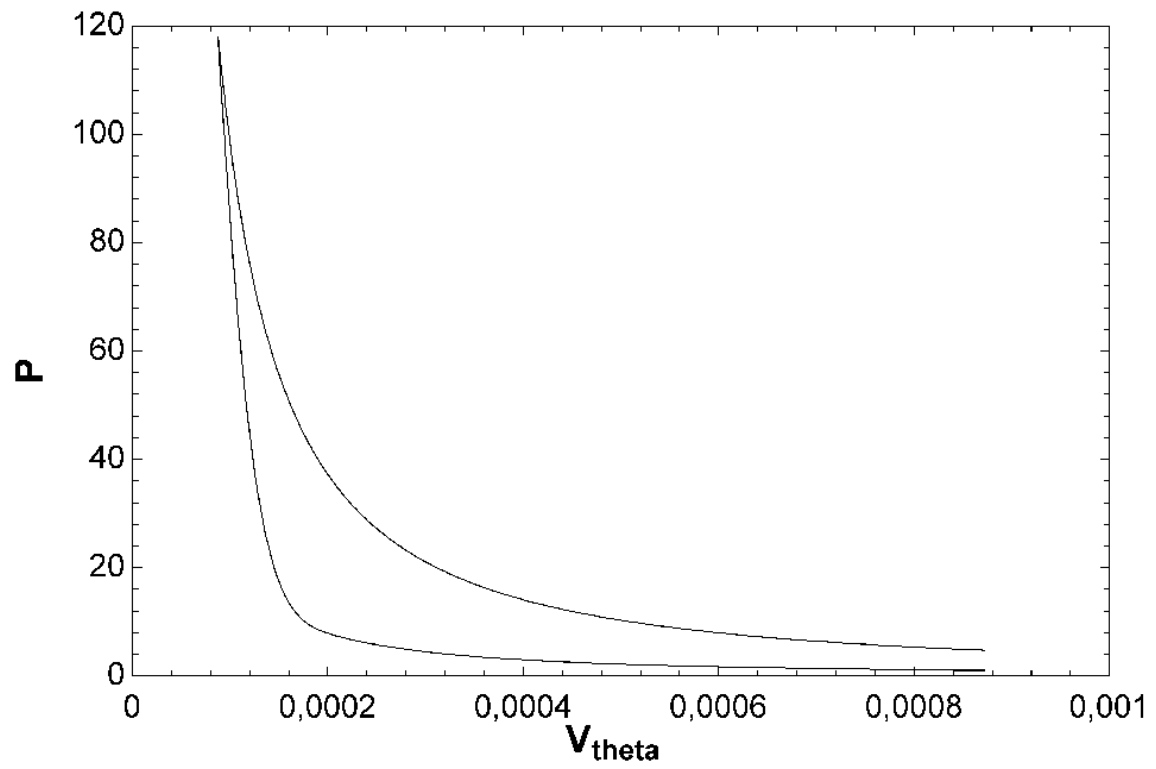


Figura 23 - Pressão x Volume: $\theta_d=40$; $\theta_s=-40$
 Fonte: O autor

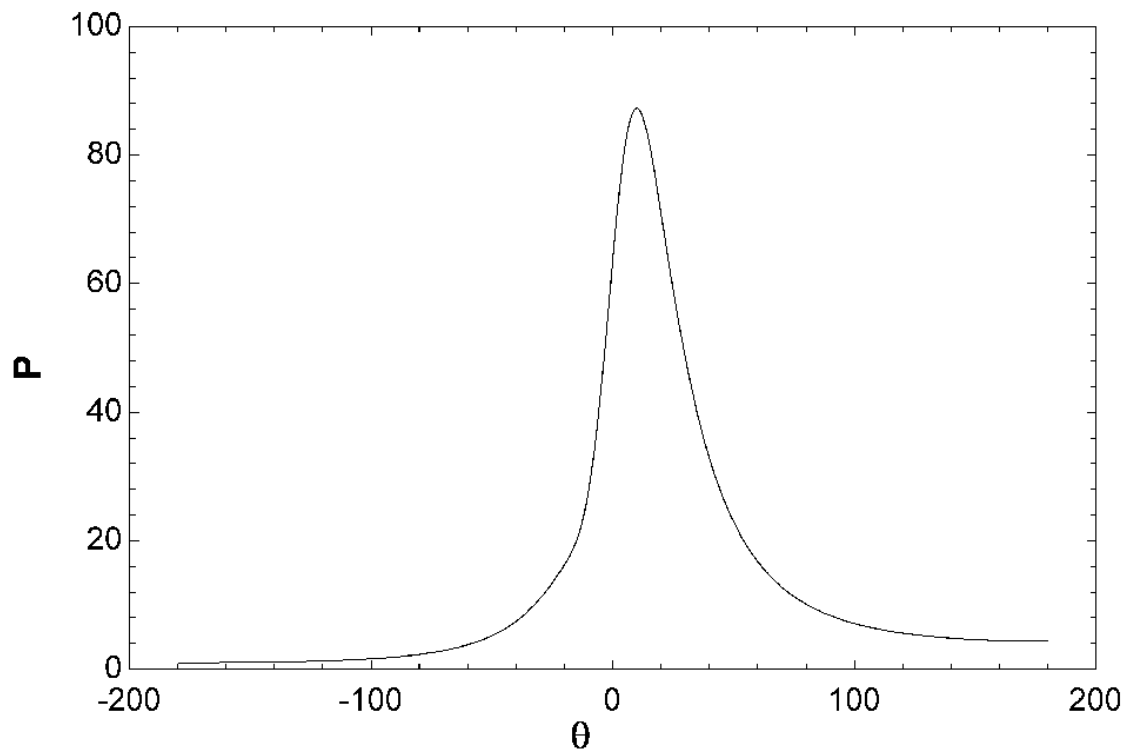


Figura 24 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=40$; $\theta_s=-20$
Fonte: O autor

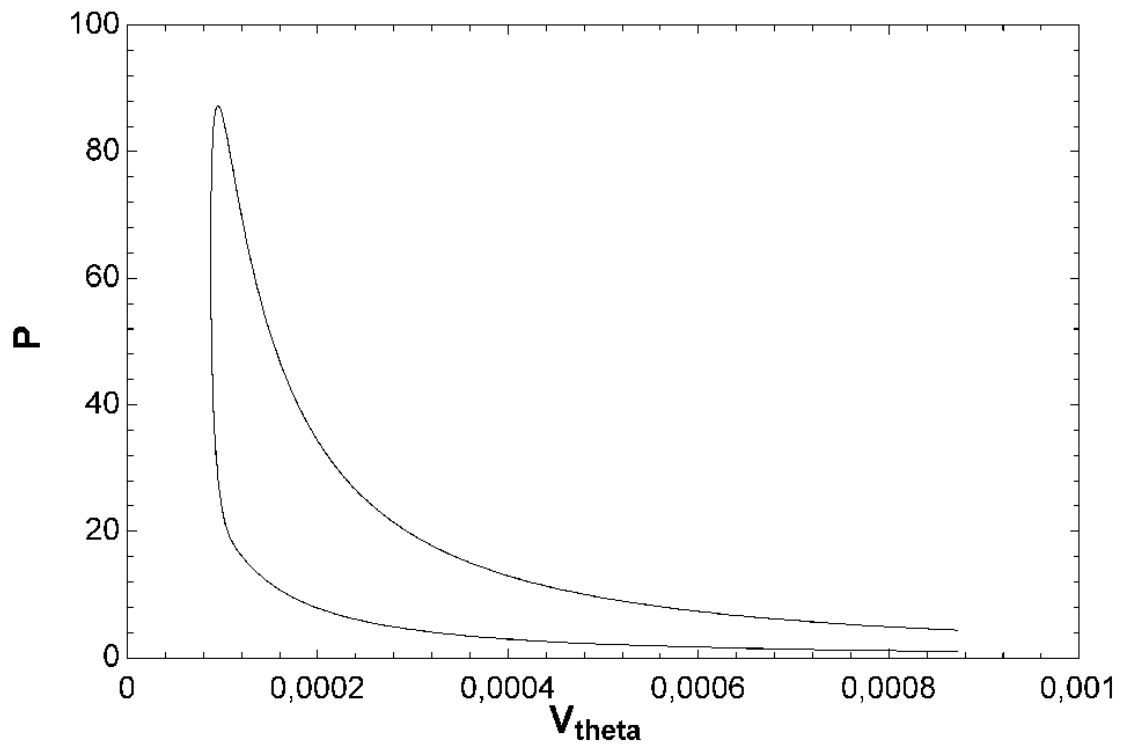


Figura 25 - Pressão x Volume: $\theta_d=40$; $\theta_s=-20$
Fonte: O autor

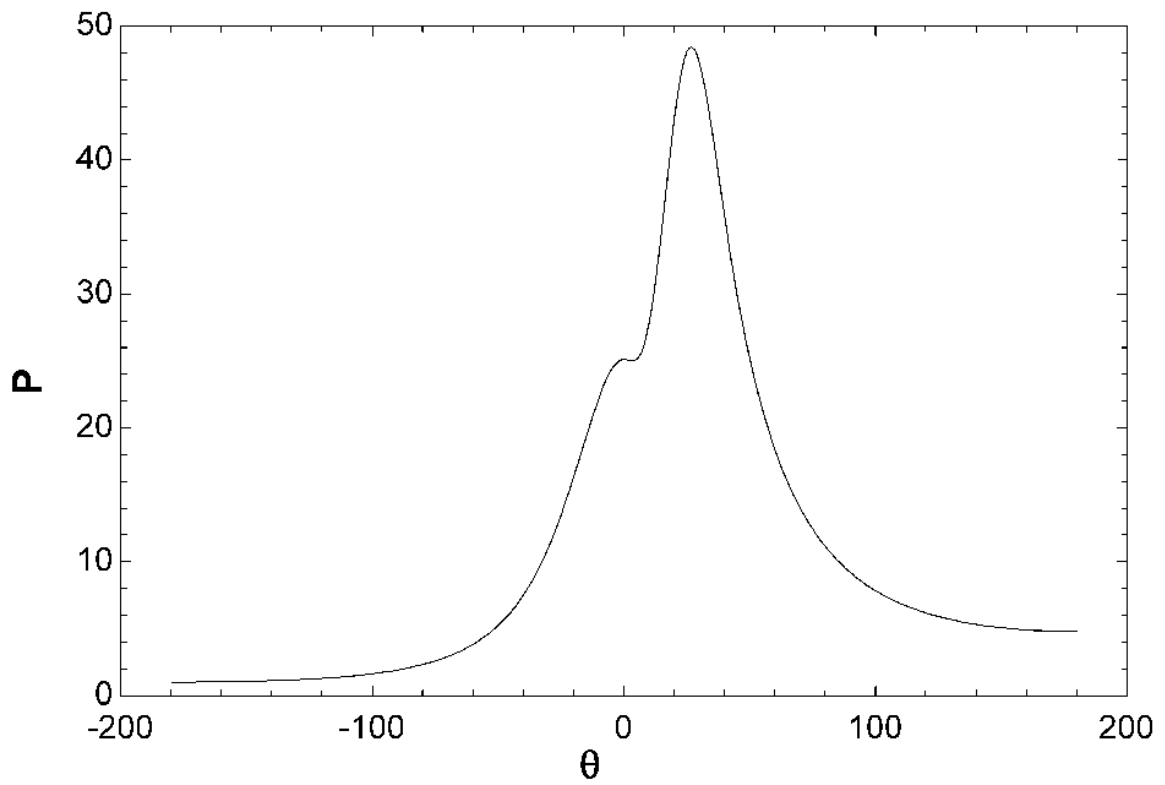


Figura 26 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=40$; $\theta_s=0$
 Fonte: O autor

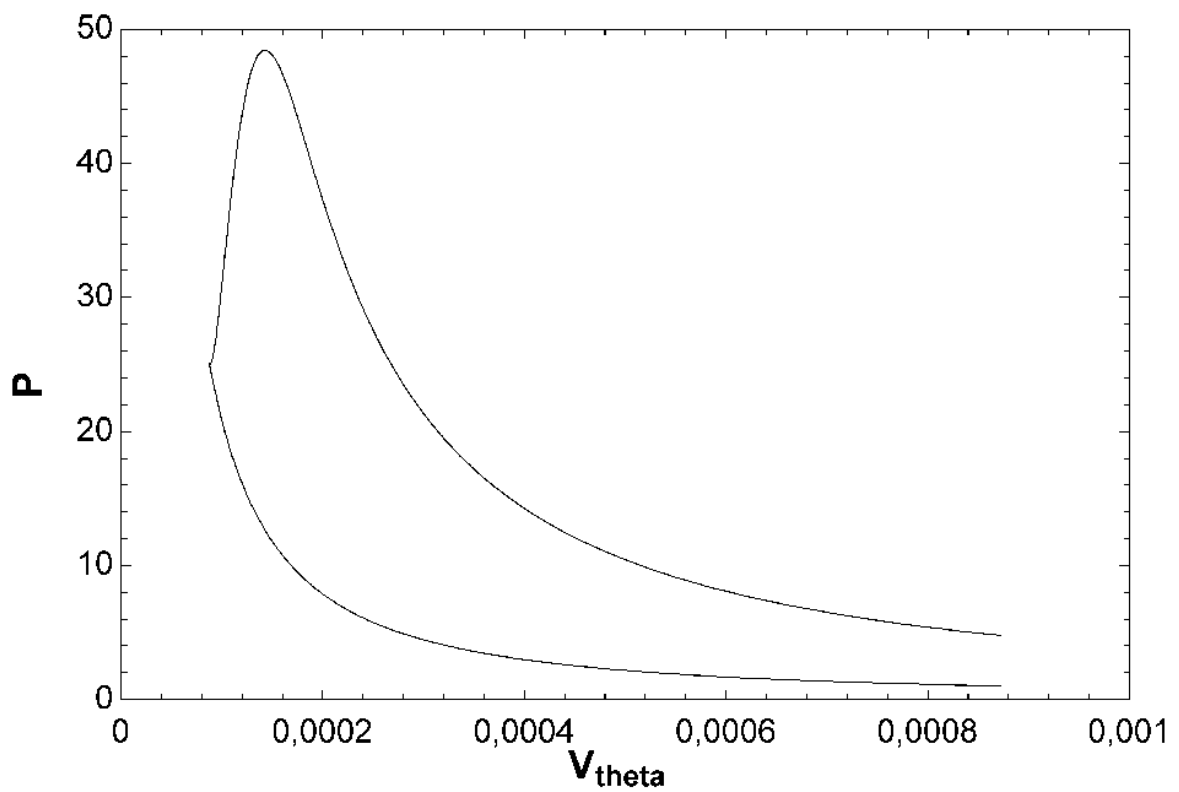


Figura 27 - Pressão x Volume: $\theta_d=40$; $\theta_s=0$
 Fonte: O autor

Nas Figuras 28 e 29 são apresentados os gráficos para duração de combustão de 20 graus, com o início da combustão em 40 graus antes do ponto morto superior. Nas Figuras 30 e 31 mostra-se o caso de início da combustão em 20 graus antes do ponto morto superior, mantendo duração de combustão de 20 graus. Já, nas Figuras 32 e 33, o início da combustão corresponde a 0 grau, também com duração de combustão de 20 graus.

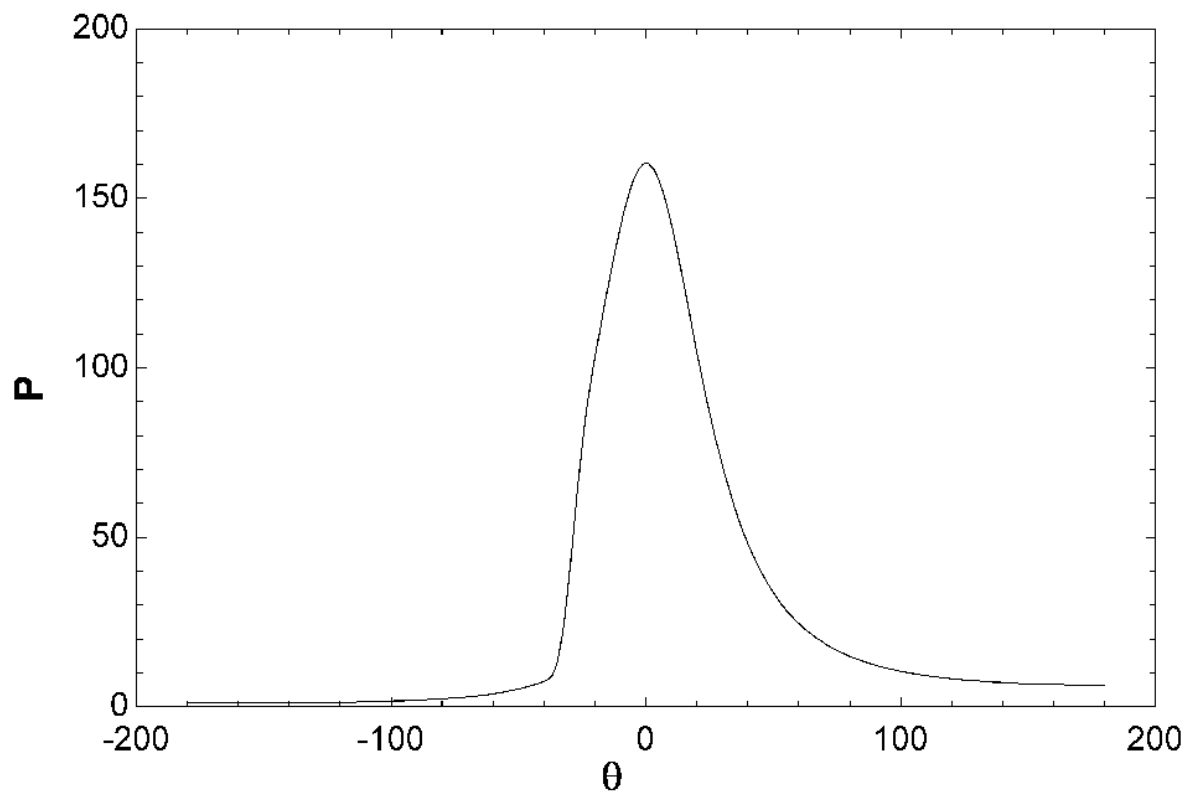


Figura 28 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=20$; $\theta_s=-40$
Fonte: O autor

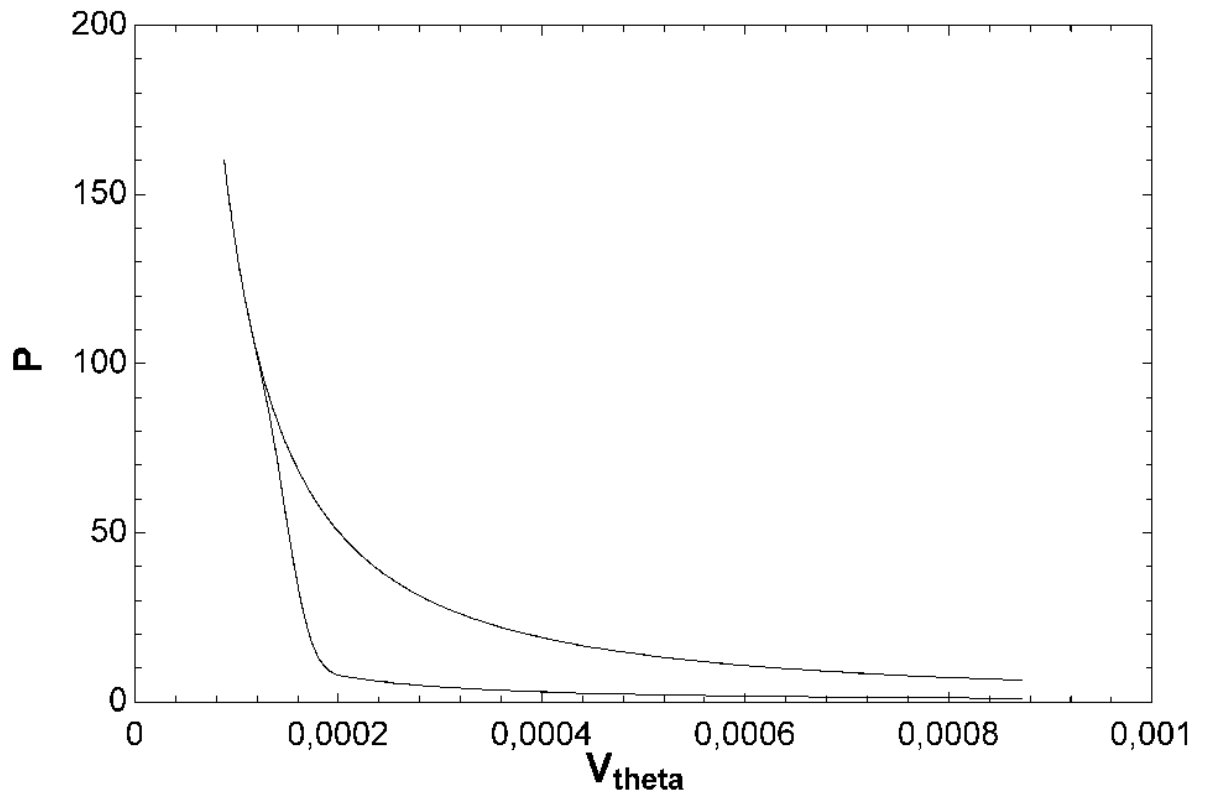


Figura 29 - Pressão x Volume: $\theta_d=20$; $\theta_s=-40$
 Fonte: O autor

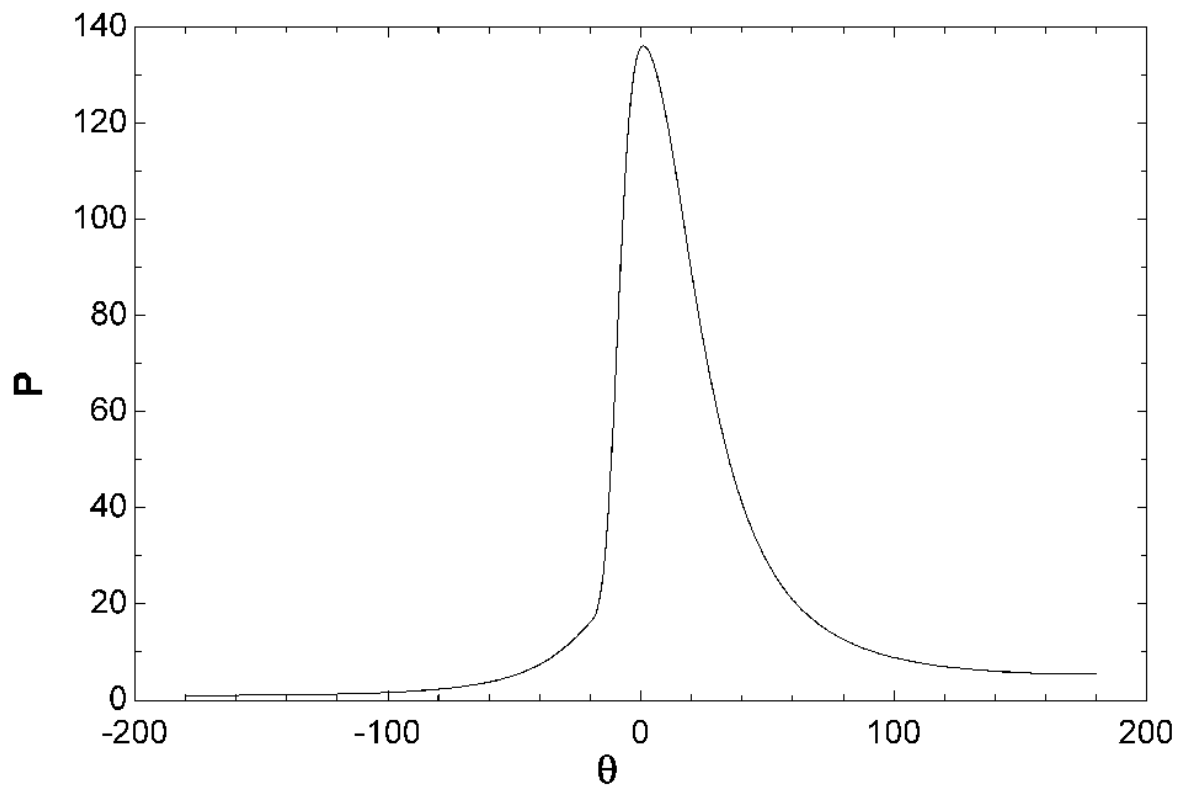


Figura 30 - Pressão x ângulo do virabrequeim: $\theta_d=20$; $\theta_s=-20$
 Fonte: O autor

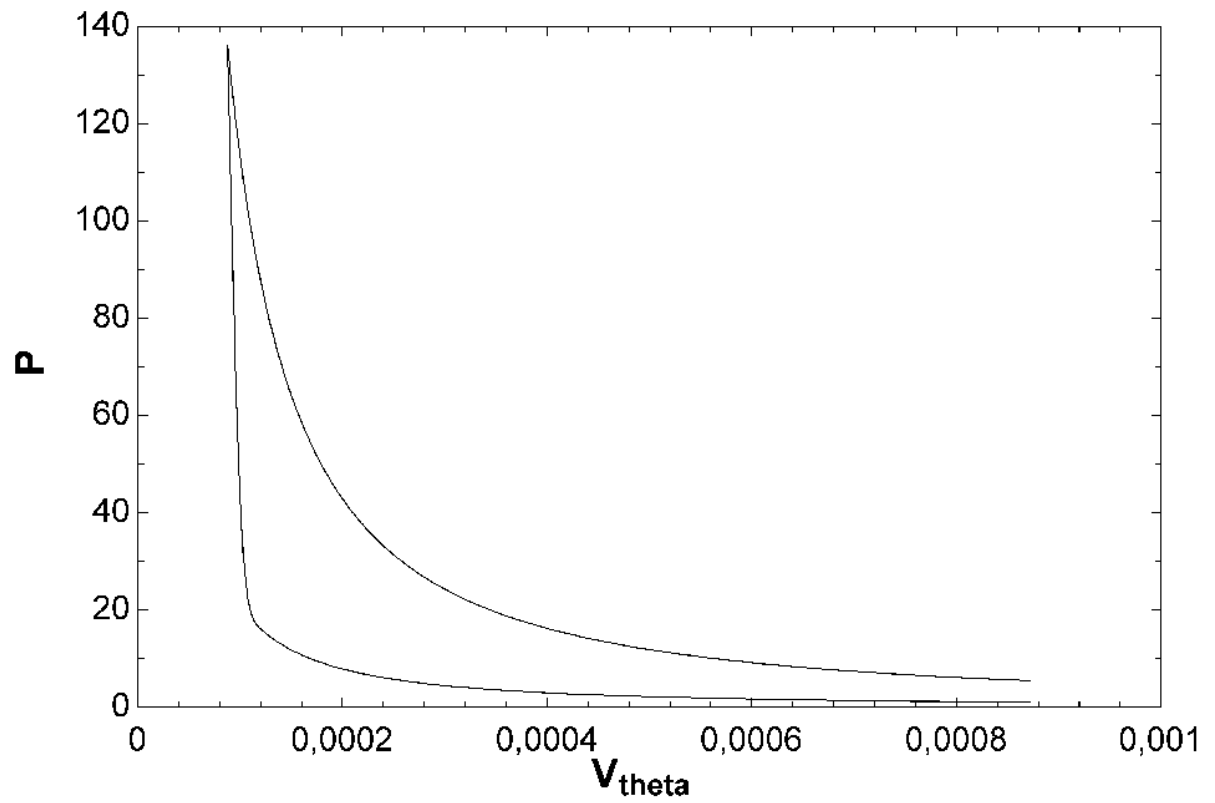


Figura 31 - Pressão x Volume: $\theta_d=20$; $\theta_s=-20$
 Fonte: O autor

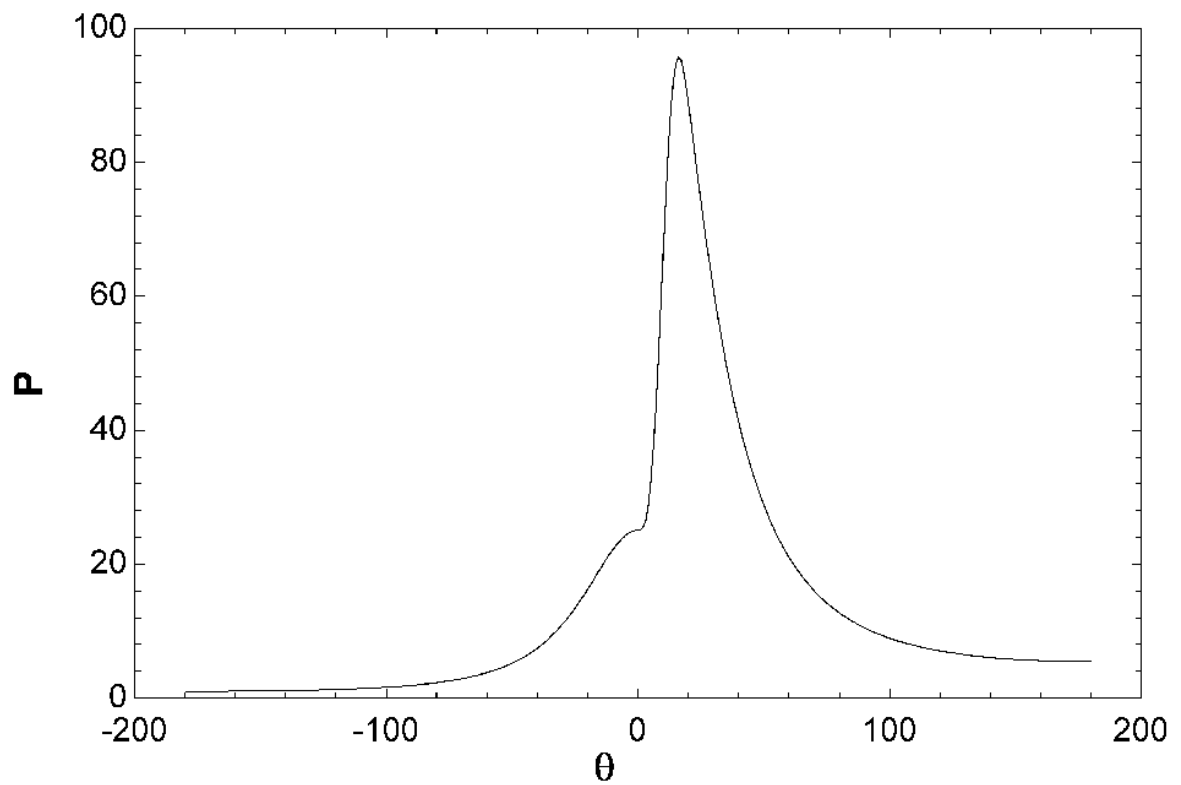


Figura 32 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=20$; $\theta_s=0$
 Fonte: O autor

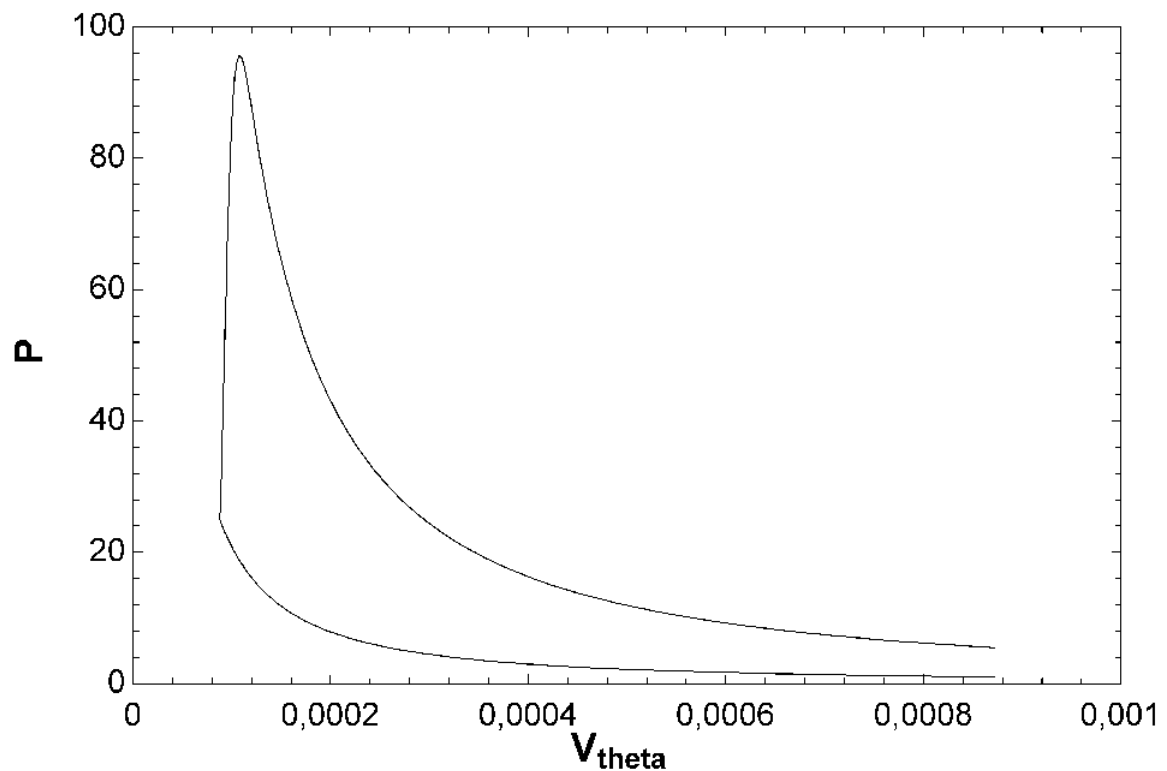


Figura 33 - Pressão x ângulo do virabrequim: $\theta_d=20$; $\theta_s=0$
Fonte: O autor

De acordo com Ferguson (1986), os resultados do modelo de liberação finita de calor devem mostrar que, se o começo da liberação de calor começa muito atrasado, a liberação de calor ocorre na expansão de volume, resultando em diminuição da pressão acrescentada pela combustão, como pode ser visto nas Figuras 26 e 32.

Seguem os valores resultantes dos parâmetros de rendimento para gasolina e álcool à 3000 rpm nos Quadros 2 e 3, respectivamente.

GASOLINA							
θ_d	θ_s	P (kW)	pme (bar)	T (N.m)	Qin (J)	W (J)	Et
20	-40	29,28	14,91	186,4	2346	1171	49,91
	-20	34,43	17,53	219,2	2346	1377	58,70
	0	34,30	17,47	218,4	2346	1372	58,48
40	-40	32,23	16,41	205,2	2346	1289	54,94
	-20	34,83	17,74	221,7	2346	1393	59,38
	0	31,78	16,18	202,3	2346	1271	54,18

Quadro 2 – Variação do início e duração da combustão para motores à gasolina

Fonte: O autor

ETANOL							
θ_d	θ_s	P (kW)	pme (bar)	T (N.m)	Qin (J)	W (J)	Et
20	-40	28,95	14,74	184,3	2319	1158	49,94
	-20	34,05	17,34	216,8	2319	1362	58,73
	0	33,90	17,27	215,8	2319	1356	58,47
40	-40	31,85	16,22	202,8	2319	1274	54,94
	-20	34,43	17,53	219,2	2319	1377	59,38
	0	31,40	15,99	199,9	2319	1256	54,16

Quadro 3 – Variação do início e duração da combustão para motores à álcool

Fonte: O autor

Por outro lado, se o começo da liberação de calor ocorre muito cedo durante o curso de compressão, isto resultará na diminuição do trabalho líquido produzido, devido ao menor nível de pressão média obtida no ciclo motor, como pode ser verificado nos Quadros 1 e 2.

Nas Figuras 34 a 37 são apresentadas as curvas de tendência para potência, torque, pressão média efetiva e eficiência térmica, respectivamente.

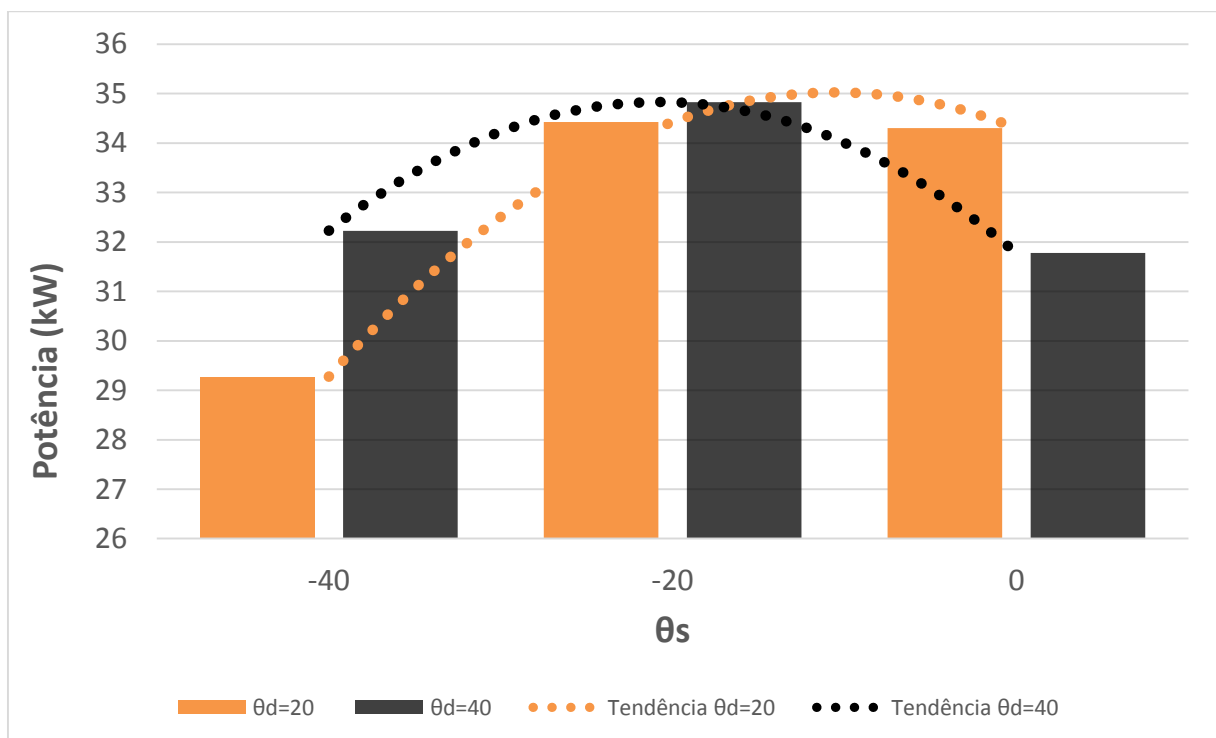


Figura 34 - Curva de tendência para potência variando θ_s

Fonte: O autor

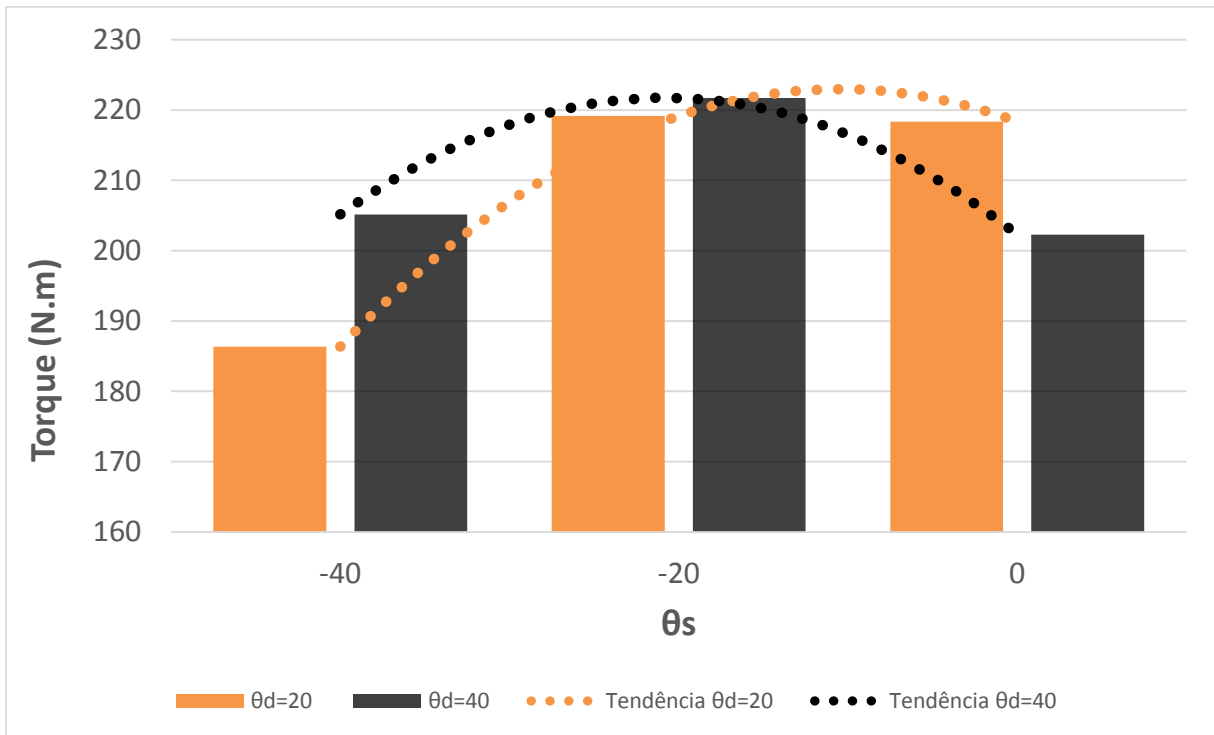


Figura 35 - Curva de tendência para torque variando θ_s
Fonte: O autor

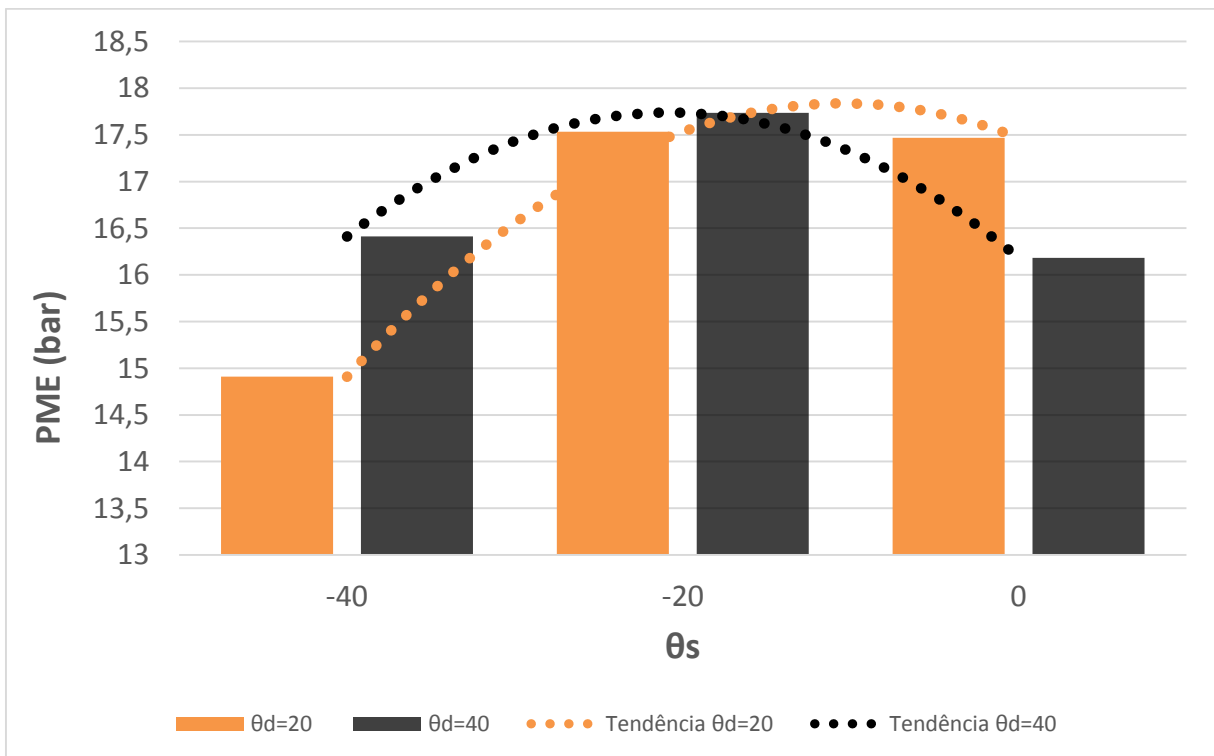


Figura 36 - Curva de tendência para pressão média efetiva variando θ_s
Fonte: O autor

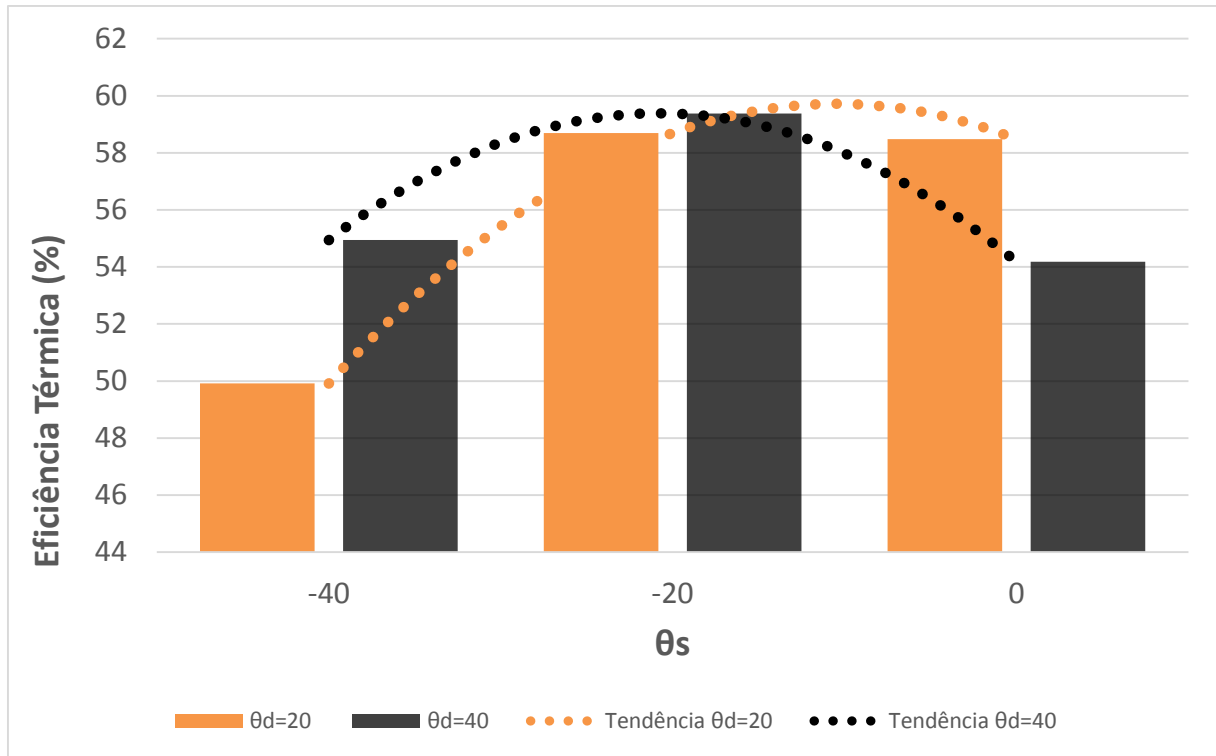


Figura 37 - Curva de tendência para eficiência térmica variando θ_s
Fonte: O autor

Nota-se que para todos os gráficos apresentados existe uma diferença significativa promovida pela mudança de duração da combustão. Para duração de combustão de 40 graus, percebe-se o ponto de maior eficiência para o início de combustão em torno de menos 20 graus. Já para a duração da combustão de 20 graus, nota-se um aumento significativo de rendimento para o início da combustão entre menos 20 e 0 graus.

Segundo Ferguson (1986), na prática, o melhor momento de ignição depende das características dos motores, porém é muito comum encontra-lo na faixa de menos 20 à menos 5 graus antes do ponto morto superior, onde os picos de pressão se encontrarão entre 12 e 18 graus após o ponto morto superior.

5 - CONCLUSÕES

Neste trabalho foi abordado o assunto de modelagem matemática de curvas de rendimento em motor de combustão interna do ciclo otto operando com gasolina e álcool como combustíveis. Foi determinado o efeito ocasionado sobre parâmetros de rendimento em função da mudança de combustível para uma ampla faixa de rotação do motor e da mudança do início e da duração da combustão.

As simulações tiveram como base o modelo de liberação finita de calor proposta por Ferguson (1986), no qual a adição de calor é especificada como uma função do ângulo da manivela do motor. Mediante a elaboração de um algoritmo de cálculo elaborado no *software* EES®, os resultados mostraram que, para motores da mesma geometria, o tipo do combustível (gasolina ou álcool) não afeta significativamente o rendimento do ciclo motor. As diferenças observadas na prática são atribuídas a fatores não considerados pelo modelo, tais como a adequação da razão de compressão ao tipo de combustível, ligada às suas características termoquímicas.

Outro resultado encontrado neste estudo é que existe um momento propício, em torno de 20 graus antes do ponto morto superior, na qual a combustão proporciona o maior rendimento térmico. A duração da adição de calor ao ciclo tem influencia na potência com uso de ambos os combustíveis, proporcionando nos casos simulados, uma diferença próxima de 0,4 kW quando a combustão passa de uma duração de vinte para quarenta graus com o início da combustão em vinte graus antes do ponto morto superior.

Este trabalho abre espaço para futuros estudos em motores de combustão interna, permitindo adaptar o mesmo modelo para verificar a influência da troca de calor na parede do cilindro durante o ciclo. Também permite variar outras características do motor, como o diâmetro do pistão, curso do motor, combustíveis alternativos, razão de compressão, entre outros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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

CALVITI, C. M. A. **Estudo do Processo de Desenvolvimento de Motores de Combustão Interna**. 2008. 200 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

CARVALHO, M. A. S. de. **Avaliação de um Motor de Combustão Interna Ciclo Otto Utilizando Diferentes Tipos de Combustíveis**. 2011. 168 f. Dissertação (Pós Graduação em Engenharia Industrial) – Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2011.

CONNOLLY, F. T.; YAGLE, A. E. Modeling and Identification of the Combustion Pressure Process in Internal Combustion Engines. **Mechanical Systems and Signal Processing**. Ann Arbor, n.8, p. 1-19, 1994.

FERGUSON, C. R. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. New York: J. Wiley & Sons, 1986.

HEYWOOD, J. B. **Introduction to internal combustion engines**. New York: McGraw-Hill, 1988.

KIM, J.; BAE, C.; KIM, G. Simulation on the Effect of the Combustion Parameters on the Piston Dynamics and Engine Performance Using the Wiebe Function in a Free Piston Engine. **Applied Energy**. n.107, p. 446-455, 2013.

MANAVELLA, J. H. **Controle integrado do motor: introdução aos sistemas de injeção, ignição eletrônica**. São Paulo: HM Autotrônica Publicações, 2003.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 3. ed. Porto: Publindústria Edições Técnicas, 2012.

NENO, L. O. G. **Desenvolvimento de um Protótipo de Simulação de um Motor HCCI**. 2009. Relatório de Iniciação Científica (Graduação em Engenharia Mecânica) – PUC Rio. Rio de Janeiro. 2009.

PARIOTIS, E. J.; KOSMADAKIS, G. M.; RAKOPOULOS, C. D. Comparative analysis of three simulation models applied on a motored internal combustion engine. **Energy Conversion and Management**. n. 60, p. 45-55, 2012.

PASSARINI, L C. **Projeto e análise de válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível: uma nova proposta**. 1993. 388 f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1993.

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

RAMACHANDRAN, S. Rapid Thermodynamic Simulation Model of an Internal Combustion Engine on Alternate Fuels. **IMECS**. 2009.

RIBEIRO, S. V. et al. Modelo de Previsão da Eficiência Volumétrica em Motores de Combustão Interna, Movidos a Gasolina e Álcool. **Revista Minerva**, Vol. 6, p. 229–223, 2009.

SHEHATA. M. S. Cylinder Pressure, Performance Parameters, Heat Release, Specific Heats Ratio and Duration of Combustion for Spark Ignition Engine. **Energy**. n. 35, p. 4710-4725, 2010.

TAGLIALATELA, F. et al. Determination of combustion parameters using engine crankshaft speed. **Mechanical Systems and Signal Processing**. n.38, 628-633, 2013.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1988. v. 1.

VINOKUROV, V. A. Modeling of Combustion Processes in Internal Combustion Engines. **Chemistry and Technology of Fuels and Oils**. v. 36, n. 6, 2000.

ZERVAS, E. Correlations between cycle-to-cycle variations and combustion parameters of a spark ignition engine. **Applied Thermal Engineering**. n. 24, 2073-2081, 2004.

APÊNDICE A – Leitura do código computacional do modelo de liberação finita de calor

"dP/dtheta"

FUNCTION fRK4(theta;P)

"Dados"

theta_s=0

theta_d=20

a=5

n=3

l=0,15

s=0,1

b=0,1

r=10

gamma=1,4

"Q_in=1800"

T1=25

P1=1

phi=1,1

etha_v=0,8584

PC=42500 "Gasolina"

"PC=27000 Etanol"

Rmca_est=0,06849 "Gasolina"

"Rmca_est=0,11123 Alcool"

"Subrotina do Q_in"

"Volume deslocado"

$V_d = \pi \cdot b^2 \cdot s / 4$

$\rho_m = \text{Density}(\text{Air}; T=T1; P=P1)$

$Rmca_real = \phi \cdot Rmca_est$

$m_ideal = \rho_m \cdot V_d$

$m_real = etha_v \cdot m_ideal$

$Q_in = (m_real \cdot PC \cdot Rmca_real) / (1 + Rmca_real) \cdot 1000$

"Expressões"

"Coeficiente de liberação de calor"

$x_b = 1 - \exp(-a \cdot ((\theta - \theta_s) / \theta_d)^n)$

"Curso"

$Y = 2 \cdot l / s$

"Volume"

$V_\theta = V_d / (r-1) + V_d / 2 \cdot (Y + 1 - \cos(\theta) - (Y^2 - \sin(\theta)^2)^{1/2})$

"dV/dtheta"

$dV_\theta = V_d / 2 \cdot \sin(\theta) \cdot (1 + \cos(\theta) \cdot (Y^2 - \sin(\theta)^2)^{-1/2})$

"dQ/dtheta"

$dQ_\theta = (n \cdot a \cdot Q_in / \theta_d \cdot (1 - x_b) \cdot ((\theta - \theta_s) / \theta_d)^{n-1}) / 100000$

```
IF (x_b<0) THEN
```

```
    dQ_theta:=0
```

```
fRK4:=-gamma*P/V_theta*dV_theta*pi#/180+(gamma-1)/V_theta*dQ_theta
```

```
ELSE
```

```
fRK4:=-gamma*P/V_theta*dV_theta*pi#/180+(gamma-1)/V_theta*dQ_theta
```

```
ENDIF
```

```
END
```

```
P=RK4(LowX;HighX;StepX;Y0)
```

```
LowX=-180
```

```
{lower limit of independent variable}
```

```
HighX=theta
```

```
{upper limit of independent variable}
```

```
StepX=0,1
```

```
{integration step size}
```

```
Y0=1
```

```
{initial value of dependent variable}
```

```
"Dados"
```

```
theta_s=0
```

```
theta_d=20
```

```
a=5
```

```
n=3
```

```
l=0,15
```

```
s=0,1
```

```
b=0,1
```

```
r=10
```

```
T1=25
```

```
P1=1
```

```
phi=1,1
```

```
etha_v=0,8584
```

```
PC=42500 "Gasolina"
```

```
Rmca_est=0,06849 "Gasolina"
```

```
"Rmca_est=0,11123 Alcool"
```

```
"Coeficiente de liberação de calor"
```

```
x_b=1-exp(-a*((theta-theta_s)/theta_d)^n)
```

```
"Curso"
```

```
Y=2*I/s
```

```
"Volume deslocado"
```

```
V_d=pi#/4*b^2*s
```

```
"Volume"
```


$$V_{\theta} = V_d / (r - 1) + V_d / 2 * (Y + 1 - \cos(\theta) - (Y^2 - \sin(\theta)^2)^{1/2})$$

"Subrotina do Q_in"

Rmca_real = phi * Rmca_est

m_ideal = rho_m * V_d

rho_m = Density(Air; T=T1; P=P1)

m_real = etha_v * m_ideal

Q_in = (m_real * PC * Rmca_real) / (1 + Rmca_real) * 1000