

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO

MODELAGEM DE PROCESSOS TERMODINÂMICOS NO MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA DE 4 TEMPOS OPERANDO SEGUNDO O
CICLO OTTO

FELIPE CARVALHO DA SILVA
VITÓRIA, 2009

FELIPE CARVALHO DA SILVA

**MODELAGEM DE PROCESSOS TERMODINÂMICOS NO MOTOR
DE COMBUSTÃO INTERNA DE 4 TEMPOS OPERANDO
SEGUNDO O CICLO OTTO**

Projeto de graduação submetido ao Corpo Docente de
Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade
Federal do Espírito Santo, como item necessário para
a obtenção da graduação em Engenharia Mecânica.

ORIENTAÇÃO : PROF. DR. JUAN SÉRGIO ROMERO SAENZ
VITÓRIA, 2009

FELIPE CARVALHO DA SILVA

MODELAGEM DE PROCESSOS TERMODINÂMICOS NO MOTOR
DE COMBUSTÃO INTERNA DE 4 TEMPOS OPERANDO
SEGUNDO O CICLO OTTO

Projeto de graduação submetido ao Corpo Docente de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico com Ênfase na Indústria do Petróleo e Gás.

Aprovada em 02 de Julho de 2009

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Juan Sérgio Romero Saenz - Orientador
Universidade Federal do Espírito Santo - UFES

Prof. Dr. Rogério Silveira de Queiroz - Membro Interno
Universidade Federal do Espírito Santo - UFES

Prof. Msc. Elias Antônio Dalvi - Membro Interno
Universidade Federal do Espírito Santo - UFES

”Alguns homens vêem as coisas como são, e dizem ‘Por quê?’
Eu sonho com as coisas que nunca foram e digo ‘Por que não?’ ”

(George Bernard Shaw)

Aos meus pais

Em especial minha família que sempre me apoiou nos meus estudos e me inspiraram.

E aos amigos que sempre estiveram comigo me apoiando.

Agradecimentos

Agradeço ao meu pai Selmo José da Silva e à minha mãe Lelia Suely Carvalho da Silva pelo incentivo e suporte para que eu pudesse continuar meus estudos, e o empenho em fazer de mim a melhor pessoa possível.

Ao prof. Dr. Juan Sérgio Romero Saenz pelo apoio e orientação para alcançar os objetivos deste trabalho.

Agradeço ao grande amigo da universidade Elias José Dalvi Kfuri que cursou todas disciplinas do curso comigo, e esteve ao meu lado durante os momentos de dificuldades e de conquistas.

Agradeço a minha irmã Christiane Laila Carvalho da Silva por se prontificar em me ajudar e tirar minhas dúvidas, mesmo ela estando no outro hemisfério do planeta.

Agradeço ao grande amigo Eduardo Devens Vidigal que compartilhou de muitas conquistas comigo dentro e fora na Universidade e se mostrou muito semelhante a mim e leal.

A Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), à FINEP (Financiadora de Estudos e Projetos) e ao Ministério da Ciência e Tecnologia pelo grande incentivo ao estudo e pesquisa dado ao instituir o Programa de Recursos Humanos na Universidade Federal do Espírito Santo.



Resumo

O objetivo principal deste projeto é modelar termodinamicamente e simular com eficácia um ciclo de funcionamento de um motor de combustão interna à centelha monocilíndrica de quatro - tempos, utilizando gasolina; além de, modelar e analisar os diferentes processos termodinâmicos referentes ao funcionamento do motor, considerando as perdas de calor por convecção dos gases e a fuga de massa no cilindro de combustão. Apresentou-se uma forma de modelar e interpretar problemas reais aplicados a ciclos termodinâmicos Otto, com base em propriedades termodinâmicas e dados pertinentes aos processos, em função do ângulo de giro do eixo motor. Essa análise possibilitou realizar muitos estudos a respeito dos efeitos da variação de parâmetros operacionais no desempenho do motor. Desta forma, com o presente conjunto de modelagens pode-se inferir a respeito da variação da velocidade de funcionamento do motor, a determinação do instante de início e duração da combustão, aos efeitos da taxa de compressão, aos efeitos da variação da pressão de admissão de gases e aos efeitos da taxa de equivalência no desempenho do motor. Este pesquisa é de suma importância em vista da atual necessidade de economia de combustíveis fósseis e de maximização de rendimento termodinâmico.

Palavras chave: Ciclo Otto, Modelagem Termodinâmica, Combustão Interna.

Abstract

The main goal of this project is modeling and effectively simulate thermodynamically a four stroke cycle of operation of a mono-cylinder internal combustion engine with spark combustion, using gasoline; besides, modeling and analyze the various thermodynamic processes related to the operation of the engine, considering its loss of heat by convection of gases and the mass escape in the combustion cylinder. It was provided a way to model and interpret real problems applied to Otto thermodynamic cycles based on thermodynamic properties and data relevant to the processes, depending on the crankshaft angle. This analysis has held many studies about the effects of operational parameter's variation on the engine's performance. Thus, with this set of models, it's possible to conclude about the change on the engine's speed, the spark timing, the combustion duration, the compression ratio, the inlet pressure variation and the equivalent ratio effects on the engine's performance. This research has a great importance because of the present need to save fossil fuels and maximize the thermodynamic yield.

Key words: Otto Cycle, Modeling Thermodynamics, Internal Combustion.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	18
2	MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS	20
2.1	Motivação: A Importancia da Análise de Motores de Combustão Interna	20
2.2	Objetivos	20
2.3	Aplicação na Indústria de Petróleo e Gás	21
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
3.1	Definição de Motor de Combustão Interna	23
3.2	Terminologia, Abreviações e Parâmetros Operacionais de Motores	24
3.3	O Ciclo de Quatro Tempos	25
3.4	Modelagens e Estudos Computacionais Anteriores	27
3.4.1	Efeitos da Definição do Início da Centelha	29
3.4.2	Efeitos da Taxa de Compressão	29
3.4.3	Efeitos da Velocidade de Funcionamento do Motor	30
3.4.4	Efeitos da Duração de Combustão	31
3.4.5	Efeitos da Pressão de Admissão	32
3.4.6	Efeito da Razão de Equivalência	32
4	MODELO MATEMÁTICO E DESCRIÇÃO DOS MÉTODOS	34
4.1	Descrição do Modelo	36
4.1.1	Simplificações Básicas	36
4.1.2	Análise do Ciclo de Ar-Padrão Otto	37

4.1.3	Modelagem da Etapa de Admissão	39
4.1.4	Modelagem do Volume do Cilindro de Combustão	41
4.1.5	Modelagem da Fração de Queima do Combustível	42
4.1.6	Modelagem da Perda de Massa no Ciclo	43
4.1.7	Análise do Ciclo pela Adição de Calor	43
4.1.8	Modelagem da Exaustão dos Gases	52
4.1.9	Modelagem da Eficiência	53
4.1.10	Critério de Cálculo do Erro	56
4.2	Escopo do programa	56
4.2.1	Programa Principal	56
4.2.2	Subrotina IntankeExhaust	57
4.2.3	Subrotina Auxlry	57
4.2.4	Subrotina Tinitl	57
4.2.5	Subrotina Farg	57
4.2.6	Subrotina Ecp	58
4.2.7	Subrotina Dverk	58
4.2.8	Subrotina NewtonCotes	58
4.2.9	Subrotina GaussJ	58
4.2.10	Função Evaluate	59
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	60
5.1	Validação do Programa	60
5.2	Resultados dos Exemplos Numéricos	69
5.2.1	Efeitos da Velocidade de Funcionamento do Motor	69
5.2.2	Efeitos da Definição do Início da Centelha e da Duração da Combustão	72
5.2.3	Efeitos da Taxa de Compressão e da Duração de Combustão	74
5.2.4	Efeito da Variação da Pressão de Admissão	76
5.2.5	Efeito da Taxa de Equivalência	77
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSIÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS	79

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83
-----------------------------------	-----------

A Arquivo de Saída do Algoritmo Desenvolvido	87
---	-----------

Lista de Figuras

3.1	Ciclo 4 tempos IC. a)Admissão. b)Compressão. c)Combustão. d)Expansão. e,f)Escape	27
4.1	Diagrama indicador p-v caracterizando as etapas do ciclo de 4 tempos de IC.	40
4.2	Geometria e nomenclatura de motores alternativos pistão-cilindro [18]	42
5.1	Diagrama $p-v$. (a)Modelado com os dados de saída.(b)Com dado experimental[18] . .	61
5.2	Curva de Pressão no ciclo.(a)Na presente modelagem.(b)Com dado experimental[17] .	61
5.3	Curva de fração de massa queimada. (a)Modelada. (b)Curva experimental[17]	62
5.4	Curva de Temperatura dos gases. (a)Modelada. (b)Figura publicada [18]	62
5.5	Curva da Perda de calor. (a)Pela presente modelagem. (b)Figura publicada [11] . . .	63
5.6	Entalpia dos gases perdidos. (a)Na presente modelagem. (b)Figura publicada [11] .	63
5.7	Trabalho acumulado no ciclo. (a)Na presente modelagem. (b)Figura publicada [11] .	66
5.8	Comparação entre valores experimentais e simulados de η/η_{Otto}	67
5.9	Comparação entre valores experimentais e simulados da PME de diferentes ciclos. . .	68
5.10	Curva de eficiência do ciclo em função da velocidade para diferentes r	71
5.11	Curva de eficiência térmica do ciclo em função da taxa de compressão para diferentes ω	72
5.12	Curva da eficiência em função do ângulo de início da combustão.	73
5.13	Curva da T_{ex} dos gases em função do ângulo de início da combustão.	73
5.14	Curvas de eficiências térmicas para diferentes durações de chama.	75
5.15	Curva da temperatura média de exaustão dos gases em função da taxa de compressão. .	75
5.16	Diagramas pressão x volume para diferentes pressões de admissão.	76
5.17	Relação entre pressão média efetiva e pressão de admissão.	77
5.18	Comportamento da T_{ex} com relação à razão de equivalência.	78

A.1	Layout do arquivo de saída principal- 1ª parte	87
A.2	Layout do arquivo de saída principal- 2ª parte	88

Lista de Tabelas

5.1	Valores de ensaios experimentais usados na validação	66
5.2	Valores a serem comparados com os do ensaio experimental apresentado	67
5.3	Valores de entrada utilizados nos seguintes exemplos numéricos	70

Lista de Símbolos

Letras Latinas:

a - raio de deslocamento paralelo da manivela

a_c - energia disponível de combustão

A_b - área em contato dos gases queimados com as paredes do cilindro

A_u - área em contato dos gases não queimados com as paredes do cilindro

b - diâmetro do pistão

C - coeficiente de "blowby"

c_p - calor específico a pressão constante

c_{pb} - calor específico dos gases queimados a pressão constante

c_{pu} - calor específico dos gases não queimados a pressão constante

c_v - calor específico a volume constante

E - energia

f - fração residual de massa ao final da exaustão

F_s - a relação estequiométrica combustível-ar em massa

h - coeficiente de convecção

h - entalpia específica

h_b - entalpia específica dos gases queimados

h_l - entalpia específica dos gases perdidos

h_u - entalpia específica dos gases não queimados

H_l - entalpia dos gases perdidos

k - razão entre calores específicos

l - comprimento da biela

m - massa

m_f - massa de combustível entrando no volume de controle

m_L - massa dos gases perdidos
 m_3 - massa na saída do volume de controle
 P - pressão
 P_0 - pressão no estado termodinâmico zero
 P_1 - pressão no estado termodinâmico um
 P_2 - pressão no estado termodinâmico dois
 P_3 - pressão no estado termodinâmico três
 P_4 - pressão no estado termodinâmico quatro
 P_5 - pressão no estado termodinâmico cinco
 P_6 - pressão no estado termodinâmico seis
 Q - calor trocado
 Q_b - calor trocado pelos gases queimados
 Q_l - calor trocado pelos gases perdidos no "blowby"
 Q_u - calor trocado pelos gases não queimados
 $Q_{v.c.}$ - calor trocado pelo volume de controle
 r - taxa de compressão
 s - distância entre o eixo da manivela e o eixo do pino do pistão
 s - entropia específica
 s_u - entropia específica dos gases não queimados
 S - curso do pistão
 T - temperatura absoluta
 T_0 - temperatura absoluta dos gases no estado zero
 T_1 - temperatura absoluta dos gases no estado um
 T_2 - temperatura absoluta dos gases no estado dois
 T_3 - temperatura absoluta dos gases no estado três
 T_4 - temperatura absoluta dos gases no estado quatro
 T_5 - temperatura absoluta dos gases no estado cinco
 T_6 - temperatura absoluta dos gases no estado seis
 T_b - temperatura absoluta dos gases queimados
 T_{ex} - temperatura média de exaustão dos gases

T_u - temperatura absoluta dos gases não queimados

T_w - temperatura interna da parede do cilindro de combustão

u - energia interna por unidade de massa

u_b - energia interna por unidade de massa para os gases queimados

u_u - energia interna por unidade de massa para os gases não queimados

v - volume específico dos gases

V - volume

v_b - volume específico dos gases queimados

v_u - volume específico dos gases não queimados

v_r - volume relativo

V_c - volume morto

V_d - volume de deslocamento do pistão

W_{ciclo} - trabalho realizado no ciclo

W_{mn} - trabalho realizado durante o processo termodinâmico do estado m ao estado n

$w_{V.c.}$ - trabalho por unidade de massa realizado pelo sistema

$W_{v.c.}$ - trabalho realizado pelo sistema

x - fração de calor liberado

Z - razão entre o comprimento da biela e o raio de deslocamento paralelo da manivela

Símbolos Gregos:

η - rendimento térmico

η_{bo} - eficiência de retenção de massa no "blow-out"

η_v - eficiência volumétrica

ξ_{bo} - fração da queda de pressão ideal no "blow-out"

ξ_{ex} - coeficiente de incremento de pressão na exaustão enquanto ocorre a subida do pistão

ϕ - taxa de equivalência

ω - velocidade angular de giro do virabrequim

π_{ad} - razão de pressões de estagnação na admissão

π_{bo} - fração da queda de pressão ideal no "blow-out"

π_{ex} - razão de pressões de estagnação na exaustão da pressão

θ - ângulo de giro do virabrequim

θ_b - ângulo de giro do virabrequim referente ao período total de duração da combustão

θ_s - ângulo de início da queima de combustível

τ - razão de temperaturas de estagnação

τ_{ad} - razão de temperaturas de estagnação na admissão

τ_{bo} - razão de temperaturas de estagnação no "blow-out"

ε_1 - erro na conservação da massa

ε_2 - erro na conservação da energia

Lista de Abreviaturas e Siglas:

A/F - Razão Ar-Combustível

F/A - Razão Combustível-Ar

IC - Ignição por Centelha

PME - Pressão Média Efetiva

PMI - Ponto Morto Inferior

PMS - Ponto Morto Superior

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

As análises de ciclos termodinâmicos de motores de combustão interna são amplamente utilizadas na indústria e em pesquisas acadêmicas como técnica de quantificar características operacionais destes motores. Uma variável bastante útil a ser estimada é a pressão interna do cilindro de combustão, pois pode informar muito com relação ao processo de combustão. Como o motor funciona com base no movimento do cilindro de combustão, o qual se encontra acoplado a diversos mecanismos que o movimentam, então, faz-se necessária uma abordagem dos fenômenos ocorridos durante o conjunto dos processos termodinâmicos em função de intervalos de ângulo de giro do eixo motor.

No capítulo 2, as motivações e aplicabilidades do presente projeto, principalmente na indústria de petróleo, serão melhor aprofundadas. Os objetivos serão detalhados de forma que o leitor deste presente trabalho identifique, com clareza, cada análise proposta ao longo dos diversos subcapítulos do texto.

Um estudo e um levantamento de dados e de características funcionais de motores de combustão interna será apresentado no capítulo 3, de maneira objetiva, para o melhor entendimento dos parâmetros e conceitos posteriormente comentados neste trabalho. Ainda neste capítulo, as teorias e conclusões interessantes ao presente estudo, provenientes de pesquisadores serão apresentadas.

O capítulo 4 é o que possui maior desenvolvimento teórico e, no qual serão apresentadas as características de desenvolvimento e de funcionamento do algoritmo proposto. Serão apresentadas as modelagens utilizadas nos diversos processos termodinâmicos com as simplificações

básicas e o equacionamento proposto.

No seguinte capítulo, a validação para o programa ora implementado é efetuada e discutida para cada variável de saída proposta. Diversos exemplos numéricos são realizados com o intuito de simular o comportamento de variáveis específicas e indicadores de performance do motor com relação a variação de demais parâmetros. Por fim, são feitas considerações finais e proposições de trabalhos futuros.

Capítulo 2

MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

2.1 Motivação: A Importancia da Análise de Motores de Combustão Interna

Atualmente, com o aumento da demanda por combustíveis fósseis, tem-se, cada vez mais, a necessidade de maximizar o rendimento termodinâmico e de quantificar as perdas de calor nos ciclos termodinâmicos que utilizem combustíveis derivados da indústria petrolífera. Para alcançar tal objetivo, existe a necessidade de se modelar o efeito da convecção, da perda de massa ("blowby") dentro do cilindro do motor e do avanço do início da centelha que desencadeará a combustão, assim como a necessidade de modelar e simular computacionalmente todos os processos inerentes às etapas do ciclo termodinâmico. Faz-se necessária a análise mais realística do ciclo termodinâmico, considerando e analisando as influências as quais provocam perdas energéticas.

2.2 Objetivos

O objetivo principal deste projeto é modelar termodinamicamente e simular com eficácia um ciclo de funcionamento de um motor de combustão interna à centelha monocilíndrico de quatro - tempos, utilizando gasolina. Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Implementar a modelagem em programação estruturada a qual seja capaz de retornar os

seguintes dados: volume do cilindro, fração de combustível queimado, pressão, temperatura dos gases queimados, temperaturas dos gases não queimados, trabalho transferido ao pistão, calor perdido, massa de gases dentro do cilindro, entalpia dos gases perdidos no "blowby", todos em função do ângulo de giro do virabrequim ao longo do ciclo.

- Estimar a pressão média efetiva e o rendimento térmico total desenvolvido ao longo deste ciclo.
- Validar o desenvolvimento do programa fazendo-se gráficos e diagramas baseados em testes experimentais e exemplos computacionais anteriores. A prioridade é efetuar a validação de cada parâmetro de saída do programa simulador desenvolvido de maneira separada.
- Desenvolver, utilizando de gráficos obtidos a partir de simulações efetuadas no algoritmo desenvolvido, um conjunto de estudos com respeito aos efeitos da definição do início de centelha, da variação da taxa de compressão, da variação da velocidade de funcionamento do motor, da duração da combustão, da variação da pressão de admissão e da variação da razão de equivalência no desempenho do ciclo termodinâmico.
- Relacionar as perdas de calor e de massa ("blowby") modelados com os comportamentos observados nos exemplos numéricos.

2.3 Aplicação na Indústria de Petróleo e Gás

O progresso das tecnologias computacionais aplicadas ao estudo da combustão nos últimos 50 anos foi expressivo. Um conjunto de tipos de modelos computacionais mais comuns à maioria dos sistemas de modelagem são os modelos os quais consideram efeitos de fluidodinâmica, de cinética química, de turbulência e/ou de transferência de calor. Junto ao crescimento destas tecnologias, perceberam-se, neste período, súbitos avanços na capacidade de simulação. A integração de submodelos em sistemas de modelagem de ignição, seja por centelha, por compressão de mistura ar-combustível, por carga homogênea ou carga estratificada [1], é realizada atualmente com sucesso na busca de analisar realisticamente os fenômenos de combustão em

motores de combustão interna.

Atualmente, o estado de simulação termodinâmica é exemplificado pela aplicação de métodos de elementos finitos e pela metodologia de modelagem fluidodinâmica paramétrica que fornece visualização tridimensional das chamas, até mesmo em regime de turbulência, seja em regime transiente, ou em regime permanente. As análises numéricas completas e simulações de dispositivos de combustão de derivados de combustíveis fósseis são promissores e cruciais para indústria do petróleo e gás.

A modelagem e simulação numérica adequada do ciclo termodinâmico envolvido, considerando todas as etapas pertinentes dos diferentes processos termodinâmicos, quantifica as perdas de maneira coerente e associa cada parâmetro do ciclo, seja taxa de compressão, razão de corte ou dados geométricos do motor, com relação às melhores condições de regime do motor [2].

Essa otimização do funcionamento de motores de combustão interna é ideal para a economia em vista desta escassez dos combustíveis derivados do petróleo e da necessidade de redução dos níveis de emissão de poluentes gasosos. São vantagens as quais a simulação computacional paramétrica apresentam atualmente:

- A possibilidade da realização rápida de diversos testes;
- Auxiliar na determinação de características de projetos práticos;
- Economia no uso de material necessário para efetuar testes.

Com o advento da simulação computacional, torna-se possível economizar recursos, por possibilitar que se simule computacionalmente, ao invés de construir protótipos cujos custos operacionais seriam superiores ao custo da simulação paramétrica. Além do fato de que muitos dos resultados provenientes de ensaios experimentais de motores de menor tamanho, não possam ser extrapolados seguramente, de maneira análoga, para os motores maiores. [3]

Capítulo 3

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Definição de Motor de Combustão Interna

De acordo com *Shapiro e Moran* [4], define-se motores térmicos como máquinas que fornecem uma transferência líquida sob a forma de trabalho para a vizinhança durante cada retorno realizado. Do ponto de vista termodinâmico, *Van Wylen et al* [5], definem motor térmico como um sistema que opera, realizando um trabalho líquido positivo, segundo um ciclo e trocando um calor líquido positivo, a custa de transferência de calor de um corpo em temperatura elevada para um corpo em temperatura baixa. Um conceito mais abrangente e de alta aceitação consiste na denominação de máquina térmica como todos os dispositivos os quais fornecem trabalho utilizando-se da troca de calor ou combustão, independente do dispositivo trabalhar conforme ciclos. O motor de combustão interna é exemplo de um sistema de potência em que a denominação de motor térmico é amplamente utilizada.

Nos motores de combustão interna o combustível e o ar necessário à combustão, se misturam, realizando a queima dentro do próprio motor. Após a queima, existe a liberação da energia calorífica a qual eleva a temperatura da mistura fazendo com que os gases se expandam e, assim, realizando trabalho mecânico. Essa mistura que compõe o fluido de trabalho passa por reações químicas durante a combustão, variando de mistura ar-combustível a produtos da combustão.

Para analisar os motores de combustão interna, é vantajoso conceber ciclos fechados que se aproximam dos ciclos abertos. Uma das aproximações é o ciclo padrão de ar. Como exemplos

de ciclos padrões de ar têm-se: ciclo padrão de Carnot, ciclo padrão de Diesel e o ciclo padrão de Otto.[5]

Os motores alternativos são classificados ainda de acordo com seu tipo de ignição, podem ser por centelha ou por compressão. Nos motores de ignição por compressão a combustão ocorre à pressão constante (ciclo Diesel) enquanto, para os motores de ignição por centelha, a combustão acontece a volume constante (ciclo Otto).

O nome "motores de combustão interna" aplica-se aos motores do tipo alternativos comumente usados em automóveis, muito embora a maioria das turbinas a gás sejam motores de combustão interna também. Estes motores alternativos se diferem das outras instalações de potência pois os processos ocorrem dentro de arranjos cilindro pistão com movimentos alternativos ao invés de uma série de componentes diferentes interligados.

Os motores de ignição por centelha são mais vantajosos para uso em automóveis devido ao seu relativo baixo custo e leveza. Os motores com ignição por compressão são normalmente preferidos para aplicações em que se necessita de economia de combustível e potência relativamente alta, geralmente, caminhões pesados, ônibus, navios e locomotivas.

3.2 Terminologia, Abreviações e Parâmetros Operacionais de Motores

Alguns dos principais componentes dos MCI alternativos: [6]

- **Eixo Virabrequim:** Eixo rotativo que transmite o trabalho de saída do motor para os componentes mecânicos externos. É conectado ao bloco de motor com os mancais de rolamentos. É girado pelos pistões alternativos através das bielas conectadas ao eixo de manivelas.
- **Cilindros:** local onde os pistões alternativos se movem. Devido à sua aplicação, as paredes do cilindro possuem alto acabamento superficial.
- **Câmara de combustão:** extremidade entre a cabeça do cilindro e o pistão, onde ocorre a combustão. O tamanho da câmara de combustão muda continuamente de um volume mínimo quando o pistão estiver no PMS a um máximo quando o pistão estiver em PMI.

Os seguintes termos e abreviações [7] são geralmente empregados nas literaturas referente à motores e será utilizada no presente trabalho:

O calibre (B) do cilindro é o seu diâmetro, que pode ser aproximado pelo diâmetro da face do pistão devido à baixa tolerância de fabricação. Quando o pistão está numa posição onde o volume do cilindro é o mínimo, diz-se que o pistão está no ponto morto superior (PMS). Superior por causa que essa posição fica no topo da maioria dos motores e, morto, porque é onde o pistão para instantaneamente. Este volume mínimo é chamado de volume morto (V_c).

Quando o pistão se move até o volume máximo do cilindro, ele encontra-se no ponto morto inferior (PMI). O curso (S) é a distância que o pistão se move de um extremo ao outro: PMS à PMI. A taxa de compressão (r) é definida como o volume no ponto inferior dividido pelo volume no ponto superior. Volume de deslocamento (V_d) é o volume deslocado pelo pistão quando ele se movimenta o equivalente ao curso.

Razão Ar-Combustível (A/F): Razão de massa de ar em relação a massa de combustível que entra no motor. Razão Combustível-Ar (F/A): Razão de massa de combustível em relação a massa de ar que entra no motor.

Razão de Equivalência (ϕ): Este parâmetro é importante na estimativa da eficiência do processo de combustão e afeta diretamente a performance do motor. É a razão de combustível-ar no motor dividido pela razão combustível-ar associada com a combustão estequiométrica.[3]

$$\phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{real}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{estequiométrica}} \quad (3.1)$$

Perda de massa ("Blowby"): Perdas que ocorrem devido a fuga de parte dos gases pelas folgas dos anéis do pistão, fazendo com que se perca desempenho do motor, contamine o óleo lubrificante e aumente a pressão do cárter do motor, com o tempo.

3.3 O Ciclo de Quatro Tempos

Em um motor de combustão interna de quatro tempos, o pistão executa quatro cursos distintos dentro do cilindro, para cada duas rotações do eixo de manivelas. A maioria dos motores de combustão interna, tanto de ignição por centelha e de ignição por compressão, operam em

algum ciclo de quatro tempos ou um ciclo de dois tempos. Estes ciclos básicos são bastante semelhantes para todos os motores, com apenas ligeiras variações encontradas em diferentes modelos. [4] [7]

O ciclo de quatro tempos para motores de ignição por centelha possui as seguintes etapas:

1. Primeiro Curso (Curso de Admissão ou de Indução): O êmbolo viaja do PMS ao PMI com a válvula de admissão aberta e válvula de escape fechada. Isso cria um aumento no volume na câmara de combustão, que, por sua vez, gera uma diminuição de pressão. O diferencial de pressão resultante através do sistema de admissão faz com que o ar seja conduzido ao cilindro. Como o ar passa através do sistema de admissão, o combustível é adicionado a ele na quantidade desejada com o uso de injetores de combustível ou de um carburador.

2. Segundo Curso (Curso de Compressão): Quando o pistão atinge o PMI, a válvula de admissão fecha e o pistão volta para o PMS com todas as válvulas fechadas. Este, comprime a mistura ar-combustível, aumentando simultaneamente a pressão e a temperatura no cilindro. Isto comprime a mistura ar-combustível, elevando a pressão e a temperatura no cilindro. Perto do fim do curso de compressão, tem-se o início da ignição e a combustão é iniciada.

3. Combustão: A mistura ar-combustível combustiona numa fração curta de tempo, mas ocorre próxima ao PMS de forma que ocorre quase a volume constante. Ela começa perto do final do curso de compressão. A Combustão altera a composição da mistura de gases para a dos produtos de combustão e aumenta a temperatura no cilindro de maneira acentuada. Esta, por sua vez, aumenta a pressão no cilindro para um alto valor de pico.

4. Terceiro Curso (Expansão): Com todas as válvulas fechadas, a alta pressão criada pelo processo de combustão empurra o pistão, afastando-no do PMS. Este é o curso que produz o trabalho de saída do ciclo do motor. Como o pistão viaja do PMS para o PMI, o volume do cilindro eleva, acarretando queda de pressão e de temperatura.

5. Quarto Curso (Exaustão): O pistão executa um curso de escape no qual os gases queimados são expulsos do cilindro através da válvula de escape aberta. Quando o pistão atinge PMI, o cilindro ainda está cheio de gases com pressão próxima a da pressão atmosférica. Com a válvula de escape ainda aberta, o pistão agora se movimenta do PMI para o PMS. Isso empurra a maioria dos gases restantes para fora do cilindro no sistema de escape com pressão próxima a da atmosférica, deixando apenas aprisionado volume morto (V_c) quando o pistão atinge PMS.

Perto do final do escape, a válvula de admissão se abre e a válvula de escape começa a fechar, de forma que este período em que ambas as válvulas de admissão e válvula de escape são abertas é chamado de período de sobreposição de válvulas.

Um esquema [7] com os principais processos do ciclo de quatro tempos IC pode ser visualizado na figura 3.1:

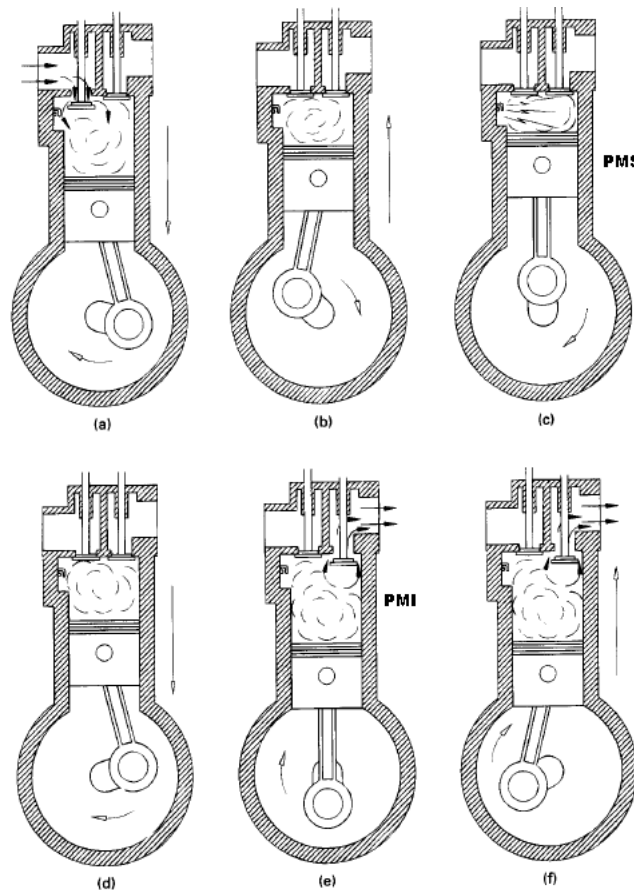


Figura 3.1: Ciclo 4 tempos IC. a)Admissão. b)Compressão. c)Combustão. d)Expansão. e,f)Escape

3.4 Modelagens e Estudos Computacionais Anteriores

Uma série de conquistas tem sido feita no intuito de simular processos termodinâmicos em motores de combustão interna. *Ghatak e Chakraborty* [8] analisaram os efeitos das irreversibilidades e da variação termal das propriedades do fluido de trabalho em motores de combustão interna. *Chen et al* [9] simulou termodinamicamente o ciclo Otto com transferência de calor

considerando o calor específico variável com a temperatura. *Wang* [10] estudou o efeito do atrito no ciclo Diesel. *Buttsworth* [11] desenvolveu rotinas computacionais essencialmente baseado nas modelagens e estudos de motores de ignição interna por faísca apresentados por *Ferguson* [12], ambos baseados na análise do ciclo por resolução de equações diferenciais. *Chen et al* [13], analisou um ciclo de ar-padrão Otto irreversível, utilizando de termodinâmica de tempo-finito, considerando e analisando o efeito do atrito o qual se calculou a partir da velocidade média do pistão. Outra análise com relação à performance de um ciclo Otto foi realizada por *Chih Wu et al* [14] na qual buscou-se determinar a variação da eficiência e da pressão média efetiva do ciclo com relação a sobre-alimentação de combustível e a diminuição do processo de compressão. Uma abordagem diferente de análise da performance do ciclo, cujo objetivo baseia-se na caracterização da quantidade de calor perdido como percentual da energia disponível do combustível, foi realizada por *Ozsoysal* [15]. Simulações avançadas são pouco realizadas no Brasil. Dentre elas, destaca-se, por exemplo, o trabalho de "Modelagem e Simulação Termodinâmica do Desempenho Ciclo Dual com Transferência de Calor e Análise da Taxa de Compressão"[2], utilizando-se de modelagem por equações diferenciais e de Método Numérico de resolução de sistema de EDO (Equações Diferenciais Ordinárias) desenvolvido em programação estruturada. Destaca-se, também, o projeto de motor de combustão interna veicular de extra-baixo consumo proposto por *Gonçalves P. M. F.* [16] no qual utiliza-se de programa computacional comercial para resolução de problemas via métodos de elementos finitos. Em suma, relativamente poucas pesquisas foram conduzidas nas áreas de desenvolvimento e de aplicação de modelos termodinâmicos os quais auxiliem na simulação de motores térmicos ao estimar parâmetros relacionados ao desempenho do motor, com a devida precisão necessária. Modelos termodinâmicos para motores de ignição a centelha foram desenvolvidos no passado, porém, poucas pesquisas aplicam o uso desses modelos considerando a existência da perda de calor convectiva interna ao cilindro de combustão, a perda de massa ("Blowby"), a variação do calor específico do combustível e os efeitos das diversas irreversibilidades.

3.4.1 Efeitos da Definição do Início da Centelha

Com relação aos detalhes importantes observados em estudos passados, considerando os efeitos importantes para a determinação do tempo otimizado de início e de duração da centelha, tem-se as seguintes conclusões:

Segundo *Benjamin R. B.* [17]:

- A análise por taxa de queima é utilizada, principalmente, para determinar ângulos de queima para a gasolina em motores e os valores de calor líquido liberado real são geralmente cerca de 15% mais baixos do que os valores brutos.
- Essa análise por liberação de Calor é mais comumente utilizada em motores diesel e, dela, resultam os valores de energia liberada em valores absolutos, geralmente em *Joules/grau*.
- A precisão exigida na determinação do início da queima de combustível depende da aplicação. As experiências laboratoriais exigem alta precisão, mas para o desenvolvimento de rotinas para prever os efeitos desse parâmetro no ciclo, a coerência e repetibilidade dos valores são mais importantes.

Segundo *Ferguson* [12]:

- O valor ótimo de ângulo de avanço de ignição aumenta com o aumento da duração da combustão e com o aumento da velocidade de rotação do virabrequim.

Segundo *Pulkrabek, W. W* [7]:

- O tempo de injeção de mistura ar-combustível é correspondente a cerca de 20° de giro do virabrequim, começando a cerca de 15° antes do PMS e terminando a cerca de 5° após o PMS. O atraso da ignição é um problema constante, assim, para rotações mais elevadas, a injeção deve ser começada ligeiramente mais cedo no ciclo.

3.4.2 Efeitos da Taxa de Compressão

São fatores importantes para análise prévia de projeto de motores de combustão observados com relação a taxa de compressão:

Segundo *Van Wylen et al* [5]:

- Da análise do ciclo Otto, tem-se que o aumento da taxa de compressão ocasiona o aumento no rendimento do ciclo, o que também ocorre para o motor real mesmo que os rendimentos do ciclo Otto possam diferir muito com relação aos rendimentos de motores reais.

Segundo *Heywood* [18]:

- Os valores típicos da taxa de compressão são: $r = 8$ à 12 para os motores de ignição por centelha e $r = 12$ à 24 para os motores de ignição por compressão;
- $B/l = 0,8$ à $1,2$ para os motores de tamanho pequeno e médio, diminuindo a aproximadamente $0,5$ para os grandes motores de baixa velocidade e de ignição por compressão;

Segundo *Pathak* [19]:

- Ao aumentar a taxa de compressão, aumenta o percentual de perda de calor, devido ao aumento global das temperaturas do cilindro e à ocorrência da combustão mais próxima do PMS.
- Aproximar a localização da ponta da vela de ignição para o centro reduz percentualmente as perdas de calor, uma vez que diminui o caminho percorrido pela chama e, conseqüentemente, reduz a duração da combustão.

Segundo *Ferguson* [12]:

- Para o ciclo Otto, a eficiência térmica do ciclo e a pressão média efetiva do ciclo crescem, ambas, com o aumento da taxa de compressão.

3.4.3 Efeitos da Velocidade de Funcionamento do Motor

Influência da velocidade de rotação do eixo foram verificadas e conclusões baseadas em publicações destacadas:

Segundo *Pathak, D.* [19]:

- Com o aumento da velocidade de rotação desenvolvida pelo motor, diminui-se o tempo disponível entre a ocorrência e conclusão da combustão. Desta forma, os produtos da combustão possuem menos tempo para transmitir sua energia para as vizinhanças, ocasionando menores perdas de calor.

Segundo *Pulkrabek, W. W.* [7]:

- A velocidade média do pistão para os motores, em geral, serão normalmente na faixa de 5 a 15 m/s (15 a 50 pés/s), sendo os grandes motores ciclo Diesel correspondendo às menores dessas velocidades e motores de combustão à centelha de alta performance correspondendo aos maiores valores deste intervalo.
- Os motivos limitantes dessa velocidade são:
 - A existência de um limite seguro no qual os componentes do motor devem trabalhar devido a fatores de resistência desses materiais.
 - O fluxo de gases entrando e saindo dos cilindros. Grandes fluxos exigiriam válvulas mais largas.

3.4.4 Efeitos da Duração de Combustão

Aspectos importantes relacionados com a duração e velocidade de chama:

Segundo *Pathak, D.* [19]:

- O aumento da duração da combustão, ou diminuição da velocidade de propagação da chama provoca um aumento de perda de calor, uma vez que os produtos da combustão possuem mais tempo para perder energia para a vizinhança. Este efeito é predominante quando o motor opera em menores velocidades, provavelmente por causa de menor turbulência no interior do cilindro nesta condição.

Segundo *Pulkrabek, W. W.* [7]:

- É desejável diminuir a duração da combustão, sem que se tenha uma instantânea reação a volume constante (detonação).

- A duração da combustão é de aproximadamente 40° a 50° da rotação do motor, correspondendo a muito mais tempo do que os 20° da injeção. Isto é porque algumas partículas do combustível levam um bom tempo para se misturar e combustionar, de forma que permanecem bastante no ciclo de potência.

3.4.5 Efeitos da Pressão de Admissão

São considerações importantes com relação ao cálculo da PME e da influência da pressão de admissão da mistura ar-combustível:

Segundo *Benjamin R. B.* [17]:

- Parâmetros de muito interesse em análise de desempenho de um ciclo de motor a quatro-tempos inclui a magnitude e o ângulo de ocorrência da pressão máxima do ciclo. Nota-se que as medições de pressão podem fornecer informações com relação à fase da combustão, a detonação, ajuste de pressão de admissão e de exaustão e com relação à eficiência térmica do ciclo.
- Erros de período de integração podem ocorrer e causar erros relativamente pequenos no valor da PME.

Segundo *Pulkrabek, W. W.* [7]:

- Motor com turbocompressores pode ter pressão de admissão maior do que a pressão de exaustão, fornecendo, então, um trabalho positivo à bomba. A sobrealimentação ocasionará o aumento do trabalho líquido acumulado, mas acrescentará o atrito ao trabalho do motor, já que os gases são impulsionados pelo virabrequim.

3.4.6 Efeito da Razão de Equivalência

São informações importantes revisadas de trabalhos científicos com relação aos efeitos e limitações da razão de equivalência (ϕ) no ciclo:

Segundo *Pathak, D.* [19]:

- O percentual de perdas de calor aumenta quando a mistura é enriquecida, sendo o seu pico em misturas próximas da estequiométrica ($\phi = 0,8$ a $1,0$) por causa da maior energia

térmica liberada. Esta situação muda drasticamente quando tem-se uma mistura mais rica do que na estequiométrica ($\phi > 1,0$) por causa da combustão pobre.

Segundo *Pulkrabek, W. W.* [7]:

- A razão estequiométrica ar-combustível para muitos tipos de motores a gasolina é próxima a 15:1, com a combustão sendo possível para valores no intervalo de 6 a 19. A razão ar-combustível menor que 6 é muito rica para sustentar a combustão e, se for maior que 19, será muito pobre.

Segundo *Brunt et al* [20]:

- A razão entre calores específicos (k) é também dependente da razão de equivalência. O efeito de ignorar esse termo acarretaria um erro de variação de k em $\pm 0,015$, para o intervalo $0,8 < \phi < 1,2$.

Segundo *Benjamin R. B.* [17]:

- A temperatura da superfície interna do cilindro de combustão pode ser estimada em função da razão de equivalência, para se fazer os cálculos de transferência de calor. Uma técnica de estimá-la é determinada da seguinte forma:

$$T_w = 400K \quad \text{para} \quad \phi < 0,833$$

$$T_w = 425K \quad \text{para} \quad 0,833 < \phi < 0,9$$

$$T_w = 450K \quad \text{para} \quad 0,9 < \phi$$

Capítulo 4

MODELO MATEMÁTICO E DESCRIÇÃO DOS MÉTODOS

Neste presente trabalho, será desenvolvido um modelo termodinâmico conhecido como modelo zero-dimensional de um motor de combustão interna operando segundo um ciclo de quatro-tempos, para um único cilindro de combustão, utilizando hidrocarboneto [12] com composição (C_7H_{17}). Aqui fez-se a análise de um ciclo no qual combustível e o ar são induzidos através da válvula de admissão. A mistura dos gases dentro do volume de controle é admitida como perfeita, ou seja, um reator homogêneo. "Este tipo de modelagem é conhecida como Modelo Zero-Dimensional, pois a única dimensão do problema proposto é o tempo, uma vez que não são considerados os gradientes de quaisquer variáveis (frações mássicas, pressão, temperatura ou densidade)."[21]

A análise realizada pelo programa ocorre desde o início do processo de admissão de combustível no cilindro, o qual corresponde aos primeiros 180° de giro do virabrequim, até o final da etapa de exaustão, a qual corresponderá aos processos ocorridos nos últimos 180° de giro do ciclo. O ciclo completo para o motor de quatro tempos corresponde a 720° . Nestes dois processos mencionados serão empregados modelos algébricos e, nos processos intermediários, correspondentes à compressão, transferência de calor e expansão serão utilizados modelos obtidos a partir de sistema de equações diferenciais.

Os dados de entrada do algoritmo são: taxa de compressão (r), diâmetro do pistão (b), curso da manivela (S), razão entre comprimento de manivela e biela (a/l), velocidade angular do

eixo motor (ω), coeficiente de transferência de calor (h), coeficiente de "blowby" (C), ângulo de duração da queima (θ_b), ângulo de atraso do início da combustão (θ_s), taxa de equivalência (ϕ), fração residual de massa retida ao final da exaustão (f), pressão de admissão atingida ou pressão de início de compressão (P_1), temperatura no início da compressão (T_1), temperatura da parede do cilindro de combustão (T_w), eficiência volumétrica (η_v), fração da queda de pressão ideal no blow-out (ξ_{bo}), incremento de pressão na exaustão durante a subida do pistão (ξ_{ex}) e eficiência de retenção de massa no blow-out (η_{bo}).

A primeira lei da termodinâmica é utilizada para determinar as condições no cilindro durante a compressão, combustão e a expansão. Relações empíricas foram utilizadas nas fórmulas de transferência de calor e na fórmula de entalpia da massa durante o "blowby". O algoritmo de simulação desenvolvido retorna os seguintes dados (ver Apêndice A): volume do cilindro, fração de combustível queimado, pressão, temperatura dos gases queimados, temperaturas dos gases não queimados, trabalho transferido ao pistão, calor perdido, massa de gases dentro do cilindro, entalpia dos gases perdidos no "blowby", todos em função do ângulo de giro do virabrequim ao longo do ciclo. Os valores são calculados para cada 10° de giro do eixo, sendo que, para o trecho em que a modelagem consiste em sistemas de equações diferenciais, a integração numérica é realizada a cada 10° de giro do eixo utilizando método de solução numérica de equações diferenciais baseada no método de "Runge Kutta-Verner" de quinta e sexta ordem [22][23], para encontrar aproximações de solução de um sistema de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem com condições iniciais.

Para os processos de admissão e de exaustão, onde foram empregados os modelos algébricos, a integração é realizada pelo método Newton-Cotes [24], utilizando uma função interpoladora baseada no método de Polinômios de Newton [24]. Outros parâmetros calculados são: pressão média efetiva, a eficiência térmica do ciclo, erro calculado na conservação da massa (ε_1) e erro na conservação da energia (ε_2).

A sequência de desenvolvimento do modelo pode ser resumida da seguinte maneira: Primeiro, fez-se a modelagem para o ciclo de ar-padrão Otto idealizado com o objetivo de poder comparar com o modelo de ciclo aberto real que seria posteriormente desenvolvido. Então, foi equacionado e implementado o modelo de uma zona zero-dimensional com base nas equações empíricas de combustão. Em sequência desenvolveram-se os modelos de gás ideal, de "blowby"

e de transferência de calor. Em todas as etapas foi executada uma série de testes. Ao final implementou-se o algoritmo com modelos algébricos para a admissão e a exaustão. Para isso fez-se a necessidade do uso de técnicas de integração numérica e de interpolação para calcular o trabalho acumulado ao longo do ciclo. Fez-se novamente, então, uma série de testes e adequações nos parâmetros do modelo, com o intuito de aperfeiçoar a escolha do número de subintervalos e do grau do polinômio interpolador utilizados como parâmetro de entrada na integração numérica e na função de interpolação, respectivamente.

4.1 Descrição do Modelo

As características as quais são importantes para interpretar a metodologia de implementação do modelo computacional são apresentadas sucintamente nesta seção. Os pontos chave são: Simplificações Básicas; Análise do Ciclo de Ar-Padrão Otto, Modelagem da Etapa de Admissão; Modelagem do Volume do Cilindro de Combusta; Modelagem da Fração de Queima do Combustível; Modelagem da Perda de Massa no Ciclo; Análise do Ciclo pela Adição de Calor; Modelagem da Exaustão de Gases e Modelagem da Eficiência.

4.1.1 Simplificações Básicas

Um estudo completo do desempenho em motores de combustão interna levaria em conta muitos aspectos, tais como a transferência de calor e a perda de massa. Desta forma, uma modelagem precisa de motores de combustão interna alternativos, normalmente, envolve uma simulação computacional complexa. No presente conjunto de modelagens desenvolvidas, muitas das características dos ciclos reais abertos foram levadas em conta. Sendo assim, o modelo implementado assume o seguintes tópicos:

1. Os calores específicos dos gases reais são calculados em função da temperatura e da pressão;
2. Considerou-se o uso da taxa de equivalência (ϕ), da fração residual(f) e cálculos estequiométricos pois considera-se a hipótese de que a combustão pode ser incompleta;

3. O trabalho mecânico é calculado por integração do diagrama $P \times v$ de forma que é possível aferir com maior precisão a potência mecânica envolvida no processo de alimentação e de descarga e, conseqüentemente aferir com maior precisão a eficiência térmica do ciclo e a PME;
4. A transferência de calor entre os gases e as paredes do cilindro foi considerada e modelada como convectiva.
5. Fatores como perda de massa ("blowby") e a definição do início e da duração da queima de combustível aumentam a acuidade dos resultados encontrados.
6. Não foram consideradas irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e de temperatura, uma vez que o modelo é zero-dimensional.
7. Não se considerou o efeito do atrito do pistão sobre as paredes do cilindro de combustão.

4.1.2 Análise do Ciclo de Ar-Padrão Otto

O ciclo de ar-padrão Otto é um ciclo idealizado o qual considera que a adição de calor ocorra no instante em que o pistão encontra-se no ponto morto superior. O ciclo possui quatro processos internamente reversíveis sequenciais. O processo 1-2 é a compressão isentrópica do ar. O processo 2-3 representa a ignição cuja transferência de calor ocorre a volume constante enquanto o pistão encontra-se no ponto morto superior. O processo 3-4 é uma expansão isentrópica. No processo 4-1, o calor é rejeitado a volume constante. Em dois destes processos há trabalho, mas não há transferência de calor, são os processos 1-2 e 3-4 e nos outros dois processos, 2-3 e 4-1, há transferência de calor sem trabalho. Ao aplicar as equações de balanço de energia do sistema fechado, e desprezar possíveis variações de energia cinética e potencial, obtém-se os resultados

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1 \quad (4.1)$$

$$\frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4 \quad (4.2)$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2 \quad (4.3)$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 \quad (4.4)$$

Desta forma, o trabalho líquido do ciclo [4] é expresso por

$$\frac{W_{ciclo}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1) \quad (4.5)$$

Ou,

$$\frac{W_{ciclo}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1) \quad (4.6)$$

Como se trata de um ciclo. A eficiência térmica é a razão entre o trabalho líquido do ciclo e o calor adicionado, assim

$$\eta = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{(u_4 - u_1)}{(u_3 - u_2)} \quad (4.7)$$

Seja $r = V_1/V_2$ a taxa de compressão, ao considerar o fato de que os processos 1-2 e 3-4 sejam isentrópicos, pode-se aplicar as seguintes relações:

$$v_{r2} = v_{r1} \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = \frac{v_{r1}}{r} \quad (4.8)$$

$$v_{r4} = v_{r3} \left(\frac{V_4}{V_3} \right) = r \cdot v_{r3} \quad (4.9)$$

Em que v_r é o volume relativo. Ao se admitir calores específicos constantes nos processos isoentrópicos do ciclo Otto em uma base de ar-padrão frio, obtém-se as seguintes relações:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(k-1)} = r^{(k-1)} \quad (k \text{ constante}) \quad (4.10)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{(k-1)} = \left(\frac{1}{r^{k-1}} \right) \quad (k \text{ constante}) \quad (4.11)$$

Onde k é a razão entre calores específicos, $k = c_p/c_v$. Ao se aumentar a taxa de compressão, aumenta-se a temperatura média de fornecimento de calor, mantendo-se o mesmo processo de rejeição de calor, assim, aumenta-se a eficiência térmica. Para c_v constante, obtém-se

$$\eta = 1 - \left(\frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} \right) = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \left(\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right) \quad (4.12)$$

Como $T_4/T_1 = T_3/T_2$, obtem-se

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (4.13)$$

O que indica que a eficiência térmica do ciclo ar-padrão frio Otto é uma função apenas da taxa de compressão. Assim, idealiza-se que se possuam motores de combustão interna com razões de compressão altas, no entanto, existe a possibilidade de auto ignição da mistura ar-combustível. Assim, limita-se as taxas de compressão nos motores de ignição por centelha em valores máximos próximos a 12. Taxas de compressão maiores podem ser obtidas em motores de ignição por compressão pois apenas o ar é comprimido.

4.1.3 Modelagem da Etapa de Admissão

O primeiro processo termodinâmico do ciclo a ser analisado consiste na admissão da mistura ar-combustível. Para equacionar esta etapa, utilizou-se modelo algébrico proposto por *Oates* [25] para modelagens de turbinas a gás. A presente etapa possui os seguintes objetivos:

- Estimar os valores de pressão e de volume nos primeiros 180° de giro do virabrequim com o intuito de se fazer o mapeamento das variáveis ao longo desse trecho do ciclo;
- Com base nestes valores estimados, auxiliar na obtenção da eficiência total térmica do ciclo e correlacionar os dados desta etapa do ciclo com os parâmetros de desempenho do motor.

O modelo algébrico descrito a seguir é aplicável apenas a etapa de admissão, conforme as etapas do ciclo mostrada na Fig. 4.1: admissão($0 \rightarrow 1$), compressão($1 \rightarrow 2$), combustão

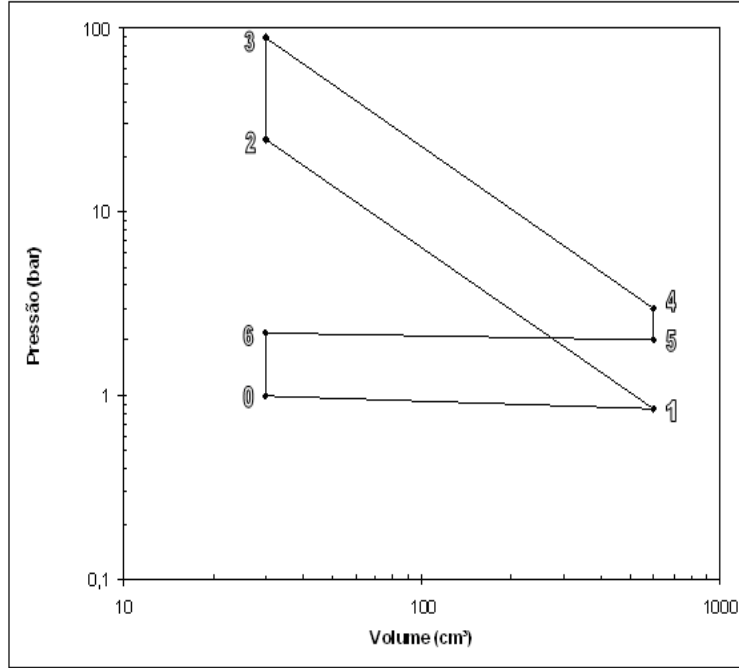


Figura 4.1: Diagrama indicador p-v caracterizando as etapas do ciclo de 4 tempos de IC.

(2 → 3), expansão (3 → 4), exaustão de pressão ou "blow-out" (4 → 5), exaustão (5 → 6). A última etapa de expansão (6 → 0) ocorre instantaneamente no cilindro e nos coletores.

Relações propostas para modelar a admissão [25] [26]:

$$\pi_{ad} = \frac{P_1^{stag}}{P_0^{stag}} = \eta_v \quad (4.14)$$

$$\tau_{ad} = \frac{T_1^{stag}}{T_0^{stag}} = 1 \quad (4.15)$$

em que π e τ são razões de pressões e temperaturas de estagnação, respectivamente. Estas razões são calculadas dividindo a condição final pela condição inicial da etapa considerada; η_v é a eficiência volumétrica na admissão (subíndice ad) a qual é representada pela redução na pressão no cilindro durante a admissão. Para que se mantivesse a temperatura constante neste processo, considerou-se a existência de uma transferência de calor de aquecimento da mistura de admissão. "O uso de propriedades de estagnação é típico nos modelos de Oates [25], para turbomáquinas, nas quais, as velocidades do escoamento interno podem atingir valores superiores a 0,8 Mach (início do regime transônico)." [26] As propriedades estáticas e de estagnação

equivalem para motores de combustão interna alternativos pois mantém-se velocidades relativamente baixas de escoamento na grande maioria do ciclo desenvolvido.

4.1.4 Modelagem do Volume do Cilindro de Combustão

Os seguintes parâmetros definem a geometria básica de um motor alternativo (ver fig 4.2):
Relação de compressão [18]:

$$r = \frac{Volume_{Max}}{Volume_{Min}} = \frac{V_d + V_c}{V_c}; \quad (4.16)$$

onde V_d é o volume deslocado e V_c é o volume inicial de afastamento.

Razão entre o comprimento da biela e o raio de deslocamento paralelo da manivela:

$$Z = \frac{l}{a}; \quad (4.17)$$

Além disso, o curso e o raio da manivela são relacionados por

$$S = 2a; \quad (4.18)$$

Para garantir a precisa relação de ângulo de giro da manivela e os demais parâmetros como pressão e temperatura, deve-se equacionar o volume do cilindro em função do ângulo de giro usando as relações geométricas conhecidas do motor. Desta forma, o volume V em função do comprimento da biela e da manivela será:

$$V = V_c + \frac{\pi b^2}{4} (l + a - s); \quad (4.19)$$

em que s é a distância entre o eixo da manivela e o eixo do pino do pistão (Fig. 4.2), e é dado por

$$s = a \cos(\theta) + (l^2 - a^2 \sin^2(\theta))^{1/2}; \quad (4.20)$$

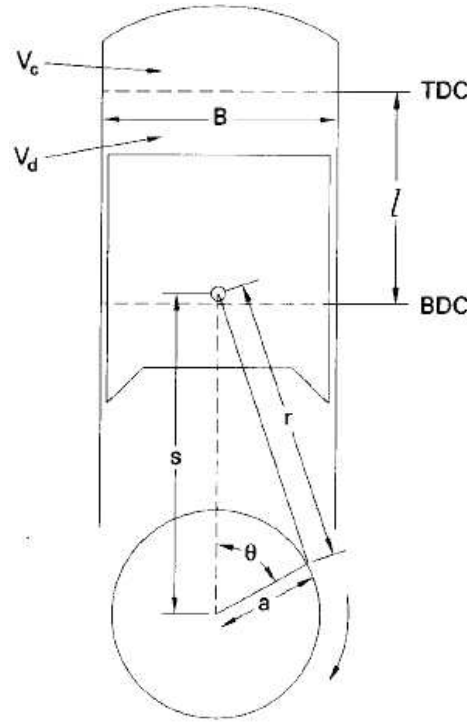


Figura 4.2: Geometria e nomenclatura de motores alternativos pistão-cilindro [18]

O ângulo θ , definido como mostrado na Fig. 4.2 é chamado angulo da manivela. A Equação (4.19), deduzida com as definições acima apresentadas, pode ser rearranjada de forma que o volume V do cilindro em qualquer posição θ da manivela seja:

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{1}{2} (r - 1) \left[Z + 1 - \cos(\theta) - (Z^2 - \sin^2(\theta))^{1/2} \right]; \quad (4.21)$$

4.1.5 Modelagem da Fração de Queima do Combustível

O ciclo anteriormente apresentado produz resultados que podem ser expressos de forma exata, ou seja, por um conjunto de equações. Agora serão apresentadas as influências inerentes à adição de calor para intervalos discretizados de tempo. Neste caso, a adição de calor pode ser prescrita como uma função do ângulo de giro do eixo motor. Por exemplo, verifica-se [12] que a seguinte relação funciona razoavelmente bem para análise de motores de ignição

$$x = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right) \right] \quad (4.22)$$

Em que x é a fração de calor liberado, θ refere-se ao ângulo do eixo, θ_s é o ângulo inicial, e θ_b é o intervalo de duração total deste ângulo. A Equação (4.22) somente se aplica durante o intervalo de tempo em que o calor é liberado, ou seja $\theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b$.

Outra função também muito utilizada é

$$x = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^n \right] \quad (4.23)$$

Neste caso θ_b é a escala de tempo de liberação de calor. A Equação (4.23) é aplicada a casos em que x é suficientemente próximo de uma unidade para que se tenha resultados confiáveis.

Para qualquer uma dessas funções, os parâmetros θ_s e θ_b assim como n são usados para ajustar curvas a partir de dados experimentais. Estes parâmetros não são conhecidos previamente. Estas funções são adequadas para se extrapolar possíveis condições em experimentos. Estes parâmetros independem do motor.

4.1.6 Modelagem da Perda de Massa no Ciclo

A eliminação do termo $dm/d\theta$ provém pela conservação de massa da equação de continuidade e resulta em

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{\dot{m}_L}{\omega} \quad (4.24)$$

Para uma melhor análise, introduz-se a variável adimensional de massa $C = \dot{m}_L/m$.
daí,

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{-\dot{m}_L}{\omega} = \frac{-Cm}{\omega} \quad (4.25)$$

em que C é a constante de *blowby*, dependente da geometria do anel do pistão.

4.1.7 Análise do Ciclo pela Adição de Calor

Ao assumir que $x(\theta)$ possa ser estimado e, com base na equação de estado para os gases ideais,

$$PV = mRT \quad (4.26)$$

e, ao aplicar o logaritmo em ambos os lados, derivando a equação em função do ângulo de giro do eixo e, ao se considerar que um motor no qual as válvulas estejam fechadas e a massa seja transferida do cilindro ao cárter, obtém-se

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (4.27)$$

Uma forma diferencial da equação da conservação da energia aplicado a um sistema aberto para um volume de controle contendo o conteúdo do cilindro, a equação da energia é

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_l h_l}{\omega} \quad (4.28)$$

Serão adotadas as simplificações mais realistas com relação a estimativa dos valores de calor molar da mistura. Nesta abordagem, não será considerada que a mistura possua calores específicos constantes. Para estimar estes valores, o fluido terá energia interna e entalpia dependentes da temperatura e da pressão. Uma relação empírica que expressa a fração de calor adicionado em função do ângulo de giro do eixo motor foi empregada na modelagem anterior. Nesta análise empírica aquelas mesmas funções serão empregadas mas x vai ser definido como a fração de massa do conteúdo do cilindro que foi queimada. A energia do sistema é então assumida como sendo

$$u = \frac{U}{m} = xu_b + (1 - x)u_u \quad (4.29)$$

Em que u_b é a energia do gás queimado que está a uma temperatura T_b e que u_u é a energia do gás não-queimado que está a uma temperatura T_u . Da mesma forma

$$v = \frac{V}{m} = xv_b + (1 - x)v_u \quad (4.30)$$

Será obtido um conjunto de equações diferenciais ordinárias descrevendo as taxas de mudança da pressão, de trabalho e de perda de calor com respeito ao ângulo de giro do eixo. Ao integrar simultaneamente estas equações do começo da compressão até o fim da expansão, possibilitando construção o diagrama $P-v$ e, conseqüentemente, a obtenção de parte dos dados necessários para cálculo da eficiência térmica (η) e da pressão média efetiva (PME) do ciclo, pois a outra parte do ciclo, correspondente à admissão e exaustão de gases, será modelada de forma diferente para se obter os dados restantes para que o algoritmo possa, então, calcular os valores de η e de PME. Para este fim, assume-se a dependência entre as variáveis: Volume específico dos gases queimados v_b , Temperatura absoluta dos gases queimados T_b e Pressão P como:

$$v_b = v_b(T_b, P) \quad (4.31)$$

E diferencia-se esta expressão com respeito ao ângulo de giro do virabrequim. Daí, conseqüentemente

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{\partial v_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial v_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (4.32)$$

Percebe-se a necessidade da obtenção da derivada $dP/d\theta$. Serão utilizadas as parciais necessárias na forma logarítmica. Substituição das derivadas logarítmicas na Equação (4.32) resulta em

$$\frac{dv_b}{d\theta} = \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \frac{dP}{d\theta} \quad (4.33)$$

Analogamente, para os gases não-queimados

$$\frac{dv_u}{d\theta} = \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \frac{dP}{d\theta} \quad (4.34)$$

As variáveis u_b , T_b e P se relacionam da seguinte forma:

$$u_b = u_b(T_b, P) \quad (4.35)$$

e

$$\frac{du_b}{d\theta} = \frac{\partial u_b}{\partial T_b} \frac{dT_b}{d\theta} + \frac{\partial u_b}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (4.36)$$

De estudos anteriores [12]:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_P = c_p - \frac{Pv}{T} \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P \quad (4.37)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial P} \right)_T = -v \left[\left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln T} \right)_P + \left(\frac{\partial \ln v}{\partial \ln P} \right)_T \right] \quad (4.38)$$

Introduzindo as derivadas parciais obtidas através das Equações (4.37) e (4.38) leva a

$$\frac{du_b}{d\theta} = \left(c_{pb} - \frac{Pv_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} - v_b \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (4.39)$$

Do mesmo modo, para os gases não queimados

$$\frac{du_u}{d\theta} = \left(c_{pu} - \frac{Pv_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} - v_u \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right) \frac{dP}{d\theta} \quad (4.40)$$

Supõe-se, taticamente, que as pressões dos gases queimados e não-queimados são iguais, pois é uma boa aproximação para motores com câmara aberta.

Vamos desenvolver a Equação de balanço de energia (4.28) termo a termo. Primeiramente, ao desenvolver o primeiro termo dessa equação considerando os valores da Equação (4.29), então, o primeiro termo à esquerda na Equação (4.28) é desenvolvida até a seguinte expressão:

$$m \frac{du}{d\theta} = m \left[\frac{du_b}{d\theta} + (1-x) \frac{du_u}{d\theta} + (u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \right] \quad (4.41)$$

Ao substituir as Equações (4.39) e (4.40) encontra-se

$$\begin{aligned} m \frac{du}{d\theta} = & mx \left(c_{pb} - \frac{Pv_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \frac{dT_b}{d\theta} + m(1-x) \left(c_{pu} - \frac{Pv_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \frac{dT_u}{d\theta} \\ & - \left[mxv_b \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right) + m(1-x)v_u \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right) \right] \frac{dP}{d\theta} \\ & + m(u_b - u_u) \frac{dx}{d\theta} \end{aligned} \quad (4.42)$$

O termo do lado esquerdo da Equação (4.28) requer que seja introduzido o conceito de conservação de massa e de um algoritmo para calcular a o "blowby";

O calor dentro do sistema no lado direito da Equação (4.28), será expresso em termos das perdas de calor dos gases queimados e não-queimados respectivamente:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{-\dot{Q}_l}{\omega} = \frac{-\dot{Q}_b - \dot{Q}_u}{\omega} \quad (4.43)$$

Para expressar as perdas de calor [27] em função da temperatura, requer a utilização de coeficiente de convecção h

$$\dot{Q}_b = hA_b(T_b - T_w) \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_u = hA_u(T_u - T_w) \quad (4.45)$$

Em que A_b e A_u correspondem as áreas em contato dos gases queimados e não queimados com as paredes do cilindro à uma temperatura T_w . Para calcular essas áreas usou-se as suposições [12]:

$$A_b = \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) x^{1/2} \quad (4.46)$$

$$A_u = \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) (1 - x^{1/2}) \quad (4.47)$$

As Equação (4.46) e (4.47) são empíricas que possuem seus valores limites quando $x \rightarrow 0$ e quando $x \rightarrow 1$. A fração de área em contato do cilindro com o gás queimado é assumida como sendo proporcional à raiz quadrada da massa queimada, pois a massa específica difere entre os gases queimados e não queimados. Os gases queimados ocupam uma fração grande do volume do cilindro em relação aos gases não queimados ainda. Na prática, o expoente em x é deixado como um parâmetro livre a ser determinado em experimentos ou um modelo mais complicado pode ser utilizado baseando-se na forma da chama. Por conveniência, assume-se

que $h_u = h_b = h = \text{constante}$. No início do processo de combustão, ocorre o vazamento de gases não queimados por entre os anéis. Posteriormente, no processo de combustão, ocorrem vazamentos de gases queimados nos anéis. Teoricamente, assumir-se-á que a entalpia da massa durante o "blowby" será [12]:

$$h_l = (1 - x^2) h_u + x^2 h_b \quad (4.48)$$

Percebe-se que os valores limites conferem com o esperado uma vez que é de se reconhecer que uma parcela maior de gás não queimado estará vazando em relação à fração de massa não queimada. Finalmente para completar a Equação (4.48) inclui-se:

$$h_u = h_u(T_u, P) \quad (4.49)$$

$$h_b = h_b(T_b, P) \quad (4.50)$$

A desenvolvimento dos termos da Equação (4.28) revela as seguintes derivadas a serem calculadas: $dP/d\theta$, $T_b/d\theta$, $T_u/d\theta$, $dV/d\theta$, $dx/d\theta$.

Revela, também, as seguintes variáveis: $P, T_b, T_u, u_b, u_u, v_b, v_u, h_b, h_u, \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}, \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}, c_{Pb}, c_{Pu}, m, V, x, C, \omega, h, b$

Os valores das variáveis C, ω, h, b são todas constantes específicas de acordo com o tipo de motor e demais características operacionais. São valores os quais serão pré-definidos no bloco de declaração de dados do algoritmo desenvolvido pelo usuário programa o qual realizará a simulação.

Já os valores m, V, x foram todos modelados em função do ângulo de giro do virabrequim. Ao Integrar a Equação (4.25) em relação a θ , tem-se que massa à qualquer ângulo é dada por:

$$m = m_1 \exp [-C(\theta - \theta_1)/\omega] \quad (4.51)$$

A massa inicial m_1 em $\theta = \theta_1$, correspondente ao começo da compressão e aos processos de obtenção de potência, é especificada a partir do conhecimento da eficiência volumétrica e da fração residual.

A modelagem de fração de massa queimada a qual será utilizada no algoritmo proposto é obtida da relação empírica demonstrada num dos tópicos de modelagem apresentados anteriormente correspondente a Equação (4.22) adaptada as seguintes condições de aplicabilidade:

$$x = \begin{cases} 0 & \theta < \theta_s \\ \frac{1}{2} \left\{ 1 - \cos \left[\frac{\pi(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right] \right\} & \theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b \\ 1 & \theta > \theta_s + \theta_b \end{cases} \quad (4.52)$$

Dentre as variáveis anteriormente listadas, tem-se que $u_b, u_u, v_b, v_u, h_b, h_u, \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}, \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}, \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}, c_{Pb}, c_{Pu}$ são propriedades termodinâmicas e funções conhecidas de P, T_b e T_u .

Já as derivadas $\frac{dV}{d\theta}$ e $\frac{dx}{d\theta}$ são estimadas derivando-se a Equações (4.21) e (4.52) respectivamente. A Equação (4.28) da conservação de energia será da seguinte forma:

$$f \left(\theta, \frac{dP}{d\theta}, \frac{dT_b}{d\theta}, \frac{dT_u}{d\theta}, P, T_b, T_u \right) = 0 \quad (4.53)$$

Serão necessárias mais duas equações para que as equações desenvolvidas possam ser rearranjadas na seguinte forma padronizada para integrar um conjunto de equações diferenciais:

$$\frac{dP}{d\theta} = f_1(\theta, P, T_b, T_u) \quad (4.54)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = f_2(\theta, P, T_b, T_u) \quad (4.55)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = f_3(\theta, P, T_b, T_u) \quad (4.56)$$

Será mais conveniente integrar simultaneamente para obter o trabalho realizado, a perda de calor e a perda de entalpia.

$$\frac{dW}{d\theta} = f_4(\theta, P) \quad (4.57)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = f_5(\theta, P, T_b, T_u) \quad (4.58)$$

$$\frac{dH_l}{d\theta} = f_6(\theta, P, T_b, T_u) \quad (4.59)$$

Uma dessas equações-requisito podem ser derivadas de Equação (4.30), derivando-a e juntando às Equações (4.33) e (4.34) resultando em

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{d\theta} &= x \frac{dv_b}{d\theta} + (1-x) \frac{dv_u}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \\ \frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{m\omega} &= x \frac{v_b}{T_b} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + (1-x) \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \\ &+ \left[x \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} + (1-x) \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \frac{dP}{d\theta} + (v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} \end{aligned} \quad (4.60)$$

A equação restante a ser desenvolvida obtém-se da introdução do conceito da entropia dos gases não-queimados na análise. Modelando o volume de controle contendo os gases não-queimados como um sistema aberto perdendo massa pela fuga "blowby" e pela combustão, isto pode ser escrito como: [12]

$$-\dot{Q}_u = \omega m (1-x) T_u \frac{ds_u}{d\theta} \quad (4.61)$$

Para utilizar a Equação (4.61) considera-se a equação de estado relacionando entropia, temperatura e pressão.

$$s_u = s_u(T_u, P) \quad (4.62)$$

Disso, por regra de derivação, segue que

$$\frac{ds_u}{d\theta} = \frac{\partial ds_u}{\partial T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \frac{\partial ds_u}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} \quad (4.63)$$

$$\frac{ds_u}{d\theta} = \frac{c_{Pu}}{T_u} \frac{dT_u}{d\theta} - \frac{v_u}{T_u} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dP}{d\theta} \quad (4.64)$$

A eliminação de $\frac{ds_u}{d\theta}$ entre as Equações (4.61) e (4.64) fornece

$$c_{Pu} \frac{dT_u}{d\theta} - v_u \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \frac{dP}{d\theta} = \frac{-h \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right)}{\omega m} \frac{(1 - x^{1/2})}{(1 - x)} (T_u - T_w) \quad (4.65)$$

As funções explicitadas nas Equações (4.54), (4.55) e (4.54) serão, assim, produzidas a partir das Equações (4.28), (4.60) e (4.65). Por conveniência serão definidas as variáveis:

$$A = \frac{1}{m} \left(\frac{dV}{d\theta} + \frac{VC}{\omega} \right) \quad (4.66)$$

$$B = \frac{-h \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right)}{\omega m} \left[\frac{v_b}{c_{Pb}} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} x^{1/2} \frac{(T_b - T_w)}{T_b} + \right. \\ \left. + \frac{v_u}{c_{Pu}} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} (1 - x^{1/2}) \frac{(T_u - T_w)}{T_w} \right] \quad (4.67)$$

$$C = -(v_b - v_u) \frac{dx}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \left(\frac{h_u - h_b}{c_{Pb} T_b} \right) \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2)C}{\omega} \right] \quad (4.68)$$

$$D = x \left[\frac{v_b^2}{c_{Pb} T_b} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right)^2 + \frac{v_b}{P} \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P} \right] \quad (4.69)$$

$$E = (1 - x) \left[\frac{v_u^2}{c_{Pu} T_u} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right)^2 + \frac{v_u}{P} \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P} \right] \quad (4.70)$$

Finalmente, as seis equações a serem integradas ao longo dos processos de compressão, combustão e de expansão serão:

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{A + B + C}{D + E} \quad (4.71)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_b}{d\theta} = & \frac{-h \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) x^{1/2} (T_b - T_w)}{\omega m x c_{Pb}} + \frac{v_b}{c_{Pb}} \left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} \right) \left(\frac{A + B + C}{D + E} \right) + \\ & + \left(\frac{h_u - h_b}{x c_{Pb}} \right) \left[\frac{dx}{d\theta} - \frac{(x - x^2)C}{\omega} \right] \end{aligned} \quad (4.72)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-h \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) (1 - x^{1/2}) (T_u - T_w)}{\omega m (1 - x) c_{Pu}} + \frac{v_u}{c_{Pu}} \left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} \right) \left(\frac{A + B + C}{D + E} \right) \quad (4.73)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (4.74)$$

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \frac{h}{\omega} \left(\frac{\pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) [x^{1/2} (T_b - T_u) + (1 - x^{1/2}) (T_u - T_w)] \quad (4.75)$$

$$\frac{dH_l}{d\theta} = \frac{Cm}{\omega} [(1 - x^2)h_u + x^2h_b] \quad (4.76)$$

4.1.8 Modelagem da Exaustão dos Gases

A última etapa do ciclo termodinâmico desenvolvido, foi dividida em três etapas visando modelar de maneira mais fiel o comportamento das propriedades termodinâmicas. As etapas foram divididas em [26]:

1. Exaustão de pressão "blow-out": equivalente ao processo $4 \rightarrow 5$,
2. Exaustão com aumento da pressão: referente ao processo $5 \rightarrow 6$.
3. A Última etapa, de expansão, referente ao processo $6 \rightarrow 0$ o qual ocorre instantaneamente no cilindro e coletores.

Exaustão da Pressão

Desta forma, o equacionamento para esta etapa $4 \rightarrow 5$ consistirá em:

$$\pi_{bo} = \frac{P_5^{stag}}{P_4^{stag}} = \frac{1}{\xi_{bo}} \frac{P_1^{stag}}{P_4^{stag}} \quad (4.77)$$

$$\tau_{bo} = \frac{T_5^{stag}}{T_4^{stag}} \quad (4.78)$$

em que ξ_{bo} é a fração da queda de pressão ideal no "blow-out". Ao se aplicar a equação do gás ideal entre as Equações (4.77) e (4.78), obtém-se,

$$\tau_{bo} = \frac{\pi_{bo}}{\eta_{bo}} \quad (4.79)$$

em que η_{bo} é a eficiência de retenção no "blow-out" cuja relevância é determinar qual a massa de gás retida no cilindro no ponto 5 pela massa no ponto 4.

Exaustão com Aumento da Pressão

A modelagem para esta etapa $5 \rightarrow 6$ consistirá em:

$$\pi_{ex} = \frac{P_6^{stag}}{P_5^{stag}} = \xi_{ex} \quad (4.80)$$

$$\tau_{ex} = \frac{T_6^{stag}}{T_5^{stag}} = 1 \quad (4.81)$$

Em que ξ_{ex} é um incremento de pressão na exaustão enquanto ocorre a subida do pistão. Esse processo foi considerado isotérmico.

4.1.9 Modelagem da Eficiência

Segundo *Taylor* [28], o rendimento térmico de uma máquina térmica é definida pela razão entre a energia liberada e a energia de entrada, sendo que a energia liberada corresponde ao trabalho

líquido e a energia de entrada corresponde ao calor fornecido pelo combustível. Então, para volume de controle, assume-se que o rendimento é

$$\eta = \frac{W_{v.c.}}{(W_{v.c.})_{maximo}} \quad (4.82)$$

Considere a 1ª lei da termodinâmica aplicada a volumes de controle [4]:

$$\left(\frac{dE}{dt} \right) = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum_{entrada} \dot{m}h - \sum_{saida} \dot{m}h \quad (4.83)$$

Ao integrar durante um período do ciclo do motor:

$$0 = Q_{v.c.} - W_{v.c.} + \sum_{entrada} mh - \sum_{saida} mh \quad (4.84)$$

O trabalho máximo somente será obtido se o processo for considerado reversível, logo

$$Q_{v.c.} = T_0 \left(\sum_{saida} ms - \sum_{entrada} ms \right) \quad (4.85)$$

Por isso

$$(W_{v.c.})_{maximo} = m_f q_{c,T_0,P_0} + T_0 \left(\sum_{saida} ms - \sum_{entrada} ms \right) \quad (4.86)$$

Introduzindo a energia disponível de combustão, definida como

$$a_c = q_c + T_0 \left(\frac{\sum_{saida} ms - \sum_{entrada} ms}{m_f} \right) \quad (4.87)$$

O rendimento é, então,

$$\eta = \frac{W_{v.c.}}{m_f a_c} \quad (4.88)$$

O trabalho máximo é somente atingido se a exaustão está em equilíbrio com o estado T_0 e P_0 , assim a qualidade de água da exaustão é avaliada definindo-se a pressão parcial do vapor igual à pressão de vapor de saturação $T = T_0$;

Baseia-se, então, o rendimento térmico na energia máxima de combustão disponível, que ocorre para razões de equivalência muito pobres, então

$$a_0 = a_{c,\phi=0.01} \quad (4.89)$$

O rendimento térmico é definido como sendo

$$\eta = \frac{W_{v.c.}}{m_f a_c} = \frac{w_{v.c.} (1 + \phi F_s)}{\phi F_s (1 - f) a_0} \quad (4.90)$$

Em que $w_{V.c.}$ é o trabalho por unidade de massa realizado pelo sistema.

Para um certo ponto, a definição de rendimento é equivocada. Demonstra-se impraticável levar em conta a pequena quantidade de trabalho que pode, a princípio, ser realizado porque a composição de exaustão é diferente da composição da atmosfera.

Falando então, de considerações práticas, a única maneira em que a transferência de calor reversível pode ocorrer entre o motor e suas vizinhanças seria por um ciclo de Carnot.

Ao supor que no estado 3, os gases no cilindro são produtos do equilíbrio de combustão na relação de equivalência combustível-ar total, para especificar o estado, sabe-se que [12]

$$\frac{m_f}{m_3} = \frac{(1 - f)\phi F_s}{1 + \phi F_s(1 - f)} \quad (4.91)$$

O rendimento térmico e PME passam a ser dados por:

$$\eta = \frac{w_{v.c.} m_3}{m_f a_0} = \frac{w_{v.c.} [1 + \phi F_s(1 - f)]}{\phi F_s a_0 (1 - f)} \quad (4.92)$$

$$PME = \frac{w_{v.c.} [1 + \phi F_s(1 - f)]}{v_1 - v_2} \quad (4.93)$$

4.1.10 Critério de Cálculo do Erro

Para os conjuntos de processos termodinâmicos referentes às etapas de compressão, de combustão e de expansão, adotou-se critérios de conferência da aproximação das respostas obtidas. Para isso, são calculados: O erro na conservação da massa (ε_1) e erro na conservação da energia (ε_2), da seguinte forma [12]:

$$\varepsilon_1 = 1 - \frac{mv}{V} \quad (4.94)$$

$$\varepsilon_2 = 1 + \frac{W}{\Delta(mu) + Q_l + H_l} \quad (4.95)$$

em que Q_l é a perda de calor, H_l é a entalpia dos gases perdidos e W é o trabalho realizado. Valores menores destes indicadores aumentam a confiança nas respostas obtidas.

4.2 Escopo do programa

O presente algoritmo utiliza linguagem de programação estruturada FORTRAN para construir rotinas que sejam capazes de resolver parametricamente o problema proposto. Este tipo de linguagem de programação foi amplamente utilizada no passado e, ainda, é constantemente utilizada atualmente, já que possui nova versão deste tipo de programação. A abreviação das variáveis do problema foi baseada nas iniciais do nome da variável em inglês. Esta metodologia de abreviação foi adotada em virtude de muitas das bibliografias utilizadas para estudo da terminologia estar no idioma inglês]. O programa desenvolvido é dividido em cinco etapas básicas: admissão, compressão, combustão, expansão e exaustão. Ele é composto pelo programa principal, oito subrotinas e uma função.

4.2.1 Programa Principal

- Características:
 - Usado para a declaração das principais variáveis.

- Utilizado para executar rotinas específicas com base no critério de intervalo de ângulo de queima do combustível.
- Nele, aplica-se os critérios de erro modelados e calcula-se a eficiência térmica e a pressão média efetiva.
- Escreve as variáveis calculadas no arquivo de saída, com a devida formatação.

4.2.2 Subrotina IntankeExhaust

- Característica: Aplicar o modelo algébrico às etapas de admissão e exaustão;
- Parâmetros de entrada: Vetores com parâmetros de saída do programa principal e os coeficientes utilizados no modelo algébrico;
- Parâmetros de saída: Saída de dados direta no arquivo de saída e W_{liq} acumulado pelo ciclo repassado para o programa principal.

4.2.3 Subrotina Auxlry

- Característica: Calcula o valor instantâneo do volume do cilindro, da fração de calor liberado e da fração de massa em relação a massa inicial ao processo de compressão.

4.2.4 Subrotina Tinitl

- Característica: Promover iterações, utilizando critério de convergência, com finalidade de obter a temperatura instantânea dos gases queimados.

4.2.5 Subrotina Farg

- Calcula as propriedades do combustível, do ar e da mistura de gases residuais.
- Seu uso aplica-se no intervalo em que $300 < T < 1000$ K
- Assume gasolina como combustível, mas, caso seja necessário mudar de combustível, será necessário mudar o bloco de dados de combustível no algoritmo.

- As entalpias de H_2 , O_2 e N_2 sendo zero quando $T = 298\text{ K}$

4.2.6 Subrotina Ecp

- Calcula as propriedades de equilíbrio dos produtos de combustão.
- Seu uso aplica-se no intervalo em que $300 < T < 4000\text{ K}$
- Assume gasolina como combustível.
- As entalpias de H_2 , O_2 e N_2 sendo zero quando $T = 298\text{ K}$
- Utiliza a subrotina Farg e GaussJ

4.2.7 Subrotina Dverk

- Subrotina baseada no método de Runge Kutta-Verner de quinta e sexta ordem com finalidade de aproximar as soluções do conjunto de equações diferenciais ordinárias utilizadas com base nas condições iniciais. Utiliza a valor de tolerância especificado pelo usuário.

4.2.8 Subrotina NewtonCotes

- Objetivo: Integrar a pressão em função do volume, nas etapas onde foram utilizadas o modelo algébrico, pelo metodo Newton-Cotes[B22].
- Parâmtros de entrada: Limites inferior e superior do intervalo, grau do polinômio e número de subintervalos,
- Parâmetros de saída: Integral numérica calculada.

4.2.9 Subrotina GaussJ

- Objetivo: Solucionar o sistema linear do tipo $AX=B$ de equações pelo método de eliminação de Gauss-Jordan[B22]. É utilizada na subrotina de cálculo das propriedades de equilíbrio dos produtos de combustão.

- Parâmetros de entrada: Matriz A de ordem n , e vetor B de tamanho n .
- Parâmetros de saída: O vetor B retorna com os valores substituídos para os valores do vetor-solução do sistema proposto.

4.2.10 Função Evaluate

- Objetivo: Interpolar usando polinômio de Gregory-Newton[B22]. É utilizada pela sub-rotina NewtonCotes.
- Parâmetros de entrada: Número de pontos, vetor dos valores das abscissas, vetor de valores das ordenadas.

Capítulo 5

RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Validação do Programa

Em se tratando de ratificação de um modelo computacional, vários métodos de validação são existentes. Esse procedimento de conferir confiabilidade aos dados obtidos do programa pode ser realizado por meio de ensaios experimentais com uso de dinamômetros e sensores, ou por meio de comparação com resultados obtidos por outros pesquisadores, ao se comparar os resultados advindos de sua abordagem com os parâmetros de saída do presente algoritmo proposto. Por questão de ensaios experimentais serem relativamente onerosos, não só economicamente, mas também em termos de tempo, fez-se a presente validação com base em publicações de diferentes ensaios experimentais e de trabalhos computacionais de simulação. Usaram-se diferentes parâmetros de entrada com a finalidade de validar cada resultado do modelo independentemente, não só para as mesmas faixas de parâmetros operacionais. Com fim de assegurar a validade do sistema implantado, fizeram-se comparações com gráficos experimentais e computacionais previamente publicados. A finalidade destas comparações é demonstrar a similaridade de forma e dos valores das curvas.

As figuras 5.1 até 5.6 mostram uma boa convergência com relação aos valores publicados e os calculados. A Fig. 5.1 demonstra a similaridade entre os diagramas $P-v$. No diagrama da simulação, percebem-se valores muito semelhantes nas pressões referentes às principais etapas do ciclo Otto, além do formato suave da curva, o que ratifica o principal diagrama do ciclo para todas as etapas. Percebe-se uma diferença de 52% entre a pressão de início da etapa

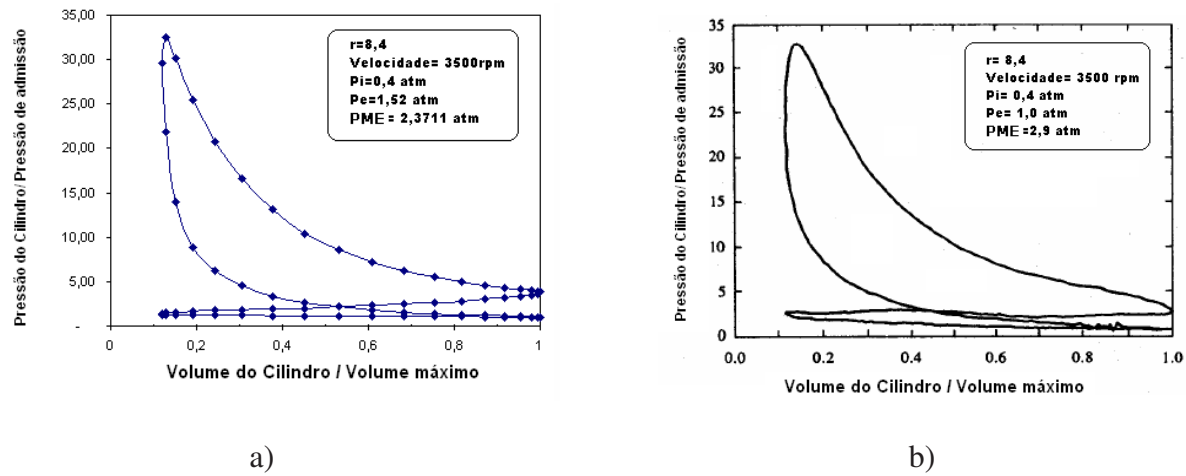


Figura 5.1: Diagrama $p-v$. (a) Modelado com os dados de saída. (b) Com dado experimental [18]

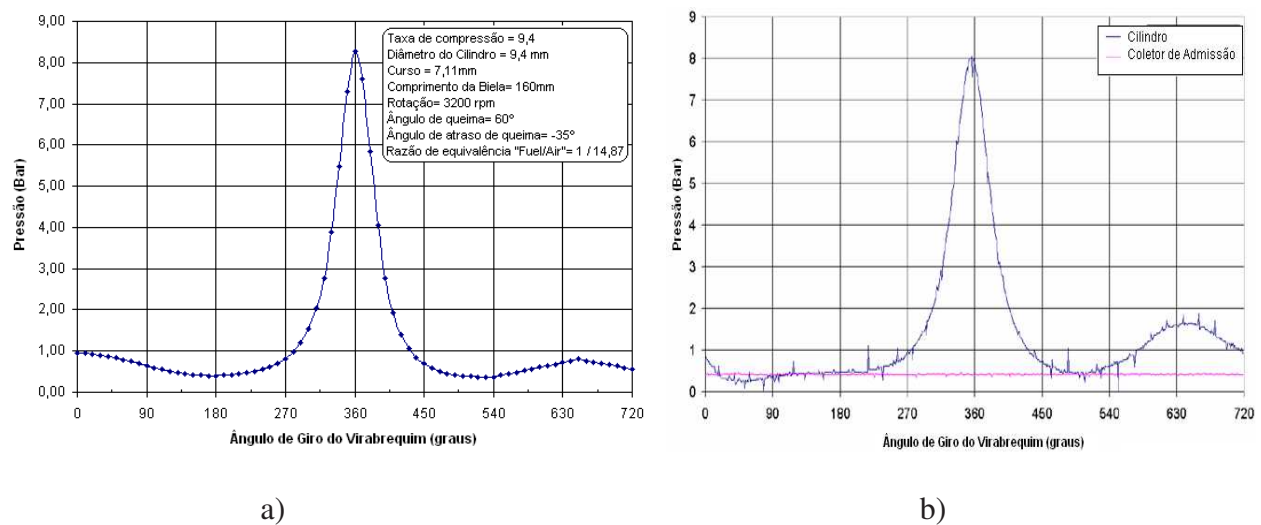


Figura 5.2: Curva de Pressão no ciclo. (a) Na presente modelagem. (b) Com dado experimental [17]

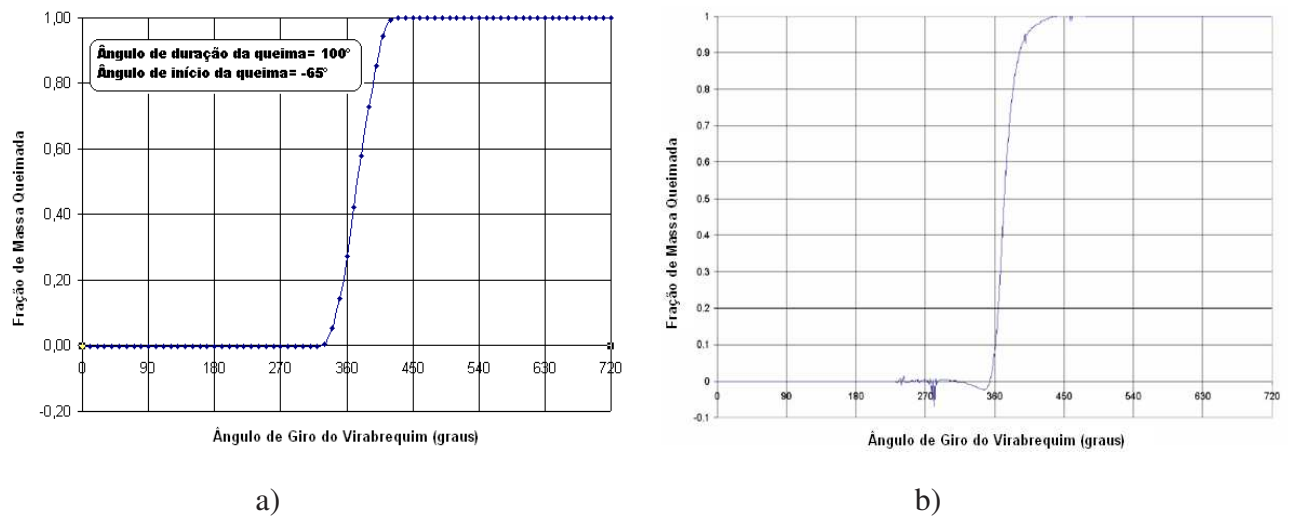


Figura 5.3: Curva de fração de massa queimada. (a)Modelada. (b)Curva experimental[17]

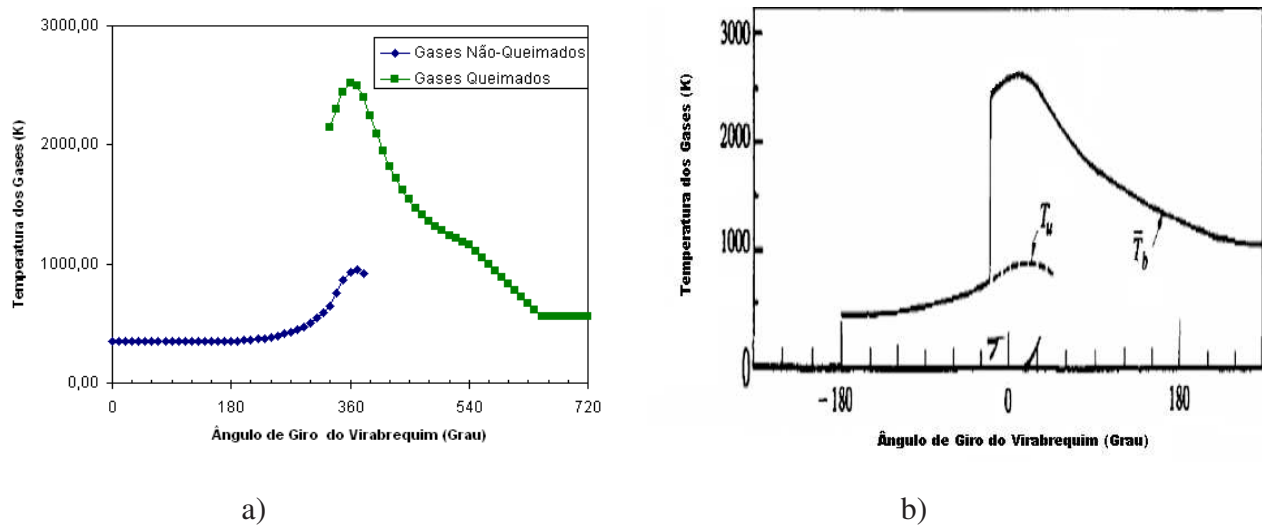


Figura 5.4: Curva de Temperatura dos gases. (a)Modelada. (b)Figura publicada [18]

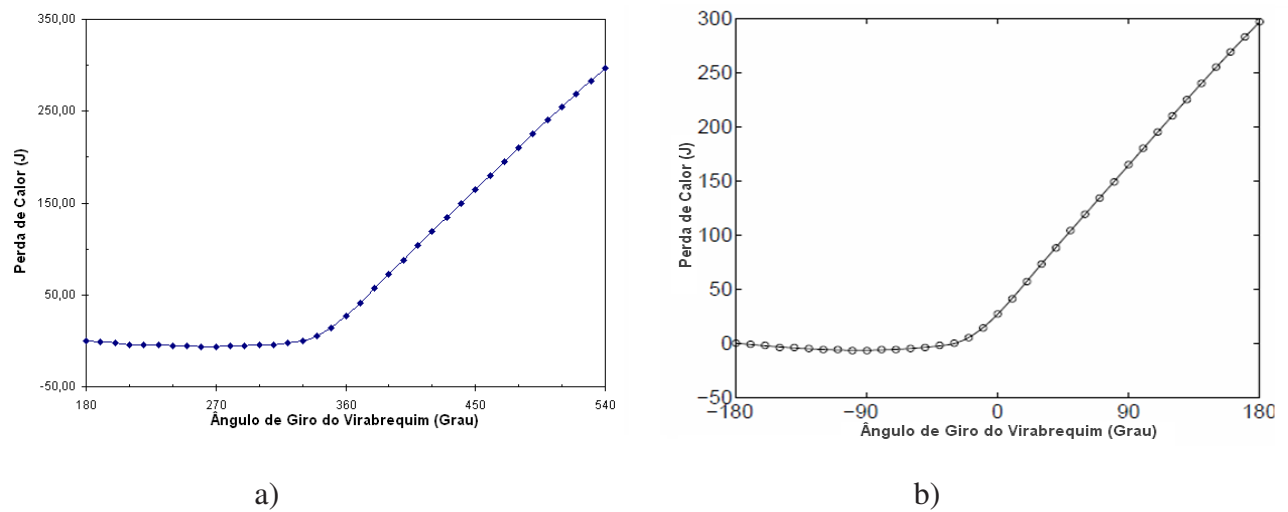


Figura 5.5: Curva da Perda de calor. (a)Pela presente modelagem. (b)Figura publicada [11]

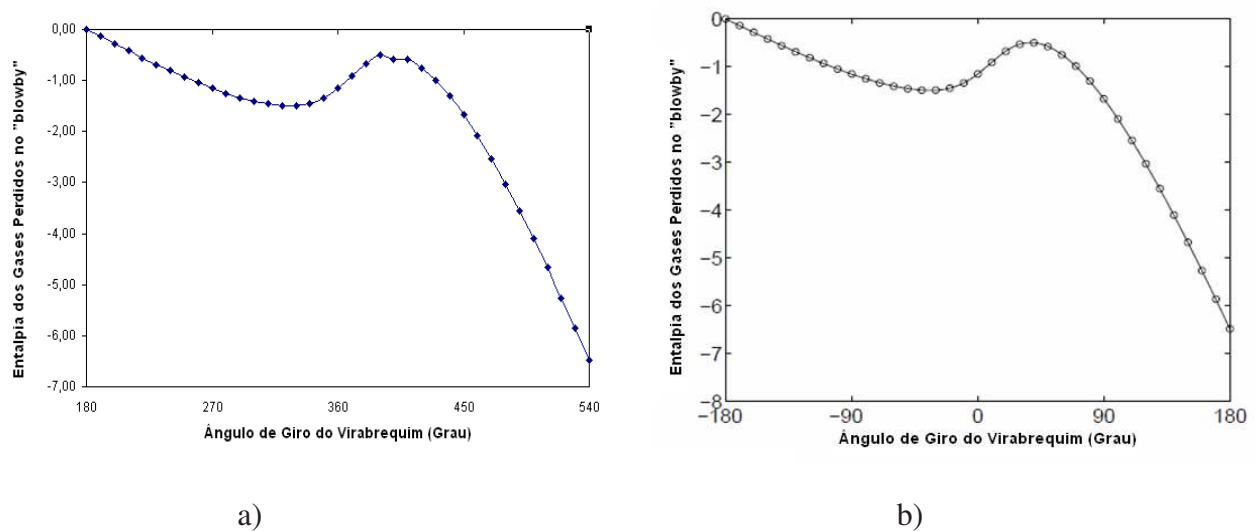


Figura 5.6: Entalpia dos gases perdidos. (a)Na presente modelagem. (b)Figura publicada [11]

de exaustão simulada e a obtida da publicação, além de uma suave discrepância no valor da PME. Isso se deve ao fato de que, no gráfico da publicação, utilizou-se valores experimentais os quais, por seu caráter sistêmico inerente aos ensaios experimentais haveria de diferir do resultado simulado, em parte.

Outra parte da discrepância existe em virtude de que houve alguns graus de liberdade ao simular o referido diagrama, uma vez que o algoritmo proposto é bem complexo e necessita de muitos dados de entrada. Logo, alguns dos coeficientes declarados no bloco de dados do programa, não puderam ser repassados de publicações para serem simulados já que é extremamente difícil encontrar publicações as quais forneçam exatamente os mesmos parâmetros que o algoritmo usa. De qualquer forma, Os valores de pressão nas diversas etapas, a pressão máxima adimensional atingida e a PME do ciclo mantiveram a mesma ordem de grandeza, validando a programação para estimar valores de trabalho, calor perdido, entalpia, entropia, energia interna e rendimento, com base nos valores de pressão, volume e temperatura mapeados ao longo do ciclo.

Da figura 5.2, percebe-se uma curva da pressão com os valores da mesma magnitude aos do trabalho experimental. Na curva obtida do ensaio experimental da publicação [17], nota-se um deslocamento do pico de pressão máxima para a esquerda, ou seja, um adiantamento. Isso ocorre devido aos efeitos de perda de calor da mistura para a parede do cilindro e perda de massa dos gases através dos anéis dos cilindros, fazendo com que o pico de pressão ocorra antes do devido instante.

O modelo computacional aqui proposto, também leva em conta a perda de calor convectiva e o "blowby", atenuando a PME e o rendimento térmico do ciclo, mas não é capaz de antever o adiantamento do pico de pressão. Os formatos de ambos gráficos são muito parecidos mesmo que as etapas de admissão e de exaustão do algoritmo necessitem ser alimentadas com valores fiéis de eficiência volumétrica, fração de queda de pressão no "blowout", constante de incremento de pressão durante a exaustão e de eficiência de retenção de massa no "blowout", visto que esses valores típicos são essencialmente difíceis de obter nas bibliografias disponíveis.

A figura 5.3, conduz ao consenso de que a modelagem adotada [12] para a fração de massa queimada em função do ângulo de giro do virabrequim é válida e útil na determinação dos demais parâmetros inerentes ao ciclo. Isso é de se confirmar, uma vez que esta metodolo-

gia de adoção de função empírica, para determinação da fração da massa queimada tem sido amplamente utilizada em diversos trabalhos científicos [26] [11].

De acordo com a figura 5.4, as curvas de temperaturas dos gases queimados e dos não queimados, possuem forma e magnetude muito semelhantes, validando o modelo proposto. As figuras 5.5 e 5.6 comparam as curvas do programa desenvolvido no presente trabalho com outro trabalho de simulação computacional. Em função do método de solução para cálculo da perda de calor e cálculo da entalpia dos gases perdidos serem parecidos nas diferentes publicações, os valores evidenciaram-se bem próximos. A figura 5.6 também valida, consequentemente, a modelagem de massa do cilindro uma vez que esta variável está presente no cálculo da entalpia da massa perdida, ou seja, no cálculo da curva deste grafico.

Com base no gráfico da figura 5.7, tem-se a validação do trabalho acumulado ao longo do ciclo em função do ângulo de giro do eixo motor. As curvas evidenciam-se de maneira bem próxima no presente trabalho e no gráfico da publicação usada para comparação. Isso se deve, em grande parte, ao fato de que em ambas as metodologias empregadas utilizaram-se métodos computacionais de resolução de sistema de equações diferenciais para obter estes valores. No gráfico obtido da simulação com o algoritmo proposto neste presente trabalho de pesquisa, encontra-se a curva para as duas revoluções completas do virabrequim, ou seja, para 720° de giro, enquanto para o modelo comparado, não há a modelagem da curva para o ciclo de quatro-tempos completo. Neste, evidencia-se o comportamento esperado da curva, em que nas etapas de admissão e de exatão, ao começo e fim do ciclo, o valor do trabalho acumulado diminui continuamente de maneira não linear, devido ao trabalho de bombeamento dos gases. Nas etapas intermediárias evidencia-se, também a adequação da curva ao seu comportamento esperado e ao modelo comparado.

Uma das validações mais importantes consiste na que compara a eficiência térmica do ciclo e a pressão média efetiva obtida de experimentos com os simulados. Estes dois parâmetros são altamente importantes em função de serem fatores indicadores ao desempenho do motor e influenciarem fortemente na escolha da configuração de projeto do mesmo.

Na Tabela 5.1 estão mostrados diferentes valores de PME e de rendimento por rendimento do ciclo Otto equivalente. Estes valores correspondem a valores de ensaios experimentais [12] reais para diferentes taxas de compressão, ângulos de início e de duração da queima. Com

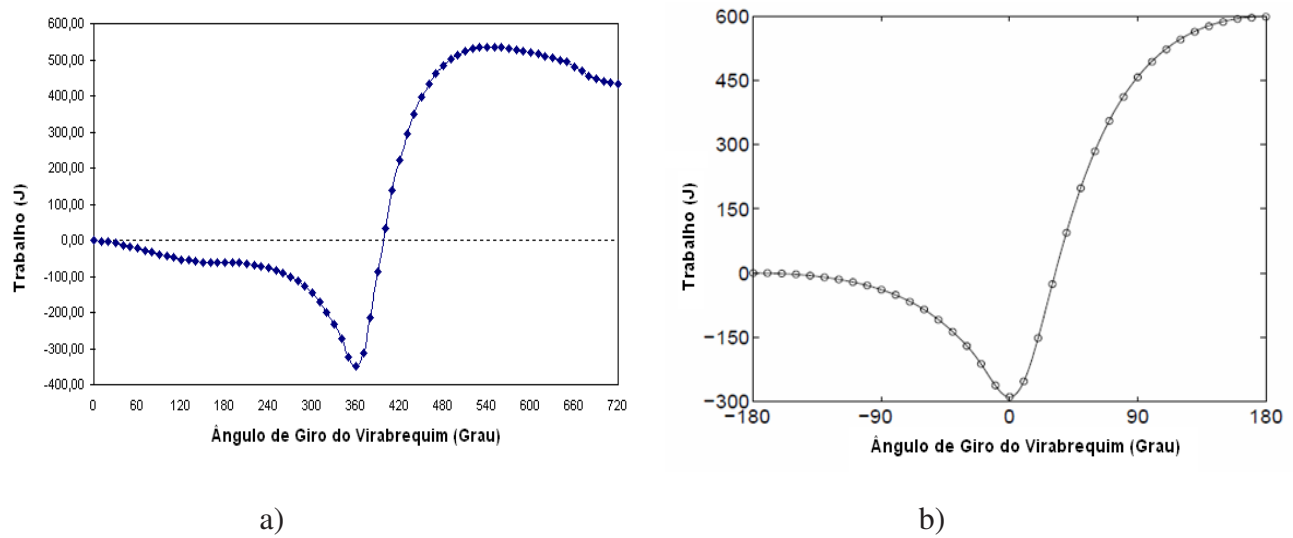


Figura 5.7: Trabalho acumulado no ciclo. (a)Na presente modeladagem. (b)Figura publicada [11]

Tabela 5.1: Valores de ensaios experimentais usados na validação

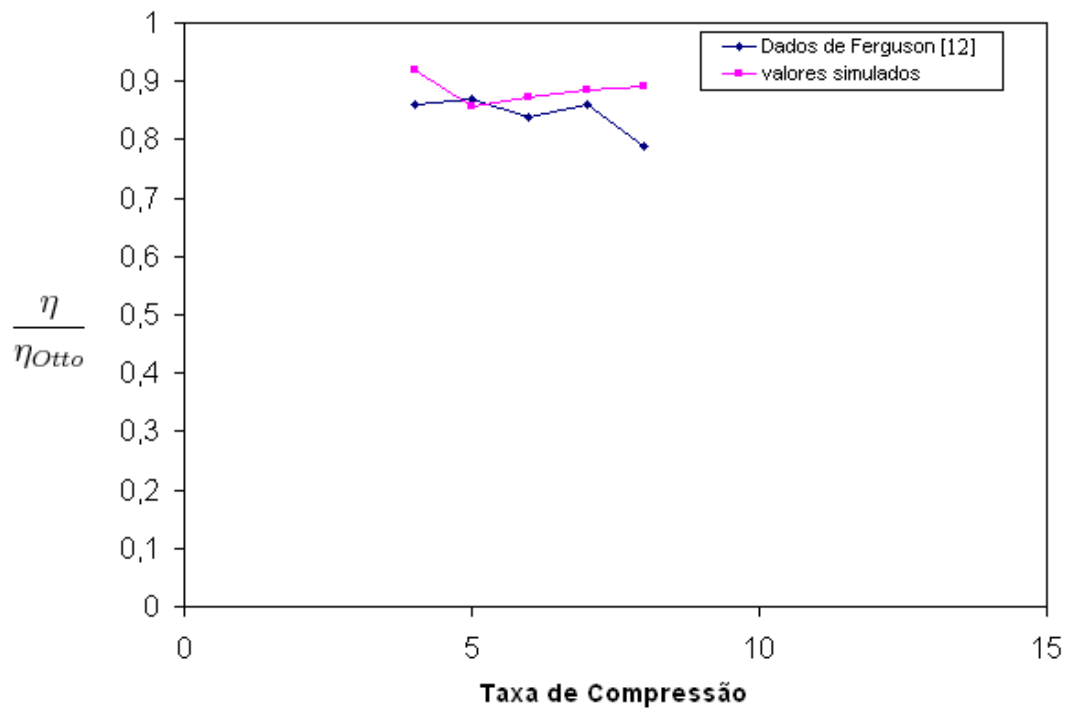
<i>Caso</i>	<i>r</i>	$\theta_s(\text{grau})$	$\theta_b(\text{grau})$	$PME(\text{bar})$	η/η_{Otto}
1	8	-13	29	7,9	0,79
2	7	-14	31	7,9	0,86
3	6	-15	33	7,2	0,84
4	5	-16	37	6,8	0,87
5	4	-17	39	6,1	0,86

Dados: *Ferguson* [12]; $B = 82,6\text{mm}$; $S = 114,3\text{mm}$; $P_i = 0,95\text{bar}$; $P_e = 1,04\text{bar}$; $T_i = 339\text{K}$;
 $\phi = 1,13$; $\omega = 1200\text{rpm}$

Tabela 5.2: Valores a serem comparados com os do ensaio experimental apresentado

<i>Caso</i>	<i>r</i>	$\theta_s(\text{grau})$	$\theta_b(\text{grau})$	<i>PME(bar)</i>	$\eta(\%)$	$\eta_{Otto}(\%)$	η/η_{Otto}
1	8	-13	29	7,70	23,9	27,0	0,89
2	7	-14	31	7,37	22,4	25,0	0,88
3	6	-15	33	6,98	20,6	24,0	0,87
4	5	-16	37	6,49	18,4	21,0	0,86
5	4	-17	39	5,92	17,2	19,0	0,92

$B = 82,6\text{mm}$; $S = 114,3\text{mm}$; $P_i = 0,95\text{bar}$; $T_i = 339\text{K}$; $\phi = 1,13$; $\omega = 1200\text{rpm}$; $\eta_b = 0,8$;
 $\xi_{bo} = 0,5$; $\xi_{ex} = 0,7$; $\eta_b = 0,88$; $h = 500$; $C = 0,8$; $f = 0,16$; $T_w = 450\text{K}$

Figura 5.8: Comparação entre valores experimentais e simulados de η/η_{Otto} .

base nestes dados, montou-se a Tabela 5.2, ao simular cada caso em condição semelhante. Os resultados da comparação podem ser visualizados nas figuras 5.8 e 5.9 em que nota-se uma proximidade muito grande entre os valores de PME e de comparação entre os rendimentos

térmicos. Os valores experimentais de η/η_{Otto} entando entre 0,79 e 0,87 comprovam as teoria de estudos [12] de que tais valores são, geralmente, em cerca de 0,85. O intervalo dos valores obtidos para esse parâmetro foi de 0,86 à 0,92 indicando relativa alta proximidade antre os valores de forma que em um dos pontos as linhas de tendências se cruzam. Os valores obtidos da simulação para este parâmetro ficaram levemente acima do comparado, visto que o ensaio do ciclo real é dotado da ação dos efeitos do atrito sobre o sistema, logo, como a simulação não considera os parâmetros tribológicos, então, era de se esperar que o rendimento simulado fosse levemente maior do que o obtido a partir de experimentos.

Os valores da PME, na fig 5.9, mostraram-se muitos próximos, sendo a diferença média de entre PME simulada e PME experimental de 3,98% apenas e, em ambas as curvas, o comportamento de subida se mantém. Esta pequena diferença se deve, também, em parte aos erros de integração numérica, principalmente com relação às etapas de admissão e exaustão onde a subrotina integradora utiliza uma função interpoladora. Esta metodologia empregada, inevitavelmente ocasiona leves desvios no valor de resposta alcançado. Neste caso, muitos

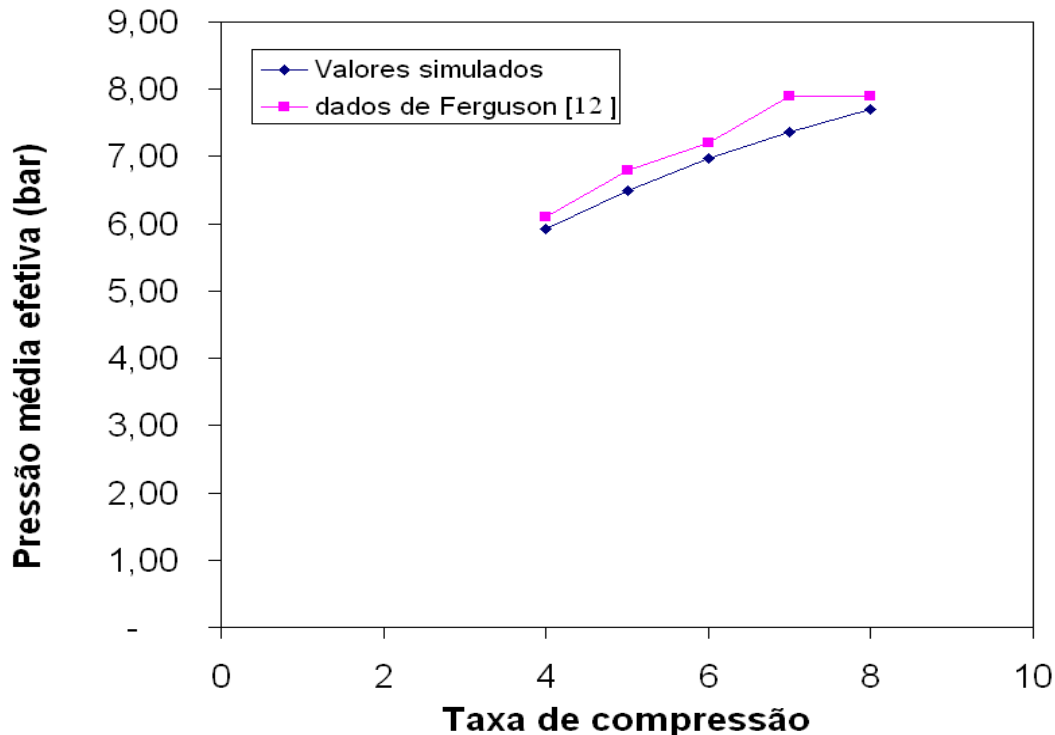


Figura 5.9: Comparação entre valores experimentais e simulados da PME de diferentes ciclos.

parâmetros influenciam como o número de subdivisões do intervalo integrado e o grau do polinômio interpolador utilizado. Desta forma, com a validação de cada uma das variáveis de saída do programa proposto e dos parâmetros indicadores de desempenho os quais consideram os demais parâmetros anteriormente validados, tem-se a comprovação completa da capacidade do simulador e noção do seu grau de aproximação.

Em cada um dos procedimentos anteriores, observou-se os valores dos erros ε_1 e ε_2 , percebendo que os valores máximos de cada um foram da ordem de 10^{-3} e 10^{-1} , respectivamente. Isso indica que nos exemplos validados anteriormente mantiveram-se as aproximações numéricas de forma esperada.

5.2 Resultados dos Exemplos Numéricos

Além da questão de validação, existe a aplicação do uso do programa desenvolvido para a simulação. Um bom programa deve permitir previsões de desempenho de configurações diferentes do motor, em relação a que foi usada na validação do modelo. Assim, com a utilização do programa ora implementado em futuros projetos consolidará mais ainda a sua qualidade. Entre as características que permitirão a difusão deste programa é a utilização de linguagem de programação estruturada de alto nível e amplamente utilizada.

A seguir, são apresentados os resultados de simulação para um motor monocilindro, procurando mostrar as potencialidades da modelagem empregada na análise da influência da variação de parâmetros específicos de funcionamento desse motor. A Tabela 5.3 a seguir mostra os valores de entrada utilizados nos seguintes exemplos numéricos de simulação discutidos.

5.2.1 Efeitos da Velocidade de Funcionamento do Motor

Das figuras 5.10 e 5.11, como era de se esperar, percebe-se que os valores comuns de eficiência térmica dos ciclos Otto são geralmente abaixo de 35%. Para essa comprovação foram utilizados valores de taxas de compressão pertencentes ao intervalo de valores mais usuais para este tipo de motor. Na verdade, mesmo que a taxa de compressão seja um parâmetro o qual queiramos aumentar, ele é limitado por parâmetros como a ocorrência de auto-detonação e limitação de resistência mecânica do motor às altas pressões desenvolvidas ao longo do ciclo.

Tabela 5.3: Valores de entrada utilizados nos seguintes exemplos numéricos

<i>Fig.</i>	r	$\omega(rpm)$	$\theta_b(gra)$	$\theta_s(gra)$	ϕ	$P_1(bar)$
5.10	2, 5 – 15	500 – 4000	60	–35	0, 8	1
5.11	2, 5 – 15	500 – 4000	60	–35	0, 8	1
5.12	10	1400	60	(–5) – (–35)	1, 2	1
5.13	10	1400	20; 100	(–20) – (10)	0, 8	1
5.14	2, 5 – 15	1400	15 – 60	–35	0, 8	1
5.15	1 – 5	1400	60	–35	0, 8	1
5.16	10	2000	60	–35	0, 8	0, 54 – 0, 95
5.17	10	2000	60	–35	0, 8	0, 54 – 0, 95
5.18	10	1400	60	–35	0, 6 – 1, 2	1

$B = 10cm$; $S = 8cm$; $l = 4cm$; $C = 0, 8$; $\mathbf{h} = 500$; $f = 0, 1$; $T_1 = 350K$; $T_w = 420K$; $\eta_v = 0, 95$;
 $\xi_{bo} = 0, 7$; $\xi_{ex} = 1, 03$; $\eta_b = 0, 88$

Na figura 5.11, percebe-se que, com o aumento da velocidade de rotação, a curva de eficiência térmica global em função da taxa de compressão é deslocada para cima. Isso indica que quanto maior a rotação de funcionamento do motor, maior será a potência de saída do eixo e a eficiência, pois com menores rotações, tem-se maior efeito de perda de calor por convecção e de massa ("blowby"), entretanto, a eficiência não cresce na mesma proporção do aumento da rotação. Em baixas velocidades, o tempo possível para os gases transferirem calor é maior. Outro parâmetro o qual não foi embutido nessa análise é a influência do atrito, o qual possui maior efeito em menores escalas de tamanho do cilindro e/ou quando o cilindro atua com altas velocidades.

O modelo proposto mostra-se capaz de fornecer conclusões razoáveis para médias e baixas velocidades quando a influência do atrito não é tão preponderante. Desta forma, essas análises são úteis para determinar o valor ideal da velocidade de funcionamento do motor para uma dada configuração e limitação.

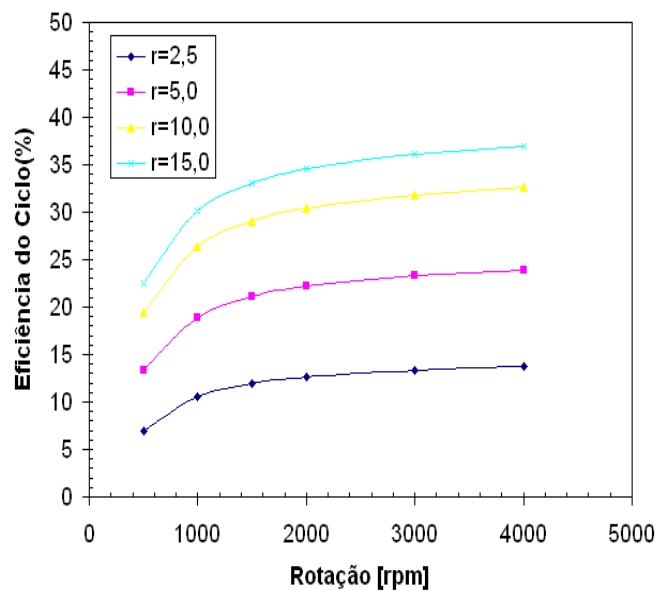


Figura 5.10: Curva de eficiência do ciclo em função da velocidade para diferentes r .

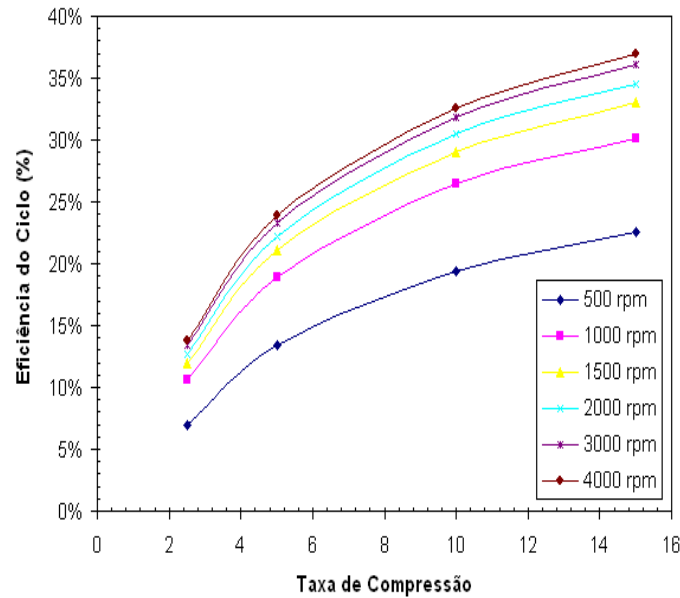


Figura 5.11: Curva de eficiência térmica do ciclo em função da taxa de compressão para diferentes ω

5.2.2 Efeitos da Definição do Início da Centelha e da Duração da Combustão

A figura 5.12 mostra um gráfico típico de pressão média efetiva para um motor de quatro tempos à gasolina com um ângulo total de queima fixo. Este tipo de simulação com base nos valores obtidos no algoritmo desenvolvido é útil na determinação do instante ideal de ignição para o motor analisado. Neste exemplo numérico, é visível que o ângulo de avanço da centelha ideal para tal configuração de duração de queima é de 27° com relação ao PMS. Uma possibilidade de aprimorar essa determinação consiste em aferir experimentalmente o torque desenvolvido pelo motor para diferentes ângulos de avanço da centelha e compará-lo com a simulação desenvolvida da PME.

A figura 5.13 mostra os efeitos da variação do início da centelha na Tex dos gases para durações de 20° e de 100° . Início de centelha retardado faz com que a combustão ocorra muito tarde com relação ao ciclo e, conseqüentemente, faz com que os produtos de combustão tenham menor tempo para perder calor para as vizinhanças durante o processo de expansão. Assim, tem-se o aumento da temperatura de exaustão dos gases com o atraso da ignição.

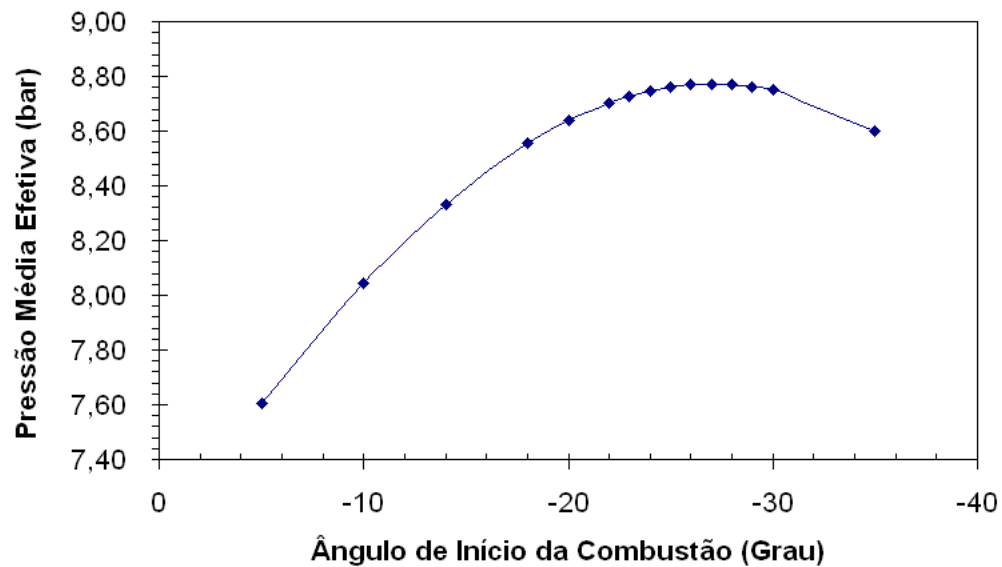


Figura 5.12: Curva da eficiência em função do ângulo de início da combustão.

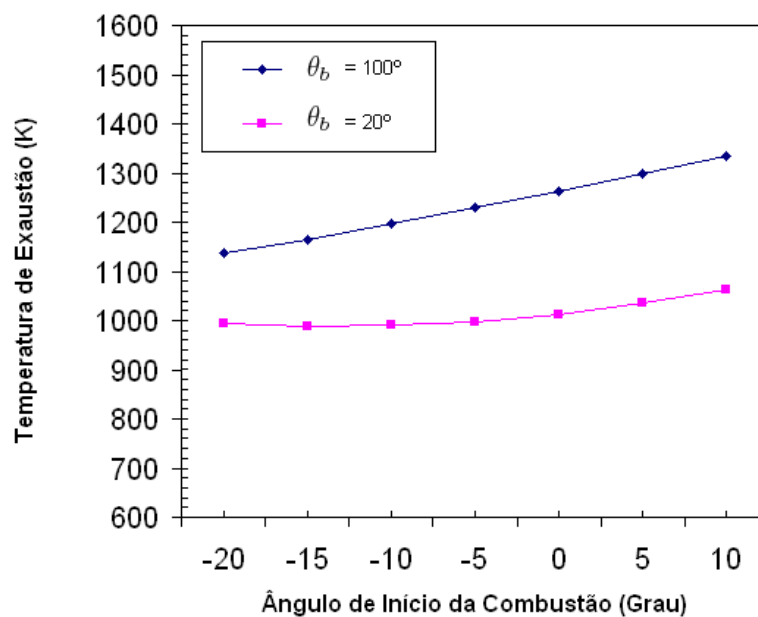


Figura 5.13: Curva da T_{ex} dos gases em função do ângulo de início da combustão.

5.2.3 Efeitos da Taxa de Compressão e da Duração de Combustão

Os efeitos da variação da taxa de compressão na eficiência térmica global do ciclo para durações de queima de combustível de 15° , 30° , 45° e 60° estão mostrados na figura 5.14. Há a consistência nos valores devido ao crescimento do rendimento com o aumento da taxa de compressão, ratificando a teoria amplamente adotada de a razão de compressão tem influência direta no rendimento térmico do ciclo. Com a análise desenvolvida com o auxílio dessa figura, é possível que se modifique a duração da queima de combustível com o intuito de aumentar a eficiência sem que se modifique, por exemplo, a taxa de compressão. Para um projeto de motor, pode-se aumentar, então, um dos dois parâmetros, r e θ_b respeitando as limitações do outro, determinando a configuração ideal de tempo de queima e de taxa de compressão. Percebe-se que aumentar a duração de queima é vantajoso até certo ponto. Isso se deve, pois o rendimento térmico não aumenta na mesma proporção em que aumenta o intervalo de queima do combustível, devido ao conseqüente aumento de tempo de possível perdas de calor dos gases.

Há, também, a possibilidade de auto-detonação a qual pode ocorrer para altos valores de r e nos menores valores de θ_b , fazendo com que limite-se os seus respectivos valores. Em vista da estreita relação entre a taxa de compressão e o rendimento térmico do ciclo, idealiza-se que se possuam motores de combustão interna com razões compressão mais altas possíveis, considerando a existência da possibilidade de auto ignição da mistura ar-combustível. Assim, limita-se as taxas de compressão nos motores de ignição por centelha em valores máximos geralmente próximos a 9.

Quando a duração de queima é pequena, o tempo disponível para o processo de combustão de um ciclo motor se torna muito breve e nem todas as moléculas de combustível podem encontrar alguma molécula de O_2 para reagir. Consequentemente, uma fração de combustível não reagirá e sairá com os gases de exaustão. Uma configuração que poderia auxiliar a superar este problema é a de maior taxa de compressão.

Na figura 5.15 são mostrados os efeitos das variações na taxa de compressão na T_{ex} . Neste gráfico, vê-se que T_{ex} cai com o aumento de r . Isto ocorre devido ao aumento da eficiência de conversão do combustível com a diminuição do percentual de calor rejeitado na exaustão.

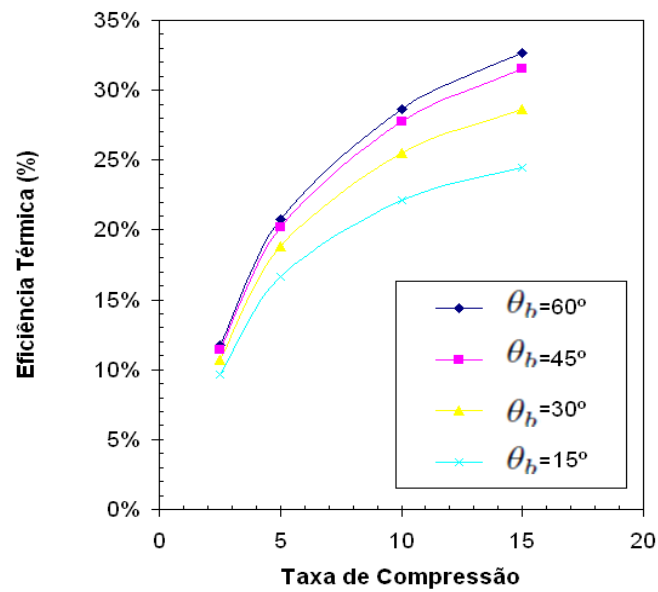


Figura 5.14: Curvas de eficiências térmicas para diferentes durações de chama.

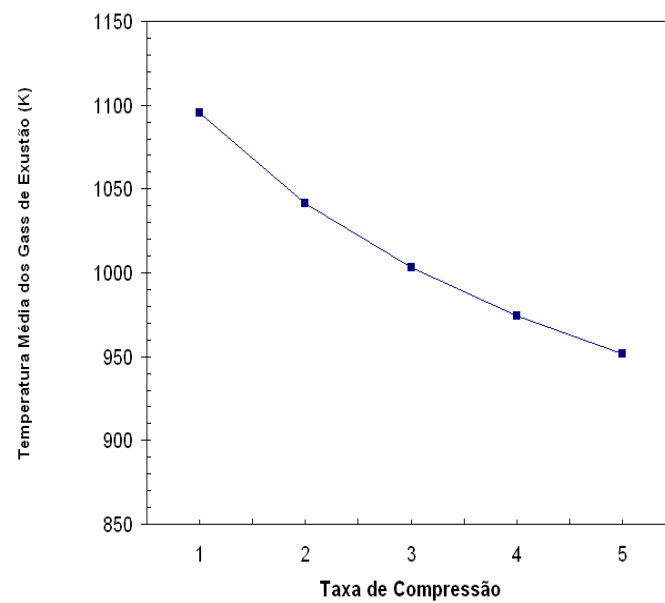


Figura 5.15: Curva da temperatura média de exaustão dos gases em função da taxa de compressão.

5.2.4 Efeito da Variação da Pressão de Admissão

A figura 5.16 mostra a relação direta entre a pressão de admissão e a pressão máxima atingida pelo ciclo desenvolvido. O aumento provocado no pico de pressão pelo aumento na P_i justifica o uso de turbocompressores com o intuito de aumentar a eficiência do ciclo. Percebe-se, também com o aumento destes parâmetros a otimização da PME. Este comportamento pode ser exemplificado na figura 5.17 a qual mostra a curva com os valores de PME para os casos mostrados na figura 5.16. Na prática, o que limita o aumento da P_i são fatores de custo e de resistência do motor às pressões de pico desenvolvidas.

Então, estes gráficos estão de acordo com as bibliografias estudadas, pois, de acordo com *Ferguson* [12], ambas "eficiência térmica e PME aumentam com o aumento da pressão limite e o aumento da pressão de admissão no ciclo Otto". Esta afirmação é fácil de ser percebida no diagrama $p-v$ da figura 5.16, uma vez que, com base nas áreas delimitadas pelas curvas, é possível perceber a diferença no rendimento térmico do ciclo.

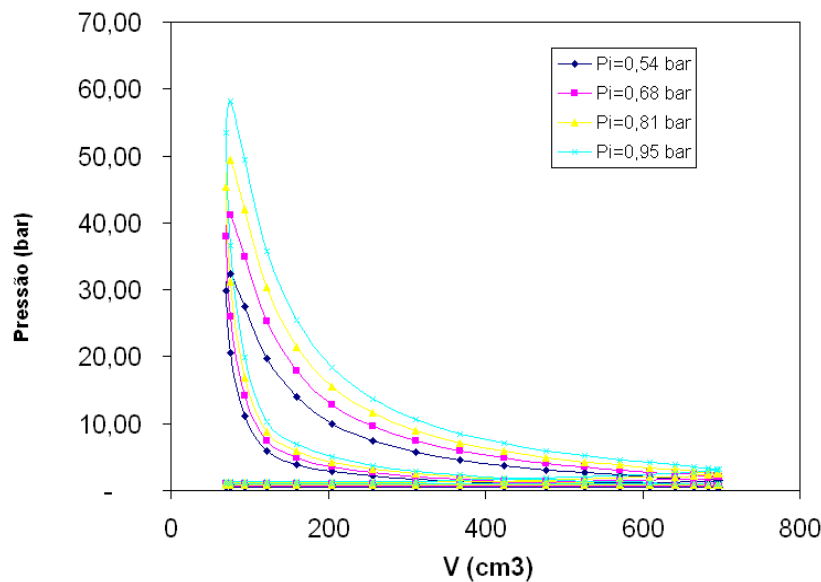


Figura 5.16: Diagramas pressão x volume para diferentes pressões de admissão.

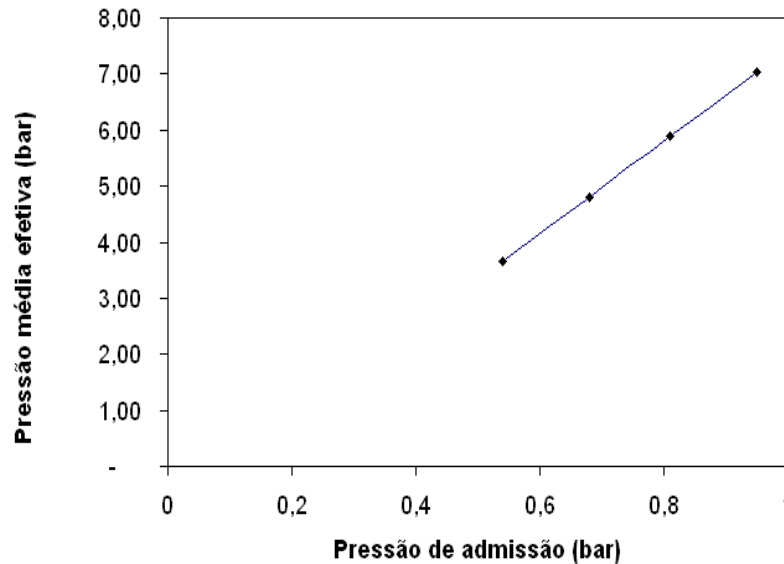


Figura 5.17: Relação entre pressão média efetiva e pressão de admissão.

5.2.5 Efeito da Taxa de Equivalência

A figura 5.18 mostra como ϕ é crucial na estimativa de eficiência do processo combustão e como afeta diretamente a performance do motor. Percebe-se que o pico ocorre nos valores de ϕ em que há a maior liberação de calor. Consequentemente, para misturas ricas, menos torque e potência serão produzidos pois a temperatura de combustão e a pressão dentro do cilindro serão menores. A redução da temperatura de combustão é refletida em menores temperaturas atingidas pelos gases de exaustão. Os dados mostrados comprovam as teorias estudadas de que o aumento da razão combustível/ar diminui o rendimento do motor.

Os resultados apresentados até agora mostram que o desempenho do motor é fortemente influenciado pela razão combustível/ar o qual é um parâmetro que altamente influenciável pelas diferentes configurações e condições operacionais do motor.

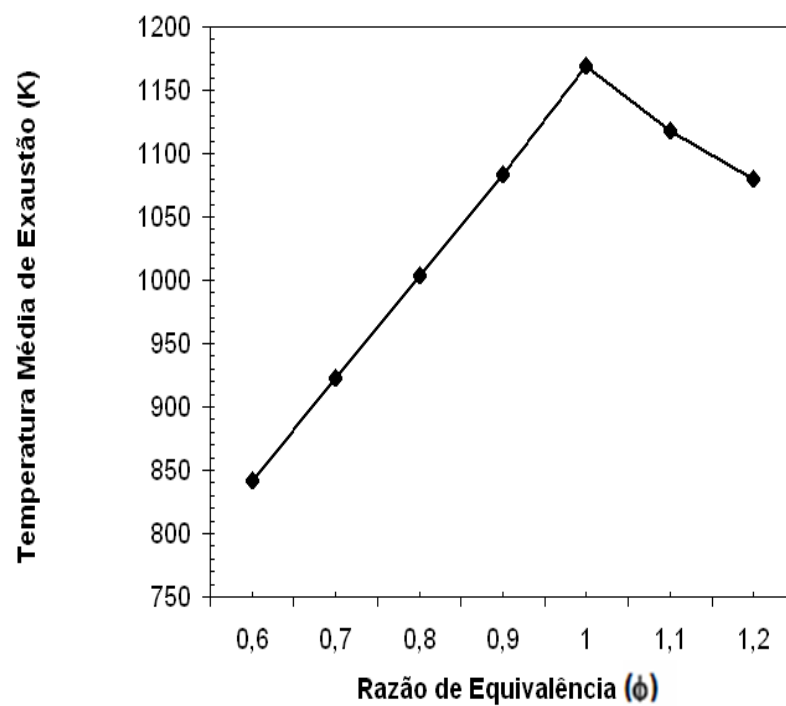


Figura 5.18: Comportamento da T_{ex} com relação à razão de equivalência.

Capítulo 6

CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSIÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Os resultados provenientes do trabalho aqui apresentado resume-se nas seguintes considerações:

- Este presente projeto é eficaz em contribuir para o desenvolvimento cada vez mais exato, em termos de conclusões, a respeito de rendimento termodinâmico de motores cujo ciclo é o de pressão limitada (Ciclo Otto), contribuindo, conseqüentemente, na economia de combustível;
- O algoritmo-base desenvolvido pode ser modificado, de maneira satisfatória, com a finalidade de auxiliar no re-projeto da câmara de combustão e de dados geométricos do cilindro ao simular o uso do motor para diferentes combustíveis. Para isso, basta que se mudem os valores da matriz de dados do combustível, de forma que as mesmas simulações realizadas com um combustível possam ser feitas com um diferente combustível. De posse dos diferentes resultados, seria possível inferir com respeito às faixas de valores ideais de alguns parâmetros de trabalho de cada um dos combustíveis;
- O código computacional gerado usando programação estruturada FORTRAN se mostrou altamente paramétrico e reutilizável ao longo de suas diversas fases da implementação.

A declaração de dados em blocos específicos e a utilização de rotinas não permitiram que um modelo afetasse o outro, prociciando redução dos erros;

- A utilização do modelo algébrico proposto para modelar as operações com as válvulas durante o processo de admissão e de exaustão mostrou-se satisfatório, mesmo sendo uma metodologia nova. A utilização da modelagem por resolução de sistemas de equações diferenciais mostrou-se satisfatória nos processos do ciclo de fornecimento de potência em vista da ampla utilização deste modelo nos demais trabalhos de simulação já existentes;
- Uma vantagem importante deste conjunto de modelagens é que permitem ao pesquisador investigar os efeitos de aspectos operacionais específicos como "Blowby", transferências de calor e desempenho do processo de combustão;
- A modelagem proposta satisfaz as necessidades referentes ao seu objetivo proposto, sendo altamente eficaz na determinação de parâmetros do ciclo, e na determinação da PME e do rendimento térmico, os quais são determinantes na indicação das melhores condições operacionais do motor;
- Com os resultados obtidos, foi possível a obtenção de gráficos cujos valores e comportamento de curvas estavam em acordo com o previsto. Com base nestes exemplos foi possível a discussão a respeito das teorias vigentes com respeito aos fenômenos e efeitos relacionados ao projeto e determinação das melhores condições de funcionamento do ciclo térmico de motores de combustão interna de quatro-tempos;
- O modelo apresentado é adequado para os casos em que as velocidades são médias ou pequenas, pois, para maiores velocidades de funcionamento do motor, maior é a expressividade do efeito do atrito no rendimento e na pressão média efetiva do ciclo;
- Uma implicação importante dos resultados obtidos nos exemplos numéricos é que há uma possibilidade ligeiramente maior de melhorar a eficiência de motores de ignição por centelha, simplesmente aumentando sua eficiência teórica mais um pouco, redefinindo e adaptando as condições de funcionamento da máquina térmica em questão.

Resumidamente, o modelo implementado, de acordo com o apresentado, pode ser usado para:

- Verificar as deficiências de um motor existente;
- Desenvolvimento de um novo motor ;
- Analisar o efeito de diferentes parâmetros e combustíveis, com as devidas adaptações nos valores da matriz de dados de combustível do algoritmo.

São considerações importantes para proposições de trabalhos futuros:

- Uma possibilidade é que a temperatura da parede do cilindro fosse estimada com base na taxa de equivalência ou que fosse utilizado um modelo em que a temperatura da superfície da parede do cilindro não fosse uniforme e/ou constante com o tempo;
- O algoritmo, por ser estruturado em linguagem de programação aberta, pode ser aprimorado de forma que estime as características para um ciclo multi-cilindro de 4 tempos ao invés de apenas analisar ciclos monocilíndricos. Desta forma, a abrangência de aplicação da modelagem desenvolvida será maior e também seria, então, possível simular o funcionamento de motores cujo bloco é composto de vários cilindros e comparar com grandezas medidas. Sendo desenvolvido para um motor monocilíndrico, não é possível ainda os estudos dos efeitos das interações no sistema de exaustão entre os vários cilindros;
- Seria interessante implementar o algoritmo de forma que seja possível expressar o trabalho por unidade de massa do gás e que se obtenha os dados finais de maneira adimensionalizada também. Esta forma de expressar os parâmetros é importante, pois, expressar o trabalho como uma propriedade termodinâmica intensiva é conveniente, visto que, para muitos sistemas, a análise é, então, independente do tamanho dos componentes do ciclo. Assim, esta metodologia torna-se conveniente para comparar motores de tamanhos diferentes, com o objetivo de maximizar a pressão média efetiva do motor seja qual forem suas dimensões;

- Uma proposta futura seria que se adicionassem outras tabelas com dados de combustíveis diferentes do que da gasolina, para que o algoritmo ficasse mais completo e pudesse simular com diferentes combustíveis, com o fim de poder comparar os desempenhos e parâmetros operacionais inerentes ao uso de cada um dos diferentes combustíveis. Este tipo de análise possibilita, por exemplo, que sejam feitos estudos com a finalidade de estudar a viabilidade de adaptação de um motor ao uso de um outro combustível;

Referências Bibliográficas

- [1] CHARLES K. WESTBROOK, YASUHIRO MIZOBUCHI, THIERRY J. POINSOT, PHILLIP J. SMITH, JÜRGEN WARNATZ, *Computational Combustion*, Proceedings of the Combustion Institute, (2004). pp. 1-3.
- [2] SILVA, F. C.; SAENZ J. S. R., *Modelagem e Simulação Termodinâmica do Desempenho do Ciclo Dual com Transferência de Calor e Análise da Taxa de Compressão.*, XV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica - Curitiba - PR, Paper CRE08-FS05, (2008).
- [3] MENON S. K., *Performance Measurement and Scaling in Small Internal Combustion Engines.*, University of Maryland, College Park, (2006), pp. 6-9, 51-53
- [4] MORAN, MICHAEL J.; SHAPIRO, HOWARD N., *Fundamentos de Termodinâmica para Engenharia.*, 4ª ed. - New York: John Wiley & Sons, (c2002). 683p. ISBN 0471076813 : (broch.), pp. 103-105
- [5] SONNTAG, RICHARD EDWIN; BORGNAKKE, C; VAN WYLEN, GORDON JOHN., *Fundamentos da termodinâmica*, São Paulo: E. Blucher, (2003). xii, 577 p. ISBN 8521203276 (broch.) pp. 311-313,
- [6] ROGOWSKI, S. M., *Elements of internal-combustion engines.*, New Delhi: Tata McGraw-Hill, (1972). pp. 1-17
- [7] PULKRABEK, W. W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Prentice Hall, (2003). ISBN-10: 0131405705, pp. 24-27, 35-42, 56-57, 190-194, 251-254

- [8] A. GHATAK, S. CHAKRABORTY, *Effect of external irreversibilities and variable thermal properties of working fluid on thermal performance of a dual internal combustion engine cycle.*, Journal of Mechanical engineering, 58, 1-12 (2007).
- [9] YANLIN GE , LINGEN CHEN , FENGRUI SUN , CHIH WU, *Thermodynamic simulation of performance of an Otto cycle with heat transfer and variable specific heats of working fluid.*, International Journal of Exergy. Volume 2, N.º 3 / 274 - 283, (2005).
- [10] W.WANG, L. CHEN, F. SUN, C.WU, *The effects of friction on the performance of an air standard Dual cycle.*, Exergy Internat. J. 2 (4) (2002) 340-344.
- [11] D. R. BUTTSWORTH, *Spark Ignition Internal Combustion Engine Modelling using Matlab*, Paper ISBN 1877078 02 6, (2002), pp.13-15
- [12] COLIN R. FERGUSON, *Internal Combustion Engines: Applied Thermodynamics*, (1986), New York, John Wiley & Sons, Inc, pp. 80-81, 103-144, 151-156, 168-179, 213-214
- [13] YANLIN GE, LINGEN CHEN, FENGRUI SUN, *Finite-time thermodynamic modelling and analysis of an irreversible Otto-cycle.*, Applied Energy, Volume 85, Issue 7, (2008), pp. 618-624 [7 page(s) (article)]
- [14] CHIH WU, PAUL V. PUZINAUSKAS, JUNG S TSAI, *Performance analysis and optimization of a supercharged Miller cycle Otto engine*, Applied thermal engineering ISSN 1359-4311, (2003), vol. 23, no5, pp. 511-521 [11 page(s) (article)].
- [15] OZSOYSAL OSMAN A., *Heat loss as a percentage of fuel's energy in air standard Otto and Diesel cycles*, Energy conversion and management, ISSN 0196-8904, CODEN ECMADL, (2006), vol. 47, no7-8, pp. 1051-1062 [12 page(s) (article)].
- [16] GONÇALVES, P. M. F., *Concepção de um Motor de Combustão Interna para um Veículo Automóvel de Extra-Baixo Consumo de Combustível*, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, (2008).

- [17] BENJAMIN R. B, *Combustion Data Acquisition and Analysis - Final Year Project*, M. Eng. Automotive engineering, Department of Aeronautical and Automotive Engineering, Loughborough University,(2001), pp. 9, 12-23, 29-38
- [18] J.B. HEYWOOD, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, (1988). ISBN-10:007028637x, pp. 14-26, 43-45, 162, 771
- [19] PATHAK, D., *Use of a Thermodynamic Cycle Simulation to Determine the Difference between a Propane-Fuelled Engine and an Iso-Octane-Fuelled Engine*, Dissertation Submitted to achieve degree of Master of Science; Texas A&M University, (2005), 102p, pp.9-16
- [20] BRUNT M. F. J. ; RAI H. ; EMTAGE A. L., *The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data*, SAE transactions, ISSN 0096-736X, (1998), vol. 107, no3, pp. 1596-1609 [14 page(s) (article)].
- [21] BRAMBILA, J. A., *Estudo Experimental e Simulação Termodinâmica de Desempenho em um Motor de Combustão Interna Operando com Óleo Diesel e Etanol*, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, (2006), pp. 20
- [22] PRESS, WILLIAM H., *Numerical recipes in Fortran 90: the art of parallel scientific computing.*, 2nd ed. - Cambridge: Cambridge University Press, (1996). nv. ISBN 0521574390 (enc.)
- [23] NETLIB, collection of mathematical software, papers, and databases, www.netlib.org
- [24] FILHO F. F. C., *Algoritmos Numéricos.*, LTC, 2nd edition, (2007). ISBN 978-85-216-1537-8. 428p.; pp. 224-230, 142-145
- [25] OATES, G. C., *Aerothermodynamics of gas turbine and rocket propulsion.*, 2nd revised and enlarged edition, Washington, DC, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., (1988), 456 p.
- [26] BARROS, J. E. M., *Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos.*, Dissertação de Doutorado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-

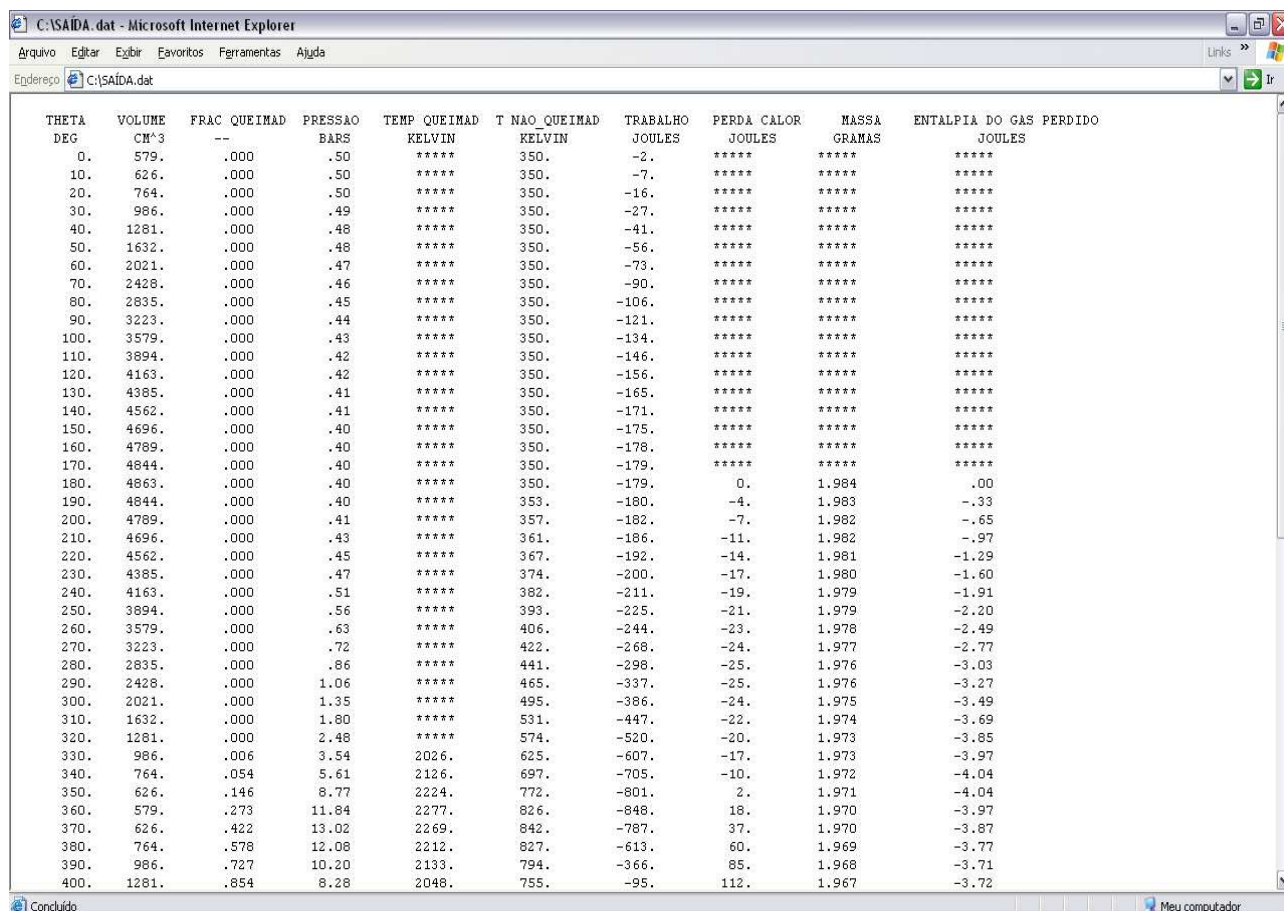
Graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, (2003), 160p., pp.55-58

- [27] INCROPERA, FRANK P.; DEWITT, DAVID P, *Fundamentos de transferência de calor e de massa.*, 4. ed. - Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, c1998. xvi, 494 p. ISBN 8521611463 (broch.), pp.155
- [28] TAYLOR, CHARLES F., *Análise dos motores de combustão interna.*, São Paulo: E. Blucher, c1988. 2v

Apêndice A

Arquivo de Saída do Algoritmo

Desenvolvido



THETA DEG	VOLUME CM ³	FRAC QUEIMAD	PRESSAO BARS	TEMP QUEIMAD KELVIN	T NAO QUEIMAD KELVIN	TRABALHO JOULES	PERDA CALOR JOULES	MASSA GRAMAS	ENTALPIA DO GAS PERDIDO JOULES
0.	579.	.000	.50	*****	350.	-2.	*****	*****	*****
10.	626.	.000	.50	*****	350.	-7.	*****	*****	*****
20.	764.	.000	.50	*****	350.	-16.	*****	*****	*****
30.	986.	.000	.49	*****	350.	-27.	*****	*****	*****
40.	1281.	.000	.48	*****	350.	-41.	*****	*****	*****
50.	1632.	.000	.48	*****	350.	-56.	*****	*****	*****
60.	2021.	.000	.47	*****	350.	-73.	*****	*****	*****
70.	2428.	.000	.46	*****	350.	-90.	*****	*****	*****
80.	2835.	.000	.45	*****	350.	-106.	*****	*****	*****
90.	3223.	.000	.44	*****	350.	-121.	*****	*****	*****
100.	3579.	.000	.43	*****	350.	-134.	*****	*****	*****
110.	3894.	.000	.42	*****	350.	-146.	*****	*****	*****
120.	4163.	.000	.42	*****	350.	-156.	*****	*****	*****
130.	4385.	.000	.41	*****	350.	-165.	*****	*****	*****
140.	4562.	.000	.41	*****	350.	-171.	*****	*****	*****
150.	4696.	.000	.40	*****	350.	-175.	*****	*****	*****
160.	4789.	.000	.40	*****	350.	-178.	*****	*****	*****
170.	4844.	.000	.40	*****	350.	-179.	*****	*****	*****
180.	4863.	.000	.40	*****	350.	-179.	0.	1.984	.00
190.	4844.	.000	.40	*****	353.	-180.	-4.	1.983	-.33
200.	4789.	.000	.41	*****	357.	-182.	-7.	1.982	-.65
210.	4696.	.000	.43	*****	361.	-186.	-11.	1.982	-.97
220.	4562.	.000	.45	*****	367.	-192.	-14.	1.981	-1.29
230.	4385.	.000	.47	*****	374.	-200.	-17.	1.980	-1.60
240.	4163.	.000	.51	*****	382.	-211.	-19.	1.979	-1.91
250.	3894.	.000	.56	*****	393.	-225.	-21.	1.979	-2.20
260.	3579.	.000	.63	*****	406.	-244.	-23.	1.978	-2.49
270.	3223.	.000	.72	*****	422.	-268.	-24.	1.977	-2.77
280.	2835.	.000	.86	*****	441.	-298.	-25.	1.976	-3.03
290.	2428.	.000	1.06	*****	465.	-337.	-25.	1.976	-3.27
300.	2021.	.000	1.35	*****	495.	-386.	-24.	1.975	-3.49
310.	1632.	.000	1.80	*****	531.	-447.	-22.	1.974	-3.69
320.	1281.	.000	2.48	*****	574.	-520.	-20.	1.973	-3.85
330.	986.	.006	3.54	2026.	625.	-607.	-17.	1.973	-3.97
340.	764.	.054	5.61	2126.	697.	-705.	-10.	1.972	-4.04
350.	626.	.146	8.77	2224.	772.	-801.	2.	1.971	-4.04
360.	579.	.273	11.84	2277.	826.	-848.	18.	1.970	-3.97
370.	626.	.422	13.02	2269.	842.	-787.	37.	1.970	-3.87
380.	764.	.578	12.08	2212.	827.	-613.	60.	1.969	-3.77
390.	986.	.727	10.20	2133.	794.	-366.	85.	1.968	-3.71
400.	1281.	.854	8.28	2048.	755.	-95.	112.	1.967	-3.72

Figura A.1: Layout do arquivo de saída principal- 1ª parte

310.	1632.	.000	1.80	*****	531.	-447.	-22.	1.974	-3.69
320.	1281.	.000	2.48	*****	574.	-520.	-20.	1.973	-3.85
330.	986.	.006	3.54	2026.	625.	-607.	-17.	1.973	-3.97
340.	764.	.054	5.61	2126.	697.	-705.	-10.	1.972	-4.04
350.	626.	.146	8.77	2224.	772.	-801.	2.	1.971	-4.04
360.	579.	.273	11.84	2277.	826.	-848.	18.	1.970	-3.97
370.	626.	.422	13.02	2269.	842.	-787.	37.	1.970	-3.87
380.	764.	.578	12.08	2212.	827.	-613.	60.	1.969	-3.77
390.	986.	.727	10.20	2133.	794.	-366.	85.	1.968	-3.71
400.	1281.	.854	8.28	2048.	755.	-95.	112.	1.967	-3.72
410.	1632.	.946	6.63	1961.	715.	165.	143.	1.967	-3.83
420.	2021.	.994	5.27	1871.	676.	396.	175.	1.966	-4.05
430.	2428.	1.000	4.17	1774.	*****	587.	208.	1.965	-4.38
440.	2835.	1.000	3.40	1689.	*****	740.	241.	1.964	-4.81
450.	3223.	1.000	2.87	1617.	*****	861.	275.	1.964	-5.33
460.	3579.	1.000	2.48	1556.	*****	956.	310.	1.963	-5.91
470.	3894.	1.000	2.21	1505.	*****	1030.	344.	1.962	-6.55
480.	4163.	1.000	2.00	1461.	*****	1086.	379.	1.961	-7.24
490.	4385.	1.000	1.85	1424.	*****	1129.	414.	1.961	-7.96
500.	4562.	1.000	1.74	1392.	*****	1161.	448.	1.960	-8.73
510.	4696.	1.000	1.66	1364.	*****	1184.	482.	1.959	-9.52
520.	4789.	1.000	1.59	1340.	*****	1199.	515.	1.958	*****
530.	4844.	1.000	1.55	1320.	*****	1208.	549.	1.958	*****
540.	4863.	1.000	1.52	1302.	*****	1210.	581.	1.957	*****
550.	4844.	1.000	1.46	1254.	*****	1209.	*****	*****	*****
560.	4789.	1.000	1.39	1206.	*****	1206.	*****	*****	*****
570.	4696.	1.000	1.33	1159.	*****	1202.	*****	*****	*****
580.	4562.	1.000	1.26	1111.	*****	1195.	*****	*****	*****
590.	4385.	1.000	1.20	1063.	*****	1186.	*****	*****	*****
600.	4163.	1.000	1.13	1015.	*****	1177.	*****	*****	*****
610.	3894.	1.000	1.06	967.	*****	1165.	*****	*****	*****
620.	3579.	1.000	1.00	920.	*****	1153.	*****	*****	*****
630.	3223.	1.000	.93	872.	*****	1139.	*****	*****	*****
640.	2835.	1.000	.87	824.	*****	1126.	*****	*****	*****
650.	2428.	1.000	.80	776.	*****	1112.	*****	*****	*****
660.	2021.	1.000	.77	776.	*****	1085.	*****	*****	*****
670.	1632.	1.000	.73	776.	*****	1055.	*****	*****	*****
680.	1281.	1.000	.70	776.	*****	1030.	*****	*****	*****
690.	986.	1.000	.66	776.	*****	1010.	*****	*****	*****
700.	764.	1.000	.63	776.	*****	996.	*****	*****	*****
710.	626.	1.000	.59	776.	*****	987.	*****	*****	*****
720.	579.	1.000	.56	776.	*****	985.	*****	*****	*****
RENDIMENTO TÉRMICO = 2.4601E-01 PME (BAR) = 2.2987E+00 ERROR1 = -8.9928E-04 ERROR2 = 2.9193E-01									

Figura A.2: Layout do arquivo de saída principal- 2ª parte