

• U



C •

FCTUC

FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Optimização de um sistema de injeção/ ignição electrónica programável aplicado a um motor para participar nas edições 2010 da Shell Eco-marathon

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Mário Jorge Varela Tavares

Orientador

Professor Doutor Pedro de F. V. Carvalho

Júri

Presidente: Professor Doutor Pedro de F. V. Carvalho

Vogais: Professor Doutor António Manuel Gameiro Lopes

**Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva
Ribeiro**

Coimbra, Setembro de 2010

"O progresso da mecânica aparentemente não tem fim. Tanto no passado como no futuro, cada passo dado em qualquer direcção sempre irá remover limites e transpor barreiras, permitindo que novamente se possa caminhar em outras direcções. Assim o que antes parecia ser uma barreira passará a ser uma nova direcção".

Osborne Reynolds (1842 – 1912)

Agradecimentos

Agradeço a todos quantos, de alguma forma, contribuíram directa ou indirectamente para a realização deste trabalho. Em primeiro lugar, o meu mais profundo agradecimento é dirigido ao, professor Doutor Pedro Carvalheira, orientador desta tese de mestrado, pela amizade, paciência, disponibilidade e pela sua sábia orientação.

De maneira especial agradeço aos membros da equipa do Eco Veículo pela grande ajuda e amizade, pelas ideias fornecidas e pelas inúmeras discussões ao longo destes meses que foram ajudando anonimamente.

Agradeço, também, aos colegas do departamento e, em especial, aqueles que se encontravam na mesma altura na elaboração da tese, pela ajuda e intercâmbio de ideias.

Não podia deixar de agradecer às pessoas mais importantes da minha vida. À minha família e namorada, pelo apoio incondicional que sempre me deram. Especialmente quero agradecer aos meus pais por terem suportado os encargos dos meus estudos e pela confiança que me inculcaram ao longo dos meus anos de vida. Aos meus amigos de longa data, sem nenhuma ordem em particular, que foram perguntando pelo trabalho e suportaram as minhas ausências, bem como as minhas presenças.

A todos, o meu sincero agradecimento.

Resumo

Este trabalho consiste na optimização experimental do desempenho e do consumo específico de combustível do motor M3165 desenvolvido no DEM e que propulsiona o Eco Veículo XC20i. Este é um veículo automóvel protótipo que participa na Shell Eco-marathon, uma competição internacional de eficiência energética de classe mundial, com o objectivo de obter o melhor desempenho possível. Apresenta-se o motor, objecto de estudo, assim como o sistema de injeção de combustível e ignição electrónica programável que foi o principal alvo de vários ensaios experimentais. Antes destes se iniciarem foram realizadas simulações do ciclo de funcionamento do motor para identificar as variáveis de projecto e de operação que mais influenciam o consumo específico de combustível do motor. Depois de efectuadas numerosas simulações numéricas do funcionamento do motor, foram identificadas as variáveis de operação e de projecto que mais influenciavam o consumo específico de combustível do motor e foram essas variáveis estudadas nos ensaios experimentais de forma a obter a configuração óptima do motor para participar na *European Shell Eco-marathon 2010* e na *Shell Eco-marathon Youth Challenge UK 2010*. Este ano foi, ainda, utilizado um novo método de teste experimental do motor em que o mesmo é testado em condições transitórias muito semelhantes àquelas a que o motor está submetido na prova da *SEM*. São apresentadas as conclusões relativas às afinações e optimizações introduzidas, assim como os resultados das provas da *SEM*.

Palavras-chave: Ciclo Otto, optimização, injeção de combustível e ignição electrónica programável, consumo de combustível, Shell Eco-marathon.

Abstract

This work consists of experimental optimization of performance and specific fuel consumption of motor M3165 developed in DEM and that drives the Eco Veículo XC20i. The Eco Veículo XC20i is a prototype vehicle that participates in the Shell Eco-marathon, a world-class international competition for energy efficiency with the aim of getting the best possible performance. The engine subject of this study is presented, as well as the system of programmable electronic fuel injection and ignition that is the main target of many experimental tests. Before starting the experimental trials were conducted simulations of the operating cycle of the engine to identify the variables of design and operation that most influence the specific fuel consumption of the engine. After numerous numerical simulations carried out were identified operation variables and design variables of the engine that have more influence on the engine specific fuel consumption and were those variables that were studied in experimental tests in order to obtain the optimal configuration of the engine to join at the *European Shell Eco-marathon in 2010* and at the *Shell Eco-marathon Youth Challenge UK 2010*. This year was even used a new method of experimental test engine on which it is tested in transient conditions very similar to those that the engine is submitted in the *SEM* competition. Conclusions are drawn based on the results obtained both on simulation and experimental, and a lists of several proposals for future work is presented in order to continue the project which includes this work.

Keywords: Otto Cycle, Optimization, programmable electronic fuel injection and ignition, fuel consumption, Shell Eco-marathon

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas	viii
Nomenclatura.....	ix
Simbologia.....	ix
Abreviatura.....	x
1. Introdução.....	1
2. Considerações iniciais do motor M3165	3
2.1. Características do motor M3165	5
3. Simulação numérica do ciclo OTTO	6
3.1. Estudo de simulação numérica	6
3.1.1. Ângulos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape	7
3.1.2. Riqueza da mistura ar-combustível	9
3.1.3. Binário, potência e consumo específico de combustível ao freio com velocidade de rotação.	9
3.1.4. Números e tipos de velas de ignição	10
3.1.5. Temperatura da cabeça do motor e do óleo no cárter.....	12
3.1.6. Área da cabeça e secção transversal do cilindro.....	13
3.1.7. Avanço de Ignição	13
4. Sistema de injeção/ignição programável HALTECH E6K	14
4.1. Funcionamento do sistema de injeção/ignição electrónica HALTECH E6K.....	14
4.2. Microprocessador HALTECH E6K.....	17
4.3. Sensores	18
4.3.1. Sensor de temperatura do motor	18
4.3.2. Sensor de temperatura do ar no colector de admissão.....	19
4.3.3. Sensor de pressão do ar no colector de admissão	19
4.3.4. Sensor de posição angular da cambota	20
4.4. Actuadores	21
4.4.1. Injector.....	21
4.4.2. Módulo, bobine e velas de ignição	22
5. Banco de ensaios	24
6. Estratégia de optimização.....	27

7.	Optimização em banco de ensaios.....	29
7.1.	Rodas de inércia.....	29
7.2.	Preparação do banco de ensaios.....	30
7.3.	Medição experimental da massa volúmica de combustível.....	31
7.3.1.	Descrição da montagem experimental.....	31
7.3.2.	Procedimento experimental.....	32
7.4.	Sistema pressurizado de medição de combustível.....	34
7.5.	Metodologia da realização dos ensaios de optimização do motor M3165.....	35
7.5.1.	Ensaio com roda de inércia.....	35
8.	Resultados experimentais da optimização.....	39
8.1.	Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura do óleo no cárter.....	39
8.2.	Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura da cabeça do motor.....	40
8.3.	Evolução do binário de atrito com a temperatura do óleo no cárter.....	42
8.4.	Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o avanço de ignição e tempo de injeção.....	42
8.5.	Evolução do desempenho do Eco Veículo na SEM.....	44
9.	Discussão de resultados.....	45
10.	Conclusões.....	46
11.	Referências bibliográficas.....	47
	Anexos.....	48

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Fotografia do Motor M3165 e representação CAD 3D com recurso ao software Autodesk Inventor (vista de trás).	4
Figura 3.1 - Ângulo da abertura da válvula de admissão às 3500 rpm.	7
Figura 3.2 - Ângulo do fecho da válvula de admissão às 3500 rpm.	7
Figura 3.3 - Ângulo da abertura da válvula de escape às 3500 rpm.	8
Figura 3.4 - Ângulo do fecho da válvula de escape às 3500 rpm.	8
Figura 3.5 - Evolução do consumo específico de combustível com a riqueza da mistura ar-combustível prevista pela simulação a 3500 rpm.	9
Figura 3.6 - Evolução do binário ao freio, potência ao freio, consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação com câmara de combustão com duas velas de ignição NGK CR8HIX.	10
Figura 3.7 - Câmara de combustão com duas velas de ignição NGK CR8HIX.	10
Figura 3.8 - Câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CR8HIX.	11
Figura 3.9 - Resultado com câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CR8HIX.	11
Figura 3.10 - Resultados com câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CMR6H.	12
Figura 3.11 - Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura do óleo no cárter e a temperatura da cabeça do motor prevista pela simulação às 3500 rpm.	12
Figura 3.12 - Evolução do consumo específico de combustível com a relação entre a área da cabeça do cilindro e a área da secção transversal do cilindro prevista pela simulação às 3500 rpm.	13
Figura 3.13 - Evolução do avanço de ignição óptimo com rotação do motor.	13
Figura 4.1 – Mapa da duração do tempo de injeção às 6000 rpm.	15
Figura 4.2 – Mapa do instante de ignição às 6000 rpm.	16
Figura 4.3 - Funcionamento do sistema HALTECH.	17
Figura 4.4 – Sensor de temperatura do motor.	18
Figura 4.5 – Sensor de temperatura do ar no colector de admissão.	19
Figura 4.6 – Sensor de pressão do ar no colector de admissão.	20
Figura 4.7 – Sensor de posição angular da cambota, de efeito de HALL.	21

Figura 4.8 – Representação de um injector de combustível [BOSCH (1988)].	22
Figura 4.9 – Posicionamento da válvula injectora com injeção indirecta [BOSCH (1995)].	22
Figura 4.10 – Módulo de ignição BOSCH 1 227 022 008.	23
Figura 5.1 – Representação dos componentes do banco de ensaios.	25
Figura 5.2 – Fotografia do banco de ensaios.	26
Figura 7.1 – Roda de inércia com momento de inércia equivalente ao momento de inércia total do veículo, desenhada em Autodesk inventor 2009.	30
Figura 7.2 – Roda de transmissão com momento de inércia equivalente ao momento de inércia do sistema de transmissão, desenhada em Autodesk 2009.	30
Figura 7.3 – Representação esquemática do sistema de medição de combustível utilizado no banco de ensaios.	34
Figura 8.1 – Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura do óleo lubrificante do motor no cárter.	39
Figura 8.2 - Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça na fase de transição de 0 às 3000 rpm.	40
Figura 8.3 - Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça de 0-3500 rpm, com o motor a acelerar uma massa em rotação com um momento de inércia equivalente ao momento de inércia do veículo completo Temperatura do óleo lubrificante está na faixa de 74-80 °C.	41
Figura 8.4 - Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça, em uma aceleração de transição de 3000 rpm para 4400 rpm.	41
Figura 8.5 - Evolução do binário de atrito com a temperatura do óleo lubrificante do motor.	42
Figura 8.6 - Evolução do consumo específico de combustível com o avanço de ignição e tempo de injeção às 4500 rpm.	43
Figura 8.7 - Evolução do desempenho do Eco Veículo em provas desde 2004.	44

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 - Tabela das características do motor M3165.....	5
Tabela 6.1 - características do veículo.....	28
Tabela 7.1 - Momento de inércia e características aerodinâmicas da fixação das rodas....	38
Tabela 8.1 - Melhores ajustes para avanço de ignição e tempo de injeção de combustível obtido a partir de medições experimentais.	43
Tabela 8.2 - Melhores ajustes para avanço de ignição e tempo de injeção de combustível obtido a partir de medições experimentais, para baixas rotações.....	43
Tabela 9.1 - Desempenho estimado e real do Eco Veículo XC20i na Shell Eco-marathon Europa 2010.....	45

NOMENCLATURA

Simbologia

A	Área (m^2)
$bsfc$	Consumo específico de combustível ao freio do motor ($g/kW \cdot h$)
$bmep$	Pressão média efectiva ao freio (Pa)
B	Diâmetro do cilindro (m)
C_d	Coefficiente de arrasto (adimensional)
D	Distância (m)
D_r	Diâmetro da roda (m)
E	Energia (J)
G	Aceleração normal da gravidade ($9,80665 m/s^2$)
I	Momento de inércia ($kg \cdot m^2$)
L	Curso do êmbolo (m)
m	Massa (kg)
m_f	Caudal mássico de combustível (kg/s)
n	Velocidade de rotação da cambota do motor (rpm)
n_r	Número de rotações da cambota do motor por ciclo (rot)
N	Velocidade de rotação da cambota do motor (rps)
P	Desempenho (km/L)
P_b	Potência ao freio do motor (W)
Q_f	Caudal volúmico de combustível (mL/s)
Q_{LHVP}	Poder calorífico inferior a pressão constante (MJ/kg)
v_f	Volume de combustível (mL)
v	Velocidade (m/s)
RH	Humidade relativa do ar (adimensional)
S_p	Velocidade média do êmbolo (m/s)
T	Temperatura (K)
T_a	Temperatura do ar (K)
t	Tempo (s)

t_f	Tempo para o motor consumir o combustível (s)
T_b	Binário ao freio do motor (N.m)
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar (kg/m^3)
η_{tr}	Rendimento do sistema de transmissão
$\eta_{f,b}$	Rendimento de conversão do combustível ao freio, adimensional
I_r	Momento de inércia da roda de inércia (kg.m^2)
I_{rf}	Momento de inercia da fixação da roda de inércia (kg.m^2)
ρ_f	Massa volúmica do combustível (kg/m^3)

Abreviatura

DEM	Departamento de Engenharia Mecânica
APMS	Antes do ponto morto superior
APMI	Antes do ponto morto inferior
DPMS	Depois do ponto morto superior
DPMI	Depois do ponto morto inferior
EVO	Abertura da válvula de escape
EVC	Fecho da válvula de escape
IVO	Abertura da válvula de admissão
IVC	Fecho da válvula de admissão
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
SEM	<i>Shell Eco-marathon</i>
EIVC	<i>Early Intake Valve Closure</i>
LIVC	<i>Late Intake Valve Closure</i>

1. INTRODUÇÃO

A aplicação de dispositivos electrónicos aos sistemas de controlo de formação e ignição da mistura ar/combustível, possibilitou a criação de um sistema mecânico electrónico combinado que, controlado por sistemas de gestão electrónicas, proporcionam economia de combustível e reduzem o impacto ambiental causado pelos automóveis. A principal tarefa de um sistema de gestão electrónico é fornecer o binário requerido pelo condutor enquanto assegura máxima economia de combustível, maximiza a vida útil do motor e reduz a emissão de poluentes (Gerhardt, 1998).

Em particular, os sistemas electrónicos mantêm a mistura ar/combustível dentro de limites pré-definidos proporcionando um maior desempenho do motor com economia de combustível, conforto e dirigibilidade (Denton, 2000).

A correcta implementação de um sistema de injeção/ignição electrónica num qualquer motor exige o mapeamento experimental do mesmo, isto é, torna-se necessário conhecer experimentalmente, através de um banco de ensaios, as curvas de binário, potência e consumo específico de combustível do motor em estudo, para que posteriormente se possa executar a optimização dos parâmetros geridos pelo sistema electrónico para cada regime de funcionamento do motor. Foi precisamente com o intuito de otimizar o sistema de injeção/ignição electrónica programável aplicado ao motor M3165 para participar nas edições 2010 da Shell Eco-marathon, que surgiu o tema proposto para o presente trabalho. Este motor M3165 propulsiona um veículo integrado num projecto constituído por professores e alunos do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra denominado Eco Veículo, que participa anualmente, desde 1999, numa prova internacional de economia de combustível, a Shell Eco-marathon.

Esta competição de classe mundial pretende ser um estímulo ao desenvolvimento tecnológico na melhoria da eficiência dos veículos automóveis, quer na vertente da redução do consumo de combustível quer na diminuição das emissões poluentes. Para tal, todas as equipas concorrentes devem desenvolver e construir um veículo capaz de

percorrer uma dada distância com o mínimo consumo de combustível. A prova está dividida em várias categorias dependendo da fonte de energia (solar, célula de combustível ou motores de combustão interna) ou do conceito do veículo (protótipos ou conceito urbano), sendo que o Eco Veículo concorre na categoria de protótipos com motor de combustão interna.

O objectivo desta tese é a optimização do rendimento do motor M3165 através de simulação numérica do funcionamento do motor e da realização de ensaios experimentais, conjugando uma abordagem numérica e experimental.

As edições europeias da *Shell Eco-marathon 2010* realizaram-se na pista de *EuroSpeedway* em *Lausitz*, na Alemanha, durante os dias 6 e 7 de Maio e em *Rockingham* na Inglaterra, nos dias 29 e 30 de Junho.

2. CONSIDERAÇÕES INICIAIS DO MOTOR M3165

O motor M3165 foi projectado para funcionar segundo o ciclo de Miller-Atkinson uma vez que este pode ser até 10 % mais eficiente que um motor convencional de ciclo Otto, em Carga total. Este ciclo começou a ser estudado por James Atkinson no ano de 1882, e as melhorias no rendimento dos motores que o utilizam relacionam-se, principalmente, com a redução do trabalho de compressão e com o aumento do aproveitamento da energia contida nos gases presentes no cilindro durante a fase de expansão, tornando-a mais longa.

Nos motores de ciclo de Atkinson pretende-se diminuir o trabalho de compressão da mistura fresca permitindo que na fase de compressão, uma pequena quantidade de mistura de ar-combustível regresse à conduta de admissão sem ser admitida no cilindro.

Desta forma, a razão de compressão é menor que a razão de expansão permitindo que maior quantidade de calor seja retirada dos gases de escape uma vez que a fase de expansão é mais longa, possibilitando um aumento adicional do rendimento global do ciclo.

No entanto, nos projectos originais de Atkinson existia um problema relacionado com a complexidade dos mecanismos envolvidos para possibilitar diferentes cursos entre a compressão e a expansão, razão pela qual, os princípios do motor de Atkinson permaneceram como uma curiosidade académica até meados do século passado.

Em 1946, o engenheiro americano Ralph Miller desenvolveu uma nova versão do projecto de Atkinson que resolveria os problemas referidos anteriormente. Para tal, decidiu atrasar o fecho da válvula de admissão, para que parte da mistura ar-combustível regressasse à conduta de admissão. Miller mostrou ser possível variar o tempo de fecho da válvula de admissão, variando dessa forma a taxa de compressão de um motor, através do fecho da válvula de admissão muito antes do PMI (early intake valve closure-EIVC) ou muito depois do PMI (late intake valve closure-LIVC). Assim, a taxa de expansão pode estar próxima da ideal (17:1) requerida para uma melhor extracção de energia.

A vantagem do motor de ciclo de Miller-Atkinson é o aumento do rendimento de conversão do combustível ao freio, embora este aumento de rendimento seja seguido por perdas de binário e potência ao freio nos regimes de baixa rotação, sendo menos potente

em toda a gama de velocidade e trabalha normalmente com misturas pobres. No entanto, como se pretende um motor de rendimento elevado onde a potência não é uma exigência fundamental, o motor M3165 foi projectado e desenvolvido segundo os princípios apresentados, no seio da equipa Eco Veículo, mais concretamente pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira em parceria com os alunos Pedro Gonçalves, Telmo Banha, David Guilherme e outros com trabalhos nesta área.

Este motor foi concebido com o propósito de propulsionar o Eco Veículo que participa nas competições anuais da Shell Eco-marathon de forma a permitir a evolução da equipa na competição, uma vez que os motores utilizados até então eram motores de série cujas capacidades de redução de consumo específico de combustível ao freio estavam já exploradas ao limite, não existindo no mercado motores compactos que conseguissem alcançar os consumos específicos desejados, assim como menores emissões poluentes.

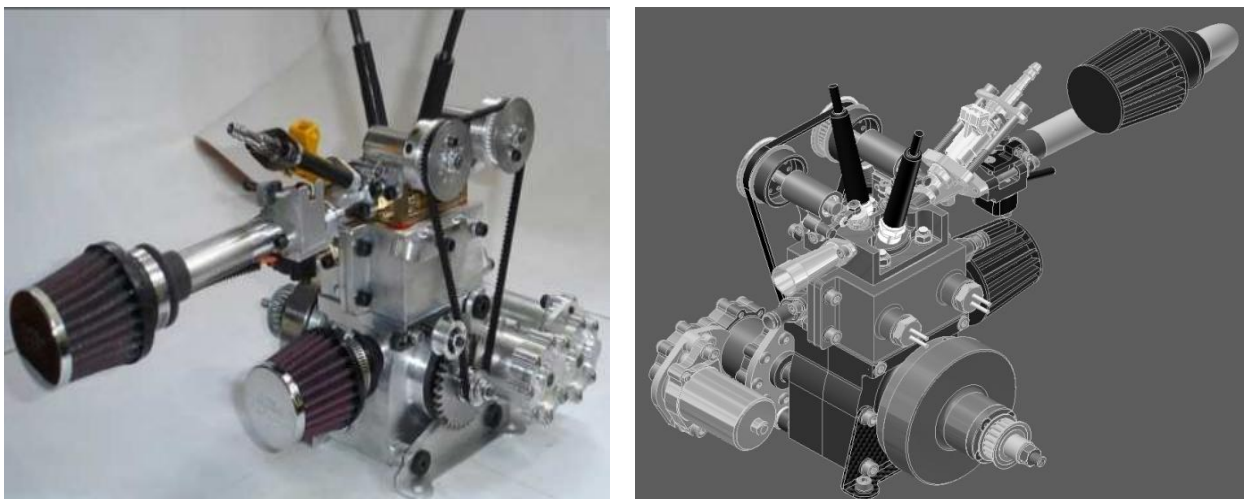


Figura 2.1 - Fotografia do Motor M3165 e representação CAD 3D com recurso ao software Autodesk Inventor (vista de trás).

2.1. Características do motor M3165

Trata-se de um motor de combustão interna de ignição por faísca a quatro tempos, de extra-baixo consumo de combustível que funciona segundo o ciclo termodinâmico de Miller-Atkinson, com câmara de combustão hemisférica, dupla árvore de cames à cabeça, distribuição por correia, sistema de injeção/ignição electrónica e embraiagem centrífuga.

Tipo	<i>Ignição por faísca, injeção indirecta, ciclo de Miller-Atkinson a 4 tempos, mono cilíndrico, DOHC.</i>
Diâmetro x Curso	<i>33,0 X 37,0 mm</i>
Cilindrada	<i>31,65 cm³</i>
Taxa de Compressão	<i>15:1</i>
IVO	<i>10° APMS</i>
IVC	<i>75° DPMS</i>
EVO	<i>44° APMS</i>
EVC	<i>0° DPMS</i>
Potência máxima	<i>921,3 W às 4400 rpm</i>
Binário máximo	<i>1,85 N.m às 4400 rpm</i>
Injector	<i>BOSCH EV6 Court B 280 431 198/1</i>
Ignição	<i>HALTECH E6K</i>
Vela de ignição	<i>NGK CR8HIX</i>
Sistema de arranque	<i>Motor de arranque eléctrico</i>
Tipo de gasolina	<i>Sem chumbo com índice de octano 95 RM</i>
Consumo específico mínimo ao freio	<i>310 (g/kW.h)</i>
Massa	<i>7,0 kg</i>

Tabela 2.1 - Tabela das características do motor M3165.

3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO CICLO OTTO

3.1. Estudo de simulação numérica

O presente capítulo pretende apresentar os resultados obtidos pelo programa de simulação numérica do ciclo de funcionamento do motor. Trata-se de uma folha de cálculo desenvolvida pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira ao longo de vários anos, que simula o ciclo de funcionamento de um motor a quatro tempos de ignição por faísca de ciclo de Otto, construído a partir de uma metodologia baseada no trabalho de (Heywood, 1988) de (Incropera e DeWitt, 1996) e outros autores.

Em primeiro lugar foram realizadas várias simulações do ciclo de funcionamento do motor para identificar as variáveis de projecto e de operação que mais influenciam o consumo específico do combustível do referido motor.

As variáveis estudadas na simulação numérica foram:

- Temperatura do óleo no cárter;
- Temperatura da cabeça;
- IVO;
- IVC;
- EVO;
- EVC;
- Riqueza da mistura ar-combustível;
- Avanço de ignição;
- Velocidade de rotação do motor;
- Relação entre a área da cabeça e área da secção transversal do cilindro;
- Número de velas de ignição.

Os resultados que se podem obter com a folha de cálculo para simulação numérica são, geralmente, muito bons.

3.1.1. Ângulos de abertura e fecho das válvulas de admissão e escape

Para os ângulos fixos de abertura e fecho das válvulas de admissão e de escape, foram realizadas várias simulações necessárias e verificou-se que o consumo específico óptimo se verifica para:

Abertura da válvula de admissão IVO = 30° AMPS, como mostra a figura 3.1.

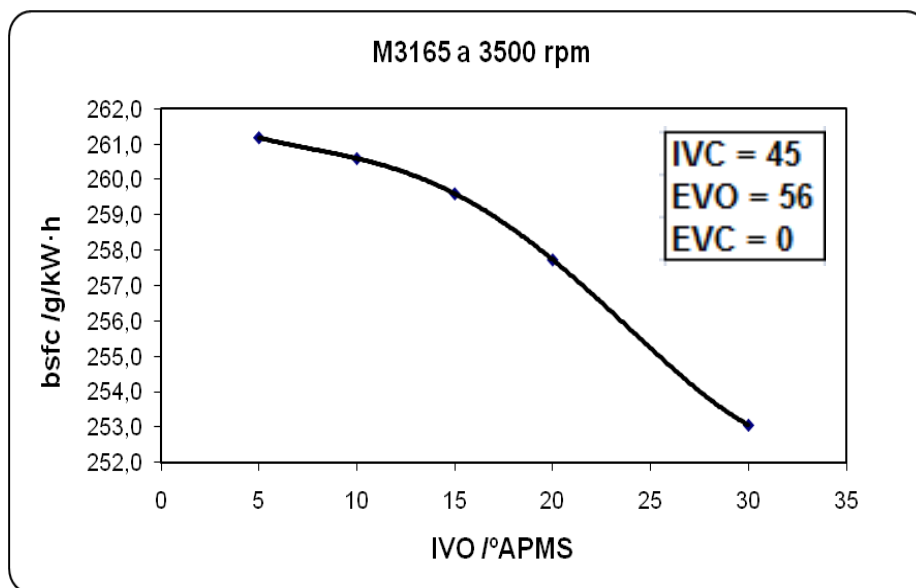


Figura 3.1 - Ângulo da abertura da válvula de admissão às 3500 rpm.

A figura 3.2 mostra a curva que representa o fecho da válvula de admissão IVC onde o ponto óptimo é 45° DPMI.

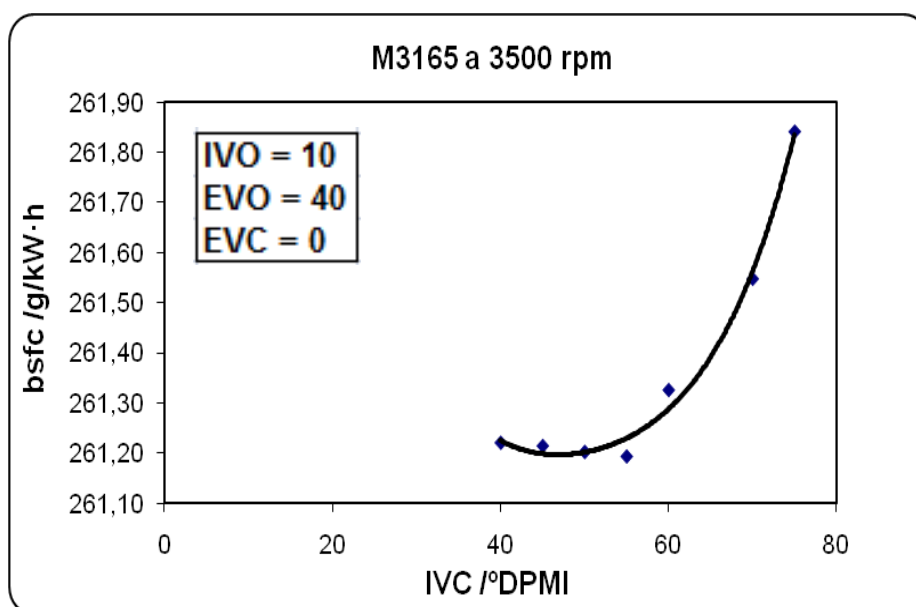


Figura 3.2 - Ângulo do fecho da válvula de admissão às 3500 rpm.

A figura 3.3 mostra a curva que representa a abertura da válvula de escape EVO onde o ponto óptimo é 55° APMI.

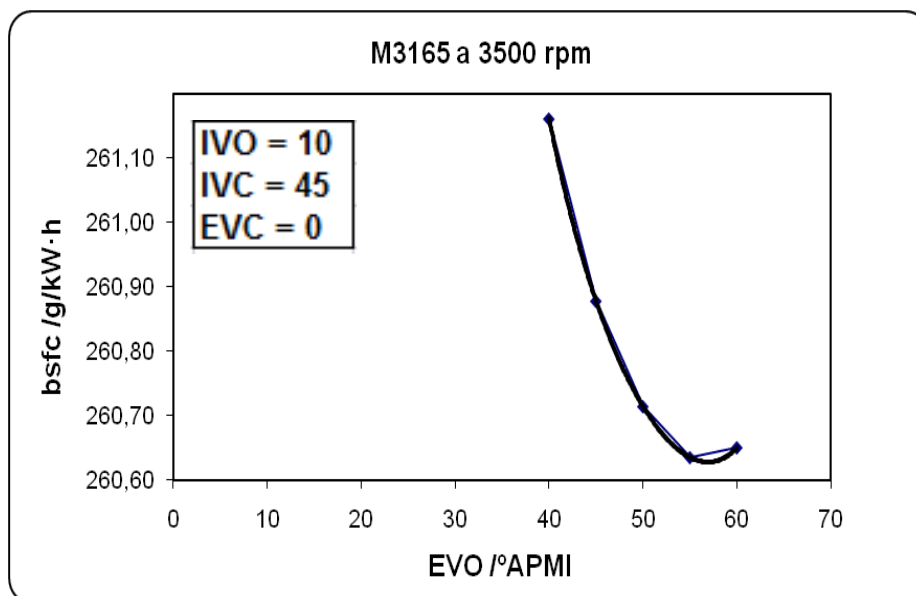


Figura 3.3 - Ângulo da abertura da válvula de escape às 3500 rpm.

A figura 3.4 mostra a curva que representa fecho da válvula de escape EVC = 0° DPMS.

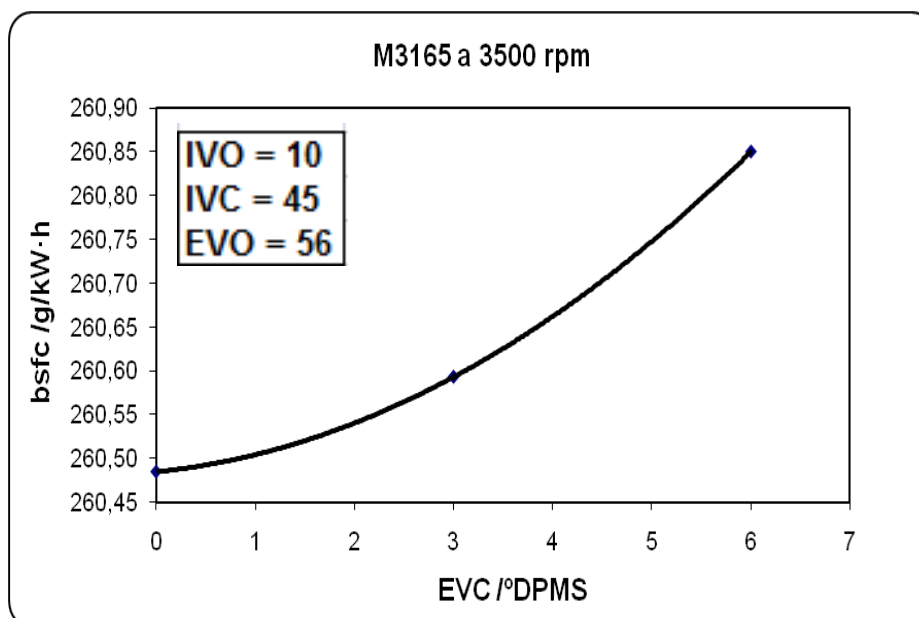


Figura 3.4 - Ângulo do fecho da válvula de escape às 3500 rpm.

3.1.2. Riqueza da mistura ar-combustível

Estudou-se a variação do consumo específico de combustível com a riqueza da mistura ar-combustível. Foram feitas várias simulações para diferentes tipos de velas de ignição e tal como mostra a figura 3.5, o ponto óptimo para qual se obtêm o mínimo consumo específico é para uma riqueza de 0,84 com uma vela de ignição NGK CR8HIX.

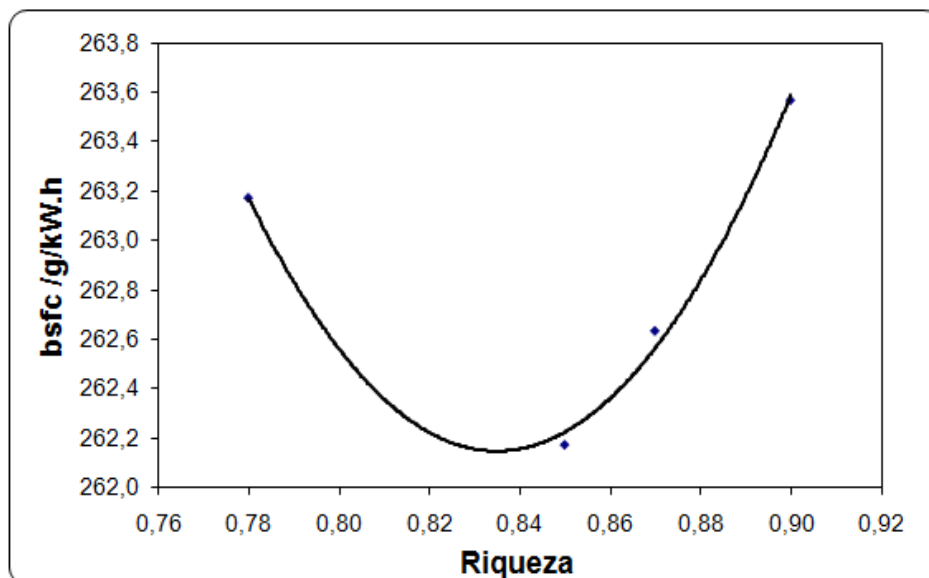


Figura 3.5 - Evolução do consumo específico de combustível com a riqueza da mistura ar-combustível prevista pela simulação às 3500 rpm.

3.1.3. Binário, potência e consumo específico de combustível ao freio com velocidade de rotação.

A figura 3.6 mostra a evolução do binário ao freio, da potência ao freio, do consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação, para a câmara de combustão com duas velas de ignição NGK CR8HIX. Essa simulação numérica como muitos outros, foram feitas para diferentes tipos e números de velas, pelo que aqui são apresentados os resultados globais mais significativos.

Pela análise da figura 3.6, pode-se verificar que quanto maior for a rotação maior será o binário e a potência do motor. Mas, em contrapartida, o consumo específico diminui com a rotação. Isto leva a concluir que o motor deve trabalhar acima das 3000 rpm, que é a

zona onde se pode retirar melhor rendimento do motor obtendo, assim, uma melhor eficiência.

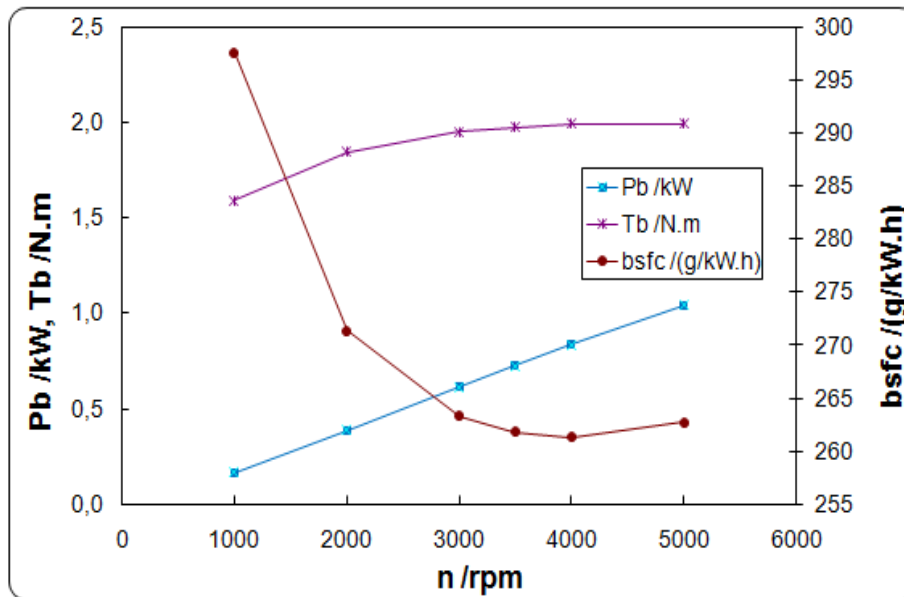


Figura 3.6 - Evolução do binário ao freio, potência ao freio, consumo específico de combustível ao freio com a velocidade de rotação com câmara de combustão com duas velas de ignição NGK CR8HIX.

3.1.4. Números e tipos de velas de ignição

Foram realizadas simulações para identificar a influência de número e tipos de velas ignição sobre desempenho do motor. A figura 3.6 mostra o resultado com câmara de combustão com duas velas de ignição NGK CR8HIX.

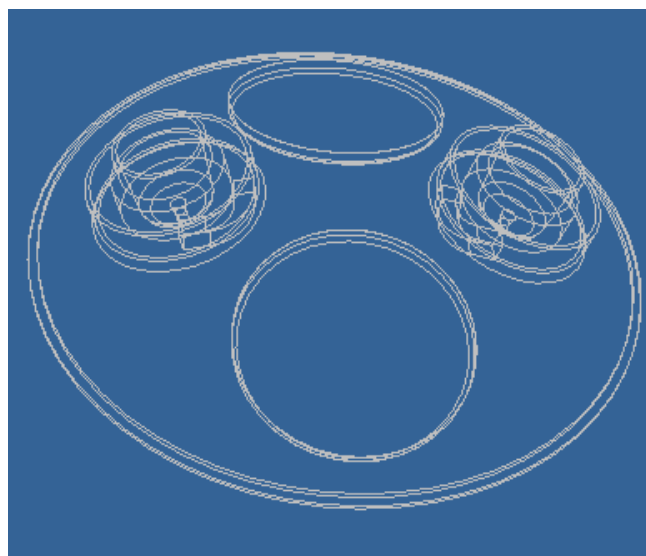


Figura 3.7 - Câmara de combustão com duas velas de ignição NGK CR8HIX.

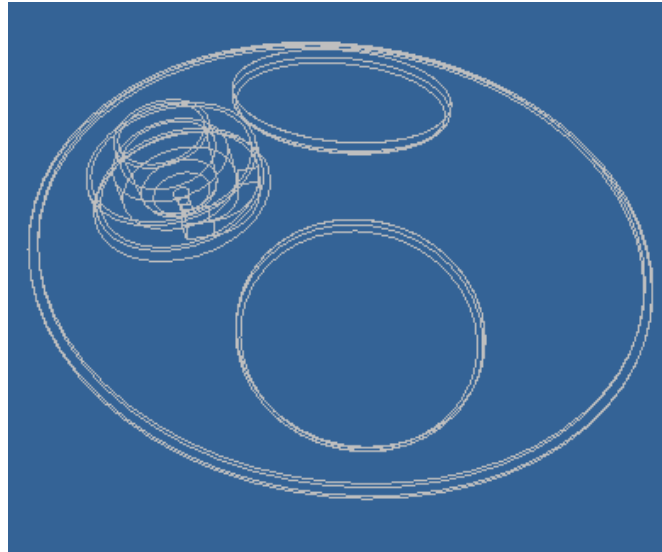


Figura 3.8 - Câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CR8HIX.

A figura 3.9 mostra o resultado com câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CR8HIX, que comparado com a figura 3.6 (resultado com câmara de combustão com duas velas de ignição) nota-se uma clara melhoria no consumo específico de combustível ao freio, binário ao freio e potência ao freio, pelo que a partir das simulações numéricas vê-se que é melhor utilizar uma vela de ignição NGK CR8HIX.

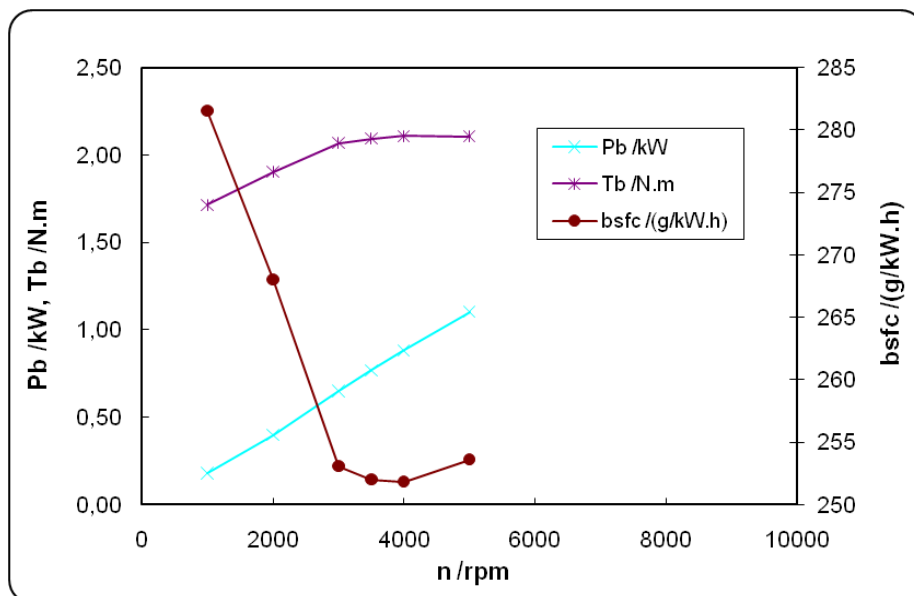


Figura 3.9 - Resultado com câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CR8HIX.

Foram também realizadas simulações para outro tipo vela de ignição, NGK CMR6H, na qual se verificou um aumento de consumo específico de combustível comparado com os

resultados da vela NGK CR8HIX. A figura 3.10 mostra o resultado com câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CMR6H.

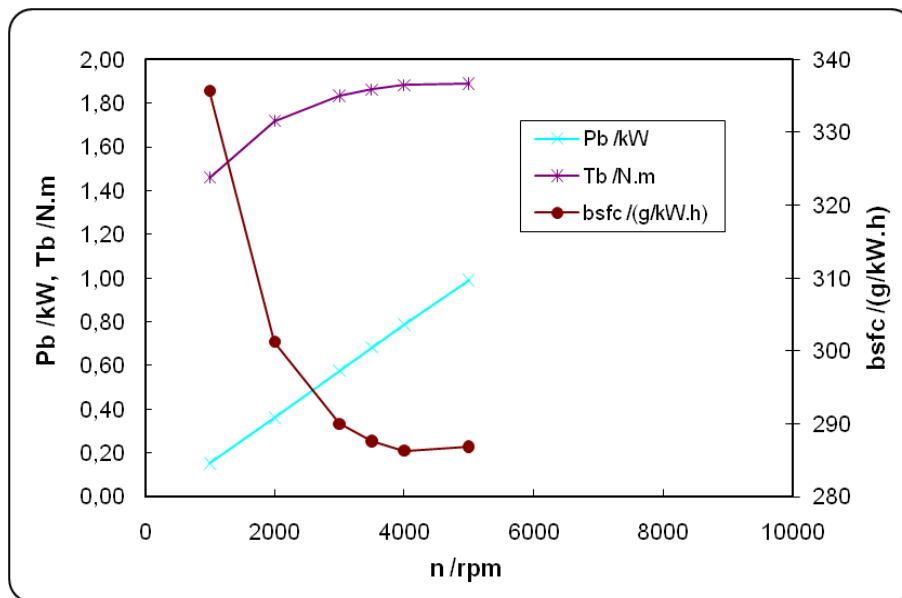


Figura 3.10 - Resultados com câmara de combustão com uma vela de ignição NGK CMR6H.

3.1.5. Temperatura da cabeça do motor e do óleo no cárter

A figura 3.11 mostra a evolução do consumo específico de combustível com a temperatura do óleo no cárter e a temperatura da cabeça do motor prevista pela simulação às 3500 rpm onde podemos ver que quanto maior for a temperatura da cabeça e maior for a temperatura do óleo menor será o consumo específico de combustível.

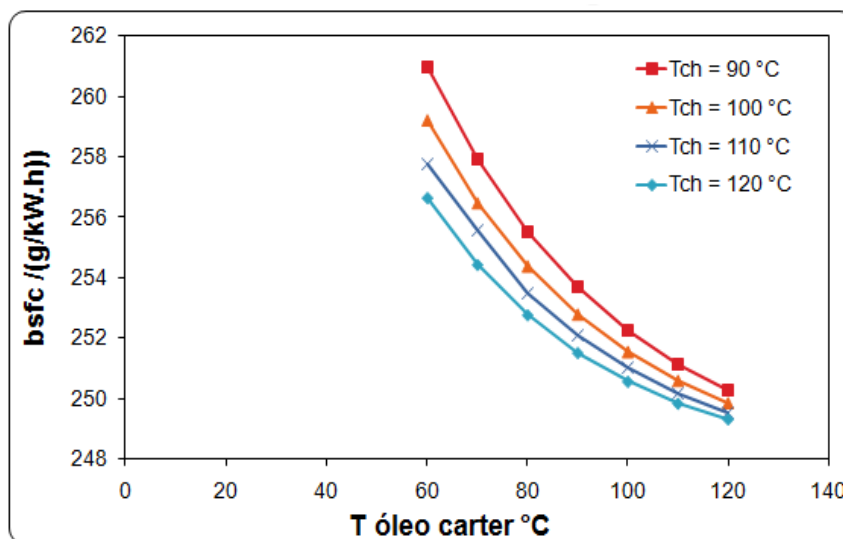


Figura 3.11 - Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura do óleo no cárter e a temperatura da cabeça do motor prevista pela simulação às 3500 rpm.

3.1.6. Área da cabeça e secção transversal do cilindro

A figura 3.12 mostra a simulação que avalia a relação entre a área da câmara de combustão A_{ch} e a área da secção transversal do cilindro A_c , sendo esta relação estabelecida através de um coeficiente $K_{ch} = A_{ch}/A_c$, onde podemos ver que quanto menor for o coeficiente K_{ch} menor será o consumo específico de combustível ao freio.

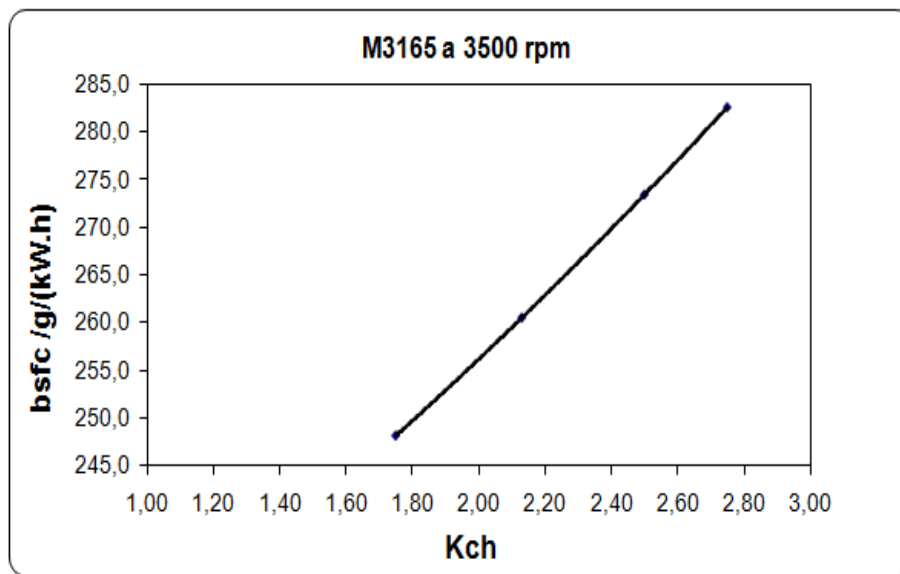


Figura 3.12 - Evolução do consumo específico de combustível com a relação entre a área da cabeça do cilindro e a área da secção transversal do cilindro prevista pela simulação às 3500 rpm.

3.1.7. Avanço de Ignição

A figura 3.13 mostra os resultados da simulação para a evolução do avanço de ignição para várias rotações.

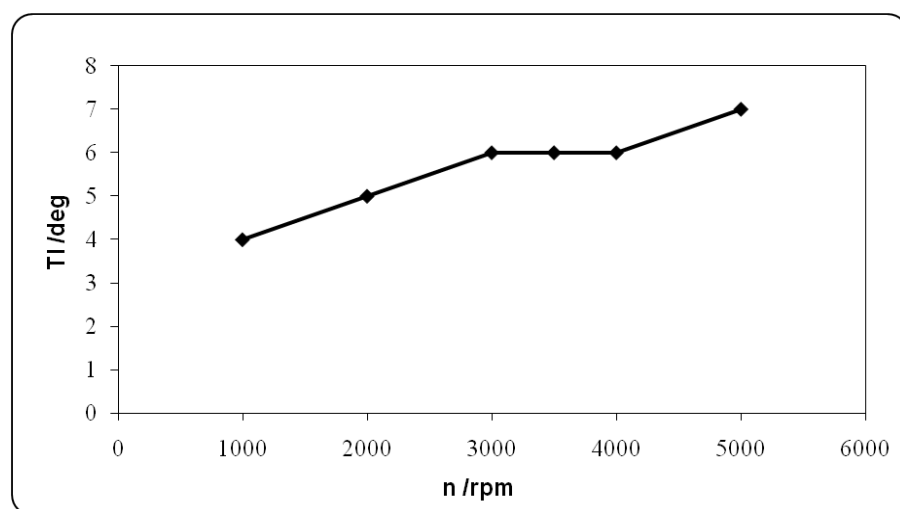


Figura 3.13 - Evolução do avanço de ignição óptimo com rotação do motor.

4. SISTEMA DE INJEÇÃO/IGNIÇÃO PROGRAMÁVEL HALTECH E6K

O sistema HALTECH E6K permite programar electronicamente a injeção e ignição em muitos tipos de motores, possibilitando a optimização do desempenho e dos consumos.

Este sistema possui uma grande versatilidade de utilização, o que lhe confere excelentes características quer ao nível didáctico e de investigação, quer ao nível do desporto automóvel.

Para além destas características, este sistema pode ser facilmente aplicado em motores mono cilíndricos, como é o caso do motor M3165.

Os principais componentes do sistema HALTECH E6K são: um microprocessador que controla a injeção e a ignição, os sensores que fornecem, informações ao microprocessador sobre o funcionamento do motor, cabos de ligação, bobina de ignição, módulo de ignição e software de controlo e programação instalado num computador pessoal.

Em seguida, será feita uma descrição mais pormenorizada de todo o sistema de injeção e ignição electrónica programável HALTECH E6K, que esteve na base do processo de optimização do consumo específico do motor, razão pela qual importa conhecer com maior detalhe de funcionamento deste sistema e dos seus componentes.

De referir, que algumas características técnicas apresentadas de seguida, referentes à parte dos componentes do sistema de injeção e ignição electrónica programável HALTECH E6K, foram adaptadas de (E6K MANUAL, 2004).

4.1. Funcionamento do sistema de injeção/ignição electrónica HALTECH E6K

De modo a que o microprocessador possa ordenar o tempo de abertura do injector e o instante de ignição, este tem de receber informação dos sensores de pressão no colector de admissão e/ou sensor de posição angular da válvula borboleta do acelerador e do sensor de posição angular da cambota sobre, respectivamente, a carga e o regime do motor.

A programação é feita através de mapas para duração do tempo de injeção e avanço do instante de ignição, em função da pressão do ar no interior do colector de admissão e da velocidade de rotação da cambota.

Assim sendo, a ECU (Unidade de Controlo Electrónico), após ter determinado o regime através do sinal proveniente do sensor de posição angular da cambota, e a carga de funcionamento do motor através dos sinais provenientes do sensor de pressão do ar no interior do colector de admissão, acede aos mapas de duração do tempo básico de abertura do injector, extraíndo o valor correspondente às condições de funcionamento do motor. Estes mapas são acedidos sobre a forma de um gráfico de barras, como se pode ver na figura 4.1 (é na altura destas barras que são feitas alterações de forma a proceder a optimização da programação) em que a duração do tempo de injeção é dada em função da pressão do ar no colector de admissão para uma velocidade de rotação da cambota fixa.

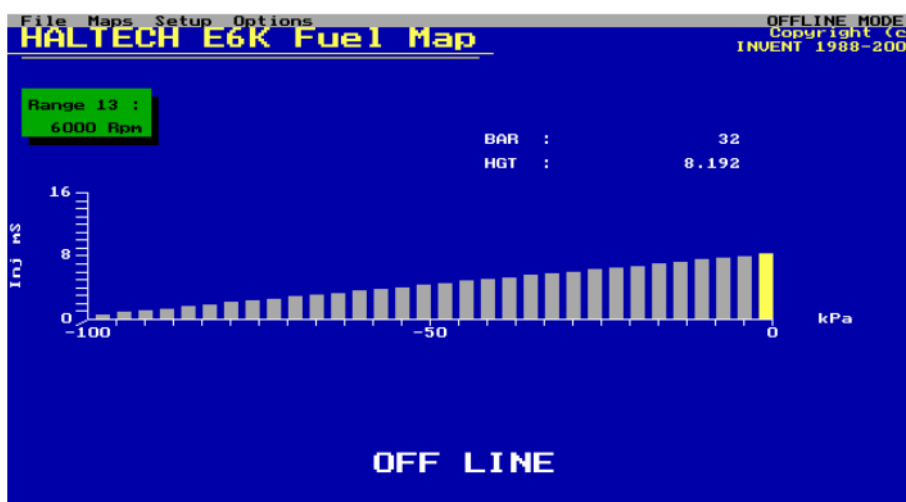


Figura 4.1 – Mapa da duração do tempo de injeção às 6000 rpm.

A barra mais importante a configurar é a correspondente à pressão no colector de admissão igual a 0 kPa, ou seja, a primeira barra a contar da direita. No entanto, convém atribuir às barras vizinhas valores que evoluam gradualmente no caso do mapa do tempo básico de injeção, para que, na possibilidade de existirem pequenas flutuações no valor da pressão, o microprocessador possa retirar informações coerentes dos mapas, isto é, se o valor absoluto da pressão subir ligeiramente, o tempo de injeção será maior, se a pressão diminuir, a quantidade de combustível necessário é menor.

O tempo básico de abertura do injector vai, ainda, ser ajustado pela ECU de acordo com o valor de vários parâmetros que indicam as condições de funcionamento do motor através dos valores medidos pelos vários sensores do motor. Estas correcções são feitas em função da temperatura do ar e temperatura do motor, se o motor está perante uma situação de arranque ou funcionamento a frio, se trata-se de uma situação transiente do motor. São também feitas correcções em função do valor da voltagem da bateria (ou fonte de alimentação, no caso de estarmos a trabalhar no banco de ensaios). A duração do tempo de abertura real do injector é determinada pela ECU, somente depois de ter em conta todas as correcções referidas.

O estabelecimento do avanço de ignição é feito de forma semelhante, só que acede-se aos mapas de ignição, como o que está na figura 4.2, em vez dos mapas de injeção.

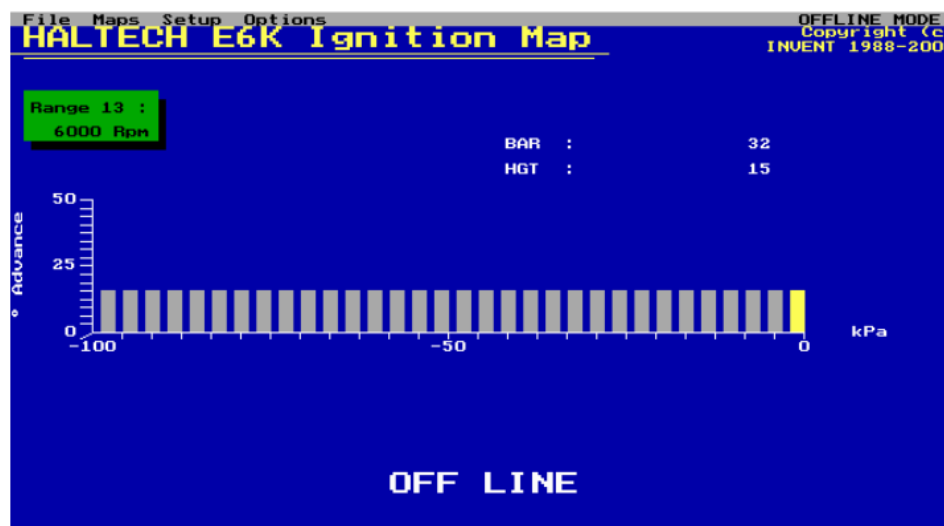


Figura 4.2 – Mapa do instante de ignição às 6000 rpm.

Para o avanço de ignição, os valores das barras devem ser todas iguais pois não é conveniente que pequenas oscilações na pressão provoquem alterações no avanço de ignição.

Todos estes mapas podem ser alterados pelo programador de modo a otimizar o sistema para que o motor também tenha um desempenho otimizado. Uma das grandes vantagens dos sistemas de injeção/ignição electrónica programável é precisamente a possibilidade de impedir que o motor exceda um determinado limite de rotações. Estes sistemas em particular, possuem a opção de corte de injeção ou ignição.

4.2. Microprocessador HALTECH E6K

A unidade de controlo electrónico (ECU) constitui o centro de todo o sistema, uma vez que recebe a informação vinda dos sensores (temperatura do ar de admissão, pressão no colector de admissão, temperatura do bloco do motor, regime do motor e posição angular da cambota, etc.) e, de seguida, por intermédio de um software controlado pelo programador, envia ordens ao injector para injectar o combustível durante um determinado tempo controlando, assim, a quantidade de combustível injectada no colector de admissão e, ainda, envia um sinal eléctrico à bobine nos instantes de ignição programados.

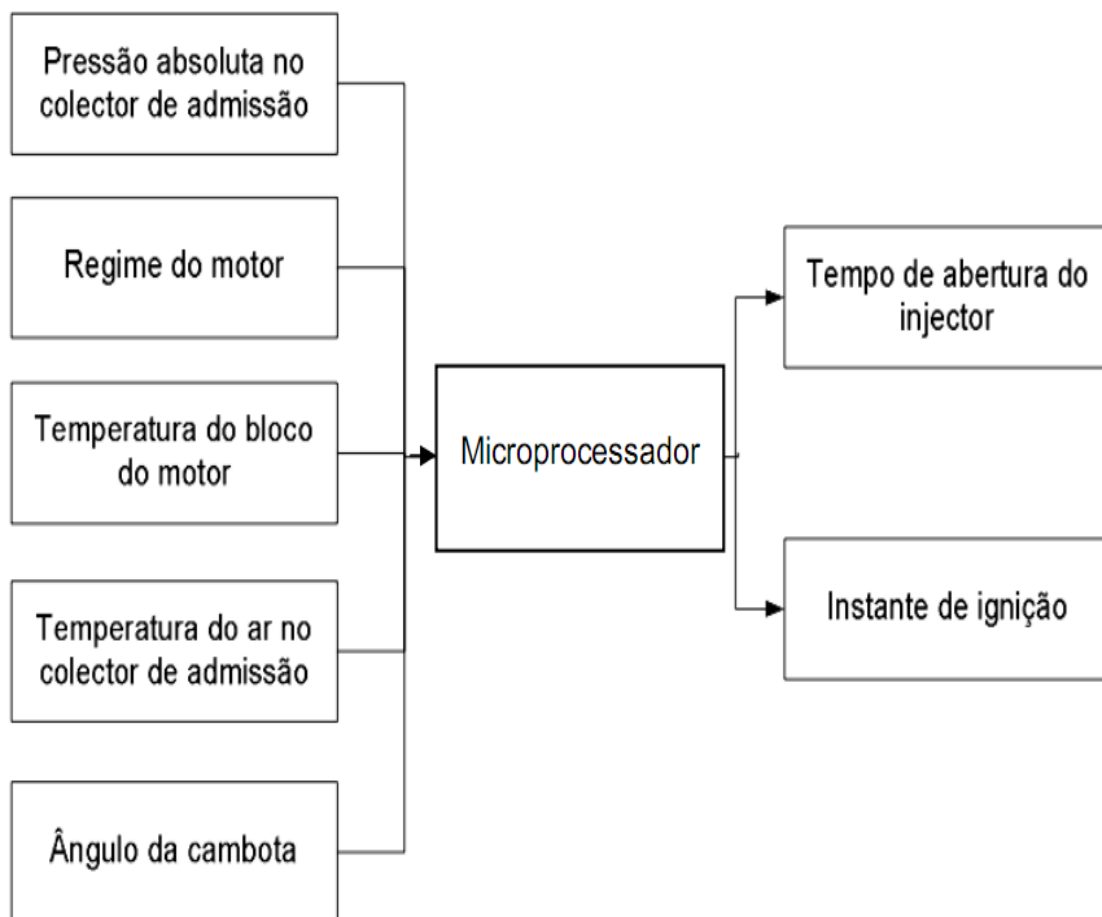


Figura 4.3 - Funcionamento do sistema HALTECH.

A programação do microprocessador faz-se com valores fixos de rotação em intervalos de 500 rpm através do controlo de mapas que apresentam a duração do tempo de

injecção e o avanço da ignição, em função da pressão do ar de admissão ou a posição angular da válvula borboleta do acelerador.

4.3. Sensores

Os sensores empregados nos motores de combustão interna são responsáveis pela informação das condições de funcionamento do motor à ECU.

4.3.1. Sensor de temperatura do motor

O sensor de temperatura do motor converte a temperatura num sinal eléctrico que é enviado para o microprocessador que, por sua vez, determina as correcções a efectuar na riqueza da mistura a ser admitida pelo motor durante o arranque e funcionamento a frio. É formado por um termistores do tipo NTC (Coeficiente de Temperatura Negativa) que diminui o valor da sua resistência quando aumenta a temperatura, agindo de maneira inversa a que se encontra instalado, portanto, quanto maior a temperatura menor será a resistência.

Uma vez que o motor M3165 está optimizado para as provas da Shell Eco-marathon, funcionando em ciclos com tempos de ligação muito curtos, estando a maior parte do tempo em prova desligado. O sensor foi colado no cárter para medir a temperatura do óleo.

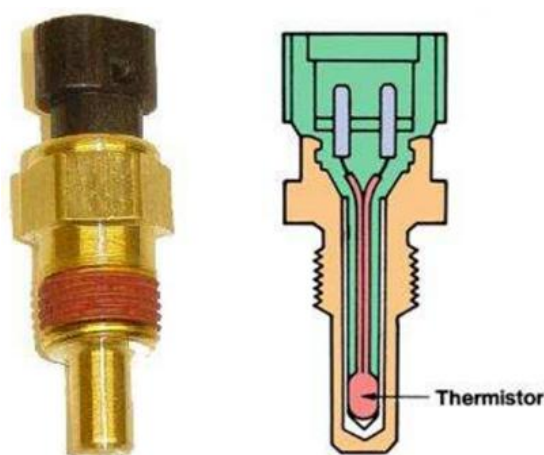


Figura 4.4 – Sensor de temperatura do motor.

4.3.2. Sensor de temperatura do ar no colector de admissão

A temperatura do ar no colector de admissão é medida através de um termistor, associando diferentes valores de tensão à variação da temperatura no elemento. O termistor utilizado possui um coeficiente negativo de temperatura (NTC) que apresenta uma variação de resistência inversamente proporcional à temperatura. Assim como no sinal de rotação, o sinal de temperatura proveniente do sensor é condicionado (amplificado e filtrado) em um circuito elaborado especificamente para esta função.

O sensor de temperatura do ar no colector de admissão é utilizado para compensar as mudanças na densidade do ar devido à mudança de temperatura do mesmo.



Figura 4.5 – Sensor de temperatura do ar no colector de admissão.

4.3.3. Sensor de pressão do ar no colector de admissão

O sensor de pressão absoluta do colector de admissão tem por função informar a unidade de controlo electrónico (ECU) sobre pressão no colector de admissão em função de carga e da velocidade de rotação do motor, ou seja, informa a pressão a que está submetido o ar aspirado pelo motor. Pressão esta chamada absoluta, uma vez que se mede a pressão atmosférica absoluta (1 bar ao nível do mar - aproximadamente).

No sistema de injeção este sensor tem um papel fundamental, visto ser responsável pela indicação da carga do motor. Com isso, a unidade de controlo pode determinar o

avanço de ignição ideal e a quantidade de combustível ou injectado no colector de admissão.

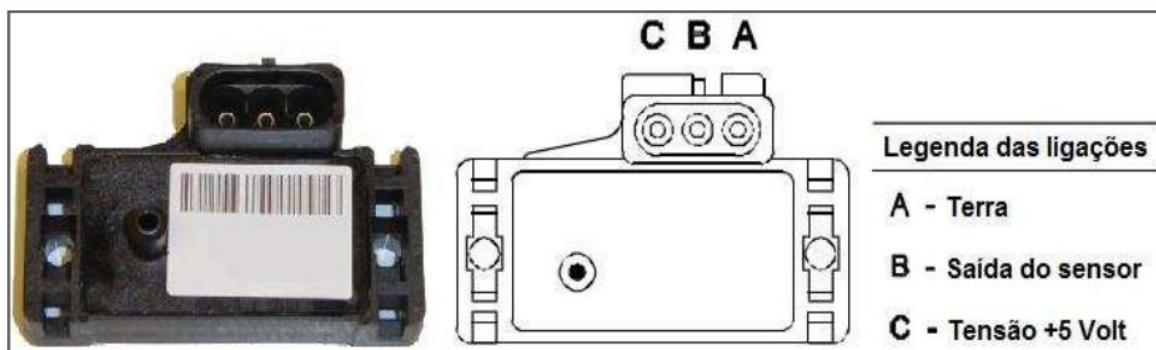


Figura 4.6 – Sensor de pressão do ar no colector de admissão.

Pode-se observar na figura apresentada que este sensor possui três terminais, sendo um de alimentação (5 volts - referência), um terra (0 volts) e um sinal (tensão variável entre 0 a 5 volts).

4.3.4. Sensor de posição angular da cambota

Este sensor permite informar o microprocessador sobre a posição que o êmbolo ocupa dentro do cilindro, de modo a que a ECU possa dar a ordem de ignição e injeção nos instantes programados. Para além disso, informa sobre o regime de funcionamento do motor.

O princípio em que se baseia este sensor é o efeito de *HALL*, em que o sensor é constituído por uma material semiconductor através do qual flui uma corrente eléctrica com uma determinada intensidade. Quando um elemento ferromagnético, colocado na polia da árvore de cames, passa junto ao sensor o circuito é interrompido verificando-se uma diminuição da tensão de saída do sensor.

No motor M3165 estão montados dois sensores deste tipo. O primeiro designado por *home*, serve para indicar à ECU que a próxima injeção/ignição são de novo no primeiro cilindro pois trata-se de um motor monocilíndrico. O segundo sensor, designado por *trigger*, serve para indicar um instante de referência a partir do qual é contado o tempo programável que estabelece o instante de ignição e o início de injeção, de acordo com a programação no software da ECU.



Figura 4.7 – Sensor de posição angular da cambota, de efeito de HALL.

4.4. Actuadores

4.4.1. Injetor

A injeção de combustível é feita por injetor de combustível (gasolina) a uma pressão de 3,4 bar. O injetor consiste num corpo de uma válvula que contém um enrolamento de solenóide, a guia da agulha da válvula e a agulha que contém a armadura do solenóide. Quando não existe nenhum fluxo de corrente através do enrolamento do solenóide, a agulha da válvula é comprimida de encontro ao seu assento por uma mola helicoidal. Na presença de um fluxo de corrente proveniente do microprocessador através do enrolamento solenóide, a agulha da válvula é levantada permitindo a injeção de combustível através do orifício de precisão. A quantidade de gasolina injectada é determinada pela duração do impulso eléctrico, para uma dada diferença de pressão entre a entrada e a saída no injetor.

1 Pino, 2 Agulha da válvula, 3 Armadura, 4 Mola de retorno, 5 Bobina indutora, 6 Conector elétrico, 7 Filtro de combustível.

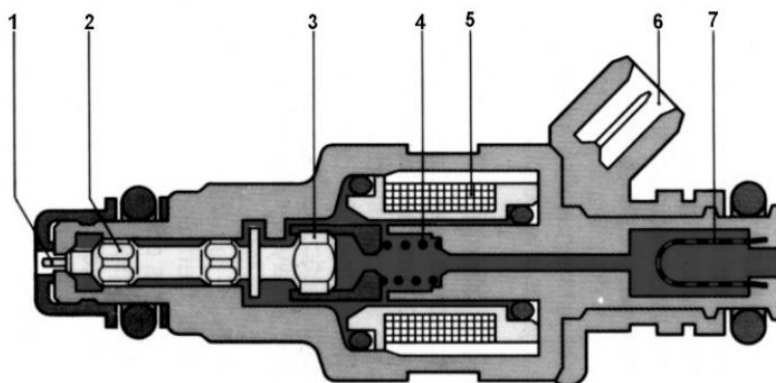


Figura 4.8 – Representação de um injetor de combustível [BOSCH (1988)].

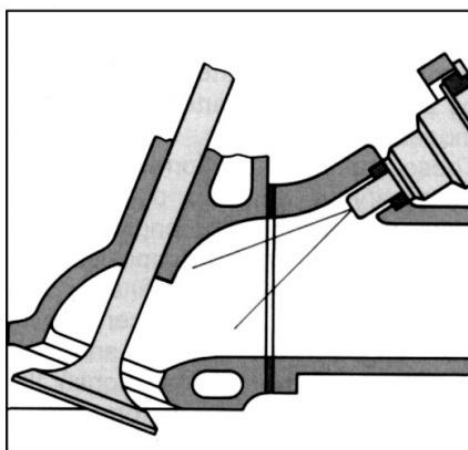


Figura 4.9 – Posicionamento dá válvula injectora com injeção indirecta [BOSCH (1995)].

4.4.2. Módulo, bobina e velas de ignição

O sistema de ignição deve ser capaz de inflamar a mistura comprimida num certo instante e de forma fiável, mesmo em fases de funcionamento transitório onde o movimento da mistura e da relação ar-combustível flutua fortemente.

A energia de ignição necessária depende fortemente da relação ar-combustível.

O sistema de ignição é constituído pelos seguintes componentes:

- **Vela de ignição.** A vela de ignição utilizada tem referência NGK CR8HIX. Esta vela foi utilizada nos ensaios e tem como função soltar a faísca para inflamar a mistura de gases comprimidos, presente na câmara de combustão.
- **Bobina de ignição,** é neste elemento que é gerada a corrente eléctrica que permite à vela de ignição soltar uma faísca. Este componente é constituído por dois enrolamentos: o primário e o secundário. Quando o enrolamento primário de baixa tensão é desligado por ordem do módulo de ignição, faz gerar um fluxo de corrente de alta tensão no enrolamento secundário que, por sua vez, o transmite à vela.
- **Módulo de ignição,** esta unidade tem capacidade de determinar quando é que se deve ligar o circuito primário, o ângulo e a duração do fecho, devendo, também, deixar decorrer o tempo necessário para que a corrente primária alcance o seu valor óptimo independentemente o regime de funcionamento do motor. Este módulo de ignição possui, ainda, um circuito de protecção incorporado que impede que a corrente no circuito primário aumente em demasia.

Esta unidade de controlo utiliza-se juntamente com uma bobine de baixa resistência primária, produzindo corrente de arranque elevada com baixas tensões na bateria, sem necessidade de resistência compensadora. O módulo de ignição utilizada tem referência: BOSCH 1 227 022 008.



Figura 4.10 – Módulo de ignição BOSCH 1 227 022 008.

5. BANCO DE ENSAIOS

Uma grande parte do trabalho realizado para a elaboração desta tese de mestrado consistiu na optimização do motor M3165 em banco de ensaios.

O referido banco de ensaios está em funcionamento no laboratório de termodinâmica no Departamento de Engenharia Mecânica da FCTUC e foi projectado, construído e melhorado ao longo de vários anos pelo Prof. Doutor Pedro Carvalheira com a colaboração de vários alunos. Desde o início do seu período de utilização, este banco de ensaios já sofreu várias modificações quer ao nível da sua configuração principal nomeadamente em relação à utilização de freios aerodinâmicos ou de uma roda de inércia, quer ao nível dos seus sistemas periféricos como é o caso da existência ou ausência de sistemas de arrefecimento ou ainda das melhorias introduzidas no sistema de medição de combustível.

O funcionamento deste banco de ensaios baseia-se na utilização de uma roda de inércia montado no veio de saída de potência do motor de forma a criar um binário resistente no motor num modo de funcionamento transitório. Este e outros aspectos relacionados com as rodas de inércia serão esclarecidos mais à frente neste relatório. Assim é possível medir o binário do motor, a velocidade de rotação no veio de saída, e o consumo específico de combustível ao freio entre outros parâmetros. Em cada ensaio estão também a ser medidas outras variáveis de operação do motor tais como a temperatura da cabeça, temperatura do óleo lubrificante no cárter, temperatura do bloco, ângulo da cambota, pressão absoluta no colector de admissão, posição do acelerador, temperatura do ar no colector de admissão, temperatura e humidade relativa do ar ambiente, etc. Toda esta informação é recolhida por um conjunto de sensores que estão ligados a várias plataformas de leitura e processamento de dados tais como um micro processador HALTECH E6K ligado ao PC com visualização num software próprio, uma placa de aquisição de dados NI PCI-6229 também conectada a outro PC que possui uma interface desenvolvida em LabView, um sensor OMEGA LCF-25 com interface visual, um termómetro digital, um higrómetro digital e um cronómetro também digital.

De seguida apresenta-se uma esquematização gráfica do banco de ensaios e os seus componentes.

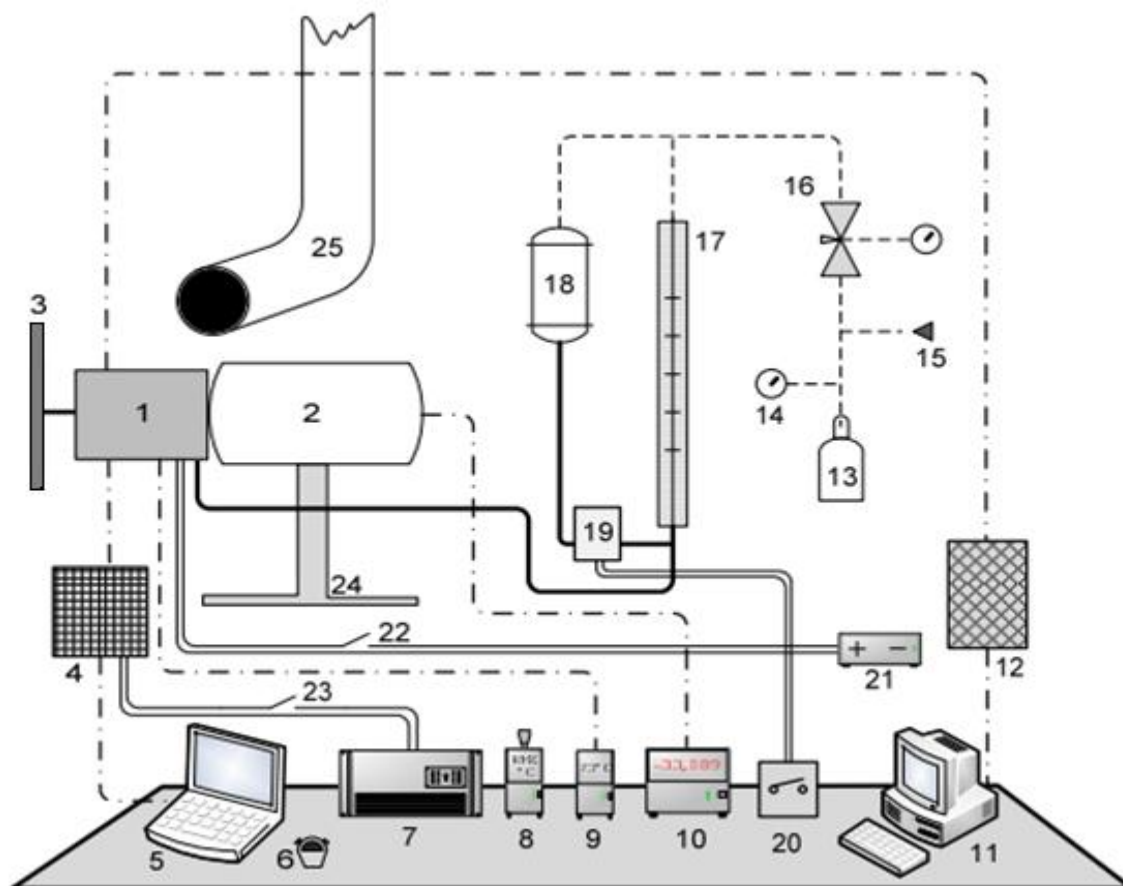


Figura 5.1 – Representação dos componentes do banco de ensaios.

Legenda:

- | | |
|---------------------------------------|--------------------------------------|
| 1- Motor M3165 | 15- Válvula de entrada de pressão |
| 2- Sensor de binário | 16- Regulador de pressão |
| 3- Freio de inércia | 17- Bureta |
| 4- Microprocessador (ECU) HALTECH E6K | 18- Reservatório de combustível |
| 5- Computador com software E6K V6.34 | 19- Válvula de abertura eléctrica |
| 6- Cronómetro digital | 20- Interruptor eléctrico |
| 7- Fonte de alimentação 12 V | 21- Bateria 12V |
| 8- Higrómetro/Termómetro digital | 22- Interruptor do motor de arranque |
| 9- Termómetro digital | 23- Interruptor da centralina |
| 10- Mostrador do sensor de binário | 24- Apoio metálico do banco |
| 11- PC com interface em LabView | 25- Tubo de extração de gases |
| 12- Placa de aquisição de dados | |
| 13- Reservatório de ar comprimido | |
| 14- Indicador de pressão | |
-
- | | |
|--|-------------------------------|
| | Tubo de combustível |
| | Cabos eléctricos |
| | Cabos de transmissão de dados |
| | Linha de pressão |

O banco de ensaios está equipado com um conjunto de sensores referenciados no capítulo quatro desta tese. Estes sensores medem todas as variáveis importantes de funcionamento do motor: binário ao freio, velocidade de rotação da cambota e várias temperaturas. Estes equipamentos estão ligados a uma placa de aquisição de dados e ligada a um PC com uma interface em *Labview* onde se pode visualizar todas as variáveis medidas.

A medição da velocidade de rotação do motor é feita através de um sensor, constituído por um material semiconductor através do qual flui uma corrente eléctrica com uma determinada intensidade.

A medição de temperaturas: cabeça do motor e óleo de lubrificação no cárter é feita através de termopares e a medição da temperatura de ar ambiente é feita através do termómetro digital.

O caudal volúmico de combustível consumido pelo motor é medido dividindo um volume de combustível pré-estabelecido pelo tempo que o motor demora a consumi-lo.

A bureta graduada de 0 a 0,7 mL, utilizada tem uma capacidade máxima de 1 mL, com resolução de 0,01 mL.

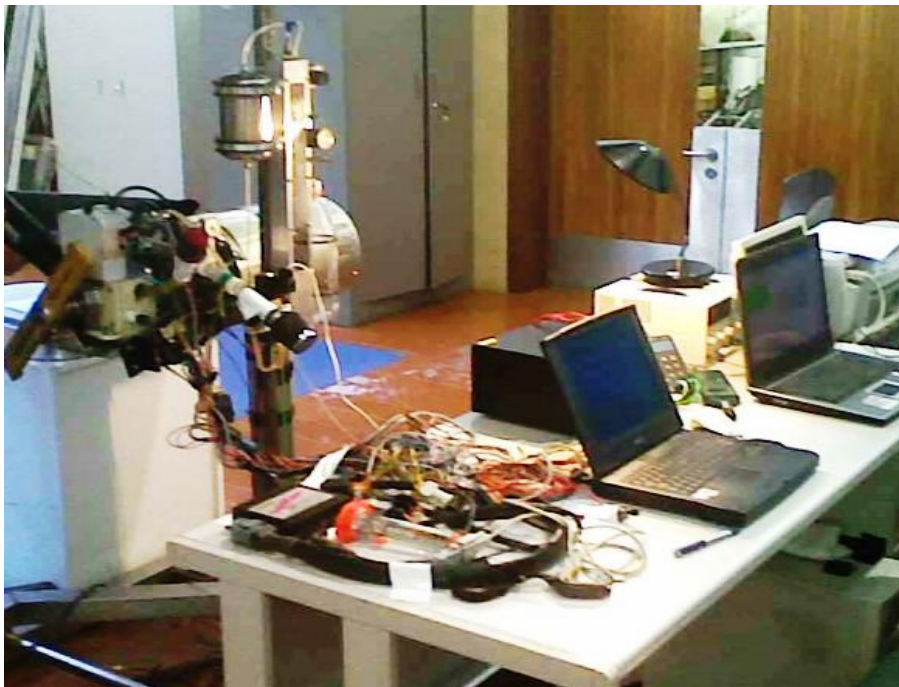


Figura 5.2– Fotografia do banco de ensaios.

6. ESTRATÉGIA DE OPTIMIZAÇÃO

Para obter um bom desempenho, o motor deve ser otimizado nas mesmas condições transitórias que aquelas que são encontradas durante a competição.

A distância percorrida na prova corresponde a oito voltas ao circuito, menos a distância entre a linha de partida e de chegada. O perímetro do circuito é de 3200 m, e a distância entre a linha de partida e a meta é de 115 m. A distância total percorrida na prova é dada pela equação (1).

$$d_{prova} = \sum_{k=1}^8 d_{volta,k} = 7 \times 3200 \text{ m} + (3200 - 115) \text{ m} = 25485 \text{ m} \quad (1)$$

O desempenho do veículo na competição é calculado dividindo a distância percorrida pelo veículo durante a prova pelo volume de combustível a uma temperatura de referência igual a 15 °C correspondente à massa do combustível consumido durante a prova e é dada pela equação (2).

$$P[\text{km/L}] = \frac{d_{prova}[\text{m}] \rho_f(T_0)[\text{kg/m}^3]}{m_{f,prova}[\text{kg}] \times 10^6} \quad (2)$$

A massa de combustível consumido durante uma prova corresponde à soma da massa de combustível consumido em todas as vezes que o motor é ligado, e é dada pela equação (3). E_1 representa a energia mecânica produzida no eixo de saída da embraiagem centrífuga do motor na primeira ligação do motor e o $bsfc_1$ é o consumo específico de combustível ao freio para a mesma ligação. $E_{2,1}$ é a energia mecânica produzida no eixo de saída da embraiagem centrífuga do motor na primeira fase de uma ligação normal do motor que corresponde a uma aceleração de 0-3000 rpm e o $bsfc_{2,1}$ é o consumo específico de combustível ao freio do motor para a primeira fase da ligação do motor. $E_{2,2}$ é a energia mecânica produzida no eixo de saída da embraiagem centrífuga do motor na segunda fase da ligação do motor ou seja quando o motor acelera de 3000 para 4400 rpm, e o $bsfc_{2,2}$ é o consumo específico de combustível ao freio para a segunda fase de uma ligação normal do motor.

$$m_{f,prova} = \frac{E_1[\text{J}] bsfc_1[\text{g/kW} \cdot \text{h}]}{3600} + \sum_{j=1}^{23} \left(\frac{E_{2,1}[\text{J}] bsfc_{2,1}[\text{g/kW} \cdot \text{h}]}{3600} + \frac{E_{2,2}[\text{J}] bsfc_{2,2}[\text{g/kW} \cdot \text{h}]}{3600} \right) \quad (3)$$

Nesta competição, para se conseguir uma elevada eficiência energética dos veículos, estes são operados no modo start-stop. Numa volta típica o motor é ligado entre 1 a 5 vezes e cada vez que o motor é ligado demora entre 2s a 10s.

A melhor estratégia é escolhida por cada equipe de acordo com as características do seu veículo, a topologia do circuito e as condições atmosféricas presentes durante a competição. Durante o tempo que o motor está ligado, a sua operação é transitória, com a velocidade do motor a aumentar à medida que aumenta a velocidade do veículo.

Para otimizar a eficiência de combustível do motor no modo transitório, foi necessário recorrer ao mecanismo de uma carga com um momento de inércia equivalente à inércia do veículo e com um binário aerodinâmico equivalente à força de arrasto aerodinâmico aplicado no veículo. A Tabela 6.1 resume as características importantes do veículo necessárias para calcular o momento de inércia equivalente à inércia do veículo e a binário aerodinâmico no veio de saída de potência do motor equivalente à força de arrasto aerodinâmico do veículo.

Massa do veículo, m_v /kg	88.0
Diâmetro da roda, D_r /m	0.474
Momento de inércia da roda dianteira esquerdo, I_{r1} /kg.m ²	6.10E-2
Momento de inércia da roda dianteira direita, I_{r2} /kg.m ²	6.10E-2
Momento de inércia da roda traseira, I_{r3} /kg.m ²	6.08E-2
Momento de inércia da roda accionada da segunda fase, I_4 /kg.m ²	4.835E-4
Momento de inércia do eixo intermediário, I_{ia} /kg.m ²	6.516E-4
Massa de correia de transmissão da segunda fase, $m_{b,34}$ /kg	55.1E-3
Raio da roda motriz do segundo estágio, r_3 /m	23.873E-3
Relação de transmissão da segunda fase, i_{34}	2.400
Momento de inércia da roda motriz do primeiro estágio, I_1 /kg.m ²	4.683E-4
Massa da correia de transmissão da primeira fase, $m_{b,12}$ /kg	14.4E-3
Raio da roda motriz do primeiro estágio, r_1 /m	16.711E-3
Relação de transmissão, i_{tr}	10.629
Eficiência do Sistema de transmissão, η_{tr}	0.97
Coefficiente de arrasto aerodinâmico do veículo, C_d	0.118
Área frontal do veículo, A_f /m ²	0.260
Massa volúmica do ar, ρ_{ar} / (kg/m ³)	1.225

Tabela 6.1 - características do veículo

O momento de inércia montado no eixo de saída do motor, equivalente à inércia do veículo, é dado pela equação (4).

$$I_{eq} = \frac{\left(m_v \left(\frac{D_r}{2} \right)^2 + (I_{r1} + I_{r2} + I_{r3}) + (I_{ia} + m_{b,34} r_3^2) i_{34}^2 + (I_1 + m_{b,12} r_1^2) i_{tr}^2 + I_4 \right)}{i_{tr}^2 \eta_{tr}} \quad (4)$$

Para as características do veículo indicados na Tabela 6.1 $I_{eq} = 4.730E-2 \text{ kg.m}^2$.

7. OPTIMIZAÇÃO EM BANCO DE ENSAIOS

Depois de efectuadas numerosas simulações numéricas do funcionamento do motor foram identificadas as variáveis de operação e de projecto que mais influenciavam o consumo específico de combustível do motor e foram essas variáveis que foram estudadas nos ensaios experimentais de forma a obter a configuração óptima do motor para participar na *European Shell Eco-marathon 2010* e na *Shell Eco-marathon Youth Challenge UK 2010*. Este ano foi, ainda, utilizado um novo método de teste experimental do motor em que o mesmo é testado em condições transitórias muito semelhantes aquelas a que o motor está submetido na prova da *Shell Eco-marathon*.

7.1. Rodas de inércia

A utilização de uma roda de inércia permitiu testar o motor na fase de arranque, e nas fases de transição para as rotações baixas em arranques normais de 0-3000 rpm bem como para rotações mais elevadas 3000-4400 rpm.

Os ensaios foram feitos em condições muito próximas àquelas em que o carro estaria sujeito na pista, ou seja, em regime transitório. Assim sendo, foi utilizada duas rodas de inércia, uma com momento de inércia equivalente ao momento de inércia total do veículo para acelerações transitórias de 3000 às 4400 rpm e outro com um momento inércia equivalente ao momento de inércia do sistema de transmissão para uma aceleração de 0-3500 rpm.

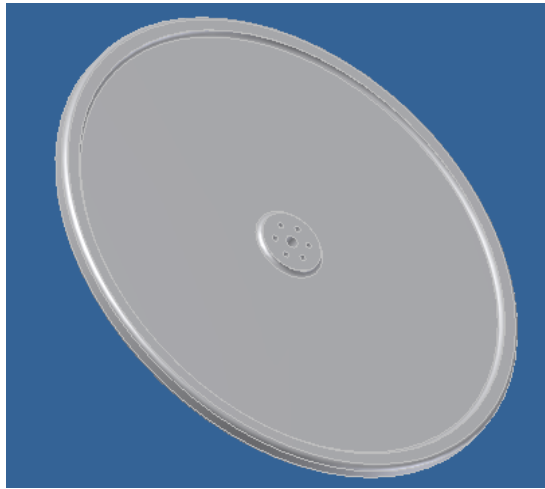


Figura 7.1 – Roda de inércia com momento de inércia equivalente ao momento de inércia total do veículo, desenhada em Autodesk inventor 2009.



Figura 7.2 – Roda de transmissão com momento de inércia equivalente ao momento de inércia do sistema de transmissão, desenhada em Autodesk 2009.

7.2. Preparação do banco de ensaios

A preparação do banco de ensaios para a realização dos testes de optimização do motor, seguiu a seguinte ordem de etapas:

- 1) Instalar o motor no banco de ensaios;
- 2) Ligar o sensor de binário, uma vez que este deverá ser ligado uma hora antes da realização de qualquer ensaio ou calibração, para que este estabilize o valor indicado no seu mostrador;

- 3) Encher o depósito do combustível com quantidade adequada ao número de ensaios que se pretende realizar;
- 4) Pressurizar o sistema de alimentação de combustível;
- 5) Ligar os computadores, a fonte de alimentação do microprocessador, a bateria de alimentação do motor de arranque;
- 6) Ligar o termómetro digital que lê a temperatura da cabeça do motor;
- 7) Proceder quando necessário à calibração do sensor de binário;
- 8) Ligar o cabo de série que estabelece a ligação entre o microprocessador e o computador onde está o software que permite fazer alterações nos mapas do motor e que fornece a informação sobre os parâmetros de funcionamento do motor;
- 9) Ligar o higrómetro digital e preparar o cronómetro;
- 10) Pré-aquecer o motor até a temperatura ideal;
- 11) Lubrificar a cabeça do motor;
- 12) Ligar o sistema de extracção de fumos;
- 13) Escolher o freio aerodinâmico ou roda de inércia em função do tipo de ensaios que se pretende realizar;
- 14) Ligar o motor e executar os ensaios de optimização, registando os vários parâmetros numa folha de cálculo para futuro tratamento de dados.

7.3. Medição experimental da massa volúmica de combustível

7.3.1. Descrição da montagem experimental

Para a correcta medição da massa volúmica do combustível são necessários os seguintes materiais e instrumentos:

- Bureta NORMAX ISO A 0-10,0/0,05 mL;
- Balança digital AND EK-200G, 200g/0,01g;
- Cronómetro digital CASIO HS-5;

- Termómetro digital HANNA Checktemp1 (medição da temperatura do combustível);
- Termómetro/Higrómetro digital TES 1360 (medição da temperatura e humidade relativa do ar);
- 25 mL de combustível;
- Esguicho de 250 mL;
- Recipiente com um volume de 20 mL;
- Recipiente com volume de 250 mL, para guardar o combustível após a medição.

7.3.2. Procedimento experimental

Na determinação da massa volúmica do combustível procedeu-se da seguinte forma, pela ordem apresentada:

- Nivelar a balança digital;
- Colocar o recipiente na balança e reposição desta a zero;
- Encher a bureta com o combustível até ao zero da escala da bureta;
- Medir a temperatura de bolbo seco e da humidade relativa do ar (termómetro/higrómetro digital TES 1360), e registo das mesmas;
- Deixar escoar o combustível da bureta para o recipiente colocado na balança;
- Parar o escoamento na bureta de modo a que a superfície livre do combustível pare entre os 9,0 e os 10,0 mL da escala desta, e medir o tempo de escoamento do combustível com o cronómetro CASIO HS-5;
- Registar o valor da massa de combustível, m_1 , indicado na balança digital, que se escoou da bureta;
- Após passar um tempo igual ao tempo de escoamento do combustível da bureta para o recipiente sobre a balança, registar o valor da massa de combustível, m_2 , indicado na balança digital;
- Registar o volume de combustível escoado da bureta para o recipiente colocado na balança, V_f ;
- Medir a temperatura do combustível no recipiente colocado na balança (termómetro digital HANNA Checktemp1), e registo da mesma;
- Repetir o procedimento sete vezes (usualmente um mínimo de cinco vezes);

- Calcular a massa volúmica do combustível com base nos valores de m_1 , m_2 e do volume do combustível, V_f , que se escoou da bureta, para cada uma das sete medições efectuadas, utilizando a equação (5):

$$\rho_f [\text{kg/m}^3] = \frac{m_1 [\text{g}] + (m_1 - m_2) [\text{g}]}{V_f [\text{mL}]} \cdot 10^3 \quad (5)$$

- Calcular a média da amostra das sete medições e o respectivo desvio padrão da população, estimado σ_{n-1} ;
- Apresentar o valor médio da medição da massa volúmica com mais uma tolerância para definir um intervalo de massa volúmica, com um grau de confiança de 95 %.

Os resultados obtidos após a realização experimental segundo o procedimento apresentado, encontram-se em ANEXO desta tese. Para Gasolina SHELL Formula sem Chumbo 95. I.O. R.M.

7.4. Sistema pressurizado de medição de combustível

Este circuito foi projectado e concebido pelo Professor Doutor Pedro Carvalheira e funciona de uma forma muito simples.

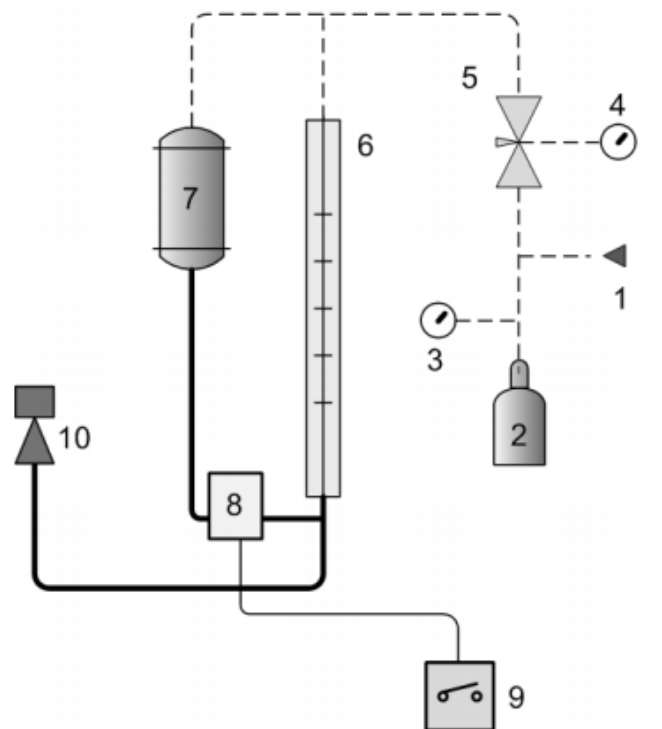


Figura 7.3 – Representação esquemática do sistema de medição de combustível utilizado no banco de ensaios.

Inicialmente introduz-se o combustível no reservatório (7), depois pressuriza-se através da válvula anti-retorno (1) até atingir a pressão desejada que neste caso é de 5 bar. Seguidamente ajusta-se o valor da pressão de uma forma mais rigorosa no regulador de pressão (5) até aos 3,4 bares. O ar comprimido fica assim armazenado no circuito e no reservatório (2) que não mais é o que uma garrafa de refrigerante em *polyethylene terephthalate* (PET).

Para encher a bureta (6) com combustível, basta abrir a válvula eléctrica (8) através do seu interruptor (9) permitindo que o combustível desça do depósito (7) e suba pela bureta. A válvula (8) deve ser fechada quando o diagrama da coluna de combustível coincidir com a marcação do zero na bureta. Se a válvula (8) não fosse fechada o

combustível iria subir até atingir o nível de combustível que se encontra no depósito (7), facto este que não é desejável.

Uma vez o sistema pressurizado e a bureta cheia, podem iniciar-se os testes no banco de ensaios, estando assim o injector (10) em condições de injectar o combustível a pressão desejada.

7.5. Metodologia da realização dos ensaios de optimização do motor M3165

O procedimento seguido para a optimização dos tempos de injeção e do avanço de ignição para cada rotação de funcionamento do motor, realizou-se sempre no sentido de minimizar o consumo específico de combustível. Este ano foi utilizado um novo método de testes experimental do motor em que o mesmo é testado em condições transitórias muito semelhantes a que o motor está submetido nas provas da *Shell Eco-marathon*.

Para obter o melhor desempenho do veículo, foram utilizadas duas configurações para os testes. Na primeira configuração foi montada uma roda no eixo de saída do motor com uma inércia equivalente à inércia do sistema de transmissão. Na segunda configuração foi montada uma roda no eixo de saída do motor com uma inércia equivalente à inércia total do veículo.

7.5.1. Ensaios com roda de inércia

Os primeiros ensaios foram iniciados utilizando os mapas do tempo de injeção e de avanço de ignição que já tinham sido configurados anteriormente servindo apenas de base para ensaios seguintes.

Uma vez cumprida a preparação do banco de ensaios e com a roda de inércia já montada, que permitirá otimizar a uma determinada rotação, dá-se então início aos testes começando por encher a bureta com gasolina até à marca do zero.

Escolhe-se um determinado valor de tempo de injeção no mapa da figura 4.1 para a rotação pretendida. Normalmente começa-se por utilizar valores de tempo de injeção mais elevados e, de seguida, vai-se diminuindo esses tempos avaliando sempre o consumo específico ao freio.

Para cada valor de tempo de injeção escolhido realizam-se vários ensaios, para que o valor de consumo obtido possa ser uma média desses ensaios.

Para ensaios com rotações mais elevadas 3000-4400 rpm foi utilizado um berbequim que ajuda a levar o motor a rotações próximas do limite inferior do intervalo de medição (2400 rpm) e de, seguida, após atingir a velocidade desejada, tira-se o berbequim e no mesmo instante liga-se o motor.

Em cada ensaio são medidas as seguintes variáveis:

- Temperatura do ar T_{ar} [°C];
- Humidade relativa RH [%];
- Volume de combustível consumido ΔV_f [mL];
- Pressão atmosférica P_{atm} [Pa];
- Temperatura do óleo no cárter T_{cool} [°C];
- Temperatura da cabeça no início e no fim do ensaio, T_{icab} , T_{fcab} [°C];
- Avanço de ignição $T.I.E6K$ [°APMS];
- Tempo de injeção t_{inj} [ms]

Uma vez medidas as variáveis, estas são registadas numa folha de cálculo de modo a serem tratadas e calculadas as seguintes variáveis específicas:

O consumo específico de combustível ao freio, bsfc, em [g/kW·h], é dado pela equação (6) onde ρ_f é a massa volúmica do combustível em [kg/m³], V_f é o volume de combustível consumido no teste em [mL] e E é a energia mecânica produzida durante o teste.

$$\text{bsfc} = \frac{3600\rho_f V_f}{E} \quad (6)$$

¹ A pressão atmosférica no local do ensaio (Laboratório Termodinâmica do DEM-FCTUC) é calculada a partir da pressão atmosférica medida num local próximo do local do ensaio (Aeródromo de Cernache), com base na massa volúmica do ar e na diferença de altitude entre o local próximo do local do ensaio e a altitude no local do ensaio.

O combustível utilizado nos testes foi a gasolina sem chumbo IO 95 R.M. A massa volúmica do combustível foi medido experimentalmente e o seu valor foi corrigido para $T_0 = 15^\circ \text{C}$. O valor obtido foi de $740,62 \text{ kg/m}^3$ para um nível de confiança de 95%.

A energia mecânica produzida pelo motor durante o teste no eixo de saída da embraiagem centrífuga, E , em J, é dada pela equação (7).

$$E = \int_0^t T d\theta \quad (7)$$

Onde T é o binário no eixo de saída da embraiagem centrífuga em [N.m] e θ é o ângulo de rotação do eixo de saída da embraiagem centrífuga em [rad].

$d\theta$ é dado pela equação (8).

$$d\theta = \omega dt \quad (8)$$

T é dado pela equação (9).

$$T = T_{aero} + T_{inércia} \quad (9)$$

O binário desenvolvido pelo motor corresponde à soma das duas componentes é dado pela Eq. (9): onde T_{aero} é o binário aerodinâmico da roda de inércia e $T_{inércia}$, é o binário para acelerar a roda de inércia.

T_{aero} é dado pela Eq. (10).

$$T_{aero} = \frac{\rho_a}{1,2} (k_2 \omega^2 + k_1 \omega) \quad (10)$$

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} \quad (11)$$

As constantes k_1 e k_2 foram determinadas experimentalmente para uma massa volúmica do ar de $1,2 \text{ kg/m}^3$ e os seus valores para as duas rodas de inércia são apresentados na Tabela 7.1

Inércia das rodas e sua fixação	$I_r / \text{kg.m}^2$	$I_{rf} / \text{kg.m}^2$	$k_1 / (\text{N.m.s/rad})$	$k_2 / (\text{N.m.s}^2/\text{rad}^2)$
Roda com inércia equivalente à do veículo	4.829E-2	4.967E-4	4.586E-5	1.520E-6
Roda com inércia equivalente ao sistema de transmissão	2.129E-5	4.907E-4	3.350E-5	0

Tabela 7.1 - Momento de inércia e características aerodinâmicas da fixação das rodas.

$T_{inércia}$ é dado pela equação (12).

$$T_{inércia} = (I_r + I_{rf})\gamma \quad (12)$$

Onde I_r é o momento de inércia da roda de inércia e I_{rf} é a soma do momento de inércia da fixação da roda de inércia à embraiagem centrífuga e do momento de inércia do copo da embraiagem centrífuga e os valores é dado na tabela 7.1.

A aceleração angular da roda de inércia γ em $[\text{rad/s}^2]$ é dada pela equação (13) onde ω é a velocidade angular da roda de inércia em $[\text{rad/s}]$ e t é o tempo em segundos.

$$\gamma = \frac{d\omega}{dt} \quad (13)$$

O rendimento de conversão do combustível, $\eta_{f,b}$ é dado pela equação (14), onde $bsfc$ é o consumo específico de combustível ao freio dada pela equação (6), em $[\text{g/kWh}]$ e Q_{HV} é o poder calorífico inferior a pressão constante do combustível, em $[\text{MJ/kg}]$.

$$\eta_{f,b} = \frac{3600}{bsfc[\text{g/kW.h}] \cdot Q_{HV}[\text{MJ/kg}]} \quad (14)$$

O valor médio de Q_{HV} indicado pela Shell para a gasolina utilizada é de $42,9 \text{ MJ/kg}$.

8. RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA OPTIMIZAÇÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos experimentalmente, para as optimizações efectuadas.

8.1. Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura do óleo no cárter

A figura 8.1 mostra a evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura de óleo lubrificante do motor no cárter, em acelerações transitórias de 3000 rpm para 4400 rpm, com o motor a acelerar uma massa em rotação com um momento de inércia equivalente ao momento da inércia total do veículo. Pode-se ainda observar na figura 8.1 que o consumo específico de combustível ao freio diminui com a temperatura de óleo de 69 °C à 87 °C em que a temperatura de óleo óptimo é de 87 °C.

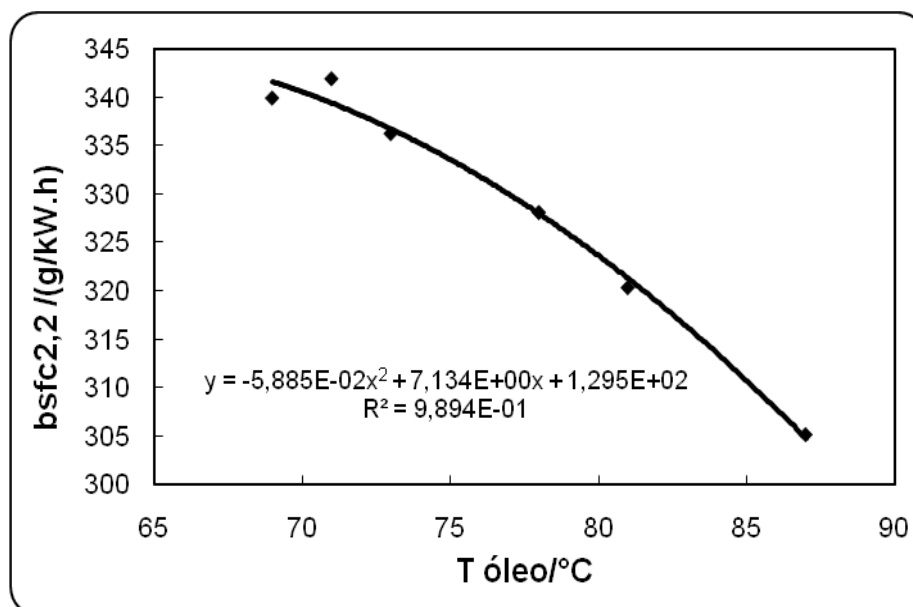


Figura 8.1 – Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura do óleo lubrificante do motor no cárter.

8.2. Evolução do consumo específico de combustível ao freio com a temperatura da cabeça do motor

A figura 8.2 mostra a evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça, no início de uma transição do repouso para às 3000 rpm, quando o motor acelera uma massa em rotação com um momento de inércia equivalente ao momento de inércia do sistema de transmissão. A temperatura óptima da cabeça para esse parâmetro é de 105 °C.

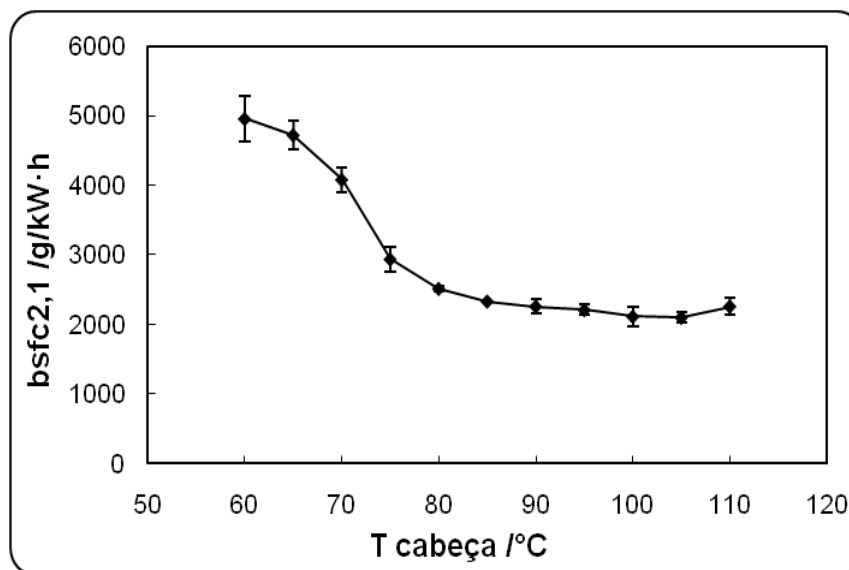


Figura 8.2- Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça na fase de transição de 0 às 3000 rpm.

A figura 8.3 mostra a evolução do consumo específico de combustível do motor em um início de transição de 0 às 3500 rpm com a temperatura inicial da cabeça do cilindro, com o motor a acelerar uma massa em rotação com um momento de inércia equivalente ao momento de inércia do veículo completo. A temperatura do óleo lubrificante está na faixa de 74-80 °C e temperatura óptima da cabeça é 85°C.

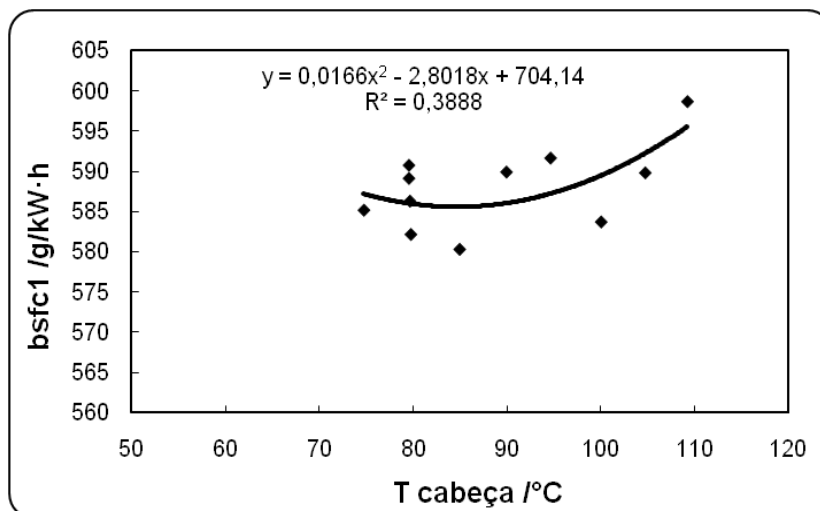


Figura 8.3 - Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça de 0-3500 rpm, com o motor a acelerar uma massa em rotação com um momento de inércia equivalente ao momento de inércia do veículo completo. Temperatura do óleo lubrificante está na faixa de 74-80 °C.

A figura 8.4 representa a evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça do motor em acelerações transitórias de 3000 para 4400 rpm, com o motor a acelerar uma massa em rotação com um momento de inércia equivalente ao momento da inércia total do veículo e a temperatura da cabeça ideal é inferior a 80 °C.

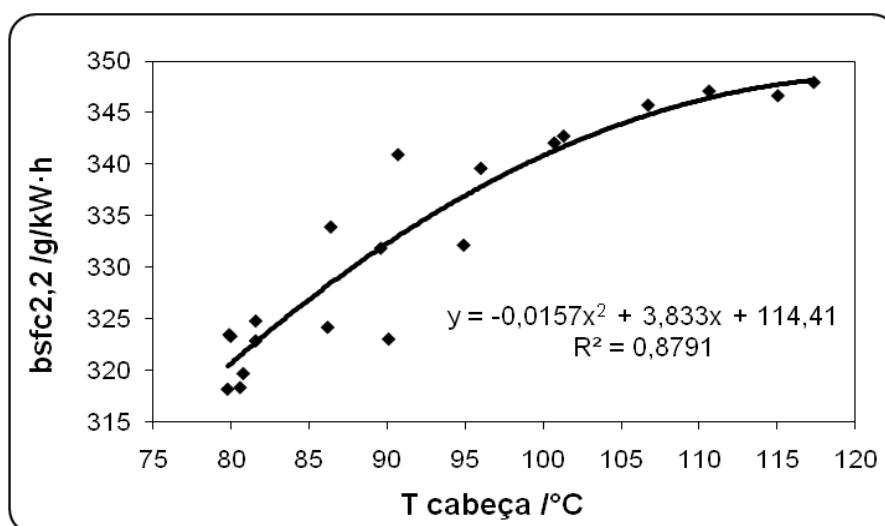


Figura 8.4 - Evolução do consumo específico de combustível com a temperatura da cabeça, em uma aceleração de transição de 3000 rpm para 4400 rpm.

8.3. Evolução do binário de atrito com a temperatura do óleo no cárter

A figura 8.5 mostra a evolução do binário de atrito médio com a temperatura do óleo lubrificante na desaceleração do motor de 4400 rpm às 1500 rpm, onde se pode constatar que a temperatura de óleo ideal é acima de 87 °C.

A figura 8.5 mostra, ainda, que a redução do binário de atrito médio, quando a temperatura do óleo de 69 °C à 87 °C é menor que 0,01 N·m. Dado o facto de que o binário médio do motor é 1,60 N·m, isso indica que não há muito a ganhar com o motor a operar com a temperatura do óleo acima de 80 °C.

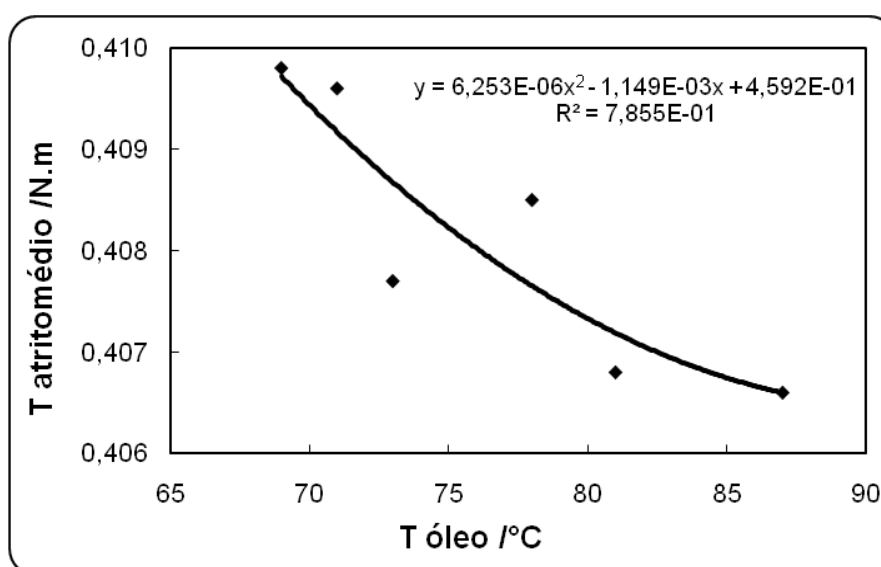


Figura 8.5 - Evolução do binário de atrito com a temperatura do óleo lubrificante do motor.

8.4. Evolução do consumo específico de combustível ao freio com o avanço de ignição e tempo de injeção

A figura 8.6 representa a evolução do consumo específico de combustível ao freio com o avanço de ignição e com o tempo da duração de injeção de combustível às 4500 rpm, quando o motor acelera a roda de inércia de 2400 às 4500 rpm com a ajuda de um berbequim. Pode-se concluir a partir da observação desta figura que os melhores ajustes são para um avanço de 11 graus e tempo de injeção 10,512 ms. Um comportamento semelhante foi observado através de medidas experimentais para a evolução do consumo específico de combustível ao freio, com o avanço de ignição e com o tempo de injeção de

combustível para outras velocidades do motor, quando o motor acelera a roda de inércia de 2400 às 4500 rpm.

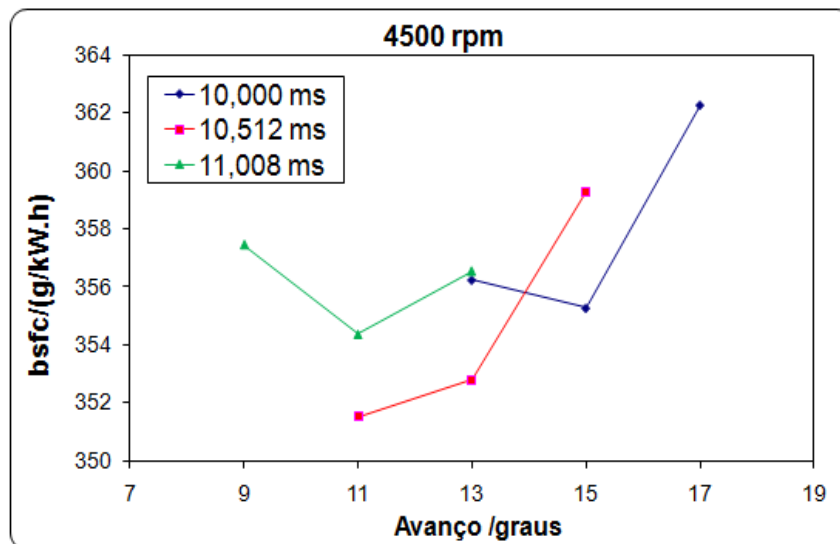


Figura 8.6 - Evolução do consumo específico de combustível com o avanço de ignição e tempo de injeção às 4500 rpm.

Em cada rotação do motor o avanço de ignição e o tempo de injeção têm uma forte influência sobre o consumo específico de combustível ao freio.

Os melhores ajustes para a ignição e a duração da injeção de combustível foram mantidos para 2500, 3000, 3500, 4000 e 4500 rpm e são apresentados na tabela 8.1.

MAP/kPa	95-98	98-101	95-98	98-101	95-98	98-101	95-98	98-101	95-98	98-101
n/rpm	2500	2500	3000	3000	3500	3500	4000	4000	4500	4500
Tinj/ms	8,496	10,000	8,496	10,512	8,496	11,008	8,496	10,000	8,496	10,512
TI/deg	9	9	10	10	10	10	11	11	11	11

Tabela 8.1- Melhores ajustes para avanço de ignição e tempo de injeção de combustível obtido a partir de medições experimentais.

E para rotações baixas, 500, 1000, 1500 e 2000 rpm são apresentados na tabela 8.2

MAP/kPa	95-98	98-101	95-98	98-101	95-98	98-101	95-98	98-101
n/rpm	500	500	1000	1000	1500	1500	2000	2000
Tinj/ms	9,008	10,064	9,008	10,240	9,040	10,256	9,040	9,552
TI/deg	0	0	4	4	4	4	8	8

Tabela 8.2 - Melhores ajustes para avanço de ignição e tempo de injeção de combustível obtido a partir de medições experimentais, para baixas rotações.

8.5. Evolução do desempenho do Eco Veículo na SEM

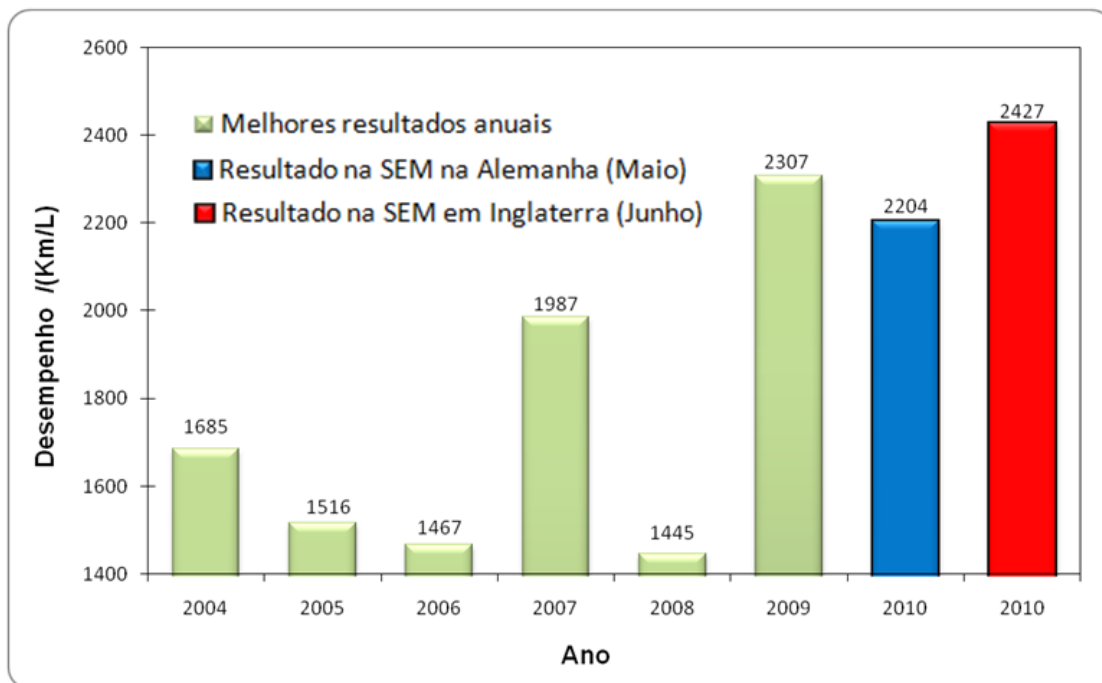


Figura 8.7 - Evolução do desempenho do Eco Veículo em provas desde 2004.

A figura 8.7 mostra a evolução de desempenho do Eco Veículo, desde 2004, nas provas onde esteve em competição. Na edição de 2010 da competição *SEM*, mais concretamente na *Shell Eco-marathon Youth Challenge UK*, ano que foi aplicado e utilizado o novo método de ensaios de optimização do motor M3165, obteve-se uma melhoria de desempenho de 120 km/L face ao melhor resultado do ano anterior.

O veículo propulsionado pelo motor optimizado M3165, percorreu 2427 km com um litro de combustível, alcançando assim um novo recorde nacional e ibérico.

9. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

A Tabela 9.1 apresenta o desempenho estimado e real do Eco Veículo XC20i na Shell Eco-marathon Europa 2010 na pista de *EuroSpeedway* em *Lausitz*, na Alemanha. A temperatura da cabeça óptima parece ser inferior a 80 °C. A figura 8.5 mostra que a temperatura do óleo ideal é acima de 87 °C.

É quase impossível operar durante toda a duração da competição com uma temperatura da cabeça do motor abaixo da temperatura do óleo lubrificante do cárter, uma vez que o calor é gerado na cabeça do motor e as maiorias das perdas de calor ocorrem no cárter.

Existe uma grande diferença entre a temperatura da cabeça do motor e a temperatura do óleo lubrificante no cárter, devido ao desenho do motor. Isto mostra que o desenho do motor deve ser alterado para promover a transferência de calor a partir da cabeça do motor para o cárter, a fim de conseguir que a diferença entre estas duas temperaturas seja o mínimo possível.

A diferença entre os valores estimados e os resultados reais para as condições encontradas na prova da Alemanha é 176,6 km/L, que é uma diferença de 8,01% em relação ao desempenho real. Isso pode ser atribuído a vários factores, tais como: a existência de vento na competição e o estado da pista, tendo este apresentando alguma degradação.

	Estimado	Estimado	Estimado	Estimado	Estimado	Estimado	Real _{Alem}	Real _{Ingl}
T cabeça /°C	80	85	90	95	100	105	~ 100	~90
T óleo /°C	75	75	75	75	75	75	~ 75	~85
E_1 [J]	3178	3178	3178	3178	3178	3178		
$E_{2,1}$ [J]	24,31	24,31	24,31	24,31	24,31	24,31		
$E_{2,2}$ [J]	3251	3251	3251	3251	3251	3251		
bsfc ₁ [g/kW.h]	586,2	585,9	586,4	587,8	590,0	593,0		
bsfc _{2,1} [g/kW.h]	2514	2332	2259	2208	2113	2099		
bsfc _{2,2} [g/kW.h]	320,6	326,8	332,2	336,9	340,7	343,8		
Desempenho[km/L]	2485	2462	2430	2402	2381	2362	2204,4	2427

Tabela 9.1 - Desempenho estimado e real do Eco Veículo XC20i na Shell Eco-marathon Europa 2010.

Na prova da Inglaterra obteve-se um óptimo resultado, o que se pode observar na tabela 9.1. A diferença entre o valor estimado e o desempenho real é 3 km/L, para condições de temperatura idênticas.

10. CONCLUSÕES

A substituição dos freios aerodinâmicos pela roda de inércia constituiu uma grande evolução para a optimização do motor do Eco Veículo em laboratório, pois este método permite que o motor seja testado em condições transitórias muito semelhantes aquelas a que o Eco Veículo XC20i está submetido na prova da Shell Eco-marathon.

O método usado permitiu identificar e otimizar diversos parâmetros operacionais do motor. Esses parâmetros correspondem ao tempo de duração de injeção, o avanço de ignição, a temperatura da cabeça do motor e a temperatura do óleo lubrificante no cárter. A temperatura da cabeça ideal para o início de cada arranque do motor é inferior a 80°C e a temperatura óptima do óleo lubrificante do motor é superior à 87°C. O desempenho do veículo estimado está próximo do desempenho real na pista, como mostra a tabela 9.1.

Teoricamente a influência dos ângulos da abertura e fecho das válvulas é mínima no consumo específico de combustível influenciando, no entanto, o binário e a potência.

Como é sabido, os resultados obtidos em prova não dependem somente do bom desempenho do motor, estando dependentes também de um conjunto de factores que estão relacionados com uma boa performance do veículo propriamente, as condições meteorológicas em especial a velocidade e direcção do vento e a temperatura da pista que influenciam muito o atrito dos pneus e a temperatura do ar, além dos factores humanos relacionado com a pilotagem.

O processo de aprendizagem revelou-se extremamente rico e um óptimo complemento ao processo formativo que integrou várias áreas de conhecimento sendo essencialmente uma plataforma de transmissão de conhecimentos e de utilização de ferramentas de engenharia, numa área cada vez mais fulcral nas sociedades contemporâneas que é a conservação de energia através da melhoria da eficiência dos equipamentos que a transformam.

Experimentei um trabalho com uma equipa multidisciplinar, cujos elementos se complementam uns aos outros. Constatei, também, a diferença entre os resultados obtidos por métodos de simulação teórica e resultados experimentais e os percalços que não acontecem numa abordagem puramente teórica.

11. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Heywood, John. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill International Editions, 1988.
2. Lopes, J. M., *Motores de Combustão Interna uma Abordagem Termodinâmica*, Instituto Superior Técnico, 2000.
3. Pujatti, F. J. P., *Desenvolvimento de um Sistema de gerenciamento Electrónico para Motores de Ignição por Faísca*, UFMG, 2007.
4. Marques, A. M. S., *Optimização de um Sistema de Injecção/Ignição Electrónica Programável Aplicada a um Motor para Participar nas Edições 2009 da Shell Eco-Marathon*, DEM-FCTUC, 2009.
5. Gonçalves, P., *Concepção de um Motor de Combustão Interna para um Veículo Automóvel de Extra Baixo Consumo de Combustível*, Coimbra FCTUC, 2008.
6. Carvalheira, P., *Guião do Trabalho Prático: Ensaio Experimental em Banco de Ensaio de um Motor de Ignição por Faísca de Ciclo de 4 Tempos*.
7. Carvalheira, P., *Optimization of the Fuel Efficiency of the M3165 Internal Combustion Engine in Transitory Operation*.
8. Denton, T., *Automobile electrical and electronic systems. 3rd Edition*. McGraw-Hill Publishing Co., New York, 2000.
9. Gerhardt, J., Honninger, H., Bischof, H., *A New Approach to Functional and Software Structure for Engine Management Systems – BOSCH ME7*. SAE 980801, 1998.
10. Haltech, E6K Manual, 2004.
11. www.bosch.com
12. www.shell.com/eco-marathon

ANEXOS

ANEXO I

Resultados da medição experimental da massa volúmica de combustível

Medição	M1 /g	M2 /g	Vf/mL	rf/(kg/m ³)	tf/°C	tar/°C	RHar/%	Vf @15 °C/mL	rf @15 °C/(kg/m ³)
1	7,34	7,33	9,95	738,69	17,6	17,1	45,8	9,92	741,05
2	7,28	7,27	9,87	738,60	17,1	16,3	46,8	9,84	740,50
3	7,32	7,32	9,91	738,65	17,0	16,3	46,6	9,89	740,46
4	7,18	7,17	9,74	738,19	17,2	16,3	47,1	9,71	740,18
5	7,18	7,18	9,73	737,92	17,9	16,3	47,1	9,70	740,55
6	7,16	7,16	9,70	738,14	18,0	16,3	47,3	9,66	740,86
7	7,11	7,10	9,65	737,82	18,2	16,4	47,0	9,61	740,72

Tabela I – Parâmetros associados a medição experimental da massa volúmica de combustível.

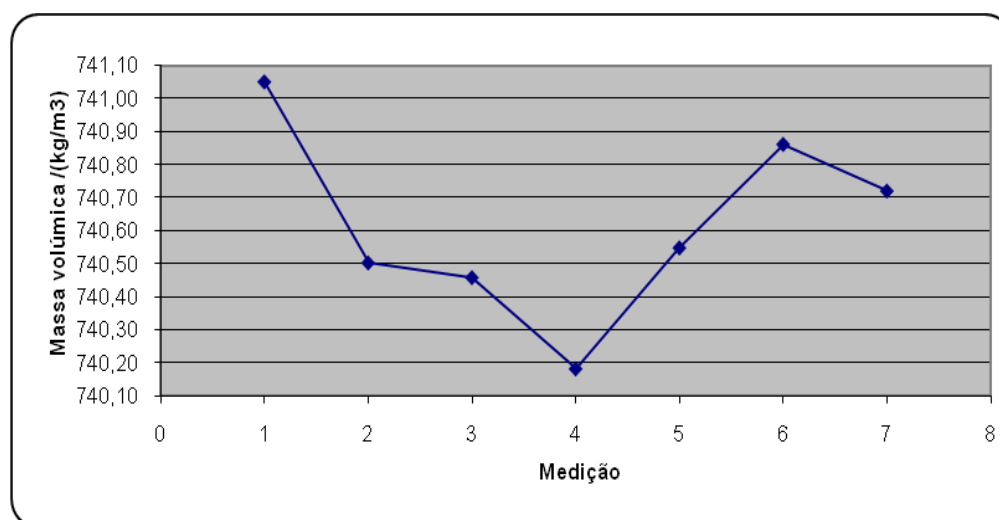


Figura I – Medição experimental da massa volúmica de combustível

ANEXO II

Calibração do sensor de binário do banco de ensaios do motor

Material utilizado para a calibração do sensor de binário:

- ✓ Sensor de binário com diâmetro exterior de 250,0 [mm]
- ✓ Indicador do sensor de binário
- ✓ Fio de nylon de 0,6 [mm] de diâmetro que será usado para ligar o sensor de binário à porta massa, a massa do fio de nylon é $m_3=0,00030$ [kg]
- ✓ Gancho de arame de aço de 2,0 [mm] de diâmetro que será usado para ligar o fio de nylon à porta massas, a massa do gancho é $m_2=0,0018$ [kg]
- ✓ Porta massas, cuja massa é $m_3=0,3055$ [kg]
- ✓ Massa 4, $m_4=0,978$ [kg]
- ✓ Massa 5, $m_5=1,317$ [kg]

Procedimento experimental

1. Ligar o indicador do sensor de binário, que também alimenta a ponte de Wheatstone da célula de carga que serve de base ao sensor de binário, pelo menos uma hora antes de efectuar a calibração a fim de que haja tempo suficiente para estes aquecerem e estabilizarem.
2. Sem aplicar qualquer binário no sensor de binário do banco, registar o valor lido no indicador do sensor de binário depois do valor estabilizar.
3. Dar um pequeno toque no sensor de binário a fim de lhe introduzir uma pequena oscilação; esperar até que o valor lido no indicador do sensor de binário estabilize e registar o valor lido.
4. Repetir o procedimento 3 cinco vezes.
5. Calcular a média e o desvio padrão das leituras efectuadas. Se o desvio padrão for inferior a 0,0020 mV é considerado suficientemente pequeno e pára-se o procedimento de binário nulo (admite-se binário nulo quando nem o fio nem o porta massas estão ligados ao sensor de binário); caso o desvio padrão seja superior ao valor referido, terá que se repetir o procedimento 3 e

actualizar os valores de média e desvio padrão com as cinco leituras experimentais mais recentes, isto é começando a ignorar as primeiras leituras. Exemplificando, se se tiver que efectuar mais um procedimento 3, serão usados os registos desde a medição 2 (mais antiga) até à medição 6 (mais recente).¹

6. Pendurar o porta-massas, no sensor de binário do banco utilizando um parafuso semi-desapertado de fixação da carenagem do sensor de binário, o fio de nylon e o gancho de aço. (a massa que imporá momento ao sensor será a somas das massas do fio, do gancho e do porta-massas)
7. Dar um pequeno toque no sensor de binário a fim de lhe introduzir uma pequena oscilação, esperar até que o valor mostrado no indicador do sensor de binário estabilize e registar o valor lido.
8. Repetir o procedimento 7 cinco vezes.
9. Calcular a média e o desvio padrão das cinco leituras efectuadas; caso o valor de desvio padrão do inferior a 0,0020 mV pára-se o procedimento 7, caso contrário, terá que se repetir o procedimento 7 e actualizar os valores de média e desvio padrão com as cinco leituras experimentais mais recentes, isto é começando a ignorar os registos mais antigos (a repetição do procedimento 7 será feita tantas vezes quantas as necessários a fim de se obter um desvio padrão satisfatório).
10. Calcular o binário aplicado ao sensor devido ao desequilíbrio imposto através da expressão seguinte:

$$T_{aplicado} [\text{N.m}] = m [\text{kg}] \times g [\text{m/s}^2] \times R [\text{m}] \quad \text{Eq. (2)}$$

m [kg] - Massa responsável pelo desequilíbrio do sensor (neste caso $m = m_1 + m_2 + m_3$)

g [m/s²]- Aceleração da gravidade: 9,80665 [m/s²]

¹ O restante procedimento experimental será igual ao descrito até ao ponto 5, com a diferença de que irão ser introduzidas massas desequilibradas que imporão momentos ao sensor, como se descreverá.

R [m] - Raio de aplicação do peso da massa m, que será igual à soma do raio exterior do sensor de binário (metade do diâmetro exterior do componente referido) com o diâmetro do fio de nylon que liga o sensor ao porta massas.

11. Colocar na porta massas já montado (através do gancho, do fio e do parafuso) a massa m_4 .
12. Repetir os procedimentos 7, 8, 9 e 10. Neste caso a massa m da Eq. (2) tem que ser afectada pela massa m_4 : $m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$ [kg]
13. Colocar na porta massas já montado (através do gancho, do fio e do parafuso) a massa m_4 .
14. Repetir os procedimentos 7, 8, 9 e 10. Neste caso a massa m da Eq. (2) tem que ser afectada pela massa m_5 : $m = m_1 + m_2 + m_3 + m_5$ [kg]
15. Fazer um gráfico com a média das leituras no indicador do sensor de binário para cada massa aplicada, em abcissas, e o binário imposto, em ordenadas, utilizando o Microsoft Excel. Fazer uma regressão linear a esse gráfico e retirar o valor do declive da recta de regressão linear e do coeficiente de correlação com pelo menos 4 algarismos significativos.
16. O valor do binário medido durante os ensaios será dado pela equação 3, em que a é o declive da recta de regressão linear entre as médias das leituras no indicador do sensor de binário para cada massa aplicada em abcissa e o binário aplicado em ordenada correspondente a essa massa, $T_{leitura}$ é o valor lido no indicador do sensor de binário e $T_{leitura,0}$ é o valor lido no indicador do sensor de binário aplicado no sensor de binário nulo, imediatamente depois de terminar o ensaio.

$$T_b [N.m] = a \times (T_{leitura} [mV] - T_{leitura,0} [mV]) \quad \text{Eq. (3)}$$

Resultado da calibração

<i>Massa</i> [Kg]	<i>Peso</i> [N]	<i>Raio</i> [m]	<i>T_{aplicado}</i> [N.m]	<i>T_{leitura,1}</i> [mV]	<i>T_{leitura,2}</i> [mV]	<i>T_{leitura,3}</i> [mV]	<i>T_{leitura,4}</i> [mV]	<i>T_{leitura,5}</i> [mV]	<i>T_{leitura}</i> <i>(média)</i> [mV]
0	0,000	0,1253	0,0000	-33,374	-33,375	-33,375	-33,374	-33,374	-33,374
0,3055	2,996	0,1253	0,3754	-32,995	-32,995	-32,996	-32,995	-32,995	-32,995
0,9782	9,593	0,1253	1,2020	-32,154	-32,156	-32,154	-32,155	-32,155	-32,155
1,3169	12,914	0,1253	1,6182	-31,747	-31,746	-31,746	-31,746	-31,749	-31,747

Tabela II

O gráfico seguinte representa o binário aplicado em função da média das leituras no mostrador do sensor de binário para cada massa aplicada.

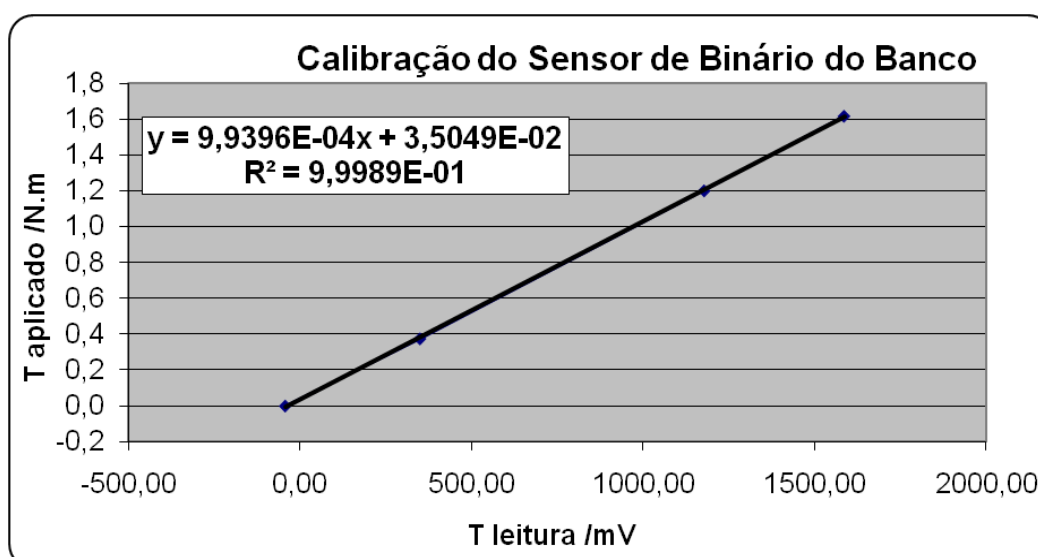


Figura II

Como se pode observar, o coeficiente de correlação entre os valores reais e os valores medidos no sensor é $R^2 = 0,99989$, o que indica uma óptima relação de valores e uma calibração correctamente executada.

ANEXO IV

Características técnicas dos instrumentos utilizados nos ensaios experimentais.

[1] – Bureta graduada 0-0,7 ml:

Marca: NORMAX;
Modelo: 1,0-0,01 A ISSO
Resolução: 0,01 ml;
Escala: 0-0,7 ml;
Precisão: $\pm 0,003$ ml.

[2] – Balança digital 0-200 gr:

Marca: AND;
Modelo: EK-200G;
Resolução: 0,01 gr;
Precisão: 0,01 gr;
Escala: 0-200gr.

[3] – Balança digital 0-3100 gr:

Marca: AND;
Modelo: FX3000;
Resolução: 0,01 gr;
Precisão: $\pm 0,01$ gr;
Intervalo de medição: 0-3100 gr.

[4] – Cronómetro digital:

Marca: CASIO;
Modelo: HS-5;
Resolução: 0,01 s;
Precisão: 0,01 s.

[5] – Higrómetro digital:

Marca: TESA;
Modelo: TES 1360;
Humidade relativa:
Intervalo de medição: 10% RH a 90% RH;
Precisão: $\pm 3\%$ RH (a 25°C, 30-95% RH).

[6] – Termómetro digital:

Marca: TESA;
Modelo: TES 1303;
Resolução: 0,1 °C de -50 °C a 199,9 °C
1 °C de -50 °C a 1000 °C;