

Ciclo 8 tempos de baixa dissipação de calor: Simulação e implementação

Daniel Balacó Ferreira

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

janeiro de 2024

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Declaração de Integridade

Eu, Daniel Balacó Ferreira, que abaixo assino, estudante com o número de inscrição M11621 do 2º ciclo de estudos em Engenharia Eletromecânica da Faculdade de Engenharia, declaro ter desenvolvido o presente trabalho e elaborado o presente texto em total consonância com o **Código de Integridade da Universidade da Beira Interior**.

Mais concretamente afirmo não ter incorrido em qualquer das variedades de Fraude Académica, e que aqui declaro conhecer, que em particular atendi à exigida referência de frases, extratos, imagens e outras formas de trabalho intelectual, e assumindo assim na íntegra as responsabilidades da autoria.

Universidade da Beira Interior, Covilhã, 2024/01/30

Assinado por: **Daniel Balacó Ferreira**
Num. de Identificação: 30317950
Data: 2024.01.30 03:14:58+00'00'



(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Agradecimentos

Aos meus pais, pelo apoio incondicional e por sempre acreditarem em mim. Por me ensinarem a importância da busca constante por conhecimento e por me terem proporcionado a possibilidade de seguir estudos a nível académico.

À minha família e amigos, que direta ou indiretamente embarcaram comigo nesta jornada, pela força e motivação mesmo nos momentos mais difíceis.

À minha namorada Mariana, o meu porto seguro, a pessoa que durante este percurso académico foi um pouco de tudo e me acompanhou em todos os momentos. Obrigado por sempre acreditares em mim e por me dares a força extra necessária em todos os momentos.

Ao meu orientador, Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael, pela orientação, ensino, confiança e empenho não só para esta dissertação, mas também nos restantes anos de ensino.

Aos meus colegas Gonçalo Almeida, Daniel Nunes, Pedro Pereira, Bruno Eusébio e Rodrigo Antunes um obrigado especial por se terem tornado família e confidentes ao longo destes anos.

Ao projeto UBICAR e a todos os envolvidos, pela amizade, espírito de entreatajuda e por todas as experiências vividas que não serão esquecidas.

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Resumo

O presente trabalho oferece uma análise detalhada e inovadora sobre motores de combustão interna, com o destaque particular do ciclo de 8 tempos de baixa dissipação de calor. Esta inovação pode representar um avanço significativo nesta área de investigação, propondo uma melhoria substancial na utilização eficiente do calor gerado pela combustão. Inicia-se com uma exploração minuciosa dos princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna, abrangendo as suas características termodinâmicas intrínsecas e os fatores que influenciam a eficiência energética e a transferência de calor. Este estudo aprofundado é crucial para compreender as bases sobre as quais o ciclo de 8 tempos é desenvolvido e otimizado.

De seguida, é apresentada uma análise aprofundada do ciclo de 8 tempos em si, destacando as suas peculiaridades e benefícios em relação aos ciclos convencionais. É desenvolvida uma modelação computacional avançada para validar a eficiência e viabilidade deste ciclo. Essa abordagem quantitativa enfatiza a melhoria na eficiência energética e a redução significativa das perdas de calor, dois aspetos fundamentais na procura por soluções mais sustentáveis e economicamente viáveis no contexto atual de desafios ambientais e energéticos.

Para demonstrar a aplicabilidade prática deste ciclo, o estudo inclui um caso de estudo que envolve modificações no motor Honda GX160. Esta parte do trabalho serve como um modelo para futuras adaptações em outros motores. O trabalho culmina com uma avaliação crítica dos resultados obtidos e oferece sugestões valiosas para futuras investigações neste campo. A conclusão ressalta o potencial revolucionário do ciclo de 8 tempos, não apenas para melhorar o desempenho dos motores de combustão interna, mas também para contribuir significativamente para a redução do impacto ambiental.

Palavras-chave

Motores de combustão interna; Ciclo de 8 tempos; Baixa dissipação de calor; Eficiência energética; Simulação computacional

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Índice

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Acrónimos	xv
Lista de Símbolos	xvii
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento e contextualização	1
1.2 Objetivos e problemática	2
1.3 Estrutura da dissertação	2
2 Motor de combustão interna	5
2.1 Constituição do motor	6
2.2 Princípio de funcionamento	9
2.3 Tempos de funcionamento	10
2.3.1 Motor 4 tempos	10
2.3.2 Motor 2 tempos	11
2.3.3 Motor 8 tempos	12
2.3.4 Outras soluções	14
2.3.4.1 Motor 6 tempos	14
2.3.4.2 Alternativas de motor 8 tempos	15
2.4 Ciclos termodinâmicos de funcionamento	15
2.4.1 Ciclo de Otto	17
2.4.1.1 Ciclo de Otto real	18
2.4.2 Ciclo 6 tempos	20
2.4.3 Ciclo 8 tempos	21
2.5 Transferência de calor	23
2.5.1 Transferência de calor entre o fluido motor e as paredes do cilindro	23
2.5.2 Transferência de calor entre os componentes do motor	24
2.5.3 Transferência de calor entre as paredes e o líquido	25
2.6 Rendimento	25
2.7 Injeção	26
2.7.1 Unidade de controlo eletrónica	27
2.7.2 Sensores	27
2.7.2.1 Sensor de velocidade	29

2.7.2.2	Sensor de temperatura	29
2.7.2.3	Sensor de posição da borboleta	29
2.7.2.4	Sensor de massa de ar	30
2.7.2.5	Sensor de pressão	31
2.7.2.6	Sensor de oxigénio	31
2.7.3	Atuadores	32
2.7.3.1	Injetor	32
2.7.3.2	Vela de ignição	32
3	Modelação computacional	35
3.1	Simulação utilizada	37
3.2	Parâmetros de modelação	38
3.3	Construção da simulação	43
3.4	Modelação do motor	45
3.5	Análise de resultados	53
4	Implementação do ciclo 8 tempos	57
4.1	Planeamento da componente experimental	57
4.2	Procedimento experimental	58
4.2.1	Sistema de posição da árvore de cames	59
4.2.2	Sistema de corte de injeção	60
5	Conclusões	65
5.1	Sugestão de trabalhos futuros	65
	Bibliografia	67
A	Código utilizado para a simulação em <i>MatLab</i>	71
B	Programação do <i>Arduino Mega</i>	87

Lista de Figuras

Figura 2.1	Classificação de máquinas térmicas.	5
Figura 2.2	Sistema biela-manivela e representação do PMS, PMI, <i>C</i> e <i>D</i> .	7
Figura 2.3	Motor 4 tempos.	7
Figura 2.4	Três conjuntos essenciais ao funcionamento de um MCI.	8
Figura 2.5	Quatro fases do motor 4 tempos.	10
Figura 2.6	Quatro fases do motor 2 tempos.	11
Figura 2.7	Oito fases do motor 8 tempos.	12
Figura 2.8	Seis fases do motor 6 tempos.	14
Figura 2.9	Esquemática da ligação entre o cilindro primário (<i>master cylinder</i>) e o cilindro secundário (<i>slave cylinder</i>) do motor 8 tempos alternativo.	16
Figura 2.10	Ciclo real de um MCI.	16
Figura 2.11	Ciclo teórico de Otto.	17
Figura 2.12	Ciclo de Otto a carga parcial.	18
Figura 2.13	Comparação entre o ciclo teórico e o ciclo real de um motor IF.	19
Figura 2.14	Ciclo 4 tempos VS Ciclo 6 tempos.	20
Figura 2.15	Diagrama pressão/volume de um ciclo 8 tempos.	22
Figura 2.16	Produção de binário ao longo dos 1440° de cambota de um ciclo 8 tempos.	22
Figura 2.17	Culminar dos diferentes modos de transferência de calor na parede do cilindro de um MCI.	24
Figura 2.18	Resultado da conversão dos diferentes rendimentos inerentes a um MCI.	26
Figura 2.19	Exemplo de uma unidade de controlo eletrónica (UCE).	28
Figura 2.20	Exemplo de um sensor indutivo.	29
Figura 2.21	Exemplo de um sensor de temperatura.	30
Figura 2.22	Exemplo de um conjunto de borboleta de admissão e sensor de posição da borboleta, ou TPS.	30
Figura 2.23	Exemplo de sensor de massa de ar, ou MAF.	31
Figura 2.24	Exemplo de um sensor de pressão absoluta de admissão, ou MAP.	31
Figura 2.25	Exemplo de sensor de oxigénio, sonda lambda.	32
Figura 2.26	Exemplo de injetores.	33
Figura 2.27	Exemplo de uma vela de ignição.	33
Figura 3.1	Mecanismo biela-manivela.	39
Figura 3.2	Fluxograma da simulação realizada.	44
Figura 3.3	Curvas de binário médio para as simulações realizadas.	50
Figura 3.4	Curvas de potência para as simulações realizadas.	51
Figura 3.5	Comparação entre as curvas de binário médio das simulações realizadas.	51
Figura 3.6	Comparação entre as curvas de potência das simulações realizadas.	52

Figura 3.7	Curvas de eficiência térmica para todas as simulações realizadas.	52
Figura 3.8	Curvas de perdas totais por calor para todas as simulações realizadas.	53
Figura 3.9	Comparação entre as curvas de binário médio das simulações realizadas.	54
Figura 3.10	Comparação entre as curvas de potência das simulações realizadas.	54
Figura 3.11	Curvas de eficiência térmica para todas as simulações realizadas.	55
Figura 3.12	Curvas de perdas totais por calor para todas as simulações realizadas.	55
Figura 4.1	<i>ECU Master EMU Black</i> .	57
Figura 4.2	Esquemática do funcionamento do motor <i>Honda GX160</i> controlado apenas por um “ <i>trigger</i> ” primário.	58
Figura 4.3	Sensor indutivo FAE 79094.	59
Figura 4.4	Fluxograma do projeto da tampa de válvulas.	60
Figura 4.5	Protótipo final de tampa de válvulas.	61
Figura 4.6	Resultado final da adaptação da tampa de válvulas original.	61
Figura 4.7	Esquemática do funcionamento do motor <i>Honda GX160</i> controlado por um “ <i>trigger</i> ” primário e um “ <i>trigger</i> ” secundário.	61
Figura 4.8	Representação do sistema de controlo a desenvolver.	62
Figura 4.9	Fluxograma do código desenvolvido para controlo através do <i>Arduino</i> .	63
Figura 4.10	Resultado do funcionamento do sistema de controlo a desenvolver em modo “ <i>on</i> ”.	63
Figura 4.11	Sistema final de corte de injeção.	64
Figura 4.12	Esquemática do funcionamento do motor <i>Honda GX160</i> controlado por um “ <i>trigger</i> ” primário, um “ <i>trigger</i> ” secundário e pelo <i>Arduino</i> .	64

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 Parâmetros introduzidos, e constantes, para a realização das diversas simulações.	45
Tabela 3.2 Resultados das simulações efetuadas para 1500 rpm.	48
Tabela 3.3 Resultados das simulações efetuadas para 2000 rpm.	48
Tabela 3.4 Resultados das simulações efetuadas para 2500 rpm.	48
Tabela 3.5 Resultados das simulações efetuadas para 3000 rpm.	49
Tabela 3.6 Resultados das simulações efetuadas para 3500 rpm.	49
Tabela 3.7 Resultados das simulações efetuadas para 4000 rpm.	49
Tabela 4.1 Conjunto de sensores e atuadores que formam o sistema de controlo já utilizado.	58

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Lista de Acrónimos

AAI	Ângulo de avanço de ignição
ABS	<i>Anti-lock braking system</i> (Sistema de travagem antibloqueio)
A/F	Mistura ar/combustível
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (Fluidodinâmica computacional)
CLT	<i>Coolant Temperature</i> (Temperatura do líquido refrigerante)
ESP	<i>Electronic Stability Program</i> (Sistema de controlo de estabilidade)
FDM	<i>Fused Deposition Modeling</i> (Modelação por deposição fundida)
FEM	<i>Finite Element Method</i> (Método de elementos finitos)
IAT	<i>Intake Air Temperature</i> (Temperatura do ar de admissão)
IC	Ignição por compressão
IF	Ignição por faísca
LESoft	<i>Lotus Engine Simulation</i>
MAF	<i>Mass Air Flow</i> (Fluxo de massa de ar)
MAP	<i>Manifold Absolute Pressure</i> (Pressão no coletor de admissão)
MCI	Motor de combustão interna
OTS	<i>Oil Temperature Sensor</i> (Temperatura de óleo)
PCB	<i>Printed circuit board</i> (Placa de circuito impresso)
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
RW	<i>Ricardo Wave</i>
SEM	<i>Shell Eco Marathon</i>
TPS	<i>Throttle Position Sensor</i> (Sensor de posição da borboleta)
UBIAN	Veículo desenvolvido pela equipa UBICAR
UBICAR	Equipa da Universidade da Beira Interior que participa na competição <i>Shell Eco Marathon</i>
UCE	Unidade de controlo eletrónica
UE	União Europeia

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Lista de Símbolos

A_{cil}	Área das paredes do cilindro [m^2]
A_{pist}	Área da coroa do pistão [m^2]
A/F_r	Razão ar/combustível real
a	Constante, para motores 2 tempos igual a 0.26 e para motores 4 tempos igual a 0.49
b	Constante, igual a 5
C	Curso do pistão [m]
C^{te}	Constante
C_{comb}	Coefficiente de combustão incompleta [%]
C_h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [$W/m^2.K$]
C_r	Coefficiente de transferência de calor por radiação [$W/m^2.K$]
C_k	Condutividade térmica do ar [$W/m.K$]
C_{wash}	Coefficiente de lavagem do cilindro [%]
c	Constante, igual a 2
c_{al}	Capacidade térmica mássica do alumínio [$J/mol.K$]
D	Diâmetro do pistão [m]
E_f	Energia total do combustível [J]
F_i	Força exercida pela inércia do mecanismo [N]
F_p	Força exercida pela pressão dentro do cilindro [N]
G	Constante em função de γ
h	Coefficiente de transferência de calor [$W/m^2.K$]
h_{vap}	Calor latente de vaporização [J/kg]
l	Comprimento da biela [m]
m_{al}	Massa da camada superficial de alumínio [kg]
m_{gas}	Massa de gás contido dentro do cilindro [kg]
m_f	Massa de combustível [kg]
m_{pist}	Massa do pistão [kg]

\dot{m}_{vap}	Taxa de vaporização do combustível [$kg/^\circ$]
N	Velocidade de rotação [rpm]
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
P	Potência produzida [W]
P_{cv}	Potência [cv]
p	Pressão [Pa]
p_{adm}	Pressão dentro do cilindro durante a admissão [Pa]
p_{amb}	Pressão ambiente [Pa]
p_{cil}	Pressão dentro do cilindro [Pa]
p_{cil_1}	Pressão dentro do cilindro num primeiro momento [Pa]
p_{cil_2}	Pressão dentro do cilindro num segundo momento [Pa]
Q_{hv}	Poder calorífico do combustível [J/kg]
q''	Fluxo de calor [W/m^2]
R	Constante dos gases perfeitos
Re	Número de Reynolds
r	Raio da cambota [m]
r_c	Razão de compressão
S	Entropia [J/K]
sfc	Consumo específico de combustível [mg/J]
T	Temperatura [K]
T_{adm}	Temperatura de admissão [K]
T_{gas}	Temperatura do gás dentro do cilindro [K]
T_w	Temperatura das paredes do cilindro [K]
$T_{w(o)}$	Temperatura das paredes do cilindro no instante inicial de simulação [K]
V	Volume [m^3]
V_{ch}	Volume da câmara de combustão [m^3]
V_{cil}	Volume disponível no interior do cilindro [m^3]

V_{cil_1}	Volume disponível dentro do cilindro num primeiro momento [m^3]
V_{cil_2}	Volume disponível dentro do cilindro num segundo momento [m^3]
v_p	velocidade média do pistão [m/s]
x	Posição relativa do pistão dentro do cilindro [m]
\ddot{x}	Aceleração do pistão [m/s^2]
x_b	Aproximação da fração de massa de combustível queimado por uma função de Wiebe [%]
x_{b_1}	Fração de massa de combustível queimado num primeiro momento [%]
x_{b_2}	Fração de massa de combustível queimado num segundo momento [%]
γ	Coefficiente de expansão
ΔT_w	Diferença da temperatura nas paredes do cilindro [K]
δQ	Energia transferida [J]
δQ_f	Energia libertada pelo combustível [J]
δQ_{vap}	Energia libertada pela vaporização do combustível dentro do cilindro [J]
δt	Variação de tempo [s]
δt_{ciclo}	Tempo necessário à realização de um ciclo termodinâmico completo [s]
$\delta \theta$	Deslocação da cambota [$^\circ$]
η_{af}	Eficiência relativa à razão A/F [%]
η_{comb}	Eficiência da combustão [%]
η_i	Rendimento inerente [%]
η_M	Rendimento mecânico [%]
η_T	Rendimento total [%]
η_t	Eficiência térmica real [%]
$\eta_{t_{max}}$	Eficiência térmica teórica máxima [%]
η_{wash}	Eficiência relativa à lavagem do cilindro [%]
θ	Posição da cambota [$^\circ$]
θ_{comb}	Duração da combustão [$^\circ$]
$\theta_{comb(0)}$	Posição da cambota em que se inicia a combustão [$^\circ$]

θ_{evc}	Ângulo em que se dá o fecho da válvula de escape [°]
θ_{evo}	Ângulo em que se dá a abertura da válvula de escape [°]
θ_{ign}	Ângulo em que se dá a ignição [°]
θ_{ivc}	Ângulo em que se dá o fecho da válvula de admissão [°]
θ_{ivo}	Ângulo em que se dá a abertura da válvula de admissão [°]
θ_{vap}	Duração da vaporização do combustível [°]
λ	Razão de equivalência entre a A/F real e teórico
μ_{gas}	Viscosidade do ar [$kg/m.s$]
ρ_{gas}	Massa volúmica do ar [kg/m^3]
ΣP_{calor}	Perdas por transferência de calor [kg/m^3]
ΣP_{vap}	Perdas por vaporização do combustível [kg/m^3]
τ	Binário [$N.m$]
$\bar{\tau}$	Binário médio [$N.m$]
ϕ_f	Consumo específico de combustível [g/h]
ω	Velocidade angular da cambota [rad/s]
ωt	Posição da cambota [rad]

Capítulo 1

Introdução

No primeiro capítulo é feito o enquadramento e contextualização na qual assenta esta dissertação, seguido da explicação e definição dos objetivos principais. Por fim, é explicada a estrutura de como esta dissertação se encontra organizada e os conteúdos abordados em cada capítulo.

1.1 Enquadramento e contextualização

Atualmente, o motor de combustão interna (MCI) tornou-se numa máquina quase universal a qualquer indústria e consumidor, sendo amplamente usados em todo o tipo de veículos, tanto para transporte de mercadorias como no transporte de passageiros. Além do transporte, o MCI é também utilizado para as mais diversas finalidades, sendo comumente utilizado como fonte de energia para aplicações móveis, como é o caso das variadas ferramentas agrícolas, e até aplicações estacionárias, no caso de geradores e sistemas de aquecimento de habitações.

Com o crescimento da população, a procura por automóveis e aplicações motorizadas também aumenta e, as principais escolhas de combustível para tais efeitos (gasolina ou diesel) provêm de combustíveis fósseis [1].

Por outro lado, o setor do transporte tem sido confrontado com o desafio de reduzir as emissões de gases de efeito de estufa. Este representa a segunda maior fonte de emissões de dióxido de carbono (CO₂) na União Europeia (UE), o que se traduz como cerca de um quarto das emissões globais. [2].

Visto que a completa transição de motores de combustão interna para soluções descarbonizadas se apresenta relativamente distante, é necessário desenvolver soluções a curto/médio prazo para a redução de emissões de gases de efeito de estufa e aumentar a eficiência energética destes motores.

Num motor de combustão interna, a energia resultante da queima de combustível é dividida em cerca de 40% para entalpia dos gases de escape, 25% por transferência de calor, 10% em perdas mecânicas, e apenas 25% é trabalho útil ao veio do motor [3].

A presente dissertação surge pela participação da equipa UBICAR nas várias edições da *Shell Eco Marathon* (SEM), um programa académico a nível mundial que tem como foco principal o desenvolvimento de veículos extremamente eficientes do ponto de vista energético.

Ao analisar o reportório da equipa, são notáveis os avanços e melhorias alcançadas ao longo do tempo. Apesar dos resultados obtidos serem bastante satisfatórios, ainda não são suficientemente competitivos para alcançar o lugar mais elevado do pódio, em consequência de diversos fatores, mas principalmente devido à utilização de um motor *Honda GX160*, motor este que se mostra sobredimensionado para os objetivos propostos pela SEM.

1.2 Objetivos e problemática

Visto que o ciclo 8 tempos de baixa dissipação de calor (*8-stroke low heat rejection engine* [3]) se baseia no possível aproveitamento de um determinado calor, que originalmente seria desperdiçado, o principal objetivo da presente dissertação consiste em verificar se é possível concluir que se consegue realmente aproveitar esse calor.

Pretende-se apresentar a implementação prática do ciclo 8 tempos como possível alternativa para a melhoria da eficiência energética dos motores atuais. Para que tal seja possível, é necessário, numa primeira instância, analisar e caracterizar este ciclo por forma a prosseguir para a sua modelação e simulação computacional. De seguida, será realizado um modelo linear do ciclo 8 tempos aplicado ao motor *Honda GX160*, através do programa *Matlab*, para assim se validar computacionalmente o conceito de motor 8 tempos. De salientar que a simulação desenvolvida é um ponto fulcral para a validação deste ciclo, visto já se tratar de um modelo onde são consideradas transferências de calor que deverão demonstrar a possível utilidade desta aplicação. Por fim, será então implementado o ciclo 8 tempos na atual motorização (*Honda GX160*) do UBIAN (veículo construído pela equipa UBICAR), concretizando as alterações e melhorias necessárias à transformação pretendida.

A implementação do ciclo mencionado anteriormente poderá traduzir-se num avanço significativo no desenvolvimento de motores de combustão interna, uma vez que, empregando materiais comumente utilizados na construção dos mesmos, é teoricamente possível reduzir as perdas por transferência de calor para apenas 8% e, conseqüentemente, aumentar a eficiência energética do motor em questão [3].

1.3 Estrutura da dissertação

Este trabalho dispõe de seis capítulos distintos. De seguida será feita uma breve exposição de cada capítulo, com a finalidade de introduzir a temática abordada.

No primeiro capítulo é feita a introdução ao trabalho que será desenvolvido, onde é elaborado o enquadramento desta dissertação, são identificados os objetivos propostos para a realização da mesma e é apresentada a estrutura na qual esta assenta.

O capítulo dois trata de uma revisão bibliográfica dos conceitos teóricos pertinentes para sustentar esta dissertação. Inicialmente é abordado o funcionamento do motor 8 tempos,

seguido pela sua constituição, onde serão abordados os componentes com influência direta na implementação deste ciclo a um motor de ciclo de *Otto*. Posteriormente são explicados os tempos de funcionamento e quais as variações quando aplicado o ciclo 8 tempos. Sucessivamente são abordados os diferentes ciclos de funcionamento e a comparação direta com o ciclo proposto. Finalmente, é explicado o conceito de injeção no sentido da aplicação do 8 tempos, definindo e caracterizando os sensores e atuadores para a realização do mesmo.

No capítulo três é demonstrada a construção, parametrização e modelação de toda a simulação envolvente. Será feita, também, a apresentação dos resultados obtidos juntamente com uma breve análise e discussão de resultados.

O capítulo quatro apresenta, na sua composição, toda a componente experimental desta dissertação. Será feito o planeamento e adaptação dos sistemas essenciais à aplicação direta do ciclo 8 tempos a um motor *Honda GX160*, onde são estudadas as diferentes possibilidades e necessidades para que esta aplicação resulte com êxito.

No último capítulo, capítulo cinco, são discutidas as conclusões finais da presente dissertação e apresentadas sugestões de trabalhos futuros.

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Capítulo 2

Motor de combustão interna

O Motor de combustão interna (MCI) é, atualmente, uma máquina amplamente utilizada pelos diversos setores industriais. Apesar de se dizer que este teve origem na invenção das armas de fogo, as primeiras tentativas de realizar trabalho útil através de um combustível datam da segunda metade do século XVII, beneficiando da explosão de pólvora para fazer mover um pistão dentro de um cilindro [4].

Embora haja contribuições notáveis de vários pesquisadores, o feito histórico de Nicolaus Otto (1876) no desenvolvimento do motor de ignição comandada, ou ignição por faísca (IF), e posteriormente, a conquista de Rudolf Diesel (1892) na conceção do motor de ignição por compressão (IC) revolucionaram a indústria automóvel [6].

Atualmente, embora já ultrapassado por outras tecnologias ao nível da aviação (turbinas), dos caminhos de ferro (motores elétricos) e dos navios de muito grande porte e submarinos (motores nucleares) continua sem concorrência no campo do transporte rodoviário, apesar do exponencial crescimento na área da tecnologia de veículos elétricos [4].

As máquinas térmicas transformam energia térmica em energia mecânica útil [4]. Este trabalho será direcionado na vertente das máquinas térmicas, de combustão interna, volumétricas, alternativas, comumente apelidadas de motores a pistão (Figura 2.1).

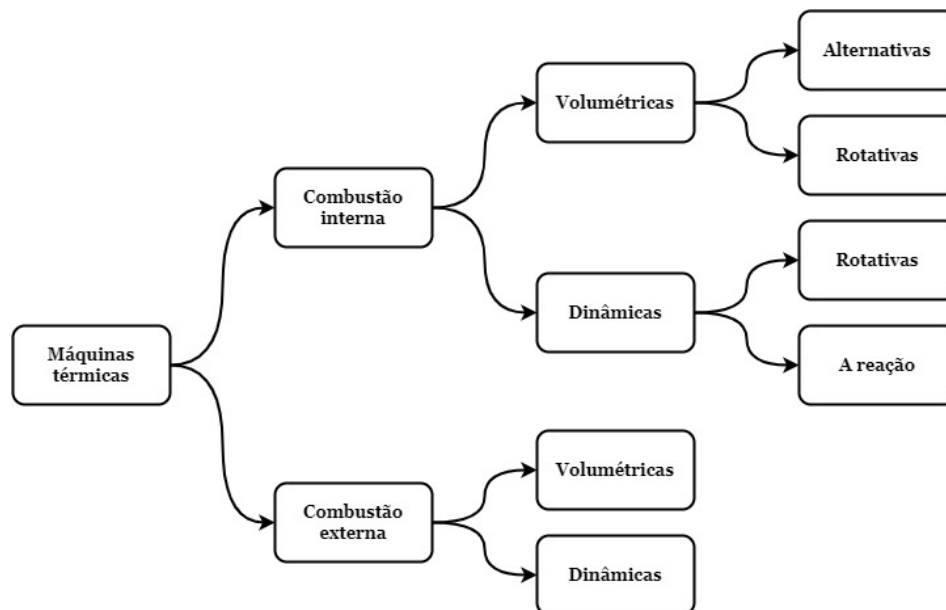


Figura 2.1: Classificação de máquinas térmicas [4].

Ao longo deste capítulo é feita uma breve descrição, definição e caracterização dos motores de combustão interna por forma a integrar e identificar o conceito de motor 8 tempos. Para que tal caracterização seja possível serão definidos os princípios de funcionamento do motor de combustão interna, seguido da sua constituição, salientando os componentes que influenciam diretamente a implementação do ciclo 8 tempos, conseqüentemente serão abordados os tempos de funcionamento de um MCI e os diferentes ciclos de funcionamento. Por fim, é explicitado o conceito de injeção definindo principalmente os sensores e atuadores necessários a esta estratégia de controlo.

2.1 Constituição do motor

Apesar de o motor de combustão interna (a pistão) datar do século XIX, a investigação e desenvolvimento deste tipo de tecnologias vem-se mostrando uma constante ao longo das décadas tendo elevado o seu rendimento desde menos de 10% para valores perto dos 50%, bem como diminuindo a emissão de poluentes, que hoje é cerca de 100 vezes inferior aos de há 40 anos atrás. Embora esta evolução possa aparentar que os MCI atuais sejam completamente distintos dos desenvolvidos por Otto e Diesel, a verdade é que os princípios básicos permanecem os mesmos; estes são [4]:

- O volume varrido é definido pelo movimento do pistão dentro do cilindro;
- O movimento do pistão é controlado pelo movimento rotacional da cambota (sistema biela-manivela);
- A energia fornecida ao motor provém de um combustível líquido ou gasoso;
- O motor fornece a energia produzida através do veio que roda (cambota).

Na sua base, o motor funciona como um sistema de biela-manivela, ou seja, o pistão move-se dentro do cilindro acompanhando o movimento da cambota visto que estes dois componentes se encontram conectados pela biela, componente responsável pela conversão de movimento rotacional em movimento linear (caso façamos rodar a cambota) ou o seu inverso (quando o pistão é submetido a elevadas pressões forçando o seu movimento dentro do cilindro) [4].

O movimento do pistão está limitado entre o ponto mais elevado dentro do cilindro, designado de ponto morto superior (PMS), e o ponto mais baixo, definido como ponto morto inferior (PMI). A distância entre o PMS e o PMI denomina-se de curso (C), ou mais comumente em inglês “*Stroke*”. Já o diâmetro do pistão (D) é mais comumente definido em inglês como “*Bore*”.

Os dois tipos de motores mais comuns são os motores quatro tempos de ignição por faísca (IF), onde a combustão é iniciada por uma faísca produzida por uma vela de ignição, e os motores quatro tempos de ignição por compressão (IC), onde a combustão é iniciada quando o

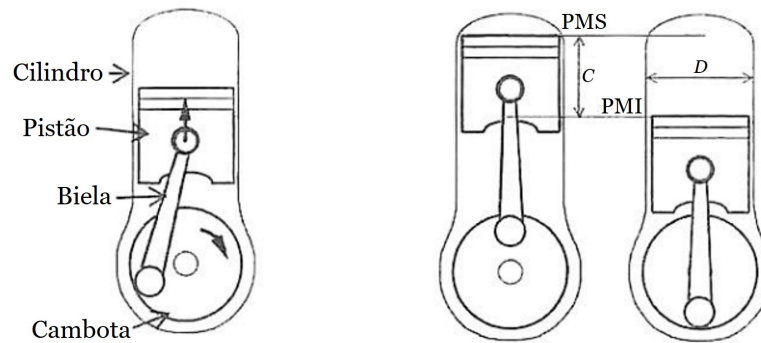


Figura 2.2: Sistema biela-manivela e representação do PMS, PMI, C e D [4].

aumento de temperatura e pressão durante a compressão é suficiente para que o combustível incendeie espontaneamente ao ser injetado no cilindro [6]. A composição destes motores é extremamente semelhante, visto que utilizam os mesmos componentes referidos anteriormente e ainda, pelo menos, uma válvula de admissão, responsável por permitir que seja introduzido ar ou mistura fresca, e uma válvula de escape, com a função de permitir que os gases escoem para o exterior, em cada cilindro. A sua principal diferença reside na constituição da cabeça do motor e os seus componentes, pois o motor IF conta, geralmente, com uma vela de ignição, e o motor IC conta com um injetor.

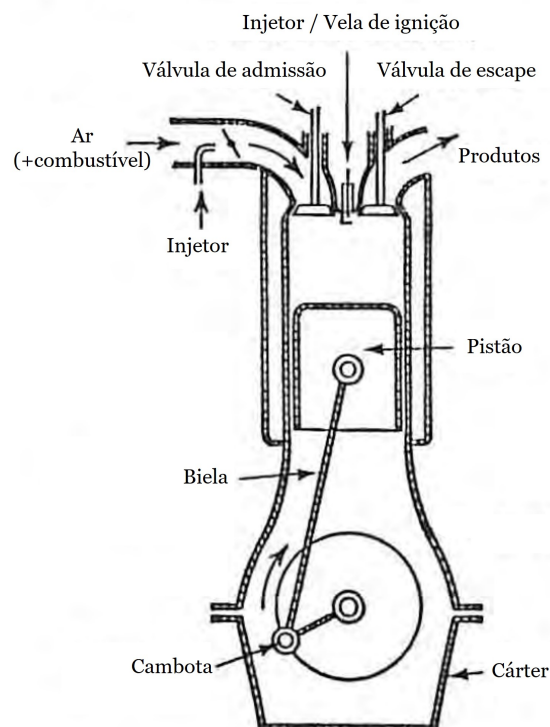


Figura 2.3: Motor 4 tempos (adaptado de [6]).

De modo a caracterizar e identificar os MCI, a sua constituição é usualmente dividida em três conjuntos distintos, que desempenham funções distintas, mas imprescindíveis ao cor-

reto funcionamento do mesmo, sendo estes: a cabeça, o bloco e o cárter (Figura 2.4).

Cabeça, usualmente, em motores de combustão interna, é o conjunto onde se encontram colocadas as válvulas de admissão e escape, sendo responsáveis pela comunicação entre o interior do cilindro e o exterior. Atualmente podemos encontrar diversos modelos que utilizam uma geometria de árvore de cames à cabeça.

Bloco, pode-se definir como o “corpo” do motor, constituído pelos cilindros e onde a cambota deverá assentar e trabalhar, movimentando os pistões. Este conjunto é produzido com extrema minuciosidade, visto que as paredes dos cilindros devem obedecer a um acabamento de baixa rugosidade, na casa do micrómetro, para que seja evitado o desgaste excessivo desta superfície. É usualmente utilizada uma cobertura do cilindro apelidada de camisa, onde passará a movimentar o pistão levando a que no caso de desgaste excessivo, os danos sejam reparáveis apenas substituindo a camisa danificada.

Cárter, responsável pelo armazenamento do óleo lubrificante indispensável ao bom funcionamento de todos os conjuntos, visto que uma película de óleo suficientemente espessa, entre as superfícies de contacto, deverá minimizar ou até mesmo extinguir o atrito que pode resultar em falhas catastróficas e irreversíveis no motor.

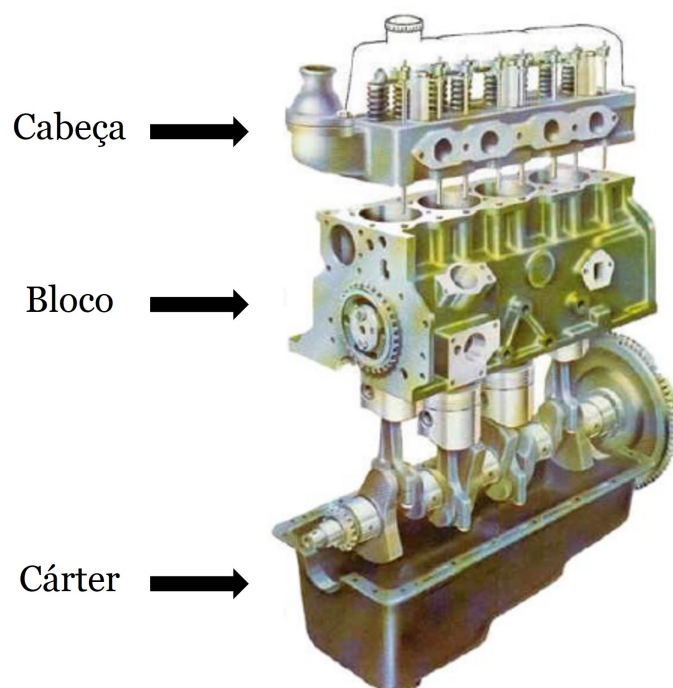


Figura 2.4: Três conjuntos essenciais ao funcionamento de um MCI [7].

Como este estudo incide no tema das máquinas térmicas volumétricas alternativas, devemos ainda fazer uma classificação quanto a inúmeros outros fatores como: o ciclo de operação, como 4 tempos ou 2 tempos; o tipo de ignição do combustível, seja ignição comandada,

ignição não comandada ou ignição híbrida; a posição das válvulas, nas laterais, à cabeça ou rotativas; o combustível utilizado, gasolina, gasóleo, gás, carvão, etc.; o modo de carga, naturalmente aspirado ou sobrealimentado; o tipo de injeção, no caso dos motores a gasóleo, se é direta ou indireta (através de uma câmara auxiliar); o tipo de mistura, no caso dos motores a gasolina, caso seja preparada através de um carburador ou através de injeção, indireta ou direta; o tipo de ignição, para os motores de ignição comandada, se é efetuada por bateria ou por magnetos; a forma de arrefecimento, líquido ou a ar; a geometria do bloco, podendo ser monocilíndrico ou posicionando os cilindros em linha, cilindros opostos, pistões opostos, cilindros em V, W, estrela, etc. [4].

2.2 Princípio de funcionamento

O motor de combustão interna (MCI), na sua essência, é um dispositivo que transforma a energia química proveniente de um combustível em energia térmica que, por sua vez, é utilizada e transformada em energia mecânica útil [4, 8].

O conceito de motor de combustão interna assenta no aproveitamento do aumento de pressão, resultante da combustão da mistura de ar-combustível, para conferir um movimento rotacional ao veio do motor [4].

Assumindo o exemplo de um motor 4 tempos, o seu funcionamento pode ser explicado através da divisão do próprio ciclo. No primeiro tempo, admissão, é aberta a válvula de admissão e o pistão varre o cilindro do PMS para o PMI, fazendo efeito de sucção, aumentando assim o volume ocupado dentro do cilindro entre o seu valor mínimo e o seu valor máximo. Já no tempo seguinte, compressão, a válvula de admissão é fechada, isolando o sistema, e o pistão varre novamente o cilindro, mas em sentido inverso, do PMI para o PMS, diminuindo assim o volume, do seu valor máximo para o valor mínimo, motivando diretamente o aumento da pressão, que conseqüentemente irá aumentar a temperatura [4]. Passando para o terceiro tempo, expansão, o pistão efetua o mesmo movimento do primeiro tempo, mas como o sistema se encontra isolado e é dada a ignição da mistura (comandada no caso dos motores IF ou auto-ignição no caso dos motores IC), que irá forçar o pistão a efetuar um movimento descendente, aumentando o volume dentro do cilindro, expandindo os gases e diminuindo a pressão. Por fim, no quarto tempo, escape, é aberta a válvula de escape e o movimento ascendente do pistão do PMI para o PMS obriga à exaustão dos gases queimados para o coletor de escape e posteriormente para a atmosfera [9].

Percebendo este funcionamento é então constatável que ao longo dos 4 tempos, apenas num deles é que é produzido trabalho, no tempo da expansão, já nos restantes tempos, admissão, compressão e escape é consumido trabalho para manter o movimento da cambota e conseqüentemente o movimento do pistão.

2.3 Tempos de funcionamento

Os tempos de funcionamento do motor são, geralmente, divididos apenas entre 4 tempos [9] e 2 tempos [10]. Apesar de serem os tempos de funcionamento aplicados à generalidade dos motores de combustão interna podemos também encontrar relatos de tentativas de novos modos de funcionamento, como é o caso do motor 8 tempos [3].

2.3.1 Motor 4 tempos

O motor 4 tempos, como referido anteriormente, divide o seu funcionamento em admissão, compressão, expansão e escape (Figura 2.5). Este é o tipo de motor predominante na indústria sendo cada vez mais usado como substituto dos motores 2 tempos por ser um motor menos poluente devido ao modo de funcionamento.

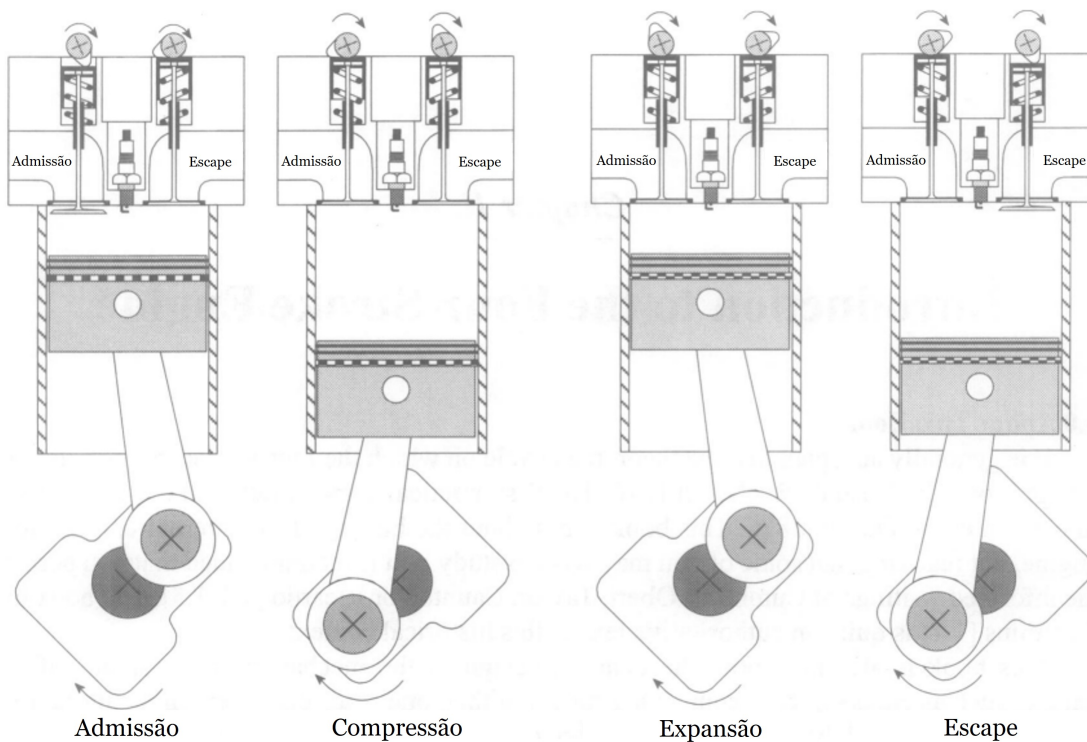


Figura 2.5: Quatro fases do motor 4 tempos (adaptado de [9]).

1º Tempo - Admissão

A mistura, ou apenas ar, é admitido através do movimento do pistão do PMS para o PMI aumentando o volume dentro do cilindro. Idealmente, a válvula de admissão abre no PMS, alcança o seu ponto de maior abertura a meio do curso do pistão e fecha no PMI.

2º Tempo - Compressão

Com as válvulas completamente fechadas, a mistura é comprimida em consequência do movimento do pistão do PMS para o PMI. O volume diminui do máximo para o mínimo, resultando num aumento significativo de pressão e temperatura.

3º Tempo - Expansão

No final da compressão é iniciada a combustão através de uma vela de ignição, para motores IF, ou através da auto-ignição, para motores IC. Nos motores IF, a combustão deve-se desencadear, idealmente, no PMS, seguida da expansão. Na realidade, como a ignição e a combustão não são instantâneas, é necessário fornecer a faísca antes do PMS. Este termo de controlo é apelidado de ângulo de avanço de ignição (AAI) ou apenas avanço de ignição (AI). Após a explosão, o pistão desce, cumprindo assim o tempo motor, impulsionado pela elevada pressão resultante.

4º Tempo - Escape

Por fim, e como o cilindro se encontra cheio com os produtos da combustão, é necessário remove-los de modo que o cilindro volte a admitir ar fresco e o motor se torne numa máquina cíclica. Idealmente a válvula de escape abre no PMI, atinge o valor de maior abertura a meio do curso do pistão e fecha no PMS. Na verdade a abertura da válvula de escape dá-se antes do PMI, permitindo a exaustão dos gases de escape o mais cedo possível, e o fecho dessa mesma válvula acontece já depois do PMS, permitindo assim a lavagem completa do cilindro.

2.3.2 Motor 2 tempos

O motor 2 tempos, apesar de apresentar um funcionamento mais simplificado quando comparado com o motor 4 tempos, necessita também de efetuar a admissão de mistura fresca, a compressão, a expansão e por fim a exaustão (Figura 2.6). A simplicidade deste sistema resulta do controlo, feito apenas pela parte superior e a parte inferior do pistão, evitando assim a necessidade de válvulas de admissão e escape [10].

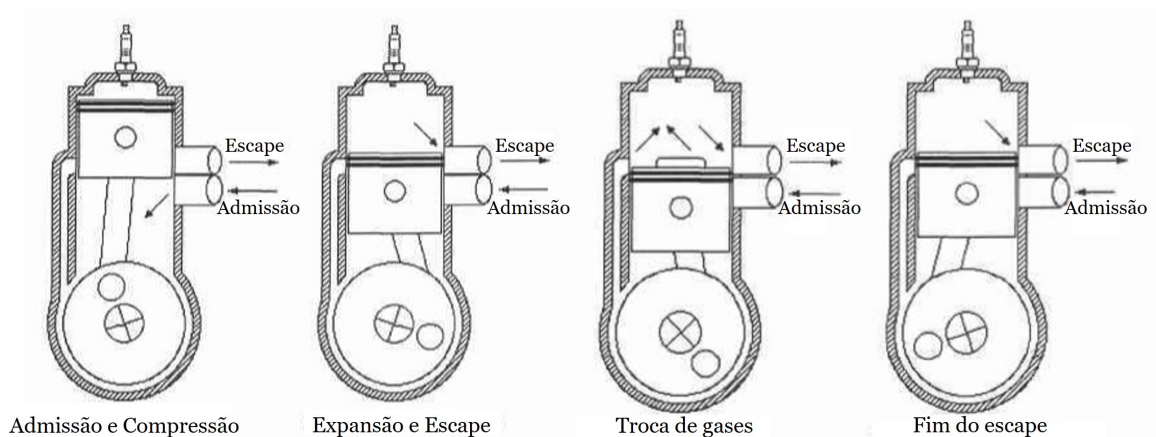


Figura 2.6: Quatro fases do motor 2 tempos (adaptado de [10]).

1º Tempo - Expansão e Escape

Começando na explosão, ao inflamar a mistura com o auxílio de uma vela de ignição, é produzido um aumento de pressão e temperatura que irá mover o pistão do PMS para o PMI, podendo ser denominado de tempo motor. Ao mesmo tempo, diretamente por baixo do pistão, está aberta a conduta de admissão que introduz esse ar no cárter. O

cárter terá de ser selado devidamente para aguentar toda a pressão gerada. Durante o movimento descendente do pistão, do PMS para o PMI, é aberta a conduta de escape. Durante o curso do pistão, é comprimida a mistura, ou ar, existente no cárter. Aproximando-se do PMI, o pistão abre a janela de transferência que liberta a passagem de gases do cárter até ao cilindro. A pressão causada pelo movimento dos gases que entram no cilindro irá impulsionar, forçadamente, o escape dos restantes gases queimados.

2º Tempo - Compressão e Admissão

Começando no PMI, num movimento ascendente, o pistão fecha a janela de transferência e, seguidamente, a conduta de escape isolando o conjunto superior da câmara de combustão. Ao mesmo tempo a janela de admissão é aberta, começando a admitir mistura para o cárter. Quando o pistão atinge o PMS o ciclo termina.

2.3.3 Motor 8 tempos

O motor 8 tempos, caso a aprofundar ao longo desta dissertação, é baseado no ciclo 4 tempos, fazendo uso do sistema de cames original. Com este sistema espera-se um melhor aproveitamento do calor produzido pela combustão, suprimindo assim o sistema de refrigeração.

O ciclo 8 tempos pode ser dividido em duas fases distintas, começando pelo funcionamento 4 tempos, como o conhecemos, passando para os quatro tempos seguintes, exatamente iguais, apenas admitindo ar durante o tempo de admissão ao invés de admitir mistura ar/combustível [3].

A grande vantagem deste ciclo para os restantes já desenvolvidos por esta área de investigação prende-se precisamente pelo facto de ser um ciclo que poderá ser aplicado à grande maioria de motores 4 tempos, sem a necessidade de grandes alterações.

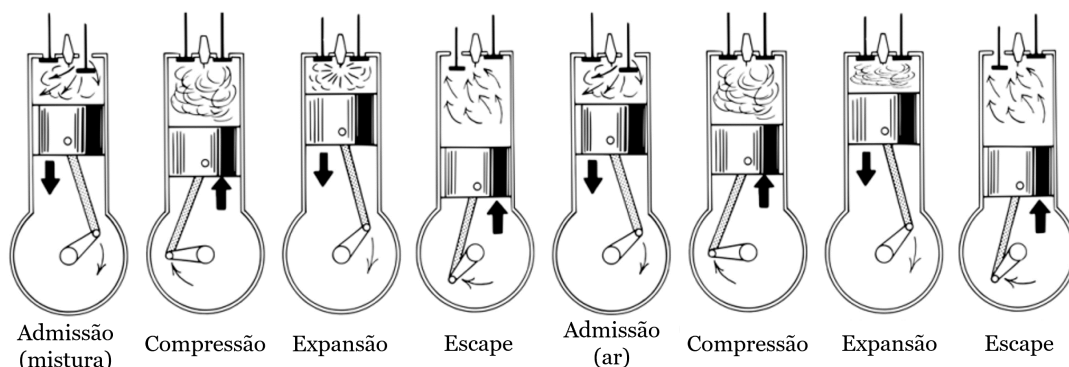


Figura 2.7: Oito fases do motor 8 tempos (adaptado de [3]).

1º Tempo - Admissão de mistura ar/combustível

Como referido anteriormente, os primeiros 4 tempos deste ciclo são exatamente iguais

aos do motor 4 tempos. Começando pela admissão, a válvula da admissão abre quando o pistão atinge o PMS o que proporciona o aumento do volume dentro do cilindro durante o movimento descendente do pistão para o PMI. Quando o pistão alcança o PMI, a válvula de admissão é fechada e o sistema fica isolado do exterior.

2º Tempo - Compressão

Com o sistema isolado do exterior, a partir do fecho da válvula de admissão, o pistão inicia o seu movimento do PMI para o PMS, diminuindo assim o volume dentro do cilindro do máximo para o mínimo e, por consequência, aumentando a pressão e a temperatura.

3º Tempo - Expansão

Ao atingir o PMS, no final da compressão, dá-se o início da combustão. O aumento de pressão derivado da combustão irá forçar o pistão no seu movimento descendente, do PMS para o PMI. A este tempo podemos denominar de primeiro tempo motor, visto que à semelhança com o 4 tempos é o único movimento propulsor.

4º Tempo - Escape

Por fim, a válvula de escape é aberta quando o pistão atinge o PMI e mantém-se aberta até o pistão voltar a atingir o PMS, obrigando assim a que os produtos da combustão sejam expelidos pelo escape.

5º Tempo - Admissão de ar

No quinto tempo, estamos finalmente perante a inovação do 8 tempos. Como este ciclo irá aproveitar o sistema de controlo originário de um motor 4 tempos é de esperar que a abertura e fecho das válvulas aconteça exatamente como nos 4 tempos anteriores. Ao atingir o PMS, é aberta a válvula de admissão, mas, desta vez, durante o movimento descendente para o PMI, o cilindro é apenas cheio com ar privando assim a injeção de combustível.

6º Tempo - Compressão

Atingindo o PMI, é fechada a válvula de admissão e o pistão inicia o movimento ascendente efetuando a segunda compressão do ciclo. Apesar da ausência de combustível, a diferença de temperatura entre as paredes do cilindro e o ar fresco irá promover o aumento de temperatura e pressão dentro do cilindro.

7º Tempo - Expansão

Partindo do PMS, é dada a segunda expansão em direção ao PMI. O aumento de pressão e temperatura, referidos anteriormente, agrupados com o movimento ascendente do pistão serão suficientes para que no tempo da expansão seja produzido algum trabalho positivo à cambota. Este tempo será denominado de segundo tempo motor pois apesar de o trabalho produzido ser uma fração do trabalho produzido no terceiro tempo é contabilizado como trabalho positivo que irá aproveitar a energia restante que seria dissipada pelo sistema de arrefecimento.

8º Tempo - Escape

De modo a terminar o ciclo, a válvula de escape abre quando é atingido o PMI e permanece aberta durante todo o movimento ascendente, até o pistão atingir o PMS. Durante este tempo são escoados todos os produtos de escape..

2.3.4 Outras soluções

É ainda possível encontrar outro tipo de soluções, como é o caso dos motores 6 tempos [11, 12] e dos motores 8 tempos [4, 13] alternativos ao desenvolvido por [3].

2.3.4.1 Motor 6 tempos

O motor 6 tempos é, na sua essência, o acrescentar de mais uma volta de cambota, 2 tempos, que será capaz de aumentar o trabalho extraído por unidade de combustível. A rotação adicional tem como função capturar uma parte dos gases de escape dos primeiros 4 tempos e comprimi-los novamente, seguidos de injeção de água que se transforma em vapor, expande e produz trabalho. No fundo, este ciclo combina um ciclo 4 tempos, IF ou IC, com um ciclo 2 tempos a vapor. Este conceito de motor 6 tempos não é algo novo, a sua primeira patente data de 1920 [11].

Este tipo de motores apresenta grandes limitações no que diz respeito à implementação prática na indústria, precisamente por obrigar à compra de novos motores ou à grande alteração dos atuais motores 4 tempos.

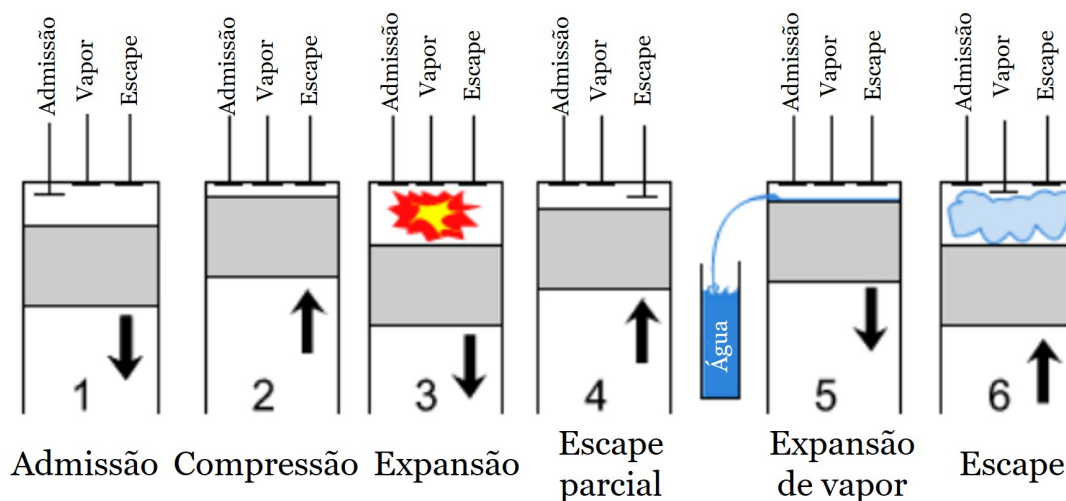


Figura 2.8: Seis fases do motor 6 tempos (adaptado de [12]).

4º Tempo - Escape e compressão de gases de escape

A partir deste momento começa efetivamente o ciclo 6 tempos, divergindo do 4 tempos

já conhecido. Com o pistão no PMI é aberta a válvula de escape por forma a remover os produtos da combustão. Por volta do meio curso do pistão, a válvula de escape é fechada armazenando parte dos produtos de escape no sistema. Ao continuar o curso até ao PMS, os produtos da combustão são novamente comprimidos, aumentando a pressão, para valores inferiores aos atingidos no final do segundo tempo, e conseqüentemente a temperatura.

5º Tempo - Expansão da mistura gases de escape/água

A partir deste momento começa efetivamente o ciclo 6 tempos, divergindo do 4 tempos já conhecido. Quando o pistão atinge o PMS é injetada água que irá expandir e impulsionar o movimento descendente do pistão do PMS para o PMI.

6º Tempo - Escape

Por fim, quando o pistão atinge o PMI, é aberta a válvula de escape e o pistão inicia o movimento ascendente até o PMS, expelindo assim do sistema a mistura final de produtos da combustão juntamente com vapor. O ciclo termina quando o pistão atinge o PMS dando início ao ciclo seguinte.

O funcionamento do motor 6 tempos, apesar de revolucionário, apresenta grandes dificuldades em termos de controlo, visto que o acionamento das válvulas terá de ser bastante mais complexo do que os sistemas convencionais para que seja possível fazer o acionamento da válvula de escape duas vezes por ciclo.

2.3.4.2 Alternativas de motor 8 tempos

O motor 8 tempos de [13] é, no fundo, a ligação entre dois motores 4 tempos. No exemplo mais simplista, é necessário ligar um cilindro primário (*master cylinder*) a um cilindro secundário (*slave cylinder*) através da válvula de escape, como esquematizado na Figura 2.9. O objetivo passa por desenvolver um ciclo 4 tempos dentro do cilindro primário e, transferir os gases de escape para o cilindro secundário que, por sua vez, irá desenvolver um segundo ciclo 4 tempos aproveitando o combustível residual, não queimado, proveniente do cilindro primário.

O cilindro secundário trabalha em coordenação com o cilindro primário, estando desfazado apenas 90°. Este recebe tanto ar atmosférico como os gases quentes, provenientes da combustão do cilindro primário, resultando numa maior compressão e, por sua vez, uma recombustão dos gases de escape do cilindro principal que se traduzem num segundo tempo motor [13].

2.4 Ciclos termodinâmicos de funcionamento

Analisando o funcionamento dos motores através da termodinâmica e agrupando os diversos processos, é possível produzir o ciclo termodinâmico do desempenho global dos mesmos.

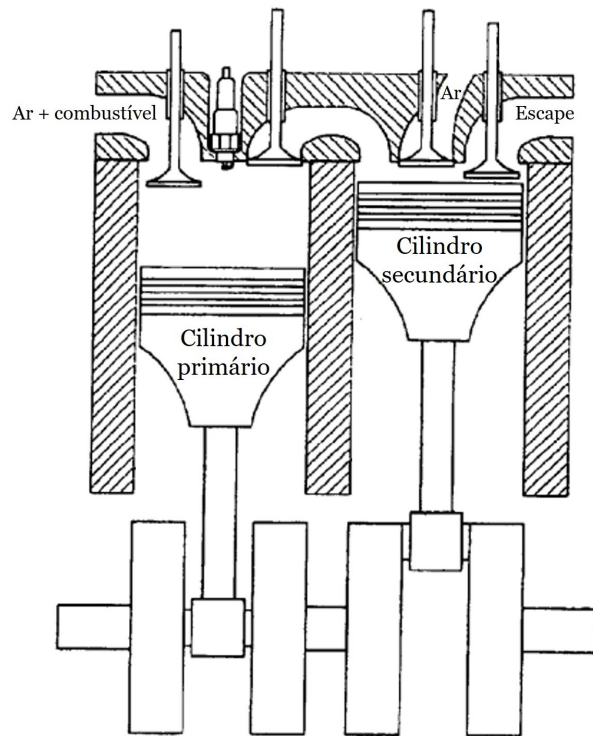


Figura 2.9: Esquemática da ligação entre o cilindro primário (*master cylinder*) e o cilindro secundário (*slave cylinder*) do motor 8 tempos alternativo (adaptado de [13]).

Como se considera que os primeiros motores funcionavam de modo semelhante ao proposto por Nikolaus Otto, o seu ciclo ideal foi denominado de Ciclo de Otto. Mais tarde, o segundo tipo de motor foi inventado por Rudolf Diesel, denominando-se assim o ciclo ideal como Ciclo de Diesel. Os tempos de funcionamento apresentados anteriormente são, da sua essência, os tempos de funcionamento de um motor de ciclo de Otto ou Diesel, no caso dos motores 4 tempos, ou as suas variantes, como são os motores 6 tempos e 8 tempos. Em questões termodinâmicas, a grande diferença entre o ciclo de Otto e o ciclo de Diesel reside na fase de fornecimento de calor, sendo considerada a volume constante (instantânea) para o ciclo de Otto e no Diesel a pressão constante (já na descida do pistão)[4].

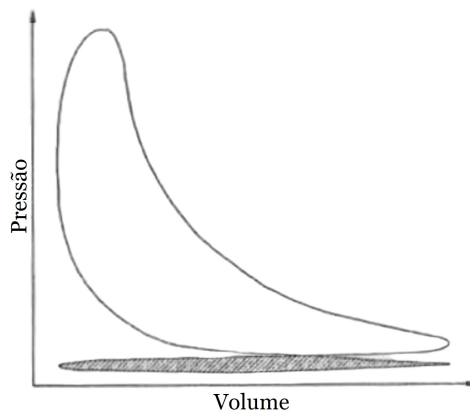


Figura 2.10: Ciclo real de um MCI [4]

Como os gases dentro do cilindro sofrem diversas transformações, como foi visto anteriormente (compressão, expansão, combustão, entre outras), as suas propriedades vão sendo alteradas, originando um ciclo real bastante diferente do ciclo teórico. Naturalmente, para a análise teórica são admitidas diversas simplificações, principalmente porque os motores térmicos são sistemas abertos, admitindo ar fresco, expelindo os gases de escape e transferindo calor (para o exterior).

2.4.1 Ciclo de Otto

Ao agrupar os 4 tempos referidos anteriormente (à plena carga), obtemos como resultado o ciclo ideal, neste caso a volume constante (Figura 2.11), produzindo assim diagramas de pressão (p) / volume (V) e temperatura (T) / entropia (S).

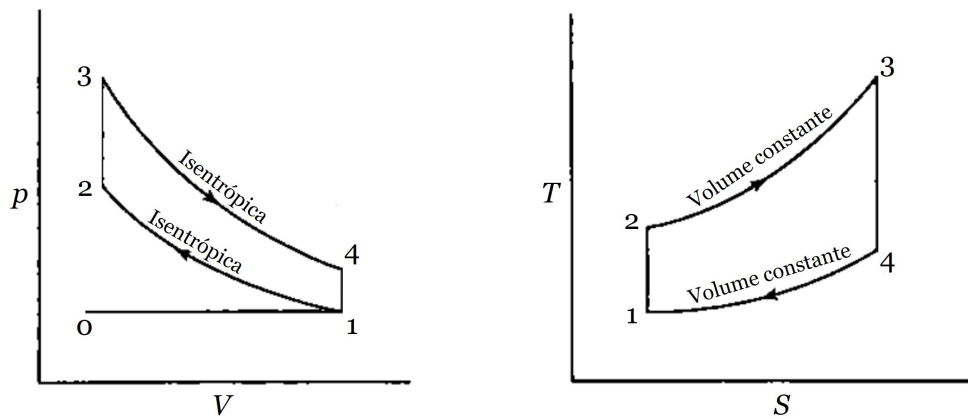


Figura 2.11: Ciclo teórico de Otto (adaptado de [14])

Analisando as transformações termodinâmicas acima representadas temos [4, 8, 14, 15]:

- 0 - 1** Isobárica. Admissão de mistura impulsionada pela depressão no cilindro.
- 1 - 2** Adiabática (isentrópica). Corresponde ao tempo da compressão onde a mistura é comprimida, realizando trabalho.
- 2 - 3** Isocórica. Momento em que se dá a explosão da mistura, quando o pistão atinge o PMS.
- 3 - 4** Adiabática (isentrópica). Expansão do fluido, movimentando o pistão do PMS para o PMI, realizando trabalho positivo à cambota.
- 4 - 5** Isocórica. Corresponde à perda de calor no momento da abertura da válvula de escape.
- 5 - 0** Isobárica. Varrimento do cilindro expelindo os gases de escape, na sua totalidade para o exterior.

De salientar que as transformações **0 - 1** e **5 - 0** não são representadas no diagrama temperatura / entropia, pois como estamos perante um ciclo à plena carga (borboleta de admissão totalmente aberta) e as transformações correspondentes à admissão e ao escape são consideradas isobáricas e efetuadas à pressão atmosférica, anulam-se mutuamente, podendo ser desprezadas. Caso o ciclo seja calculado à meia carga (borboleta de admissão parcialmente aberta) já deverá ser contabilizada a diferença de pressões entre a admissão e o escape (Figura 2.12).

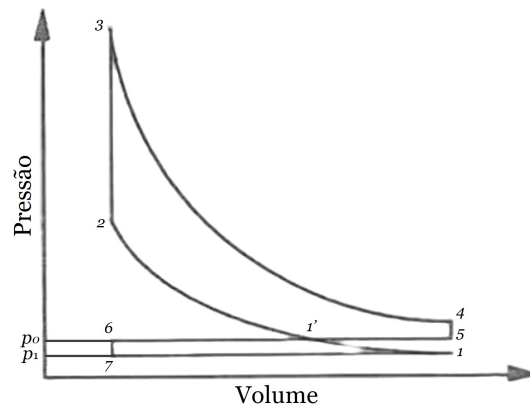


Figura 2.12: Ciclo de Otto a carga parcial [4]

2.4.1.1 Ciclo de Otto real

Para modelar o funcionamento de um motor real (Figura 2.10) é necessário melhorar os modelos teóricos, minimizando as simplificações e afastando-se dos processos ideais inicialmente assumidos [16].

Como referido por J. Martins [4] devemos:

- Aplicar as propriedades da mistura (na admissão e na compressão) e dos gases de escape (na expansão);
- Considerar, que durante a admissão, a mistura admitida e os restantes gases de escape, que permaneceram na câmara de combustão, se combinam;
- Parametrizar a combustão, definindo a velocidade de queima, considerando combustão incompleta, dissociação;
- Introduzir transferência de calor durante os processos de compressão, expansão e escape;
- Definir os processos de escoamento pelas condutas e válvulas;
- Introduzir o atrito mecânico dos componentes em movimento;

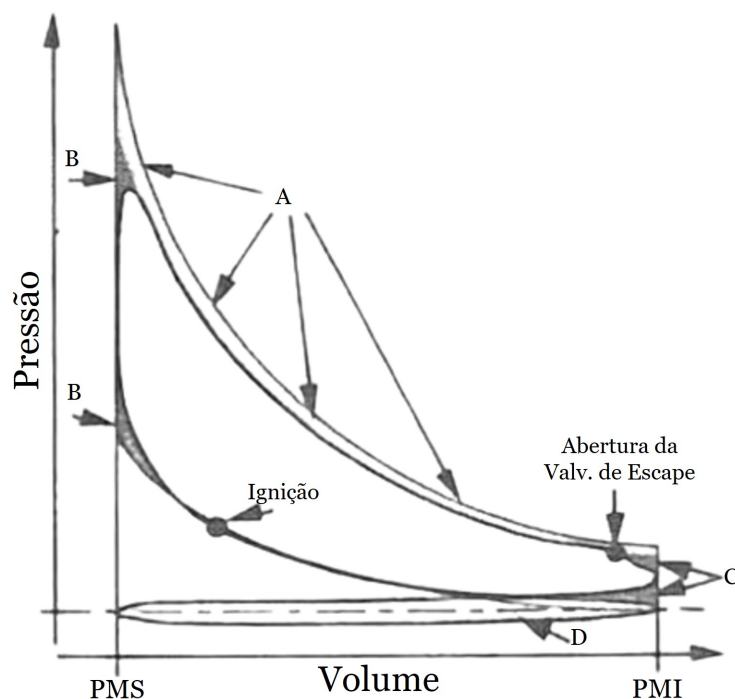


Figura 2.13: Comparação entre o ciclo teórico e o ciclo real de um motor IF [4].

Sobrepondo o ciclo teórico (Figura 2.11) com o ciclo real (Figura 2.10) produzimos a Figura 2.13.

As principais distinções existem devido [16]:

- A perdas durante os processos de admissão e escape que representam trabalho negativo, utilizado para a troca de fluidos dentro do cilindro. O trabalho de “bombagem” será tanto maior quanto maiores forem as perdas de carga nas condutas;
- A perdas de calor durante os processos de compressão e expansão, que no ciclo teórico são consideradas isentrópicas mas no ciclo real isso não se verifica. Quanto maior for a diferença de temperatura entre o cilindro e o meio, maiores serão as trocas de calor, afastando assim os dois ciclos;
- Ao tempo necessário para que a combustão seja completa. Enquanto no ciclo teórico a combustão é considerada instantânea, na prática a mesma decorre durante um intervalo de tempo considerável, relativo à velocidade do pistão;
- Ao tempo finito de abertura da válvula de escape. No ciclo teórico assume-se o escape como uma transformação isocórica, onde o volume é mantido constante e a pressão diminui instantaneamente, já no ciclo real existe uma certa restrição no tempo para a saída dos gases de escape sob pressão.

2.4.2 Ciclo 6 tempos

O conceito de MCI a 6 tempos, como referido anteriormente, baseia-se nos motores 4 tempos (Otto ou Diesel), mas faz uso de 2 tempos extra que culmina num motor mais eficiente e menos poluente [17].

Neste ciclo está-se a fazer aquilo que se pode denominar de “regeneração interna” pois estamos a aproveitar o calor que foi transferido para as paredes do cilindro, que de outra forma seria repellido através do sistema de refrigeração do motor [4].

Visto que a eficiência energética do ciclo de Otto depende diretamente da diferença de temperaturas entre as partes quentes e frias do motor, podemos então aumentar a eficiência energética destes motores contendo e aproveitando as temperaturas atingidas na combustão [18].

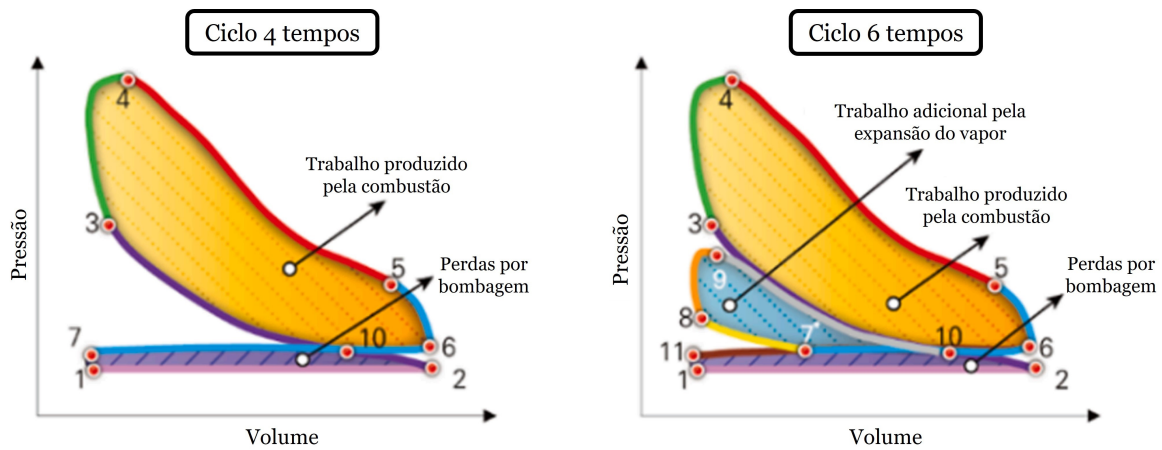


Figura 2.14: Ciclo 4 tem.pos VS Ciclo 6 tempos (adaptado de [19]).

Como este ciclo deriva do ciclo de Otto será feita a sua análise a partir do 4^o tempo, visto que os 3 primeiros tempos se demonstram exatamente iguais.

Começando então no 4^o tempo (escape parcial e recompressão dos gases de escape), é aproveitado o calor inerente a esses gases que originalmente seria expelido para o exterior e desperdiçado. Ao aprisionar parte destes gases (fechando a válvula de escape antecipadamente), e continuando o movimento ascendente do pistão, será criado um aumento de pressão (inferior ao observado durante a primeira compressão). Esta transformação, para que possa ser calculada, é assumida como adiabática (isentrópica) [11].

Quando o pistão atinge o PMS é então injetada água no estado líquido. Ao entrar em contacto com temperaturas elevadas, a água deverá vaporizar instantaneamente, aumentando o seu volume, produzindo trabalho positivo que impulsionará o movimento descendente do pistão até ao PMI, à semelhança da expansão no ciclo Diesel. Esta transformação é teoricamente assumida como isobárica [11].

Por fim, o pistão deverá mover-se do PMI para o PMS, concretizando assim uma transformação isobárica, expelindo os gases de escape na sua totalidade, visto que a válvula de escape ficará aberta durante todo este movimento.

Como seria de esperar, este ciclo obrigará ao aumento de temperatura nas paredes do cilindro para que seja possível alcançar uma pressão de saturação da água suficientemente viável para produzir expansão [4].

2.4.3 Ciclo 8 tempos

Desde os anos 80 que a ideia de motor adiabático apresenta desenvolvimentos, principalmente em motores de ciclo Diesel. Quando se trata de motores adiabáticos é necessário entender que, pela segunda lei da termodinâmica, existe perda de calor obrigatoriamente durante o processo de escape. Os motores adiabáticos focam-se, essencialmente, nas perdas de calor por arrefecimento. Apesar de revolucionários, estes motores apresentavam grandes dificuldades de funcionamento devido à elevada temperatura das paredes como [4]:

- Os óleos utilizados não eram capazes de suportar temperaturas tão elevadas;
- O ar fresco que era admitido baixava drasticamente a sua densidade e, conseqüentemente, a eficiência volumétrica, o binário e a potência do motor;
- A produção de NO_x era intensificada pela elevada temperatura de combustão.

Também, devido à elevada temperatura dentro do cilindro, nunca se tentou produzir um motor adiabático que funcionasse por IF, porque os problemas de autoignição não o permitiriam funcionar devidamente. Já para evitar esse fenómeno, é injetada água no coletor de admissão, desde a Segunda Guerra Mundial, com o objetivo de arrefecer ativamente o motor [4].

O ciclo 8 tempos pretende modificar um motor 4 tempos de ciclo de Otto num motor quase adiabático através da "regeneração interna" de calor das paredes do cilindro (Figura 2.15).

Ao analisar este ciclo, e visto que faz uso do sistema original de cames, podemos representar exatamente as mesmas transformações termodinâmicas, um pouco como se fosse feita a análise de dois ciclos de Otto sucessivos.

Durante os primeiros 4 tempos, este ciclo comporta-se como um ciclo de Otto convencional onde é admitida a mistura de ar/combustível. É importante entender que durante um ciclo de Otto convencional é transferido calor do fluido motor (mistura ar/combustível) para as paredes do cilindro que posteriormente é dissipado através do sistema de refrigeração. Já durante a segunda fase do ciclo (5º até ao 8º tempo) é apenas admitido ar, que estando a uma temperatura inferior à das paredes do cilindro irá promover transferência de calor, desta vez em sentido inverso, das paredes do cilindro para o fluido motor (nesta fase apenas ar), o que

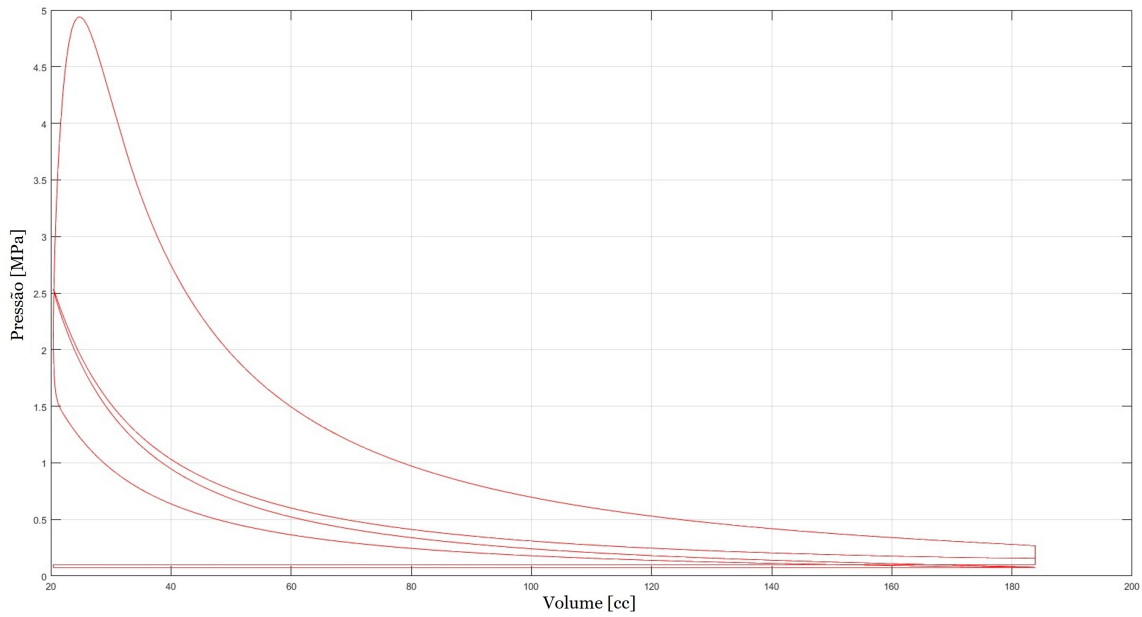


Figura 2.15: Diagrama pressão/volume de um ciclo 8 tempos.

irá contribuir para a produção de algum binário adicional, aumentando assim a eficiência energética geral do motor. Além do binário produzido, este ciclo deverá arrefecer o interior do motor sem a necessidade de um sistema de refrigeração adicional.

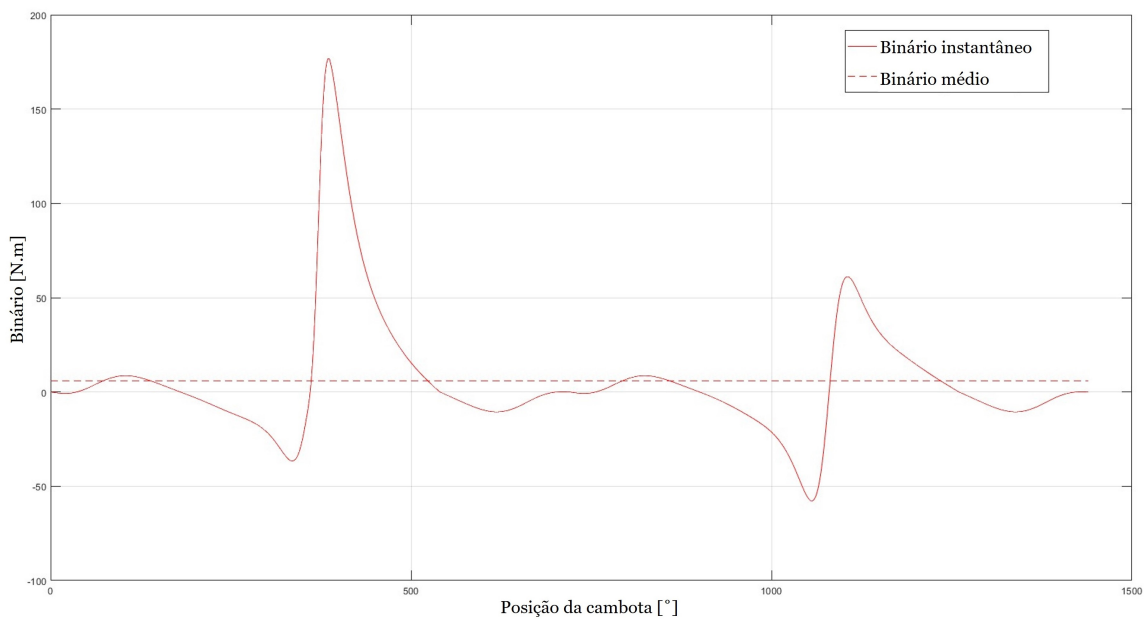


Figura 2.16: Produção de binário ao longo dos 1440° de cambota de um ciclo 8 tempos.

De salientar que o ciclo 8 tempos apenas apresentará resultados num motor real ou numa simulação de ciclo real, visto que irá aproveitar perdas de energia que são consideradas inexistentes devido às transformações adiabáticas assumidas no ciclo teórico.

Será de esperar que um motor IF a funcionar sobre o ciclo 8 tempos resolverá os problemas relacionados com as elevadas temperaturas dos motores adiabáticos e, por consequência, os problemas de autoignição.

2.5 Transferência de calor

A temperatura máxima aceitável pelo material dentro da câmara de combustão é limitada, o que leva à necessidade de sistemas de refrigeração para dissipar o calor da cabeça, do cilindro e do pistão. Ao limitar a temperatura destes componentes, o fluxo de calor para as paredes do cilindro pode atingir a escala de $10 \text{ MW}/\text{m}^2$ durante a combustão. Por outro lado, este fluxo de calor pode atingir valores perto de zero durante as trocas de gases [15].

Nas regiões de alto fluxo de calor é necessário manter os componentes a temperaturas que evitem a degradação excessiva do material. No caso de motores de ignição comandada, é necessário manter as velas de ignição e as válvulas a temperaturas relativamente reduzidas para evitar efeitos de auto-detonação [15].

Dentro de um motor podem ser observados processos de transferência de calor entre o fluido motor e as paredes do cilindro, entre os próprios componentes e entre as paredes e os restantes fluidos que percorrem os diversos sistemas, seja o óleo lubrificante ou o líquido refrigerante.

2.5.1 Transferência de calor entre o fluido motor e as paredes do cilindro

A transferência de calor entre o fluido e as paredes é o foco desta dissertação, visto que o ciclo 8 tempos em estudo tenciona valer-se desse processo para o melhor aproveitamento da energia proveniente do combustível.

A maioria dos relatos encontrados sobre este tema apresentam modelos de transferência de calor entre os gases quentes e a cabeça do cilindro, a área lateral do cilindro, o pistão e as válvulas. Normalmente, os modelos de transferência de calor entre os gases e as paredes dependem da definição de fluxo de calor, q'' , da lei de Newton do arrefecimento [21]:

$$q'' = h(T_{gas} - T_w) \quad (2.1)$$

h - Coeficiente de transferência de calor;

T_{gas} - Temperatura do gás dentro do cilindro [K];

T_w - Temperatura das parede do cilindro [K].

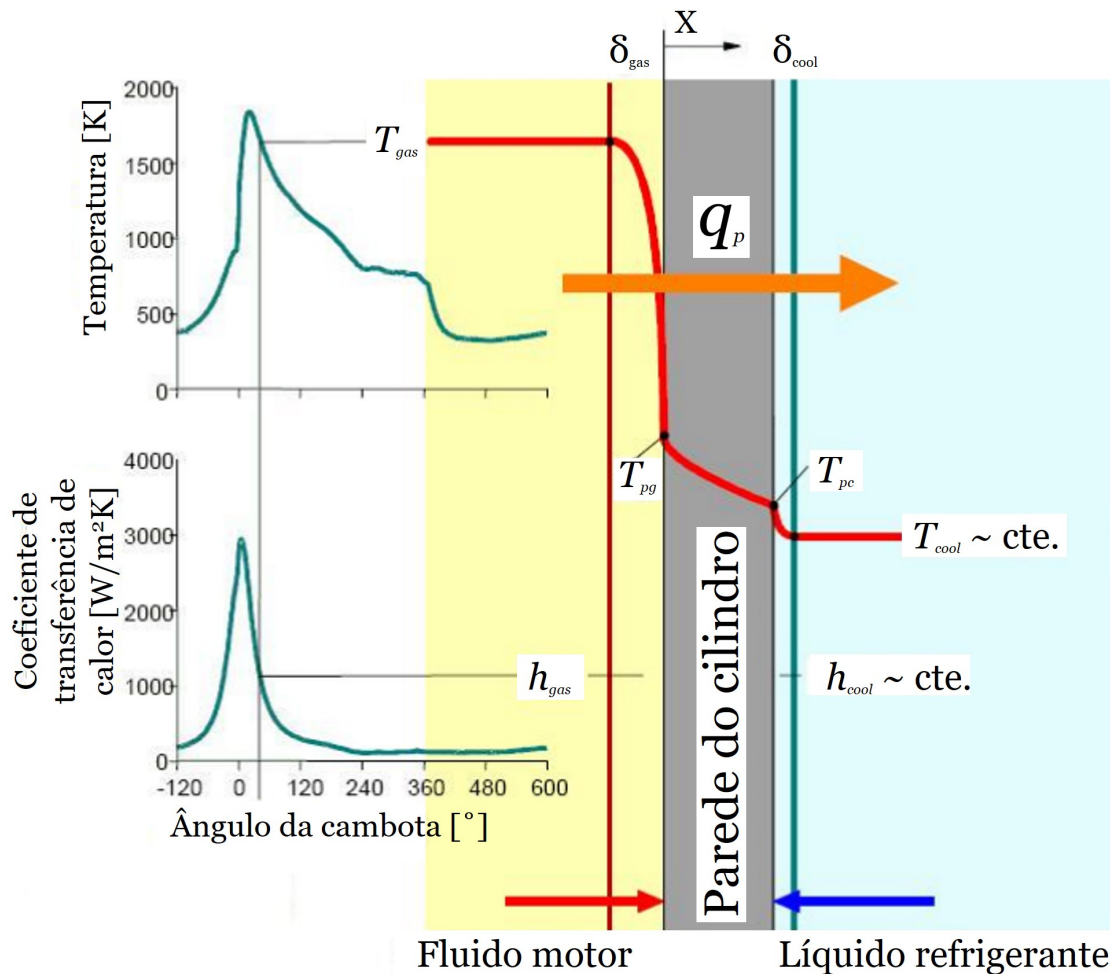


Figura 2.17: Culminar dos diferentes modos de transferência de calor na parede do cilindro de um MCI (adaptado de [20]).

Os primeiros modelos de Nusselt, Eichelberg e Pflaum eram dependentes de h . Atualmente, para ultrapassar essas dificuldades, os modelos globalmente utilizados de Annand e Woschni, baseados na parte convectiva da transferência de calor adotada da teoria da camada limite, utilizam propriedades adimensionais [21]:

$$Nu = C^{te} Re^a Pr^b \quad (2.2)$$

O número de Nusselt (Nu) caracteriza uma transferência de calor adimensional dependente do número de Reynolds (Re), que caracteriza o escoamento. O número de Prandtl (Pr) caracteriza as propriedades físicas do fluido [21].

2.5.2 Transferência de calor entre os componentes do motor

Os modelos de transferência de calor entre os componentes do motor podem ser globais ou por nós. Para descrever a transferência de calor dentro de um componente específico é necessário criar modelos nodais ou multidimensionais [21].

Modelos globais apresentam a transferência total de calor através da hipótese da capacidade térmica fixa. Já os modelos multidimensionais, através do uso do método dos elementos finitos, têm a capacidade de resolver equações de difusão de calor para problemas bidimensionais e tridimensionais. Por fim, a solução equilibrada entre precisão de resultados e tempo de simulação, os modelos nodais utilizam a hipótese da capacidade térmica, tal como os modelos globais, mas ao invés de fornecer resultados globais, fornece resultados para cada nó localizado em cada componente do motor [21].

2.5.3 Transferência de calor entre as paredes e o líquido

Para estes modelos de transferência de calor são assumidos dois cenários: transferência de calor das paredes para o líquido refrigerante e transferência de calor das paredes para o óleo lubrificante.

Os modelos de transferência de calor entre as paredes e o líquido refrigerante, geralmente, utilizam correlações entre Nu e Re para o escoamento turbulento do líquido. Existem diversas configurações de condutas e linhas de refrigeração para cada motor o que torna possível aproximar a transferência de calor pelos cilindros apesar de não ser possível aproximar a transferência de calor entre a cabeça e o líquido [21].

Visto que o óleo, para além da sua função principal de lubrificação, é a única forma de refrigerar o pistão, é necessário desenvolver modelos de transferência de calor entre as paredes e o óleo lubrificante que seja o mais preciso possível para estimar a temperatura do mesmo [21].

2.6 Rendimento

O rendimento e a eficiência de um sistema dependem de vários outros rendimentos e, como foi referido anteriormente (Capítulo 2.4.1.1), cada parâmetro apresenta o seu funcionamento e as suas perdas associadas.

O rendimento da combustão mostra o quão eficaz esta foi, relacionando o poder calorífico do combustível com o calor efetivamente libertado. O rendimento adiabático, associado aos processos teoricamente adiabáticos, apresenta a taxa de calor que é perdido por transferência de calor para as paredes do cilindro. O rendimento teórico relaciona o trabalho produzido no ciclo teórico com o calor realmente aproveitado [4].

Ao calcular o rendimento relativo às propriedades dos fluidos de um motor de combustão interna, obtém-se uma correlação entre o trabalho do ciclo teórico e o trabalho produzido considerando as propriedades reais dos fluidos, pois as propriedades dos gases variam com a temperatura. Perdas por bombagem baseiam-se essencialmente na queda de pressão entre a pressão atmosférica e a pressão no coletor de admissão, sendo esta normalmente inferior num motor atmosférico [4].

Por fim, o rendimento mecânico apresenta as perdas resultantes dos atritos mecânicos, entre componentes, e hidráulicos. O rendimento mecânico é também responsável pelas maiores perdas impactando consideravelmente o rendimento total, produto de todos os rendimentos que apresenta a relação entre o trabalho produzido pelo motor e a energia que é utilizada [4].

Ao modelar um ciclo de Otto aplicando todos os rendimentos possíveis será obtido um ciclo cada vez mais aproximado ao real (Figura 2.18).

Aplicando as propriedades do combustível é associado o rendimento térmico teórico máximo ($\eta_{t_{max}}$) que irá resultar na modelação de um ciclo teórico, como apresentado no Capítulo 2.4.1.1. Este rendimento é somente dependente da taxa de compressão, dado por:

$$\eta_{t_{max}} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (2.3)$$

Após ser obtido o ciclo teórico é então aplicado o rendimento inerente, η_i , que fará passar de um ciclo ideal para um ciclo real salientando: a combustão não instantânea; a transferência de calor entre o fluido motor e as paredes do cilindro; e a abertura da válvula de escape não instantânea.

Por fim, é empregue o rendimento mecânico, η_M . Após serem combinados todos os rendimentos referidos, é obtida a potência efetiva do sistema e o rendimento total do sistema, η_T .

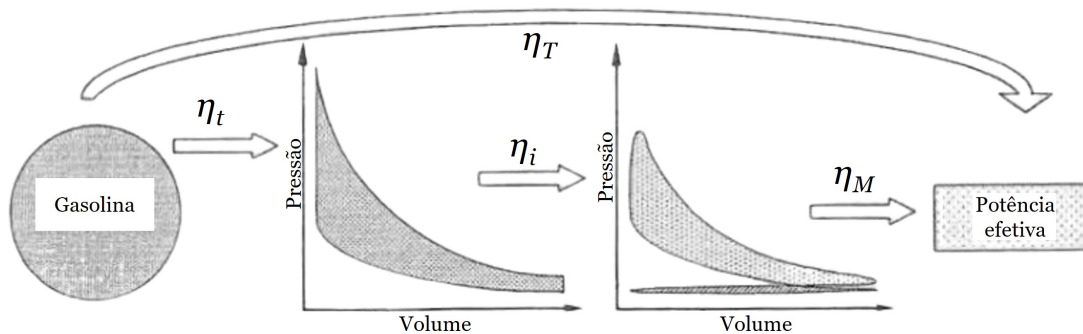


Figura 2.18: Resultado da conversão dos diferentes rendimentos inerentes a um MCI [4].

2.7 Injeção

Os três elementos essenciais ao funcionamento de um motor de combustão interna de ignição por faísca são o ar, a faísca e o combustível. Inicialmente, para que fosse possível fornecer combustível ao motor eram utilizados métodos puramente mecânicos, através do carburador. Atualmente, os sistemas de alimentação de combustível dos motores são munidos de injeção, que na sua base é um sistema que bombeia o combustível através das linhas próprias

até que este chegue ao injetor e, posteriormente seja utilizado um tipo de comando mecânico ou eletromecânico que fará abrir o injetor durante o tempo necessário para alimentar o motor.

Os variados sistemas de injeção podem ser divididos em dois grandes grupos, sistemas de injeção direta e sistemas de injeção indireta. Os sistemas de injeção indireta efetuam a injeção do combustível dentro das condutas de admissão, o mais próximo quanto possível das válvulas de admissão, e são geralmente utilizados em motores de ignição por faísca. Já os sistemas de injeção direta cumprem a injeção diretamente dentro do cilindro, ou câmara de combustão, sendo um sistema amplamente utilizado em motores de ignição por compressão.

Atualmente são comercializadas motorizações de ignição comandada com os dois sistemas implementados. Neste campo podem-se destacar os motores EA888, desenvolvidos pelo grupo VAG, que aproveitam as vantagens de cada sistema de injeção dependendo da gama de rotações exercida. Desta forma é utilizado o sistema de injeção indireta para gamas de carga diminutas e o sistema de injeção direta para gamas de carga mais elevadas [22].

Em 1954 foi lançado para o mercado o primeiro carro de série a gasolina, com um sistema de injeção, o Mercedes-Benz 300SL, aparecendo com um sistema de injeção direta a gasolina que acabou por dar lugar aos sistemas de injeção indireta como os comercializados na atualidade [4].

Todo o sistema de injeção necessita um conjunto de sensores e atuadores para funcionar na sua plenitude.

2.7.1 Unidade de controlo eletrónica

Atualmente, a unidade de controlo eletrónica (Figura 2.19) representa um papel fundamental nos sistemas de injeção. Este componente é considerado o cérebro dos motores modernos devido à sua capacidade de calcular e ajustar uma série de parâmetros para tornar o motor o mais eficiente possível.

Esta unidade recebe o sinal de todos os sensores relativos ao comportamento do motor e, normalmente, também do comportamento do próprio veículo filtrando e tratando os dados recebidos para posteriormente enviar um sinal aos diferentes atuadores possivelmente implementados. A capacidade de processamento e memória destes dispositivos tem de ser tão rápida quanto a velocidade de rotação do motor para tornar a utilização dos atuadores o mais eficiente possível.

2.7.2 Sensores

Para que a UCE seja capaz de calcular, com precisão, a quantidade de combustível a injetar e em que momento, é necessário recorrer a uma diversa gama de sensores.



Figura 2.19: Exemplo de uma unidade de controlo eletrónica (UCE) [23].

Na sua base, é necessário, em primeiro lugar, obter com precisão a posição do pistão através da posição do referencial da cambota. Desta forma, será possível prever em que momentos será necessário fornecer o combustível e quando acionar a vela de ignição para que ocorra a explosão.

De seguida, é necessário fornecer dados sobre a quantidade de ar que está a ser admitida para dentro do cilindro. Este tipo de informação é essencial, visto que quer uma mistura extremamente rica como uma mistura extremamente pobre em combustível irá impedir o funcionamento do motor.

Para que estas necessidades básicas sejam satisfeitas podem ser utilizados diversos tipos de controlo desde os mais simples, como o controlo feito apenas pela iteração entre a velocidade de rotação do motor e a posição da borboleta de admissão, até estratégias de controlo extremamente complexas, que para além da quantidade de ar que é introduzido no motor e a velocidade de rotação do mesmo ainda faz uso de diversos sensores para que ativamente seja capaz de efetuar correções e pequenos ajustes.

No fundo, os sistemas de injeção necessitam de medir o caudal mássico de ar de modo a calcular a quantidade proporcional de gasolina a injetar. Os sensores que medem o caudal mássico de ar podem ser mecânicos, como o caso dos sistemas Bosch K-Jetronics, ou eletrónicos, como os sistemas Bosch L-Jetronics [4].

Hoje em dia, os sistemas de injeção fazem uso da combinação da informação fornecida por diversos sensores para que seja entregue a melhor resposta possível ao utilizador.

2.7.2.1 Sensor de velocidade

Os sensores de velocidade (Figura 2.20) são utilizados em motores para medir a velocidade de rotação do mesmo e poder fornecer dados precisos da posição do pistão ao sistema de controlo. Este tipo de sensores é comumente utilizado como sensor de posição, podendo ser utilizado para obter a posição da árvore de cames, e informar o sistema de controlo para que este seja capaz de calcular, com precisão, a fase do ciclo a cada momento.



Figura 2.20: Exemplo de um sensor indutivo [24].

Estes sensores podem ser sensores de efeito de Hall ou sensores de relutância variável (sensores indutivos).

Para além de serem usados diretamente no motor, estes sensores podem também ser usados para o cálculo da velocidade instantânea de um veículo, sendo aplicado na roda. Por norma, a combinação de um sensor deste tipo em cada roda possibilita a utilização de sistemas de segurança, como se verifica nos controlos de estabilidade (ESP) e travagem antibloqueio (ABS).

2.7.2.2 Sensor de temperatura

Os sensores de temperatura (Figura 2.21) são utilizados para diferentes propósitos num motor. É utilizado normalmente como um sensor IAT (*Intake Air Temperature*), para que a unidade de controlo calcule a quantidade de gasolina a injetar através da temperatura de admissão a cada instante, e como sensor da temperatura interna do motor como o sensor CLT (*Coolant Temperature*), que fornece a temperatura do líquido refrigerante do motor, e o sensor OTS (*Oil Temperature Sensor*), apresentando a temperatura de óleo.

Este tipo de sensor nada mais é do que um termistor. Um termistor funciona como um termómetro eletrónico que varia a sua resistividade elétrica com a temperatura.

2.7.2.3 Sensor de posição da borboleta

A borboleta do acelerador (Figura 2.22) é o dispositivo, ou mecanismo, que permite regular a quantidade de ar que é admitido por um motor de ignição por faísca. Na base do eixo



Figura 2.21: Exemplo de um sensor de temperatura [25].

de rotação de uma borboleta podemos encontrar o sensor de posição da borboleta, ou TPS (*Throttle Position Sensor*), que irá comunicar à unidade de controlo a quantidade de ar que está a ser permitido entrar para o cilindro.



Figura 2.22: Exemplo de um conjunto de borboleta de admissão e sensor de posição da borboleta, ou TPS [26].

Este sensor é constituído por um potenciómetro que por estar acoplado ao eixo de rotação da borboleta vai gerar um determinado sinal para cada posição.

2.7.2.4 Sensor de massa de ar

O sensor de massa de ar, ou sensor MAF (*Mass Air Flow*), como ilustrado na Figura 2.23, é um dispositivo geralmente colocado entre o filtro de ar e o corpo da borboleta do acelerador, que mede o caudal mássico de ar que entra dentro do cilindro.

A maioria dos sensores MAF funciona através de um fio quente, fio este que na verdade é um condutor elétrico, que está a ser aquecido através de corrente elétrica e efeito de Joule, que é arrefecido pelo ar fresco que circula dentro das condutas de admissão forçando assim a necessidade de mais corrente elétrica para contrariar o arrefecimento.



Figura 2.23: Exemplo de sensor de massa de ar, ou MAF [27].

2.7.2.5 Sensor de pressão

O sensor de pressão (Figura 2.24), ou MAP (*Manifold Absolute Pressure*), é utilizado para informar a unidade de controlo sobre a pressão absoluta a que está submetido o ar da admissão.



Figura 2.24: Exemplo de um sensor de pressão absoluta de admissão, ou MAP [28].

A pressão serve como a relação entre uma força exercida e a sua superfície de contacto. Ao aliar um sensor MAP e um sensor IAT, é possível que a unidade de controlo calcule o caudal mássico de ar que é introduzido nos cilindros.

2.7.2.6 Sensor de oxigénio

O sensor de oxigénio (Figura 2.25), ou sonda lambda, tem como função medir a quantidade de oxigénio presente nos gases de escape a cada instante para que a unidade de controlo possa melhorar o comportamento do motor aumentando a quantidade de gasolina que é injetada, no caso de ser obtida uma mistura ar/combustível (A/F) pobre através da leitura da sonda, ou reduzindo a quantidade de gasolina injetada, no caso de serem apresentados valores de mistura rica pela sonda.



Figura 2.25: Exemplo de sensor de oxigénio, sonda lambda [29].

Este sensor, sonda lambda, é composto por um material cerâmico, poroso, envolvido por um invólucro metálico. Funciona através da diferença de concentração de oxigénio entre o gás de escape e o ar exterior. Para iniciar o seu funcionamento, este sensor necessita de aquecer até atingir temperatura elevadas (cerca de 300°C).

É possível encontrar sondas lambda de dois tipos de materiais distintos com funcionamentos diferentes, mas que cumprem o mesmo objetivo. Sondas de óxido de zircónia, que trabalham gerando uma diferença de potencial entre os seus terminais, e as sondas de titânio que fazem variar a resistividade conforme a mistura pobre ou rica.

2.7.3 Atuadores

Após receber os dados de cada sensor, a unidade de controlo eletrónica (UCE) necessita de tratar esses dados e transformá-los num sinal responsável por comandar os atuadores.

Esses atuadores pertencem a pelo menos dois sistemas essenciais ao funcionamento do motor, são eles o sistemas de injeção, através do acionamento do injetor, e o sistema de ignição, através do acionamento da vela de ignição.

2.7.3.1 Injetor

Após receber os dados de cada sensor, a unidade de comando efetua o tratamento desses dados e emite um sinal que irá comandar os injetores (Figura 2.26).

Os injetores, sendo compostos por uma electroválvula, abrem quando essa electroválvula é excitada proporcionando assim a pulverização de combustível no ar da admissão, criando uma mistura homogénea de ar/combustível. Cada injetor apresenta um caudal mássico máximo à pressão de utilização, e no caso de ser selecionado um injetor subdimensionado para o motor em questão podem ocorrer problemas de alimentação por falta de fluxo de combustível.

2.7.3.2 Vela de ignição

A vela de ignição (Figura 2.27) é o dispositivo elétrico responsável pelo início da combustão. Este atuador é colocado, geralmente, na cabeça do motor entre as válvulas de admissão



Figura 2.26: Exemplo de injetores [30].

e de escape.



Figura 2.27: Exemplo de uma vela de ignição [31].

A vela de ignição é composta por um eletrodo central, uma camada isolante e um eletrodo lateral. Entre o eletrodo central e o eletrodo lateral existe uma pequena distância onde irá gerar a faísca.

A camada isolante é constituída por uma cerâmica de alta resistência dielétrica, normalmente em alumina. Para funcionar, a vela de ignição deve ser acoplada a uma bobine de alta tensão com o propósito de converter a energia fornecida da bateria de baixa tensão para alta tensão capaz de gerar a faísca necessária.

Para que o pico de pressão da combustão se dê imediatamente após o ponto morto superior (PMS) é necessário aplicar um certo ângulo de avanço de ignição (AAI) calculado pela UCE através de tabelas específicas de AAI.

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Capítulo 3

Modelação computacional

O fluxo de calor entre os gases dentro do cilindro e as paredes varia ao longo do ciclo termodinâmico. Durante a troca de gases, onde o fluxo de calor é feito das paredes para o gás, são apresentados valores reduzidos. Por sua vez, durante a combustão e expansão, fases do ciclo em que o fluxo de calor é feito do gás para as paredes, estes valores atingem a ordem de MW/m^2 [32].

Os fenómenos de transferência de calor que ocorrem dentro de um motor de combustão interna (MCI), como visto anteriormente (Capítulo 2.5), ocorrem tridimensionalmente ao longo de toda a superfície das paredes do cilindro e podem variar entre dois ciclos consecutivos [32].

Esta área de estudo, em particular, apresenta diversas dificuldades para os investigadores e para as fabricantes de motores, visto que os fenómenos termodinâmicos vão impactar diretamente o desenho e o desempenho do motor. Para tal, é necessário desenvolver modelos termodinâmicos tão reais quanto possível, para que seja possível quantificar e correlacionar os processos de transferência de calor inerentes [33].

O fluxo de calor entre o fluido motor e as paredes do cilindro está diretamente relacionado a uma perda significativa de energia, que contribui negativamente para o rendimento da combustão e pode afetar a operação do motor. Por sua vez, este fluxo de calor determina a distribuição de tensões ao longo dos componentes dos MCI [21].

Por forma a obter a temperatura das paredes de um cilindro é possível desenvolver simulações extremamente complexas ou apenas através da sua medição direta.

Os processos de medição direta da temperatura das paredes de um cilindro mostram-se dispendiosos e, visto que a maioria dos casos envolvem a furação do bloco, estes procedimentos acabam por modificar as características do motor ou até mesmo inutilizando o mesmo. Outro tipo de técnicas experimentais envolvem equipamentos óticos extremamente dispendiosos [21].

De uma perspetiva económica é claramente vantajoso fazer uso de simulações computacionais para que seja possível validar um projeto de motor e prosseguir para a sua produção e teste ou até para prever o impacto de diversas modificações [34].

Apesar de ser possível encontrar diversos modelos de transferência de calor utilizados para simulação de motores de combustão interna, a grande maioria acaba por não calcular a temperatura das paredes acabando assim por assumir uma temperatura média constante ao longo do ciclo.

Por norma, os investigadores que calculam a temperatura das paredes de um motor, fazem uso de extensos algoritmos de método de elementos finitos (FEM), aumentando consideravelmente tempo de simulação, mas aproximando cada vez mais este tipo de simulação ao comportamento real de um MCI [32].

Os diversos modelos de transferência de calor desenvolvidos devem ser classificados a partir de uma perspetiva termodinâmica como simulações adimensionais, simulações multizona e simulações multidimensionais.

As simulações adimensionais, comparadas com as restantes, apresentam resultados satisfatórios de pressão dentro cilindro, mas menosprezam a temperatura média dos gases perto do ponto morto superior (PMS). Apesar de serem modelos menos precisos, resultam em tempos de simulação mínimos. Já as simulações multizona, que se distinguem das simulações adimensionais por incluírem certos parâmetros geométricos, fornecem informações sobre a distribuição local de calor e quantificam os efeitos do fluxo de calor no cilindro [21].

Os dois tipos de simulação referidos baseiam-se em modelos empíricos e nas leis da conservação de massa e de energia que resultam em equações diferenciais [21].

Por fim, os modelos multidimensionais fazem uso de ferramentas de fluidodinâmica, ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*), governados pelas equações de Navier-Stokes aliadas às leis da conservação de massa e de energia e dependentes de coordenadas espaciais, produzem os resultados mais fiéis ao comportamento real de um MCI. Apesar de apetecível, este tipo de simulação mostra-se extremamente complexo levando a um tempo de simulação bem mais demorado [21].

No presente, é possível usufruir de diversos *softwares* comerciais desenvolvidos e disponibilizados para a resolução de problemas relacionados com o projeto e otimização de MCI. Os principais programas utilizados comercialmente na indústria automóvel são [35]: *Ricardo Wave* (RW), *Lotus Engine Simulation* (LESoft), *AVL fire* e *GT-Power*.

Todos estes programas, apesar de apresentarem interfaces gráficas distintas, são idênticos no que toca ao seu propósito e funcionalidades. É necessário introduzir uma diversidade de parâmetros necessários para que o programa seja capaz de produzir a simulação pretendida.

Apesar de serem extremamente valiosos no que toca a resultados, este tipo de programa acarreta um elevado custo de aquisição e, para o caso específico do motor 8 tempos, apresenta limitações à modelação de ciclos que não os pré-definidos (4 e 2 tempos).

No decorrer deste capítulo é apresentado o tipo de simulação utilizado, acrescentando a definição e caracterização do mesmo. Serão apresentadas, também, as considerações e hipóteses assumidas no desenvolvimento da simulação utilizada, seguidas da apresentação e descrição dos parâmetros implementados. No final deste capítulo é explicada a estrutura e organização da simulação, levando à obtenção de resultados e a sua otimização, concluindo com uma breve análise dos dados obtidos.

3.1 Simulação utilizada

Numa primeira instância foi necessário analisar os modelos de simulação já utilizados nesta área de investigação, o que levou à intenção de modelar o ciclo 8 tempos de baixa dissipação de calor através de um *software* comercial para que os resultados obtidos fossem o mais próximos possível do real funcionamento de um MCI de 8 tempos.

Tendo em conta o valor de aquisição dos programas comerciais mais utilizados foi então testada a possibilidade de modelação do ciclo 8 tempos através do *freeware* LESoft. Este *softwares*, desenvolvido pela *Lotus Engineering*, apresenta uma excelente base para a iniciação na área de modelação de motores de combustão interna e foi selecionado por se tratar exatamente de um *freeware*, ou seja, um *software* disponibilizado como versão livre de custos, mas limitada em funções. Essencialmente, seria necessário criar uma ligação de cooperação entre a ferramenta *Simulink* e o LESoft para que fosse possível modelar o corte de injeção durante o segundo ciclo de 4 tempos e criar uma sequência de dois ciclos de 4 tempos consecutivos, o que se tornou impossível devido às limitações deste *freeware*.

Retornando ao ponto de partida e entendendo as limitações e complexidade deste tipo de programa comercial foi decidido desenvolver uma simulação adimensional linear, simplificando assim diversos processos e, apesar de não fornecer os resultados mais precisos, apresentar resultados fiéis o suficiente para que fosse possível validar o ciclo termodinâmico pretendido.

Como este tipo de simulação se apresentaria básica para a representação dos objetivos e possibilidades do 8 tempos, decidiu-se recorrer a certos parâmetros que a iriam tornar numa espécie de simulação multizona. Assim, esta simulação deverá ser capaz de representar, com alguma fidelidade, o comportamento termodinâmico de um motor originalmente 4 tempos a funcionar através desta nova estratégia de controlo, no que toca a trocas de calor.

Foi então desenvolvido um modelo de motor de combustão interna, monocilíndrico, com o propósito de simular os parâmetros globais de um motor e, principalmente, os parâmetros essenciais ao funcionamento do motor ao longo dos 8 tempos. A ferramenta selecionada para cumprir essa função foi o *MatLab*, proporcionando assim uma simulação linear do ciclo para uma dada rotação.

De modo a modelar o ciclo pretendido é necessário definir as diferentes hipóteses assumidas para cada fase do ciclo:

- Ausência de sistemas de refrigeração externos;
- Assumidos processos de transferência de calor por radiação e por convecção entre as paredes (quentes) do cilindro e a mistura (fresca), ou vice-versa;
- É assumido que os processos de transferência de calor ocorrem, apenas, numa camada superficial das paredes do cilindro;
- O ar admitido juntamente, ou não, com o combustível apresenta o comportamento de um gás perfeito;
- Os gases de escape assumem as mesmas propriedades dos gases admitidos;
- Simulação em regime estacionário (velocidade de rotação constante);
- Acionamento das válvulas de admissão e escape instantâneo;
- Pressão dentro do cilindro durante a admissão, p_{adm} , é constante;
- O combustível admitido vaporiza linearmente ao longo do tempo da compressão;
- O combustível liberta toda a sua energia durante a combustão, aproximada por uma função de Wiebe;
- Pressão dentro do cilindro durante o escape é constante e igual à pressão ambiente, p_{amb} ;
- Temperatura do gás dentro do cilindro durante o escape é constante;
- Durante a segunda admissão, 5º tempo, apenas é admitido ar para dentro do cilindro;
- Conduitas de escape não apresentam restrições ao fluxo imposto.

3.2 Parâmetros de modelação

A simulação deverá processar todo o funcionamento do motor, baseando-se na posição da cambota, θ , e fornecer resultados ao longo de quatro voltas de cambota (1440º).

Inicialmente, deve-se calcular o tempo (δt) necessário para que a cambota realize a deslocação ($\delta\theta$) de um grau [9]:

$$\delta t = \frac{\delta\theta}{360} * \frac{60}{N}. \quad (3.1)$$

Onde:

N - velocidade de rotação [rpm].

Antes de mais é necessário definir todo o mecanismo biela-manivela (Figura 3.1) que governa a posição relativa do pistão dentro do cilindro, x , e a aceleração do pistão, \ddot{x} [36]:

$$\omega = \frac{N * 2\pi}{60}; \quad (3.2)$$

$$x = l - \frac{r^2}{4l} + r(\cos(\omega t) + \frac{r^2}{4l}\cos(2\omega t)); \quad (3.3)$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2(\cos(\omega t) + \frac{r}{l}\cos(2\omega t)). \quad (3.4)$$

Onde:

ω - velocidade angular da cambota [rad/s];

l - comprimento da biela [m];

r - raio da cambota [m];

ωt - posição da cambota [rad].

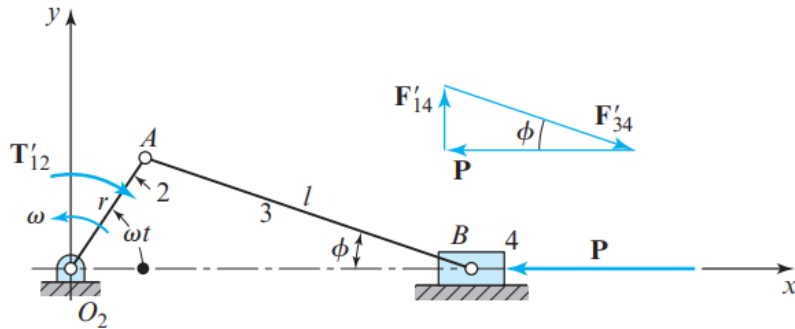


Figura 3.1: Mecanismo biela-manivela [36].

É possível ainda calcular a área das paredes do cilindro, A_{cil} e o volume disponível no interior do cilindro a cada instante V_{cil} :

$$A_{cil} = \pi * D * \left(l + r + \frac{V_{ch}}{A_{pist}} - x \right) + 2A_{pist}; \quad (3.5)$$

$$V_{cil} = V_{ch} + A_{pist} * (l + r - x). \quad (3.6)$$

Onde:

V_{ch} - volume da câmara de combustão [m³];

A_{pist} - área da coroa do pistão [m²].

Os processos de transferência de calor ao longo do ciclo são calculados através do método desenvolvido por Annand onde serão separados os processos de transferência de calor por radiação (Equação 3.7) e por convecção (Equação 3.14) [9]:

$$C_r = 4.25 * 10^{-9} * \frac{T_{gas}^4 - T_w^4}{T_{gas} - T_w}; \quad (3.7)$$

$$\mu_{gas} = 7.457 * 10^{-6} + 4.1547 * 10^{-8} * T_{gas} - 7.4793 * 10^{-12} * T_{gas}^2; \quad (3.8)$$

$$\rho_{gas} = \frac{p_{cil}}{R * T_{gas}}; \quad (3.9)$$

$$v_p = \frac{2lN}{60}; \quad (3.10)$$

$$Re = \frac{\rho_{gas} v_p D}{\mu_{gas}}; \quad (3.11)$$

$$Nu = a Re^{0.7}; \quad (3.12)$$

$$C_k = 6.1944 * 10^{-3} + 7.3814 * 10^{-5} * T_{gas} - 1.2491 * 10^{-8} * T_{gas}^2; \quad (3.13)$$

$$C_h = \frac{C_k Nu}{D}. \quad (3.14)$$

Onde:

C_r - coeficiente de transferência de calor por radiação [$W/m^2 K$];

T_{gas} - temperatura do gás dentro do cilindro [K];

T_w - temperatura das paredes do cilindro [K];

μ_{gas} - viscosidade do ar [kg/ms];

ρ_{gas} - massa volúmica do ar [kg/m^3];

p_{cil} - pressão dentro do cilindro [Pa];

R - constante dos gases perfeitos;

v_p - velocidade média do pistão [m/s];

a - constante, para motores 2 tempos igual a 0.26 e para motores 4 tempos igual a 0.49;

C_k - condutividade térmica do ar [W/mK];

C_h - coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m^2K].

Uma vez conhecidos os coeficientes de transferência de calor, é então possível quantificar a energia transferida (δQ) do fluido motor para as paredes, ou vice-versa [9]:

$$\delta Q = (C_h + C_r)(T_{gas} - T_w)A_{pist}\delta t. \quad (3.15)$$

Ao utilizar os dados obtidos por [37], é possível gerar uma função c_{al} que represente a curva da capacidade térmica mássica do alumínio ao longo da temperatura do mesmo, em J/mol.K:

$$c_{al} = 1.2297 * 10^{-7}T_w^3 - 2.0812 * 10^{-4}T_w^2 + 1.2146 * 10^{-1}T_w + 2.9987. \quad (3.16)$$

Assim é possível calcular a diferença da temperatura nas paredes do cilindro, ΔT_w :

$$\Delta T_w = \frac{\delta Q}{c_{al} * 10^{-3} * m_{al}}. \quad (3.17)$$

Onde:

m_{al} - massa da camada superficial de alumínio [kg].

Ao longo das fases do ciclo fechado é possível calcular a pressão (Equação 3.19) e a temperatura (Equação 3.20) do fluido contido dentro do cilindro a cada instante, através da primeira lei da termodinâmica [9]:

$$G = \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}; \quad (3.18)$$

$$p_{cil_2} = \frac{2(\delta Q_f - \delta Q - \delta Q_{vap}) + p_{cil_1}(GV_{cil_1} - V_{cil_2})}{GV_{cil_2} - V_{cil_1}}; \quad (3.19)$$

$$T_{w_2} = \frac{p_{cil_2} V_{cil_2}}{m_{gas} R}. \quad (3.20)$$

Onde:

G - constante em função de γ ;

γ - coeficiente de expansão;

p_{cil_2} - pressão dentro do cilindro num segundo momento [Pa];

δQ_f - energia libertada pelo combustível [J];

δQ_{vap} - energia libertada pela vaporização do combustível dentro do cilindro [J];

p_{cil_1} - pressão dentro do cilindro num primeiro momento [Pa];

V_{cil_1} - volume disponível dentro do cilindro num primeiro momento [m^3];

V_{cil_2} - volume disponível dentro do cilindro num segundo momento [m^3];

m_{gas} - massa de gás contido dentro do cilindro [kg];

Para que a simulação decorra ao longo de todo o ciclo é ainda necessário definir as condições que caracterizam as fases da compressão [9]:

$$\theta_{vap} = \theta_{ign} - \theta_{ivc}; \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_{vap} = \frac{m_f}{\theta_{vap}}; \quad (3.22)$$

$$\delta Q_{vap} = \dot{m}_{vap} h_{vap} \delta \theta. \quad (3.23)$$

Onde:

θ_{vap} - duração da vaporização do combustível [$^\circ$];

θ_{ign} - ângulo em que se dá a ignição [$^\circ$];

θ_{ivc} - ângulo em que se dá o fecho da válvula de admissão [$^\circ$];

\dot{m}_{vap} - taxa de vaporização do combustível [$kg/^\circ$];

m_f - massa de combustível [kg];

h_{vap} - calor latente de vaporização [J/kg].

E da combustão [4, 9, 15]:

$$\eta_{af} = -1.6082 + 4.6509\lambda - 2.0746\lambda^2; \quad (3.24)$$

$$C_{wash} = 1 - \frac{1}{r_c}; \quad (3.25)$$

$$\eta_{wash} = -12.558 + 70.108C_{wash} - 135.67C_{wash}^2 + 114.77C_{wash}^3 - 35.542C_{wash}^4; \quad (3.26)$$

$$\eta_{comb} = C_{comb}\eta_{af}\eta_{wash}; \quad (3.27)$$

$$x_b = 1 - e^{-b\left(\frac{\theta - \theta_{comb(o)}}{\theta_{comb}}\right)^{c+1}}; \quad (3.28)$$

$$\delta Q_f = \eta_{comb} * Q_{hv} * (x_{b_2} - x_{b_1}) * m_f.; \quad (3.29)$$

Onde:

η_{af} - eficiência relativa à razão A/F [%];

λ - razão de equivalência entre a A/F real e teórico;

C_{wash} - coeficiente de lavagem do cilindro [%];

r_c - razão de compressão;

η_{wash} - eficiência relativa à lavagem do cilindro [%];

η_{comb} - eficiência da combustão [%];

C_{comb} - coeficiente de combustão incompleta [%];

x_b - aproximação da fração de massa de combustível queimado por uma função de Wiebe [%];

b - constante, igual a 5;

θ - posição da cambota [°];

$\theta_{comb(0)}$ - posição da cambota em que se inicia a combustão [°] (normalmente 10° antes do PMS);

θ_{comb} - duração da combustão [°] (normalmente entre 30° e 50°);

c - constante, igual a 2;

Q_{hv} - poder calorífico do combustível [J/kg];

x_{b_2} - fração de massa de combustível queimado num segundo momento [%];

x_{b_1} - fração de massa de combustível queimado num primeiro momento [%].

Assim torna-se possível criar um ciclo 8 tempos completo, semelhante ao real, com o objetivo de validar a utilidade e benefícios observados quando comparado a um ciclo 4 tempos comum, no que toca a eficiência e trabalho produzido.

3.3 Construção da simulação

O modelo criado em *Matlab* (Anexo [A](#)) deverá seguir o funcionamento descrito na Figura [3.2](#), onde os dados do motor pretendido, *Honda Gx160*, serão processados pelas diversas funções originárias dos parâmetros descritos anteriormente. Todas as funções aplicadas são guardadas em função de θ e são apresentadas ao longo de um ciclo completo de 8 tempos, isto é, quatro rotações completas da cambota (1440°).

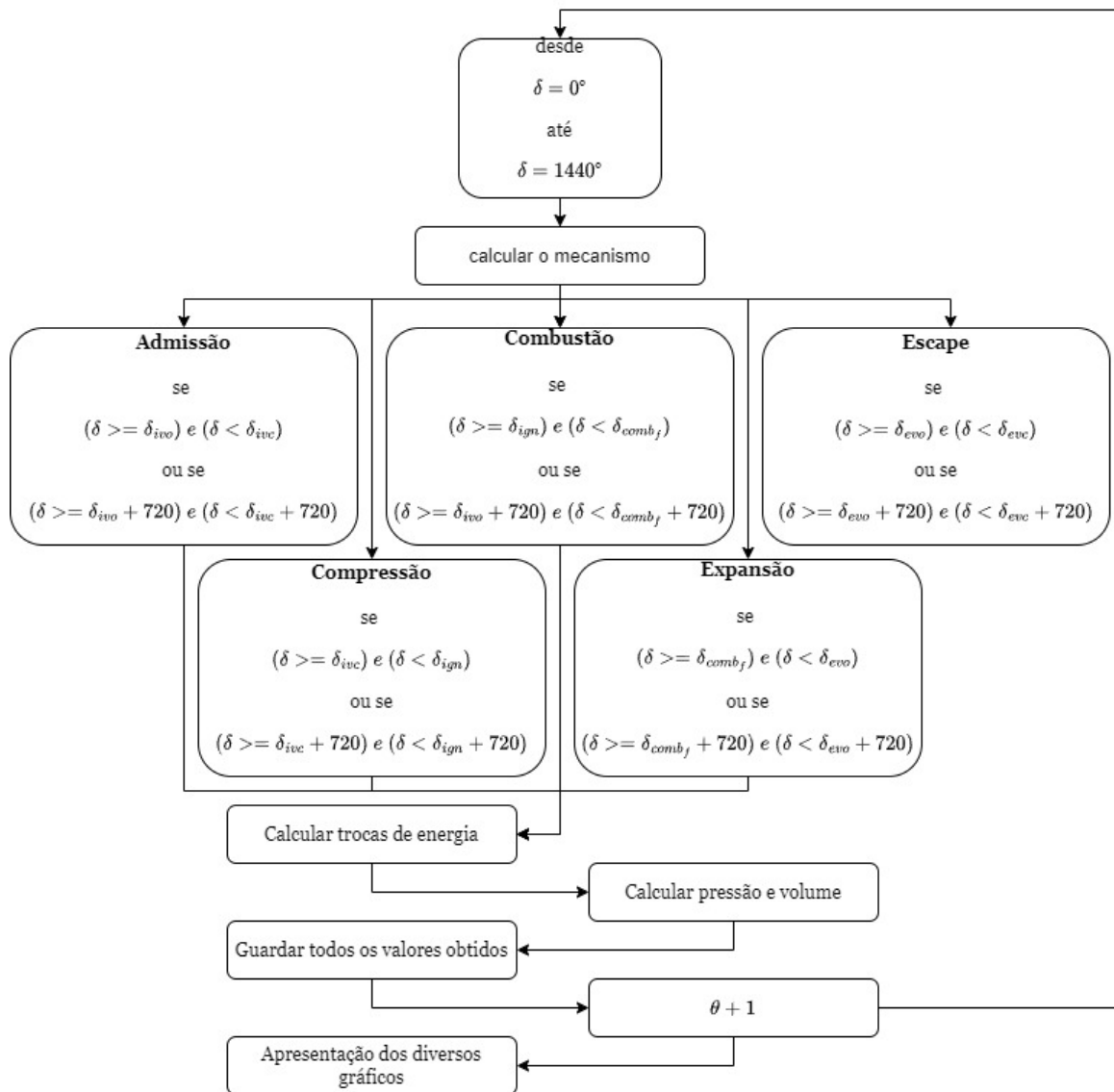


Figura 3.2: Fluxograma da simulação realizada.

Este modelo é apresentado em cada fase e, devido à utilização da curva de Wiebe, é possível dividir o ciclo 8 tempos em dois ciclos 4 tempos consecutivos. Desta forma, é possível simular um sistema idêntico ao real, onde o primeiro ciclo ocorre normalmente e apenas no segundo ciclo será efetuado o corte de injeção.

De salientar que durante as trocas de gases, admissão e escape, foi considerada uma relação empírica entre a massa de gás total e a massa de gases que vai sendo admitida ou expelida ao longo de cada fase. Durante a admissão é considerado que cada parcela de gás que entra no cilindro irá arrefecer o gás admitido até ao momento. Já durante o escape é apenas feita essa relação para que o cálculo relativo à temperatura do gás dentro do cilindro esteja em concordância com a massa de gás real em cada ponto.

Assim, será possível analisar as diferentes características do motor, com especial atenção ao binário produzido e ao fluxo de calor entre o gás e as paredes.

3.4 Modelação do motor

Para a simulação desenvolvida são introduzidos os dados apresentados na Tabela 3.1, referentes ao motor *Honda GX160* e às condições de simulação. Para além dos parâmetros introduzidos por concordância com a literatura analisada, foram introduzidos os diversos parâmetros referentes ao motor em questão, fornecidos pela fabricante *Honda*.

Tabela 3.1: Parâmetros introduzidos, e constantes, para a realização das diversas simulações.

<i>Parâmetro introduzido</i>	<i>Valor</i>	<i>Descrição</i>
C	$45 * 10^{-3} m$	Curso do pistão
D	$68 * 10^{-3} m$	Diâmetro do pistão
l	$84 * 10^{-3} m$	Comprimento da biela
r	$22,5 * 10^{-3} m$	Raio da cambota
r_c	9	Razão de compressão
p_{amb}	$101,325 * 10^{-3} Pa$	Pressão ambiente
p_{adm}	$75,700 * 10^{-3} Pa$	Pressão de admissão
T_{adm}	282,15 K	Temperatura de admissão
R	$287 m^2 / K.s^2$	Constante dos gases perfeitos
γ	1,4	Coefficiente de expansão
A/F_r	15,06	Razão ar/combustível
Q_{hv}	$43,5 * 10^6 J/kg$	Poder calorífico do combustível
h_{vap}	$4 * 10^5 J/kg$	Calor latente de vaporização
θ_{ivo}	0°	Ângulo de abertura da válvula de admissão
θ_{ivc}	180°	Ângulo de fecho da válvula de admissão
θ_{evo}	540°	Ângulo de abertura da válvula de escape
θ_{evc}	720°	Ângulo de fecho da válvula de escape
C_{comb}	0,85 %	Coefficiente de combustão incompleta
m_{al}	0,010 kg	Massa da camada superficial de alumínio

As simulações realizadas irão divergir apenas na velocidade de rotação do motor (N), entre as 1500 rpm e as 4000 rpm com um incremento de 500 rpm entre cada ensaio, e na temperatura das paredes do cilindro no instante inicial de simulação ($T_{w(o)}$), começando nos 350 K (temperatura considerada média normal de funcionamento) e incrementando 50 K entre cada ensaio até atingir um máximo de 1000 K.

Para que se possa comparar diretamente os resultados entre cada simulação serão calculados os dados de binário médio (Equação 3.34), potência (Equação 3.36), eficiência térmica real (Equação 3.40) e perdas totais por calor (Equação 3.44).

Começando pelo binário médio ($\bar{\tau}$) é necessário calcular o binário (τ) produzido em cada instante:

$$F_i = m_{pist} * \ddot{x}; \quad (3.30)$$

$$F_p = p_{ch} * A_{pist}; \quad (3.31)$$

$$F = F_i + F_p; \quad (3.32)$$

$$\tau = F * r * \sin(\omega t) * (1 + \frac{r}{l} * \cos(\omega t)); \quad (3.33)$$

$$\bar{\tau} = \sum_{\theta=0}^{1440} \tau; \quad (3.34)$$

Onde:

F_i - força exercida pela inércia do mecanismo [N];

m_{pist} - massa do pistão [kg];

\ddot{x} - aceleração do pistão;

F_p - força exercida pela pressão dentro do cilindro [N];

p_{ch} - Pressão dentro do cilindro [Pa];

A_{pist} - área da coroa do pistão [m²];

ωt - posição da cambota [rad].

Já a potência (P_{cv}) é dada por:

$$P = \bar{\tau} * \omega; \quad (3.35)$$

$$P_{cv} = \frac{P}{1000} * 1,35962; \quad (3.36)$$

Onde:

P - potência produzida [W];

ω - velocidade angular da cambota [rad/s].

Para analisar a eficiência térmica real (η_t) é necessário:

$$\delta t_{ciclo} = 1440 * \delta t; \quad (3.37)$$

$$\phi_f = 3600 * \frac{m_f * 1000}{\delta t_{ciclo}}; \quad (3.38)$$

$$sfc = \frac{\phi_f}{P}; \quad (3.39)$$

$$\eta_t = \frac{3600}{sfc * Q_{hv} * 10^{-6}} * 100; \quad (3.40)$$

Onde:

δt_{ciclo} - duração do ciclo [s];

δt - tempo necessário para que a cambota realize a deslocação de um grau;

ϕ_f - consumo específico de combustível [g/h];

m_f - massa de combustível [kg];

sfc - consumo específico de combustível [mg/J].

Por fim, é necessário as perdas totais por forma de calor ($\Sigma P_{totalis(calor)}$):

$$E_f = m_f * Q_{hv}; \quad (3.41)$$

$$\Sigma P_{calor} = \frac{\sum_{\theta=0}^{1440} \delta Q}{E_f}; \quad (3.42)$$

$$\Sigma P_{vap} = \frac{\sum_{\theta=0}^{1440} \delta Q_{vap}}{E_f}; \quad (3.43)$$

$$\Sigma P_{totalis(calor)} = (\Sigma P_{calor} + \Sigma P_{vap}) * 100; \quad (3.44)$$

Onde:

E_f - energia total do combustível [J];

δQ - energia transferida do fluido motor para as paredes

ΣP_{calor} - perdas por transferência de calor;

ΣP_{vap} - perdas por vaporização do combustível.

As tabelas apresentadas a baixo, Tabela 3.2 até Tabela 3.7, compilam os dados obtidos de todas as simulações realizadas. Como esta simulação é realizada em regime estacionário, para uma dada rotação fixa, cada tabela representa o conjunto de simulações para um gama de rotação específica. Desta forma é facilitado o processo de análise de dados.

Tabela 3.2: Resultados das simulações efetuadas para 1500 rpm.

N [rpm]	Tipo de controle	$T_{w(o)}$ [K]	$\bar{\tau}$ [N.m]	P [kW]	η_t [%]	$\Sigma P_{totalis(calor)}$ [%]
1500	4 tempos	350	10,91	1,689	36,45	20,89
	8 tempos	350	5,40	0,848	34,65	27,34
		400	5,45	0,857	34,98	24,75
		450	5,50	0,864	35,30	22,20
		500	5,55	0,872	35,60	19,71
		550	5,59	0,879	35,89	17,27
		600	5,64	0,886	36,16	14,89
		650	5,67	0,892	36,42	12,57
		700	5,71	0,897	36,65	10,31
		750	5,74	0,903	36,86	8,12
		800	5,77	0,907	37,05	5,99
		850	5,80	0,911	37,21	3,92
		900	5,82	0,915	37,35	1,93
		950	5,84	0,917	37,46	1,83
1000	5,85	0,919	37,53	3,68		

Tabela 3.3: Resultados das simulações efetuadas para 2000 rpm.

N [rpm]	Tipo de controle	$T_{w(o)}$ [K]	$\bar{\tau}$ [N.m]	P [kW]	η_t [%]	$\Sigma P_{totalis(calor)}$ [%]
2000	4 tempos	350	11,08	2,289	37,04	19,35
	8 tempos	350	5,52	1,158	35,45	25,47
		400	5,58	1,169	35,80	22,96
		450	5,63	1,180	36,14	20,48
		500	5,68	1,191	36,47	18,05
		550	5,73	1,201	36,78	15,67
		600	5,78	1,211	37,09	13,33
		650	5,82	1,220	37,38	11,04
		700	5,87	1,229	37,65	8,80
		750	5,91	1,238	37,91	6,61
		800	5,95	1,246	38,15	4,48
		850	5,98	1,253	38,37	2,40
		900	6,01	1,260	38,57	1,46
		950	6,04	1,266	38,76	3,43
1000	6,06	1,271	38,91	5,34		

Tabela 3.4: Resultados das simulações efetuadas para 2500 rpm.

N [rpm]	Tipo de controle	$T_{w(o)}$ [K]	$\bar{\tau}$ [N.m]	P [kW]	η_t [%]	$\Sigma P_{totalis(calor)}$ [%]
2500	4 tempos	350	11,20	2,893	37,45	18,21
	8 tempos	350	5,61	1,470	36,01	24,07
		400	5,67	1,485	36,37	21,62
		450	5,72	1,499	36,72	19,22
		500	5,77	1,513	37,06	16,84
		550	5,83	1,526	37,39	14,51
		600	5,88	1,539	37,71	12,21
		650	5,92	1,552	38,02	9,96
		700	5,97	1,564	38,31	7,75
		750	6,02	1,576	38,60	5,58
		800	6,06	1,587	38,87	3,46
		850	6,10	1,597	39,12	1,39
		900	6,13	1,607	39,36	2,46
		950	6,17	1,616	39,59	4,44
1000	6,20	1,624	39,79	6,38		

Tabela 3.5: Resultados das simulações efetuadas para 3000 rpm.

N [rpm]	Tipo de controle	$T_{w(o)}$ [K]	$\bar{\tau}$ [N.m]	P [kW]	η_t [%]	$\Sigma P_{totalis(calor)}$ [%]
3000	4 tempos	350	11,29	3,498	37,73	17,31
	8 tempos	350	5,67	1,784	36,42	22,96
		400	5,73	1,802	36,78	20,58
		450	5,79	1,819	37,13	18,22
		500	5,84	1,836	37,48	15,90
		550	5,89	1,853	37,82	13,61
		600	5,94	1,869	38,15	11,36
		650	5,99	1,885	38,47	9,14
		700	6,04	1,900	38,78	6,96
		750	6,09	1,915	39,08	4,82
		800	6,14	1,929	39,37	2,72
		850	6,18	1,942	39,64	1,16
		900	6,22	1,955	39,91	3,18
		950	6,26	1,968	40,15	5,16
1000	6,29	1,979	40,39	7,09		

Tabela 3.6: Resultados das simulações efetuadas para 3500 rpm.

N [rpm]	Tipo de controle	$T_{w(o)}$ [K]	$\bar{\tau}$ [N.m]	P [kW]	η_t [%]	$\Sigma P_{totalis(calor)}$ [%]
3500	4 tempos	350	11,35	4,103	37,94	16,57
	8 tempos	350	5,72	2,099	36,72	22,05
		400	5,78	2,120	37,08	19,72
		450	5,83	2,140	37,44	17,41
		500	5,89	2,160	37,79	15,13
		550	5,94	2,180	38,13	12,89
		600	6,00	2,199	38,47	10,67
		650	6,05	2,218	38,80	8,49
		700	6,10	2,236	39,12	6,34
		750	6,14	2,254	39,43	4,23
		800	6,19	2,271	39,73	2,15
		850	6,24	2,288	40,02	1,71
		900	6,28	2,304	40,30	3,71
		950	6,32	2,319	40,56	5,68
1000	6,36	2,333	40,82	7,61		

Tabela 3.7: Resultados das simulações efetuadas para 4000 rpm.

N [rpm]	Tipo de controle	$T_{w(o)}$ [K]	$\bar{\tau}$ [N.m]	P [kW]	η_t [%]	$\Sigma P_{totalis(calor)}$ [%]
4000	4 tempos	350	11,39	4,708	38,09	15,95
	8 tempos	350	5,76	2,414	36,96	21,28
		400	5,82	2,438	37,32	18,99
		450	5,87	2,461	37,68	16,73
		500	5,93	2,484	38,03	14,49
		550	5,98	2,507	38,37	12,29
		600	6,03	2,529	38,71	10,11
		650	6,09	2,551	39,05	7,96
		700	6,14	2,572	39,37	5,84
		750	6,19	2,593	39,69	3,75
		800	6,23	2,613	40,00	1,70
		850	6,28	2,632	40,29	2,14
		900	6,32	2,651	40,58	4,13
		950	6,37	2,669	40,86	6,09
1000	6,41	2,687	41,13	8,01		

Como o ciclo 8 tempos se dá ao longo de quatro voltas da cambota, será de esperar que o binário médio produzido ao longo deste ciclo seja cerca de metade do binário médio produzido ao longo de um ciclo 4 tempos, visto que este se dá apenas em metade do tempo, ao longo de duas voltas de cambota.

A eficiência térmica teórica máxima é calculada apenas com base em constantes referentes ao motor em questão. Deste modo, para o motor *Honda GX160*, este parâmetro é:

$$\eta_{t_{max}} = 1 - \frac{1}{9^{(1,4-1)}} * 100 = 58,4756 \%. \quad (3.45)$$

Das tabelas acima representadas são obtidos gráficos de binário médio (Figura 3.3) e potência (Figura 3.4).

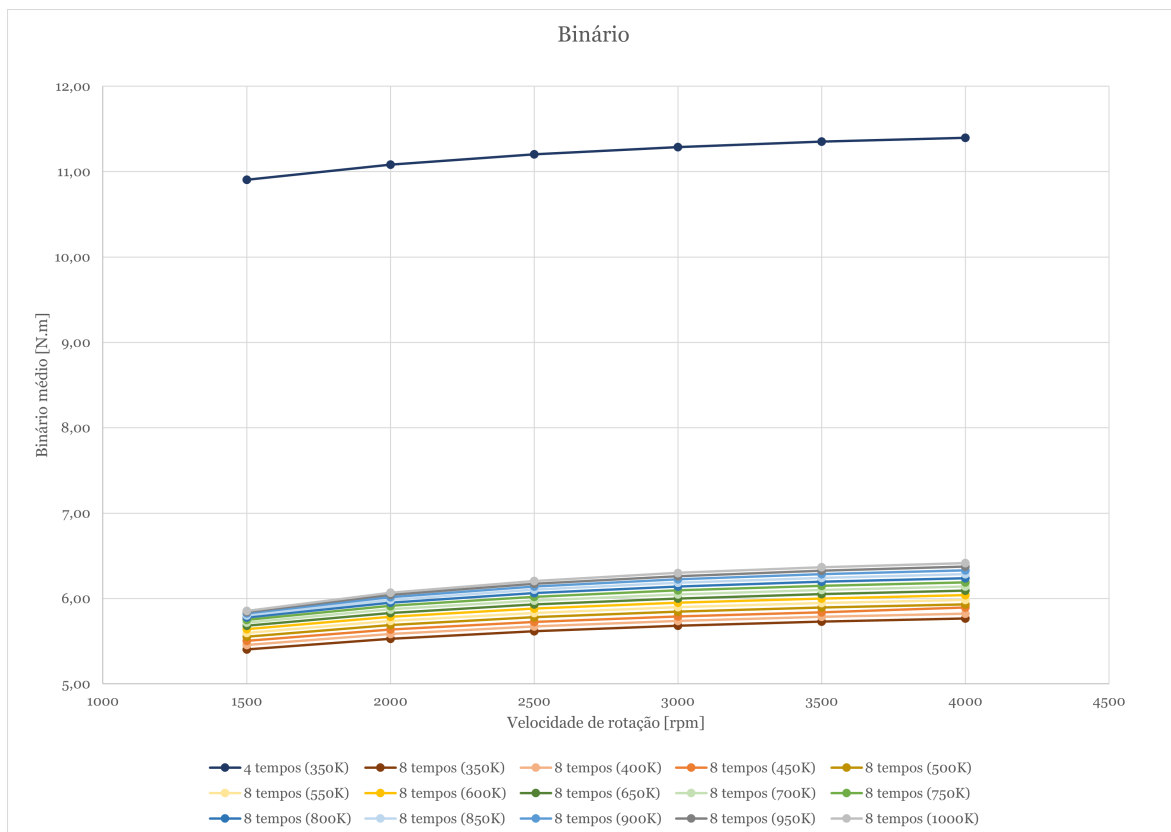


Figura 3.3: Curvas de binário médio para as simulações realizadas.

Como já referido, é necessário dividir os dados obtidos de binário e potência para o ciclo 4 tempos por dois, para que seja possível comparar diretamente com os dados obtidos para o ciclo 8 tempos. Desta forma são obtidos os gráficos representados na Figura 3.5 e na Figura 3.6, respetivamente.

Por fim, são comparados graficamente os dados de eficiência térmica real (Figura 3.7) e as perdas totais por forma de calor (Figura 3.8).

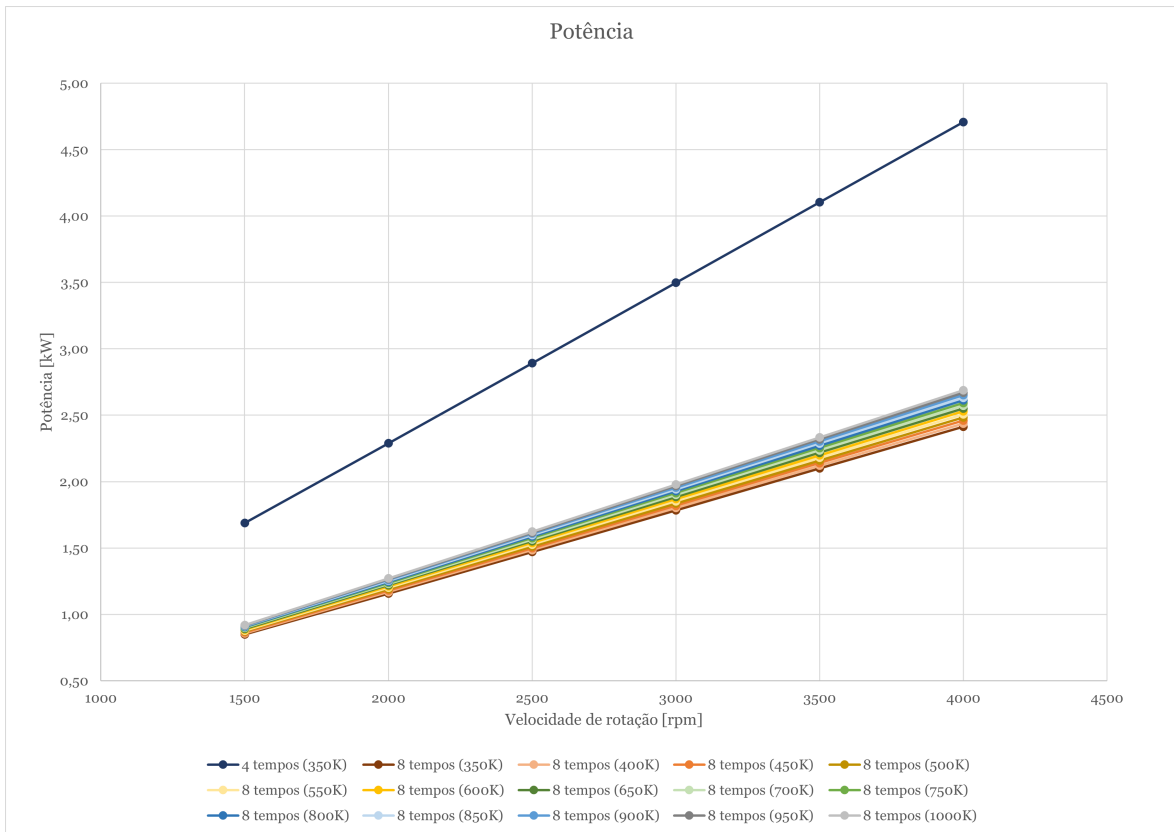


Figura 3.4: Curvas de potência para as simulações realizadas.

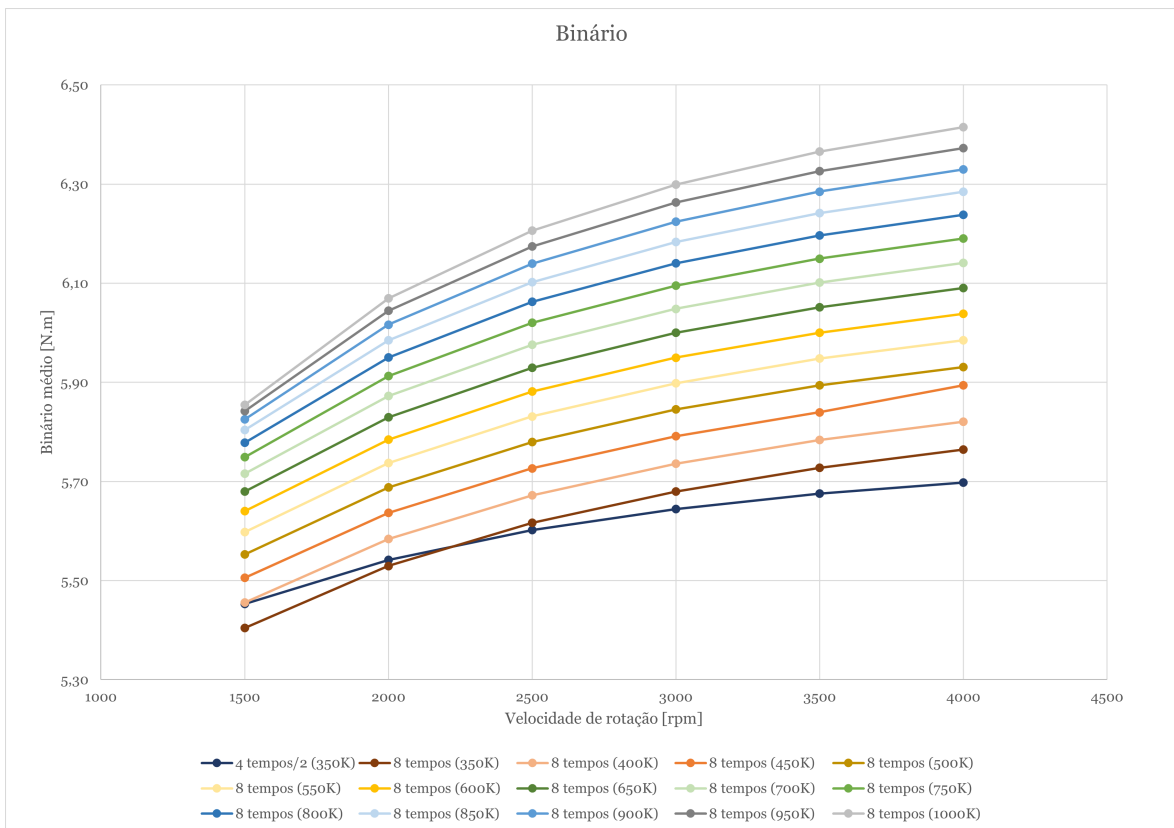


Figura 3.5: Comparação entre as curvas de binário médio das simulações realizadas.

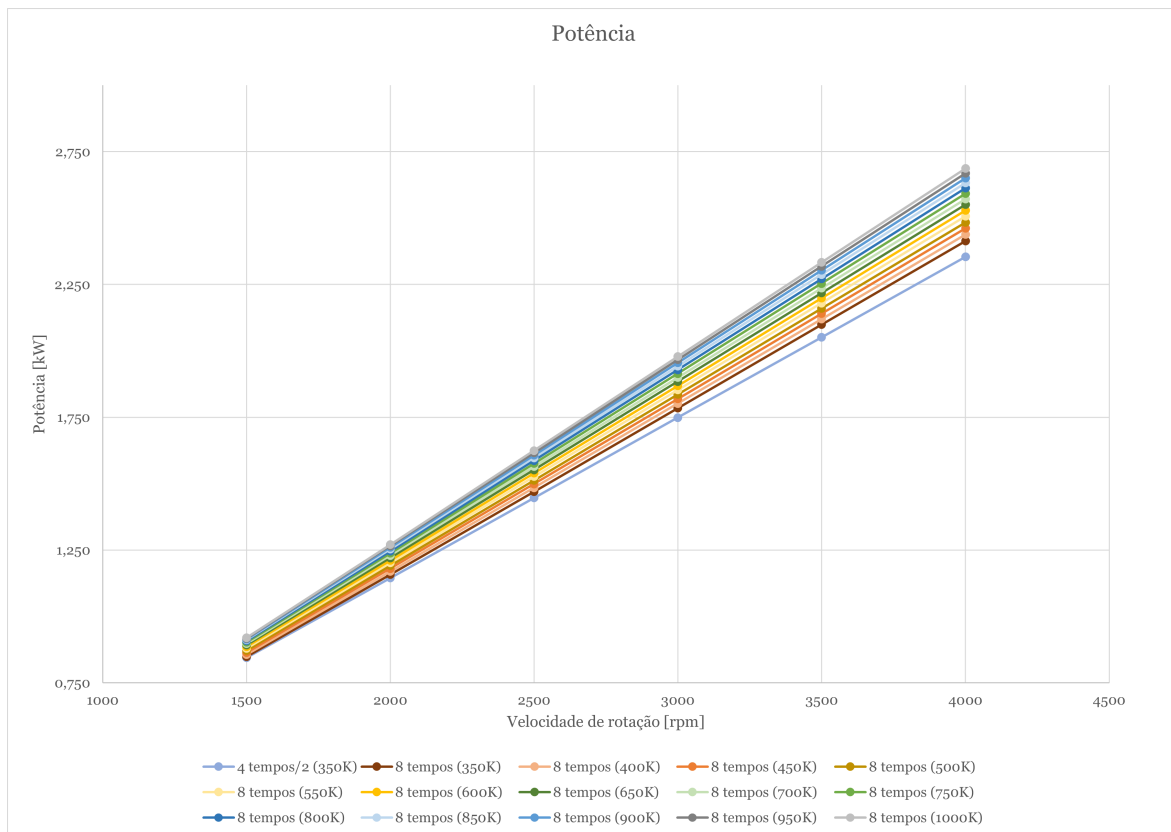


Figura 3.6: Comparação entre as curvas de potência das simulações realizadas.

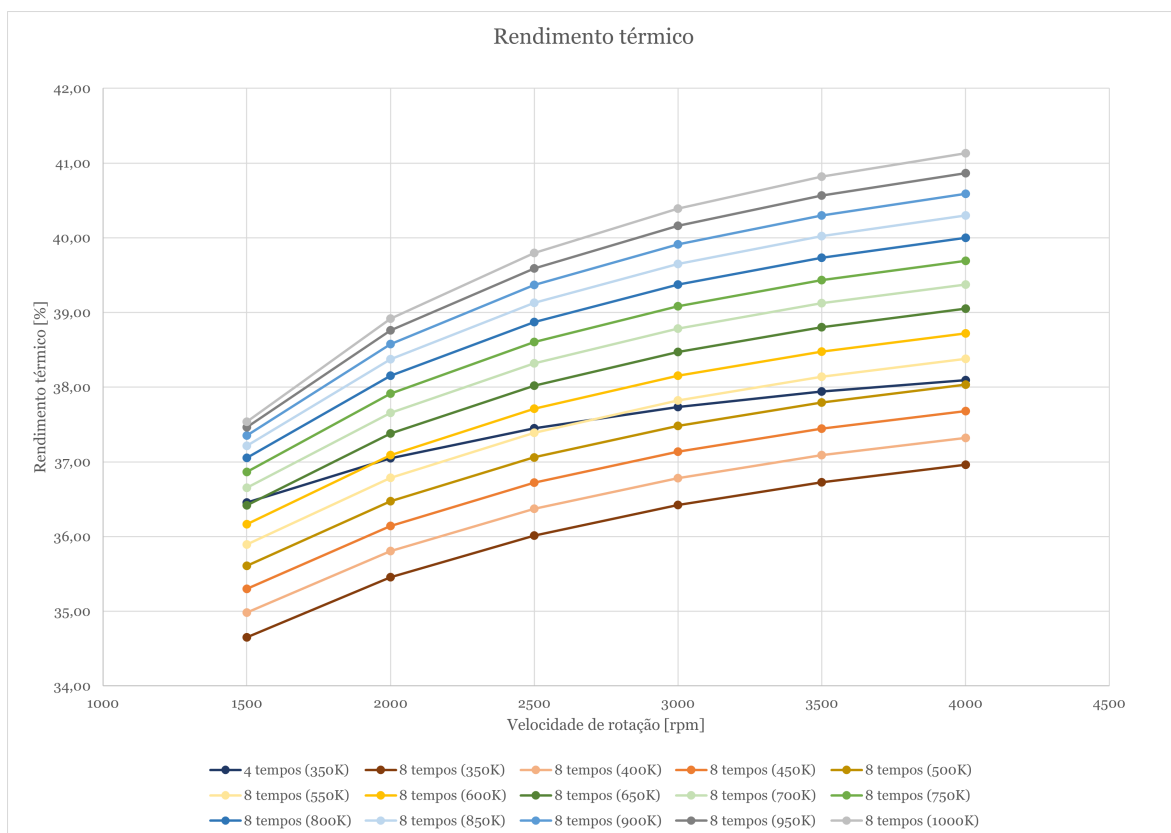


Figura 3.7: Curvas de eficiência térmica para todas as simulações realizadas.

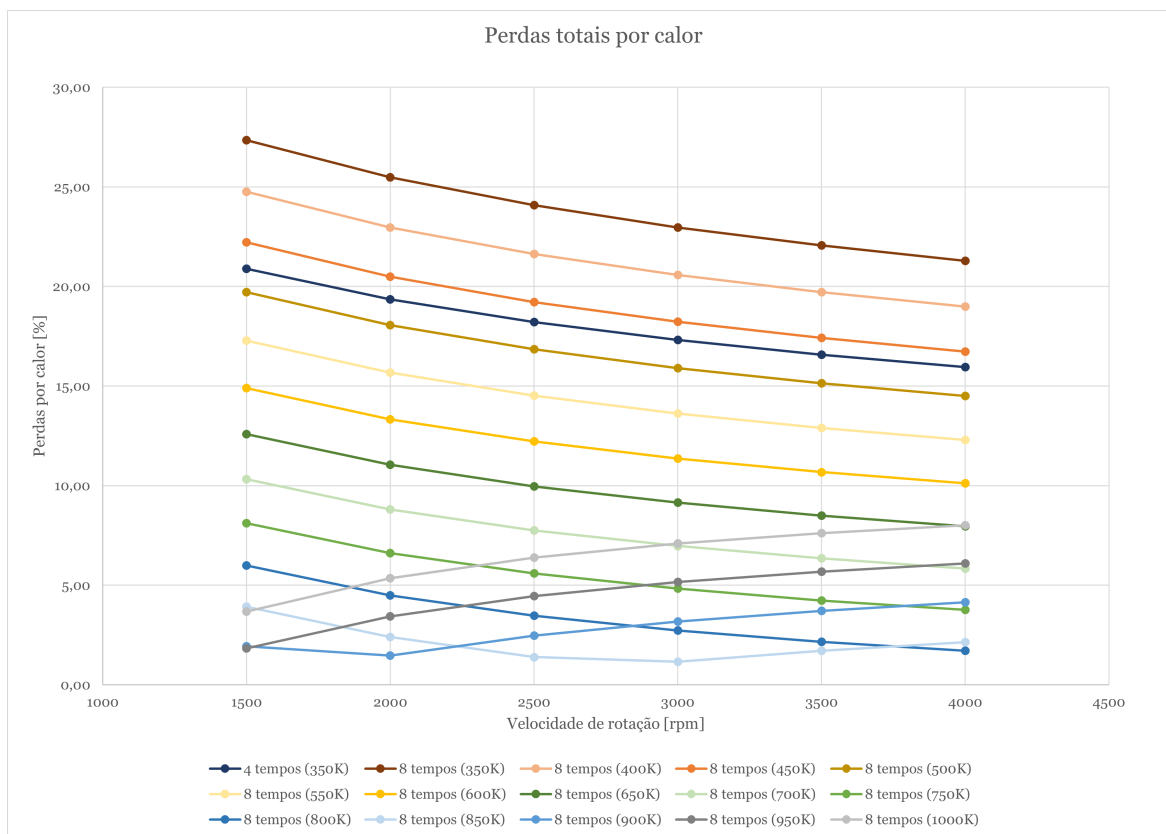


Figura 3.8: Curvas de perdas totais por calor para todas as simulações realizadas.

Para testar as potencialidades deste ciclo foram levadas a cabo simulações extra para temperaturas da camada superficial das paredes de 1100 K até 1500 K (Figura 3.9 até Figura 3.12).

3.5 Análise de resultados

Começando por analisar o gráfico de binário médio produzido (Figura 3.5) é notável que, ao utilizar o método de controlo proposto (ciclo 8 tempos) serão obtidos cada vez melhores resultados quanto mais quente estiver o motor. Teoricamente será vantajoso, em termos de binário, utilizar este ciclo para qualquer gama de rotação, desde que a camada superficial das paredes do cilindro esteja a uma temperatura igual ou superior a 400 K, no instante em que se inicia o ciclo termodinâmico. Como a potência (Figura 3.6) é dada em função do binário, pode-se obter exatamente a mesma análise.

No que toca a eficiência térmica (3.7) fica claro que não existem vantagens em utilizar este ciclo até que a camada superficial das paredes do cilindro atinja uma temperatura de 550 K. Analisando as restantes curvas, é notório que esta camada superficial necessita de atingir os 650 K para que este ciclo se torne vantajoso em todas as gamas de rotação. De salientar que, para uma gama de rotação de 4000rpm, é obtido um incremento de 3% entre o motor 4 tempos convencional e o motor 8 tempos para uma temperatura da camada superficial das paredes de 1000K. Analisando a Figura 3.11, para a mesma gama de rotações essa diferença

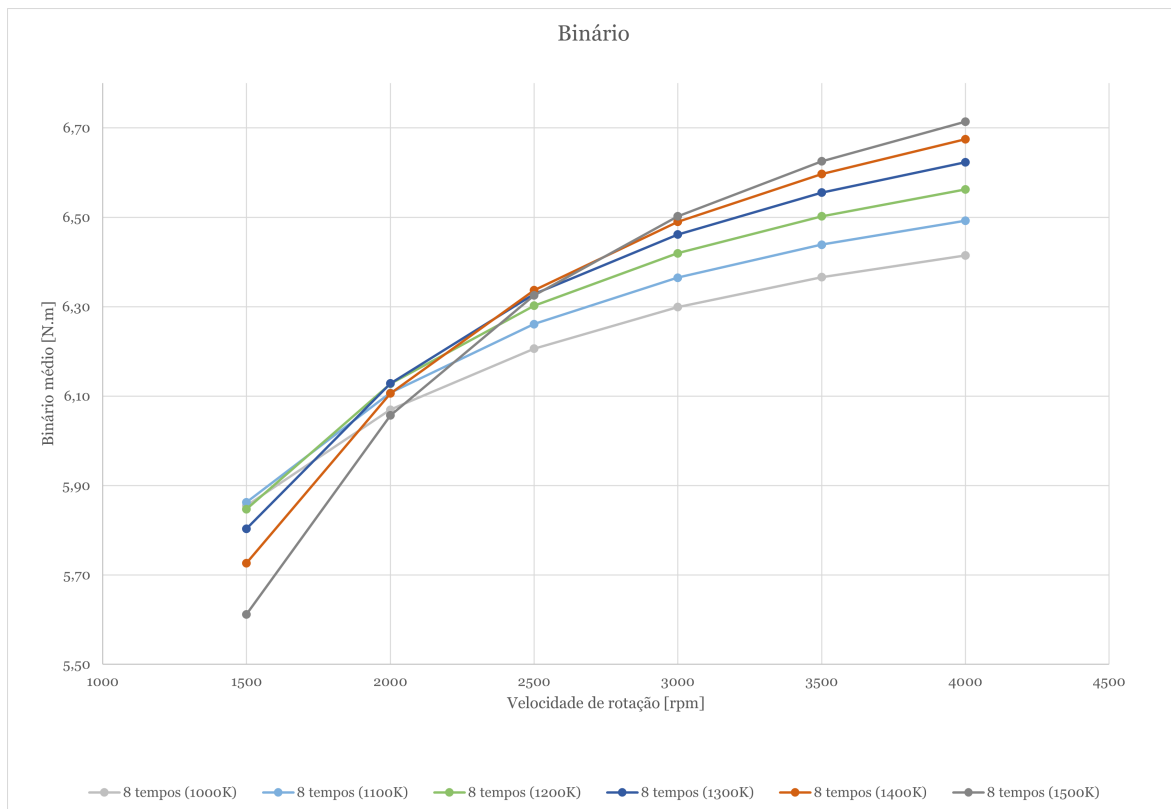


Figura 3.9: Comparação entre as curvas de binário médio das simulações realizadas.

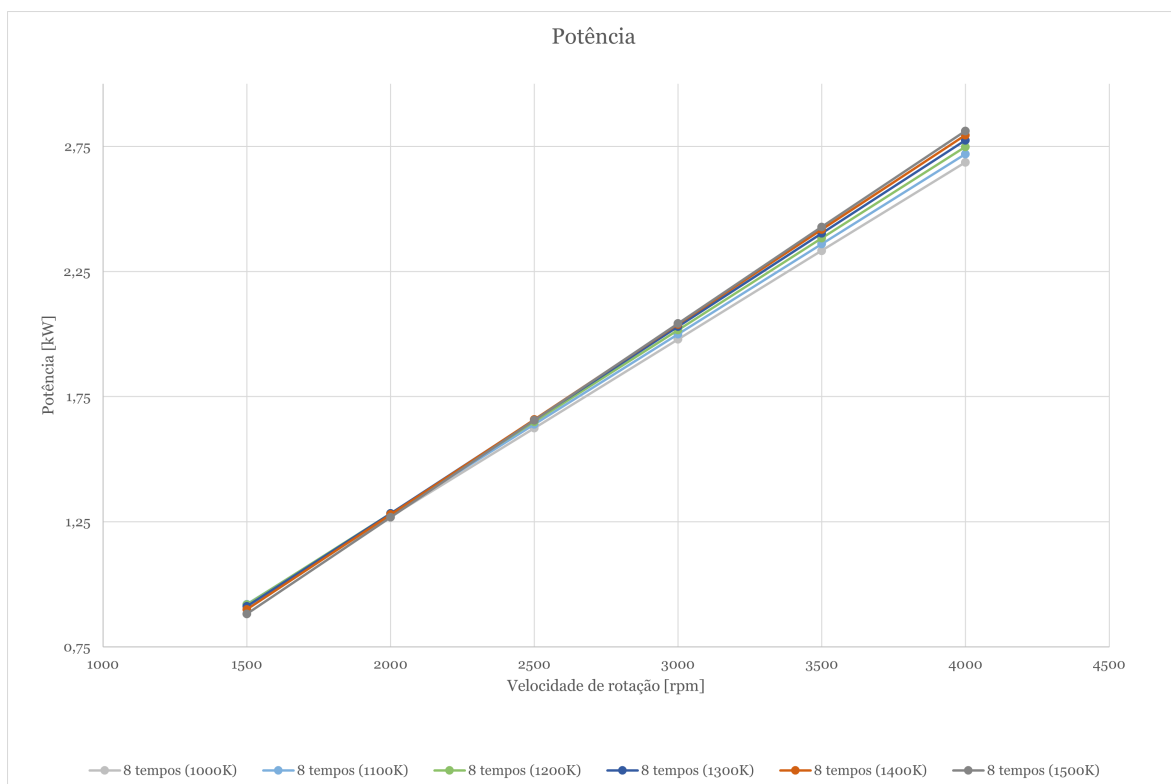


Figura 3.10: Comparação entre as curvas de potência das simulações realizadas.

pode atingir os 5%. Assim, o ciclo porposto poderá representar uma alternativa às técnicas já utilizadas como a desativação de cilindros.

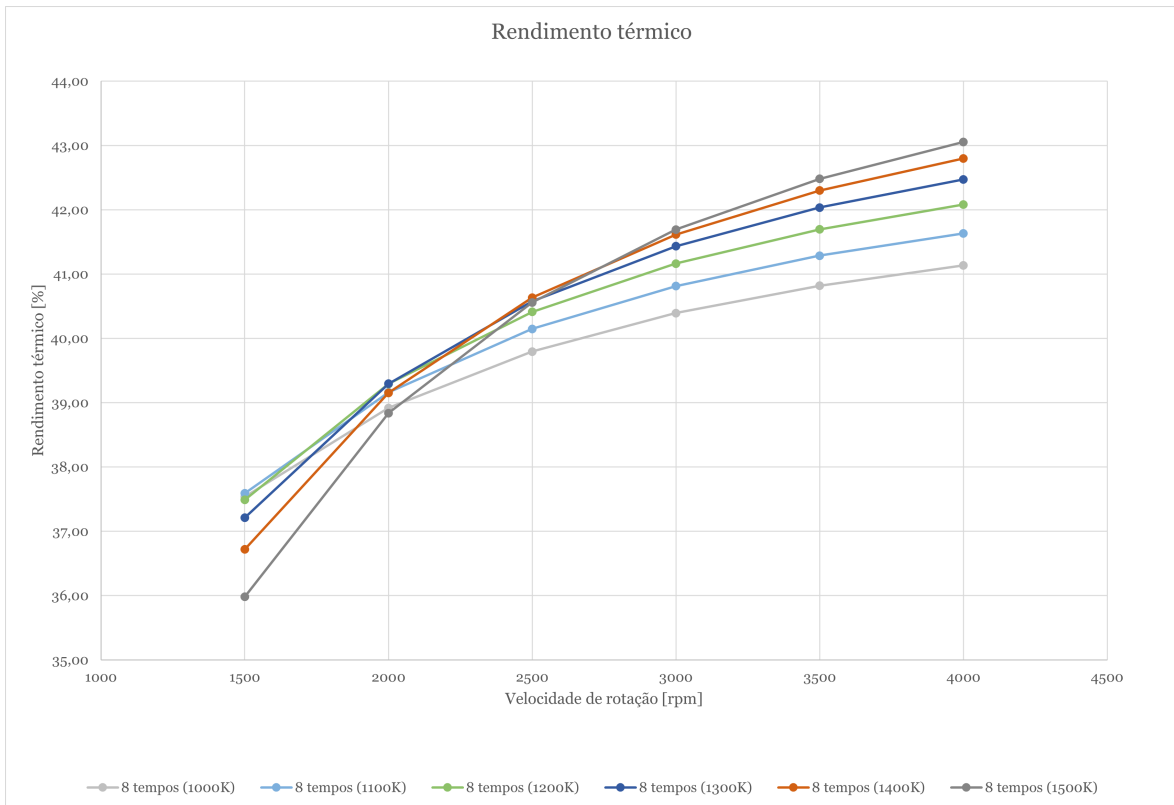


Figura 3.11: Curvas de eficiência térmica para todas as simulações realizadas.

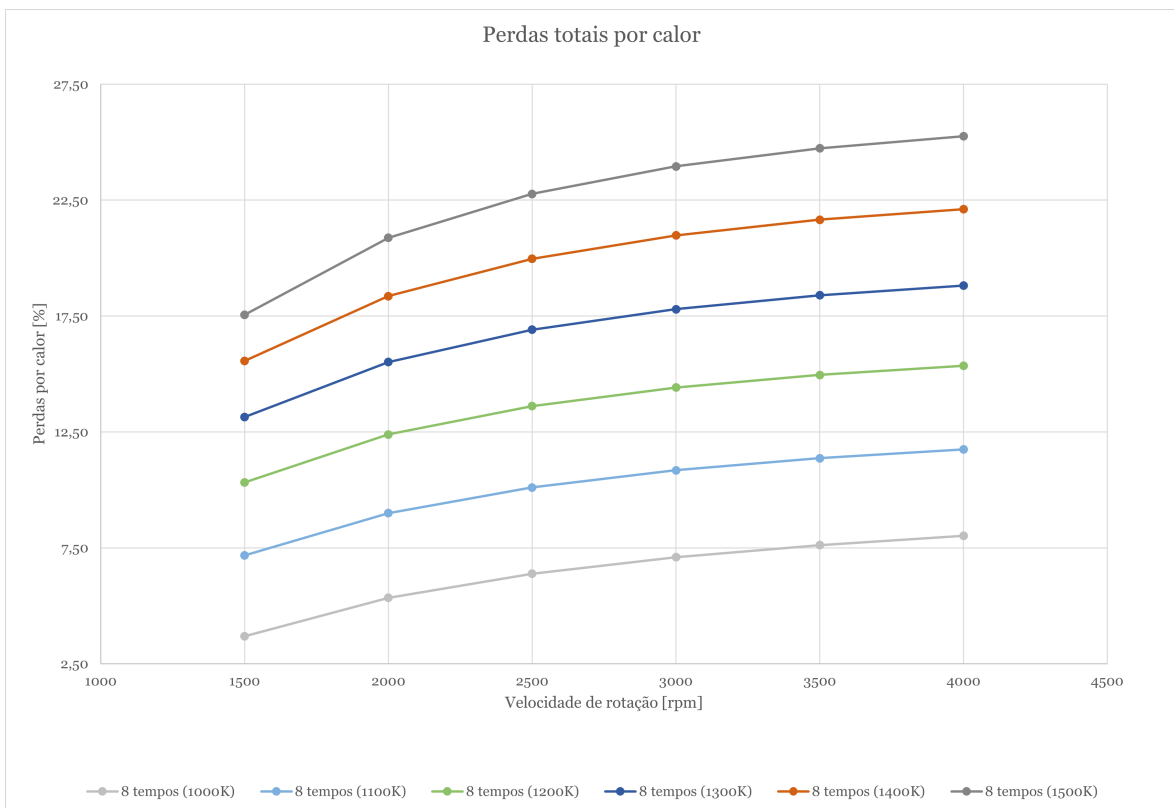


Figura 3.12: Curvas de perdas totais por calor para todas as simulações realizadas.

Por fim, analisando o gráfico de perdas totais por calor (Figura 3.8), é notável a vantagem de utilização deste ciclo desde que a camada superficial das paredes do cilindro esteja a uma temperatura igual ou superior a 500 K . A curva que representa a menor quantidade de perdas por calor surge quando o ciclo se inicia com a camada superficial das paredes a 850 K . Para temperaturas mais elevadas verifica-se o aumento das perdas por transferência de calor, o que é de esperar pelo drástico diferencial de temperaturas entre o gás e as paredes.

Em suma, conclui-se que este método de controlo será idealmente proveitoso quando a camada superficial das paredes do cilindro atinge a temperatura de 850 K . Desta forma será necessário testar o real comportamento do motor para que seja possível analisar o verdadeiro proveito deste ciclo e perceber se existe a necessidade de utilizar um bloco ou apenas uma camisa de cilindro fabricado com um material altamente resistente à temperatura, como por exemplo materiais cerâmicos.

Capítulo 4

Implementação do ciclo 8 tempos

No capítulo quatro é elaborado o planeamento de toda a componente experimental, onde são apresentadas as modificações necessárias e sistemas essenciais à aplicação direta do ciclo 8 tempos a um motor convencional, 4 tempos, monocilíndrico, já adaptado para injeção eletrónica de gasolina. De seguida são elaborados experimentalmente os sistemas necessários e, posteriormente, aplicados ao motor *Honda GX160*.

4.1 Planeamento da componente experimental

Numa primeira instância, foi analisado todo o sistema já utilizado pela equipa UBICAR na sua atual motorização, *Honda GX160*.

O sistema aplicado no UBIAN conta com uma UCE da empresa polaca *ECU Master*, modelo *ECU Master EMU Black* (Figura 4.1), onde todo o sistema de injeção e ignição é calculado e controlado.



Figura 4.1: *ECU Master EMU Black* [38].

Ao estudar o conjunto que forma o sistema de controlo de injeção e ignição já utilizado, foram detetados os diversos sensores e atuadores aplicados. Estes são devidamente identificados na Tabela 4.1.

Para que seja possível aplicar o ciclo 8 tempos a um motor 4 tempos convencional é, essencialmente, necessário desenvolver um sistema de corte de injeção que deverá ler o sinal enviado pela UCE, fazer uma contagem interna dos pulsos recebidos e enviar ao injetor apenas metade dos sinais, alternando entre uma injeção e uma falha de injeção.

Tabela 4.1: Conjunto de sensores e atuadores que formam o sistema de controlo já utilizado.

<i>Tipo de sensor</i>	<i>Referência</i>	<i>Alvo de controlo</i>
Sensor TPS	904 002	Posição da borboleta de admissão
Sensor IAT	FAE 33160	Temperatura do ar admitido
Sensor indutivo	FAE 79094	Posição da cambota
Sensor CLT	FAE 33145	Temperatura do motor
Sonda lambda	MTE 9704 50 040	Quantidade de oxigénio nos gases de escape
Injetor	0 280 156 025	Fornecer combustível
Bobina de ignição	VW AG 036 905 715 G	Energizar a vela de ignição
Vela de ignição	NGK BPR6ES	Gerar faísca

Por norma, é feito o controlo de injeção programável através de dois “*trigger’s*”, o primário através da posição da cambota e o secundário através da posição da árvore de cames.

No caso específico do conjunto utilizado no UBIAN, o controlo de injeção e ignição é apenas feito através de um “*trigger*” primário, ou seja, como a UCE não será capaz de calcular a fase do ciclo em que se encontra a cada instante, é necessário dividir a injeção em duas partes, considerando que metade do combustível necessário ficará retido sobre a válvula de admissão até que esta abra, e acionar a vela de ignição duas vezes por ciclo, cada vez que o pistão atinge o PMS.

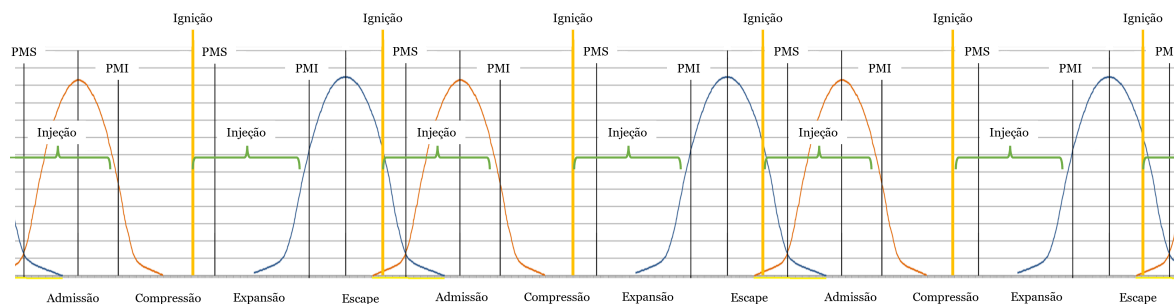


Figura 4.2: Esquemática do funcionamento do motor *Honda GX160* controlado apenas por um “*trigger*” primário (adaptado de [39]).

Desta forma, ao implementar apenas um sistema de corte de injeção, seria necessário adotar uma estratégia de tentativa erro até que o corte ocorra nos momentos desejados. Assim será também necessário desenvolver e implementar um sistema de “*trigger*” secundário que forneça à UCE a informação da fase do ciclo em que este se encontra a cada momento.

4.2 Procedimento experimental

Após analisar as diferentes imposições à aplicação do ciclo 8 tempos, é necessário estudar a metodologia mais conveniente para a sua concretização.

Começando no sistema de posição da árvore de cames, deverão ser estudadas as diferentes possibilidades para que, tal como no sistema anterior, o resultado da aplicação seja o mais

otimizado possível. De salientar que será evitada ao máximo a maquinação de componentes sensíveis do motor.

Posteriormente, para o sistema de corte de injeção, este será simulado para que o resultado das ligações elétricas seja o esperado e, em conjunto com o código utilizado, o sinal enviado ao injetor seja o mais otimizado possível.

4.2.1 Sistema de posição da árvore de cames

Passando para a implementação de um sensor capaz de fornecer a posição da árvore de cames, visto ser único fator limitante ao corte preciso de injeção, foi necessário analisar quais as diferentes possibilidades de sensor e localizações do mesmo.

Ao analisar as possibilidades oferecidas pela UCE foi definida a utilização de um sensor indutivo (Figura 4.3) à semelhança do sensor utilizado para a posição da cambota.



Figura 4.3: Sensor indutivo FAE 79094.

Este sistema deverá ser implementado de modo a que o sensor utilizado obtenha o sinal da posição da árvore de cames de forma direta ou indireta. Para obter o sinal pretendido diretamente seria necessário colocar este sensor dentro do bloco, visto que a árvore de cames do *Honda GX160* se encontra no bloco (junto à cambota), ou recorrendo a um sistema externo de engrenagens. Por outro lado, para obter este sinal indiretamente e fazendo uso das funcionalidades da UCE, pode-se definir o método de controlo da árvore de cames como “one tooth wheel” e aplicar o sensor diretamente na tampa das válvulas para que este leia apenas o movimento do martelo responsável pelo acionamento da válvula de admissão, já que a abertura da mesma indica o início de um ciclo 4 tempos.

Desta forma, decidiu-se optar pelo método indireto, visto que apesar de ser necessário maquinar uma tampa de válvulas se mostra como o método menos intrusivo para o motor e não apresenta o risco de comprometer o bom funcionamento dos seus componentes principais.

Como as medidas exatas da tampa de válvulas original não são disponibilizadas nos manuais fornecidos pela fabricante *Honda*, é necessário desenvolver uma solução que cumpra as mesmas funções e ainda permita a implementação do sistema de controlo pretendido. Para tal optou-se por fazer uso de ferramentas de manufatura aditiva, FDM (*fused deposition modeling*), facilitando o processo de prototipagem e acerto constante de dimensões e posições.

Esta fase do processo segue o fluxograma representado na Figura 4.4. Desta forma é possível desenvolver uma tampa de válvulas trabalhada, para que o sensor seja posicionado diretamente acima do martelo responsável pelo acionamento da válvula utilizada para controle e não seja colocado demasiado fundo, colidindo com este, nem demasiado elevado, impedindo a ocorrência de um campo magnético suficiente para que seja detectado.



Figura 4.4: Fluxograma do projeto da tampa de válvulas.

Por fim, após desenvolver o protótipo final (Figura 4.5) capaz de cumprir todos os requisitos necessários optou-se por maquinar a tampa de válvulas originária. Assim é possível atingir temperaturas de funcionamento mais elevadas, como é esperado para o bom funcionamento do ciclo 8 tempos, sem que a estrutura da tampa de válvulas seja comprometida. Na Figura 4.6 é apresentado o resultado da maquinação e adaptação da tampa de válvulas original.

A implementação deste sistema resulta no funcionamento demonstrado na Figura 4.7.

4.2.2 Sistema de corte de injeção

Como forma de controlar o corte de injeção essencial ao funcionamento 8 tempos é necessário desenvolver um controlador capaz de ler o sinal enviado pela UCE, tratar esse mesmo sinal e fornecer o sinal desejado ao injetor. Para tal, decidiu-se utilizar um *Arduino* devido à existência de pinos digitais que podem ser programados como “input” ou “output”.

Numa fase inicial foi estudado e desenvolvido, através da ferramenta *online Tinkercad* [40], o sistema representado na Figura 4.8. Este sistema será alojado entre a ligação da UCE



Figura 4.5: Protótipo final de tampa de válvulas.



Figura 4.6: Resultado final da adaptação da tampa de válvulas original.

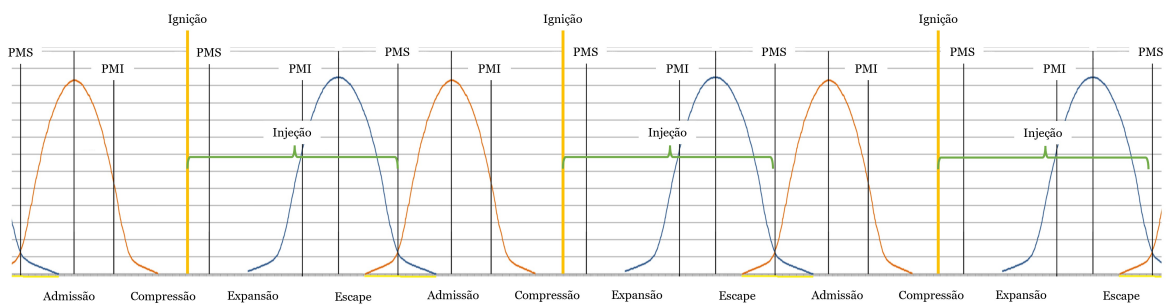


Figura 4.7: Esquemática do funcionamento do motor *Honda GX160* controlado por um “trigger” primário e um “trigger” secundário (adaptado de [39]).

e o injetor, de forma que receba o sinal enviado pela UCE, trate esse sinal e o envie para o injetor, cortando intermitentemente uma injeção.

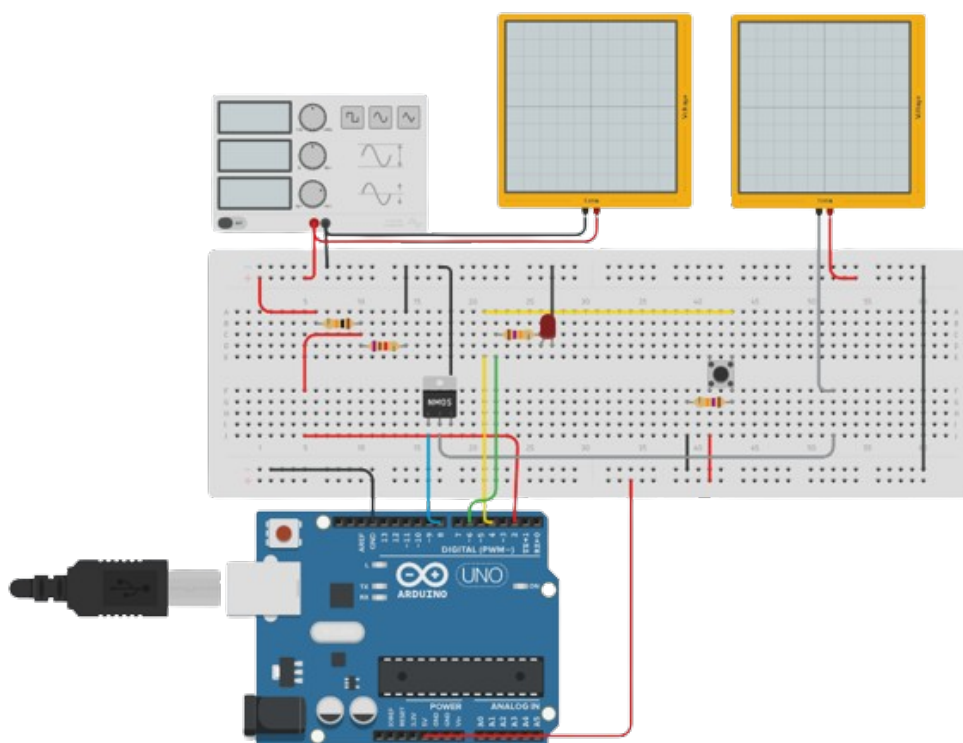


Figura 4.8: Representação do sistema de controle a desenvolver.

Este sistema apenas é possível devido à utilização de um transistor NPN, pois o sinal enviado pela UCE apresenta uma tensão de alimentação de 12 V e o *Arduino* apenas é capaz de alimentar a uma tensão de 5 V . Desta forma, como o transistor NPN deverá cortar a ligação ao “ground” não existirão problemas de falta de alimentação por parte do controlador.

Desenhado o sistema, é necessário programar o *Arduino*. O código desenvolvido (Apêndice B) segue o fluxograma representado na Figura 4.9, tendo como objetivo funcionar apenas em modo “off”, mantendo uma ligação direta entre a UCE e o injetor, ou em modo “on”, lendo os pulsos enviados pela UCE, contando quantos pulsos devem ser enviados ao injetor, e cortando o sinal de forma intermitente, como representado na Figura 4.10.

Como o sinal enviado pela UCE é lido como uma onda quadrada, decidiu-se efetuar o controlo através dos pulsos baixos para que, desta forma, o atraso à resposta do controlador não comprometa o funcionamento do 8 tempos. Caso este controlo fosse realizado através dos pulsos altos, o atraso observado à resposta do controlador seria suficiente para que a quantidade de combustível injetado fosse inferior à calculada.

Por fim, é construído o sistema de corte de injeção (Figura 4.11) utilizando um *Arduino Mega* com o auxílio de uma PCB (*printed circuit board*), como forma de condensar todo o circuito projetado.

Desta forma, a aplicação do ciclo 8 tempos de baixa dissipação de calor a um motor 4 tempos convencional é concluída com sucesso, como se verifica na Figura 4.12.

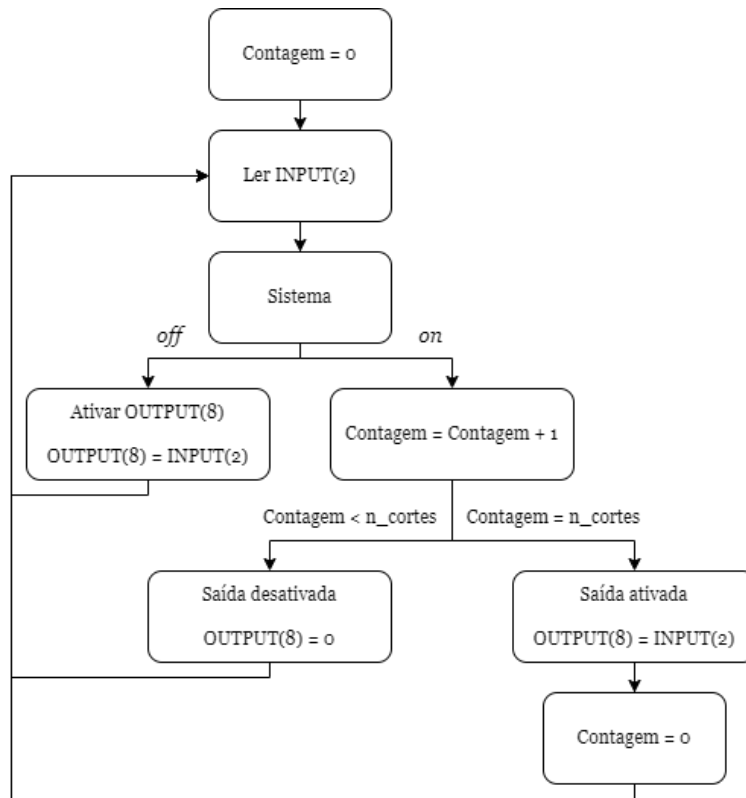


Figura 4.9: Fluxograma do código desenvolvido para controlo através do *Arduino*.

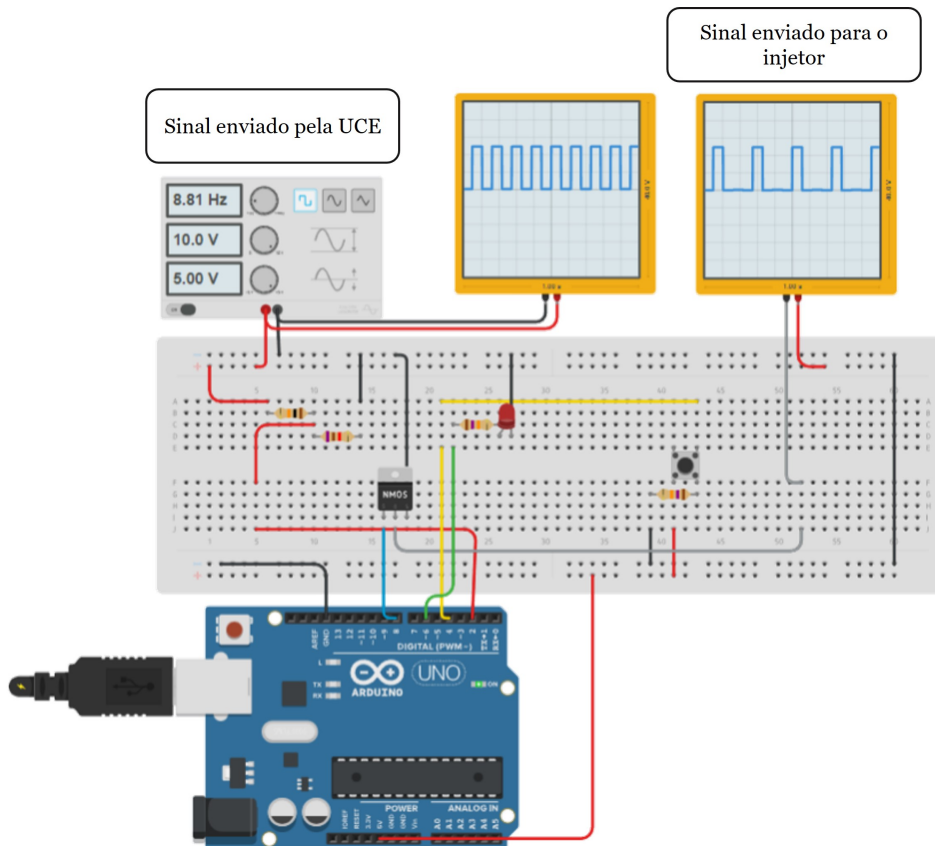


Figura 4.10: Resultado do funcionamento do sistema de controlo a desenvolver em modo “on”.

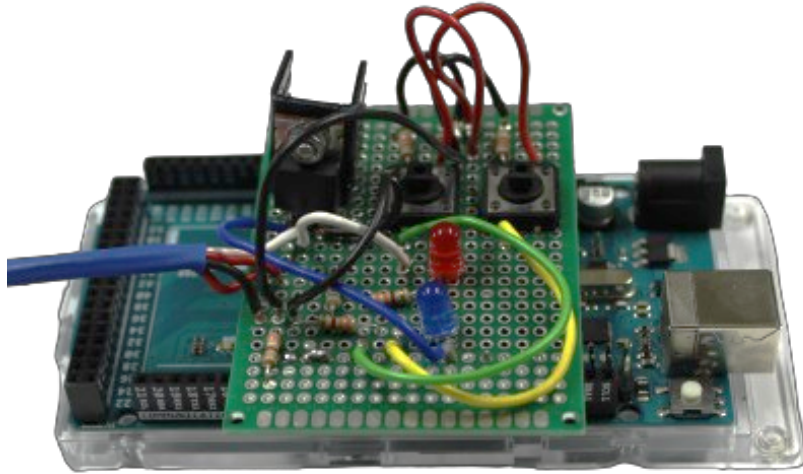


Figura 4.11: Sistema final de corte de injeção.

Ao comparar a Figura 4.7 com a Figura 4.12 é possível verificar as alterações efetuadas e como estas afetam o controlo do motor.

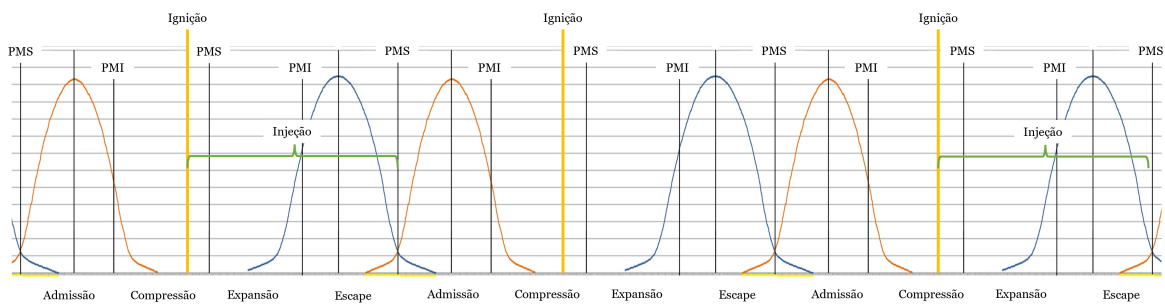


Figura 4.12: Esquemática do funcionamento do motor *Honda GX160* controlado por um “trigger” primário, um “trigger” secundário e pelo *Arduino* (adaptado de [39]).

Capítulo 5

Conclusões

A presente dissertação tem como principais objetivos o estudo e a implementação do ciclo 8 tempos de baixa dissipação de calor quando aplicado a um motor 4 tempos convencional.

Através da simulação realizada foi possível analisar o comportamento de um MCI a funcionar sob este ciclo, onde o foco principal incidiu sobre o comportamento térmico entre o gás e a camada superficial das paredes do cilindro, visto que a hipótese de uma temperatura constante desta camada não seria satisfatória para um ciclo onde se espera a chamada regeneração interna, ou seja, arrefecimento desprezando sistemas externos. Assim, é aprovado o ciclo e assumido como uma possível solução de melhoria ao rendimento e eficiência térmica dos atuais motores 4 tempos.

No que toca à componente experimental, foi implementado com sucesso o ciclo 8 tempos a um motor de ciclo de *Otto* por consequência da instalação dos sistemas documentados.

Tratando-se de um ciclo nunca antes implementado, é claro que a sua implementação acarreta imprevistos e dificuldades não cauteladas, ou seja, apesar de ter sido implementado com sucesso ainda existe um exaustivo trabalho de melhoria e aprimoramento inerente.

Com este trabalho foi possível cumprir os objetivos propostos, deixando em aberto o estudo deste método de controlo inovador e promissor numa fase em que a melhoria, por mínima que seja, representa um enorme impacto no desenvolvimento de motores de combustão interna.

5.1 Sugestão de trabalhos futuros

Como o motor foi testado e a transição de 4 tempos para 8 tempos foi conseguida com sucesso, foi notado que quando essa transição era feita e a temperatura não era suficientemente elevada o motor apresentava dificuldades ao acelerar, caso que melhorava com o aumento dessa temperatura. Por este mesmo motivo, surgem as seguintes sugestões de trabalhos futuros.

Propõe-se a continuidade do trabalho desenvolvido ajustando o mapa de eficiência volumétrica através da sonda lambda atualmente aplicada ao motor *Honda GX160* para que se possam verificar as possíveis melhorias no seu comportamento.

Desenvolver uma simulação de elementos finitos (FEM) que consiga caracterizar precisamente o comportamento da transmissão de calor entre o gás e as paredes de um motor 8 tempos.

Testar o motor num banco de ensaios adaptado a esta transformação, em que pudesse ser medido o binário para o funcionamento a 4 tempos e depois o binário mais baixo para o funcionamento a 8 tempos, como forma de validar experimentalmente as simulações.

Propõe-se também a possível aplicação e adaptação do ciclo proposto a um motor multicilíndrico, estudando quais as melhores configurações.

Bibliografia

- [1] V. Kumar, A. Singh, and K. K. Jha, “8-stroke solenoid engine and its efficiency,” 2021. [1](#), [14](#)
- [2] J. Krause, C. Thiel, D. Tsokolis, Z. Samaras, C. Rota, A. Ward, P. Prenninger, T. Coosemans, S. Neugebauer, and W. Verhoeve, “Eu road vehicle energy consumption and co2 emissions by 2050—expert-based scenarios,” *Energy Policy*, vol. 138, p. 111224, 2020. [1](#)
- [3] D. S. Cardoso and P. O. Fael, “8-stroke low heat rejection engine,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 462–467, 2022. [1](#), [2](#), [10](#), [12](#), [14](#)
- [4] J. Martins, *Motores de Combustão Interna-4ª edição Revista e Aumentada*, 2006. [6](#), [6](#), [7](#), [9](#), [16](#), [17](#), [18](#), [19](#), [20](#), [21](#), [25](#), [26](#), [27](#), [28](#), [42](#)
- [5] A. Alagumalai, “Internal combustion engines: Progress and prospects,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 38, pp. 561–571, 2014. [6](#)
- [6] R. Stone, *Introduction to internal combustion engines*. Springer, 1999, vol. 3. [7](#)
- [7] D. A. Silveira, “Estudo e otimização do desempenho de um motor de ciclo otto monocilíndrico,” Master’s thesis, Universidade da Beira Interior, 2021. [8](#)
- [8] H. N. Gupta, *Fundamentals of internal combustion engines*. PHI Learning Pvt. Ltd., 2012. [9](#), [17](#)
- [9] G. Blair, *Design and simulation of four-stroke engines*. SAE International, 1999. [9](#), [10](#), [38](#), [40](#), [41](#), [42](#)
- [10] G. Blair, *Design and simulation of two-stroke engines*. SAE International, 1996. [10](#), [11](#)
- [11] J. C. Conklin and J. P. Szybist, “A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery,” *Energy*, vol. 35, no. 4, pp. 1658–1664, 2010. [14](#), [20](#)
- [12] S. Kandari and I. Gupta, “Six stroke engine,” *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, vol. 2, no. 10, pp. 884–889, 2013. [14](#)
- [13] L. T. Hu, “Eight-stroke internal combustion engine utilizing a slave cylinder,” Patent, Jul.19, 2005, US Patent 6,918,358 B2. [Online]. Available: <https://patents.google.com/patent/US6918358B2> [14](#), [15](#), [16](#)
- [14] V. Ganesan, *Internal combustion engines*. McGraw-Hill New York, 1996. [17](#)
- [15] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education, 2018. [17](#), [23](#), [42](#)

- [16] F. Brunetti, *Motores de Combustão Interna-Vol. 1*. Editora Blucher, 2018. [18](#), [19](#)
- [17] R. Saidur, M. Rezaei, W. K. Muzammil, M. Hassan, S. Paria, and M. Hasanuzzaman, “Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines,” *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 16, no. 8, pp. 5649–5659, 2012. [20](#)
- [18] J. E. Smith and R. Churchill, “A concept review of low-heat-rejection engines,” 1989. [20](#)
- [19] Y. Yang, H. Yi, S. Yang, and S. Park, “Challenges and feasibility of a six-stroke engine using water direct injection,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 230, p. 120753, 2023. [20](#)
- [20] C. A. Romero Piedrahita, “Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos,” Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de València, 2009. [24](#)
- [21] L. Fonseca, P. Olmeda, R. Novella, and R. M. Valle, “Internal combustion engine heat transfer and wall temperature modeling: an overview,” *Archives of Computational Methods in Engineering*, vol. 27, no. 5, pp. 1661–1679, 2020. [23](#), [24](#), [25](#), [35](#), [36](#)
- [22] R. Wurms, M. Jung, S. Adam, S. Dengler, T. Heiduk, and A. Eiser, “Innovative technologies in current and future tfsi engines from audi,” in *20th aachen colloquium automobile and engine technology*, vol. 2011, 2011. [27](#)
- [23] MadeForStreet. (2023) PERFORMANCE ECU – ENTENDA O QUE ELA É. Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://madeforstreet.com.br/2021/02/23/ecu/> [28](#)
- [24] Innova. (2023) Common Symptoms Of The Crankshaft Position Sensor. Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://innova-electronics.helpscoutdocs.com/article/374-common-symptoms-of-the-crankshaft-position-sensor> [29](#)
- [25] Efiguration. (2023) Sensors Intake Air Temperature sensor (IAT / MAT). Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://www.efignition.com/c-3632452/intake-air-temperature-sensor-iat-mat/> [30](#)
- [26] Carbrain. (2023) Blog Symptoms of a Bad Throttle Position Sensor. Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://carbrain.com/blog/throttle-position-sensor> [30](#)
- [27] Delphi. (2023) Resource Center Making sense of your sensors: MAF sensor. Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://www.delphiautoparts.com/resource-center/article/making-sense-of-your-sensors-maf-sensor> [31](#)
- [28] S. Motorsport. (2023) PERFORMANCE Sensor Map 4 Bar Bosch. Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://stage3.pt/p/sensor-map-4-bar-bosch> [31](#)
- [29] BOSCH. (2023) Products Engine Management. Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://www.boschautoparts.com/g/oxygen-sensors> [32](#)

- [30] BOSCH. (2024) Solutions Fuel injector. Accessed: 2024-27-01. [Online]. Available: <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/valves/fuel-injector-manifold/> 33
- [31] SparkPlugs. (2023) Ignition Autolite 103 Nickel Spark Plug. Accessed: 2023-22-12. [Online]. Available: <https://www.sparkplugs.com/autolite-103-spark-plug-2> 33
- [32] A. J. Torregrosa, P. C. Olmeda, C. A. Romero, M. Térmicos, U. Valencia, and C. De Vera, “Revising engine heat transfer,” *Journal of Engineering Annals of Faculty of Engineering Hunedoara*, vol. 6, no. 3, pp. 245–265, 2008. 35, 36
- [33] G. Borman and K. Nishiwaki, “Internal-combustion engine heat transfer,” *Progress in energy and combustion science*, vol. 13, no. 1, pp. 1–46, 1987. 35
- [34] A. Broatch, P. Olmeda, X. Margot, and J. Escalona, “New approach to study the heat transfer in internal combustion engines by 3d modelling,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 138, pp. 405–415, 2019. 35
- [35] K. Chan, A. Ordys, K. Volkov, and O. Duran, “Comparison of engine simulation software for development of control system,” *Modelling and Simulation in Engineering*, vol. 2013, pp. 5–5, 2013. 36
- [36] J. J. Uicker Jr, G. R. Pennock, and J. E. Shigley, *Theory of machines and mechanisms*. Cambridge University Press, 2023. 39
- [37] Y. Takahashi, T. Azumi, and Y. Sekine, “Heat capacity of aluminum from 80 to 880 k,” *Thermochimica acta*, vol. 139, pp. 133–137, 1989. 41
- [38] E. Master. (2020) Produtos EMU BLACK. Accessed: 2023-25-08. [Online]. Available: <http://ecumaster.pt/produtos/emu-black.html> 57
- [39] Francisco Coelho. (2018) Introdução ao \LaTeX , De Principiante a Produtivo em Quatro Aulas. Universidade de Évora. Departamento de Informática Escola de Ciências e Tecnologia. [Online]. Available: <https://home.uevora.pt/~fc/latex/minicurso.pdf> 58, 61, 64
- [40] Autodesk. (2023) AUTODESK Tinkercad. Accessed: 2023-07-12. [Online]. Available: <https://www.tinkercad.com> 60

(Esta página foi intencionalmente deixada em branco.)

Anexo A

Código utilizado para a simulação em *MatLab*

```
1 clear
2 clc
3
4 %% Parmetros introduzidos
5 angular_velocity_rpm=3000; %% N[rpm]
6
7 [stroke , bore , rod_lenght , piston_mass , compression_ratio ,
   pressure_ambient , temperature_intake , r , gamma , air_fuel_ratio ,
   lambda , qhv , hvap , ivo , ivc , evo , evc ,
   incomplete_combustion_factor , crank_radius , eng_acelaration ,
   pressure_intake , pressure_exhaust] = inputs();
8
9 %% Calculos preliminares
10 [angular_velocity_rad , piston_area , displacement ,
   combustion_chamber , ignition , combustion , end_combustion ,
   efficiency_t_t_max , efficiency_combustion , mass_gas , mass_fuel ,
   mean_piston_velocity , dt , dt_cycle , ve] = preliminar_conversions
   (angular_velocity_rpm , bore , stroke , compression_ratio ,
   pressure_ambient , gamma , incomplete_combustion_factor , lambda ,
   temperature_intake , r , air_fuel_ratio);
11
12 %% Temperatura e massa da camada superficial
13 temperature_wall(1)=850; %[K]
14 wall_mass=0.010; %[Kg]
15
16 for i=1:1441 %%tdc=0°_(i=1)_bdc=180°_(i=181)
17     %% Mecanismo
18     crank_deg(i)=i-1;
19     [crank_rad(i) , piston_position(i) , piston_velocity(i) ,
       piston_acceleration(i) , cylinder_volume(i) , area_cylinder(i)
       ] = mecanism(crank_deg(i) , crank_radius , rod_lenght ,
       angular_velocity_rad , eng_acelaration , piston_area ,
       combustion_chamber , bore , stroke);
20
21     %% Fracao de massa de combustivel queimado
22     [mass_burn_fuel(i) ] = mass_burn_fraction(crank_deg(i) , ignition
       , end_combustion , combustion , crank_rad(i));
```

```

23
24 %% Admissao
25 if crank_deg(i)==ivo || crank_deg(i)==ivo+720
26     mass_gas(i)=(pressure_intake*cylinder_volume(i))/(r*
27         temperature_intake);
28     temperature_chamber(i)=temperature_intake;
29     [pressure_chamber(i), energy_fuel(i), energy_vap(i),
30         energy_heat(i), energy_work(i), energy_exhaust(i),
31         energy_heat_conv(i)] = intake(temperature_intake ,
32         temperature_chamber(i), temperature_wall(i),
33         pressure_ambient , piston_velocity(i), pressure_intake ,
34         bore , mean_piston_velocity , r , area_cylinder(i) , dt ,
35         cylinder_volume(i) , mass_gas(i));
36     theta_int=1;
37
38 else if crank_deg(i)>ivo && crank_deg(i)<=ivc || crank_deg(i)>
39     ivo+720 && crank_deg(i)<=ivc+720
40     theta_int=theta_int+1;
41
42     temperature_chamber(i)=(temperature_chamber(i)*((
43         theta_int-1)/theta_int)) + (temperature_intake*(1-((
44         theta_int-1)/theta_int)));
45     mass_gas(i)=(pressure_intake*cylinder_volume(i))/(r*
46         temperature_chamber(i));
47     [pressure_chamber(i), energy_fuel(i), energy_vap(i),
48         energy_heat(i), energy_work(i), energy_exhaust(i),
49         energy_heat_conv(i)] = intake(temperature_intake ,
50         temperature_chamber(i), temperature_wall(i),
51         pressure_ambient , piston_velocity(i),
52         pressure_intake , bore , mean_piston_velocity , r ,
53         area_cylinder(i) , dt , cylinder_volume(i) , mass_gas(i)
54         ));
55
56
57 %% Compressao
58 else if crank_deg(i)>ivc && crank_deg(i)<ignition
59
60     mass_gas(i)=mass_gas(i-1);
61     cylinder_volume_prev=cylinder_volume(i-1);
62     temperature_chamber_prev=temperature_chamber(i-1);
63     pressure_chamber_prev=pressure_chamber(i-1);
64     [energy_vap(i) ,energy_heat(i), pressure_chamber(i),
65         temperature_chamber(i), energy_work(i),
66         energy_exhaust(i), energy_heat_conv(i)] =

```

```

        compression(ignition , ivc , mass_fuel , hvap , mass_gas
        (i) , temperature_chamber_prev , pressure_chamber_prev
        , temperature_wall(i) , r , mean_piston_velocity , bore
        , area_cylinder(i) , dt , cylinder_volume_prev ,
        cylinder_volume(i));
45     temperature_chamber_calc(i)=temperature_chamber(i);
46
47     else if crank_deg(i)>ivc+720 && crank_deg(i)<ignition+720
48
49         mass_gas(i)=mass_gas(i-1);
50         cylinder_volume_prev=cylinder_volume(i-1);
51         temperature_chamber_prev=temperature_chamber(i-1);
52         pressure_chamber_prev=pressure_chamber(i-1);
53         [energy_vap(i) , energy_heat(i) , pressure_chamber(i) ,
            temperature_chamber(i) , energy_work(i) ,
            energy_exhaust(i) , energy_heat_conv(i)] =
            compression(ignition , ivc , mass_fuel , hvap ,
            mass_gas(i) , temperature_chamber_prev ,
            pressure_chamber_prev , temperature_wall(i) , r ,
            mean_piston_velocity , bore , area_cylinder(i) , dt ,
            cylinder_volume_prev , cylinder_volume(i));
54     temperature_chamber_calc(i)=temperature_chamber(i);
55
56     %% Explosao
57     else if crank_deg(i)>=ignition && crank_deg(i)<=end_combustion
58
59         mass_gas(i)=mass_gas(i-1);
60         cylinder_volume_prev=cylinder_volume(i-1);
61         mass_burn_fuel_prev=mass_burn_fuel(i-1);
62         temperature_chamber_prev=temperature_chamber(i-1);
63         pressure_chamber_prev=pressure_chamber(i-1);
64         [energy_vap(i) , energy_heat(i) , pressure_chamber(i) ,
            temperature_chamber(i) , energy_work(i) ,
            energy_exhaust(i) , energy_heat_conv(i)] = explosion(
            efficiency_combustion , qhv , mass_burn_fuel(i) ,
            mass_burn_fuel_prev , mass_fuel , mass_gas(i) ,
            temperature_chamber_prev , pressure_chamber_prev ,
            temperature_wall(i) , r , mean_piston_velocity , bore ,
            area_cylinder(i) , dt , cylinder_volume_prev ,
            cylinder_volume(i));
65     temperature_chamber_calc(i)=temperature_chamber(i);
66

```

```

67         %% Expansao
68     else if crank_deg(i)>end_combustion && crank_deg(i)<evo ||
        crank_deg(i)>=ignition+720 && crank_deg(i)<evo+720
69
70         mass_gas(i)=mass_gas(i-1);
71         cylinder_volume_prev=cylinder_volume(i-1);
72         temperature_chamber_prev=temperature_chamber(i-1);
73         pressure_chamber_prev=pressure_chamber(i-1);
74         [energy_vap(i), energy_heat(i), pressure_chamber(i),
            temperature_chamber(i), energy_work(i),
            energy_exhaust(i), energy_heat_conv(i)] = expansion(
            mass_gas(i), temperature_chamber_prev,
            pressure_chamber_prev, temperature_wall(i), r,
            mean_piston_velocity, bore, area_cylinder(i), dt,
            cylinder_volume_prev, cylinder_volume(i));
75         temperature_chamber_calc(i)=temperature_chamber(i);
76
77         %% Escape
78     else if crank_deg(i)==evo || crank_deg(i)==evo+720
79         mass_gas_exhaust=mass_gas(i-1);
80         mass_gas(i)=mass_gas_exhaust;
81         temperature_chamber_prev=temperature_chamber(i-1);
82         temperature_final_expansion=temperature_chamber(540-1);
83         [temperature_chamber(i), pressure_chamber(i),
            energy_fuel(i), energy_heat(i), energy_work(i),
            energy_heat_conv(i)] = exhaust(temperature_intake,
            pressure_ambient, piston_velocity(i),
            pressure_exhaust, mass_gas(i),
            temperature_chamber_prev, bore,
            temperature_final_expansion, evc, evo,
            temperature_wall(i), mean_piston_velocity,
            area_cylinder(i), r, dt, cylinder_volume(i));
84         theta_exh=0;
85     else if crank_deg(i)>evo && crank_deg(i)<=evc || crank_deg(i)>
        evo+720 && crank_deg(i)<=evc+720
86         theta_exh=theta_exh+1;
87         mass_gas(i)=mass_gas_exhaust*(1-((theta_exh-1)/180));
88         temperature_chamber_prev=temperature_chamber(i-1);
89         temperature_final_expansion=temperature_chamber(540-1);
90         [temperature_chamber(i), pressure_chamber(i),
            energy_fuel(i), energy_heat(i), energy_work(i),
            energy_heat_conv(i)] = exhaust(temperature_intake,

```

```

    pressure_ambient , piston_velocity(i) ,
    pressure_exhaust , mass_gas(i) ,
    temperature_chamber_prev , bore ,
    temperature_final_expansion , evc , evo ,
    temperature_wall(i) , mean_piston_velocity ,
    area_cylinder(i) , r , dt , cylinder_volume(i));
91 end
92 end
93 end
94 end
95 end
96 end
97 end
98 end
99
100
101 [force_inertia(i) , force_pressure(i) , force(i) , torque(i)] =
    forces(piston_mass , piston_acceleration(i) , pressure_chamber
    (i) , piston_area , crank_rad(i) , crank_radius , rod_lenght);
102
103 if i>=ivo+1 && i<=ivc+1 || i>=ivo+720+1 && i<=ivc+720+1 || i>=
    evo+1 && i<=evc+1 || i>=evo+720+1 && i<=evc+720+1
104 [fluxo_calor(i) , delta_T_Al(i) , temperature_wall_calc(i) ,
    temperature_chamber_calc(i)] = fluxo_temp_trocas(
    temperature_chamber(i) , temperature_wall(i) , wall_mass ,
    area_cylinder(i) , energy_heat(i) , pressure_chamber(i) ,
    cylinder_volume(i) , r , mass_gas(i));
105 temperature_wall(i+1)=temperature_wall_calc(i);
106 temperature_chamber(i+1)=temperature_chamber_calc(i);
107 else
108 [fluxo_calor(i) , delta_T_Al(i) , temperature_wall_calc(i)] =
    fluxo_temp(temperature_chamber(i) , temperature_wall(i) ,
    wall_mass , area_cylinder(i) , energy_heat(i));
109 temperature_wall(i+1)=temperature_wall_calc(i);
110 end
111
112 [force_max , torque_mean , power_kw , power_hp , mass_fuel_flow ,
    sfc , mep , efficiency , energy_fuel_total , exhaust_loss ,
    total_heat_loss , work_loss]=engine_analyze(torque , force ,
    angular_velocity_rad , mass_fuel , dt_cycle , displacement , qhv
    , energy_heat , energy_exhaust , energy_vap , energy_work);
113 end

```

```

114
115 %% Resultados
116 results(angular_velocity_rpm, angular_velocity_rad, torque_mean,
        power_hp, force_max, pressure_chamber, piston_velocity,
        piston_acceleration, efficiency_t_t_max, efficiency,
        total_heat_loss, work_loss, exhaust_loss, crank_deg,
        piston_position, cylinder_volume, force, torque,
        temperature_wall, sfc, mep, temperature_wall_calc,
        temperature_chamber, temperature_chamber_calc, fluxo_calor)

```

Algoritmo A.1: Código mãe da simulação desenvolvida.

```

1 function [stroke, bore, rod_lenght, piston_mass, compression_ratio,
        pressure_ambient, temperature_intake, r, gamma, air_fuel_ratio,
        lambda, qhv, hvap, ivo, ivc, evo, evc,
        incomplete_combustion_factor, crank_radius, eng_acelaration,
        pressure_intake, pressure_exhaust] = inputs()
2
3 stroke=0.045; %%m
4 bore=0.068; %%m
5 rod_lenght=0.084; %%m
6 piston_mass=0.201; %%kg
7 compression_ratio=9;
8 diameter_valve_intake=0.025;
9 diameter_valve_exhaust=0.024;
10 pressure_ambient=101325; %%Pa
11 pressure_intake=101325; %%Pa
12 pressure_exhaust=101325; %%Pa
13 temperature_intake=283.15; %%K
14 r=287; %%m^2/(K.s^2)
15 gamma=1.4;
16 air_fuel_ratio=14.7;
17 lambda=1;
18 qhv=43500000; %%J/kg
19 hvap=400000; %%J/kg
20 ivo=0;
21 ivc=180;
22 evo=540;
23 evc=720;
24 incomplete_combustion_factor=0.85;
25 crank_radius=stroke/2; %%m
26 eng_acelaration=0; %%m/s^2
27 end

```

Algoritmo A.2: Código da função de introdução de dados iniciais.

```

1 function [angular_velocity_rad, piston_area, displacement,
    combustion_chamber, ignition, combustion, end_combustion,
    efficiency_t_t_max, efficiency_combustion, mass_gas, mass_fuel,
    mean_piston_velocity, dt, dt_cycle, ve] = preliminar_conversions
    (angular_velocity_rpm, bore, stroke, compression_ratio,
    pressure_ambient, gamma, incomplete_combustion_factor, lambda,
    temperature_intake, r, air_fuel_ratio)
2
3 angular_velocity_rad=angular_velocity_rpm*2*pi()/60;
4 piston_area=pi()*(bore/2)^2; %%m^2
5 displacement=piston_area*stroke; %%m^3
6 combustion_chamber=displacement/(compression_ratio-1); %%m^3
7 ignition=360-10;
8 combustion=40;
9 end_combustion=ignition+combustion;
10 efficiency_t_t_max=1-1/(compression_ratio^(gamma-1));
11 efficiency_wash=1-(1/compression_ratio);
12 ve=0.65;
13 efficiency_combustion=incomplete_combustion_factor*(-1.6082+4.6509*
    lambda-2.0764*lambda^2)*(-12.558+70.108*efficiency_wash-135.67*
    efficiency_wash^2+114.77*efficiency_wash^3-35.542*
    efficiency_wash^4);
14 mass_gas=(pressure_ambient*(displacement+combustion_chamber))/(
    temperature_intake*r); %%kg
15 mass_air=ve*(pressure_ambient*displacement)/(r*temperature_intake);
    %%kg
16 mass_fuel=mass_air/air_fuel_ratio; %%kg
17 mean_piston_velocity=2*stroke*angular_velocity_rpm/60; %%m/s
18 dt=60/(angular_velocity_rpm*360);
19 dt_cycle=1440*dt;
20 end

```

Algoritmo A.3: Código da função de conversões iniciais.

```

1 function [crank_rad, piston_position, piston_velocity,
    piston_acceleration, cylinder_volume, area_cylinder] = mecanism(
    crank_deg, crank_radius, rod_lenght, angular_velocity_rad,
    eng_acelaration, piston_area, combustion_chamber, bore, stroke)
2
3 crank_rad=deg2rad(crank_deg);
4 rod_piston_rad=asin((-crank_radius*sin(crank_rad))/rod_lenght);

```

```

5 rod_piston_vel=(-crank_radius*angular_velocity_rad*cos(crank_rad))
  /(rod_lenght*cos(rod_piston_rad)); %%m/s
6 rod_piston_acl=(crank_radius*angular_velocity_rad^2*sin(crank_rad)+
  rod_lenght*rod_piston_vel^2*sin(rod_piston_rad))/(rod_lenght*cos
  (rod_piston_rad)); %%m/s^2
7 piston_position=rod_lenght - ((crank_radius^2)/(4*rod_lenght))+
  crank_radius*(cos(crank_rad)+(crank_radius/(4*rod_lenght))*cos
  (2*crank_rad)); %%m
8 piston_velocity=-crank_radius*angular_velocity_rad*(sin(crank_rad)
  +(crank_radius/(2*rod_lenght))*sin(2*crank_rad)); %%m/s
9 piston_acceleration=-crank_radius*eng_acelaration*(sin(crank_rad)+(
  crank_radius/(2*rod_lenght))*sin(2*crank_rad))-crank_radius*(
  angular_velocity_rad^2)*(cos(crank_rad)+(crank_radius/rod_lenght
  )*cos(2*crank_rad)); %%m/s^2
10 cylinder_volume=combustion_chamber+piston_area*(rod_lenght+
  crank_radius - piston_position); %%m^3
11 area_cylinder=pi*bore*(rod_lenght+crank_radius+(combustion_chamber/
  piston_area) - piston_position)+2*piston_area; %%m^2
12 end

```

Algoritmo A.4: Código da função do mecanismo.

```

1 function [mass_burn_fuel] = mass_burn_fraction(crank_deg, ignition ,
  end_combustion , combustion , crank_rad);
2 if crank_deg<ignition
3     mass_burn_fuel=0;
4
5 else if crank_deg>=ignition && crank_deg<=end_combustion
6     mass_burn_fuel=1-exp(-5*((crank_rad - deg2rad(ignition))/
  deg2rad(combustion))^3);
7 else mass_burn_fuel=1;
8 end
9 end
10 end

```

Algoritmo A.5: Código da função da massa queimada de combustível.

```

1 function [pressure_chamber , energy_fuel , energy_vap , energy_heat ,
  energy_work , energy_exhaust , energy_heat_conv] = intake(
  temperature_intake , temperature_chamber , temperature_wall ,
  pressure_ambient , piston_velocity , pressure_intake , bore ,
  mean_piston_velocity , r , area_cylinder , dt , cylinder_volume ,
  mass_gas)
2

```

```

3 pressure_chamber=pressure_intake;
4 energy_fuel=0; %%J
5 energy_vap=0;
6 heat_transfer_radiation=(4.25*10^-9)*(temperature_chamber^4-
    temperature_wall^4)/(temperature_chamber-temperature_wall);
7 gas_viscosity=(7.457*10^-6)+(4.1547*10^-8)*temperature_chamber
    -(7.4793*10^-12)*temperature_chamber^2;
8 gas_density=pressure_chamber/(r*temperature_chamber);
9 re=gas_density*mean_piston_velocity*bore/gas_viscosity;
10 nu=0.49*re^0.7;
11 gas_thermal_conductivity=(6.1944*10^-3)+(7.3814*10^-5)*
    temperature_chamber-(1.2491*10^-8)*temperature_chamber^2;
12 heat_transfer_convection=gas_thermal_conductivity*nu/bore;
13 energy_heat=(heat_transfer_radiation+heat_transfer_convection)*
    area_cylinder*(temperature_chamber-temperature_wall)*dt; %%J
14 energy_heat_conv=heat_transfer_convection*area_cylinder*(
    temperature_chamber-temperature_wall)*dt;
15 energy_work=0; %%J
16 energy_exhaust=0;
17 end

```

Algoritmo A.6: Código da função de admissão.

```

1
2 function [energy_vap, energy_heat, pressure_chamber,
    temperature_chamber, energy_work, energy_exhaust,
    energy_heat_conv] = compression(ignition, ivc, mass_fuel, hvap,
    mass_gas, temperature_chamber_prev, pressure_chamber_prev,
    temperature_wall, r, mean_piston_velocity, bore, area_cylinder,
    dt, cylinder_volume_prev, cylinder_volume)
3
4 energy_fuel=0;
5 theta_vap=ignition-ivc;
6 mass_vap_flow=mass_fuel/theta_vap;
7 energy_vap=mass_vap_flow*hvap;
8 dm=mass_vap_flow;
9 mass_gas=mass_gas+dm;
10 heat_transfer_radiation=(4.25*10^-9)*(temperature_chamber_prev^4-
    temperature_wall^4)/(temperature_chamber_prev-temperature_wall);
11 gas_viscosity=(7.457*10^-6)+(4.1547*10^-8)*temperature_chamber_prev
    -(7.4793*10^-12)*temperature_chamber_prev^2;
12 gas_density=pressure_chamber_prev/(r*temperature_chamber_prev);
13 re=gas_density*mean_piston_velocity*bore/gas_viscosity;

```

```

14 nu=0.49*re^0.7;
15 gas_thermal_conductivity=(6.1944*10^-3)+(7.3814*10^-5)*
    temperature_chamber_prev-(1.2491*10^-8)*temperature_chamber_prev
    ^2;
16 heat_transfer_convection=gas_thermal_conductivity*nu/bore;
17 energy_heat=(heat_transfer_radiation+heat_transfer_convection)*
    area_cylinder*(temperature_chamber_prev-temperature_wall)*dt; %%
    J
18 energy_heat_conv=heat_transfer_convection*area_cylinder*(
    temperature_chamber_prev-temperature_wall)*dt;
19 pressure_chamber=(2*(energy_fuel-energy_heat-energy_vap)+
    pressure_chamber_prev*(6*cylinder_volume_prev-cylinder_volume))
    /(6*cylinder_volume-cylinder_volume_prev);
20 temperature_chamber=pressure_chamber*cylinder_volume/(mass_gas*r);
21 energy_work=(pressure_chamber_prev+pressure_chamber)/2*(
    cylinder_volume-cylinder_volume_prev); %%J
22 energy_exhaust=0;
23 end

```

Algoritmo A.7: Código da função de compressão.

```

1 function [energy_vap, energy_heat, pressure_chamber,
    temperature_chamber, energy_work, energy_exhaust,
    energy_heat_conv] = explosion(efficiency_combustion, qhv,
    mass_burn_fuel, mass_burn_fuel_prev, mass_fuel, mass_gas,
    temperature_chamber_prev, pressure_chamber_prev,
    temperature_wall, r, mean_piston_velocity, bore, area_cylinder,
    dt, cylinder_volume_prev, cylinder_volume)
2
3 dm=0;
4 mass_gas=mass_gas+dm;
5 energy_vap=0;
6 energy_fuel=efficiency_combustion*qhv*(mass_burn_fuel-
    mass_burn_fuel_prev)*mass_fuel; %%J
7 heat_transfer_radiation=(4.25*10^-9)*(temperature_chamber_prev^4-
    temperature_wall^4)/(temperature_chamber_prev-temperature_wall);
8 gas_viscosity=(7.457*10^-6)+(4.1547*10^-8)*temperature_chamber_prev
    -(7.4793*10^-12)*temperature_chamber_prev^2;
9 gas_density=pressure_chamber_prev/(r*temperature_chamber_prev);
10 re=gas_density*mean_piston_velocity*bore/gas_viscosity;
11 nu=0.49*re^0.7;
12 gas_thermal_conductivity=(6.1944*10^-3)+(7.3814*10^-5)*
    temperature_chamber_prev-(1.2491*10^-8)*temperature_chamber_prev

```

```

    ^2;
13 heat_transfer_convection=gas_thermal_conductivity*nu/bore;
14 energy_heat=(heat_transfer_radiation+heat_transfer_convection)*
    area_cylinder*(temperature_chamber_prev-temperature_wall)*dt; %%
    J
15 energy_heat_conv=(heat_transfer_convection)*area_cylinder*(
    temperature_chamber_prev-temperature_wall)*dt;
16 pressure_chamber=(2*(energy_fuel-energy_heat-energy_vap)+
    pressure_chamber_prev*(6*cylinder_volume_prev-cylinder_volume))
    /(6*cylinder_volume-cylinder_volume_prev);
17 temperature_chamber=pressure_chamber*cylinder_volume/(mass_gas*r);
18 energy_work=(pressure_chamber_prev+pressure_chamber)/2*(
    cylinder_volume-cylinder_volume_prev); %%J
19 energy_exhaust=0;
20
21 end

```

Algoritmo A.8: Código da função de explosão.

```

1 function [energy_vap, energy_heat, pressure_chamber,
    temperature_chamber, energy_work, energy_exhaust,
    energy_heat_conv] = expansion(mass_gas, temperature_chamber_prev
    , pressure_chamber_prev, temperature_wall, r,
    mean_piston_velocity, bore, area_cylinder, dt,
    cylinder_volume_prev, cylinder_volume)
2
3 energy_fuel=0;
4 dm=0;
5 mass_gas=mass_gas+dm;
6 energy_vap=0;
7 heat_transfer_radiation=(4.25*10^-9)*(temperature_chamber_prev^4-
    temperature_wall^4)/(temperature_chamber_prev-temperature_wall);
8 gas_viscosity=(7.457*10^-6)+(4.1547*10^-8)*temperature_chamber_prev
    -(7.4793*10^-12)*temperature_chamber_prev^2;
9 gas_density=pressure_chamber_prev/(r*temperature_chamber_prev);
10 re=gas_density*mean_piston_velocity*bore/gas_viscosity;
11 nu=0.49*re^0.7;
12 gas_thermal_conductivity=(6.1944*10^-3)+(7.3814*10^-5)*
    temperature_chamber_prev-(1.2491*10^-8)*temperature_chamber_prev
    ^2;
13 heat_transfer_convection=gas_thermal_conductivity*nu/bore;
14 energy_heat=(heat_transfer_radiation+heat_transfer_convection)*
    area_cylinder*(temperature_chamber_prev-temperature_wall)*dt;

```

```

15 energy_heat_conv=heat_transfer_convection*area_cylinder*(
    temperature_chamber_prev - temperature_wall)*dt;
16 pressure_chamber=(2*(energy_fuel - energy_heat - energy_vap)+
    pressure_chamber_prev*(6*cylinder_volume_prev - cylinder_volume))
    /(6*cylinder_volume - cylinder_volume_prev);
17 temperature_chamber=pressure_chamber*cylinder_volume/(mass_gas*r);
18 energy_work=(pressure_chamber_prev+pressure_chamber)/2*(
    cylinder_volume - cylinder_volume_prev);
19 energy_exhaust=0;
20 end

```

Algoritmo A.9: Código da função de expansão.

```

1 function [temperature_chamber, pressure_chamber, energy_fuel,
    energy_heat, energy_work, energy_heat_conv] = exhaust(
    temperature_intake, pressure_ambient, piston_velocity,
    pressure_exhaust, mass_gas, temperature_chamber_prev, bore,
    temperature_final_expansion, evc, evo, temperature_wall,
    mean_piston_velocity, area_cylinder, r, dt, cylinder_volume);
2
3 pressure_chamber=pressure_exhaust;
4 energy_fuel=0;
5 energy_vap=0;
6 heat_transfer_radiation=(4.25*10^-9)*(temperature_chamber_prev^4-
    temperature_wall^4)/(temperature_chamber_prev - temperature_wall);
7 gas_viscosity=(7.457*10^-6)+(4.1547*10^-8)*temperature_chamber_prev
    -(7.4793*10^-12)*temperature_chamber_prev^2;
8 gas_density=pressure_chamber/(r*temperature_chamber_prev);
9 re=gas_density*mean_piston_velocity*bore/gas_viscosity;
10 nu=0.49*re^0.7;
11 gas_thermal_conductivity=(6.1944*10^-3)+(7.3814*10^-5)*
    temperature_chamber_prev-(1.2491*10^-8)*temperature_chamber_prev
    ^2;
12 heat_transfer_convection=gas_thermal_conductivity*nu/bore;
13 energy_heat=(heat_transfer_convection)*area_cylinder*(
    temperature_chamber_prev - temperature_wall)*dt;
14 energy_heat_conv=energy_heat;
15 energy_work=0;
16
17 Cp_ar=-4E-16*(temperature_chamber_prev^5) + 2E-12*(
    temperature_chamber_prev^4) - 4E-09*(temperature_chamber_prev^3)
    + 4E-06*(temperature_chamber_prev^2) - 0.0013*(
    temperature_chamber_prev) + 1.1481;

```

```

18 Cp_ar_J=Cp_ar*1000;
19 delta_T_ar=-energy_heat/(Cp_ar_J*mass_gas);
20 temperature_chamber=temperature_chamber_prev+delta_T_ar;
21 end

```

Algoritmo A.10: Código da função de escape.

```

1 function [force_inertia, force_pressure, force, torque, torque_res]
   = forces(piston_mass, piston_acceleration, pressure_chamber,
   piston_area, crank_rad, crank_radius, rod_lenght)
2
3 force_inertia=piston_mass*piston_acceleration; %%N
4 force_pressure=pressure_chamber*piston_area; %%N
5 force=force_inertia+force_pressure; %%N
6 torque=force*crank_radius*sin(crank_rad)*(1+(crank_radius/
   rod_lenght)*cos(crank_rad)); %%N.m
7 torque_res=torque;
8
9 end

```

Algoritmo A.11: Código da função do cálculo de forças.

```

1 function [fluxo_calor, delta_T_Al, temperature_wall_calc,
   temperature_chamber_calc] = fluxo_temp_trocas(
   temperature_chamber, temperature_wall, wall_mass, area_cylinder,
   energy_heat, pressure_chamber, cylinder_volume, r, mass_gas)
2
3 fluxo_calor = energy_heat; %%m^2.K
4 Cp_Al=-1E-15*(temperature_wall^6) + 5E-12*(temperature_wall^5) - 7E
   -09*(temperature_wall^4) + 6E-06*(temperature_wall^3) - 0.0023*(
   temperature_wall^2) + 0.4923*temperature_wall - 17.509; %%J/mol*K
5 Cp_Al_J_Kg_K=Cp_Al/0.026982; %%J/kg*K
6 delta_T_Al=energy_heat/(Cp_Al_J_Kg_K*wall_mass);
7 temperature_wall_calc=temperature_wall+delta_T_Al;
8
9 Cp_ar=-4E-16*(temperature_chamber^5) + 2E-12*(temperature_chamber
   ^4) - 4E-09*(temperature_chamber^3) + 4E-06*(temperature_chamber
   ^2) ...
10 - 0.0013*(temperature_chamber) + 1.1481;
11 Cp_ar_J=Cp_ar*1000;
12 delta_T_ar=-energy_heat/(Cp_ar_J*mass_gas);
13 temperature_chamber_calc=temperature_chamber+delta_T_ar;
14
15 end

```

Algoritmo A.12: Código da função do cálculo do fluxo de calor durante as trocas de gases.

```
1 function [fluxo_calor , delta_T , temperature_wall_calc] = fluxo_temp
   (temperature_chamber , temperature_wall , wall_mass , area_cylinder
   , energy_heat)
2
3 fluxo_calor = energy_heat;
4 Cp_Al=-1E-15*(temperature_wall^6) + 5E-12*(temperature_wall^5) - 7E
   -09*(temperature_wall^4) + 6E-06*(temperature_wall^3) - 0.0023*(
   temperature_wall^2) + 0.4923*temperature_wall - 17.509;
5 Cp_Al_J_Kg_K=Cp_Al/0.026982;
6 delta_T=energy_heat/(Cp_Al_J_Kg_K*wall_mass);
7 temperature_wall_calc=temperature_wall+delta_T;
8
9 end
```

Algoritmo A.13: Código da função do cálculo do fluxo de calor durante o ciclo fechado.

```
1 function results(angular_velocity_rpm , angular_velocity_rad ,
   torque_mean , power_hp , force_max , pressure_chamber ,
   piston_velocity , piston_acceleration , efficiency_t_t_max ,
   efficiency , total_heat_loss , work_loss , exhaust_loss , crank_deg ,
   piston_position , cylinder_volume , force , torque ,
   temperature_wall , sfc , mep , temperature_wall_calc ,
   temperature_chamber , temperature_chamber_calc , fluxo_calor)
2
3 subplot(4,3,1);
4 plot(crank_deg , piston_position*1000 , 'color' , '[0 0.6 0]' , 'linewidth'
   ,0.5);
5 xlabel('shaft angle [°]');
6 ylabel('piston position [mm]');
7 xticks(0:180:1440);
8 grid on;
9
10 subplot(4,3,2);
11 plot(crank_deg , piston_velocity , 'color' , '[0 0.6 0]' , 'linewidth' ,0.5)
   ;
12 xlabel('shaft angle [°]');
13 ylabel('piston velocity [m/s]');
14 xticks(0:180:1440);
15 grid on;
16
17 subplot(4,3,3);
```

```

18 plot (crank_deg, piston_acceleration, 'color', '[0 0.6 0]', 'linewidth'
    ,0.5);
19 xlabel('shaft angle [°]');
20 ylabel('piston acceleration [m/s^2]');
21 xticks(0:180:1440);
22 grid on;
23
24 subplot(4,3,4);
25 plot (crank_deg, cylinder_volume*10^6, 'color', '[0 0.6 0]', 'linewidth'
    ,0.5);
26 xlabel('shaft angle [°]');
27 ylabel('displacement [cc]');
28 xticks(0:180:1440);
29 grid on;
30
31 subplot(4,3,5);
32 plot (crank_deg, pressure_chamber, 'color', '[1 0 0]', 'linewidth',0.5);
33 xlabel('shaft_angle [°]');
34 ylabel('cylinder pressure [MPa]');
35 xticks(0:180:1440);
36 grid on;
37
38 subplot(4,3,6);
39 plot (crank_deg, force/1000, 'color', '[0 0.6 0]', 'linewidth',0.5);
40 xlabel('shaft angle [°]');
41 ylabel('cylinder force [KN]');
42 xticks(0:180:1440);
43 grid on;
44
45 subplot(4,3,7);
46 plot (cylinder_volume*10^6, pressure_chamber*10^-6,...
47     'color', '[1 0 0]', 'linewidth',0.5);
48 xlabel('volume [cc]');
49 ylabel('cylinder pressure [MPa]');
50 grid on;
51
52 subplot(4,3,8);
53 plot (crank_deg, torque, 'color', '[1 0 0]', 'linewidth',0.5); hold on
54 plot ([0 1440] ,[torque_mean torque_mean], '--', 'color',...
55     '[1 0 0]', 'linewidth',0.5); hold off
56 legend(['instant torque'], ['average torque']);
57 xlabel('shaft angle [°]');

```

```

58 ylabel('torque [N.m]');
59 xticks(0:180:1440);
60 grid on;
61
62 subplot(4,3,9);
63 plot(crank_deg,temperature_wall_calc,...
64      'color','[1 0 0]','linewidth',0.5); hold on
65 plot(crank_deg,temperature_chamber_calc,'--','color',...
66      '[1 0 0]','linewidth',0.5); hold off
67 legend(['temperature wall'],['temperature in cilinder']);
68 xlabel('shaft angle [°]');
69 ylabel('temperature [K]');
70 xticks(0:180:1440);
71
72 subplot(4,3,10);
73 plot(crank_deg,temperature_wall_calc,...
74      'color','[1 0 0]','linewidth',0.5);
75 xlabel('shaft angle [°]');
76 ylabel('Temperature Wall [K]');
77 xticks(0:180:1440);
78
79 subplot(4,3,11);
80 plot(crank_deg,temperature_chamber_calc,...
81      'color','[1 0 0]','linewidth',0.5);
82 xlabel('shaft angle [°]');
83 ylabel('Temperature Chamber [K]');
84 xticks(0:180:1440);
85
86 subplot(4,3,12);
87 plot(crank_deg,fluxo_calor,...
88      'color','[1 0 0]','linewidth',0.5);
89 xlabel('shaft angle [°]');
90 ylabel('Fluxo de calor');
91 xticks(0:180:1440);
92 grid on;

```

Algoritmo A.14: Código da função de apresentação de resultados e análise.

Anexo B

Programação do *Arduino Mega*

```
1 // Definir variáveis //
2 int n_cortes = 1;
3 bool flag1 = 0;
4 bool on = 0;
5 int count = 0;
6 bool input_ant = 0;
7 bool input = 0;
8 bool botao = 0;
9
10 void setup() {
11 // Definir pinouts:
12 pinMode(2, INPUT);
13 pinMode(4, INPUT);
14 pinMode(6, OUTPUT);
15 pinMode(8, OUTPUT);
16
17 Serial.begin(9600);
18 }
19
20 void loop() {
21 // Código principal:
22 input = digitalRead(2);
23 botao = digitalRead(4);
24 // Botão deverá ativar ou desativar o sistema //
25 if (botao == 1) {
26 on = !on;
27 }
28 // Sistema off //
29 if (on == 0) {
30 digitalWrite(6, 0);
31 digitalWrite(8, 1);
32 count = 0;
33 }
34 // Sistema on
35 else if (on == 1) {
36 digitalWrite(6, 1);
37 if (count < n_cortes && input < input_ant) {
```

```

38     digitalWrite(8, 0);
39     count = count + 1;
40 } else if (count < n_cortes) {
41     digitalWrite(8, 0);
42 } else if (count == n_cortes && input < input_ant) {
43     digitalWrite(8, 0);
44     count = 0;
45 } else if (count == n_cortes) {
46     digitalWrite(8, 1);
47 }
48 }
49 // Guardar a leitura anterior do sinal enviado pela UCE e
    apresentar estado do sistema //
50 input_ant = input;
51 Serial.println(on);
52 }

```

Algoritmo B.1: Código desenvolvido para o sistema de corte de injeção.