



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo sobre a adaptação de um motor a gasolina
para funcionar com um combustível contendo etanol***

Nuno Filipe Gomes Mendes

Leiria, Março de 2015



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo sobre a adaptação de um motor a gasolina
para funcionar com um combustível contendo etanol***

Nuno Filipe Gomes Mendes

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Luís Manuel Ventura Serrano, Professor Adjunto na Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, Março de 2015

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Dedicatória

À Minha Família

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Começo por agradecer ao meu orientador Doutor Luís Serrano por toda a ajuda prestada na pesquisa bibliográfica, por ter facultado alguma da informação constante na tese. Agradeço também pela sua disponibilidade, estando sempre de porta aberta para esclarecer dúvidas à medida que foram surgindo e fundamentalmente pela forma com que me foi motivando para continuar o trabalho realizado.

Ao Doutor João Fonseca Pereira pela ajuda e esclarecimento de alguns parâmetros do “*software*” Lotus Engine Simulation bem como dos contactos estabelecidos com as empresas LD Auto e Radiadores Confraria.

Desta forma, agradeço à empresa LD Auto pela disponibilidade proporcionada de utilizar o seu equipamento de teste de injetores de gasolina e pela oportunidade de acompanhar esse processo nas suas instalações.

Agradeço também à empresa Radiadores Confraria pela pronta reparação do radiador do sistema de refrigeração.

Agradeço à empresa Pneutec pela doação dos pneus de estrada utilizados nos ensaios experimentais no banco de potência de rolos.

Agradeço também à ENI lubrificantes pelo óleo de motor utilizado no motor.

Agradeço ao Eng.º Marcelo Soares pela disponibilidade do seu trabalho na caracterização do motor Suzuki GSXR 600 e pela ajuda na elaboração do sistema de aquisição de dados com o Labview.

Agradeço aos técnicos do laboratório de Engenharia Automóvel Eng.º Diogo Costa pela ajuda na preparação da montagem experimental e em especial ao Mestre Nuno Pires pelas horas passadas no banco de potência a realizar os testes e pelo seu precioso conhecimento e experiência com a unidade programável Motec muito importantes para a realização dos ensaios experimentais e aquisição de dados.

Aos meus amigos e amigas que estiveram sempre ao meu lado durante esta fase da minha vida apoiando nos bons e maus momentos e incentivando para que fizesse mais e melhor.

Por fim agradeço à minha família que sempre se esforçaram para que atinja os meus objetivos e concretize os meus sonhos. A eles agradeço pela paciência, apoio e motivação sempre necessários nesta fase.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

A utilização de etanol como combustível em veículos já existe há muitos anos, e atualmente a incorporação de pequenas quantidades na gasolina é uma realidade. O etanol enquanto combustível possui características muito interessantes, destacando-se o maior índice de octano, maior calor latente de vaporização e maior velocidade laminar de chama.

Com base nestas características existem algumas competições importantes a nível mundial que utilizam etanol ou misturas de etanol como combustível. Uma dessas competições é o Formula Student, na qual a equipa da Escola Superior de Tecnologia e Gestão (ESTG) pretende participar futuramente com um veículo movido com este combustível.

Desta forma o principal objetivo desta tese é estudar as alterações necessárias para a conversão de um motor a gasolina de modo a que este possa funcionar com um combustível contendo 85% de etanol e avaliar os seus efeitos em termos de rendimento e consumo de combustível.

Como forma de prever e futuramente implementar optimizações no motor, foi criado um modelo computacional com recurso ao “*software*” Lotus Engine Simulation (LES). Recorrendo a esta ferramenta foi criado um modelo base com gasolina do motor Suzuki GSXR600 k5, com o intuito de obter curvas de potência o mais aproximadamente possíveis do real. As simulações resultaram numa diferença média de 6% no binário do motor.

Após considerar o modelo base como válido foram realizadas simulações utilizando E85 como combustível. Aqui foram alteradas as propriedades do combustível, mas também o modelo de combustão. Uma vez que o comportamento do etanol durante a combustão não é o mesmo que o da gasolina, foi necessário alterar os parâmetros ajustáveis do modelo de Wiebe “A” e “M”, tendo chegado à conclusão que os coeficientes que melhor caracterizam a combustão do etanol foram $A=5$ e $M=3$.

Com esta caracterização os resultados da simulação referentes ao binário do motor mostram um aumento em quase 8% em todos os regimes e um aumento do consumo de combustível em 37,5%.

Como forma de validar o modelo computacional e verificar o comportamento do motor com a utilização de E85, foram conduzidos testes experimentais utilizando o motor Honda CBR600 F4i do antigo veículo de Formula Student da ESTG. Os testes resultaram numa curva de binário muito semelhante à curva de binário com a utilização de gasolina.

Tal facto pode ser explicado por não se ter optimizado o mapa de ignição do motor. Porém verificou-se um aumento no consumo de combustível na ordem dos 40% muito próximo do valor obtido nas simulações computacionais.

Tendo os resultados experimentais validado o modelo em LES, procedeu-se à optimização do motor com E85 utilizando o modelo GSXR_E85_A5_M3, tendo alterado o valor de lambda de 0,90 para 0,95 e 1, e aumentando a razão de compressão.

Palavras-chave: Etanol, Motor ignição por faísca, Simulação de motores, Testes em motores.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

The use of ethanol as a fuel in vehicles has existed for many years, and today the incorporation of small amounts in gasoline is a reality. Ethanol as a fuel has a very interesting features, especially the higher octane rating, higher latent heat of vaporization and higher laminar flame speed.

Based on these characteristics there are some important competitions worldwide using ethanol or mixtures of ethanol as fuel. One of these is the Formula Student competition, in which the team of School of Technology and Management of Leiria (ESTG) intends to participate in the future with a vehicle powered with this fuel.

Thus the main objective of this thesis is to study the changes necessary to convert a gasoline engine so that it can run on a fuel containing 85% ethanol and evaluate their effects in terms of performance and fuel consumption.

As a way to predict the results and in the future implement optimizations to the engine, a computer model was created using the software Lotus Engine Simulation (LES). Using this software a d basic model with gasoline Suzuki GSXR600 K5 engine was created, in order to obtain power curves as closely as possible of the real. The simulation resulted in an average 6% difference in engine torque.

After considering the base model as a valid model simulations were performed using E85 fuel. Here properties of the fuel were changed and also the combustion model. Since ethanol behavior during combustion is not the same as that of gasoline, it was necessary to change the adjustable parameters of the Wiebe model "A" and "M", reaching the conclusion that the coefficients that best characterize the combustion of the ethanol were $A = 5$ and $M = 3$.

With this characterization the results of the simulation show an increase of almost 8% in engine torque and an increase of fuel consumption by 37.5%, in all the operating conditions.

In order to validate and verify the computational model engine behavior with the use of E85, experimental tests were conducted using the CBR600 F4i Honda engine from former Formula Student vehicle. The tests resulted in a torque curve very similar to the torque curve with the use of gasoline. This may be explained by not having changed the engine ignition map to the optimal. However there was an increase in fuel consumption in the range of 40% very close to the value obtained in computer simulations.

Having the experimental results validated the model in LES, the next step was proceed to the optimization of the engine with E85 using GSXR_E85_A5_M3 model by adjusting the lambda value of 0.90 to 0.95 and 1, and increasing the compression ratio.

Keywords: *Ethanol, Spark ignition engine, Engine simulation, Engine tests*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Curvas de potência e binário do motor original da GSX-R 600 [33].....	7
Figura 2.1 – Compatibilidade de materiais plásticos com o etanol [43].	12
Figura 2.2 – Projeção da produção de bioetanol e outros combustíveis até 2050 [57].	18
Figura 2.3 – Modificações necessárias num veículo para funcionar com etanol, adaptado de [2].	19
Figura 2.4 – Sensor de teor de etanol dos veículos “Flex Fuel” [34].....	20
Figura 2.5 – Sistema Flex Fuel da Bosch com depósito de gasolina adicional para o arranque a frio [62].	21
Figura 2.6 – Sistema da Delphi desenvolvido para funcionar com E85 [67].	22
Figura 2.7 – Sistema Dual Fuel desenvolvido pela Ford e AVL [41], [69].	23
Figura 3.1 - Menu de condições de teste.	30
Figura 3.2 – Variação do rendimento de combustão com a razão de equivalência ar/combustível [52].	31
Figura 3.3 – Submenu “Fuelling” do menu “Test Condition Data”, com o exemplo do regime das 3000 rpm.	32
Figura 3.4 - Menu do número de ciclos de cálculo para obter convergência do “software.	32
Figura 3.5 - Propriedades do combustível e tipo de sistema de alimentação de combustível.	34
Figura 3.6 - Representação dos tubos de entrada de ar e da câmara de “plenum”.....	35
Figura 3.7 - Sistema de borboletas de admissão individuais para cada cilindro.	35
Figura 3.8 - Caracterização da conduta de admissão da cabeça do motor.	36
Figura 3.9 - Parâmetros de definição da geometria de uma válvula [52].	36
Figura 3.10 - Caracterização das portas de admissão e escape medidas no fluxómetro [76].	37
Figura 3.11 - Diagrama de distribuição do motor [76].....	38
Figura 3.12 - Caracterização do cilindro 1.....	39
Figura 3.13 - Modelo de combustão utilizado e respectivos coeficientes para a gasolina.	40
Figura 3.14 - Menus dos modelos de transferência de calor; à esquerda o modelo “Open Cycle HT” e à direita o modelo “Closed Cycle HT”.....	40
Figura 3.15 - Associação da representação gráfica do coletor de escape no Lotus com o componente real.	41

Figura 3.16 - Representação gráfica do ângulo formado pelos tubos de escape “A” e “B” na união, no LES.....	41
Figura 3.17 - Representação gráfica do ângulo formado pelos tubos de escape “B” e “C” na união, no LES.....	41
Figura 3.18 - Menu do modelo de fricção estimado do motor.....	42
Figura 3.19 - Curva de binário original e curva simulada em LES do motor.....	44
Figura 3.20 - Gráfico do erro relativo da simulação em cada rotação.....	45
Figura 3.21 - Propriedades do combustível E85 introduzidas no LES.....	45
Figura 3.22 - Comparação das curvas de binário original a gasolina e com E85.....	46
Figura 3.23 - Curva característica da fracção de massa queimada do modelo de combustão [75].....	47
Figura 3.24 - Curvas da fracção de massa queimada e “burn rate” para os coeficientes do método 2.....	48
Figura 3.25 - Curvas da fracção de massa queimada e “burn rate” dos métodos 1 e 2... ..	49
Figura 3.26 - Comparação das curvas da fracção de massa queimada ao variar os coeficientes “A” e “M”.....	51
Figura 3.27 - Comparação de curvas de binário entre gasolina e os vários testes com coeficientes para o E85.....	52
Figura 3.28 - Diferenças de binário entre os coeficientes simulados.....	53
Figura 3.29 - Comparação do consumo específico entre a simulação com gasolina e a simulação com os diferentes coeficientes.....	54
Figura 3.30 - Diferenças no consumo específico entre cada simulação dos vários coeficientes.....	54
Figura 4.1 – Máquina de teste de injetores de gasolina e condições em que foi realizado o teste dos injetores.....	59
Figura 4.2 – Sonda lambda Bosch LSU 4.2 e PLM.....	64
Figura 4.3 – Esquema simplificado das ligações da aquisição de dados com a Motec e respectivos sensores e outros equipamentos utilizados.....	65
Figura 4.4 - Banco de potência MAHA LPS 2000 e montagem experimental no veículo em estudo.....	66
Figura 4.5 – Analisador de gases de escape Bosch BEA 250 [90].....	67
Figura 5.1 - Comparação do avanço de ignição entre a utilização de gasolina e a utilização de E85.....	69
Figura 5.2 – Diferença de coloração entre E85 (à esquerda) e gasolina 98 (à direita).....	69
Figura 5.3 – Curvas de potência e binário dos ensaios com gasolina e E85, e respectivas diferenças percentuais.....	71

Figura 5.4 - Consumo específico de gasolina e E85 e diferenças relativas em cada regime com E85.	72
Figura 5.5 – Comparação do “duty-cycle” dos injetores com a utilização de gasolina e E85.	73
Figura 5.6 – Emissões de CO, O ₂ , CO ₂ e temperatura dos gases de escape obtidas nos ensaios experimentais com gasolina e E85.	74
Figura 6.1 – Curvas de binário obtidas da simulação em LES com diferentes razões de equivalência.....	77
Figura 6.2 – Diferença relativa das configurações GSXR_E85_A5_M3_λ0,95 e GSXR_E85_A5_M3_λ1 em relação à configuração GSXR_E85_A5_M3.	78
Figura 6.3 – Resultados de consumo específico de combustível em LES para as 3 configurações estudadas.	78
Figura 6.4 – Diferenças relativas de consumo específico de combustível entre as configurações estudadas.	79
Figura 6.5 – Comparação das curvas de binário com o aumento da razão de compressão e respectiva diferença relativa.	80
Figura 6.6 – Comparação do consumo específico de combustível entre gasolina e E85, com respectiva diferença relativa.	81

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de Tabelas

Tabela 1.1 – Motorizações e alterações efectuadas para funcionar com E85, por algumas equipas nos últimos anos [5]–[31].	4
Tabela 1.2 – Características do motor original da Suzuki GSX-R 600 [32], [33].	6
Tabela 2.1 - Propriedades dos combustíveis gasolina e etanol [39]–[41], [43]–[48].	9
Tabela 3.1 - Propriedades dos materiais de construção dos tubos no LES [75].	33
Tabela 3.2 – Graus de abertura e fecho das válvulas, curso máximo e duração da abertura das válvulas.	38
Tabela 3.3 – Resultados da simulação em LES.	43
Tabela 3.4 – Valores do coeficiente “M” utilizados em cada método.	48
Tabela 3.5 – Coeficientes “A” e “M” simulados para o motor em estudo.	50
Tabela 4.1 – Tabela do consumo de combustível do motor e do caudal de combustível do injetor para os diferentes regimes do motor.	60
Tabela 4.2 – Comparação dos motores Suzuki GSX-R 600 k5 e Honda CBR 600 F4i [32], [86]–[88].	62
Tabela 4.3 – Lista de sensores utilizados e método de aquisição de dados para cada um deles.	63
Tabela 4.4 – Principais características da sonda lambda Bosch LSU 4.2 utilizada em conjunto com o PLM.	64
Tabela 4.5 – Gamas de medição e resolução de cada um dos componentes gasosos medidos pelo analisador Bosch BEA 250 [89].	67
Tabela 5.1 – Condições medidas nos testes realizados com gasolina e com E85.	70

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de Siglas

APMI – Antes do Ponto Morto Inferior
APMS – Antes do Ponto Morto Superior
BMEP – Brake Mean Effective Pressure
BSFC – Brake Specific Fuel Consumption
CD – Capacitive Discharge
CO – Monóxido Carbono
CO₂ – Dióxido Carbono
DICP – Dual Independent Cam Phasing
DOHC – Double Over Head Camshaft
DPMI – Depois do Ponto Morto Inferior
DPMS – Depois do Ponto Morto Superior
E10 – Mistura de 10% etanol com 90% gasolina
E25 – Mistura de 25% de etanol com 75% de gasolina
E50 – Mistura de 50% de etanol com 50% de gasolina
E85 – Mistura de 85% de etanol com 15% de gasolina
E100 – Etanol
ECU – Unidade Eletrónica de Controlo do motor
EJ – ExaJoules
ESTG – Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria
EUA – Estados Unidos da América
FFV – Flex Fuel Vehicle
HC – Hidrocarbonetos
HEI – High-Energy Ignition
ITB – Individual Throttle Body
LES – Lotus Engine Simulation
LIF – Limite Inferior de Flamabilidade
LSF – Limite Superior de Flamabilidade
MBT – Max Brake Torque
MON – Motor Octane Number
MOP – Max Opening Point
NO_x – Óxidos de Nitrogénio

O₂ – Oxigénio

ORNL – Oak Ridge National Laboratory

PCI – Poder Calorífico Inferior

PCS – Poder Calorífico Superior

PLM – Professional Lambda Meter

RED – Renewable Energy Directive

RON – Research Octane Number

UE – União Europeia

VVT – Variable Valve Timing

WOT – Wide Open Throttle

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

Dedicatória	iii
Agradecimentos	v
Resumo	vii
<i>Abstract</i>	x
Índice de Figuras	xiii
Índice de Tabelas.....	xvii
Lista de Siglas	xix
Índice	xxii
1 - Introdução	1
1.1 - Motivação	1
1.2 - Objetivos	2
1.3 - Formula Student	2
1.3.1 - Regras.....	3
1.3.2 - Equipas	3
1.4 - Motor da equipa FSipleiria	6
2 - Revisão Bibliográfica	8
2.1 - Etanol	8
2.1.1 - Propriedades do etanol	8
2.1.2 - Produção de etanol	12
2.1.3 - Perspetivas de utilização de etanol	14
2.2 - Aplicações e sistemas.....	18
3 - Simulação computacional	30
3.1 - Condições de teste “Steady State Test Data Wizard”	30
3.2 - Condições de teste “Test Condition Data”	31
3.2.1 - Submenu de combustão “Fuelling”	31
3.2.2 - Submenu de cálculo “Solution”	32
3.2.3 - Caracterização geométrica de tubos	33

3.3 - Caracterização do motor no LES	34
3.3.1 - Combustível e sistema de combustível – “ <i>Fuel and fuel system</i> ”	34
3.3.2 - Sistema de admissão.....	34
3.3.2.1 – Tubos de entrada e câmara de “ <i>plenum</i> ”	34
3.3.2.2 – ITB’s	35
3.3.3 - Tubos primários de admissão e escape	35
3.3.4 - Caracterização das portas de admissão e escape	36
3.3.5 - Diagrama de distribuição	37
3.3.6 - Cilindros	38
3.3.6.1 – Modelo de combustão	39
3.3.6.2 – Modelo de transferência de calor “ <i>Open cycle HT</i> ” e “ <i>Closed cycle HT</i> ”	40
3.3.7 - Sistema de escape.....	41
3.3.8 - Módulos de cálculo auxiliar	42
3.3.8.1 – Modulo “ <i>Friction Estimator Tool</i> ”	42
3.4 - Resultados.....	43
3.5 - Simulação com E85.....	45
3.5.1 - Propriedades do combustível.....	45
3.5.2 - Modelo de combustão.....	46
3.5.3 - Novos coeficientes	50
4 - Metodologia	56
4.1 - Dimensionamento do sistema de combustível	56
4.1.1 - Injetores	56
4.1.1.1 – Teste injetores Suzuki GSXR 600.....	59
4.1.2 - Bomba de combustível	61
4.2 - Montagem experimental	61
4.2.1 - Motor	61
4.2.2 - Sistema sensorial e aquisição de dados.....	62
4.2.3 - Unidade eletrônica do motor.....	64
4.2.4 - Banco de potência de rolos.....	65
4.2.5 - Analisador de gases.....	66
5 - Discussão de Resultados.....	68
5.1 - Condições de ensaio	68
5.2 - Rendimento do motor	70
5.3 - Consumo combustível.....	72
5.4 - Emissões dos gases de escape.....	73

6 - Optimizações em LES	76
6.1 - Alteração da riqueza da mistura	76
6.2 - Alteração da razão de compressão	79
7 - Conclusão	82
7.1 - Trabalhos futuros	85
Bibliografia.....	86
Anexos.....	92
Anexo A - valores de descarga das portas	92
Anexo B – Emissões de CO com respectivos desvios padrão.	93
Anexo C – Emissões de O₂ com respectivos desvios padrão.....	94
Anexo D – Emissões de CO₂ com respectivos desvios padrão.	95
Anexo E – Temperatura dos gases de escape com respectivos desvios padrão.....	96

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

1 - Introdução

Desde que os motores utilizados em automóveis começaram a ser produzidos, que o combustível dominante tem sido a gasolina e o gasóleo, em motores de ignição por faísca e de ignição por compressão, respectivamente. Contudo, nos primórdios do automóvel, os combustíveis à base de álcool como o etanol, eram os preferidos em detrimento dos combustíveis fósseis. Desta forma, Henry Ford projetou o modelo T com o intuito de funcionar a etanol (mas também a gasolina), pois tinha a expectativa de que o etanol, enquanto combustível renovável, ao contrário dos combustíveis fósseis, fosse amplamente utilizado como combustível [1].

Verificou-se no entanto que o etanol deixou de ser uma alternativa viável do ponto de vista económico, pois era muito mais caro que a gasolina, e conseqüentemente houve uma diminuição na produção e consumo do etanol.

A partir dos anos 1970, a indústria de etanol renasceu [2]. Esta aposta no etanol deveu-se à crise petrolífera dos anos 70. Este acontecimento levou a que países como os Estados Unidos e o Brasil apostassem em biocombustíveis, criando programas e medidas de incentivo à produção e consumo de etanol.

Atualmente, o bioetanol é utilizado como medida para diminuir a dependência do petróleo e, devido às suas propriedades, é visto como um aditivo que permite diminuir as emissões gasosas para a atmosfera. A procura por este combustível tem suscitado um aumento, com a maior parte dos países a adoptar uma percentagem que não ultrapassa os 10% de etanol no combustível. Esta percentagem é considerada pela indústria automóvel a quantidade máxima que se pode misturar no combustível sem que seja necessário alterações de fundo no veículo.

1.1 - Motivação

Esta crescente procura pelo bioetanol, tem levado a que muitos fabricantes de automóveis em conjunto com fabricantes de componentes aperfeiçoem ou mesmo desenvolvam novos sistemas para utilizar concentrações cada vez mais altas de etanol no combustível. Só assim é possível tirar partido de algumas das propriedades do etanol, como o maior índice de octano, maior calor latente de vaporização e velocidade laminar de chama.

Algumas das mais importantes competições do mundo utilizam atualmente misturas de combustível contendo etanol, tais como a Indycar, Nascar, Drag racing entre outras. Tal facto demonstra que o etanol tem potencial de ser um combustível atrativo na alta competição automóvel, e o uso de E85 na competição Formula Student indica isso mesmo.

Desta forma, foi equacionada a utilização de E85 futuramente por parte da equipa de Formula Student da Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria (ESTG), tornando-se assim a primeira equipa portuguesa a utilizar este combustível na competição.

1.2 - Objetivos

Os objetivos traçados para a elaboração deste estudo consistem primeiramente no estudo das alterações que são necessárias ou recomendadas no motor para funcionar com uma mistura de 85% de etanol na gasolina.

De seguida pretende-se criar um modelo de simulação computacional do motor, suficientemente válido considerando a utilização de gasolina.

Após a criação do modelo computacional base, será realizada a simulação alterando apenas o combustível para E85 e comparar os resultados com a revisa bibliográfica.

De modo a validar o modelo, deverá proceder-se a uma montagem experimental no motor Honda CBR600 F4i proveniente da antiga equipa de Formula Student da ESTG. Assim será criado um sistema sensorial que engloba os sensores já existentes no veículo de forma a obter dados consistentes para comparar a utilização dos dois combustíveis.

Os testes serão realizados em banco de potência de rolos que permitirá obter as curvas de potência e binário através de testes discretos, os restantes dados provenientes dos sensores do motor serão realizados a regimes constantes.

Por fim, tendo o modelo validado, proceder-se-á a uma otimização do motor em “*software*”, em que serão alterados os valores de riqueza da mistura.

1.3 - Formula Student

O Formula Student é uma competição a nível universitário, com reputação mundial, criada e gerida pela “Institution of Mechanical Engineers”. A competição é apoiada pela indústria, como por exemplo a Mercedes AMG, Shell, Jaguar, SAE, etc., e engenheiros de alto nível, tais como Ross Brawn, o padrinho do evento. A competição tem como objetivo a criação de um pequeno veículo monolugar de corrida, que irá competir em eventos estáticos e dinâmicos, desenvolvendo e estimulando um espírito empreendedor e inovador nos jovens engenheiros [3].

A competição está dividida em duas classes. A classe 1 que diz respeito ao protótipo do veículo já em fase final de produção e pronto a correr nos eventos dinâmicos. A classe 2 engloba apenas a fase de projeto.

O veículo tem de ser de baixo custo, fácil manutenção e fiável, aliando um elevado desempenho em termos de aceleração, travagem e direcionabilidade (“*handling*”). Durante a

prova, será necessário demonstrar a lógica por detrás de cada sistema proposto que terá de ser ao mesmo tempo sustentável [3].

O envolvimento neste projeto permite que os alunos criem um espírito de equipa e que desenvolvam competências ao nível da gestão de recursos humanos, gestão de tempo e de projeto, orçamentação e apresentação [3].

1.3.1 - Regras

A competição é pautada por um regulamento, com regras para as várias categorias de veículos que nela participam, sejam eles de combustão ou eléctricos. No que diz respeito a esta tese de mestrado, a categoria ao qual se pretende competir será a de combustão. Nesta categoria, os motores a utilizar têm de ser a 4 tempos e com um limite máximo de cilindrada até 610 cm³. Existem ainda regras específicas dependendo do combustível a utilizar. Os combustíveis oficiais da prova são a gasolina sem chumbo 95 e E85, que serão disponibilizados pela organização no dia do evento. Está estipulado que não pode ser adicionado nenhum aditivo aos combustíveis, nem alterar a temperatura do combustível, com intenção de melhorar a eficiência [4].

Os veículos têm de incorporar um restritor no sistema de admissão de ar, de forma a limitar a potência produzida pelo motor. Todo o ar admitido terá que atravessar o restritor, que terá de estar posicionado entre a borboleta e o motor. Consoante o tipo de combustível a utilizar, o restritor tem um diâmetro máximo atribuído, que para a gasolina sem chumbo 95 é de 20 mm e para o E85 é 19 mm [4].

1.3.2 - Equipas

A utilização de etanol (neste caso E85) na competição não é recente, com diversas equipas a terem já projetado e desenvolvido veículos propulsionados com este combustível.

A tabela 1.1 resume as equipas que já participaram pelo menos nos últimos 3 anos com fórmulas movidos a E85. A tabela indica também quais os motores que cada equipa utilizou, as características deste e alterações efectuadas no motor e na gestão do mesmo.

Tabela 1.1 – Motorizações e alterações efectuadas para funcionar com E85, por algumas equipas nos últimos anos [5]–[31].

Ano	Equipa	Motor	Potência [kW @ rpm]	Binário [N.m @ rpm]	Sistema combustível
2014	Monash University – Monash Motorsport	KTM 450 SX-F, monocilíndrico, 449,3 cm ³ , sobrealimentado	50 @ 10000	55 @ 7000	Injeção sequencial, Motec M400
2013 e 2014	Karlsruhe Institute of Technology - KA-Racelng C	AMG FS 2013, 2 cilindros, 596 cm ³ , sobrealimentado	67 @ 6500	130 @ 4500	Injeção direta
2012 e 2013	TU Munich - TUfast Racing Team	Kawasaki ZX6RR, 4 cilindros, 599 cm ³	68 @ 11000	61 @ 9500	Injeção indireta multiponto, Motec M800
2014		KTM 500 EXC, monocilíndrico, 510,4 cm ³	40 @ 9000	44 @ 6500	Injeção monoponto
2013	University of Paderborn - UPBracing Team e.V	Suzuki GSR 600, 4 cilindros, 599 cm ³	60 @ 11000	63 @ 9000	Injeção indireta, Mega squirt
2012 e 2013	University of Stuttgart - Rennteam Uni Stuttgart	Honda CBR 600 RR, 4 cilindros, 599 cm ³	63 @ 10500	65 @ 7500	Injeção multiponto, 8 injetores, 2 rails, Motec
2014		Yamaha RJ095-R6, 4 cilindros, 600 cm ³	63 @ 11500	65 @ 7500	Injeção multiponto
2013	Università di Bologna - UniBo Motorsport	Suzuki GSX-R600, 4 cilindros, 599 cm ³	66,19 @ 11500	56 @ 9500	Injeção indireta, Magneti Marelli PSI injector
2013 e 2012	Wroclaw University of Technology – PWR Racing Team	KTM450 SX, monocilíndrico, 449 cm ³ , sobrealimentado	45 @ 9000	48 @ 8000	Injeção indireta, 2 injetores
2013 e 2014	Universidad Europea de Madrid - Formula UEM	Honda CBR 600 RR, 4 cilindros, 599 cm ³	88,1 @ 13500	66 @ 11250	Sistema de injeção da Honda adaptada para etanol
2013 e 2014	University of Central Lancashire - UCLan Race Engineering	Aprilia RXV500, 550 cm ³ , 2 cilindros	45 @ 11000	40 @ 11000	Aprilia multi point injection

2013	University of Warwick – Warwick Racing	KTM 525, monocilíndrico, 510 cm ³	37,5 @ -	45 @ -	Bosch EV14 fuel injector, Bosch Motorsport fuel pump
2012			57 @ 7500	51 @ 6000	Bosch Semi Sequential Fuel Injection
2013	University of Akron - Zips Racing	Yamaha WR450F, monocilíndrico, 450 cm ³	-	-	Motec M400 ECU
2012	King Mongkuts Institute of Technology Ladkrabang - KMITL Initial	Suzuki LTR-450K6, monocilíndrico, 450 cm ³	56 @ 9500	60 @ 8500	Suzuki LTR-450
2012	Karel de Grote University College - KdG Automotive	Aprilia RXV 550, 2 cilindros, 549 cm ³	62 @ 1000	62,5 @ 7000	Sistema de injeção feito por eles
2013 e 2012	University of Erlangen-Nuremberg - High-Octane Motorsports	Aprilia SXV 550, 2 cilindros, 553 cm ³	56 @ 11500	56 @ 8000	DTAfast S80 Pro ECU
2012	Imperial College London - Imperial Racing Green	Aprilia 55RX, 2 cilindros, 553 cm ³	42 @ 9500	47 @ 7500	3 bar, Walbro pump, injetores Bosch de 440 cm ³ /min
2009	ETH Zurich – AMZ Racing Team	Suzuki GSX-R 600, 4 cilindros, 600 cm ³	60 @ 10000	64 @ 8000	Motec M400
2010	Delft University of Technology - Dut racing team	Yamaha WR450F, monocilíndrico, 450 cm ³	37,5 @ 9000	47 @ 6500	ECU feita por eles
2014	Warsaw University of Technology – White Eagle Racing Team	BMW G 450x, monocilíndrico, 449 cm ³ , sobrealimentado	38 @ 8000	45 @ 7000	Injeção monoponto
2014	University of Maribor – UNI Maribor Grand Prix Engineering	KTM 450 SX-F, monocilíndrico, 550 cm ³	43,6 @ 8400	58 @ 5500	Injeção monoponto

Analisando a tabela, pode-se observar que uma boa parte das equipas participou com motores de 600 cm³ de 4 cilindros. A preferência por adopção de motores bi-cilíndricos é

menor. Contudo os motores monocilíndricos estão a ganhar a preferência das equipas, com a utilização por parte de 5 equipas de motores com 510 cm³ e 4 equipas com motores de 450 cm³. Esta escolha por motores monocilíndricos é sustentada pela redução no peso, baixo centro de massa e com maior espaço para acomodar outros componentes, e com a possibilidade de instalação de turbo-compressores.

As potências dos motores variam entre os 37,5 kW e os 130 kW e binário entre 40 a 130 N.m. Os menores valores de potência e binário pertencem, como é óbvio, aos motores com menor cilindrada. A exceção é feita pela equipa da universidade de Karel de Grote University College e Karlsruhe Institute of Technology, que utilizam motores de 2 cilindros.

A maior parte dos motores são naturalmente aspirados com exceção dos motores das equipas de Karlsruhe, Monash, Warsaw e Wroclaw. Assim se explica que a equipa de Karlsruhe consiga atingir um desempenho do motor idêntico aos motores de 4 cilindros.

1.4 - Motor da equipa FSipleiria

A equipa do Formula Student do IPL tomou a decisão de utilizar na competição um motor proveniente de um motociclo, nomeadamente, de uma Suzuki GSX-R 600. As características do motor original estão representadas na tabela 1.2.

Tabela 1.2 – Características do motor original da Suzuki GSX-R 600 [32], [33].

Veículo	Suzuki GSX-R 600
Número de cilindros	4
Diâmetro [mm]	67
Curso [mm]	42,5
Cilindrada [cm ³]	599
Razão compressão	12,5
Actuação de válvulas	Duas árvores de cames à cabeça (DOHC)
Número de válvulas por cilindro	4
Binário [N.m @ RPM]	63 @ 10800
Potência [kW @ RPM]	76,8 @ 12800

Este motor é do tipo 4 cilindros em linha, com uma cilindrada total de 599 cm³, refrigerado a água, e com dupla árvore de cames à cabeça, uma para as válvulas de admissão e outra para as válvulas de escape.

O motor possui um sistema de injeção indireta multiponto, juntamente com borboletas individuais (ITB) para cada um dos cilindros.

A gestão do motor é feita pelo sensor de pressão do ar admitido e da borboleta de admissão em função da rotação do motor, controlando assim a injeção não possuindo sonda lambda. Utiliza ainda uma série de sensores e sinais de outros componentes, como os sensores de temperatura, para realizar compensações ao nível da injeção de combustível. O tipo de injeção empregue no motor é do tipo sequencial.

A ordem de ignição é 1-2-4-3 e o sinal de ignição é controlado eletronicamente.

As curvas de binário e de potência do motor original estão representadas na figura 1.1.

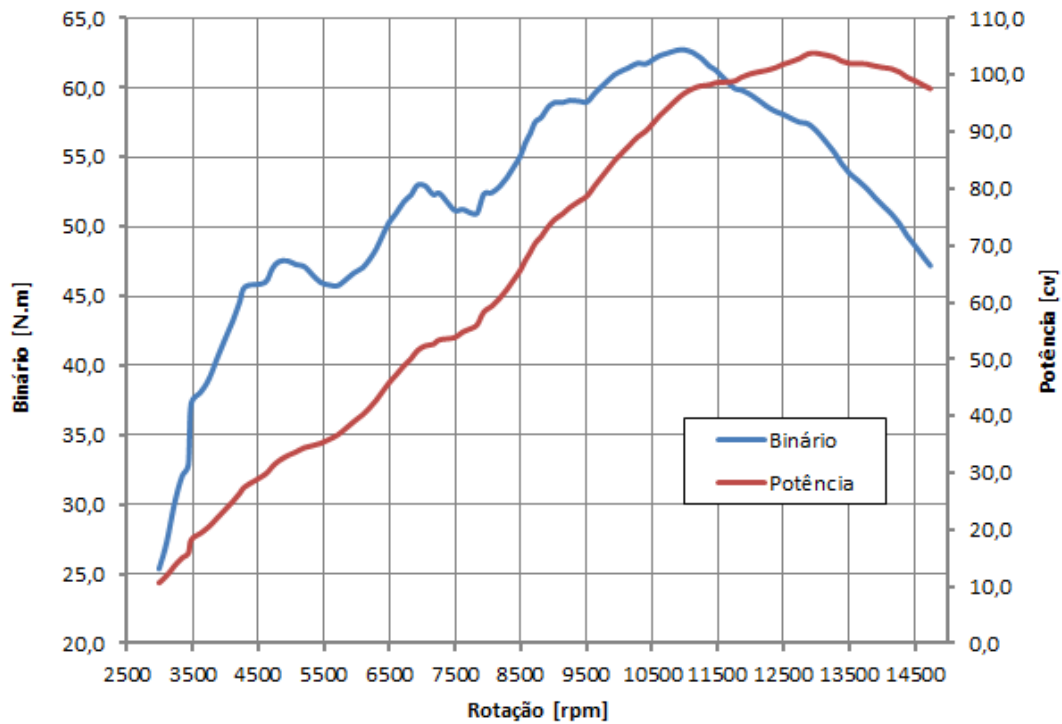


Figura 1.1 – Curvas de potência e binário do motor original da GSX-R 600 [33].

2 - Revisão Bibliográfica

2.1 - Etanol

O etanol, ou bioetanol, ou ainda álcool etílico tem como fórmula química C_2H_5OH , é um líquido inflamável e sem cor, produzido principalmente a partir de cereais como o milho e de culturas açucareiras como a cana-de-açúcar, mas também a partir de materiais lenhocelulósicos [2], [34]–[36]. Para além de combustível, pode também ser encontrado nas bebidas alcoólicas (vinho, cerveja, bebidas destiladas como o whiskey), solventes, perfumes, aromatizantes, medicina, síntese química, etc. [34], [35], [37].

Enquanto combustível, o etanol, pode conter cerca de 35% de oxigénio em base mássica, sendo por isso considerado um combustível parcialmente oxigenado [1], [35], [38], [39]. Tal facto traduz-se numa combustão mas limpa, com menor emissão de partículas e óxidos de nitrogénio, baixo poder calorífico e baixa razão ar/combustível, quando comparado com a gasolina [35], [38], [39].

2.1.1 - Propriedades do etanol

A gasolina convencional utilizada como fonte energética nos automóveis, é um produto da destilação fraccionada do petróleo bruto, sendo composta por vários hidrocarbonetos, enquanto o etanol é considerada uma substância pura [1], [40]. O etanol é incolor, com ponto de ebulição de 78,4 °C, ponto de fusão de 114,3 °C, massa volúmica de 790 kg/m³ e é higroscópico [35], [37], [39], [41]. Na tabela 2.1 são apresentadas várias propriedades relativas quer à gasolina quer ao etanol.

O etanol apresenta algumas características interessantes do ponto de vista da combustão, quando comparado com a gasolina, das quais se destacam o maior índice de octano, maior calor latente de vaporização, maiores limites de flamabilidade e maiores velocidades de propagação de chama [25], [35].

O índice de octano define a resistência à detonação de um combustível, isto é, a resistência de um combustível à auto-ignição. A auto-ignição é prejudicial para o motor, pois leva a uma perda de potência e, mais grave ainda, à prematura destruição do motor [40], [42]. Este índice é avaliado pelos métodos MON e RON, que permite inferir o comportamento de um motor alimentado com esse combustível, em condições de carga elevada ou carga constante, respectivamente [43]. Quanto maior este índice, maior resistência à ocorrência de “*knock*” o combustível terá [40], [44]. Para o caso da gasolina, o

que se pode encontrar nos postos de combustível são gasolina com 95 ou 98 octanas. No caso do etanol, o índice de octano é cerca de 110. Isto significa que, o etanol por ter um índice de octano maior que a gasolina juntamente com a capacidade de aguentar maiores pressões e temperaturas, é menos sensível ao aparecimento de “*knock*”, o que permitirá maiores razões de compressão e menor avanço à ignição, melhorando assim a eficiência, potência e consumo de combustível do motor [25], [35], [38], [39], [41], [42], [45].

Tabela 2.1 - Propriedades dos combustíveis gasolina e etanol [39]–[41], [43]–[48].

	Gasolina	Etanol
Densidade (15°C) [g/cm³]	0,720 – 0,775	0,79
Temperatura de ebulição [°C]	25 - 210	78
Calor latente de vaporização [kJ/kg]	350	904
Índice de octano	95-98	110
Poder Calorífico Inferior [MJ/kg]	44	26,8
A/F	14,5	9
Temperatura de ignição [°C]	300 - 400	362- 420
Flash point [°C]	-40	12
Limite de flamabilidade superior [% volume]	7,6	19
Limite de flamabilidade inferior [%volume]	1,4	4,3
Laminar flame speed [m/s]	0,30	0,40

O calor latente de vaporização indica a facilidade/capacidade de um combustível líquido se vaporizar para se misturar com o ar. Para que os combustíveis líquidos se misturem com o ar necessitam de calor, que é retirado à mistura ar/combustível [40]. Este arrefecimento da mistura acaba por ser benéfico em motores de ignição por faísca, pois permite o arrefecimento interno do motor e maiores taxas de compressão [40]. No caso do etanol, o calor latente de vaporização é 3 a 5 vezes maior que o da gasolina, o que faz com que a temperatura no colector de admissão seja mais baixa, e conseqüentemente a quantidade de ar admitida no motor seja maior, aumentando assim a eficiência volumétrica [1], [25], [42], [49], [50]. Por outro lado, a vaporização da mistura ar/combustível na admissão pode ser reduzida, o que em conjunto com o menor poder calorífico, pode originar problemas no arranque a frio dos motores [38], [40]–[42], [45]. Este problema pode ser evitado ao aquecer o colector de admissão, fazendo com que aqueça o ar admitido e conseqüentemente a mistura ar/combustível [38]. No caso de motores sobrealimentados a álcool, estes não necessitam de “*inter-cooling*”, pois o elevado calor latente do álcool é suficiente para arrefecer a mistura [40].

O poder calorífico de um combustível define a quantidade de energia química disponível no combustível [40]. Corresponde à quantidade de calor libertada durante uma combustão completa, considerando as temperaturas dos reagentes e dos produtos da combustão iguais a 25 °C [40], [44]. O poder calorífico superior (PCS) indica a quantidade de energia libertada, tendo em conta a presença de água sob a forma líquida nos gases de escape. A diferença entre o poder calorífico inferior (PCI) e o PCS provem da quantidade de energia referente ao calor latente de vaporização dessa água [40], [44]. No caso de combustíveis oxigenados, ou seja com elevado teor em oxigénio na sua composição como os combustíveis à base de álcool, possuem baixo poder calorífico comparativamente com a gasolina. Consequentemente, e aliado ao maior calor latente de vaporização, é necessário maior quantidade de combustível (normalmente entre 30 a 60%) para obter o mesmo desempenho quando são usadas misturas de gasolina-etanol baixas ou apenas gasolina [1], [38], [39], [42], [51].

Os limites de flamabilidade definem os valores máximos e mínimo da relação ar/combustível para os quais o processo de combustão completa de um combustível ocorre. Por exemplo, o etanol possui um limite superior de flamabilidade (LSF) de 19% e um limite inferior de flamabilidade (LIF) 4,3%, ou seja, na mistura tem de existir entre 4,3 a 19% do volume em combustível para que ocorra ignição. No caso do etanol, ambos os limites de inflamabilidade são superiores aos da gasolina. Isto significa que, quando o combustível (etanol) se misturar com o ar nas proporções adequadas, esta mistura se inflamará mais fácil e rapidamente.

A velocidade laminar de chama corresponde à velocidade a que uma frente de chama laminar se propaga na mistura, na câmara de combustão [40], [52]. Esta velocidade é uma característica do combustível e da riqueza da mistura, sendo altamente dependente da temperatura da mistura ar/combustível mas pouco influenciada pela pressão no cilindro [40].

Estas velocidades não ocorrem na prática, uma vez que a combustão tipicamente possui uma frente de chama turbulenta, desenvolvendo uma frente de chama de forma irregular, podendo atingir velocidades de chama reais 10 vezes superiores [40].

O facto de o etanol possuir uma maior velocidade de chama que a gasolina, permite uma menor duração da combustão, que aliado à maior temperatura de auto-ignição e maior índice de octano, permite a redução do avanço de ignição.

Outro parâmetro relativo à ignição do combustível é o seu "*flash point*" (ponto de nuvem). O "*flash point*" de um combustível, caracteriza-se pela temperatura para a qual a taxa de libertação de vapores de combustível potencia a produção de uma mistura de combustível no ar de modo a que entre facilmente em ignição na presença de uma fonte

exterior de ignição (chama, faísca, etc.). Este parâmetro pode mostrar a inflamabilidade de um combustível, pois quando a temperatura ambiente se aproxima da do “*flash point*”, a facilidade de ignição e de propagação de chama aumentam, com a existência de vapores de combustível misturados com o ar [40]. Tendo em conta que estes dois parâmetros, temperatura de auto-ignição e “*flash point*”, no etanol são elevadas em comparação com a gasolina, conclui-se que o etanol é mais seguro para transportar e armazenar [1], [50].

A volatilidade também é um parâmetro importante num combustível, pois para uma correta queima do combustível é necessário que este esteja bem misturado com o ar. Portanto, a facilidade de um combustível líquido em vaporizar-se afecta directamente diversos parâmetros de desempenho do veículo, como as condições de arranque a frio ou a quente, a capacidade de aceleração, a economia de combustível e a diluição do óleo lubrificante. Exatamente por isso, os combustíveis derivados de petróleo devem apresentar uma composição equilibrada entre fracções leves e pesadas, de modo a que a sua curva de destilação seja adequada às condições requeridas pelo motor. A adição de etanol tende a baixar a curva de destilação, especialmente na primeira metade, afectando a chamada temperatura T50, correspondente a 50% da massa evaporada, embora as temperaturas inicial e final de destilação sejam pouco afectadas [43].

Ainda relacionado com a volatilidade, a pressão de vapor de Reid, é significativamente afectada pela adição de etanol. A pressão de vapor de Reid determina o nível das emissões evaporativas e a possibilidade de ocorrer formação de vapor nas linhas de alimentação de combustível, um problema atenuado com a actual adopção de bombas de combustível no depósito, como ocorre na grande maioria dos veículos modernos. É interessante constatar que, embora a pressão de vapor da gasolina pura seja superior à do etanol puro, a adição de etanol à gasolina eleva a pressão de vapor da mistura. Este incremento, tipicamente, apresenta um máximo em torno de 5% do volume de etanol na gasolina, reduzindo gradualmente à medida que cresce o teor em etanol [43]. De qualquer das formas, este efeito pode ser compensado ou corrigido facilmente, ajustando o teor da gasolina base.

Um aspecto particular do etanol é o facto de este possuir uma boa afinidade com a água, sendo higroscópico ao contrário da gasolina que é imiscível com a água [1], [2], [38], [39], [42], [45], [50]. Desta forma o etanol absorve a humidade em todo o circuito de combustível prevenindo que a linha de combustível congele, em caso de temperaturas negativas [1], [2]. Por outro lado existe o risco de aparecimento de água nas misturas de gasolina-etanol, resultando em problemas de corrosão em componentes mecânicos, sobretudo em componentes de materiais metálicos como cobre, alumínio e latão [1], [2], [38], [42].

O etanol pode também reagir com a maioria das borrachas e assim criar um estrangulamento nos tubos do sistema de alimentação de combustível. Por conseguinte, é

aconselhado a utilizar borrachas de flúor-carbono como substituto às borrachas tradicionais [1], [42].

Para materiais em plástico, a figura 2.1 apresenta alguns materiais compatíveis com o etanol.

Plástico	Durabilidade
Poliétileno convencional	Aceitável
Polipropileno	Aceitável
Polimetilpenteno (PMP)	Aceitável
Policarbonato	Aceitável
Cloreto de vinila (PVC)	Aceitável
Poliétileno de alta densidade	Excelente
Politetrafluoretileno (Teflon)	Excelente

Figura 2.1 – Compatibilidade de materiais plásticos com o etanol [43].

2.1.2 - Produção de etanol

O bioetanol é o biocombustível mais comum, tendo representado mais de 90% da produção e utilização de biocombustíveis em 2007 e cerca de 86% em 2010 [35], [53], [54].

O bioetanol pode ser produzido com base em qualquer biomassa que contenha quantidades significativas de açúcares ou amido. A matéria-prima da biomassa pode provir das culturas do milho, trigo e outros cereais, cana-de-açúcar, tubérculos como a beterraba açucareira e a batata, sorgo, materiais à base de celulose e hemicelulose como a madeira, resíduos e desperdícios agrícolas e florestais, ervas espontâneas, etc. [35], [37], [43], [53]. Destas matérias-primas, as culturas energéticas atualmente mais importantes e mais utilizadas a nível mundial são o milho (principalmente nos EUA) e a cana-de-açúcar (principalmente no Brasil) [35], [37], [43], [55].

Os biocombustíveis são normalmente classificados em 2 categorias, dependendo da origem das matérias-primas para a produção, nomeadamente biocombustíveis de primeira geração ou convencionais e de segunda geração ou biocombustíveis avançados (“*advanced biofuel*”). Os biocombustíveis convencionais são obtidos a partir da fermentação de hidratos de carbono sólidos como o milho, trigo, cana-de-açúcar, beterraba, etc.. Os biocombustíveis de segunda geração são obtidos a partir de biomassa rica em matéria lenho-celulósica como a madeira, não só por queima direta desta mas também por fermentação ou ainda obtidos através de microalgas como matéria para produzir combustível (biodiesel) [37], [53], [55].

A obtenção de bioetanol a partir de matéria-prima à base de amido e de açúcares passa por diversas fases. O processo inicia-se com uma separação e limpeza da matéria-prima (grãos ou cana de açúcar), que em seguida serão moídos. No caso da biomassa rica

em amido, existem dois métodos para o processo de moagem dos grãos, a moagem húmida e a moagem seca.

A moagem húmida consiste, muito resumidamente, em embeber e fraccionar os grãos antes da conversão do amido em açúcar, separando o glúten e outros nutrientes do amido. Na moagem a seco, o grão é separado e fraccionado durante o processo de conversão [35], [43].

Comparando os dois tipos de moagem, a via húmida apresenta mais passos, pois implica vários tratamentos químicos para separar os vários nutrientes, mas por outro lado consegue gerar subprodutos mais valiosos. Por outro lado a via seca tem um custo de produção e investimento muito menor [35], [43].

O amido é então submetido ao processo da hidrólise, que com a adição de ácidos (tipicamente ácido sulfúrico) e/ou enzimas (tipicamente alfa-amílase e glucoamilase), transforma o amido em açúcares simples [37], [43].

A partir daqui, os processos são idênticos quer para a matéria-prima rica em açúcares, quer para ao açúcar obtido a partir do amido. Assim, o próximo passo é a fermentação, onde os açúcares são transformados em etanol por ação de leveduras do tipo "*Saccharomyces cerevisiae*". O etanol resultante é por fim enviado para a destilação, de forma a produzir etanol hidratado, isto é, etanol com cerca de 5% de água, que é posteriormente desidratado para obter etanol puro (aproximadamente 99% álcool), chamado etanol anidro [34], [35], [37], [43].

Estes processos de obtenção do etanol geram vários subprodutos, nas diferentes etapas, que podem ser utilizados novamente para aumentar o rendimento da conversão, ou para ajudar a diminuir os custos energéticos, ou ainda como produtos importantes para outros sectores industriais como por exemplo, ração para gado e fertilizantes. Do processo de fermentação as leveduras geram CO₂ que pode ser aproveitado para gaseificação de bebidas ou processos industriais [35], [37], [43].

A beterraba açucareira é uma das culturas que produz diretamente açúcar, além da cana-de-açúcar. Tem sido utilizada na produção de etanol essencialmente na Europa e Rússia [37]. A beterraba açucareira acumula grandes quantidades de açúcar nas suas raízes, podendo apresentar produtividades entre 50 a 100 toneladas por hectare, representando cerca de 7500 litros de bioetanol por hectare cultivado, muito semelhante à cana-de-açúcar [43].

A produção de etanol a partir da beterraba consiste no processamento da beterraba ao limpar e corta-la em palitos para aumentar a área de extração do açúcar. De seguida são enviados para um difusor para extrair o açúcar, resultando num sumo de beterraba. O sumo é então evaporado com o propósito de aumentar a concentração de açúcar, formando um xarope espesso. O xarope é fermentado originando um caldo fermentado que depois é

destilado e desidratado até obter etanol anidro, tal como nos processos anteriormente descritos [37], [43].

A obtenção de etanol a partir da beterraba é um processo com algumas vantagens, sendo as mais importantes a sua elevada produtividade e rendimento na obtenção de etanol, o aproveitamento dos produtos secundários, o facto de a beterraba implicar um menor ciclo de produção agrícola e ser tolerante a variações climáticas, e uma menor exigência a nível de fertilizantes. Por outro lado o processo é altamente consumidor de energia e consequentemente dependente de energia externa, isto é eletricidade e combustível [35], [37], [43].

O etanol pode ser obtido através de matérias-primas ricas em celulose e hemicelulose como a madeira, resíduos florestais e agrícolas, resíduos de plantas nos processos industriais (serradura, pasta de papel, por exemplo) e plantas de rápido crescimento como o álamo [34], [37], [53]. Porém, não é fácil produzir etanol a partir de matérias-primas lenho celulósicas como nas matérias-primas ricas em açúcar e amido. Esta dificuldade prende-se com o facto de o açúcar a partir da celulose estar preso a uma cadeia complexa de hidratos de carbono chamados polissacarídeos (longas cadeias de açúcares simples) [34], [35], [37]. Assim, é necessário separar estas estruturas complexas em açúcares fermentáveis e simples de forma a tornar a produção de etanol a partir de celulose mais eficiente e económica. O processo chave para isso é a hidrólise da celulose em açúcar [34], [35]. O processo é em tudo semelhante à hidrólise do amido em açúcar, excepto nas enzimas utilizadas. Os passos seguintes até à obtenção de etanol são semelhantes aos descritos acima.

Esta produção de bioetanol a partir de materiais ricos em celulose tem um grande potencial, com a possibilidade das matérias-primas celulósicas poderem crescer em solos não aráveis, o que pode aumentar consideravelmente a disponibilidade de terras [53]. Outro aspecto do potencial desta produção é os gases de efeito de estufa produzidos pela combustão da biomassa, que são compensados com a absorção de CO₂ pela biomassa à medida que vai crescendo [34].

2.1.3 - Perspetivas de utilização de etanol

A utilização de bioetanol bem como de outros biocombustíveis como combustível para o sector automóvel/transportes não é recente. O bioetanol derivado do amido de milho começou a ser produzido e utilizado no final do século XIX [56]. O responsável pela grande utilização do etanol foi Henry Ford com o seu modelo T, que fora desenhado e construído para funcionar a etanol. Este possuía um carburador ajustável, que tanto podia funcionar com gasolina como com etanol produzido pelos agricultores [56]. Mas o aumento de

impostos, baixo preço da gasolina e a propaganda dos produtores de petróleo foram alguns dos fatores que tornaram o etanol pouco popular como combustível. Durante a I e II guerras mundiais, tanto os Estados Unidos da América (EUA) como a Europa, utilizaram combustíveis alcoólicos como suplemento aos combustíveis fósseis. Depois da II guerra mundial, o etanol continuou a não ser bem-sucedido devido aos preços baixos do petróleo [56]. Até que em 1970, devido à crise petrolífera, o etanol produzido a partir da cana-de-açúcar, no Brasil e depois o milho nos EUA, voltou a despertar o interesse comercial [57]. Mais tarde, o etanol foi utilizado como aditivo no combustível para substituir o chumbo da gasolina, uma vez que é um potenciador de índice de octano e permite uma queima mais limpa [35].

Atualmente os biocombustíveis são vistos e utilizados como forma de diminuir a dependência dos combustíveis fósseis e também como forma de diminuir as emissões de poluentes. Os biocombustíveis, como o bioetanol e o biodiesel, oferecem benefícios na redução de CO₂ relativamente aos combustíveis fósseis, pois o seu carbono foi absorvido da atmosfera à medida que as plantas foram crescendo. Os biocombustíveis podem oferecer até 50% de redução nos gases de efeito de estufa, embora os benefícios do bioetanol a partir da cana-de-açúcar são tipicamente muito maiores (redução à volta de 80%) [55].

Os biocombustíveis apresentam-se como uma alternativa à procura global de energia, pois a maioria dos países possui recursos com potencial bioenergético, para além de ser uma fonte renovável de energia. Este interesse tem vindo a crescer principalmente na Europa, América do Norte, Brasil, e na Ásia, mais concretamente no Japão, China e Índia [43]. O bioetanol é utilizado na maioria das vezes com misturas de gasolina. O teor de 10% de etanol misturado na gasolina (E10) é o mais comum, uma vez que é a quantidade máxima, considerada pela indústria automóvel atualmente, que se pode adicionar ao combustível sem que haja a necessidade de alterações de materiais, componentes ou recalibrações de motor. Esta quantidade pode ser encontrada em diversos países, como por exemplo nos EUA, Canada, Austrália, Tailândia, China, Colômbia, Peru, Paraguai, etc.. Para elevadas concentrações de etanol, a mistura mais comum é a utilização de 85% de etanol (E85), que pode ser encontrado em países que comercializem e utilizem veículos "Flex Fuel", como o Brasil, EUA e Suécia [35], [43].

Estes teores de etanol presente nos combustíveis bem como a crescente procura de biocombustíveis, só são possíveis graças a políticas e incentivos dados pelos governos. Os exemplos/casos dos EUA e do Brasil refletem essa aposta no etanol como combustível, pois graças aos programas de incentivo desenvolvidos e adotados, são os maiores produtores de bioetanol do mundo.

Os EUA, para além de definirem uma percentagem de etanol a ser adicionada aos combustíveis, desenvolveram os programas "Renewable Fuel Standard" e "Alternative Fuel

Standard” que estabelecem metas relativas às quantidades de biocombustíveis que devem ser produzidas, nomeadamente atingir 28 mil milhões de litros de combustíveis renováveis em 2012 e 132 mil milhões de litros de combustíveis renováveis e alternativos em 2017, e 136 mil milhões em 2022 [43], [57], [58]. Os EUA é também o único país que define uma cota para a produção de biocombustível a partir de matéria lenho-celulósica, contando atualmente com 0.02 mil milhões de litros e em 2022 o objetivo é 60 mil milhões de litros [57].

O Brasil utiliza o etanol como combustível desde 1925, onde a produção de etanol era 70 vezes superior que a produção e consumo de gasolina. Mas foi desde a crise petrolífera dos anos 70 que o etanol começou a ganhar adeptos, graças ao programa Proálcool criado pelo governo brasileiro. O programa permitia regular o mercado do etanol e encorajar a produção e uso do etanol de cana-de-açúcar como combustível. Algumas dessas medidas passavam pelo uso de veículos a etanol obrigatório em toda a frota do governo, foram criados incentivos fiscais para atrair novos consumidores e fabricantes, o preço do etanol foi fixado como uma percentagem fixa da gasolina regular. Porém, a escassez de etanol em 1989 reduziu a confiança dos consumidores, que aliado à diminuição dos preços do petróleo levou a que as vendas de veículos alimentados a etanol diminuíssem drasticamente [39], [56], [59]. O programa Proálcool nunca foi formalmente terminado, mas em 1998 os subsídios foram gradualmente extintos e os preços do álcool passaram a variar com o mercado [56].

Na União Europeia (UE) o bioetanol ainda não foi desenvolvido em grande escala. A França, Suécia, Itália e Alemanha são os países onde os biocombustíveis são mais aceites e utilizados. Em Espanha bem como outros estados membros, é promovida a produção de biocombustíveis com o intuito de exportar os excedentes da sua produção, uma vez que não possui uma rede doméstica significativa [43], [56].

Foi a partir do final de 2001 que surgiram as primeiras ações coordenadas a nível comunitário para a produção e utilização de biocombustíveis. Como metas, foi estabelecida a utilização de 2% de biocombustíveis até 2005 e de 5,75% em 2010. Em Abril de 2009, a legislação da UE adoptou a Diretiva sobre Energias Renováveis (“Renewable Energy Directive”, RED). Esta diretiva visa criar um mercado mais robusto de biocombustíveis, e propõe como meta o uso de 10% energias renováveis com base em biocombustíveis até 2020 [43], [55], [58]. Esta nova diretiva deverá ser alcançada com o uso de biocombustíveis sustentáveis, definidos em relação a parâmetros estabelecidos na própria diretiva. A diretiva também promove o uso de biocombustíveis de segunda geração, na medida em que contabilizarão duas vezes a sua contribuição no cumprimento da meta proposta para 2020 [43], [57].

Apesar destes programas e diretivas, os biocombustíveis enfrentam diversas barreiras que se podem encontrar ao longo de toda a cadeia de valor do combustível. Uma das barreiras é relativa à área de terras de cultivo disponíveis para culturas energéticas que compete com as terras para cultivo alimentar. Outro factor desfavorável é o preço das matérias-primas e biomassa, uma vez que são voláteis e acabam por competir com a indústria alimentar [43], [53], [55], [57]. As tecnologias na produção de biocombustíveis necessitam de ser melhoradas e de desenvolvimento. O caso dos biocombustíveis de 1ª geração já estão numa fase madura, mas ainda podem beneficiar de eficiências de processo. Os biocombustíveis de 2ª geração ainda estão em desenvolvimento, com novos processos químicos e enzimáticos (pré-tratamento, hidrólise e fermentação) a serem estudados e projetados de forma a aumentar a eficiência de conversão. O grande desafio é provar a sua sustentabilidade e viabilidade económica, ao passar para uma produção em larga escala, captando assim maior cota de mercado [53], [55], [57], [58]. Porém, estes custos podem ser compensados com o aproveitamento dos co-produtos gerados durante a produção do biocombustível [43], [57]. Para que os biocombustíveis sejam sustentáveis economicamente, é necessário, por exemplo, criar incentivos fiscais, reduzir taxas ou eventualmente serem abolidas, estabelecer acordos comerciais a nível internacional e apoio à produção, etc. [57], [58]. De forma a fomentar o uso de biocombustíveis e até a obter apoios para a produção e instalação de infraestruturas dos mesmos, pode ser necessária uma discussão e aceitação pública, com informação objetiva sobre as vantagens e desvantagens da produção de biocombustível e da sua utilização [57], [58].

Apesar das barreiras que os biocombustíveis estão sujeitos, é esperado que nos próximos anos a procura por biocombustíveis aumente, de forma a cumprir os programas estabelecidos. Segundo L. Barbanti, A. Grevé, e S. Fazio [57], até 2030 os países da OCDE irão representar 40% da procura mundial de biocombustíveis, e os países fora da OCDE representaram 70% da procura mundial em 2050 (figura 2.2) [57]. O aumento previsto para a produção, baseado nas unidades produtoras de biocombustíveis existentes, demonstra que será necessária a importação de etanol e outros biocombustíveis na União Europeia [43], [57].

Até 2050, a procura de biocombustíveis alcançará cerca de 32 ExaJoules (EJ), o equivalente a cerca de 760 milhões de toneladas de óleo equivalente (Mtoe). Assim que os biocombustíveis de segunda geração forem comercializados, eventualmente, irão tornar-se os mais utilizados. Assim, é esperado que os biocombustíveis de 1ª geração desapareçam de forma gradual, embora ainda venham a desempenhar um papel de rampa de lançamento na produção de biocombustíveis na maioria dos países em desenvolvimento, uma vez que a tecnologia é de custo reduzido e menos complexa que nos combustíveis de 2ª geração [57].

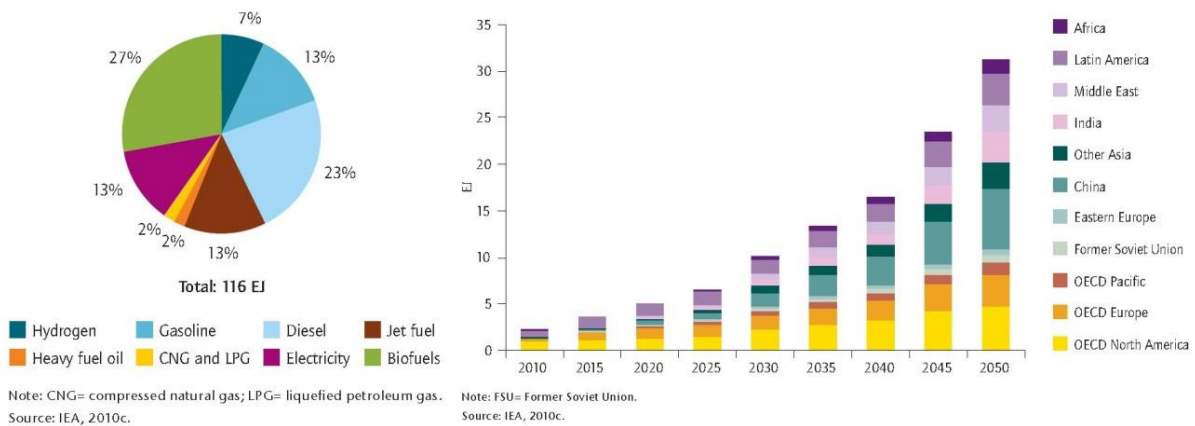


Figura 2.2 – Projeção da produção de bioetanol e outros combustíveis até 2050 [57].

2.2 - Aplicações e sistemas

A utilização de etanol puro (E100) como combustível em veículos deve ser feita preferencialmente em motores projetados ou adaptados especificamente para esse fim, em particular com a adoção de taxas de compressão mais elevadas, tirando partido do maior índice de octano face à gasolina, o que poderá permitir obter ganhos de eficiência entre 7 a 10% [39], [43], [55].

Existem outras modificações que devem ser efectuadas, mais precisamente, no sistema de alimentação de combustível e na ignição, de forma a compensar as diferenças na relação ar/combustível e no processo de combustão. Estas modificações estão relacionadas essencialmente com a compatibilidade de materiais, que na presença do etanol têm a tendência a sofrer corrosão ou a deformarem-se. Entre os materiais metálicos mais sensíveis ao etanol encontram-se o alumínio, magnésio, chumbo e latão, entre outros, que são normalmente substituídos pelo aço inox ou por alumínio anodizado [34], [42], [55]. Ao nível das borrachas e plásticos, estes podem sofrer expansão ou deformação, causando obstrução na linha de combustível, e são substituídos por materiais como o polietileno de alta densidade, nylon, flúor-carbono e Teflon [42], [43], [55].

O efeito do etanol em alguns materiais metálicos é difícil de quantificar pois os metais corroem em vez de se dissolverem. Dependendo da concentração de etanol e do tempo de exposição, pode demorar muito tempo antes de se identificar um problema de incompatibilidade. Peças de borracha e plástico que se dissolvem ou endurecem tendem a ser mais imediatas e aparentes [60].

Nos anos 80, foram detetados casos isolados com a obstrução de filtros de combustível. Em veículos antigos ou componentes antigos, as impurezas/sedimentos nos depósitos de combustível e na linha de combustível foram dissolvidos pela mistura de

etanol. Quando isto ocorre, o filtro de combustível do veículo pode ficar obstruído. A resolução do problema é bastante fácil, bastando apenas substituir o filtro por um novo [2].

C. Corr, C. Jewitt, and K. Moore, afirmam que, dos vários testes realizados com misturas de gasolina-etanol quanto à corrosão de componentes, concluíram que, de forma geral, a adição de etanol não aumenta a corrosão em situações de condução normal do dia-a-dia. Segundo os fabricantes de automóveis, eles indicam que não estão preocupados com a corrosão do metal, uma vez que os combustíveis contêm inibidores de corrosão eficazes [2].

O etanol é um bom agente de limpeza e dissolve impurezas tais como carvão, colas e outros resíduos que possa conter o sistema de combustível. Ao dissolver estas impurezas existe o risco de haver obstrução do filtro de combustível e causar fraco rendimento do motor, como o trepidar do motor, falta de potência ou problemas no arranque [60].

No sistema de combustível, as alterações visam não só a compatibilidade de materiais, mas também fornecer um maior caudal de combustível. Como o etanol possui menor energia que a gasolina e a relação ar/combustível é cerca de 10:1 ao invés de 14,7:1 da gasolina. Desta forma, é necessário introduzir mais combustível para que seja atingida uma mistura estequiométrica. Assim, os componentes da linha de combustível devem possuir a capacidade de fornecer maiores quantidades de combustível. Desta forma, devem ser alterados os filtros e bombas de combustível, substituição de tubagens e outros componentes em borracha, réguas de injeção, injetores [2], [43]. O etanol é bom condutor eléctrico pelo que as bombas e filtro de combustível devem ser blindados, caso sejam mergulhados no depósito [2].

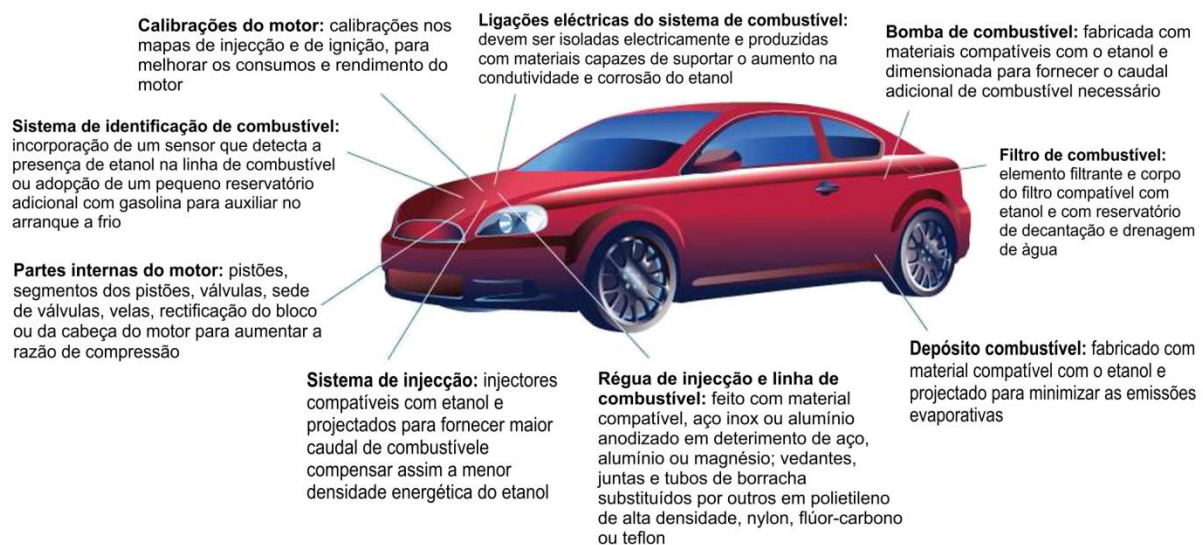


Figura 2.3 – Modificações necessárias num veículo para funcionar com etanol, adaptado de [2].

Devido ao maior calor latente de vaporização, a temperatura da mistura no coletor de admissão diminui, podendo apresentar problemas durante o arranque a frio do motor.

Eventualmente os sistemas de injeção e de ignição devem ser reajustados de forma a melhorar o rendimento e consumos, mas também a fase de arranque a frio.

A figura 2.3 resume as alterações que normalmente são necessárias para que o motor passe a funcionar com etanol como combustível.

Existem veículos que são produzidos para funcionarem com altas misturas de etanol na gasolina como o E85, mas podem também funcionar apenas com gasolina. Estes veículos são denominados “Flex Fuel Vehicles” (FFV). A Ford, Chrysler, Mazda, Honda, Volkswagen, Volvo e Saab são alguns dos fabricantes de automóveis a oferecer veículos compatíveis com o E85 [34], [39], [55].

Nos veículos FFV, os problemas de corrosão e degradação no sistema de combustível foram resolvidos utilizando os materiais anteriormente referidos. O sistema de combustível é dimensionado para compensar a necessidade de maior quantidade de combustível, bem como um controlo mais refinado da injeção e ignição.

Dependendo do fabricante automóvel e das parcerias com os fabricantes de componentes, podem ser encontradas diversas estratégias nos veículos “Flex Fuel”. Os primeiros veículos “Flex Fuel”, lançados pela Ford com tecnologia desenvolvida pela Bosch, eram equipados com um sensor na linha de combustível (figura 2.4), que deteta a presença e concentração de etanol, bem como a temperatura no combustível [34], [39], [59]. A unidade de comando de seguida ajusta o tempo da injeção de combustível e a ignição para corresponder às necessidades do combustível utilizado [34].

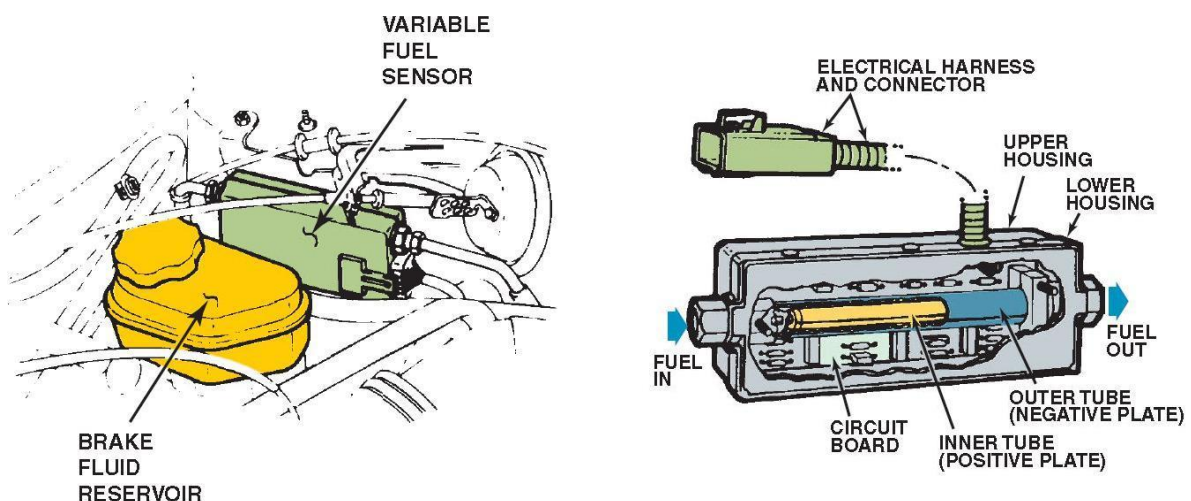


Figura 2.4 – Sensor de teor de etanol dos veículos “Flex Fuel” [34].

Em 2000, a Magneti Marelli apresenta o seu sistema “Flex Fuel Sensor Software”, em que deixava de necessitar do sensor capacitivo usado pela Bosch para detectar a quantidade de etanol, passando a utilizar o sensor de oxigénio já utilizado para controlar as emissões de poluentes noutros veículos. A sonda lambda informa a unidade eletrónica de controlo (ECU) do motor se deve injetar mais ou menos combustível caso a mistura se encontre demasiado pobre ou demasiado rica, tornando a mistura estequiométrica

correta. Acabava assim, por ser um sistema mais simples, barato e mais fiável, que se tornou a escolha preferida dos construtores automóveis [39].

Foram surgindo diversas variantes que juntavam estes dois sistemas para um melhor controlo da injeção e da ignição. Contudo, com o problema do arranque a frio com a utilização de etanol, adotou-se a inclusão de um depósito auxiliar adicional apenas com gasolina (figura 2.5), que apenas é utilizado na fase de arranque [39], [55], [59], [61]. A Volkswagen por outro lado possui um sistema de pré-aquecimento do etanol na fase de arranque a frio, que elimina a necessidade do depósito adicional com gasolina [39].

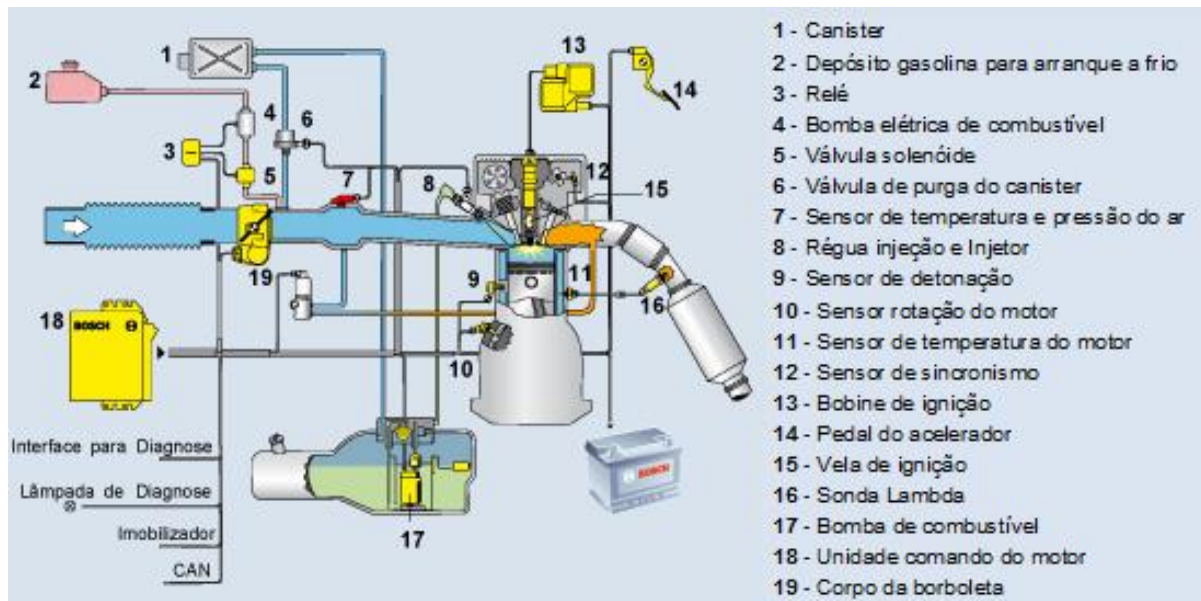


Figura 2.5 – Sistema Flex Fuel da Bosch com depósito de gasolina adicional para o arranque a frio [62].

Por outro lado, a Volvo com o motor B4184S8 (FlexiFuel) e a Saab com o modelo 9-5, para o arranque a frio utilizam um aquecedor elétrico do bloco do motor [51], [63]. Este funciona a temperaturas abaixo dos $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, podendo também funcionar acima dessa temperatura [51].

O modelo da Saab utiliza um motor 2 L com turbocompressor de injeção indireta multiponto, com a deteção do etanol no combustível a ser feita pela sonda lambda “*wide band*” [63], [64]. Com esta configuração a Saab afirma obter mais 20% de potência e 15% de binário, comparando com a gasolina [63]. Foi conduzido um estudo por parte do Department of Energy dos estados unidos e da ORNL (Oak Ridge National Laboratory) que confirma os aumentos da potência e binário em 20% e 15%, respetivamente, e uma melhoria na economia de combustível em cerca de 3% [65].

Em 2008 a Bosch estava a desenvolver um sistema com injeção direta de E85. Este sistema possui velas de ignição com maior banda térmica e de alta temperatura e energia, sonda lambda de rápido aquecimento, componentes compatíveis com etanol, os injetores com 6 furos fornecem um caudal de $15\text{ cm}^3/\text{s}$, motor com turbocompressor e com comando variável de válvulas (VVT). Os resultados obtidos mostram que, com o motor a operar com

E85 e mistura rica (λ 0,75), o consumo aumentou comparando com a gasolina também com mistura rica (λ 0,75), passando de 48 l/h para 65 l/h. Otimizando os mapas de injeção de E85 (passando a operar com λ estequiométrico) e ignição, o consumo diminuiu 1 l/h, passando a consumir 47 l/h [66].

A Delphi tem vindo a desenvolver um sistema que utiliza injeção direta de combustível, sobrealimentado, com duplo variador de fase independente (“*Dual Independent Cam Phasing*”, DICP) para os veículos “Flex Fuel” (figura 2.6). Entre as alterações no motor conta-se com o aumento da razão de compressão de 9,2 para 11.85 com a substituição dos pistões, injetores de 6 furos que proporcionam um caudal de 16,4 g/s a uma pressão de 10 MPa, utilização de carga estratificada para o arranque a frio e a adoção de um sistema de variação de fase das válvulas de admissão de 2 etapas que retarda ou antecipa a abertura das válvulas de admissão de forma a variar a razão de compressão [67], [68].

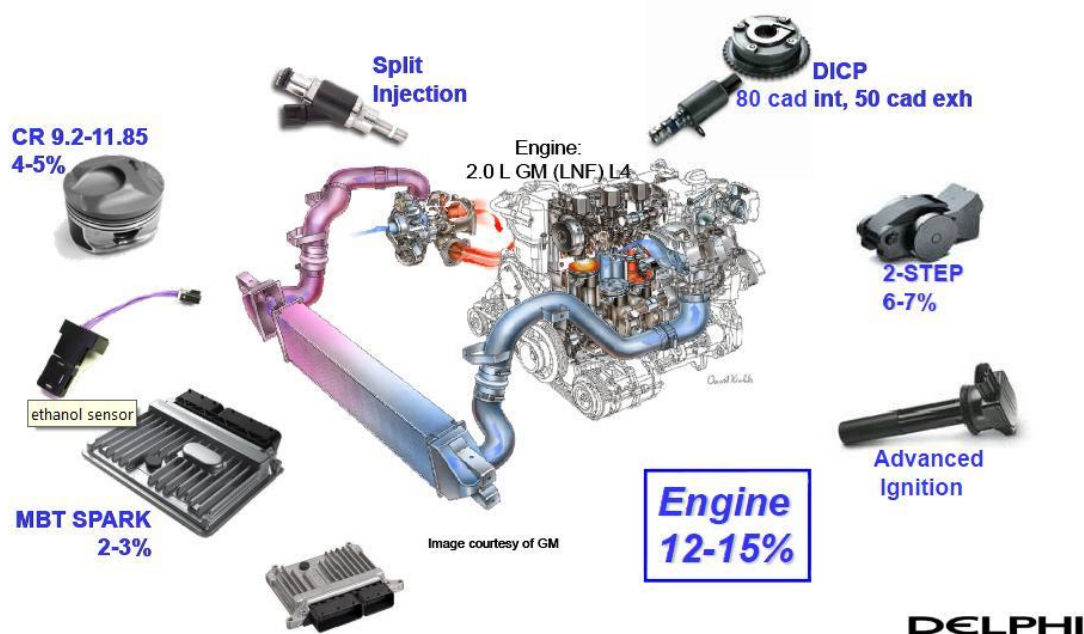


Figura 2.6 – Sistema da Delphi desenvolvido para funcionar com E85 [67].

Os resultados desta abordagem mostram que, com a adoção do sistema variável de válvulas conseguiram aumentar a eficiência da combustão em baixas cargas graças à redução das perdas por bombagem e a razão de compressão pode ser controlada com as estratégias de variação de abertura e fecho das válvulas, com a ignição a dar-se perto do MBT (“*Max Brake Torque*”) para qualquer mistura de gasolina com etanol, até E85. A estratégia de antecipação da abertura da válvula de admissão proporcionou uma melhor economia de combustível, e o binário em baixos regimes aumentou (11 a 12 bar BMEP). Em termos de emissões, registaram uma diminuição nos HC, NO_x e nas partículas [68].

A Ford em conjunto com a AVL está a desenvolver o conceito de Dual Fuel (duplo combustível). Esta solução combina a injeção indireta multiponto de gasolina com a injeção direta de E85 (figura 2.7) [69].

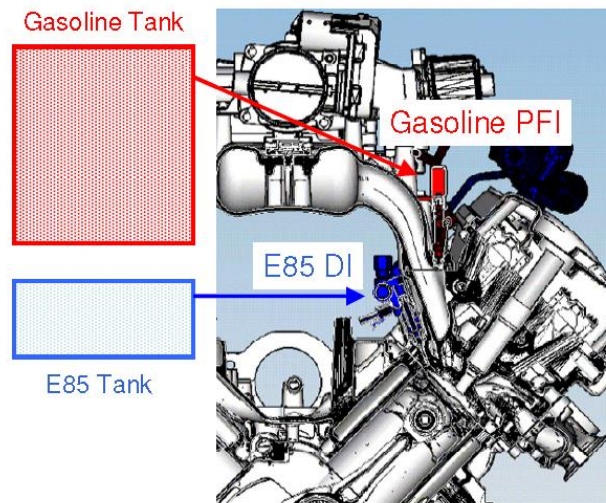


Figura 2.7 – Sistema Dual Fuel desenvolvido pela Ford e AVL [41], [69].

A injeção de gasolina é utilizada para o arranque a frio em baixos e médios regimes/cargas, enquanto a utilização de E85 é destinada a regimes/cargas elevadas de forma a obter o binário máximo do motor e reduzir o aparecimento de “*knock*” [41], [69].

Neste estudo, a Ford realizou ensaios utilizando injeção direta de gasolina com mistura estequiométrica, com mistura rica (λ 0,8), e injeção direta de E85 com mistura estequiométrica. O estudo realizado por Stein et al. e pela Ford permitiu concluir que a injeção direta de E85 é extremamente eficaz na supressão do “*knock*” graças ao seu maior índice de octano e ao elevado calor latente de vaporização que resulta num arrefecimento da carga [41]. O rendimento do motor melhorou, tendo obtido um aumento no BMEP de 23 bar (gasolina e λ de 0,8) para 32 bar (utilização exclusiva de e85 com λ 1) às 2250 rpm [69]. Com a utilização do sistema Dual Fuel os resultados mostram um BMEP de cerca de 27 bar entre as 2500 a 3000 rpm [41]. Por fim, a utilização exclusiva de E85 resultou numa perda de economia de combustível na ordem dos 8%. Contudo, a utilização do sistema Dual Fuel resultou numa melhoria do consumo em 20% [69]. Atribuíram esta melhoria ao maior poder calorífico e à utilização da gasolina na maior parte dos ciclos de condução [41], [69].

A Lotus conduziu um estudo sobre o uso de álcool como combustível em motores sobrealimentados de alto rendimento. Para isso a Lotus modificou o motor Toyota 2ZZ-GE sobrealimentado do Lotus Exige S. A conversão consistiu na utilização de injetores com maior caudal ($300 \text{ cm}^3/\text{min}$ para $425 \text{ cm}^3/\text{min}$ a 3 bar), a inclusão de mais 2 injetores antes do compressor do tipo Roots para tirar maior proveito do calor latente de vaporização e

aumentar o caudal em altos regimes, e as necessárias modificações na unidade de comando para funcionar com E85 e para controlar os 2 injetores adicionais [45].

Os resultados desta conversão mostram que com E85 o limite para o aparecimento de “*knock*” foi aumentado graças ao maior índice de octano do etanol. A eficiência térmica com E85 é significativamente melhor que a gasolina, registando um aumento da potência e binário do motor em 14% e 10%, respetivamente. Entre as 2000 rpm e as 4000 rpm registaram uma diminuição na temperatura dos gases de escape entre 100 a 150 °C. Nos regimes seguintes a diferença decresce para 50 °C, devido à alteração no perfil das cames e da redução do avanço de ignição. O facto de injetar E85 antes do compressor permitiu reduzir o trabalho do compressor e graças ao maior calor latente de vaporização a temperatura no compressor baixa de tal forma que afirmam não ser necessária a utilização de “*intercooler*” [45].

Em termos de Formula Student, em 2009, a equipa AMZ realizou a conversão do motor GSX-R 600 para funcionar com E85. As alterações realizadas consistiram no aumento da razão de compressão de 12,5 para 15 através da retificação do bloco, substituíram as árvores de cames por umas ajustáveis, as linhas de combustível em borracha por Teflon, a bomba de combustível compatível com E85 da Bosch, os injetores capazes de debitar mais caudal e com spray direcionável de 15°, e velas com um elétrodo mais fino para diminuir as perdas térmicas. Ao nível da gestão eletrónica do motor utilizaram uma unidade reprogramável, Motec M400, e utilização de uma sonda lambda “*wide-band*” [25].

Como estratégia de arranque a frio a opção foi injetar maior quantidade de combustível durante esta fase [25].

Com esta conversão a equipa obteve uma faixa de utilização do motor satisfatória, com a potência máxima a ficar ao nível do valor dos outros anos com gasolina (60 kW). Também verificaram que, comparativamente com o funcionamento do motor a gasolina, com E85 houve um aumento no consumo de combustível, com a média a situar-se nos 4,5 L contra os 3,2 L com gasolina [25].

Entre 1998 e 2000, na América do Norte existiu uma competição chamada “Ethanol Vehicle Challenge”, que estimulava as várias universidades da região a converter um veículo do tipo “*pick-up*”, tipicamente alimentado a gasolina para ser alimentado com E85, melhorar o consumo de combustível, reduzir as emissões de poluentes e tornar o veículo fiável, para depois competir em diversos eventos.

Vão ser dados como exemplos as conversões realizadas por 4 universidades que competiram nesta prova: Universidade de Windsor, Universidade de Nebraska-Lincoln, Universidade do Minnesota e Universidade do Texas.

As conversões realizadas pelas 4 universidades no sistema de alimentação de combustível foram muito semelhantes entre elas. Todos os componentes em contacto com E85 foram substituídos por componentes com materiais compatíveis com E85, nomeadamente as tubagens, vedantes e filtros de combustível. As tampas e encaixes das réguas de injeção foram substituídos por umas em inox [70], [71] ou alumínio anodizado [72], [73]. Incorporaram reguladores de pressão ajustáveis com gamas que vão desde 2,76 a 10,34 bar [73], 240 a 620 kPa [72] ou 0 a 6,9 bar [71]. As bombas de combustível adotadas foram praticamente todas semelhantes às que a GM distribui para a competição.

Em todos os casos, os injetores foram substituídos por outros de maior caudal para compensar as necessidades de maior combustível. A universidade de Windsor e do Nebraska optaram por injetores com caudal de 3,8 g/s de 6 furos para cobrir a necessidade de 44% mais combustível e de modo a melhorar a atomização do E85 no arranque a frio (e assim reduzir os problemas na fase de arranque) [70], [73]. A universidade do Minnesota adotou injetores com caudal entre 1,65 e 2,02 ml/s @ 400 kPa permitindo obter mais 31% de combustível injetado [72]. Foram ainda adicionados mais 3 e 4 injetores por parte da universidade do Nebraska e Minnesota, respetivamente, para compensar a falta de combustível em altos regimes e ao maior caudal de ar admitido devido à utilização de compressores [72], [73]. Também a universidade do Texas recorreu à sobrealimentação mas para compensar a maior quantidade de ar utilizou óxido nítrico para aumentar a potência e binário do motor [71].

Outro caso particular da conversão feita pela universidade do Texas foi a estratégia utilizada para resolver os problemas do arranque a frio. Para além de injetar uma maior quantidade de combustível, a estratégia contava com um sistema de ignição de múltiplas faíscas. O protótipo da universidade combina os sistemas de ignição de alta energia ("*High-Energy Ignition*" – HEI) e sistemas de descarga capacitivos ("*Capacitive Discharge*" – CD) [71].

Os sistemas HEI produzem uma faísca de longa duração, que é benéfica para que haja uma combustão completa da mistura no cilindro. Os sistemas CD produzem faíscas rápidas mais intensas sendo muito eficazes a inflamar a mistura no cilindro, e devido à rápida carga e descarga do sistema é possível gerar múltiplas faíscas durante o tempo de expansão [71].

Já a universidade do Minnesota optou por substituir as velas por umas com duas gamas térmicas de arrefecimento [72].

Em termos mecânicos, apenas a universidade do Texas não procedeu a nenhuma alteração. Das restantes 3 universidades, todas elas decidiram aumentar a razão de compressão, com a Universidade do Minnesota a aumentar para 10,5:1 através de maquinação da cabeça do motor, e as universidades de Windsor e Nebraska para

aproximadamente 11:1 [70], [72], [73]. A universidade de Nebraska-Lincoln [73] procedeu ao aumento da razão de compressão com recurso a novos pistões de maior dimensão e à maquinação da cabeça. Na cabeça do motor, aumentaram o diâmetro da válvula de admissão, substituíram as árvores de cames por umas que permitem aumentar o curso em mais 0,40 mm e 0,31 mm nas válvulas de admissão e escape, respetivamente, e aumentar também a duração da abertura das válvulas em 8° e 17° na admissão e escape, respetivamente. Estas alterações permitiram reduzir as perdas por bombagem e aumentar o rendimento do motor e assim obter ganhos de potência [73].

Introduziram também um compressor elétrico que permitiu reduzir o “lag” normalmente associado aos turbo-compressores, permitindo assim obter uma resposta quase instantânea. O compressor é acionado apenas sob condições extremas de abertura da borboleta (90% ou mais) [73].

Para minimizar os problemas de arranque a frio típicos do etanol, as equipas procederam a aumentos da quantidade de combustível durante esta fase [70]–[73]. Também foram adotados os sistemas de aquecimento elétrico ora do combustível na régua e do líquido de refrigeração do motor (Universidade Minnesota) ou aquecimento do ar de admissão (Universidade do Nebraska) [72], [73].

A Universidade de Windsor foi a única a utilizar uma ECU programável (Motec M8), enquanto as restantes utilizaram a ECU original, que com a autorização da GM foi-lhes desbloqueada permitindo realizar algumas adaptações.

Como resultados das conversões temos:

- A Universidade do Minnesota registou um aumento da eficiência térmica graças ao aumento da razão de compressão, que também se traduziu num aumento da potência de 141 kW para 175 kW [72];

- A Universidade do Nebraska obteve uma melhoria no rendimento do motor, melhor consumo de combustível, redução da emissão de poluentes e melhor arranque a baixas temperaturas [71];

- A Universidade do Texas registou um aumento da potência e binário de aproximadamente 4,7% (atribuída ao índice de octano, ao efeito de arrefecimento da carga do E85 e ao menor atraso da ignição). A eficiência volumétrica diminuiu devido ao aumento de massa de combustível na mistura e como foi injetado aproximadamente mais 40% de combustível, o consumo específico aumentou em 33%. A temperatura dos gases de escape apresentaram uma pequena diminuição nos baixos regimes mas a partir das 4000 rpm a temperatura aumentou ligeiramente. Por fim, o sistema de ignição proposto melhorou o arranque a frio [71].

Pirs e Gailis [36] realizaram um estudo de emissões gasosas num motor de ignição por faísca adaptado para combustível E85. Utilizaram um Renault Twingo do ano 2003, com motor de 4 cilindros com cilindrada 1149 cm³, 8 válvulas, razão de compressão 9,65 e injeção indireta. A unidade eletrónica de gestão do motor original foi substituída por uma programável de forma a ajustar o valor de lambda para 3 valores: 0,95, 1, 1,05. Os injetores originais foram substituídos por outros com maior caudal de combustível e a sonda lambda do motor foi substituída por uma Bosch LSU 4.2 para assegurar o controlo da razão ar/combustível. Os resultados obtidos mostraram que a temperatura dos gases de escape diminuíram em cerca de 4% com a utilização de E85, os hidrocarbonetos foram reduzidos entre 63 a 69% devido à maior concentração de oxigénio presente no combustível, as emissões de CO aumentaram em regime de ralenti mas em condições de condução registaram uma redução quando usado E85. As emissões de NO_x diminuíram em 11% com E85, tendo sido atribuído ao facto do etanol possuir um maior calor latente de vaporização, maior teor de oxigénio e menor poder calorífico, o que se traduz numa temperatura de combustão mais baixa [36].

Pukalskas et al. [1] conduziram testes para avaliar o desempenho do motor e emissões de poluentes com a utilização de 10% de etanol na gasolina. O veículo testado foi um Toyota Corolla de 1994 com motor de 4 cilindros, cilindrada 1332 cm³, 16 válvulas DOHC de injeção indireta e razão de compressão 9,8. Os resultados mostraram que com utilização de apenas 10% de etanol na gasolina a potencia do motor aumentou cerca de 5% e o consumo específico aumentou entre 2% a 3 %. Em termos de emissões, o CO reduziu entre 10% a 30% devido ao efeito de empobrecimento causado pelo etanol, os HC diminuíram nos regimes mais baixos do motor, e as emissões de CO₂ aumentaram entre 5% a 10% [1].

Koç et al. [50] realizaram ensaios utilizando E50 e E85 num motor monocilíndrico de 4 tempos e razão de compressão variável. Os testes envolveram a medição de binário, consumo específico e emissões de CO, HC e NO_x com duas razões de compressão diferentes, 10:1 e 11:1. Os resultados experimentais mostraram que com razão de compressão de 10:1 o binário aumentou 2% tanto com E50 e E85, o consumo específico aumentou 20,3% com E50 e 45,6% com E85. Com razão de compressão 11:1 o binário aumentou 2,3% com E50 e 2,8% com E85, e o consumo específico aumentou 16,1% e 36,4% com E50 e E85, respetivamente.

Em termos de emissões, com razão de compressão 10:1, as emissões de CO diminuíram 1% em ambas as misturas de etanol, que também se verificou com razão de compressão 11:1. Os hidrocarbonetos diminuíram em ambas as razões de compressão e

em ambas as misturas, sendo 24% a menos com a utilização de E85. Por fim, os NO_x diminuíram utilizando as misturas E50 e E85, mas com o aumento da razão de compressão verificaram que os valores aumentavam para os 3 combustíveis.

Polcar et al. [74] conduziram experiências com intuito de estimar o consumo de combustível com gasolina e com a utilização de E85. Utilizaram um motor de 6 cilindros Peugeot 605 SV, disposição em V, de 3000 cm^3 de cilindrada, razão de compressão 9,5 de injeção indireta multiponto. Os autores do estudo executaram pequenas modificações no motor relacionadas com os injetores, adoptando diferentes bicos de injeção, aumento da pressão de injeção de 0,3 MPa para 0,5 MPa, e a aquisição de uma unidade de gestão eletrónica do motor programável da Magneti Marelli. Os ajustes efectuados na unidade prenderam-se com a alteração do valor de lambda, passando o motor a funcionar com mistura estequiométrica ($\lambda=1$). Outros parâmetros de controlo tais como o mapa de ignição permaneceram inalterados. Os testes realizados em banco de potência de motores demonstram que houve um aumento ligeiro no binário do motor e consequentemente na potência, utilizando como combustível E85. Este resultado traduziu-se num incremento de potência entre 3,4 a 5,8 kW [74].

O consumo específico de combustível registou uma diferença de 81 g/kWh no regime de binário máximo, com penalização para o etanol. Esta diferença traduziu-se num aumento de 30,4% comparativamente com a gasolina, passando de 43,32 l/h para 56,54 l/h [74].

Tiago Freitas [42] realizou um estudo de avaliação do potencial benefício do uso de diferentes concentrações de etanol num veículo projetado e produzido para funcionar com gasolina. O veículo utilizado foi um Volkswagen Polo com um motor de 4 cilindros, de injeção indireta monoponto, sem qualquer alteração mecânica ou substituição de componentes, para diversas misturas de etanol com gasolina. Com ele efectuou ensaios com ciclo NEDC medindo as emissões gasosas libertadas pelo motor, o desempenho do motor e o consumo de combustível. Os resultados mostraram que para misturas intermédias como E25 e E50 houve um aumento da potência e binário, com ganhos na ordem dos 2,5%. Porém, devido às limitações na gestão eletrónica do veículo, para misturas com alto teor em etanol houve um fraco rendimento do motor. Quanto ao consumo de combustível, foram registados aumentos em todos os teores de mistura de etanol com gasolina, tendo registado uma diferença de mais 30% combustível com a utilização de E100.

Ao nível das emissões gasosas medidas após o catalisador, as concentrações de CO, HC e CO_2 diminuíram, sendo que, com a utilização de etanol puro verificou-se um decréscimo em 50%, 51% e 97,5% nestes constituintes, respectivamente.

Também experienciaram dificuldades no arranque a frio com concentrações elevadas de etanol, mesmo com temperaturas acima de 16 °C, traduzindo-se numa instabilidade ao ralenti e perda de resposta em WOT [42].

3 - Simulação computacional

Como forma de previsão de resultados, recorreu-se à simulação computacional do motor, utilizando o “software” Lotus Engine Simulation.

O Lotus Engine Simulation (LES) é um programa de simulação criado pelo departamento de investigação da Lotus, capaz de prever o desempenho total do sistema motor. É uma ferramenta de simulação amigável do utilizador onde é possível, entre outros, conhecer o desempenho do motor em regime estacionário ou transiente, para motores de 2 ou 4 tempos. O “software” é capaz de simular motores a gasolina ou gasóleo, metanol entre outros, bem como criar um combustível. Pode ser utilizado para caracterizar um motor pormenorizadamente quer ele seja naturalmente aspirado ou sobrealimentado, realizar alterações em diversos parâmetros e visualizar os resultados obtidos rapidamente.

Neste capítulo serão abordados alguns dos aspectos mais relevantes na caracterização do motor, o modo como foi realizada a parametrização com comparação dos sistemas em LES com os componentes reais do motor, de modo a obter um modelo base do motor o mais próximo possível do real. Também serão abordadas as alterações necessárias em alguns parâmetros chave no “software” para utilizar o E85 como combustível.

3.1 - Condições de teste “Steady State Test Data Wizard”

No menu de condições de teste em regime estacionário, “Steady State Test Data Wizard”, foram definidas as condições de rotação em que o motor opera, bem como as condições de pressão, temperatura e humidade em que é feito o ensaio de simulação.

A figura 3.1 ilustra as condições de teste que foram consideradas na simulação do motor. Atendendo às curvas de potência apresentadas na figura 1.1 do capítulo 1.4 sobre o motor da Suzuki, a gama de rotação relevante tem início sensivelmente às 3000 rpm e termina nas 14000 rpm. Assim, e para diminuir o tempo de cálculo, foi considerada para simulação uma gama de

Parameter	Value
Select Definition Type	By No. of Tests
No. of Tests	10
Min. Speed (rpm)	4000.0000
Max. Speed (rpm)	13000.0000
Speed Increment (rpm)	1000.0000
Ambient Air Pressure (bar abs.)	1.0000
Ambient Air Temperature (C)	20.0000
Inlet Pressure (bar abs.)	1.0000
Inlet Temperature (C)	20.0000
Exit Pressure (bar abs.)	1.1000
Equivalence Ratio	1.10
Specific Humidity (kg/kg)	0.0000
Options	<input type="checkbox"/> Interpolate Existing

Figura 3.1 - Menu de condições de teste.

rotação entre às 4000 e 13000 rpm, com incrementos de 1000 rpm.

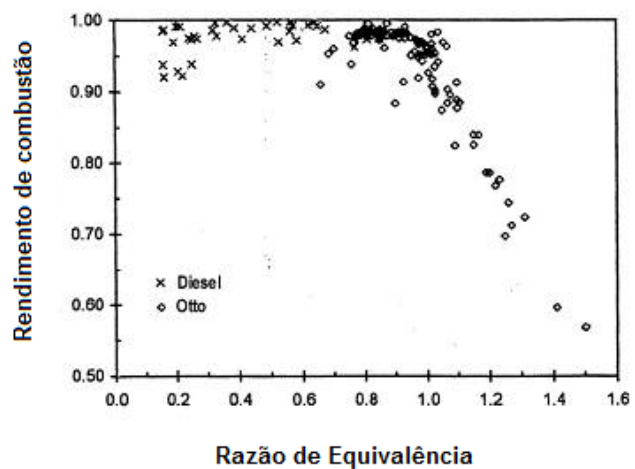
Quanto às condições de pressão e temperatura do ar ambiente, da pressão e temperatura do ar da admissão e a humidade, tomaram-se os valores por defeito do LES.

3.2 - Condições de teste “*Test Condition Data*”

3.2.1 - Submenu de combustão “*Fuelling*”

Este menu possibilita configurar a eficiência ou rendimento de combustão (“Combustion Efficiency”) e a razão de equivalência (“Equivalence Ratio”).

Segundo Heywood [52], o rendimento de combustão representa a fração de energia do combustível fornecido que é libertada no processo de combustão. Observando o gráfico do rendimento de combustão em função da razão de equivalência (para regimes em carga máxima) da figura 3.2, conclui-se que para uma razão equivalente de aproximadamente 1,10



não existe um rendimento fixo, isto é, apresenta uma nuvem de pontos.

Figura 3.2 – Variação do rendimento de combustão com a razão de equivalência ar/combustível [52].

Atendendo que o motor irá funcionar com mistura rica de razão de equivalência (“*Equivalence Ratio*”) igual a 1,10, partindo do gráfico da figura 3.2, considerou-se um rendimento de combustão em torno dos 98,5%. Assim, no submenu de combustão “*Fuelling*”, foram definidos estes valores para todos os regimes de teste, como se pode ver pela figura 3.3.

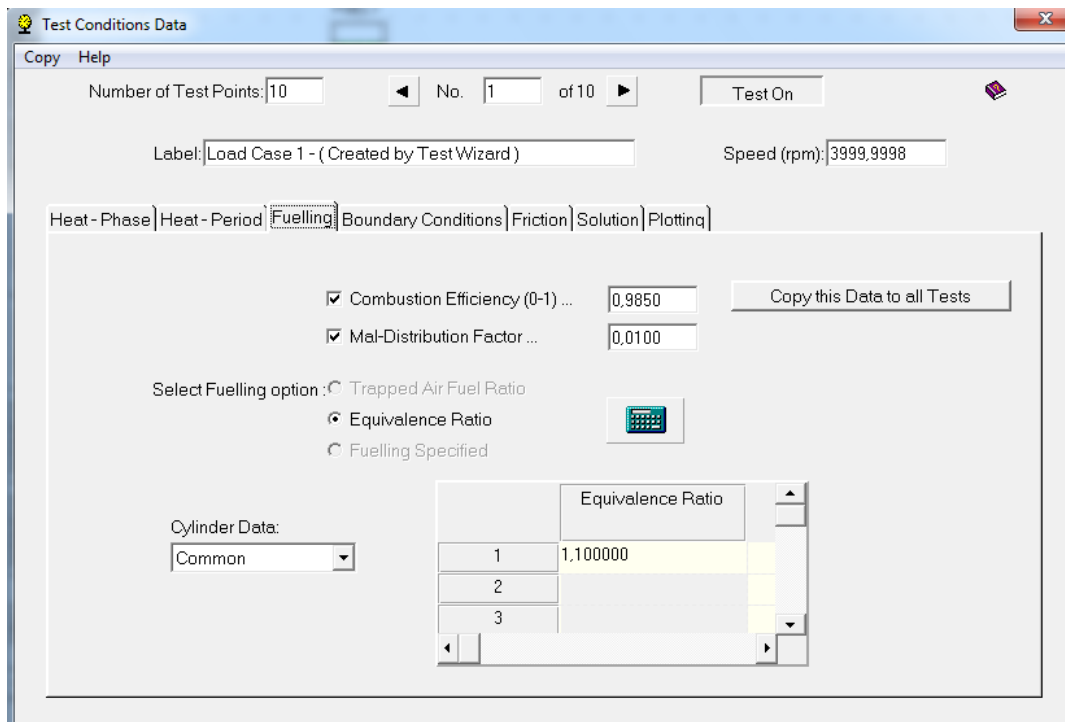


Figura 3.3 – Submenu “Fuelling” do menu “Test Condition Data”, com o exemplo do regime das 3000 rpm.

3.2.2 - Submenu de cálculo “Solution”

Neste menu, são configuradas as opções de tempo de cálculo dos testes e os parâmetros que definem os critérios para finalização do cálculo.

Aqui foi alterado o número de ciclos máximo de cálculo até atingir a convergência, e os ciclos que serão apresentados nos ficheiros de resultados. Assim, passou-se de 10 ciclos, para 20 ciclos de cálculo (valor típico), como se pode ver na figura 3.4.

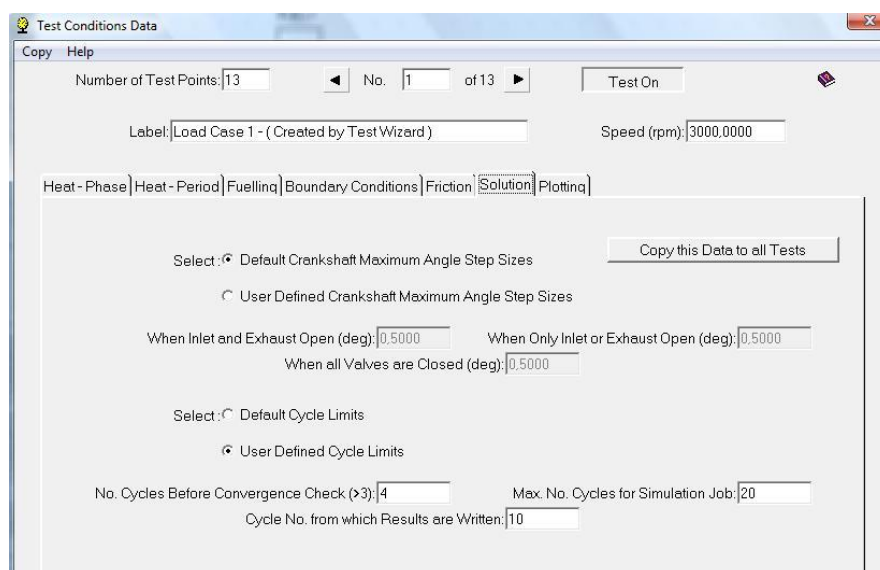


Figura 3.4 - Menu do número de ciclos de cálculo para obter convergência do “software”.

3.2.3 - Caracterização geométrica de tubos

A caracterização geométrica dos tubos de admissão e de escape foi baseada nas dimensões de diâmetro, comprimento e espessura. Em muitos dos casos foi necessário definir mais do que um diâmetro, para além do diâmetro inicial e final.

Definem-se ainda, o material de construção e o tipo de refrigeração.

O tubo de entrada da câmara de “*plenum*” e a câmara de “*plenum*” são constituídos por material plástico (“*Plastic – polyamide*”). Os corpos das borboletas de admissão (“*Intake Throttle Bodies*”, ITB) e os tubos primários de admissão e escape são em alumínio (“*Aluminium*”). Já todos os tubos do sistema de escape são construídos em aço (“*Steel*”).

Os dados relativos aos materiais de construção dos tubos considerados pelo LES estão presentes na tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Propriedades dos materiais de construção dos tubos no LES [75].

Material	Rugosidade [mm]	Densidade [kg/m ³]	Condutividade térmica [W/mK]	Capacidade térmica específica [kJ/kg]
Aço	0,0015	7900	48	490
Alumínio	0,0015	2700	204	940
Plástico	0,0015	1400	0,25	1256

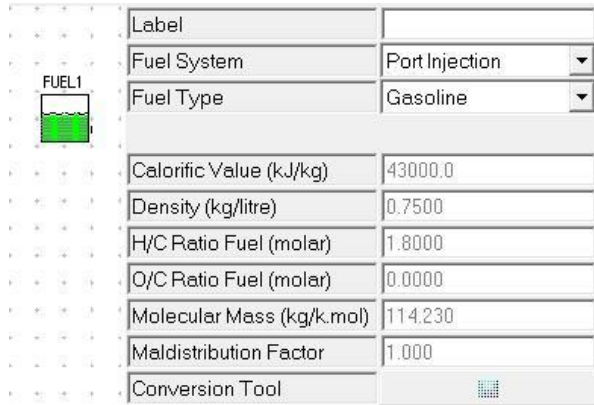
Os tubos primários de admissão e escape são os únicos arrefecidos a água, pelo sistema de refrigeração do motor, pois estes tubos encontram-se na cabeça do motor, enquanto os restantes são arrefecidos a ar.

Os dados relativos às dimensões, materiais e tipo de arrefecimento, são importantes para o cálculo do volume e área de superfície do tubo, bem como o cálculo do escoamento e a transferência de calor em cada tubo.

3.3 - Caracterização do motor no LES

3.3.1 - Combustível e sistema de combustível – “*Fuel and fuel system*”

Nas propriedades do combustível, foi definido o sistema de combustível utilizado no motor como sendo de injeção indireta (“*port injection*”). O combustível selecionado foi a gasolina. As características do combustível mantiveram-se inalteradas, mantendo-se as que estão por defeito do “*software*”. A figura 3.5 apresenta as referidas opções tomadas.



Label	
Fuel System	Port Injection
Fuel Type	Gasoline
Calorific Value (kJ/kg)	43000.0
Density (kg/litre)	0.7500
H/C Ratio Fuel (molar)	1.8000
O/C Ratio Fuel (molar)	0.0000
Molecular Mass (kg/k.mol)	114.230
Maldistribution Factor	1.000
Conversion Tool	

Figura 3.5 - Propriedades do combustível e tipo de sistema de alimentação de combustível.

3.3.2 - Sistema de admissão

3.3.2.1 – Tubos de entrada e câmara de “*plenum*”

A câmara de “*plenum*” do motor da GSXR 600 possui duas entradas de ar (figura 3.6). Estas entradas de ar possuem uma forma oval. Como o LES apenas consegue modelar tubos de secção circular, foi necessário calcular o diâmetro equivalente.

Assim, o diâmetro calculado é 65 mm, o comprimento do tubo é 50 mm e espessura 4 mm.

Na caracterização da câmara de “*plenum*” foi medido o seu volume. Neste caso, a câmara de “*plenum*” também funciona como caixa do filtro de ar. Assim, foi medido o seu volume sem o filtro de ar, a que correspondeu a cerca de 9 litros de capacidade.

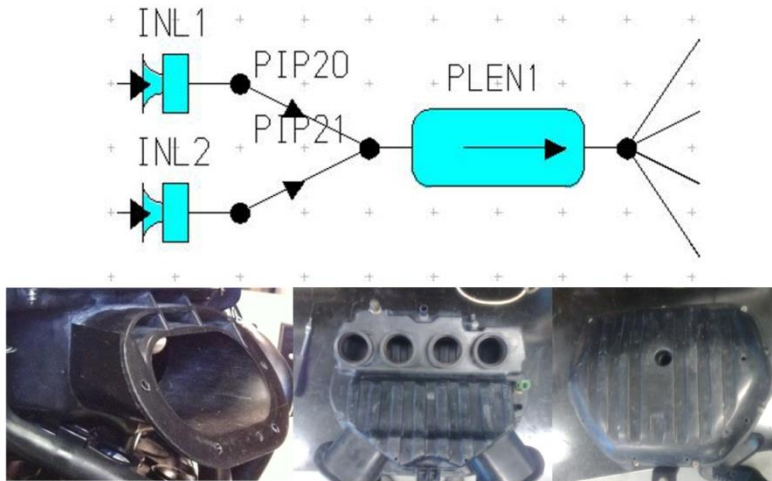


Figura 3.6 - Representação dos tubos de entrada de ar e da câmara de “plenum”.

3.3.2.2– ITB’s

O motor da Suzuki GSX-R 600 vem equipado originalmente com um sistema de borboletas de admissão individuais, ITB’s (“*Individual Throttle Bodies*”). Ou seja uma borboleta para cada cilindro, tal como mostra a figura 3.7.

Para a caracterização deste componente no LES, recorreu-se a um tubo normal, com um comprimento de 167 mm e diâmetro inicial e final de 45 mm.

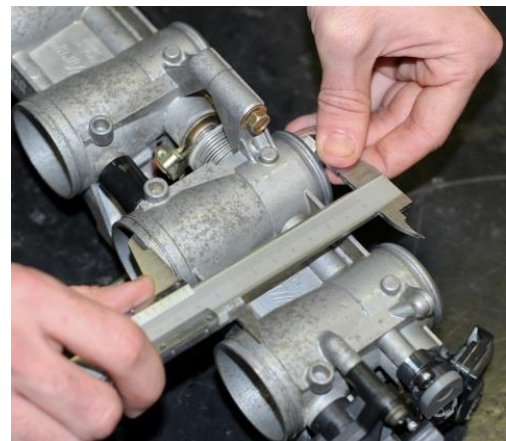


Figura 3.7 - Sistema de borboletas de admissão individuais para cada cilindro.

3.3.3 - Tubos primários de admissão e escape

Tanto nas condutas de admissão como nas de escape, a secção circular do tubo não é constante, daí ser necessário realizar a medição de vários valores de diâmetro ao longo do comprimento das condutas. Nas condutas existe ainda uma divisória para cada válvula, tanto nas de admissão como nas de escape. Para diminuir o tempo de cálculo da simulação, adotou-se a solução de utilizar apenas um tubo com os respetivos diâmetros equivalentes calculados.

Assim, para a conduta de admissão o comprimento total medido foi de 105 mm e a partir dos 50 mm ocorre a divisão da conduta para cada válvula de admissão. Quanto à

variação de diâmetro, o diâmetro inicial introduzido é igual ao diâmetro final do tubo dos ITB's, mas o diâmetro onde ocorre a divisória para cada uma das válvulas e o diâmetro final foram definidos como sendo 42 mm e 24 mm, respetivamente. A representação gráfica da conduta no LES e os valores medidos podem ser visíveis na figura 3.8.

Na conduta de escape, o comprimento total medido foi de 50 mm, mas o comprimento onde é separado o escoamento para cada uma das válvulas é muito pequeno pelo que se considerou apenas os diâmetros equivalentes inicial e final. Assim, temos um diâmetro inicial de 22 mm e diâmetro final de 34 mm na conduta de escape.

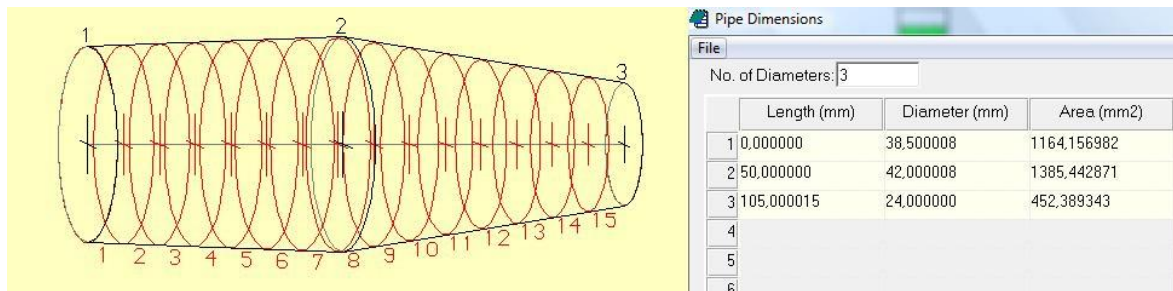


Figura 3.8 - Caracterização da conduta de admissão da cabeça do motor.

3.3.4 - Caracterização das portas de admissão e escape

O tipo de porta influencia o fluxo de passagem do ar entre as válvulas e a garganta. A válvula, ou a válvula e a porta juntas, são, normalmente, as restrições de fluxo mais importantes nos sistemas de admissão e escape em motores de 4 tempos [52]. Deste modo, de forma a caracterizar mais corretamente as portas de admissão e escape, foi medido o coeficiente de descarga destas. A curva obtida pelo fluxómetro SF-120 traduz o coeficiente de descarga, C_d , em função da razão curso/diâmetro (L_v/D_v , da figura 3.9) da garganta da válvula.

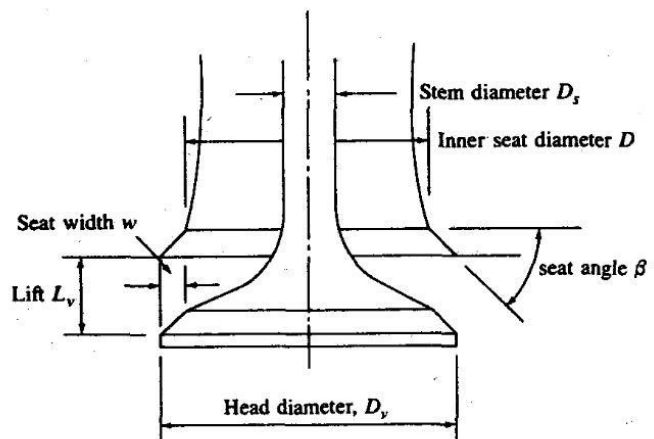


Figura 3.9 - Parâmetros de definição da geometria de uma válvula [52].

O gráfico da figura 3.10

apresenta o resultado das medições com o fluxómetro para a conduta de admissão a azul, e para a conduta de escape a vermelho. Os valores de descarga em função da razão curso/diâmetro podem ser consultados em mais pormenor no anexo A.

Ainda neste campo, foram introduzidos o número de válvulas por cilindro, 2 de admissão e 2 de escape, e o diâmetro da garganta das válvulas, sendo 24 mm e 22 mm para a garganta da válvula de admissão e da válvula de escape, respectivamente.

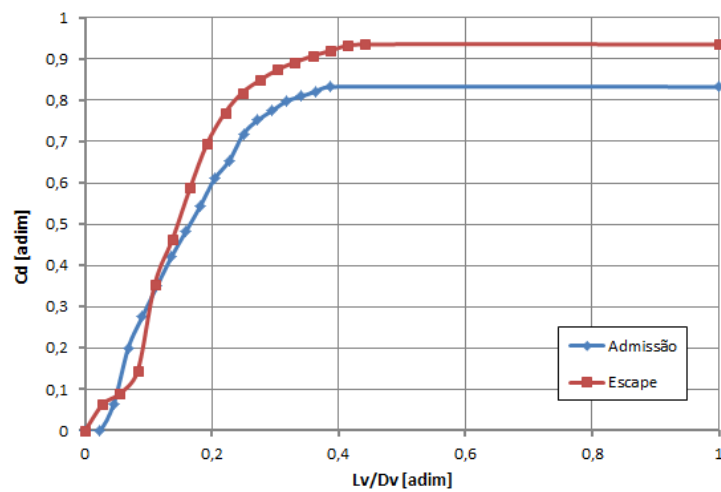


Figura 3.10 - Caracterização das portas de admissão e escape medidas no fluxómetro [76].

3.3.5 - Diagrama de distribuição

A caracterização das válvulas permite construir o diagrama de distribuição do motor. Para essa construção é necessário inserir os dados relativos aos graus de abertura e fecho da válvula, o curso máximo desta e a opção “*Lift Option*”. Nesta última opção o utilizador pode escolher entre uma atuação rápida das válvulas (“*Fast Lift Polynomial Default*”), atuação lenta (“*Slow Lift Polynomial Default*”) ou definição específica pelo utilizador.

O diagrama de distribuição foi medido de forma eletrónica com recurso a um comparador digital ligado a uma placa de aquisição de dados. O comparador foi colocado verticalmente em relação ao perfil de uma das cames, e à medida que se foi rodando a árvore de cames, o comparador foi registando as variações de curso correspondentes. Os dados recolhidos foram armazenados num ficheiro através do sistema de aquisição desenvolvido através do “*software*” da Texas Instruments - Labview. O diagrama encontra-se representado na figura 3.11.

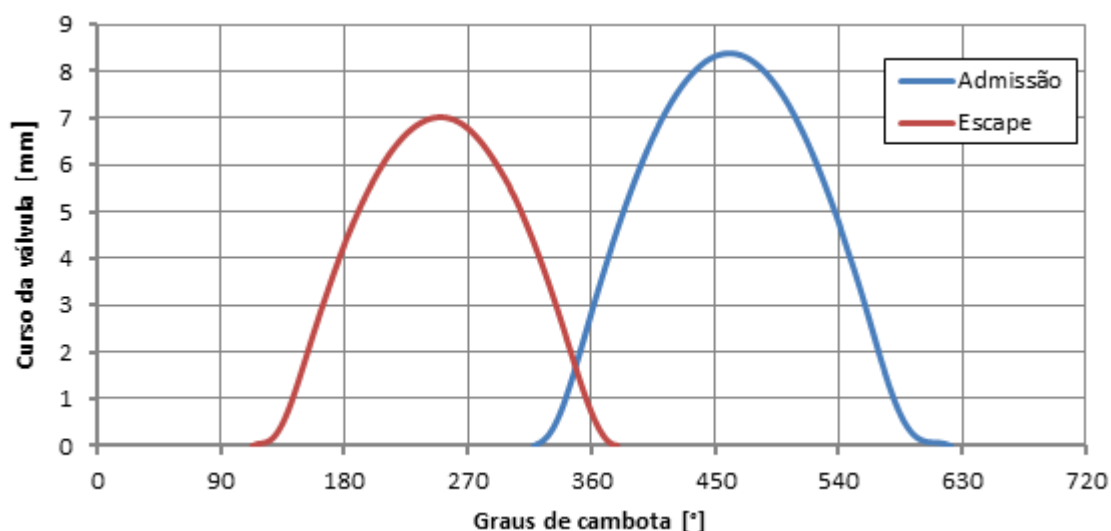


Figura 3.11 - Diagrama de distribuição do motor [76].

Através da análise do diagrama foi possível preencher os campos anteriormente referidos da abertura e fecho de válvulas, bem como o curso que constam na tabela 3.2, e preencher o campo “*Lift Option*” definindo o diagrama com as curvas medidas no “*software*”.

Tabela 3.2 – Grau de abertura e fecho das válvulas, curso máximo e duração da abertura das válvulas.

Válvula Admissão		Válvula Escape	
Abertura	319 (41 APMS)	Abertura	114 (66 APMI)
Fecho	621 (81 DPPI)	Fecho	378 (18 DPMS)
Abertura @ 1mm	341 (19 APMS)	Abertura @ 1mm	143 (37 APMI)
Fecho @ 1mm	580 (40 DPPI)	Fecho @ 1mm	356 (4 APMS)
Curso máximo (mm)	8,40	Curso máximo (mm)	7,0
MOP	101	MOP	110
Duração	302	Duração	264

3.3.6 - Cilindros

Na figura 3.12 está representado o quadro de caracterização do cilindro 1, cujos valores de diâmetro, curso, razão de compressão entre outros, foram retirados do manual.

Segundo o manual do motor [32], este possui um diâmetro de 67 mm, um curso de 42,5 mm, o que perfaz um volume unitário de 0,150 l, sendo este volume calculado automaticamente pelo “*software*”, bem como a cilindrada do motor que é de 599 cm³, estando de acordo com a informação disponível no manual.

Definiu-se também o comprimento da biela como sendo de 93 mm, o “*offset*” do cavilhão é zero e a razão de compressão de 12,5:1.

O único parâmetro que difere para todos os cilindros é o “*Phase ATDC*”, que se refere ao desfasamento em ângulos de cambota da ignição de cada cilindro relativamente ao cilindro número 1. Segundo o manual [32], a ordem de ignição é 1-2-4-3. Como definição, o “*software*” LES atribui ao cilindro 1 o valor de “*Phase ATDC*” de 0°. Assim, o cilindro 2 está desfasado de 180°, o cilindro 4 de 360° e o cilindro 3 de 540°







Label	Cylinder 1
Bore (mm)	67,0000
Stroke (mm)	42,5000
Cyl Swept Volume (l)	0,14984
Total Swept Volume (l)	0,59936
Con-rod Length (mm)	93,00
Pin Off-Set (mm)	0,00
Compression Ratio	12,50
Clearance Volume (l)	0,013030
Phase (ATDC)	0,00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	

Figura 3.12 - Caracterização do cilindro 1.

3.3.6.1– Modelo de combustão

O modelo de combustão tem como objetivo simular o calor libertado durante a fase de combustão do motor. Os parâmetros fracção de massa queimada (“*mass fraction burn*”) e a taxa de calor libertado (“*heat release rate*”) refletem, respetivamente, a quantidade de combustível queimado e a taxa de queima durante o processo de combustão.

Existem 3 abordagens para a modelação da combustão, dependendo da sua complexidade:

- “*Zero-dimensional models*” ou modelos fenomenológicos: utilizam modelos empíricos de libertação de calor, em que o tempo é a única variável independente;
- “*Quasi-dimensional models*”: utilizam em separado um submodelo para a combustão turbulenta para derivar um modelo de libertação de calor;
- “*Multi-dimensional models*”: estes modelos resolvem/solucionam numericamente as equações para massa, momento, energia e conservação de espécie em 3 dimensões, de forma a prever a propagação de chama [77].

No caso do “*software*” Lotus, o modelo escolhido foi a função de Wiebe (“*Single Wiebe Function*”). Este modelo é baseado num modelo “*Single heat release*”, ou seja, o modelo fenomenológico em que o calor libertado durante a combustão é utilizado para aquecer todo o volume da câmara de combustão [75].

O modelo de combustão “*Single Wiebe Function*”, presente no menu “*Combustion Model – Combustion Data*”, é indicado para motores de ciclo Otto. Os coeficientes “A” e “M” da função de Wiebe, caracterizam a forma como se inicia e desenvolve a combustão. Foram

adoptados os valores 5,0 e 2,0 para os coeficientes “A” e “M”, respetivamente (figura 3.13), valores sugeridos por Heywood para a gasolina [52].

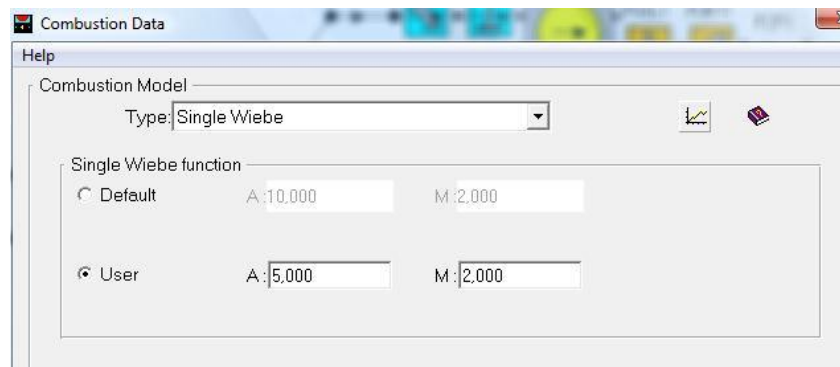


Figura 3.13 - Modelo de combustão utilizado e respectivos coeficientes para a gasolina.

3.3.6.2– Modelo de transferência de calor “Open cycle HT” e “Closed cycle HT”

Os modelos de transferência de calor foram definidos no “Open Cycle HT” e no “Closed Cycle HT”. O modelo utilizado nos dois ciclos, o de abertura e de fecho, foi o Annand. Este modelo gera valores para a transferência de calor convectiva no cilindro, correspondentes aos coeficientes “A” e “B”, e no ciclo de fecho considera ainda a transferência de calor radiativa, coeficiente “C” [75]. Segundo Blair, este modelo de Annand é o mais eficiente e exato para o cálculo da transferência de calor no cilindro para motores de ignição por faísca [78].

Assim, e segundo vários autores, os valores inseridos foram 0,49 para o coeficiente “A”, 0,70 para o coeficiente “B” e $4,25 \times 10^{-9}$ para o coeficiente “C” (figura 3.14) [40], [52], [78].

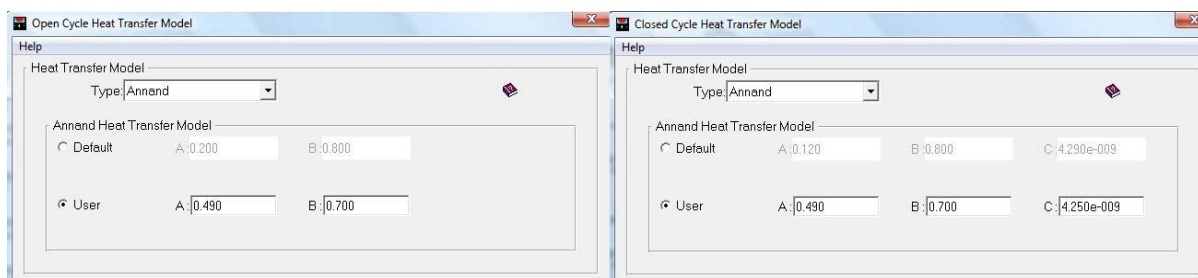


Figura 3.14 - Menus dos modelos de transferência de calor; à esquerda o modelo “Open Cycle HT” e à direita o modelo “Closed Cycle HT”.

3.3.7 - Sistema de escape

O coletor de escape utilizado neste motor tem uma disposição 4-2-1 a 180°, tal como é visível na figura 3.15. Nesta figura pode-se também observar o paralelismo entre o coletor de escape real e o esquema em LES.

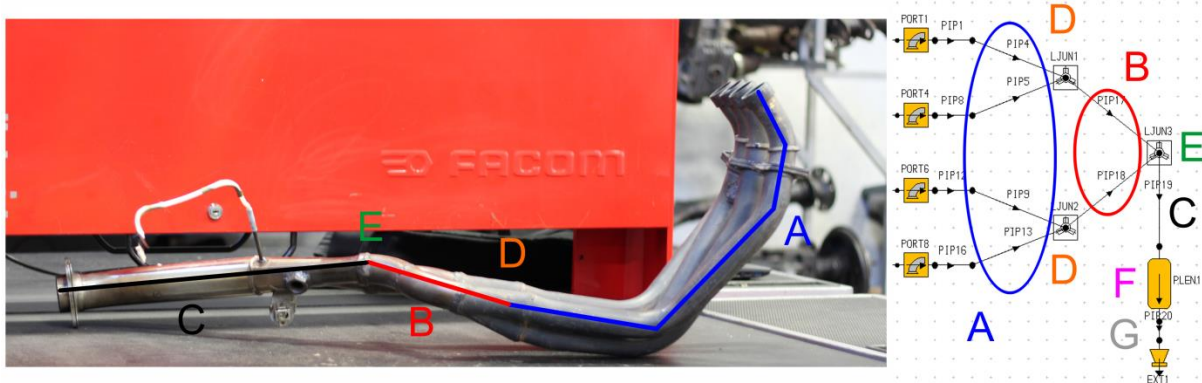


Figura 3.15 - Associação da representação gráfica do coletor de escape no Lotus com o componente real.

Os tubos com a letra “A” correspondem aos tubos imediatamente a seguir aos primários de escape. Estes tubos possuem um comprimento de 580 mm, diâmetro inicial de 34 mm e diâmetro final de 35 mm.

Os tubos com a letra “B” representam os tubos imediatamente a seguir à união “D”, com comprimento de 160 mm e diâmetro de 40 mm.

Para a junção 4-2, representada pela letra “D”, ou seja a união dos tubos “A” com os tubos “B”, foi utilizada uma união chamada “*Pressure-loss junction*”. Esta união representa os efeitos no escoamento causados pelos ângulos que os tubos perfazem, formando uma união com pressão constante [75].

Na figura 3.16 pode-se observar os ângulos entre os tubos “A” e o ângulo que estes fazem com os tubos “B”, da união “D”.

Na figura 3.17 estão representados os ângulos dos tubos “B” e “C” perfazem com o tubo de saída, na

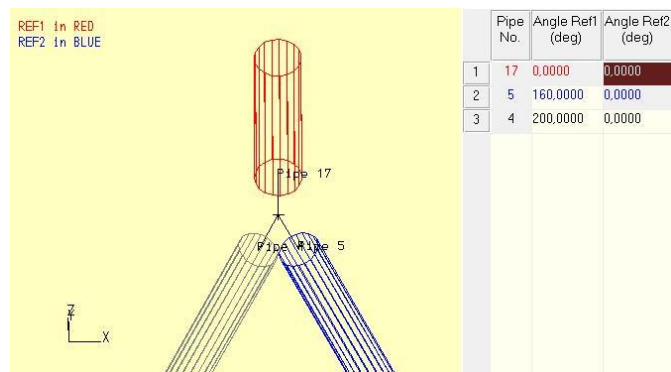


Figura 3.16 - Representação gráfica do ângulo formado pelos tubos de escape “A” e “B” na união, no LES.

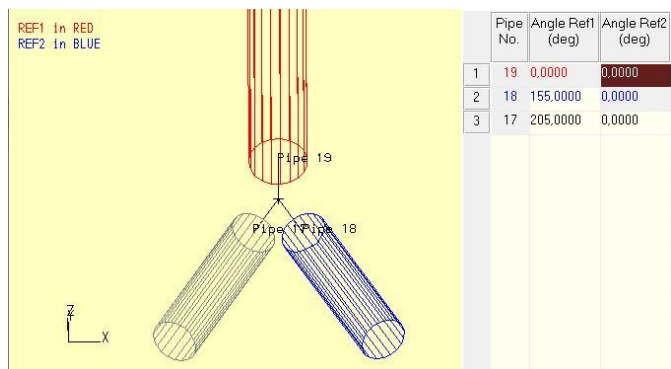


Figura 3.17 - Representação gráfica do ângulo formado pelos tubos de escape “B” e “C” na união, no LES.

segunda união, “E”.

O tubo “C” representa o tubo final do coletor de escape, após a segunda união de tubos. Possui um comprimento de 500 mm e diâmetro de 50 mm.

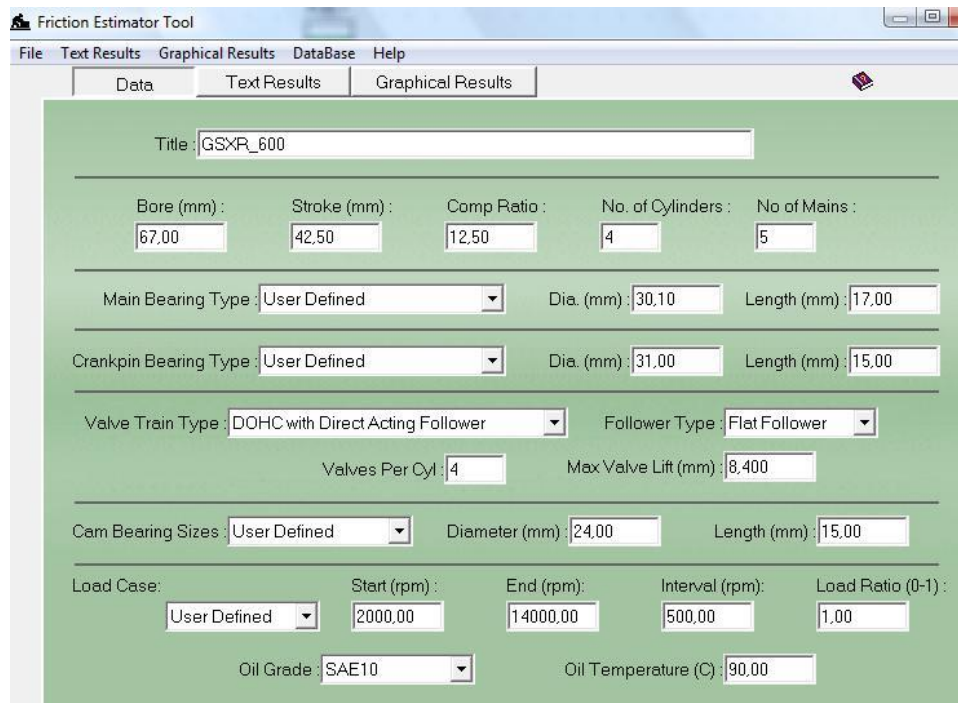
No final do sistema de escape foi introduzida uma câmara de “*plenum*” a representar a panela de escape, com um volume estimado de 6 litros, e um tubo final com cerca de 100 mm de comprimento e 50 mm de diâmetro.

3.3.8 - Módulos de cálculo auxiliar

3.3.8.1– Modulo “*Friction Estimator Tool*”

A ferramenta de simulação de fricção “*Friction Estimator Tool*” é um programa autónomo que permite calcular o nível de atrito criado pelo sistema de distribuição e pelos bronzes ou moentes da cambota [75].

No menu “*Friction Estimator Tool*”, podem ser introduzidos os dados relativos ao diâmetro e curso do cilindro, a razão de compressão, o número de cilindros, dimensionamento dos moentes da cambota e chumaceiras da árvore de cames, do acionamento de válvulas, tipo de impulsores, número de válvulas, curso de válvula máximo, gama de rotações, óleo utilizado e a temperatura do mesmo.



The image shows the 'Friction Estimator Tool' software interface. The window title is 'Friction Estimator Tool'. The menu bar includes 'File', 'Text Results', 'Graphical Results', 'DataBase', and 'Help'. Below the menu bar are three tabs: 'Data', 'Text Results', and 'Graphical Results'. The main area is a green form with the following fields:

- Title: GSXR_600
- Bore (mm): 67.00
- Stroke (mm): 42.50
- Comp Ratio: 12.50
- No. of Cylinders: 4
- No of Mains: 5
- Main Bearing Type: User Defined (dropdown)
- Dia. (mm): 30.10
- Length (mm): 17.00
- Crankpin Bearing Type: User Defined (dropdown)
- Dia. (mm): 31.00
- Length (mm): 15.00
- Valve Train Type: DOHC with Direct Acting Follower (dropdown)
- Follower Type: Flat Follower (dropdown)
- Valves Per Cyl: 4
- Max Valve Lift (mm): 8.400
- Cam Bearing Sizes: User Defined (dropdown)
- Diameter (mm): 24.00
- Length (mm): 15.00
- Load Case: User Defined (dropdown)
- Start (rpm): 2000.00
- End (rpm): 14000.00
- Interval (rpm): 500.00
- Load Ratio (0-1): 1.00
- Oil Grade: SAE10 (dropdown)
- Oil Temperature (C): 90.00

Figura 3.18 - Menu do modelo de fricção estimado do motor.

A maioria dos dados inseridos no menu do modelo de fricção da figura 3.18 fora encontrada no manual e confirmados em medições realizadas no motor.

No parâmetro relativo às dimensões para os moentes da cambota, o diâmetro é de 30,10 mm e comprimento de 17 mm. As chumaceiras de apoio das bielas possuem um diâmetro de 31 mm e comprimento de 15 mm.

No acionamento das válvulas, segundo o manual, o motor possui dupla árvore de cames à cabeça e o acionamento das válvulas é feito por impulsores planos (“*Flat Follower*”) diretamente nas válvulas, com 4 válvulas por cilindro, com um curso máximo considerado de 8,4 mm. No campo referente às chumaceiras de apoio da árvore de cames, o diâmetro e comprimento são 24 mm e 15 mm, respetivamente.

3.4 - Resultados

Os parâmetros potência, binário, pressão média efetiva, consumo específico, eficiência volumétrica e ciclos de convergência de resultados são alguns dos dados resultantes dos cálculos da simulação em LES.

A simulação obteve os dados acima referidos para uma gama de rotações de 4000 a 13000 rpm, com intervalos de 1000 rpm.

Os resultados gerados pelo LES podem ser observados na tabela 3.3.

De destacar que em toda a gama de rotação da simulação, o LES conseguiu concluir com sucesso o cálculo, convergindo em praticamente todos os regimes, à exceção das 11000 rpm.

Tabela 3.3 – Resultados da simulação em LES.

GSXR_600_base						
Eng.Speed [rev/min]	B.Power [kW]	B.Torque [Nm]	BMEP [bar]	BSFC [g/kW/hr]	V.Eff. [%]	Converged/Cycles
4000	18,67	44,58	9,35	285,36	81,6	Yes (16)
5000	24,48	46,76	9,8	280,45	84,8	Yes (16)
6000	28,94	46,06	9,66	281,02	82,7	Yes (17)
7000	37,63	51,33	10,76	279,71	92,9	Yes (14)
8000	41,32	49,32	10,34	281,67	90	Yes (15)
9000	49,64	52,67	11,04	283,67	96,9	Yes (16)
10000	58,19	55,56	11,65	288,99	104	Yes (18)
11000	61,91	53,75	11,27	292,15	101,7	No (20)
12000	65,96	52,49	11	303,35	103,1	Yes (15)
13000	68,74	50,5	10,59	314,12	102,7	Yes (17)

Para comparação entre o resultado obtido no Lotus com os valores do motor real, será utilizada a curva de binário real do motor.

Assim, na figura 3.19, é apresentada a comparação entre as duas curvas de binário, a curva original traçada a azul, e a curva da configuração “Binário LES” obtida na modelação em LES a cor verde e marcadores triangulares.

Numa primeira análise, observa-se que a curva obtida por simulação segue a mesma tendência que a curva de binário original do motor. Porém nos altos regimes a diferença da curva obtida em LES apresenta um maior desvio, com os seus valores a situarem-se abaixo da curva original. Também se observa que o ponto de binário máximo obtido no LES ocorre quase 1000 rpm antes do ponto de binário máximo real. Esta diferença na rotação é devida ao incremento de rotação definido nas condições de teste de 1000 rpm. É expectável que ao diminuir o valor de incremento, o ponto de binário máximo do motor venha a ocorrer mais próximo do ponto de binário máximo real.

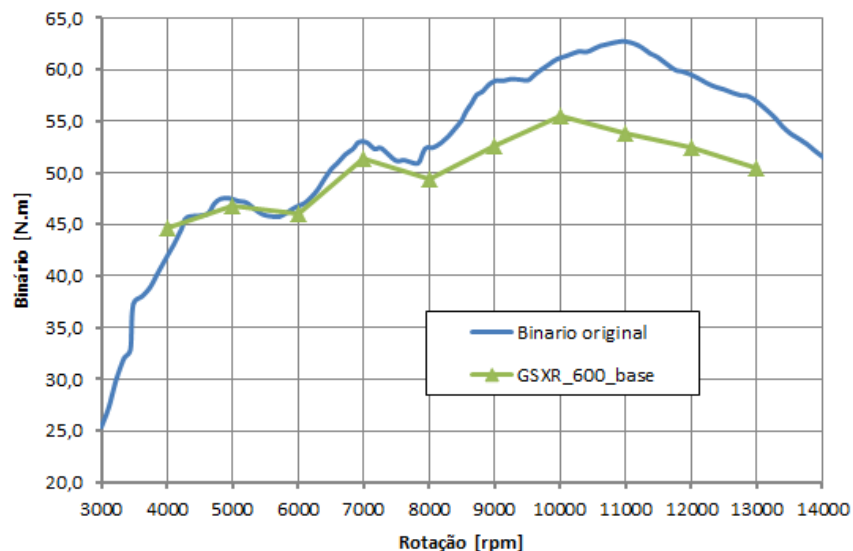


Figura 3.19 - Curva de binário original e curva simulada em LES do motor.

Segundo a curva original, o ponto de binário máximo ocorre aproximadamente às 10800 rpm, com o valor de 63 N.m, enquanto o ponto de binário máximo na simulação acontece às 10000 rpm, com um binário de 55,56 N.m. calculando a diferença relativa no regime das 10000 rpm e das 11000 rpm, verifica-se um desfasamento na ordem dos 10% a 14%, respetivamente (figura 3.20). É expectável que diminuindo o incremento de rotação, ou seja, aumentar o número de pontos de teste, que o ponto de binário máximo ocorra mais próximo do ponto de binário máximo original.

Para baixas e médias rotações, entre as 4000 rpm e as 8000 rpm sensivelmente, os valores de binário do motor resultantes da simulação, são praticamente coincidentes com os valores de binário da curva original. Durante este período, a diferença de binário calculada entre cada ponto das curvas mostra uma diferença abaixo dos 5%.

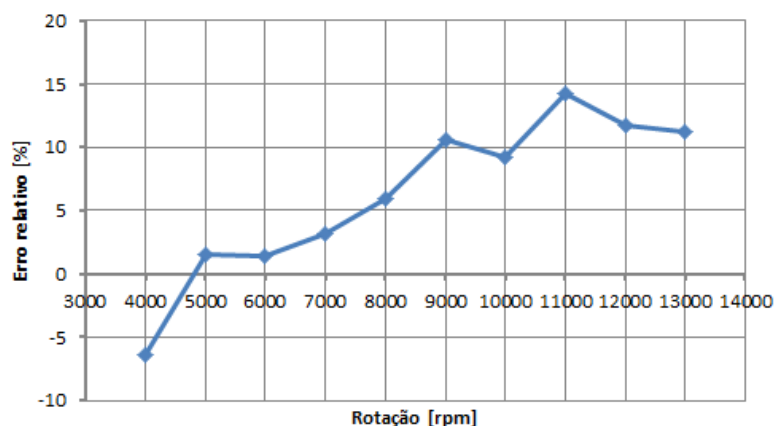


Figura 3.20 - Gráfico do erro relativo da simulação em cada rotação.

Assim, com base nos resultados obtidos e analisando o erro associado para cada ponto das curvas, considerou-se que esta configuração será o modelo base em LES para proceder às simulações com E85. A partir daqui todas as alterações e resultados das simulações em LES utilizando etanol serão comparadas com os resultados da simulação desta configuração.

3.5 - Simulação com E85

Com a definição da configuração base, o próximo passo foi modificar os campos em que a alteração para outro combustível poderá afetar o funcionamento do motor. Neste capítulo serão abordadas as alterações ao nível das propriedades do combustível e do modelo de combustão do combustível.

3.5.1 - Propriedades do combustível

A primeira alteração, e a mais óbvia, foi a alteração das propriedades do combustível. As propriedades alteradas foram o poder calorífico do combustível, densidade, massa molecular, relação hidrogénio/carbono e oxigénio/carbono. As relações hidrogénio/carbono e oxigénio/carbono foram adoptadas do estudo realizado por Polcar et al [74], por se aproximarem mais da realidade do combustível quando misturado com gasolina.

Os restantes parâmetros foram preenchidos com os valores da tabela 2.1 do

Label	E85
Fuel System	Port Injection
Fuel Type	User Defined
User Fuel Type	Gasoline
Calorific Value (kJ/kg)	28940,0
Density (kg/litre)	0,7840
H/C Ratio Fuel (molar)	2,6570
O/C Ratio Fuel (molar)	0,4110
Molecular Mass (kg/k.mol)	46,070
Maldistribution Factor	1,000
Conversion Tool	

Figura 3.21 - Propriedades do combustível E85 introduzidas no LES.

subcapítulo 2.1.1.

A figura 3.21 ilustra as propriedades que foram inseridas e simuladas no LES.

Procedeu-se a uma simulação com estas propriedades, tendo sido obtida a curva de binário presente na figura 3.22. Aqui é comparado o resultado da simulação do combustível E85 com a configuração base a gasolina definida anteriormente.

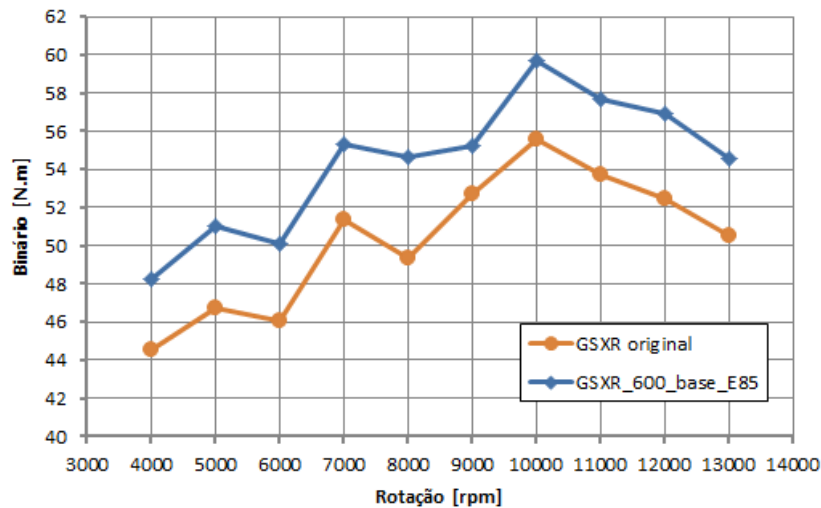


Figura 3.22 - Comparação das curvas de binário original a gasolina e com E85.

Dos resultados obtidos, observa-se que a curva de binário do motor com E85 sofre um aumento em todos os regimes.

Também se verificou que o binário entre as 7000 rpm e as 9000 rpm permanece quase constante, havendo muito menos diminuição do binário do que na curva original a gasolina.

Esta primeira abordagem demonstra que se pode obter ganhos com E85. Contudo, apenas a alteração de combustível não é suficiente, pois devido às diferenças nas propriedades dos dois combustíveis, também as propriedades durante a combustão serão diferentes. Assim o próximo passo é alterar os coeficientes do modelo de combustão.

3.5.2 - Modelo de combustão

Como já foi referido no capítulo de revisão bibliográfica, o etanol possui algumas propriedades diferentes da gasolina, algumas das quais estão relacionadas com o modo como o combustível se mistura com o ar e como a combustão se desenvolve.

Assim, foi necessário compreender melhor o que implica a função de Wiebe no processo de combustão de um motor.

A função de Wiebe define a taxa de libertação de calor em motores de combustão, e é expressa da seguinte forma:

$$m_{frac} = 1 - e^{-A\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{M+1}}$$

Em que θ é o ângulo de cambota atual em que ocorre a queima do combustível, θ_0 é o ângulo do início da combustão, $\Delta\theta$ é a duração total da combustão. O coeficiente “A” é o responsável pelo valor máximo da massa queimada que a curva pode atingir, podendo ser associado ao número de velas ou à sua localização [79]–[81]. O coeficiente “M” representa o comportamento da frente de chama, estando associado ao factor de forma da câmara de combustão [79]–[81].

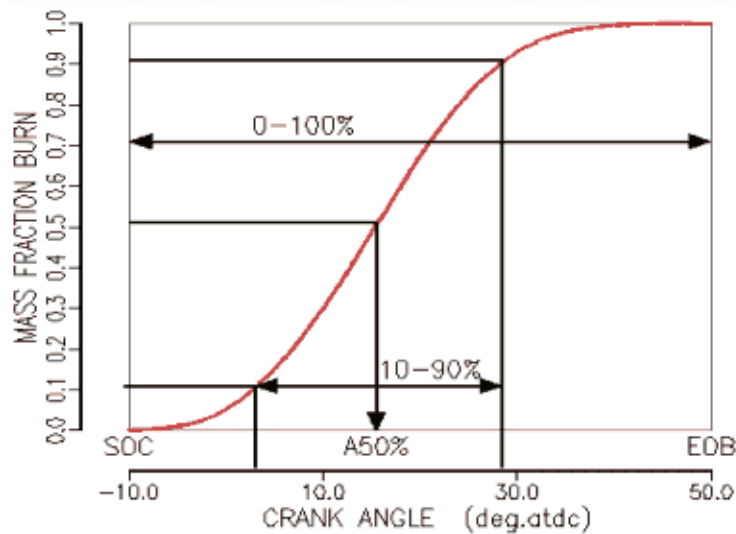


Figura 3.23 - Curva característica da fração de massa queimada do modelo de combustão [75].

Estes coeficientes determinam a forma da curva da fração de massa queimada. Uma vez que a equação é do tipo exponencial, esta curva tem a forma de um “S” (figura 3.23). Assim, a fração de massa queimada cresce a partir de 0 (início da combustão) e tende exponencialmente para 100% (final da combustão) [82].

A duração da combustão é dependente do combustível utilizado, e como a combustão ocorre num fluxo turbulento, tridimensional e dependente do tempo, torna-se difícil de prever e medir com precisão o início e fim da combustão [40], [75], [77]. Por isso, a abordagem que normalmente é adotada passa por considerar que a duração da combustão é definida pelo número de graus de cambota entre 10% e 90% da fração de massa queimada [75].

Os valores dos coeficientes da função de Wiebe para o E85 são diferentes dos utilizados no capítulo 3.3.6.1 para a gasolina.

Cooney et al. [82], em 2008 realizaram um estudo sobre a determinação dos parâmetros da função de Wiebe para misturas com etanol, entre as quais E85.

Os autores criaram 5 métodos diferentes para aproximar a curva obtida através da função de Wiebe com os resultados experimentais. Para todos eles mantiveram o coeficiente “A” constante (2,30) e o “M” variável. A tabela 3.4 apresenta os diferentes

coeficientes “M” utilizados para cada método. Consideraram ainda um factor de correção de amplitude adicional para que os dados finais não resultassem em sinal negativo, quando calculados. Foi considerada a duração da combustão de 0% a 90% da fracção de massa queimada.

Tabela 3.4 – Valores do coeficiente “M” utilizados em cada método.

	Método 1	Método 2	Método 3	Método 4	Método 5
M	8,51	2,84	3,08	2,94	2,60
M corrigido	5,05	2,46	3,04	2,65	2,60

Os resultados obtidos mostraram que o método 2 foi o que mais aproximou dos resultados experimentais [82].

Assim, foi simulado o modelo do motor em LES utilizando os coeficientes deste modelo, ou seja, 2,30 e 2,46, nos coeficientes “A” e “M”, respetivamente. As curvas da fracção de massa queimada e “burn rate” resultantes destes coeficientes estão representadas na figura 3.24.

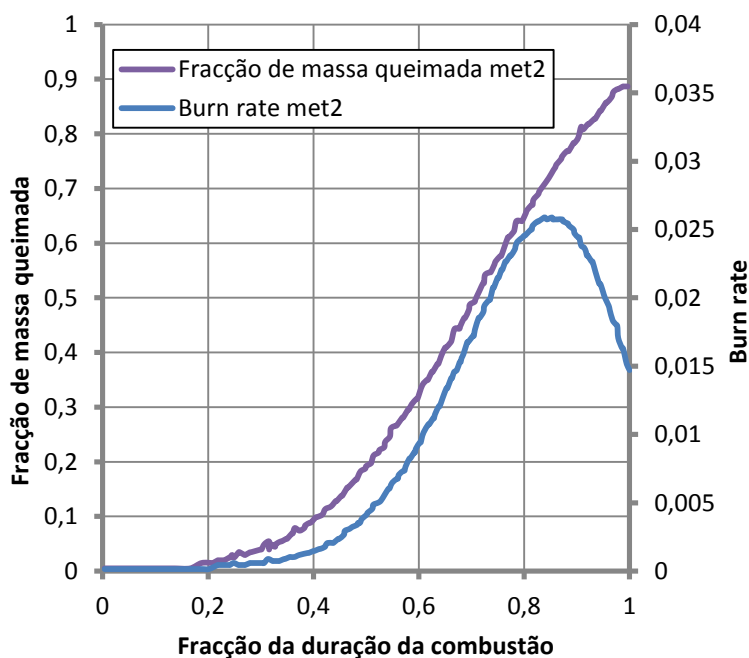


Figura 3.24 - Curvas da fracção de massa queimada e “burn rate” para os coeficientes do método 2.

Como se pode verificar pelo gráfico da figura 3.24, a fracção de massa queimada não se aproxima de 100%. Este facto teve implicações nos resultados obtidos na simulação, tendo obtido uma diminuição significativa no binário do motor e consumos específicos extremamente elevados.

Foi então simulado o método 1 pois o valor dos coeficientes são os mais altos de todos os métodos, dando também para visualizar a tendência, enquanto os coeficientes do

método 2 são os mais baixos. Assim, pode-se fazer uma comparação e visualizar a tendência dos resultados.

Os coeficientes do método 1 são 2,30 e 5,05 para o “A” e para o “M”, respetivamente, ou seja o método 1 com o fator de correção de amplitude aplicado. O método 1_2 tem como coeficiente “M” 8,51. As curvas resultantes destes coeficientes estão representadas na figura 3.25.

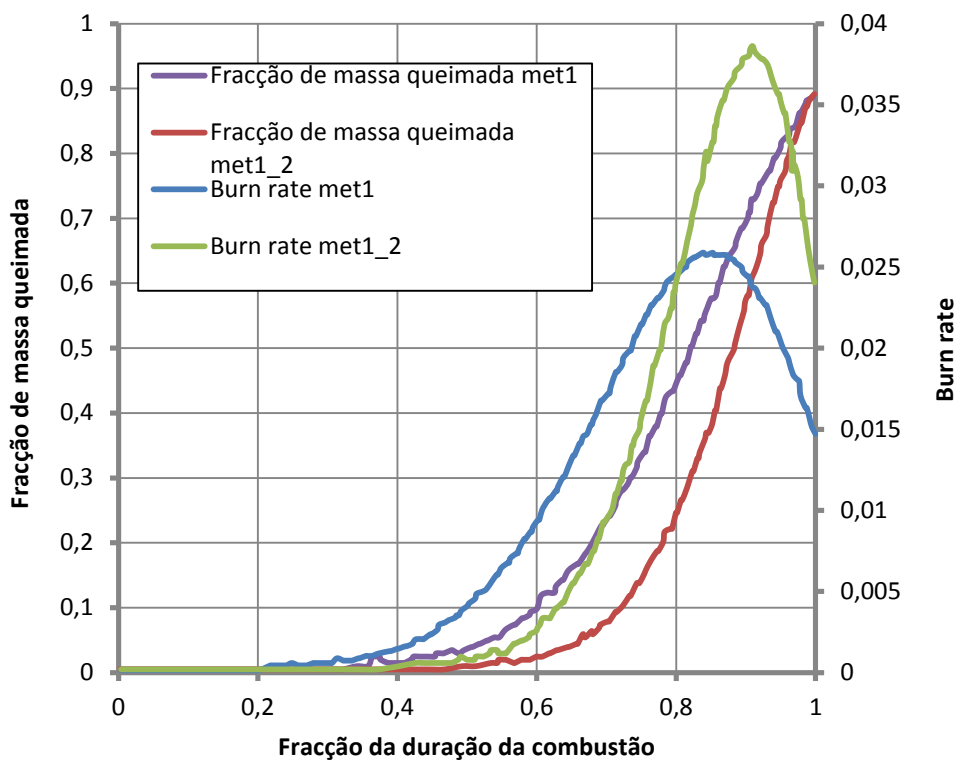


Figura 3.25 - Curvas da fracção de massa queimada e “burn rate” dos métodos 1 e 2.

Conforme se pode observar na figura 3.25, a curva de fracção de massa queimada inicia a combustão muito mais tarde que no método 2. Porém, também neste método a combustão não se realiza na sua totalidade, tal como no método 2. Assim, tal como sucedeu no método 2, também o método 1 resultou numa grande perda de binário.

O facto de os valores serem desviantes do que era expectável, pode ser explicado pela utilização de um motor monocilíndrico pelos autores do estudo. Isto vem de acordo com o que foi referido anteriormente sobre o coeficiente “A”.

Cooney et al. [47], em 2009, realizaram a caracterização da combustão do etanol num motor de combustão. De entre os resultados deste estudo está a comparação das curvas da fracção de massa queimada entre a gasolina e vários teores de misturas de gasolina com etanol, entre os quais E84, e o avanço de ignição para os mesmos.

Observando esses resultados, foi possível concluir que a utilização de etanol permite atrasar a ignição em quase 5°. Em termos de combustão, a duração da combustão é menor com a utilização de etanol.

Desta forma, decidiu-se adotar diferentes coeficientes dos propostos por Cooney et al. De forma a obter 100% de fração de massa queimada e para diminuir a duração da combustão.

3.5.3 - Novos coeficientes

Atendendo que o motor utilizado por Cooney et al. é muito diferente do utilizado neste estudo, torna-se necessário adotar diferentes valores para os coeficientes do modelo de combustão. Assim, foram testadas 4 configurações com diferentes valores dos coeficientes “A” e “M”. Os coeficientes testados são os apresentados na tabela 3.5.

Tabela 3.5 – Coeficientes “A” e “M” simulados para o motor em estudo.

Configuração	A	M
GSXR_E85_A5_M3	5	3
GSXR_E85_A5_M4	5	4
GSXR_E85_A7,5_M5	7,5	5
GSXR_E85_A5_M5	5	5

Para o coeficiente “A”, foi testado o valor 5 que é semelhante ao utilizado no motor a gasolina uma vez que representa o número de velas por cilindro ou a sua localização (como já foi referido anteriormente). Foi testado o valor de 7,5 com o intuito de perceber de que forma o aumento do tempo em que a combustão se aproxima de 100% afeta o rendimento do motor.

O coeficiente “M” foi o parâmetro que se alterou com maior frequência uma vez que faz variar a duração da combustão. Sabendo que o etanol possui uma velocidade de propagação de chama maior que a gasolina, logo a duração será menor. Assim, ao aumentar o “M” diminui-se o tempo de queima do combustível, ou seja torna a combustão mais rápida, tal como esperado.

Os resultados nas curvas de fração de massa queimada e a comparação com a respetiva curva com os coeficientes definidos para a gasolina, podem ser visualizados na figura 3.26.

Observando a figura 3.26 verifica-se que a variação do coeficiente “M” faz de facto com que a combustão se desenvolva mais rapidamente que a da gasolina. A configuração GSXR_E85_A5_M5 é a que apresenta uma menor duração do tempo de combustão.

Por outro lado, a configuração GSXR_E85_A7,5_M5 apresenta, tal como esperado, um maior período em que a fração de massa queimada é próxima de 100%. Outro aspeto interessante é o facto de, para o mesmo valor de coeficiente “M” que a configuração GSXR_E85_A5_M5, a duração da combustão é aumentada, sendo esta muito próxima da duração da combustão da configuração GSXR_E85_A5_M4, até aproximadamente 75%.

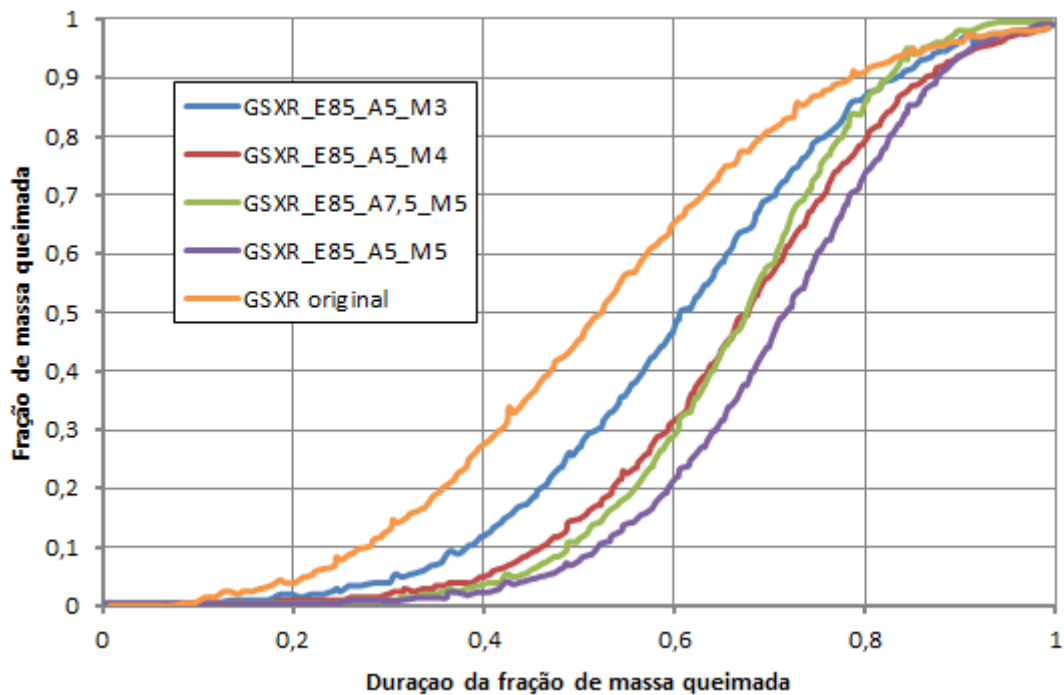


Figura 3.26 - Comparação das curvas da fração de massa queimada ao variar os coeficientes “A” e “M”.

Os resultados no desempenho do motor com estes coeficientes estão representados na figura 3.27. As diferenças de binário entre cada configuração com os novos coeficientes podem ser observadas na figura 3.28.

Na figura 3.27 pode-se observar que com qualquer um dos novos coeficientes a curva de binário aumentou em comparação com a curva de binário do motor a gasolina. Estes aumentos rondam em média os 8% em cada configuração, estando dentro dos valores indicados na revisão bibliográfica.

Verifica-se também que, o ponto de binário máximo ocorre no mesmo regime, tal como se fosse utilizada gasolina.

Entre as 7000 rpm e as 9000 rpm regista-se uma diminuição de binário com gasolina. Com a utilização de E85, essa queda é atenuada, tornando a curva nesse regime aproximadamente constante.

Comparando as configurações GSXR_E85_A5_M3, GSXR_E85_A5_M4 e GSXR_E85_A5_M5 verifica-se que as curvas de binário são muito idênticas, não havendo uma diferença significativa de binário entre elas.

A única configuração que demonstra maiores diferenças (aproximadamente 9%), comparado com os outros coeficientes, foi a GSXR_E85_A7,5_M5. Com esta configuração a curva de binário aumentou ligeiramente em relação às outras configurações e segue a mesma tendência que as restantes. Analisando o gráfico 3.28 relativamente às diferenças entre as simulações com gasolina e esta configuração, observa-se que o incremento de binário em relação aos restantes coeficientes testados foi de aproximadamente 1% em todos os regimes. O regime das 8000 rpm é aquele que regista um maior aumento, com quase 12% mais binário que com gasolina.

Esta diferença entre a configuração GSXR_E85_A7,5_M5 e as restantes configurações com os coeficientes testados pode ser explicada com o facto de a curva de fração de massa queimada atingir o seu máximo por um período de tempo mais longo que as restantes.

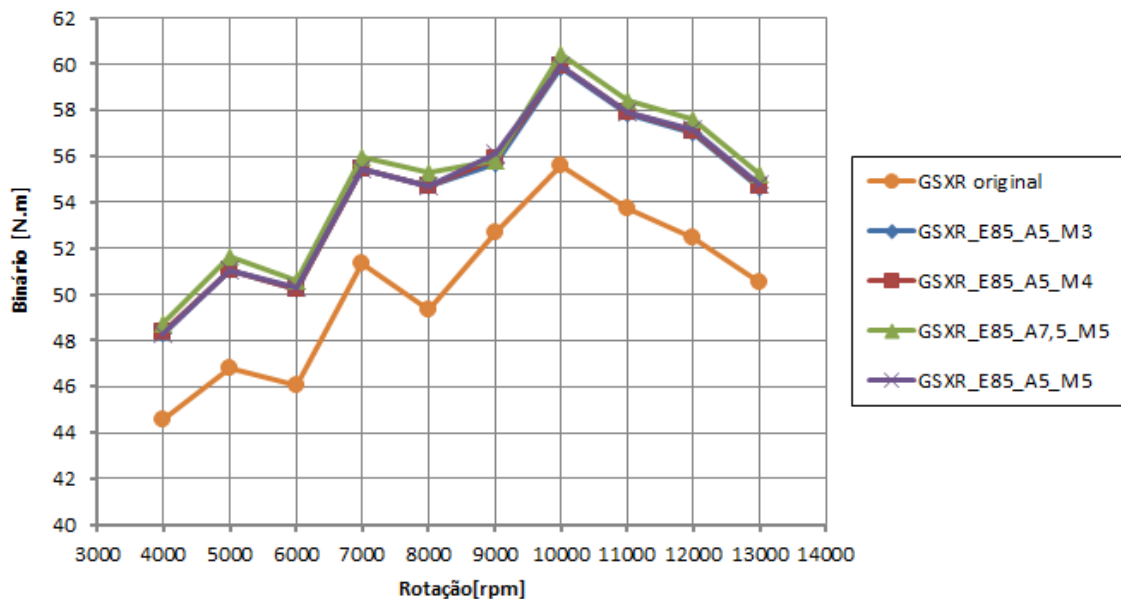


Figura 3.27 - Comparação de curvas de binário entre gasolina e os vários testes com coeficientes para o E85.

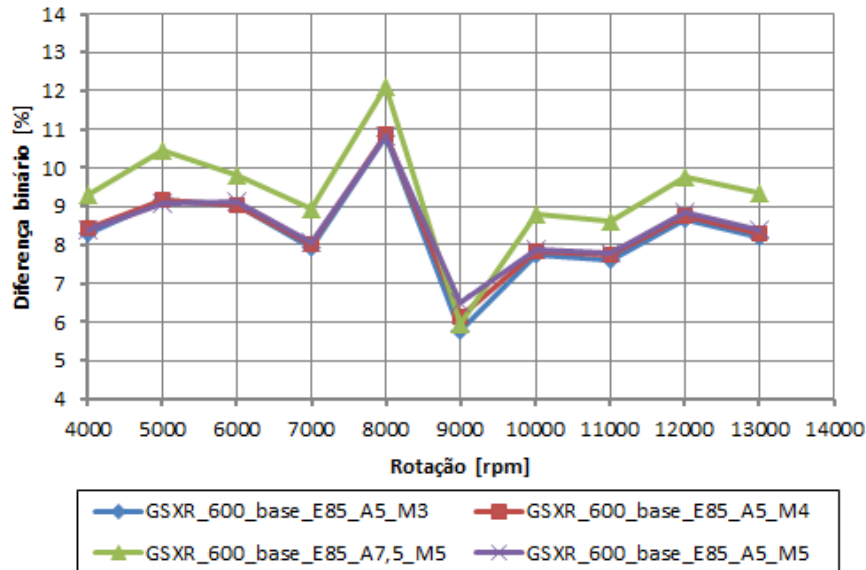


Figura 3.28 - Diferenças de binário entre os coeficientes simulados.

Em termos de consumo específico de combustível, as simulações mostram que houve um aumento no consumo com a utilização de E85, para qualquer um dos coeficientes utilizados, em relação à utilização de gasolina. Este aumento vem de acordo com o referido na revisão bibliográfica. Em média, as configurações simuladas apresentam um aumento de aproximadamente 37,5%.

Consultando a figura 3.30, constata-se que estas diferenças chegam a um máximo de quase 39,5% para as configurações GSXR_E85_A5_M3 e GSXR_E85_A5_M4, às 9000 rpm.

A configuração GSXR_E85_A7,5_M5 foi a que registou um menor aumento no consumo específico. Neste caso, o consumo específico regista uma diferença máxima às 9000 rpm de 37,78%.

Também a configuração GSXR_E85_A5_M5 registou uma diminuição no consumo específico neste regime, registando uma diferença de 38,25%.

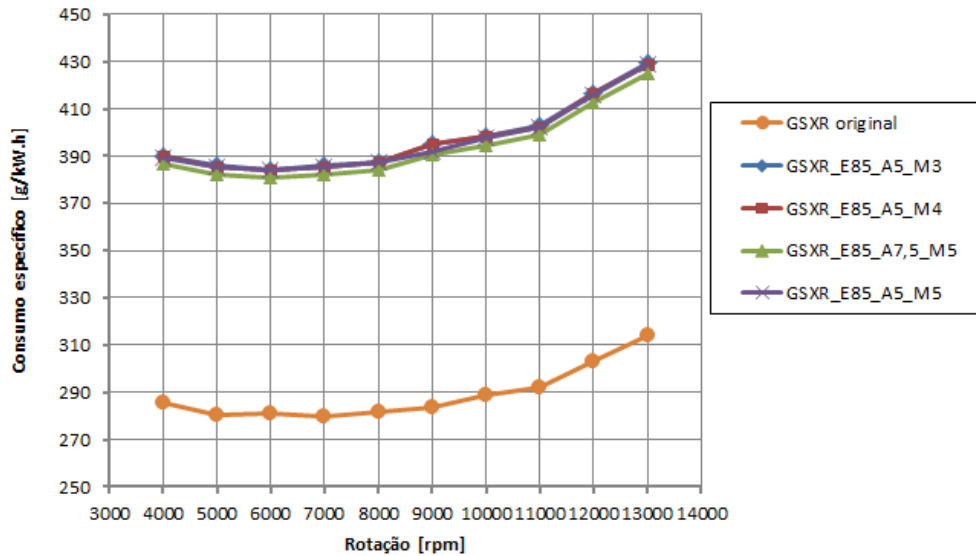


Figura 3.29 - Comparação do consumo específico entre a simulação com gasolina e a simulação com os diferentes coeficientes.

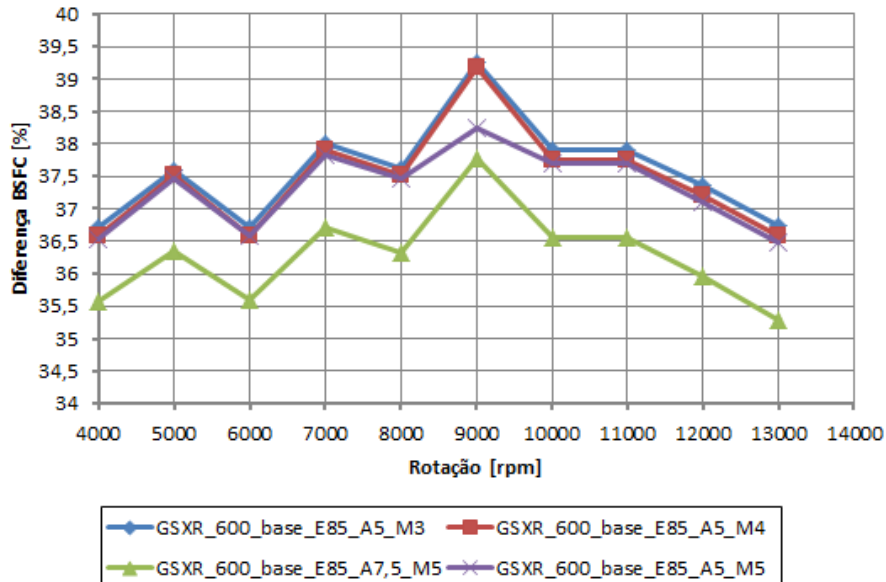


Figura 3.30 - Diferenças no consumo específico entre cada simulação dos vários coeficientes.

Analisando os resultados de cada uma das configurações testadas, observa-se que as diferenças não são muito significativas. Contudo, analisando as curvas de fração de massa queimada da figura 3.26, podem-se excluir os coeficientes utilizados na configuração GSXR_E85_A7,5_M5. A razão para a exclusão prende-se pelo facto de, ao aumentar o coeficiente “A”, aumenta-se a duração em que a fração de massa queimada atinge o seu máximo, ou seja, a fração de massa queimada atinge os 100% na totalidade. Outro fator a ter em conta é que o coeficiente “A”, como foi referido anteriormente, está associado ao número de velas ou à sua localização. Como não houve alterações ao número de velas nem na sua localização, este parâmetro acaba por não fazer sentido ser alterado, excluindo assim esta configuração.

As restantes configurações dependem apenas do valor para o coeficiente “M”, ou seja da rapidez com que a frente de chama se desenvolve. Recorrendo à tabela 2.1 do capítulo 2, em que nela consta a velocidade laminar de chama para a gasolina e para o etanol, foi calculada a diferença de velocidades, tendo obtido 0,1m/s de diferença. Admitindo que a duração da fração de massa queimada está diretamente relacionada com a velocidade com que o combustível reage com o oxigénio, o passo seguinte foi verificar a diferença média entre a fração de massa queimada a gasolina com as restantes configurações, com o objetivo de identificar qual delas se aproximava mais da diferença calculada utilizando a velocidade laminar de chama de cada um dos combustíveis dada na tabela 2.1 do subcapítulo 2.1.1.

Assim, as configurações GSXR_E85_A5_M3, GSXR_E85_A5_M4 e GSXR_E85_A5_M5 apresentam uma diferença de 0,08, 0,15 e 0,33 m/s mais rápida que a configuração com gasolina, respetivamente. Desta forma pode-se concluir que a configuração GSXR_E85_A5_M3 apresenta uma diferença mais próxima de 0,1 m/s de velocidade laminar de chama que as restantes configurações.

4 - Metodologia

Neste capítulo será abordado o dimensionamento dos principais componentes da linha de combustível, nomeadamente os injetores e a bomba de combustível, com base nos dados das simulações com E85.

Também será abordada a montagem experimental do motor, com referência aos sensores utilizados, unidade eletrónica de gestão do motor e outros componentes necessários à aquisição de dados.

Posteriormente serão discutidos os resultados e dados adquiridos através da montagem experimental.

4.1 - Dimensionamento do sistema de combustível

Como mencionado anteriormente, a conversão de um motor a gasolina para etanol envolve a modificação de alguns componentes do sistema de alimentação de combustível, com vista a tirar maior partido das características do combustível e para assegurar uma maior fiabilidade do veículo.

Neste capítulo irá proceder-se ao dimensionamento do sistema de alimentação de combustível, com o dimensionamento da bomba de combustível e dos injetores, uma vez que será necessária uma maior quantidade de combustível.

4.1.1 - Injetores

A quantidade de combustível injetada no motor depende do tempo de abertura em que o injetor opera em cada ciclo, a quantidade que o injetor consegue injetar e a pressão de injeção.

Quanto à pressão de injeção, foi estabelecido como pressão de injeção 3 bar, uma vez que tipicamente é este o valor que os fabricantes mais utilizam em sistema de injeção indireta multiponto, e é o valor de pressão utilizada pelo motor.

O próximo passo será calcular a quantidade de combustível necessária ao motor. Segundo Hartman e Banish [83], [84], a quantidade de combustível necessária é calculada segundo a fórmula:

$$m_f = BSFC \times P$$

Em que m_f corresponde ao caudal de combustível total em g/h (ou cm^3/min);

BSFC é o consumo específico do motor em g/kWh;

E P é a potência que se espera obter do motor em kW.

Para o motor em estudo, o consumo específico máximo calculado pelas simulações em LES ronda os 430 g/kWh e a potência é aproximadamente 74 kW. Assim, a quantidade de combustível necessária é próxima dos 31820 g/h. Os fabricantes normalmente utilizam a denominação cm^3/min ou lb/h para caracterizar o caudal de combustível dos injetores a uma dada pressão estática. Assim, através da densidade do combustível E85, esta quantidade total de combustível corresponde nestas unidades a $676 \text{ cm}^3/\text{min}$.

$$m_f = 430 \times 74 = 31820 \text{ g/h} = 676,45 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Assim, em cada cilindro o caudal mínimo para cada injetor é dado pela seguinte fórmula:

$$m_{f \text{ injector}} = \frac{m_f}{n^\circ \text{ cilindros}}$$
$$m_{f \text{ injector}} = \frac{682,05}{4} = 169,11 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Esta é a quantidade mínima que o motor requer para suportar a potência esperada do motor, não deixando margem para erro. Por isso, é necessário calcular o caudal de combustível para cada injetor para um determinado “*duty-cycle*” do injetor, criando assim uma margem de segurança. O “*duty-cycle*” do injetor normalmente não deve ultrapassar tipicamente os 80%. A partir deste valor, os injetores passam a estar mais tempo aberto do que fechados, o que leva a efeitos indesejados como o sobreaquecimento, desgastando-se mais rapidamente e tornando-os mais suscetíveis a falhas e avarias. Assim, para 80% de “*duty-cycle*”, a quantidade de combustível de segurança é:

$$\dot{m}_{f \text{ injector}} = \frac{m_{f \text{ injector}}}{0,8} = \frac{170,51}{0,8} = 211,39 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Para além do caudal dos injetores, também é necessário selecionar o tipo de injetor a utilizar no motor. Existem dois tipos de injetores, os injetores de baixa impedância (“*peak and hold*”) e os injetores de alta impedância (“*saturated*”).

Os injetores de alta impedância possuem uma bobine com grande resistência eléctrica, entre 11 a 18 ohms [84], [85]. Estes injetores operam com corrente constante para energizar a bobine que faz elevar a agulha e assim injetar o combustível. Estes injetores são caracterizados pela sua baixa corrente eléctrica (até cerca de 1 A), demorando mais tempo a criar um campo magnético. Desta forma, estes injetores necessitam de 2 a 3 ms para abrirem completamente, o que para um motor a operar às 14000 rpm (como o motor em estudo) representa muito tempo. É este período de abertura que limita a quantidade de combustível injetado em altas rotações [85]. Assim, estes injetores são fabricados com um

limite de caudal que conseguem fornecer, de forma a conseguirem injetar a quantidade de combustível necessária em cada ciclo, o mais rapidamente possível.

A maior vantagem destes injetores é a utilização de correntes baixas, o que faz com que haja uma menor geração de calor por parte da ECU para energizar a bobine, do que nos injetores de baixa impedância. Por isso, os construtores recorrem a este tipo de injetores uma vez que, com eles não necessitam de componentes menos dispendiosos, de menor alimentação elétrica, permitem maior fiabilidade e redução do número de componentes (eliminação de “coolers” e outros componentes de maiores dimensões) [85].

Os injetores de baixa impedância são um pouco diferentes na sua construção em comparação com os injetores de alta impedância. Ao invés de uma agulha estes injetores utilizam um disco com um determinado número de furos. Os injetores de baixa impedância possuem uma baixa resistência eléctrica, entre 2 a 6 ohms [84], funcionando com correntes eléctricas mais elevadas. É utilizada uma corrente de 4 A para criar rapidamente o campo magnético para puxar o disco de forma a abrir rapidamente. Assim que estiver aberto, a corrente diminui para 1 A de modo a manter um pequeno campo magnético que permitirá assim injetar o combustível [85].

As vantagens destes injetores prendem-se com a menor utilização de componentes móveis no seu interior, garantindo a deslocação de massas mais pequenas, que em conjunto com a utilização de maiores correntes eléctricas torna mais rápidos os eventos de abertura e fecho do injetor. Assim, é possível injetar mais combustível nos regimes mais altos do motor [85].

Porém, como são usadas correntes mais elevadas, é necessário dotar a ECU de componentes mais resistentes ao calor e de maiores dimensões, o que torna o sistema mais dispendioso, complexo e menos fiável.

O ângulo do jato do injetor também é outro fator a ter em consideração. Este parâmetro pode influenciar a atomização do combustível com o ar de admissão, estando também associado a aspetos de construção do motor. Dependendo da geometria das condutas de admissão, a direcionabilidade do jato pode representar um aspeto a ter em conta, de forma a que as paredes das condutas de admissão sejam menos atingidas pelo jacto do injetor. O facto de o motor possuir duas válvulas de admissão leva a que possam ser incluídos injetores com bi-cone.

Tendo em conta os tipos de injetores existentes e anteriormente referidos, a escolha recai em injetores capazes de debitar pelo menos $211 \text{ cm}^3/\text{min}$. Apesar do motor atingir rotações elevadas de fábrica, a equipa pretende baixar o regime de rotações, e obter o binário máximo a uma rotação mais baixa que a atual. Assim, não será necessário que o injetor seja tão rápido quanto o necessário, e atendendo a que a ECU com que se irá

trabalhar aceita como entrada tanto injetores de alta como baixa impedância, então a escolha será injetores de baixa impedância.

Por fim, atendendo à geometria das condutas de admissão na cabeça do motor, o ideal é utilizar injetores bi-cone de modo a direcionar o caudal injetado diretamente na direção das válvulas de admissão.

4.1.1.1– Teste injetores Suzuki GSXR 600

Antes de proceder a uma seleção dos injetores, procedeu-se à medição do caudal de combustível que os injetores originais do motor Suzuki conseguem debitar. Este passo visa não só determinar o caudal dos injetores mas também avaliar se eram capazes de fornecer a quantidade de E85 necessária para o motor funcionar, e assim evitar a aquisição de novos injetores.

A máquina de teste de injetores utilizada foi uma ASNU (figura 4.1). Esta máquina permite várias funções para proceder à manutenção e medição dos injetores, tais como medição da estanquicidade dos injetores, medição da resistência elétrica, medição do caudal para diversas condições de operação e “*duty-cycle*”, etc..



Figura 4.1 – Máquina de teste de injetores de gasolina e condições em que foi realizado o teste dos injetores.

A medição dos injetores originais do motor foi realizada num intervalo de tempo de 60 segundos, às 2500 rpm e com um “*duty-cycle*” do injetor de 75% (figura 4.1), a uma pressão de 3 bar. Do teste resultou um caudal com cerca de 65 cm³/min.

Tendo o conhecimento do caudal de combustível que o injetor é capaz de fornecer nas condições acima referidas, foi necessário calcular a quantidade de combustível consumida pelo motor para cada regime, e estimar assim se os injetores serão capazes de fornecer o caudal adicional de combustível previsto com E85. A tabela 4.1 apresenta o caudal de combustível consumido pelo motor, tendo em conta as simulações em LES, e o caudal que o injetor é capaz de fornecer dentro das mesmas condições de operação.

Tabela 4.1 – Tabela do consumo de combustível do motor e do caudal de combustível do injetor para os diferentes regimes do motor.

Rotação [rpm]	Consumo motor em LES com E85 [g/min]	Consumo motor em LES com E85 [cm ³ /min]	Caudal injetor calculado [cm ³ /min]	Diferença em falta [%]
4000	131,481	167,70	104	61,25
5000	171,854	219,20	130	68,62
6000	202,020	257,68	156	65,18
7000	261,322	333,32	182	83,14
8000	295,906	377,43	208	81,46
9000	345,651	440,88	234	88,41
10000	416,285	530,98	260	104,22
11000	447,488	570,78	286	99,57
12000	497,619	634,72	312	103,44
13000	532,568	679,30	338	100,97

A obtenção do caudal debitado pelo injetor, para cada regime, foi calculado utilizando os dados obtidos pelo teste do injetor. Atendendo a que apenas existe um ponto de operação (65 cm³/min @ 2500 rpm), foi assumindo que existe uma proporcionalidade direta entre o caudal e a rotação. Na realidade, esta suposição não será verdadeira, uma vez que o injetor poderá estar dimensionado para que, por exemplo, no ponto (0,0) a equação da reta não passe na origem, ou seja pode existir um “*offset*” a partir do qual se dá a injeção.

Devido a este facto, a curva do injetor pode possuir um declive mais acentuado, fazendo com que para rotações mais elevadas o injetor consiga debitar mais caudal. Este erro de “*offset*” depende também da diferença de pressão e da tensão aplicada ao injetor, que pode ser corrigido e/ou compensado quando se programa a unidade de gestão do motor.

Comparando o consumo obtido no LES com o consumo calculado, observa-se que em todos os regimes o injetor não injeta o caudal necessário. Este facto pode estar relacionado com a suposição referida no parágrafo anterior, mas também com o facto de o injetor estar a operar com um “*duty-cycle*” de 75%. Desta forma, existe margem para se aumentar o tempo de abertura do injetor e cumprir assim com o caudal necessário. Por outro lado, o caudal do injetor foi medido com uma pressão de cerca de 3 bar. Se se aumentar um pouco mais a pressão de injeção e em conjunto aumentar o tempo de abertura do injetor, este poderá ser capaz de debitar o caudal necessário. Contudo o injetor irá trabalhar muito perto do limite pelo que não será aconselhado utilizar estes injetores no caso de se querer um motor fiável por muito tempo.

4.1.2 - Bomba de combustível

Após o dimensionamento da quantidade de combustível que o motor necessita, e consequentemente os injetores a utilizar, é necessário garantir que chega pelo menos essa quantidade de combustível desde o depósito até à régua de injeção. Assim, é necessário que a bomba de combustível seja capaz de alimentar o sistema de combustível com pelo menos essa quantidade.

Tendo já a quantidade de combustível que cada injetor consegue injetar, multiplicando pelo número de injetores que queremos utilizar, obteremos o caudal mínimo que a bomba terá que fornecer ao sistema, que neste caso será 845,56 cm³/min.

4.2 - Montagem experimental

Como forma de validar o modelo computacional e verificar o comportamento do motor com a alteração do combustível, foram realizados ensaios experimentais em banco de rolos, no laboratório de engenharia automóvel da ESTG.

Estes ensaios têm como objetivo a obtenção de dados relativos à potência e binário do motor, medição do consumo de combustível através de uma balança eletrónica e emissões dos gases de escape.

4.2.1 - Motor

O motor utilizado nos ensaios experimentais foi o da Honda CBR 600 F4i. Este motor é muito semelhante ao da Suzuki GSX-R 600 k5, como se pode observar pela tabela 4.2. As únicas diferenças do motor Honda para o motor Suzuki são a razão de compressão ligeiramente mais baixa e potência e binário um pouco superiores.

A utilização deste motor em detrimento do Suzuki surge do facto de a estrutura construída para alojar o motor e que permitiria testá-lo no banco de potência de rolos não ser fiável. A fraca repetibilidade nos ensaios experimentais, aliado a um sistema de transmissão com elevadas perdas mecânicas, passível de criar problemas e aumentar assim os erros experimentais levou a que se considerasse a utilização do motor Honda.

Por outro lado a estrutura onde está instalado o motor Honda já possui quase toda a instrumentação necessária e um sistema de transmissão com menos perdas e maior fiabilidade. Outro dos fatores prende-se com a gestão eletrónica do motor, que no caso do motor Honda já possui uma unidade programável Motec, com os mapas de injeção e ignição definidos para funcionar com gasolina.

O veículo em que está inserido o motor Honda é proveniente da antiga equipa de Formula Student de Leiria. O motor conta com algumas alterações face ao original, nomeadamente ao nível da admissão, com a introdução do restritor de 20 mm imposto pelas regras da competição, uma câmara de “*plenum*” de cerca de 2 litros, e um escape de configuração 4-2-1 direto construído especificamente para o veículo. Apesar da existência do restritor de 20 mm, este não foi removido do sistema, pois na análise dos testes, o objetivo será encontrar uma diferença percentual de binário, potencia e consumo específico entre a utilização de gasolina e E85.

Tabela 4.2 – Comparação dos motores Suzuki GSX-R 600 k5 e Honda CBR 600 F4i [32], [86]–[88].

Veículo	Suzuki GSX-R 600 k5	Honda CBR 600 F4i
Número de cilindros	4	4
Diâmetro [mm]	67	67
Curso [mm]	42,5	42,5
Cilindrada [cm³]	599	599
Razão compressão	12,5	12
Atuação de válvulas	DOHC	DOHC
Número de válvulas por cilindro	4	4
Binário [N.m @ RPM]	63 @ 10800	65 @ 10500
Potência [kW @ RPM]	76,8 @ 12800	81 @ 12500

4.2.2 - Sistema sensorial e aquisição de dados

A aquisição de dados foi orientada de modo a adquirir dados que permitam não só obter as curvas de potência, binário do motor e consumo de combustível, mas também outras variáveis que possam permitir obter outras conclusões, como a temperatura e caudal de ar admitido, “*duty-cycle*” dos injetores, avanço de ignição, emissões gasosas e a temperatura dos gases de escape.

Desta forma, recorreu-se ao “*software*” Labview da National Instruments, associado a uma placa de aquisição de dados (NI PCI 6221), para reunir toda esta informação de forma sincronizada e mostrá-los num ambiente gráfico e exportar essa informação num formato que permita a sua análise de modo expedito e fiável.

Na tabela 4.3 são indicados os sensores utilizados bem como a origem dos dados adquiridos.

Na construção do sistema sensorial do motor utilizaram-se os sensores já instalados no veículo e originais do motor, tais como o sensor de rotação da cambota, temperatura do ar, pressão de admissão e temperatura do motor. A sonda lambda equipada no motor Honda foi substituída por uma compatível com a unidade de comando Motec (ver capítulo 4.3.2). Também está prevista a inclusão de uma sonda lambda no motor Suzuki com o intuito de otimizar o funcionamento e gestão do motor. A aquisição destes sinais bem como a medição do “*duty-cycle*” dos injetores e o avanço de ignição foi realizada por comunicação via porta série. Além destes sensores, foi instalado um medidor de caudal de ar admitido e um sensor de temperatura dos gases de escape.

Ao nível do sistema de alimentação de combustível, deixou de ser utilizado o depósito original do veículo mas este foi substituído por um recipiente graduado assente numa balança eletrónica. Com esta configuração foi também viável a medição da temperatura do combustível. Desta forma tornou-se possível calcular o consumo de combustível em cada regime e perceber se a temperatura do combustível teria influência significativa nos resultados.

Os sinais dos sensores associados ao motor foram adquiridos pela Motec e enviados via porta série para o sistema de aquisição de dados. Os sinais dos sensores de temperatura dos gases de escape, temperatura de combustível e caudal de ar admitido foram adquiridos diretamente pela placa de aquisição.

Os dados da balança eletrónica e do analisador de gases foram também adquiridos via porta série pelo “*software*” Labview.

Tabela 4.3 – Lista de sensores utilizados e método de aquisição de dados para cada um deles.

Sensor	Referência	Gama medição	Precisão	Aquisição de dados
Rotação cambota	original	≤15 kHz	±1 °	Motec
Temperatura ar admitido	NTC 4116	-40 – 140 °C	±1,4 °C	
Temperatura motor	NTC original	-40 – 130 °C	±1,4 °C	
Lambda	Bosch LSU 4.2	0,65 - ∞	± 0,007	
Pressão ar admitido	Denso 079800-5710	20 – 105 kPa	0,1 kPa	
Massa de ar	Bosch 0 280 217 123	8 – 370 kg/h	≤ 3%	LabView
Temperatura escape	Termopar tipo K	0 – 1000 °C	±2°C	
Temperatura combustível	Termopar tipo K	0 – 1000 °C	±2°C	
Balança de combustível	Mettler Toledo, modelo FS7001-F	0 – 7600g	0,1g	
Emissões	Analisador de gases Bosch BEA-250	Valor diferente para cada tipo de gás-		

4.2.3 - Unidade eletrónica do motor

A unidade de gestão eletrónica do motor original utiliza os sensores de pressão e temperatura e a posição da borboleta para calcular a quantidade de combustível a ser injetado no motor. Desta forma a injeção fica dependente apenas da carga do motor não havendo por isso um ajuste preciso da mistura.

Este facto é prejudicial com a utilização de etanol como combustível. Como já foi referido anteriormente, com a utilização de etanol, a razão ar/combustível diminui, resultando num empobrecimento da mistura, que em regimes mais elevados do motor pode provocar um funcionamento errático ou até mesmo o não funcionamento do motor.

Contudo o motor do antigo Formula Student utiliza uma unidade eletrónica reprogramável, nomeadamente a Motec M400, que permite a configuração de mapas de injeção e ignição. A unidade utiliza não só os sensores de temperatura e pressão do ar admitido mas também utiliza uma sonda lambda "wide-band". Desta forma, a unidade consegue controlar melhor a mistura ar/combustível, pois a sonda permite medir a quantidade de oxigénio presente nos gases de escape e conseqüentemente reajustar o valor de combustível a ser injetado. Por esta razão será introduzida uma sonda lambda "wide-band" no motor Suzuki permitindo assim controlar a injeção de gasolina e futuramente de etanol.

Tabela 4.4 – Principais características da sonda lambda Bosch LSU 4.2 utilizada em conjunto com o PLM.

Sensor	Bosch LSU 4.2
Gama medição	0,65 - ∞
Compatibilidade combustíveis	Gasolina, Diesel, misturas de gasolina com etanol, Metanol, gás natural e GPL
Pressão gás escape	2,5 bar
Temperatura gás escape	930 °C (1030 °C pico máximo)
Precisão ($\lambda=1$)	1,016 ± 0,007



Figura 4.2 – Sonda lambda Bosch LSU 4.2 e PLM.

De forma realizar um controlo em malha fechada pela sonda lambda foi utilizada a função Professional Lambda Meter (PLM). A função PLM permite visualizar os valores de lambda ou razão ar/combustível numa ampla gama de misturas com rápido tempo de resposta. O PLM fornece um sinal diferencial analógico proporcional ao lambda, que pode posteriormente ser lido como lambda, razão ar/combustível para gasolina, álcool, gás,

O banco de potência utilizado foi o MAHA LPS 2000-R100/2 do tipo banco de freio (utilização do princípio das correntes de Eddy) visível na figura 4.4. o banco de potencia MAHA permite testar diversas situações, como por exemplo, potência máxima instantânea, potência a regimes de rotação pré-definidos, recuperações, etc..

Com este banco de potência é possível testar veículos com tração às 2 rodas com potência máxima até 355 cv ou veículos com tração as 4 rodas com potência máxima de 710 cv, e velocidade máxima de 260 km/h.



Figura 4.4 - Banco de potência MAHA LPS 2000 e montagem experimental no veículo em estudo.

4.2.5 - Analisador de gases

O analisador de gases utilizado foi o Bosch BEA-250 (figura 4.5) que permite medir as emissões gasosas presentes nos gases de escape quer em motores a gasolina quer em motores Diesel. O analisador possibilita a medição de 5 tipos de gases: Monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarbonetos (HC), óxidos de azoto (NO_x) e oxigénio (O₂). As características de medição para cada um dos gases referidos estão representadas na tabela 4.5.

O analisador de gases serviu também para monitorizar e confirmar o bom funcionamento do sistema de injeção e a correta mistura de ar/combustível.

Porem, como utiliza uma sonda eletroquímica para medir as concentrações de alguns dos componentes, e esta não se apresentar nas melhores condições à data da realização dos ensaios, as medições de NO_x não puderam ser medidas e os hidrocarbonetos apresentaram valores dúbios com a utilização de E85, sendo excluídos de qualquer análise.

Tabela 4.5 – Gamas de medição e resolução de cada um dos componentes gasosos medidos pelo analisador Bosch BEA 250 [89].

Componente	Gama medição	Resolução
CO	0.000 – 10.00 % vol	0.001 % vol
CO ₂	0.00 – 18.00 % vol	0.01 % vol
HC	0 – 9999 ppm vol	1 ppm vol
NO _x	0 – 5000 ppm vol	1 ppm vol
O ₂	0.00 – 22.00 % vol	0.01 % vol
λ	0.500 – 9.999	0.001



Figura 4.5 – Analisador de gases de escape Bosch BEA 250 [90].

5 - Discussão de Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais do uso de gasolina e a sua posterior substituição por E85, no motor Honda CBR600 F4i. É ainda referido o modo como os ensaios foram realizados e as condições do mesmo.

Neste sentido irão ser apresentadas e analisadas as curvas de potência e binário do motor, consumo específico de combustível, emissões gasosas de CO, CO₂ e O₂ e temperatura dos gases de escape.

A discussão dos resultados prender-se-á com a comparação entre os dois combustíveis e perceber a influência que o etanol teve no comportamento do motor e nos resultados obtidos. O objetivo final é a obtenção de uma diferença percentual igual ou muito semelhante à obtida com a simulação em LES, validando deste modo a utilização do “*software*” para a análise sobre a utilização de etanol (E85).

Os resultados experimentais apresentados representam a média de dois testes realizados.

5.1 - Condições de ensaio

O motor utilizado para os ensaios experimentais foi, numa primeira fase, alvo de testes preliminares com gasolina 98 com o intuito de verificar se a aquisição de dados estava corretamente configurada, efetuar eventuais correções na gestão do motor e recolher informação acerca de, por exemplo, tempo necessário para garantir a estabilização de temperaturas e nível de emissões. Foram também realizados diversos testes de repetibilidade de resultados e de recolha de parâmetros para definir no banco de potência o modo a realizar os testes finais.

Os ensaios experimentais foram divididos em testes a regime constante e em testes discretos. Os testes a regime constante tiveram o objetivo de recolher os dados provenientes do sistema de aquisição de dados de forma o mais estável possível. Assim, foram definidos 8 pontos de teste, das 5000 rpm às 12000 rpm, em incrementos de 1000 rpm.

Os testes em regime constante serviram para traçar as curvas de potência e binário, onde o motor é gradualmente sujeito a uma carga correspondente à rotação desejada e, após estabilização dos dados, é iniciado o regime seguinte pretendido. Com este tipo de teste consegue-se obter curvas de potencia com mais precisão do que com testes contínuos, eliminando o efeito de inércia dos rolos do banco de potencia.

Todos os testes foram efectuados com carga total, ou seja borboleta de admissão totalmente aberta (WOT), e na relação de caixa mais próxima da relação 1:1, neste caso em 6ª velocidade.

Foi definido o valor de 0,90 de lambda no controlo em malha fechada uma vez que valor está associado a obtenção de maior binário e

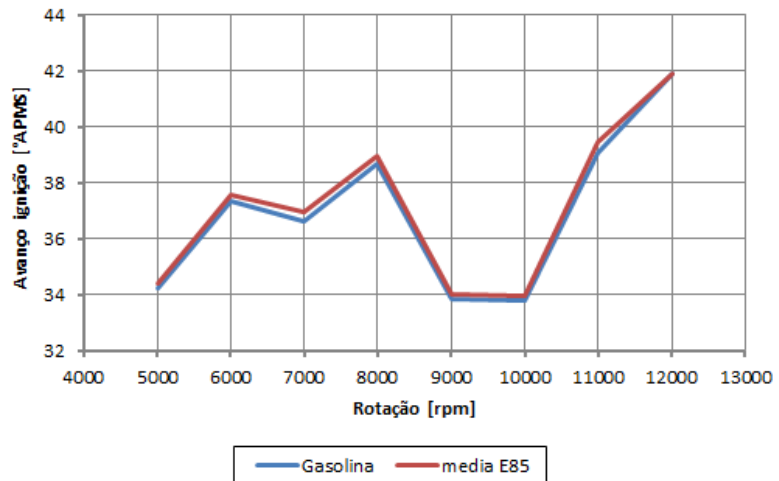


Figura 5.1 - Comparação do avanço de ignição entre a utilização de gasolina e a utilização de E85.

é muito utilizado em competição automóvel. O mapa de ignição não sofreu alterações, mantendo o mesmo valor de avanço tanto com gasolina como com a utilização de etanol, como está patente na figura 5.1.

A mistura de combustível foi realizada no laboratório de engenharia automóvel, numa relação em volume. Foi cheio um reservatório de 20 litros com esta mistura, o que resulta em 17 litros de etanol e os restantes 3 litros em gasolina. A figura 5.2 ilustra as diferenças da mistura e diferente coloração obtida com a mistura de 15% de gasolina no etanol. Sendo o etanol um líquido incolor, a adição de 3 litros de gasolina altera a coloração para um tom azulado.



Figura 5.2 – Diferença de coloração entre E85 (à esquerda) e gasolina 98 (à direita).

De seguida, a mistura é introduzida num recipiente graduado e este colocado na balança eletrónica e coberto para que as condições atmosféricas envolventes não afectassem as medições.

Como o etanol é de natureza higroscópica, isto é, possui uma boa afinidade com a água misturando-se com ela, os recipientes fornecidos com etanol permaneceram selados até ao dia dos testes. A mistura de etanol com gasolina aconteceu apenas nos dias em que foram realizados os testes.

A tabela 5.1 apresenta as condições atmosféricas medidas pelo banco de potência em que foram efetuados os ensaios, bem como os valores médios de cada ensaio medidos por alguns dos sensores utilizados.

Tabela 5.1 – Condições medidas nos testes realizados com gasolina e com E85.

	Temperatura ar [°C]	Pressão atmosférica [mbar]	IAT [°C]	MAP [kPa]	Temperatura motor [°C]	Temperatura combustível [°C]	Lambda, λ
Gasolina	7	1024	18,43	95,89	84,27	30,80	0,90
E85_v1	9	1019	19,96	97,22	83,81	28,00	0,90
E85_v2	12	1027	18,75	97,74	82,93	28,55	0,90
E85_media	10,5	1023	19,36	97,48	83,37	28,27	0,90

Observando a tabela verifica-se que as temperaturas em geral são muito idênticas quer no teste para gasolina quer para os dois ensaios com E85. A pressão de admissão para ambos os combustíveis também é semelhante e o controlo em malha fechada do valor de lambda funcionou, estabilizando no valor pré-definido de 0,90.

Em termos de caudal de massa de ar admitido, os valores foram muito idênticos em cada regime, não se registando grandes diferenças entre o uso de gasolina e E85, com exceção do regime das 9000 rpm, em que se registou um pequeno aumento de 2 kg/h com E85. De registar também que devido ao restritor de 20 mm existente no veículo, o caudal de ar que entra no motor não foi além dos 65 kg/h a partir das 11000 rpm.

Os testes de potência e binário foram corrigidos para as condições atmosféricas registadas utilizando a norma DIN70020. Esta norma não tem em consideração a humidade do ar e utiliza como valores de referência para a pressão atmosférica e temperatura do ar de 1,01325 bar e 293 K (18 °C) [91]. Esta norma é a que mais se aproxima das condições atmosféricas registadas nos dias dos ensaios, e assim desta forma diminui-se o erro na correção das curvas de potência.

5.2 - Rendimento do motor

Como foi referido anteriormente, a determinação da potência e do binário foi realizada em banco de potência de rolos, através de testes discretos, em WOT e 6ª velocidade engrenada. Primeiramente realizou-se o teste com gasolina 98 e posteriormente os testes com mistura de 85% de etanol e 15% de gasolina.

Na figura 5.3 são apresentadas as curvas de potência e binário corrigidas obtidas nos testes e a diferença relativa entre gasolina e E85 em percentagem. As curvas de potência e binário da utilização de E85 apresentadas na figura são respeitantes à média dos dois ensaios efetuados.

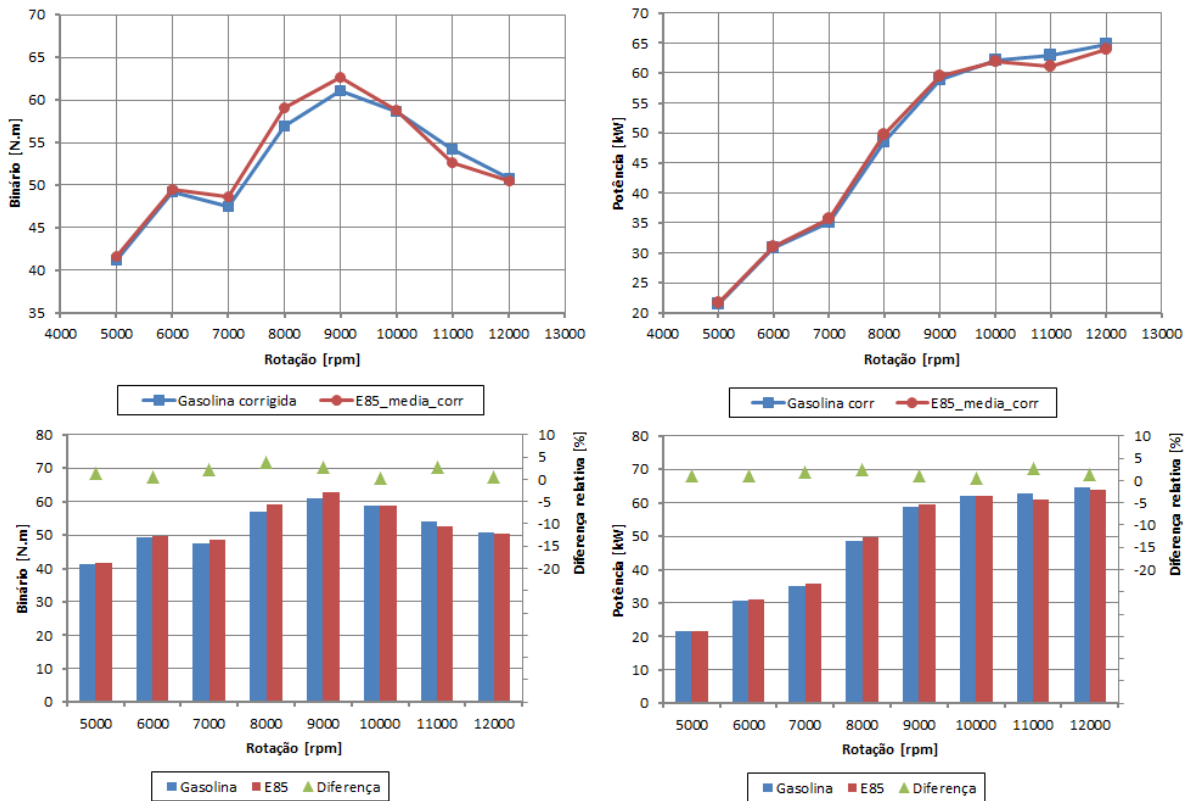


Figura 5.3 – Curvas de potência e binário dos ensaios com gasolina e E85, e respectivas diferenças percentuais.

Observando a figura, constata-se que com a utilização de E85 houve um ligeiro aumento de potência e binário do motor em baixos e médios regimes. Estes aumentos rondam os 1,3% e 1,7%, respetivamente. A partir das 10000 rpm denota-se um decréscimo com ênfase nas 11000 rpm, com redução no binário em aproximadamente 2,7% e potência de 2,8%. Estes aumentos ainda que ligeiros, estão um pouco abaixo dos expectáveis 7% a 10% referidos em [39], [43], [55], mas por outro lado, estão dentro dos ganhos obtidos em [42], [50].

No entanto estes ganhos são praticamente nulos, uma vez que é analisada a média dos resultados dos testes com etanol. De facto, as diferenças registadas são praticamente semelhantes às diferenças de cada uma dos testes com E85 relativamente aos testes com gasolina. Na pior das hipóteses pode-se considerar que não se registam diferenças significativas sejam de ganho ou de perda com a utilização de etanol face à utilização de gasolina. Em resumo, pode-se afirmar que a curva de binário com E85 é sensivelmente a mesma que a curva de binário com gasolina.

No entanto, para a obtenção dos resultados anteriores não se efetuou qualquer alteração das condições do funcionamento do motor pelo que, ao proceder a algumas modificações tais como optimização do mapa de ignição ou aumento da razão de compressão, será expectável que a utilização de E85 como combustível se venha a traduzir em ganhos de 7% a 10%.

5.3 - Consumo combustível

O consumo de combustível foi medido com uma balança eletrónica e o tempo para calcular o consumo foi dado pelo tempo da aquisição de dados nos instantes em que os testes foram considerados estáveis.

Assim, na figura 5.4 estão representadas as curvas de consumo específico do motor com gasolina e com E85 e respetivas diferenças relativas. No gráfico é também apresentado o consumo específico com E85 para os dois ensaios efetuados.

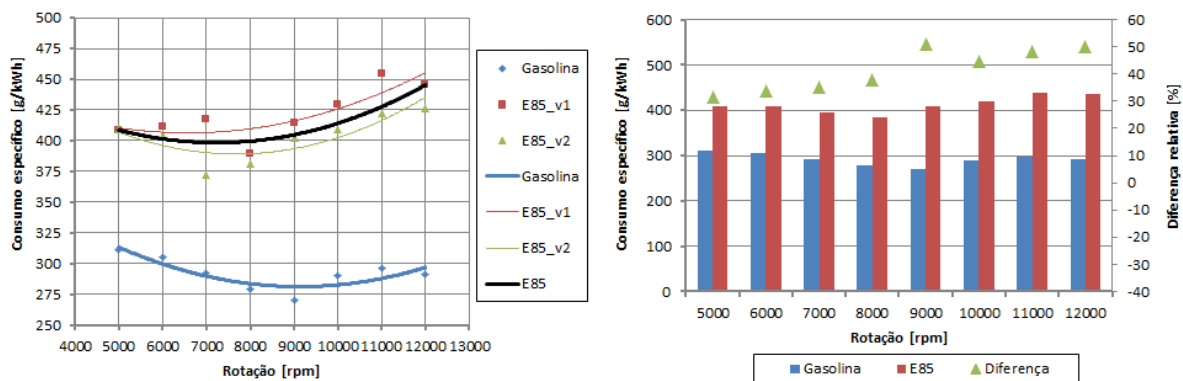


Figura 5.4 - Consumo específico de gasolina e E85 e diferenças relativas em cada regime com E85.

Observando os gráficos da figura 5.4 constata-se que houve um aumento no consumo de combustível quando se realizaram os ensaios com E85. O aumento registado foi em média de quase 40% mais combustível com a utilização de E85. Esta diferença vem comprovar o que foi referido na revisão bibliográfica, em que o consumo de combustível pode aumentar entre 30 a 60% [1], [25], [38], [42], [50], [66].

Este aumento do consumo de combustível é sustentado pelo menor poder calorífico do combustível.

Outro parâmetro que confirma o maior consumo de E85 é o “*duty-cycle*” dos injetores. Na figura 5.5 é comparada a evolução do “*duty-cycle*” dos injetores em cada regime entre gasolina e E85. É claramente perceptível que o tempo em que o injetor está aberto aumentou com a utilização de etanol no motor. Em média este aumento situou-se nos cerca de 32%, tendo atingindo um máximo de 35% às 8000 rpm. Isto comprova também que o sistema de controlo em malha fechada do valor de lambda funcionou perfeitamente, corrigindo a mistura com maior quantidade de combustível a ser injetado.

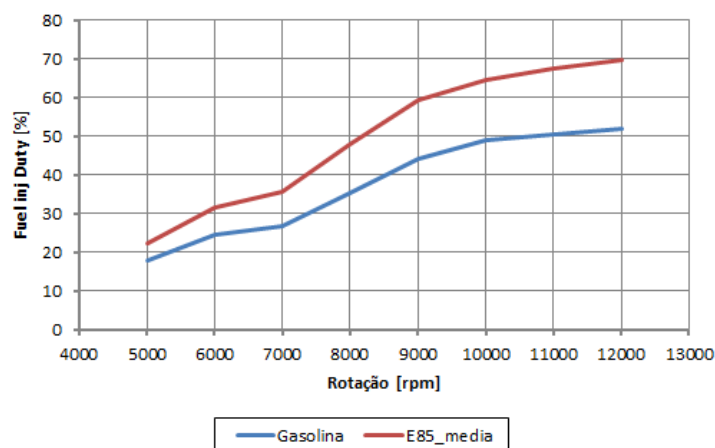


Figura 5.5 – Comparação do “*duty-cycle*” dos injetores com a utilização de gasolina e E85.

5.4 - Emissões dos gases de escape

Atendendo a que o etanol possui um maior teor de oxigénio que a gasolina é de se esperar que as emissões gasosas em geral diminuam. No caso do motor em estudo, a medição dos gases foi realizada à saída da panela de escape e sem que estes tenham sofrido qualquer tipo de tratamento em catalisadores ou outros componentes de redução de emissões. Também a temperatura foi um parâmetro mensurado através do qual é possível prever o comportamento dos NO_x , embora não se tenha diretamente medido esta substância.

Na figura 5.6 são apresentados os dados médios obtidos na medição do CO , CO_2 , O_2 e temperatura dos gases de escape. Foi também calculado o desvio padrão das medições associado a cada regime, apresentados graficamente nos anexos B, C, D e E. Para o CO o desvio padrão é aproximadamente $\pm 0,031$ %vol e $\pm 0,055$ %vol com gasolina e E85, respetivamente, nas emissões de CO_2 o desvio na medição com gasolina é $\pm 0,089$ %vol e com E85 $\pm 0,053$ %vol, no O_2 o desvio registado ronda os $\pm 0,077$ %vol e $\pm 0,037$ %vol para gasolina e E85, respetivamente. Por fim a temperatura de escape registou uma variação de $\pm 12,02$ °C e $\pm 7,72$ °C para a gasolina e E85, respetivamente. Em termos médios, os desvios registados apresentam uma variação muito pequena, o que se traduz numa boa aproximação à média dos valores de cada um dos parâmetros medidos.

Comparando as emissões de CO , as medições mostram que com utilização de 85% de etanol na gasolina as emissões de CO diminuem, especialmente nos baixos regimes, estando de acordo com a bibliografia [36], [42], [50]. Em média as emissões de CO são reduzidas em quase 9%. Considerando que o CO é um dos subprodutos da combustão e que está também associado a queima incompleta em misturas ricas, a sua diminuição comparativamente à gasolina deve-se à maior concentração de oxigénio presente no etanol,

comprovado com o gráfico do O_2 da figura 5.6. Havendo mais oxigénio durante a combustão, dar-se-á maior oxidação dos átomos de carbono e conseqüentemente uma combustão mais completa da mistura ar/combustível.

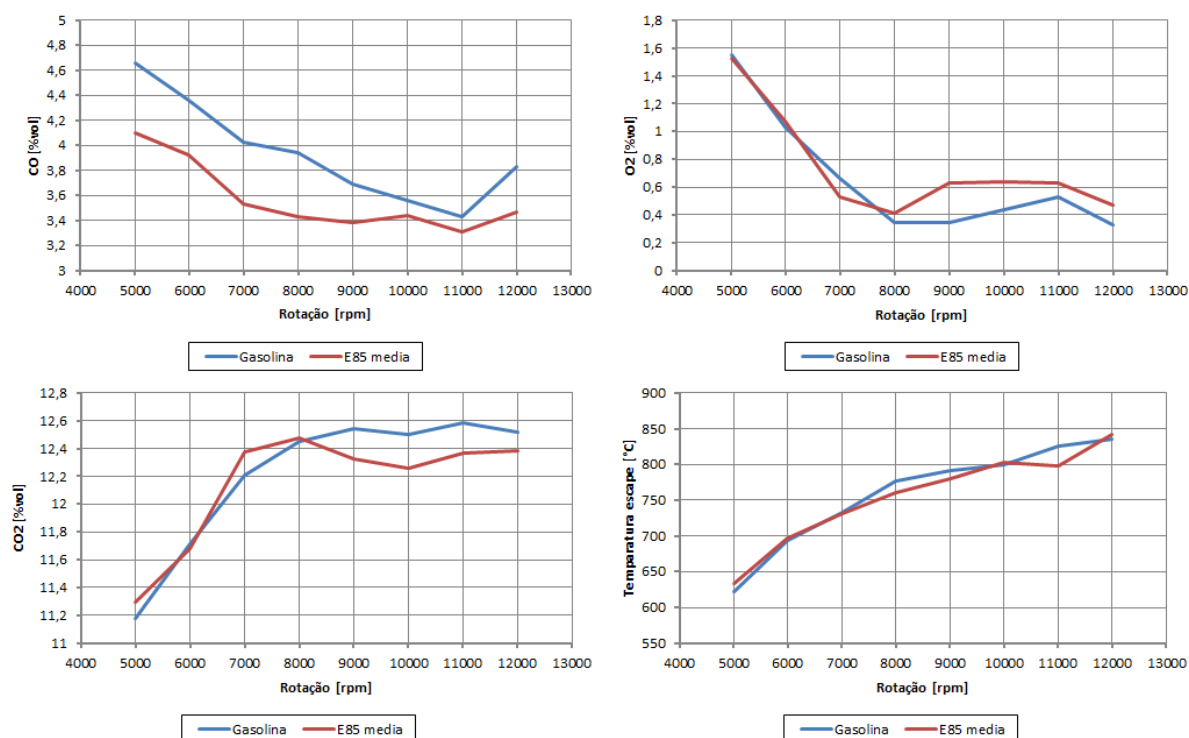


Figura 5.6 – Emissões de CO, O_2 , CO_2 e temperatura dos gases de escape obtidas nos ensaios experimentais com gasolina e E85.

Contudo, a partir dos regimes mais elevados denota-se que a diminuição do nível de CO não foi da mesma ordem de grandeza. De facto, relacionando com o gráfico da evolução do oxigénio verifica-se que, a partir das 8000 rpm, a quantidade de oxigénio aumenta com E85. Pode-se concluir assim que a combustão pode não estar a acontecer na sua totalidade, uma vez que o mapa de ignição não foi alterado, podendo estar assim a ocorrer faísca fora do tempo ideal para garantir a combustão completa do combustível.

Observando as emissões de CO_2 é reforçada a ideia que até às 8000 rpm a combustão do combustível E85 ocorre de forma mais eficiente que com gasolina. Este desempenho é explicado pela quantidade de oxigénio e pela maior relação H/C do etanol.

Em termos de temperaturas de escape, verificaram-se diferenças muito pequenas com a alteração dos combustíveis. A maior diferença ocorre às 8000 rpm e às 11000 rpm, tendo registado diminuições em cerca de 2% e 3,27%, respetivamente, utilizando E85, estando de acordo com o registado em [36], [71], [75]. Estas diferenças não são significativas pelo que não se esperariam alterações nas emissões de NO_x .

Da análise da evolução da temperatura de escape, pode-se ainda supor que a diminuição, ainda que ligeira, da temperatura com a utilização de E85 poderá resultar numa pequena tendência de diminuição nos NO_x nos regimes das 8000, 9000 e 11000 rpm. Esta

provável diminuição vem de acordo com vários dos autores da revisão bibliográfica [36], [50], [68]

Em termos de HC também se pode supor que com a maior concentração de oxigênio e combustões mais eficientes levarão a uma diminuição destas emissões, estando assim de acordo com a revisão bibliográfica [36], [42], [50], [68].

6 - Optimizações em LES

Após a análise dos resultados experimentais, ao comparar com os resultados da simulação computacional verificou-se que estes estão próximos do real. Os ganhos esperados na curva de binário segundo a simulação em LES apontam para um aumento em média cerca de 8% e um aumento de aproximadamente 38% no consumo de combustível, com a utilização de E85. Os resultados experimentais demonstraram que os ganhos de binário rondam os 2% e o consumo de combustível aumento de 32%. Apesar das curvas de potência e binário reais apresentarem pequenas diferenças percentuais, estas foram atribuídas ao facto de se ter mantido inalterado o mapa de ignição do motor (tal como referido no capítulo anterior), o que sugere que será possível obter ganhos muito próximos dos ganhos da simulação se se otimizar o mapa de ignição para o MBT, como faz o “software”. Outro aspecto que reforça a validação do modelo é o consumo de específico de combustível apresentar um consumo muito próximo do simulado em LES.

Assim, e considerando que o modelo utilizado no capítulo 3 se encontra validado através dos testes realizados em banco de rolos, os resultados de possíveis alterações introduzidas no modelo irão corresponder aos resultados experimentais, em termos percentuais. A utilização do modelo computacional permitirá realizar alterações em diversos parâmetros sem que haja o perigo de danificar quaisquer componentes do motor e permitirá poupar recursos tais como combustível.

Desta forma, neste capítulo será abordada a optimização do motor utilizando o modelo criado em LES para determinar os efeitos no rendimento do motor e no consumo ao se alterar a razão de ar/combustível e a razão de compressão.

6.1 - Alteração da riqueza da mistura

A simulação da alteração do valor de riqueza da mistura foi efetuada com a configuração GSXR_E85_A5_M3, uma vez que foi a considerada como a mais próxima de representar o que acontece quando se utiliza E85 como combustível.

Desta forma, o único parâmetro que foi necessário alterar foi o “*Equivalence ratio*” do submenu “*Fuelling*”. Foi decidido testar uma mistura levemente rica ($\lambda=0,95$) e mistura estequiométrica ($\lambda=1$). Assim, os valores a introduzir no submenu para a razão de equivalência são $\phi=1,05$ e $\phi=1$, para mistura levemente rica e estequiométrica respetivamente.

A figura 6.1 mostra os resultados da simulação com estes valores de razão de equivalência. A configuração GSXR_E85_A5_M3 representa o motor Suzuki a funcionar

com E85 e razão de equivalência 1,10 ($\lambda=0,90$), a configuração GSXR_E85_A5_M3_λ0,95 simula a alteração com mistura levemente rica e a configuração GSXR_E85_A5_M3_λ1 simula o motor a operar com mistura estequiométrica.

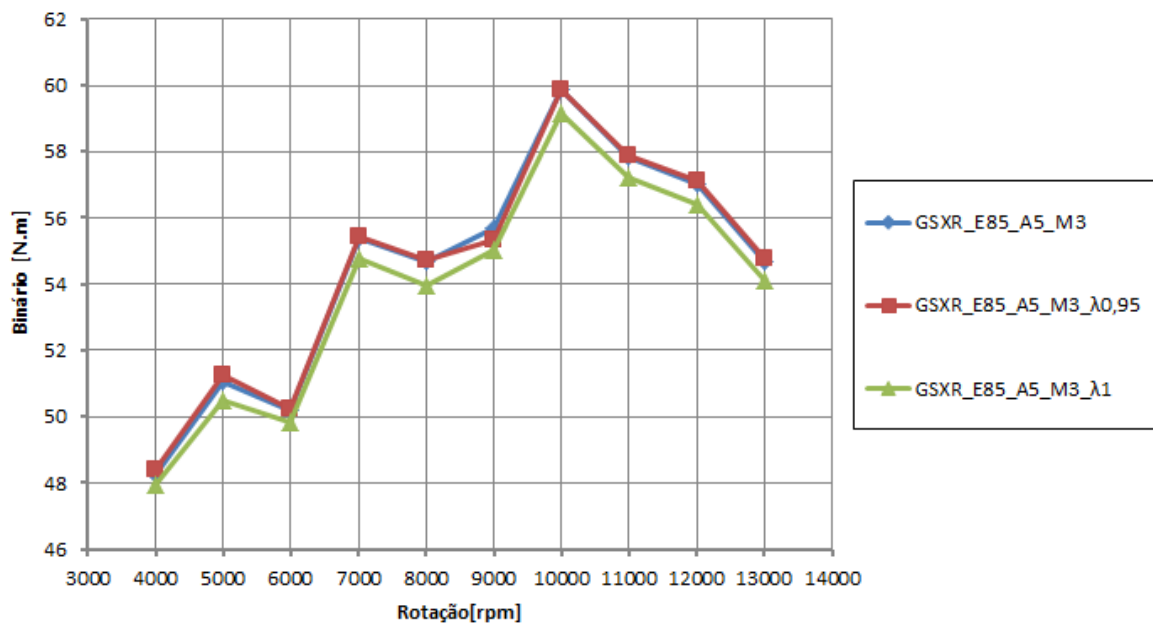


Figura 6.1 – Curvas de binário obtidas da simulação em LES com diferentes razões de equivalência.

Observando o gráfico constata-se que ao aumentar o lambda para 0,95, a curva de binário sofre muito poucas diferenças. De facto o ponto onde se regista maior diferença é às 9000 rpm, onde o binário da configuração GSXR_E85_A5_M3 é ou pouco superior (aproximadamente 0,6%).

Por outro lado ao trabalhar com mistura estequiométrica a curva de binário diminui em praticamente todos os regimes. Recorrendo ao gráfico da figura 6.2 que demonstra a diferença em termos percentuais entre as configurações GSXR_E85_A5_M3_λ0,95 e GSXR_E85_A5_M3_λ1 com a configuração base a etanol, a diferença média é aproximadamente 1%. O uso de mistura estequiométrica chega mesmo a revelar uma diferença de quase 1,4% no regime das 8000 rpm.

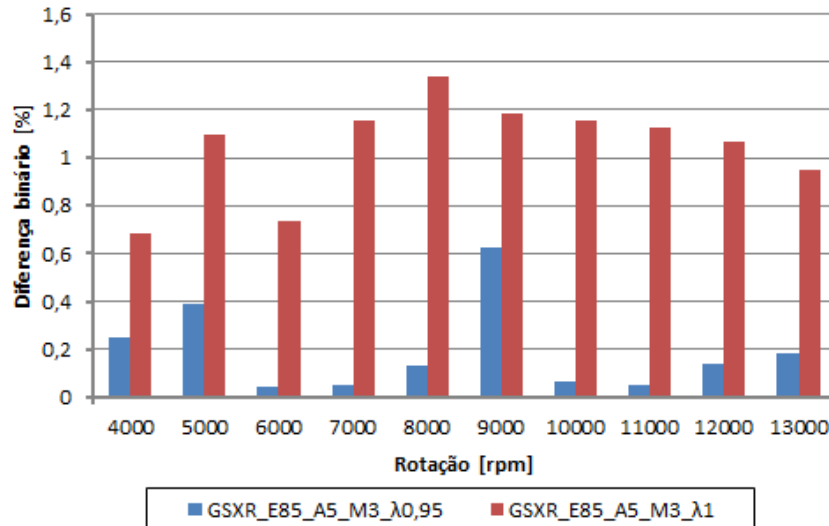


Figura 6.2 – Diferença relativa das configurações GSXR_E85_A5_M3_λ0,95 e GSXR_E85_A5_M3_λ1 em relação à configuração GSXR_E85_A5_M3.

Em termos de consumo de combustível, a figura 6.3 representa o consumo específico de combustível para os 3 casos. Como era de se esperar, ao empobrecer a mistura há uma redução no consumo de combustível. Esta redução é muito acentuada em especial com a utilização de misturas estequiométricas.

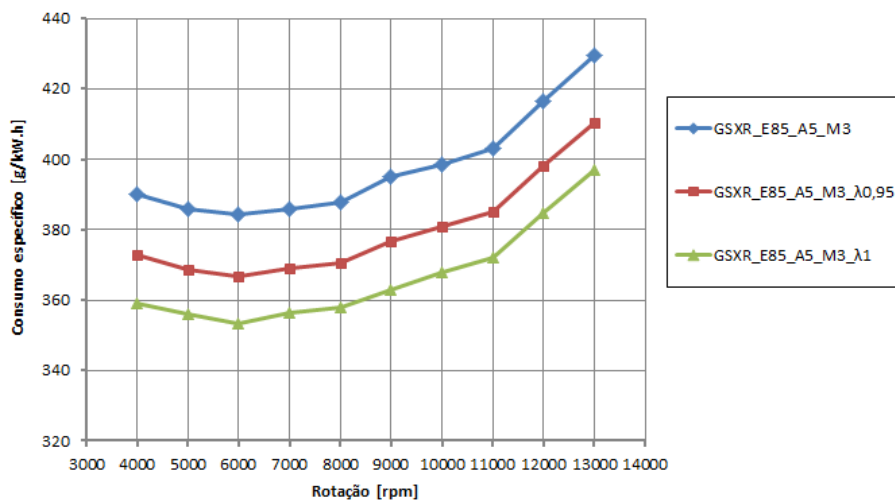


Figura 6.3 – Resultados de consumo específico de combustível em LES para as 3 configurações estudadas.

Analisando o ponto onde ocorre o valor máximo de consumo de combustível, o regime das 13000 rpm, o valor máximo é 430 g/kWh com a configuração GSXR_E85_A5_M3. Com a redução na quantidade de combustível a injetar esse valor decresce e com mistura estequiométrica chega mesmo a não ultrapassar os 400 g/kWh. De facto, e de acordo com o gráfico da diferença relativa da figura 6.4, a redução neste ponto chega a atingir os 7,76%.

Foi ainda com a configuração com mistura estequiométrica, GSXR_E85_A5_M3_λ1, que se registou a maior descida no consumo de combustível, tendo esta ocorrido às 9000 rpm, representando uma diminuição ligeiramente acima dos 8%.

Em média, as descidas no consumo de combustível rondaram quase 4,5% com a configuração GSXR_E85_A5_M3_λ0,95 e aproximadamente 8% com a configuração GSXR_E85_A5_M3_λ1.

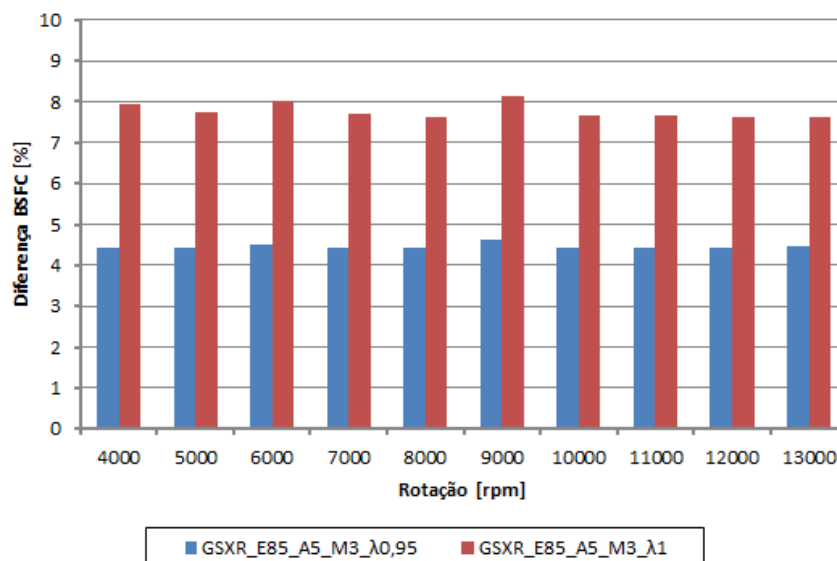


Figura 6.4 – Diferenças relativas de consumo específico de combustível entre as configurações estudadas.

Com estes resultados, conclui-se que a diminuição da razão ar/combustível para valores estequiométricos traduz-se numa economia de combustível na ordem dos 8% com apenas uma diferença na curva de binário de 1%. Ainda assim, caso se pretenda obter o binário máximo, os resultados mostram que a diferença entre o motor operar com lambda 0,9 ou apenas funcionar com misturas levemente ricas, $\lambda=0,95$, são muito pequenas.

Desta forma, seria mais vantajoso utilizar uma mistura com $\lambda=0,95$, não tendo uma queda brusca no rendimento do motor, e beneficiando assim o consumo de combustível.

6.2 - Alteração da razão de compressão

Como referido no subcapítulo 2.1.1, o etanol possui um índice de octano superior ao da gasolina. Considerando este facto, é expectável que a mistura de etanol na gasolina aumente o índice de octano quando comparado apenas só com gasolina. Desta forma, o motor fica menos sujeito ao aparecimento do “*knock*” e com algumas alterações, o motor pode aumentar a sua eficiência e reduzir consumos. Uma dessas alterações pode ser o aumento da razão de compressão.

Atendendo que a equipa de Formula Student AMZ, referida na revisão bibliográfica, procedeu ao aumento da razão de compressão de 12,5 para 15, no mesmo motor que é apresentado neste estudo, foi realizada uma simulação em LES alterando este parâmetro para este mesmo valor.

Os resultados na curva de binário com aumento da razão de compressão no modelo com E85 como combustível podem ser observados na figura 6.5.

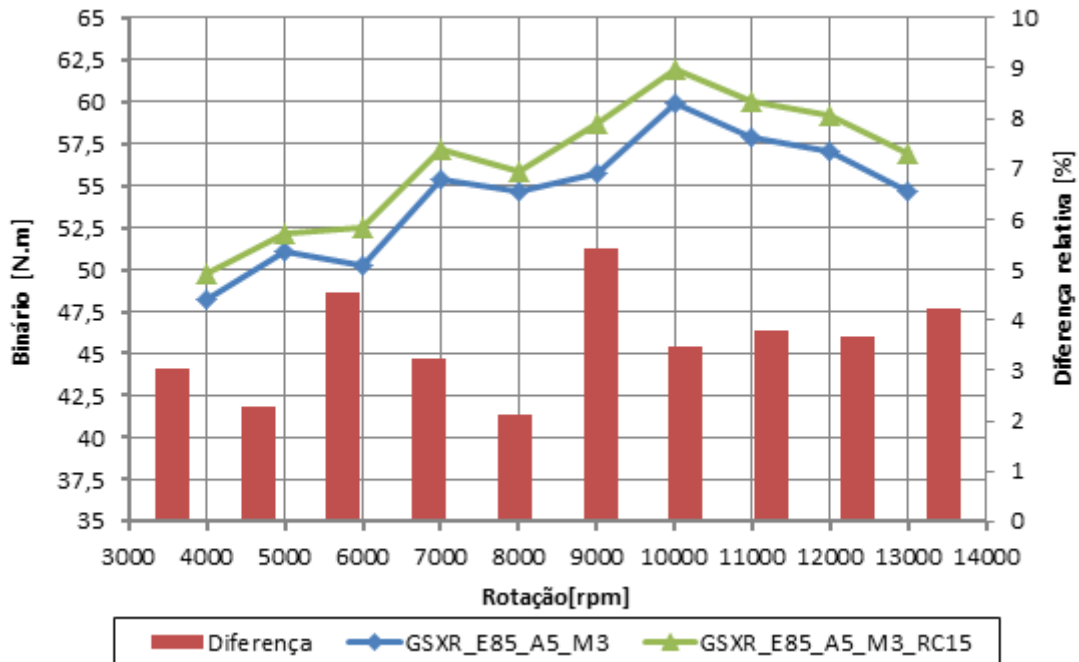


Figura 6.5 – Comparação das curvas de binário com o aumento da razão de compressão e respectiva diferença relativa.

Observando a figura 6.5 denota-se um aumento de binário em todos os regimes com o aumento da razão de compressão. Este aumento é em média na ordem dos 3,6%.

Também se pode verificar que a curva de binário segue a mesma tendência que a curva original com E85. Verifica-se também que os regimes das 6000 rpm e das 9000 rpm sofrem pequenos ganhos que tornam a curva mais linear. Estes ganhos traduzem-se em aumentos de 4,5% e 5,4% às 6000 rpm e às 9000 rpm, respetivamente, em comparação com a curva da configuração GSXR_E85_A3_M3.

Analisando as curvas de consumo específico de combustível, apresentadas na figura 6.6, verifica-se que com o aumento da razão de compressão o consumo diminuiu em média 4%.

Esta diminuição do consumo significa que o motor passou a funcionar de forma mais eficiente, aproveitando as propriedades do etanol de maior índice de octano e velocidade de propagação de chama, para aumentar o rendimento do motor e assim aumentar o binário do motor, indo de acordo com o referido por [25], [38], [41], [42], [45].

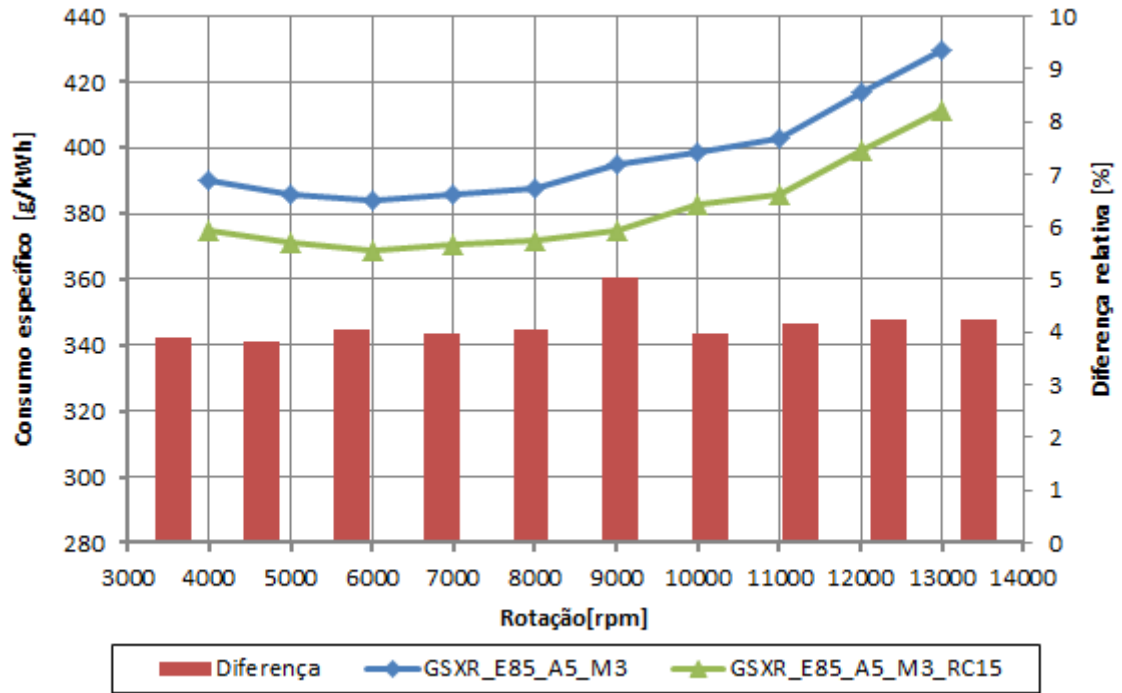


Figura 6.6 – Comparação do consumo específico de combustível entre gasolina e E85, com respectiva diferença relativa.

7 - Conclusão

O etanol ou bioetanol é o resultado da fermentação de biomassas que contenham quantidades significativas de açúcares ou amido, sendo as mais comuns a cana-de-açúcar e o milho. Uma vez que são considerados como fonte energética renovável, a sua obtenção é de relativa facilidade e com novas normas mais exigentes no controlo de emissões gasosas, o etanol afigura-se como uma alternativa cada vez mais utilizada para diminuir a dependência de petróleo.

O etanol enquanto combustível apresenta algumas características interessantes do ponto de vista da combustão, quando comparado com a gasolina, das quais se destacam o maior índice de octano, maior calor latente de vaporização, maior concentração de oxigénio e maiores velocidades de propagação de chama.

Por outro lado o etanol apresenta um baixo poder calorífico, o que se traduz numa necessidade maior de combustível para obter o mesmo desempenho quando são utilizadas misturas de gasolina com etanol baixas ou apenas gasolina. Assim, é necessário dotar o sistema de combustível de bombas de combustível e injetores capazes de fornecer a quantidade adicional de combustível necessária.

Apesar de possuir um maior calor latente de vaporização, que proporciona um arrefecimento da mistura que possibilita aumentar o rendimento volumétrico do motor, potenciando ainda uma maior dificuldade no arranque a frio, especialmente a baixas temperaturas.

Devido à sua natureza higroscópica, o etanol mistura-se facilmente com a água, ao contrário da gasolina, o que pode levar a problemas de corrosão e conseqüentemente avarias em alguns componentes metálicos como o cobre, alumínio e latão. Também as borrachas tendem a degradar-se com a utilização de etanol, pelo que normalmente são substituídas por materiais como o Teflon ou borrachas em flúor-carbono.

A conversão de motores a gasolina para funcionar com um combustível contendo etanol acaba por ser muito simples, bastando dotar o motor de um sistema de combustível com bombas e injetores de combustível capazes de fornecer o caudal de combustível adicional necessário e substituir tubagens e outros componentes com materiais compatíveis com o etanol. Além destas, podem ser adotadas outras alterações que visam tomar partido das características do etanol, como a calibração dos mapas de injeção e ignição, aumento da razão de compressão, e dispositivos que melhoram o arranque a frio. Diversos estudos apresentados neste trabalho apontam para que no futuro a utilização de etanol seja

realizada em motores de injeção direta de combustível, com razões de compressão elevadas, sobrealimentados e com sistemas de comando variável de válvulas.

Como forma de prever os efeitos no rendimento do motor e do consumo de combustível no motor para utilizar na competição Formula Student foi desenvolvido um modelo computacional base em LES do motor Suzuki GSXR 600 K5. Este modelo apresenta uma diferença média de 6% na curva de binário em relação à curva real.

A simulação do combustível E85 em LES mostrou-se um pouco mais desafiante do que só alterar as propriedades do combustível. Foi necessário também alterar os coeficientes do modelo de combustão. Para o efeito das 4 configurações testadas com diferentes coeficientes, foi considerada configuração GSXR_E85_A5_M3 como sendo a que mais se aproxima da evolução da combustão de etanol no motor. Assim, com esta configuração os resultados da simulação mostraram um aumento no binário em cerca de 8% e um aumento no consumo em 37,5%, estando de acordo com o referido na revisão bibliográfica.

Utilizando os resultados de consumo de combustível da configuração GSXR_E85_A5_M3, dimensionou-se os componentes principais do sistema de combustível, injetores e bomba de combustível. Desta forma, o caudal mínimo que cada injetor deve ser capaz de debitar ronda os 211 cm³/min. Já a bomba de combustível deve fornecer combustível suficiente aos 4 injetores utilizados no motor, ou seja, no mínimo a bomba deve ser capaz de fornecer cerca de 845 cm³/min. Atendendo ainda que se pretende diminuir o regime máximo do motor, os injetores a serem seleccionados serão de baixa impedância, pois não será necessário tempos de resposta na abertura do injetor tão rápidos. Por fim, tendo em conta a geometria das condutas de admissão na cabeça do motor, o ideal será utilizar injetores bi-cone para direccionar o jacto de combustível para as duas válvulas de admissão.

Os ensaios experimentais em banco de potência de rolos com a utilização de E85 como combustível mostraram que a curva de binário sofre um pequeno aumento entre 1,3 a 1,7% nos baixos regimes, e um decréscimo de 2,7% às 11000 rpm. Contudo, estes ganhos são praticamente desprezáveis, indiciando apenas uma tendência de aumento ligeiro, uma vez que, analisada a média dos resultados dos testes com etanol, as diferenças registadas são praticamente semelhantes às diferenças de cada uma dos testes com E85 relativamente aos testes com gasolina. Assim, pode-se considerar que a curva de binário obtida com utilização de E85 é aproximadamente igual à curva de binário com gasolina. Porém, se se proceder a algumas modificações tais como otimização do mapa de ignição ou aumento da razão de compressão, é expectável que a utilização de E85 como combustível se venha a traduzir em ganhos de 7% tal como referidos na revisão bibliográfica.

Em termos de consumo de combustível, verificou-se que com a utilização de 85% de etanol ocorre um aumento no consumo de combustível em cerca de 40%. Este aumento está próximo do referido na revisão bibliográfica. Este facto é confirmado pela leitura do “*duty-cycle*” dos injetores, em que se verificou o aumento do tempo que o injetor está aberto, injetando assim mais combustível.

As emissões de gases de escape foram analisadas, tendo incidido a medição nas emissões de CO, O₂ e CO₂, e medido também a temperatura do escape. Os resultados mostraram que o nível de CO diminui em cerca de 9%, com a utilização de E85. Tal facto deve-se à maior concentração de oxigénio presente no etanol, que permite assim uma melhor oxidação dos átomos de carbono e conseqüentemente tornar a combustão mais completa. Porém nos regimes mais altos (a partir das 9000 rpm), a quantidade de oxigénio presente nos gases de escape aumentou, o que pode subentender que a combustão pode não estar a acontecer na sua totalidade. Este acontecimento pode estar relacionado com o facto do mapa de ignição não estar optimizado, podendo estar a ocorrer faísca fora do tempo ideal para se dar a combustão.

As emissões de CO₂ comprovam que até às 8000 rpm a combustão ocorre de forma mais eficiente com E85 do que com gasolina, o que se pode explicar pela maior quantidade de oxigénio e pela maior relação H/C do etanol.

Da análise da evolução da temperatura de escape, pode-se ainda supor que a diminuição, ainda que ligeira, da temperatura com a utilização de E85 poderá resultar numa pequena tendência de diminuição nos NO_x nos regimes das 8000, 9000 e 11000 rpm.

Em termos de HC também se pode supor que com a maior concentração de oxigénio e combustões mais eficientes levarão a uma diminuição destas emissões.

Com os resultados obtidos nos ensaios experimentais, verifica-se que as diferenças percentuais em termos de consumo de combustível estão dentro do esperado tanto pela revisão bibliográfica como na simulação em LES. Ao otimizar a ignição para o MBT (tal como o faz o LES) é expectável obter ganhos sensivelmente na mesma proporção para o binário. Desta forma foi considerada a configuração GSXR_E85_A5_M3 como configuração base para a utilização de etanol nas simulações de otimização.

Com a alteração no valor de lambda para a condição de mistura levemente rica ($\lambda=0,95$) no modelo validado, verificou-se que a curva de binário praticamente não sofre alterações, com exceção do regime das 9000 rpm em que regista uma diminuição em cerca de 0,6%. Já a utilização de mistura estequiométrica ($\lambda=1$) registou uma diminuição de 1% na curva de binário em todos os regimes.

Quanto ao consumo específico de combustível, obtido nas simulações em LES, verifica-se que este parâmetro apresenta uma evolução crescente conforme o esperado. Com o aumento do valor de lambda, era expectável que a quantidade de combustível

injetada no motor diminuísse. Desta forma a utilização de mistura estequiométrica é a que permite reduzir em maior quantidade o consumo de combustível (aproximadamente 8%). Enquanto a utilização de $\lambda=0,95$ apenas reduz o consumo em 4,5%.

Se se aumentar apenas a razão de compressão, o binário do motor aumenta em média 3,6%. Verifica-se também que os regimes das 6000 rpm e das 9000 rpm sofrem pequenos ganhos que tornam a curva mais linear.

Quanto ao consumo específico de combustível verifica-se que com o aumento da razão de compressão o consumo diminuiu em média 4%, significando que o motor passou a funcionar de forma mais eficiente, aproveitando as propriedades do etanol de maior índice de octano e velocidade de propagação de chama, para aumentar o rendimento do motor e assim aumentar o binário do motor.

7.1 - Trabalhos futuros

O modelo base do motor Suzuki GSXR600 k5 criado no “*software*” LES apresenta-se como uma boa solução para prever resultados de binário, potencia e consumo de combustível. Porém utiliza diversos modelos simplistas e empíricos para caracterizar o que ocorre dentro do cilindro. Como trabalho futuro seria interessante utilizar outros modelos de combustão mais exatos ou até mesmo utilizar outro “*software*” que caracterize melhor a combustão do etanol. Não obstante, também era importante verificar se os coeficientes definidos como base para a mistura E85 estão próximos do real, através de ensaios experimentais ao nível da combustão.

Como foi observado, os ensaios experimentais revelaram que a utilização de mistura de 85% etanol na gasolina tende a ser prometedora quanto ao rendimento do motor. Desta forma, a otimização do mapa de ignição e até mesmo do mapa de injeção seriam dois parâmetros importantes a estudar.

De forma a tirar partido do maior índice de octano e do calor latente de vaporização, a introdução de turbocompressor, e/ou o aumento da razão de compressão seriam duas alterações muito importantes de analisar, uma vez que o motor será utilizado numa competição automóvel.

Bibliografia

- [1] S. Pukalskas and J. Grabys, “INFLUENCE OF COMPOSITION OF GASOLINE – ETHANOL,” *J. KONES Intern. Combust. Engines*, vol. 10, pp. 3–4, 2003.
- [2] C. Corr, C. Jewitt, and K. Moore, *Changes in Gasoline IV*. Renewable Fuels Foundation, 2009.
- [3] “Formula Student website.” [Online]. Available: <http://www.formulastudent.com/>. [Accessed: 01-Feb-2014].
- [4] SAE, “2014 Formula SAE,” 2014.
- [5] “Karlsruhe Institute of Technology (KIT) - KA-RaceIng C.” [Online]. Available: <http://www.ka-raceing.de>.
- [6] “TU Munich - TUfast Racing Team.” [Online]. Available: <http://tufast-racingteam.de>.
- [7] “University of Paderborn - UPBracing Team e.V.” [Online]. Available: <http://formulastudent.uni-paderborn.de>.
- [8] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/paderborn>.
- [9] “University of Stuttgart - Rennteam Uni Stuttgart.” [Online]. Available: <http://www.rennteam-stuttgart.de/de>.
- [10] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/stuttgart-2-2>.
- [11] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/bologna-2>.
- [12] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/wroclaw-2>.
- [13] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/madrid>.
- [14] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/lancashire/>.
- [15] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/warwick-racing-class1-2013/>.
- [16] “Racecar Engineering.” [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/warwick-racing/>.

- [17] "University of Akron - Zips Racing." [Online]. Available: <http://zipsracing.com/2013-vehicle-2/>.
- [18] "Racecar Engineering." [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/kmit-ladkrabang/>.
- [19] "King Mongkuts Institute of Technology Ladkrabang - KMITL Initial." [Online]. Available: http://www.kmitl.ac.th/autofsae/page_cars.html.
- [20] "Racecar Engineering." [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/karel-de-grote-2/>.
- [21] "Racecar Engineering." [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/erlangen-nuremburg/>.
- [22] "University of Erlangen-Nuremburg - High-Octane Motorsports." [Online]. Available: <http://www.high-octane-motorsports.de/index.php?id=156>.
- [23] "Racecar Engineering." [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/imperial-3/>.
- [24] "ETH Zurich – AMZ Racing Team." [Online]. Available: <http://www.amzracing.ch/>.
- [25] P. Vögelin, "Die Umrüstung auf E85 beim „simplon“,“ *ATZ - Automob. Zeitschrift*, no. November, 2009.
- [26] "Delft University of Technology - Dut racing team." [Online]. Available: <http://dutracing.nl/>.
- [27] "Racecar Engineering." [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/monash-2/>.
- [28] "Monash Motorsport." [Online]. Available: <http://www.monashmotorsport.com/>.
- [29] "Racecar Engineering." [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/wut-poland/>.
- [30] "White Eagle Racing Team." [Online]. Available: <http://weracing.eu/>.
- [31] "Racecar Engineering." [Online]. Available: <http://www.racecar-engineering.com/cars/maribor-3/>.
- [32] Suzuki Motor Corporation, "Suzuki GSX-R 600 - Service Manual." 2003.
- [33] "Motorcycle-USA." [Online]. Available: <http://www.motorcycle-usa.com/Forums/239/2/Thread/Purchasing-a-new-Sportbike-have-a-few-questions.aspx>.
- [34] J. D. Halderman, *AUTOMOTIVE TECHNOLOGY Principles, Diagnosis, and Service*, 4th ed. Prentice Hall, 2012.

- [35] R. B. Gupta and A. Demirbas, *Gasoline, Diesel, and Ethanol Biofuels from Grasses and Plants*. Cambridge University press, 2010.
- [36] V. Pirs and M. Gailis, “REGULATED EMISSIONS FROM SPARK IGNITION ENGINE ADAPTED,” in *Engineering for Rural Development*, 2014, pp. 241–246.
- [37] A. F. Monteiro, “Avaliação das potencialidades de produção de bioetanol em Portugal,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2011.
- [38] H. Bayraktar, “Experimental and theoretical investigation of using gasoline–ethanol blends in spark-ignition engines,” *Renew. Energy*, vol. 30, no. 11, pp. 1733–1747, Sep. 2005.
- [39] F. Nigro and A. Szwarc, “Ethanol as a Fuel.” 2011.
- [40] J. Martins, *Motores de Combustão Interna*, 2nd ed. Publindústria - Edições técnicas, 2006.
- [41] R. a. Stein, C. J. House, and T. G. Leone, “Optimal Use of E85 in a Turbocharged Direct Injection Engine,” vol. 2, no. 1, pp. 670–682, Apr. 2009.
- [42] T. Freitas, “Estudo sobre a utilização de álcool como fonte de energia em veículos,” Instituto Politécnico de Leiria - Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria, 2012.
- [43] A. (CGEE) Galvão, M. (CGEE) Poppe, A. (BNDES) Junior, J. (BNDES) Ramundo, C. (BNDES) Cavalcanti, P. (BNDES) Filho, N. (BNDES) Pfefer, S. (BNDES) Rosa, and A. (BNDES) Milanez, *Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável*, 1st ed. Rio de Janeiro: BNDES, 2008.
- [44] Bosch, *Automotive Handbook*, 7th ed. Robert Bosch GmbH, 2007.
- [45] J. W. G. Turner, R. J. Pearson, B. Holland, R. Peck, C. Town, and S. Africa, “Alcohol-Based Fuels in High Performance Engines Fuels & Emissions Conference,” in *Fuels & Emissions Conference*, 2007, no. 724, pp. 776–790.
- [46] B. M. Masum, H. H. Masjuki, M. a. Kalam, I. M. Rizwanul Fattah, S. M. Palash, and M. J. Abedin, “Effect of ethanol–gasoline blend on NOx emission in SI engine,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, pp. 209–222, Aug. 2013.
- [47] C. P. Cooney, J. J. Worm, and J. D. Naber, “Combustion Characterization in an Internal Combustion Engine with Ethanol - Gasoline Blended Fuels Varying Compression Ratios and Ignition Timing,” vol. 23, no. May, 2009.
- [48] R. C. Costa and J. R. Sodré, “Hydrous ethanol vs. gasoline-ethanol blend: Engine performance and emissions,” *Fuel*, vol. 89, no. 2, pp. 287–293, Feb. 2010.
- [49] A. Youngquist, R. Wagner, W. Moore, P. Contact, M. Foster, K. Confer, and K. Stork, “Enabling High Efficiency Ethanol Engines,” 2009.

- [50] M. Koç, Y. Sekmen, T. Topgül, and H. S. Yücesu, “The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine,” *Renew. Energy*, vol. 34, no. 10, pp. 2101–2106, Oct. 2009.
- [51] Volvo, “Volvo B4184S8 (FlexiFuel),” vol. 8, 2005, p. 8.
- [52] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engines Fundamentals*, vol. 21. McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [53] E. T. E. IEA, “Biofuel Production,” pp. 1–4, 2007.
- [54] S. Ahmed, A. Jaber, M. Konukiewitz, R. Dixon, M. Eckhart, D. Hales, and G. Thompson, “Renewables 2011,” 2011.
- [55] I. E. A. Etsap and T. Brief, “Ethanol Internal Combustion Engines,” no. June, pp. 1–6, 2010.
- [56] L. P. Vito, I. D. V. Vito, R. Cowan, S. H. Merit, A. M. Opti, G. Azkárata, R. Estevan, and O. Inasmet, “TRENDS IN VEHICLE AND FUEL TECHNOLOGIES: Review of Past Trends,” Sevilha, Espanha, 2003.
- [57] IEA, *Technology Roadmap: Biofuels for Transport*. Paris, França: OECD Publishing, 2011.
- [58] L. Barbanti, A. Grevé, and S. Fazio, *Handbook on Biofuels and Family Agriculture in Developing Countries*, 1st ed. Bologna: Pàtron editore, 2011.
- [59] H. J. Junior, “Flexible Fuel Engine Technology.” pp. 93–119.
- [60] E. Brokesh and R. Price, “Ethanol Fundamentals,” pp. 1–4, 2011.
- [61] F. Ferreira, “Engine Management Systems for Flex Fuel.” pp. 1–17, 2007.
- [62] Bosch, “Sistema Flex Fuel da Bosch.” [Online]. Available: http://www.bosch.com.br/br/autopecas/produtos/injecao/flex_fuel.asp. [Accessed: 22-Feb-2014].
- [63] L. Hygrell, “BioEthanol ... The Saab Way.” .
- [64] B. West, P. Contact, R. Graves, S. Huff, J. Thomas, R. Wagner, and K. Stork, “Enhanced Ethanol Engine and Vehicle Efficiency Introduction,” pp. 8–10, 2007.
- [65] B. H. West, A. J. López, T. J. Theiss, R. L. Graves, J. M. Storey, and S. A. Lewis, “Fuel Economy and Emissions of the Ethanol- Optimized Saab 9-5 Biopower,” vol. 85, 2007.
- [66] H. Yilmaz, “Flex Fuel Vehicle Systems.” pp. 1–42, 2008.
- [67] W. Moore, K. C. Delphi, and M. L. Wayne, “E85 Optimized Engine through Boosting , Spray Optimized DIG , VCR and Variable Valvetrain.” 2009.

- [68] W. Moore, M. Foster, and K. Hoyer, "Engine Efficiency Improvements Enabled by Ethanol Fuel Blends in a GDi VVA Flex Fuel Engine," Apr. 2011.
- [69] Ford Motor Company and AVL, "E85 Optimized Engine," 2012.
- [70] J. Gibson, D. Dudgeon, D. Dureno, S. Roseborsky, J. Woodiwiss, E. Barbour, K. Roth, D. McBride, R. Doiron, G. Panzera, M. Veccera, A. Sobiesiak, G. W. Rankin, B. Maskary, D. Vincent, and S. C. College, "The University of Windsor – St . Clair College E85 Silverado," no. 724, 2001.
- [71] A. Hutchison, O. Acosta, J. Carrillo, J. Guerra, F. Jasso, L. Martinez, A. Medina, F. Medina, O. Moguel, J. Perez, M. Perez, O. Rodriguez, L. Terrazas, G. Villa, and R. B. Wicker, "THE UTEP ' HEADHUNTER ' E85 CHEVROLET SILVERADO," 1999.
- [72] J. Boyle, B. Chamberlain, C. Henrich, T. Howe, J. Johnson, B. Jones, E. Martinez, S. Mathison, K. Ready, D. Straumann, and J. Winkelman, "E85 1999 CHEVROLET SILVERADO : A Conversion by Minnesota State University , Mankato for the ' 1999 Ethanol Vehicle Challenge ,'" no. 724, 2000.
- [73] S. Peterson, A. Hieronymus, M. Meyer, and C. Dawes, "The New Silverado : An Ethanol (E85) Conversion by the University of Nebraska-Lincoln," 2000.
- [74] A. Polcar, M. Žák, J. Čupera, and P. Sedlák, "EFFECT OF BIOFUEL E85 COMBUSTION ON FUEL CONSUMPTION IN SPARK-IGNITION ENGINES," vol. LX, no. 5, pp. 173–180, 2012.
- [75] Lotus Engineering, "Lotus Engine Simulation." 2007.
- [76] M. Soares and R. Silva, "DCM_1314_Relatorio_simulacao_Suzuki_GSXR600," 2013.
- [77] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*, Third edit. 1999.
- [78] G. P. Blair, *Design and Simulation of Four Stroke Engines*. SAE International, 1999.
- [79] H. Y. Higa, "ESTUDO E PROPOSIÇÃO PARA REDUÇÃO DE CONSUMO DO MOTOR FLEX-FUEL," São Paulo, 2011.
- [80] J. F. Pereira, "Desenvolvimento experimental e numérico de um sistema de admissão de geometria variável para motores de veículos automóveis," Instituto Superior Técnico, 2011.
- [81] S. Ramachandran, "Rapid Thermodynamic Simulation Model of an Internal Combustion Engine on Alternate Fuels," vol. II, no. 7, 2009.
- [82] C. Cooney, J. Worm, D. Michalek, and J. Naber, "WIEBE FUNCTION PARAMETER DETERMINATION FOR MASS FRACTION BURN CALCULATION IN AN ETHANOL-GASOLINE FUELLED SI ENGINE," vol. 15, no. 3, pp. 567–574, 2008.
- [83] J. Hartman, *Fuel Injection: Installation, Performance Tuning, Modifications*. MBI Publishing Company, 1993.

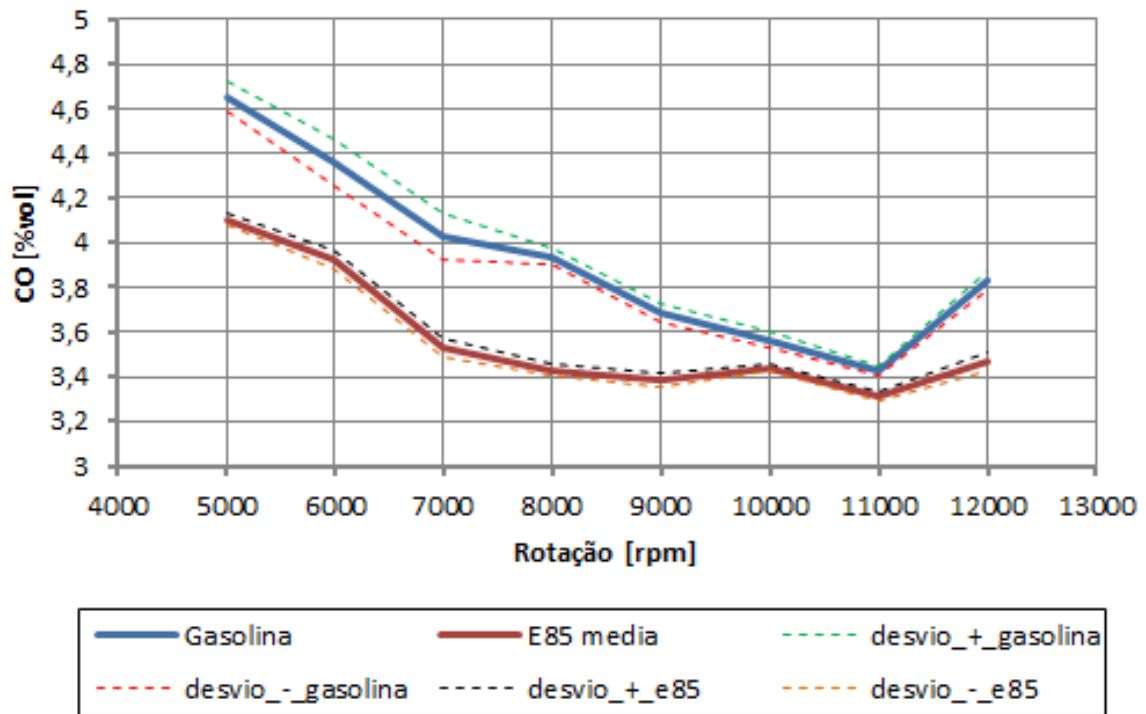
- [84] G. Banish, *Engine Management Advanced Tuning*. CarTech, 2007.
- [85] A. Wade, *Motorcycle Fuel Injection Handbook*. Motorbooks, 2004.
- [86] "Cbr extreme." [Online]. Available:
<http://www.cbrextrreme.com/specs/2003/CBR600F4i/>. [Accessed: 28-Oct-2014].
- [87] "Motorcycle specs." [Online]. Available:
http://www.motorcyclespecs.co.za/model/Honda/honda_cbr600f4_01.htm. [Accessed: 28-Oct-2014].
- [88] Honda Motor Co., "Honda CBR 600 F4i '01-'03 service manual." 2003.
- [89] R. Bosch GmbH, "Bosch emission analysis for a clean environment - BEA 150/250/350." 2005.
- [90] "Bosch." [Online]. Available:
<http://www.bosch.co.za/content/language1/html/3184.htm>. [Accessed: 27-Dec-2014].
- [91] J. R. Sodré and S. M. C. Soares, "Comparison of engine power correction factors for varying atmospheric conditions," *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 25, no. 3, pp. 279–284, 2003.

Anexos

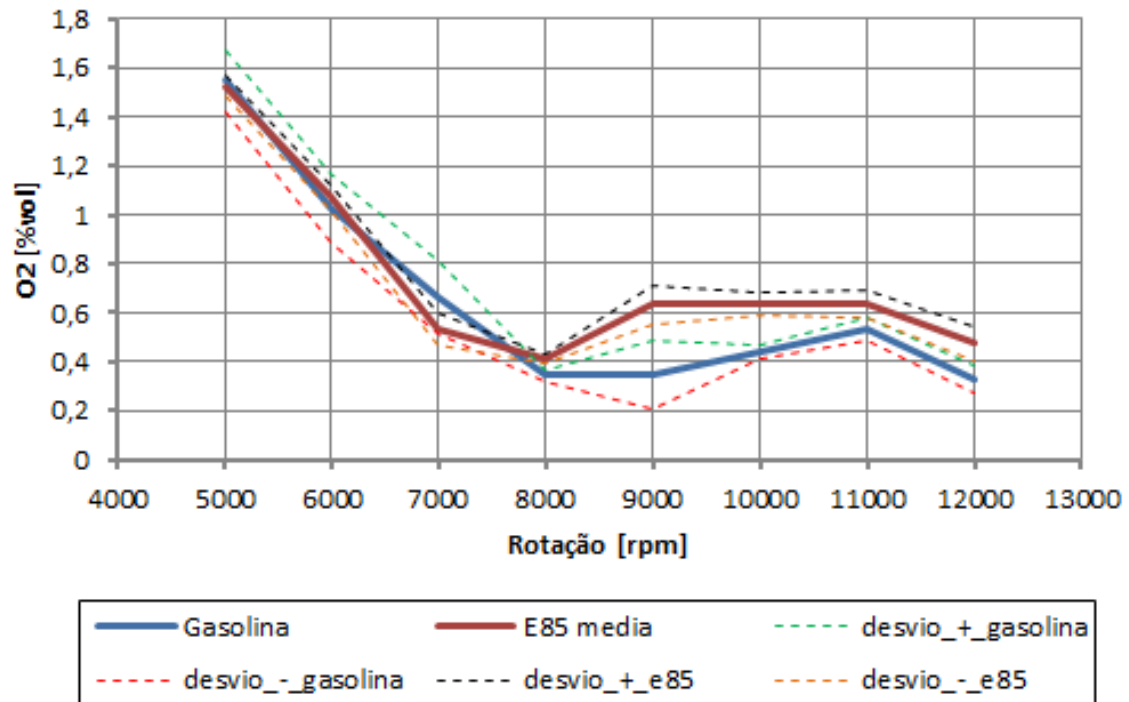
Anexo A - valores de descarga das portas

Admissão		Escape	
L/D	Cd	L/D	Cd
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,0227	0,0000	0,0280	0,0641
0,0455	0,0656	0,0550	0,0897
0,0682	0,2004	0,0830	0,1444
0,0909	0,2774	0,1100	0,3550
0,1136	0,3499	0,1380	0,4641
0,1364	0,4209	0,1660	0,5890
0,1591	0,4823	0,1930	0,6964
0,1818	0,5436	0,2210	0,7704
0,2045	0,6103	0,2480	0,8186
0,2273	0,6530	0,2760	0,8491
0,2500	0,7187	0,3030	0,8739
0,2727	0,7521	0,3310	0,8925
0,2955	0,7751	0,3590	0,9080
0,3182	0,7982	0,3860	0,9196
0,3409	0,8096	0,4140	0,9332
0,3636	0,8212	0,4410	0,9357
0,3864	0,8326	1,0000	0,9357
1,0000	0,8326		

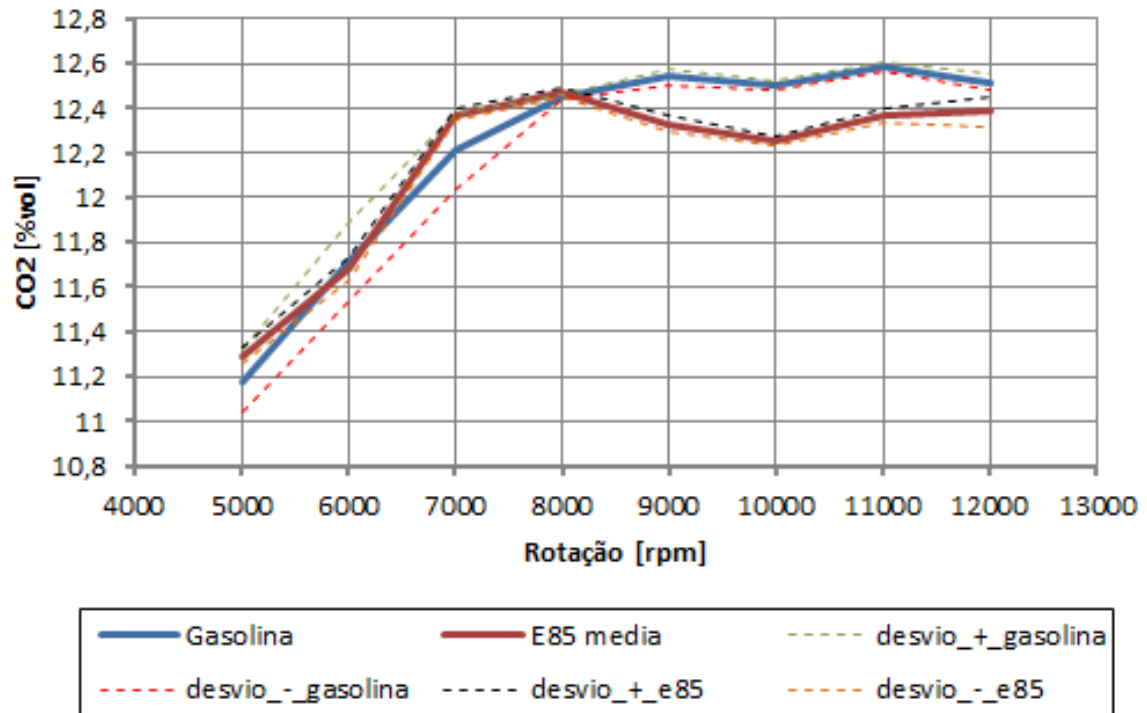
Anexo B – Emissões de CO com respectivos desvios padrão.



Anexo C – Emissões de O₂ com respectivos desvios padrão.



Anexo D – Emissões de CO₂ com respectivos desvios padrão.



Anexo E – Temperatura dos gases de escape com respectivos desvios padrão.

