



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo sobre a adaptação e otimização do motor  
utilizado no Formula Student para funcionar com  
combustível contendo etanol***

**Dúlio João Franco Sousa Chalaça**

Leiria, Março de 2017



Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Estudo sobre a adaptação e otimização do motor  
utilizado no Formula Student para funcionar com  
combustível contendo etanol***

**Dúlio João Franco Sousa Chalaça**

Projeto realizado sob a orientação do Doutor Luís Manuel Ventura Serrano, Professor Adjunto da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, Março de 2017

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Agradecimentos

---

À minha família e aos meus amigos pela paciência e pelo apoio.

Ao Eng. Nuno Pires por toda a ajuda com os ensaios práticos.

A todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento deste projeto.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Resumo

---

Apesar de nunca ter tomado uma grande posição de mercado, já se fala da utilização de etanol em motores de combustão interna desde os anos 70 [1]. Atualmente a sua utilização em pequenas quantidades na gasolina já é uma realidade, devido principalmente a questões ambientais e de conservação de recursos, sendo que, quando utilizado em maiores percentagens, o etanol possui características que podem ser aproveitadas para melhorar a performance de um motor, como o maior índice de octano, o maior calor latente de vaporização e a maior velocidade laminar de propagação de chama.

Devido a tais características a utilização de etanol atrai já algumas competições a nível mundial como por exemplo o *Formula Student*, em que a equipa da Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria pretende participar futuramente com este tipo de combustível.

De tal forma o objetivo deste trabalho é continuar o estudo das alterações necessárias para a conversão de um motor a gasolina iniciado em 2014 pelo Eng. Nuno Mendes, passando numa primeira fase por desenvolver e validar um novo modelo computacional num novo *software*, e posteriormente avançar com um estudo sobre otimizações a serem aplicadas no caso *Formula Student*, recorrendo a ensaios em banco de rolos.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Abstract

---

Ethanol doesn't have a very strong market presence, but besides that, it is used in combustion engines since the 70's [1].

Today, Ethanol is used in small blends with gasoline, primarily due to environmental issues and resource conservation. However, when utilized in higher concentration blends, Ethanol has some properties that can be used to boost an engine performance, like its higher octane rating, higher vaporization heat, and higher laminar flame speed.

Due to those characteristics, Ethanol as a fuel is already used in some global racing competitions like Formula Student, in which the Superior School of technology and management of Leiria intends to participate in the future with this type of fuel.

In such a way, one of the goals of this project is to continue the study of the modifications needed to convert a gasoline engine initiated in 2014 by Eng. Nuno Mendes, being that in a first phase it will be developed and validated a new computational model in a new software, and after that advance to a study about the tuning to be applied in the Formula student case, resorting to dyno tests

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Lista de figuras

---

Figura 1.1 - Consumo de energia mundial por tipo de combustível [26].	1
Figura 3.1 - Banco de potência MAHA e veículo T#14	16
Figura 3.2 - Esquema simplificado dos subsistemas de aquisição de dados.	17
Figura 3.3 - Configuração dos termopares na linha de escape.	18
Figura 3.4 - Esquema da posição exata dos termopares na linha de escape.	19
Figura 3.5 - Placa de aquisição PCI 6221E.	19
Figura 3.6 - Posicionamento da bomba externa de combustível.	20
Figura 3.7 - Esquema da posição exata do sensor de massa de ar.	20
Figura 3.8 - Ambiente gráfico do programa desenvolvido.	21
Figura 3.9 - Diagrama de distribuição.	24
Figura 3.10 - Introdução ao menu de elementos da modelação.	25
Figura 3.11 - Caracterização dos cilindros.	26
Figura 3.12 - Imagem ilustrativa da modelação proveniente do tutorial [20].	26
Figura 3.13 - Caracterização das condutas de admissão.	27
Figura 3.14 - Perfil da válvula de admissão introduzido no software.	27
Figura 3.15 – Coeficientes de descarga na conduta de admissão.	28
Figura 3.16 - Caracterização dos injetores.	29
Figura 3.17 - Esquema de um motor monocilíndrico simplificado.	29
Figura 3.18 - Forma simplificada da correlação de Chen-Flynn e valores sugeridos.	30
Figura 3.19 - Menu de controlo da modelo de single Wiebe.	32
Figura 3.20 - Submenu de controlo dos parâmetros de condução térmica do motor.	33
Figura 3.21 - Modelação dos coletores de escape no WaveMesher.	34
Figura 3.22 - Ferramenta silencer utilizada para modelar o silenciador.	34
Figura 3.23 - Modelação da câmara de plenum no WaveMesher.	35
Figura 3.24 - Modelação do restritor no WaveMesher.	36
Figura 3.25 - Ferramenta de modelação de válvulas.	37
Figura 3.26 - Definição dos parâmetros de convergência.	38
Figura 3.27 - Definições gerais do solver.	38
Figura 3.28 - Barra de ferramentas do Wave.	39

Figura 4.1 - Curva de binário do motor proveniente da simulação computacional. ....	40
Figura 4.2 - Consumo específico proveniente da simulação computacional. ....	41
Figura 4.3 - Caudal de ar proveniente da simulação computacional. ....	42
Figura 4.4 - Binário do motor obtido através do ensaio prático.....	44
Figura 4.5 - Estabilização dos valores de potência à roda medidos durante os ensaios.....	45
Figura 4.6 - Comparação das duas curvas de binário. ....	45
Figura 4.7 - Erro relativo no binário do motor.....	46
Figura 4.8 - Comparação das curvas de consumo específico do motor. ....	49
Figura 4.9 - Erro relativo entre as curvas de consumo específico. ....	50
Figura 4.10 - Comparação das curvas de caudal de ar admitido pelo motor. ....	51
Figura 4.11 - Erro relativo entre as curvas do caudal de ar admitido pelo motor. ....	51
Figura 5.1 - Comparação das duas curvas de binário. ....	53
Figura 5.2 - Erro relativo no binário do motor.....	54
Figura 5.3 – Comparação das curvas de consumo específico do motor. ....	55
Figura 5.4 – Erro relativo entre as curvas de consumo específico.....	55
Figura 5.5 - Comparação das curvas de caudal de ar admitido pelo motor. ....	57
Figura 6.1 - Comparação das curvas de binário para incrementos de 0.25 na taxa de compressão. ....	59
Figura 6.2 - Comparação das curvas de binário para incrementos de 1 na taxa de compressão.....	60
Figura 6.3 - Incremento percentual no binário de motor para as diferentes razões de compressão. ....	61
Figura 6.4 - Comparação das curvas de binário para os diferentes avanços de ignição.....	62
Figura 6.5 - Incremento percentual no binário de motor para os diferentes valores de avanço de ignição. ....	63

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Lista de tabelas

---

Tabela 2.1 - Comparação de propriedades dos combustíveis [15].....	10
Tabela 3.1 - Descrição dos ensaios realizados. ....	16
Tabela 3.2 - Lista de sensores utilizados.....	18
Tabela 3.3 – Parâmetros geométricos do bloco do motor.....	22
Tabela 3.4 - Parâmetros geométricos da cabeça do motor.....	23
Tabela 3.5 - Ângulos de abertura e fecho de válvulas. ....	23
Tabela 3.6 - Parâmetros geométricos do sistema de admissão. ....	24
Tabela 3.7 - Parâmetros geométricos do sistema de escape.....	24
Tabela 3.8 - Propriedades térmicas dos principais componentes do motor. ....	32
Tabela 3.9 - Dimensões dos coletores de escape. ....	33
Tabela 3.10 - Propriedades do material do escape. ....	33
Tabela 3.11 - Propriedades do material da câmara de plenum. ....	36
Tabela 3.12 - Propriedades do material do restritor. ....	36
Tabela 4.1 - Dados da convergência da simulação. ....	41
Tabela 4.2 - Tratamento de dados do motor para obtenção do seu binário. ....	43
Tabela 4.3 - Combustível consumido durante os ensaios. ....	47
Tabela 4.4 - Condições de humidade e temperatura ambiente durante os ensaios realizados.....	47
Tabela 4.5 - Teste de evaporação de combustível.....	48
Tabela 4.6 - Determinação do consumo específico dos ensaios realizados. ....	48
Tabela 4.7 - Dados do caudal de ar admitido pelo motor. ....	50
Tabela 5.1 – Análise do caudal de combustível do injetor para 75% do duty-cycle [15]......	56

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## Lista de siglas

---

F1 – Formula 1

WEC – *World Endurance Championship*

WRC – *World Rally Championship*

WTAC – *World Time Attack Championship*

E85 – Mistura de combustível contendo 85% de etanol e 15% de gasolina

EUA – Estados Unidos da América

E10 – Mistura de combustível contendo 10% de etanol e 90% de gasolina

NREL – *National Renewable Energy Laboratory*

E15 – Mistura de combustível contendo 15% de etanol e 85% de gasolina

E20 – Mistura de combustível contendo 20% de etanol e 80% de gasolina

ORNL – *Oak Ridge National Laboratory*

PCI – Poder Calorífico Inferior

ESTG – Escola Superior de Tecnologia e Gestão

MAF – *Mass Air Flow*

PTN – Condições de pressão e temperatura normais.

RPM – Rotações por minuto

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# 0. Índice

---

Agradecimentos .....	v
Resumo .....	vii
Abstract .....	ix
Lista de figuras .....	xi
Lista de tabelas.....	xiv
Lista de siglas .....	xvi
0. Índice.....	xviii
1. Introdução.....	1
1.1. Formula Student.....	2
1.2. Desenvolvimento do trabalho .....	2
1.3. Objetivos .....	3
2. Enquadramento teórico .....	4
2.1. Revisão bibliográfica .....	4
2.1.1. Produção de etanol .....	4
2.1.1.1. Biocombustíveis de primeira geração .....	5
2.1.1.2. Biocombustíveis de segunda geração.....	6
2.1.2. State of the art.....	6
2.2. Análise de propriedades .....	10
2.2.1. Calor latente de vaporização .....	11
2.2.2. Índice de octano.....	11
2.2.3. Relação Ar/Fuel.....	11
2.2.4. Poder calorífico inferior .....	12
2.2.5. Flash point .....	12
2.2.6. Limite de flamabilidade.....	13
2.2.7. Velocidade laminar de propagação de chama .....	13

3. Metodologia.....	15
3.1. Ensaios práticos .....	15
3.1.1. Aquisição de dados.....	16
3.1.2. Instrumentação .....	17
3.1.2.1. Temperaturas de gases de escape .....	18
3.1.2.2. Consumo de combustível .....	20
3.1.2.3. Caudal de ar admitido.....	20
3.1.2.4. Processamento de dados .....	21
3.2. Desenvolvimento do modelo computacional.....	22
3.2.1. Caracterização geométrica do motor .....	22
3.3. Início do modelo .....	24
3.3.1. Cilindros .....	25
3.3.2. Portas de admissão e de escape .....	26
3.3.3. Válvulas.....	27
3.3.4. Injetores .....	28
3.4. Caracterização geral do motor .....	29
3.4.1. Submenu <i>Geometry</i> .....	30
3.4.2. Submenu <i>Combustion</i> .....	30
3.5. Escape .....	33
3.6. Admissão .....	35
3.6.1. Plenum.....	35
3.6.2. Restritor .....	36
3.6.3. Borboleta de admissão.....	37
3.7. Executar o programa .....	37
4. Análise de dados.....	40
4.1.1. Binário do motor .....	40
4.1.2. Consumo específico .....	41

4.1.3.	Caudal de ar .....	42
4.2.	Resultados dos ensaios práticos .....	43
4.2.1.	Binário do motor .....	43
4.2.2.	Consumo específico .....	46
4.2.3.	Caudal de ar .....	50
5.	Simulação com E85 .....	53
5.1.	Binário .....	53
5.2.	Consumo específico .....	54
5.3.	Caudal de ar .....	56
6.	Otimizações .....	58
6.1.	Razão de compressão .....	58
6.2.	Avanço de ignição .....	61
7.	Análise crítica .....	64
8.	Conclusões .....	65
8.1.	Trabalhos futuros .....	66
9.	Bibliografia .....	67
	Anexos .....	71

# 1. Introdução

---

Desde o início da expansão automóvel que os combustíveis dominantes têm sido de origem fóssil, cujos subprodutos como a gasolina e o diesel, devido à acessibilidade e competitividade financeira, dominam o sector.

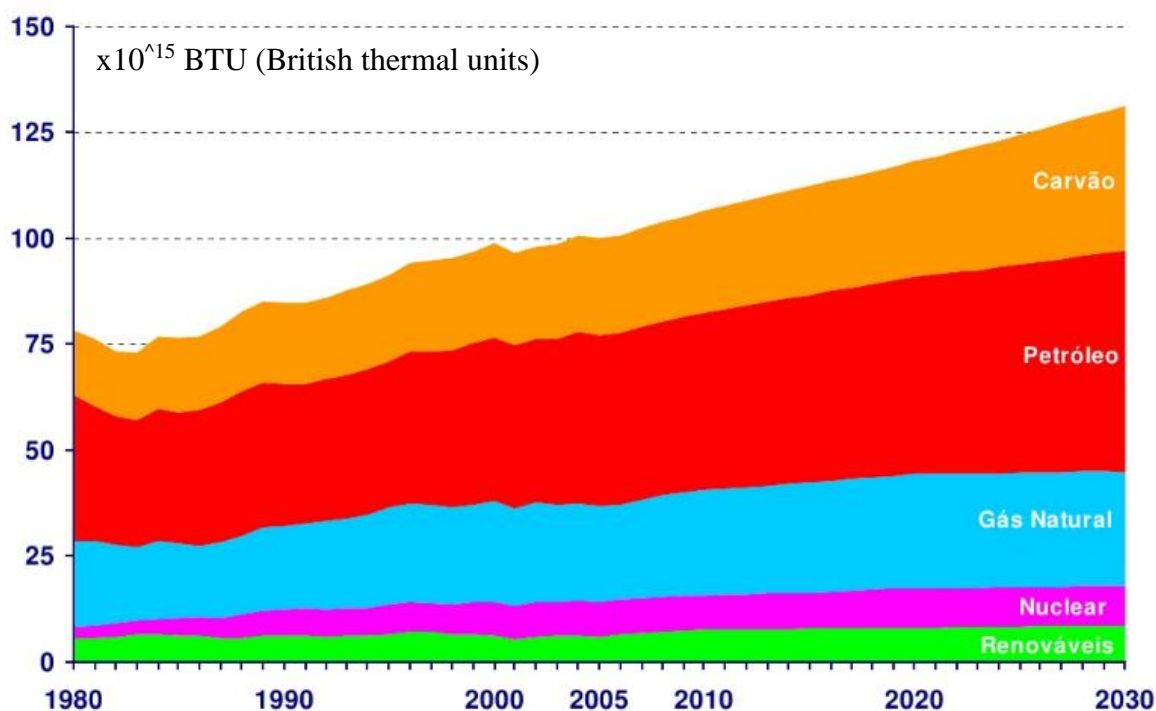


Figura 1.1 - Consumo de energia mundial por tipo de combustível [26].

No entanto, o facto de estes combustíveis serem um produto esgotável aliado a problemas ambientais tem levado cada vez mais os construtores automóveis a tentar arranjar soluções que permitam atenuar os seus pontos negativos. É aqui que entram em jogo os combustíveis alternativos como o etanol, que do ponto de vista teórico tanto pode ser utilizado como uma alternativa à gasolina nos motores de ignição comandada ou utilizado numa pequena percentagem nos motores de ignição por compressão, funcionando como um agente com vista a melhorar as propriedades do combustível e consequentemente o rendimento da combustão, sendo esta última alternativa já utilizada em competições a nível mundial tal como a F1 [2] o WEC [3] e o WRC [4]. Por outro lado, competições como o WTAC [5] têm tido nos últimos

anos um incremento no número de participantes a correr com percentagens elevadas de etanol (E85 e E100) de modo a explorar na totalidade algumas das características como o maior índice de octano, maior velocidade laminar de chama e menor calor latente de vaporização.

## 1.1. Formula Student

---

A *Formula Student* é um dos maiores eventos de desporto automóvel estudantil de todo o mundo e apresenta-se para muitos como o melhor palco mundial para a aplicação de conhecimentos dos futuros engenheiros, contando já, com mais de 100 mil membros em todo o mundo.

Trata-se de uma competição onde os estudantes mostram não só o carro mais veloz mas provam também que o valor global da sua construção é o melhor, tal como o desempenho, sustentabilidade, viabilidade, produção e plano de inserção no mercado. Assim sendo, aliado ao estímulo por parte da organização, que incentiva a criatividade na engenharia por detrás do desenvolvimento do carro, surgiu na equipa de *Formula Student* do Instituto Politécnico de Leiria o interesse em testar as vantagens e desvantagens da utilização de etanol (E85) como combustível no desenvolvimento do próximo protótipo.

## 1.2. Desenvolvimento do trabalho

---

Tendo em conta os objetivos da equipa FSIPLeiria será elaborado um modelo computacional base a gasolina que permitirá simular o comportamento do motor e posteriormente estudar não só a influência do etanol mas também outros parâmetros que venham a ser necessários tendo em vista a otimização do motor quando abastecido por E85. À parte dos modelos já existentes, será desenvolvido um novo modelo de raiz num novo *software* (*Ricardo Wave*) que a equipa acredita ter mais potencialidade que o utilizado anteriormente (*Lotus Engine Simulation*).

Juntamente com as modelações em *software* será feita uma montagem experimental para aquisição de dados do motor gsxr-600 em estudo num

banco de potência, de modo a validar o modelo desenvolvido e poder utilizá-lo para tirar conclusões quanto à utilização de etanol como combustível.

## 1.3. Objetivos

---

**1º objetivo** – Obter um modelo computacional do motor com um erro relativo na curva de binário inferior a 10%.

**2º objetivo** – Otimizar o modelo computacional considerando a utilização de etanol para obter um incremento no desempenho do motor.

## 2. Enquadramento teórico

---

### 2.1. Revisão bibliográfica

---

O etanol é um combustível que, por ser obtido através de subprodutos vegetais, pode tornar-se um promissor substituto da gasolina nos motores de combustão interna. Uma vez que são necessárias plantas para produzir o etanol e as plantas ao longo da vida vão convertendo dióxido de carbono em oxigénio através da fotossíntese, o dióxido de carbono que é libertado pela combustão do mesmo volta num período curto para o ciclo de produção do etanol, ao contrário dos combustíveis fósseis que introduzem dióxido de carbono que saiu da atmosfera há milhões de anos.

#### 2.1.1. Produção de etanol

---

O bioetanol é um biocombustível que pode ser produzido a partir de qualquer biomassa rica em amido e açúcares. Esta biomassa provem essencialmente das culturas de cereais de milho e trigo, cana-de-açúcar, beterraba açucareira e batata, sorgo e materiais à base de celulose e hemicelulose como a madeira e resíduos agrícolas e florestais [6] [7] [8] [9]. De todas estas fontes, as mais utilizadas a nível mundial são o milho (EUA) e a cana-de-açúcar (Brasil) [6] [7] [8] [10].

Os 2 maiores produtores de etanol no mundo (milhares de barris dia)											
País	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
<b>Brasil</b>	183,9	197,6	216,9	249,4	251,7	276,4	306,1	388,7	466,3	449,8	486
<b>Estados Unidos</b>	105,5	115,1	139,6	182,9	221,5	254,7	318,6	425,4	605,6	713,5	867,4
Os 2 maiores consumidores de etanol no mundo (milhares de barris dia)											
País	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
<b>Brasil</b>	166,9	141,4	160,2	144	177,1	181,9	194,1	262,1	336,6	393,3	381,9
<b>Estados Unidos</b>	107,6	113,5	135,2	184,3	231,1	264,8	357,5	449,2	629,9	716,9	838,8

Figura 2.1 - Os maiores consumidores e produtores de etanol no mundo [11].

Dependendo da origem das matérias-primas, os biocombustíveis podem ser classificados como convencionais ou avançados, também conhecidos por biocombustíveis de primeira geração e de segunda geração respectivamente.

### **2.1.1.1. Biocombustíveis de primeira geração**

---

Os biocombustíveis de primeira geração são obtidos a partir da fermentação de hidratos de carbono sólidos como o milho, trigo e cana-de-açúcar e passam por diversas fases [7] [9] [10].

Primeiro é feita uma limpeza e separação da matéria-prima que será posteriormente moída. Neste caso existem dois métodos para a moagem dos grãos, a moagem húmida e a moagem seca.

De uma maneira simples, a moagem húmida consiste em partir os grãos embebidos numa solução antes do processo de conversão do amido em açúcar, de modo a separar o glúten e outros nutrientes do amido. Por outro lado na moagem a seco, os grãos são partidos durante o processo de conversão [6] [8].

Em relação aos dois processos, a moagem seca tem um investimento e custo de produção menor, mas a moagem húmida consegue gerar subprodutos mais valiosos que compensam os vários tratamentos químicos necessários para separar os nutrientes.

No caso da cana-de-açúcar e da beterraba açucareira, estas produzem diretamente açúcar, pelo que não necessitam de moagem como os cereais. Em vez disso apenas precisam de ser cortadas de modo a aumentar a área de extração e são enviadas diretamente para um difusor para extrair o açúcar que é transformado num xarope espesso através de evaporação [7] [8].

Depois da obtenção do açúcar por qualquer um dos processos anteriores passa-se à fermentação com leveduras do tipo "*Saccharomyces cerevisiae*" onde os açúcares são transformados em etanol que posteriormente será destilado de forma a produzir etanol hidratado que por fim será desidratado para obter etanol puro (99% álcool) [12] [6] [7] [8].

### **2.1.1.2. Biocombustíveis de segunda geração**

---

Os biocombustíveis avançados são obtidos a partir de biomassa de matéria lenho-celulósica como madeira, resíduos florestais e agrícolas, resíduos de processos industriais como a serradura e pasta de papel, e plantas de crescimento rápido como o álamo [12] [7] [9], tanto por queima direta como por fermentação, sendo também possível utilizar microalgas como matéria-prima para produzir biodiesel [11].

Contudo, a produção de biocombustíveis avançados não é tão simples como a produção de biocombustíveis convencionais, devido ao facto de o açúcar na celulose estar junto a uma cadeia complexa de hidratos de carbono (polissacarídeos) [12] [6] [7], pelo que é necessário separar a estrutura em açúcares simples através da hidrólise da celulose, para que a produção de etanol se torne mais eficiente e económica. Posteriormente são seguidos os mesmo passos que na produção de biocombustíveis avançados e é feita a fermentação dos açúcares e a destilação e desidratação do etanol.

### **2.1.2. State of the art**

---

Desde o início da industrialização do automóvel que os combustíveis derivados do petróleo têm dominado o mercado em motores de ignição por faísca e ignição por compressão. Contudo as primeiras iterações dos motores de combustão foram desenvolvidas a pensar na utilização de combustíveis à base de álcool como o etanol, sendo que *Henry Ford* projetou o *Ford model T* com a possibilidade de funcionar tanto a etanol como a gasolina, devido às suas expectativas de que, enquanto fonte de combustível renovável, o etanol fosse dominar o mercado ao contrário dos combustíveis fósseis [13].

Contudo a competitividade económica do petróleo levou a que o etanol deixasse de ser uma alternativa viável, pelo menos até à década de 70 onde devido à crise petrolífera, países como os Estados Unidos da América e o Brasil fizessem uma forte aposta nos biocombustíveis com a criação de

programas e medidas de incentivo não só ao consumo mas também à produção de etanol.

Atualmente a procura de bioetanol tem aumentado, pois devido às suas propriedades, cada vez mais países têm adotado uma percentagem obrigatória de etanol na gasolina como aditivo para diminuir as emissões de gases e como medida de combate à dependência de combustíveis fósseis.

País	Metas Obrigatórias de Incorporação para 2015
Reino Unido	4,75% Volume (biodiesel e bioetanol).
França	7% (biodiesel e bioetanol).
Espanha	4,1% Energia (4,1% biodiesel; 3,9% bioetanol).
Portugal	7,5% Energia (min. 2,5% energia bioetanol).
Holanda	5,5% Energia (3,5% biodiesel; bioetanol).
Alemanha	3,5% Redução de emissão GEE.
Itália	5,0% Biocombustíveis.
Finlândia	8,0%.
Dinamarca	5,75%.
Grécia	5,75%.
Hungria	4,9% Energia (4,9% biodiesel; 4,9% bioetanol).
Irlanda	6,383% Volume.
Eslováquia	5,5% Energia (6,8% biodiesel; 4,5% bioetanol).
Polónia	7,1% Energia.
Croácia	3,88% Energia.
República Checa	5,71% Energia.
Bulgária	6% biodiesel; 7% bioetanol.
Áustria	5,75% Energia (6,3% biodiesel; 3,4% bioetanol).

Figura 2.2 - Metas obrigatórias de incorporação de biocombustíveis [27].

Assim sendo é ainda possível definir um conjunto de barreiras técnicas que servem de entrave ao consumo de maiores percentagens de etanol não só no panorama automóvel, mas também noutras aplicações com motores de combustão interna.

Alguns equipamentos com motores de baixa cilindrada como corta-relvas, motos de neve, motosserras etc funcionam principalmente com mistura rica para efeitos de arrefecimento e em malha aberta, ou seja, não possuem um controlo da combustão com posterior ajustamento. Tal facto leva a que haja problemas de funcionamento devido ao fenómeno de empobrecimento da

mistura característico do Etanol. Apesar disso, a maior parte dos fabricantes permite a utilização de misturas de etanol até E10 [5], sendo que segundo um relatório do *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) o aumento da temperatura de escape é mais acentuado em misturas entre E0 e E10, situando-se à volta dos 10°C, enquanto que para misturas de E15 e E20 a variação situa-se nos 15°C.

Em alguns casos, o empobrecimento pode ser resolvido até certo ponto ao ajustar o *choke* da admissão ou ao usar carburadores com mais débito. No entanto, nenhuma destas soluções é aconselhável devido ao investimento e conhecimento necessário para as efetuar em equipamentos mais antigos, pelo que os fabricantes poderiam potencialmente desenhar novos equipamentos para operar em segurança mesmo com maiores percentagens de etanol. Nestas circunstâncias esses equipamentos poderiam sofrer de problemas a nível das emissões se forem alimentados com gasolina normal ou com uma percentagem de etanol mais baixa que a recomendada.

Quanto a danos materiais, segundo um estudo do NREL, não foram encontrados impactos negativos neste tipo de equipamentos, fator que também é minimizado devido ao seu curto período de vida útil [14].

Devido aos níveis de emissões para motociclos serem menos restritos do que para os automóveis, nem todos se encontram equipados com catalisadores. Cerca de 58% dos modelos de motociclos produzidos em 2014 funcionam em malha aberta, sendo que para os restantes 42% que funcionam em malha fechada e permitem regulação da mistura o facto de abastecer com E15 ou E20 não acarreta grandes riscos [14].

Navios comerciais não utilizam gasolina, por isso o potencial para o aumento do consumo de etanol nestes casos é mais baixo. Em vez disso utilizam combustíveis semelhantes ao Diesel e poderiam explorar as potencialidades dos biocombustíveis.

Barcos mais pequenos, normalmente para fins recreativos utilizam motores a gasolina, mas verificam-se os mesmos problemas referidos para os motociclos devido ao controlo em malha aberta, assim como os problemas a nível de emissões caso os fabricantes passassem a adaptar os seus motores para uma maior percentagem de etanol e depois se utilizasse gasolina convencional [14]. Além disso, a constante exposição a água e humidade em

aplicações marinhas pode agravar o problema da absorção de água do etanol e com isso potencializar a separação de fase.

A maior preocupação em relação à distribuição de etanol nos postos de combustível prende-se com os materiais e a sua compatibilidade. Um estudo do *Oak Ridge National Laboratory* (ORNL) afirma que muito pouca corrosão foi encontrada após testar os efeitos de várias concentrações de etanol, desde E10 até E25, e que a nível de elastómeros as suas reações foram muito semelhantes às da gasolina pura [15]. Durante o estudo foram apontadas também algumas fugas no sistema, mas a utilização de fita de teflon nas juntas revelou-se suficiente para resolver.

A Gilbarco, uma empresa no sector dos sistemas de abastecimento, passou a cobrir sob garantia a utilização de E15 nos seus produtos desde 2013 e estendeu retroativamente esta garantia a todos os produtos desde 2008, sugerindo assim que a produção de sistemas de abastecimento, pelo menos com este fabricante, já é pensada tendo em vista o mercado do etanol, o que permite a aplicação imediata de combustíveis até E15 em postos com 7 anos ou menos.

Atualmente os sistemas de distribuição de E25 até E85 são desenvolvidos especificamente para esse efeito e necessitam de certificação especial, sendo precisos trabalhos adicionais para estudar a viabilidade de implementar estas maiores concentrações de etanol em postos comuns.

Um segundo estudo por parte do *Oak Ridge National Laboratory* (ORNL) sugere que os tanques estão sujeitos ao mesmo tipo de danos que os postos de distribuição, e que problemas mais graves variam consoante o tipo de tanque. Em tanques de aço, é necessária a utilização de aditivos para evitar a corrosão, e em tanques de plástico reforçado com fibra de vidro veio-se a descobrir que suportam facilmente E15 mas não percentagens superiores a E50. Foi também descoberto que a maior parte dos danos encontrados até E15 se dá com misturas até E10, o que implica que as alterações que foram necessárias para os tanques levarem E10 são suficientes para fazer um *upgrade* para E15 [14].

Nos EUA o etanol não costuma ser transportado por condutas como a gasolina, mas sim por camiões cisterna e a mistura final é feita nos postos de abastecimento.

Tal como nos tanques de armazenamento existe grande preocupação com a corrosão que possa afetar os mesmos, havendo também preocupação com a contaminação com água através da humidade, fator que pode ser minimizado ao transportar etanol regularmente e não alternadamente com gasolina. Apesar disso existem estudos que garantem que as condutas podem transportar E15 sem qualquer problema e E20 se forem utilizados aditivos para prevenir a corrosão, sendo os efeitos destes na combustão e nas emissões em veículos ainda desconhecidos [14].

Por outro lado no Brasil já se transporta etanol puro em condutas desde os anos 70 sem nunca terem sido reportados problemas além dos normais nas inspeções e manutenções periódicas.

## 2.2. Análise de propriedades

A utilização do etanol em motores de combustão interna surge maioritariamente aplicada aos motores de ignição por faísca, tipicamente de ciclo Otto em substituição ou em mistura com a gasolina. Analisando as suas propriedades separadamente teremos uma melhor visão sobre as diferenças entre ambos e os efeitos que posteriormente se irão fazer sentir durante a combustão.

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

Tabela 2.1 - Comparação de propriedades dos combustíveis [16].

### **2.2.1. Calor latente de vaporização**

---

O calor latente de vaporização de um combustível refere-se à capacidade do mesmo se vaporizar para se misturar com o ar. Para que isso aconteça é necessário retirar calor à mistura ar/combustível, sendo que este arrefecimento acaba por ser benéfico em motores de ciclo Otto pois auxilia no arrefecimento interno. Quanto ao etanol, o seu calor latente de vaporização é 3 a 5 vezes superior ao da gasolina, permitindo alcançar temperaturas inferiores nos coletores de admissão e consequentemente que a quantidade de ar admitida pelo motor aumente, contribuindo para um melhoramento da eficiência volumétrica, sendo que no caso de motores sobrealimentados pode nem ser necessário “*inter-cooling*” para arrefecer a mistura. Contudo, aliando as menores temperaturas nos coletores de admissão ao menor poder calorífico do etanol podem-se originar problemas no arranque a frio, podendo esta situação ser evitada com um mecanismo de aquecimento do coletor de admissão.

### **2.2.2. Índice de octano**

---

Índice de octano é um indicador associado à resistência à detonação de um combustível. Este índice é calculado em comparação com uma mistura percentual de iso-octano e n-heptano, sendo que, no caso da gasolina 98 esta tem uma resistência à detonação equivalente a uma mistura de 98% de iso-octano e 2% de n-heptano. No caso do etanol no seu estado puro este atinge um índice de octano de cerca de 110.

Assim sendo, como o etanol possui uma maior resistência à detonação, e como a detonação se encontra diretamente ligada à pressão dentro do cilindro, então um motor a utilizar etanol como combustível poderá operar com relações de compressão e pressões de sobrealimentação superiores às correspondentes com utilização da gasolina.

### **2.2.3. Relação Ar/Fuel**

---

A relação Ar/Fuel é um parâmetro que define a quantidade de ar em relação ao combustível durante a combustão. Se existir uma quantidade de ar

exata para reagir com todo o combustível, então estamos na presença de uma mistura estequiométrica.

No caso da gasolina a relação Ar/Fuel é de cerca de 14.5 partes de ar para 1 parte de gasolina, enquanto no caso do etanol a relação é de 9 partes de ar para 1 parte de etanol.

Assim sendo, para a mesma massa de mistura, e sem ter em conta outros parâmetros, é de esperar um aumento do consumo de etanol face à gasolina.

#### **2.2.4. Poder calorífico inferior**

---

O poder calorífico inferior (PCI) é a quantificação da energia libertada na forma de calor por unidade de massa [17], e como o etanol tem um poder calorífico de 26.8 MJ/Kg, sendo cerca de 40% inferior ao da gasolina (44 MJ/Kg), pelo que será de esperar que a combustão vá libertar menos energia por ciclo, o que na realidade não é tão direto, pois apesar de ter um PCI inferior o etanol também tem uma razão A/F mais alta, pelo que vai ser injetado muito mais combustível, compensando assim o baixo PCI. Além disso, devido à maior resistência ao *knock*, se o motor a etanol operar sob pressões mais elevadas, irá aumentar o rendimento volumétrico, o que mais uma vez ajuda a equilibrar a energia libertada por ciclo durante a combustão.

#### **2.2.5. Flash point**

---

O *flash point* de um combustível é um parâmetro ligado à combustão e caracteriza a temperatura em que a taxa de evaporação do combustível está otimizada para a produção de uma mistura com o ar que, na presença de uma fonte exterior de energia, promova facilmente a ignição. Assim sendo, o *flash point* demonstra também aspetos relativos à flamabilidade de um combustível. Como tanto o *flash point* como a temperatura de ignição do etanol são superiores à da gasolina, é seguro afirmar que o etanol é um combustível mais seguro de transportar e armazenar quando a temperatura ambiente se aproxima do *flash point* é mais fácil ocorrer ignição e propagação de chama devido à existência de vapores de combustível misturados com o ar.

### **2.2.6. Limite de flamabilidade**

---

Os limites de flamabilidade superior e inferior refletem os valores máximos e mínimos, respetivamente, para os quais a combustão se processa de forma completa. Assim sendo, no caso do etanol que possui um limite de flamabilidade inferior de 4,3% e um limite de flamabilidade superior de 19%, tem de existir na mistura ar/combustível entre 4,3% a 19% do volume total em combustível para que possa ocorrer ignição. Em comparação com a gasolina os limites de flamabilidade do etanol são ambos superiores, o que implica que durante o processo de combustão a mistura de ar/etanol se inflamará mais facilmente.

### **2.2.7. Velocidade laminar de propagação de chama**

---

A velocidade laminar de propagação de chama representa a velocidade a que uma frente de chama laminar se propaga na mistura dentro da câmara de combustão, sendo dependente do combustível e da riqueza da mistura e extremamente influenciada pela temperatura [17]. Na realidade estas velocidades nunca são perfeitas pois devido à frente de chama turbulenta esta desenvolve-se de forma irregular.

Como o etanol possui uma velocidade de propagação de chama superior à da gasolina, é de esperar uma menor duração da combustão, que quando aliado à maior temperatura de ignição e maior índice de octano, permitirá a redução do avanço de ignição [16].

### **2.2.8. Somatório das vantagens/desvantagens**

---

Em suma, o etanol apresenta um menor poder calorífico que a gasolina, o que à primeira vista poderia levar a pensar que o etanol diminui a eficiência do motor quando em substituição da gasolina, no entanto existem outros atributos que jogam a favor do etanol.

O facto de a mistura para a combustão estequiométrica do etanol ser de 9 partes de ar para 1 de combustível permite compensar o défice de poder calorífico injetando mais combustível para a mesma quantidade de ar, além disso, o facto de o calor latente de vaporização ser inferior no etanol, embora possa causar problemas no arranque a frio, permite arrefecer o ar durante a admissão, permitindo assim que mais ar seja admitido para o motor, aumentando a quantidade de energia mecânica gerada por ciclo, pelo efeito de aumento da eficiência volumétrica.

Outra vantagem do etanol é o seu índice de octano, que por ser superior ao da gasolina convencional, permite trabalhar com relações de compressão mais elevadas, com maior avanço de ignição e maiores pressões de sobrealimentação.

Como evidenciado pelo poder calorífico inferior reduzido, um motor a funcionar com etanol tem tendência a consumir uma maior quantidade de combustível, no entanto a utilização de avanços de ignição adequados, maiores taxas de compressão e pressões de sobrealimentação superiores podem ajudar a compensar este efeito, e uma vez que a produção de etanol apresenta um rendimento energético positivo e contribui para a fixação de carbono, o etanol pode revelar-se mais vantajoso do ponto de vista energético do que a gasolina.

## 3. Metodologia

---

Tal como referido no capítulo 1, a base deste trabalho passa por modelar o motor da equipa FSIPLeiria em *software* e confrontar o resultado final com os ensaios experimentais desenvolvidos de modo a obter a validação do modelo.

A escolha desta abordagem recai sobre as vantagens da utilização de simulações computacionais, que permitem investigar a resposta de diversos sistemas antes destes se encontrarem finalizados, apesar de ser necessário um conhecimento aprofundado sobre o sistema em estudo para compreender e interpretar os resultados, o que permitirá evitar erros e testar várias ideias antes do produto final, reduzindo os custos na produção de diversos protótipos e respetivos testes. Através de simulação computacional é também possível estudar processos lentos de forma rápida (ex. desgaste) e a análise detalhada de certos pormenores ao longo da simulação (ex. deformação de uma estrutura a meio do impacto). Tudo isto apresenta vantagens que permitem poupar tempo e dinheiro, mesmo que para isso seja necessário um investimento inicial elevado quer para o *software* quer para a obtenção dos dados da simulação.

### 3.1. Ensaios práticos

---

Os ensaios práticos foram efetuados em banco de rolos do laboratório de engenharia automóvel da ESTG no veículo t#14 e têm como objetivo a obtenção de dados relativos à curva de binário do motor e consumo de combustível. O banco de potência MAHA LPS 3000 é do tipo banco de freio onde é possível testar veículos com potência máxima até 355cv ou veículos com tração às 4 rodas com potência máxima de 710cv, e velocidade máxima de 260km/h [18].

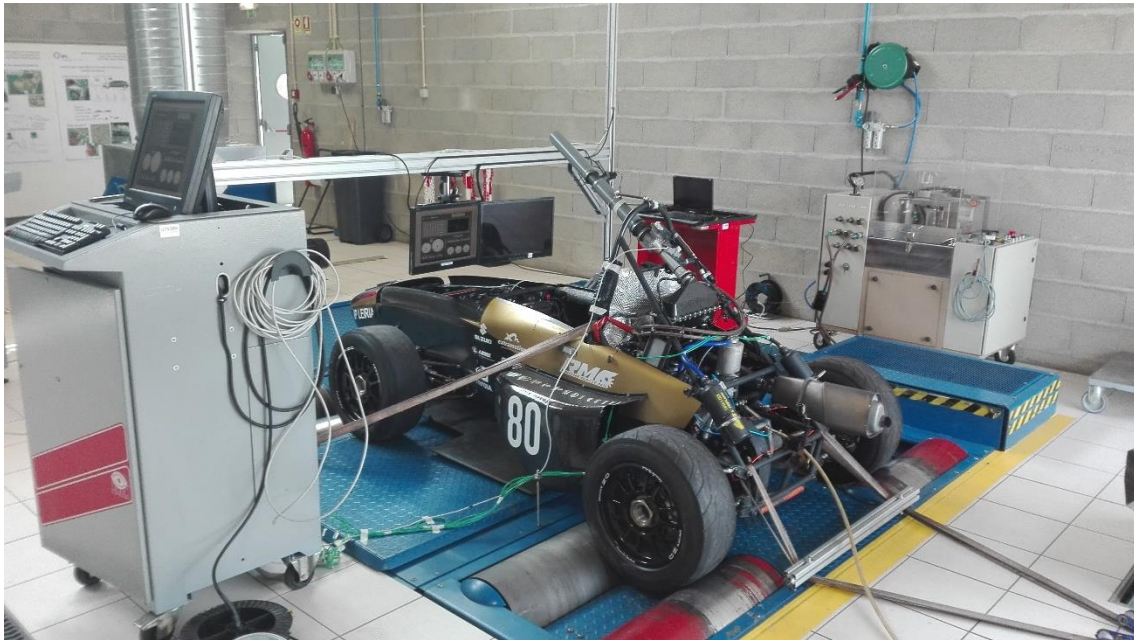


Figura 3.1 - Banco de potência MAHA e veículo T#14

Relativamente aos ensaios realizados, foram planeados dois tipos de teste, em regime constante e em regime contínuo, sendo que para os testes em regime constante foi escolhida a gama de rotação funcional do motor (4000-11000rpm) com incrementos de 1000rpm para corresponder diretamente aos pontos analisados no *software*.

	Regime (rpm)							
<b>Teste 1</b>	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000
<b>Teste 2</b>	Contínuo							

Tabela 3.1 - Descrição dos ensaios realizados.

### 3.1.1. Aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados foi desenvolvido de modo a obter todos os dados utilizados na gestão eletrónica do motor através da unidade de comando Motec, assim como informação relativa às temperaturas de gases de escape, massa de ar admitido, temperatura do ar admitido e consumo de combustível. Conjuntamente são ainda adquiridos valores provenientes do

banco de ensaio relativos às condições atmosféricas e à potência e binário desenvolvidos pelo motor em estudo.

### 3.1.2. Instrumentação

De modo a adquirir todas as variáveis pretendidas, estas foram divididas em subsistemas de aquisição que posteriormente foram interligados num programa desenvolvido em *software labview*, que permite a visualização direta dos parâmetros recolhidos em ambiente gráfico e a sua gravação num formato otimizado para a posterior análise.

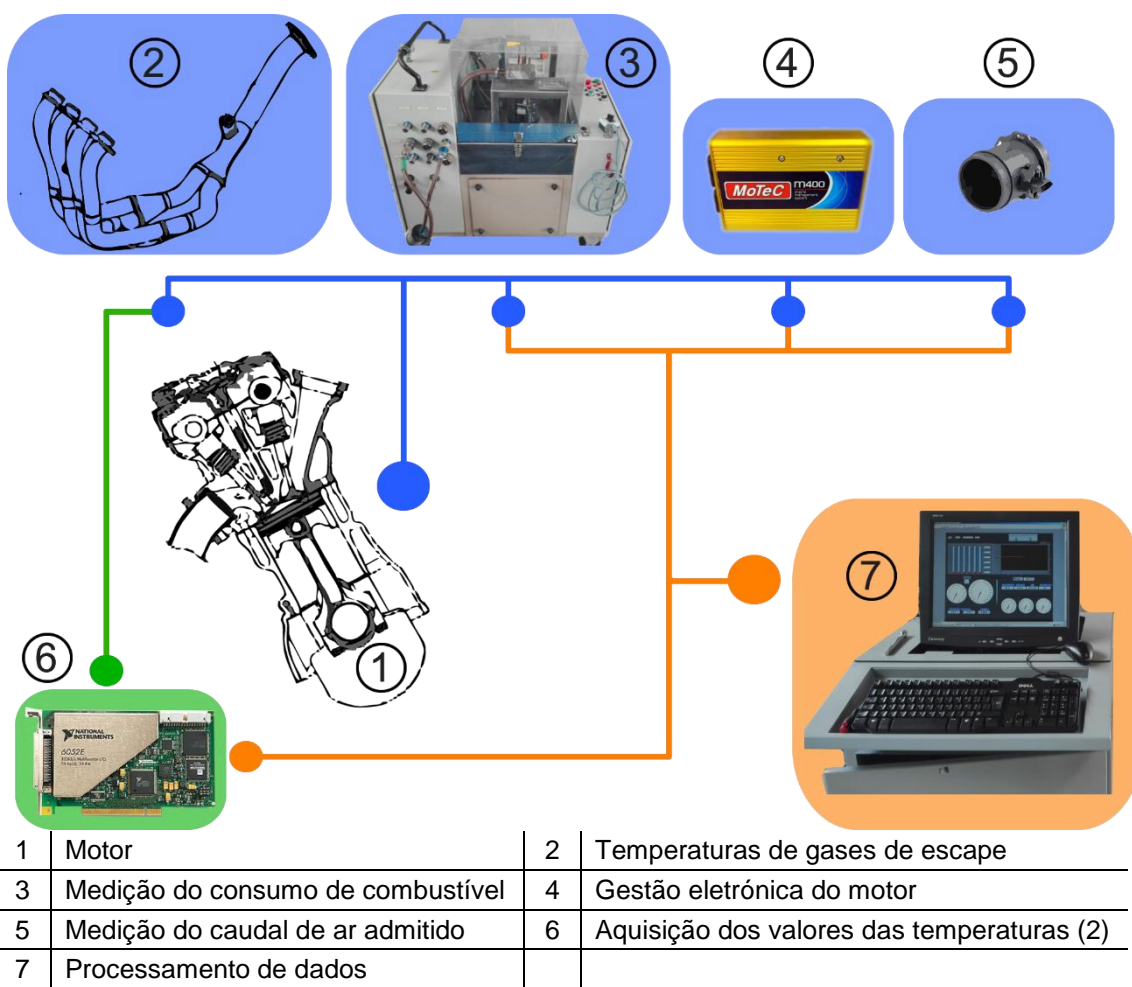


Figura 3.2 - Esquema simplificado dos subsistemas de aquisição de dados.

Quanto ao material utilizado, na tabela 3.2 encontra-se a descrição e propriedades dos sensores e componentes necessários à aquisição dos dados.

Sensor	Referência	Gama de medição	Precisão	Modo de aquisição
Lambda	Bosh LSU 4.2	0.65 - $\infty$	$\pm 0.007$	
Rotação Cambota (Referência)	Original	$\leq 15$ kHz	$\pm 1^\circ$	
MAF	Bosch 0280217123	8 – 370 kg/h	$\leq 3\%$	Motec
Temp. ar admissão	Bosch 0280217123	-40 – 120 °C	$\pm 1.4^\circ\text{C}$	
Temp. Motor	Original	-40 – 130 °C	$\pm 1.4^\circ\text{C}$	
Temp. escape	Termopar tipo K	0 – 1100 °C	$\pm 2^\circ\text{C}$	
Balança de combustível	Mettler Toledo FS7001 - F	0 – 7600g	$\pm 0.1\text{g}$	LabView

Tabela 3.2 - Lista de sensores utilizados.

### 3.1.2.1. Temperaturas de gases de escape

De modo a obter um perfil de temperaturas do sistema de escape foram aplicados sensores de temperatura nos coletores e nas junções em Y. Os sensores utilizados foram Termopares do tipo K com uma gama de medição de 0-1100°C e foram aplicados na configuração que se pode observar na imagem seguinte.

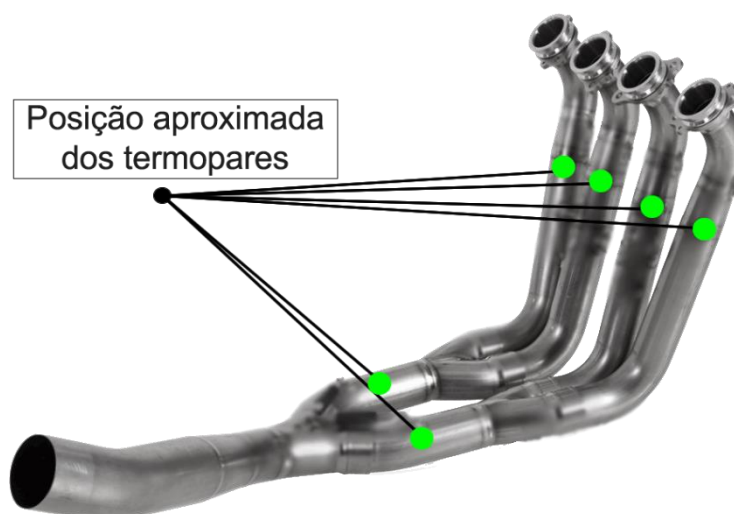


Figura 3.3 - Configuração dos termopares na linha de escape.

Quanto à posição exata dos termopares, estes foram aplicados em zonas com uma maior estabilização do fluxo de gases de modo a obter uma leitura mais precisa e fiável [19].

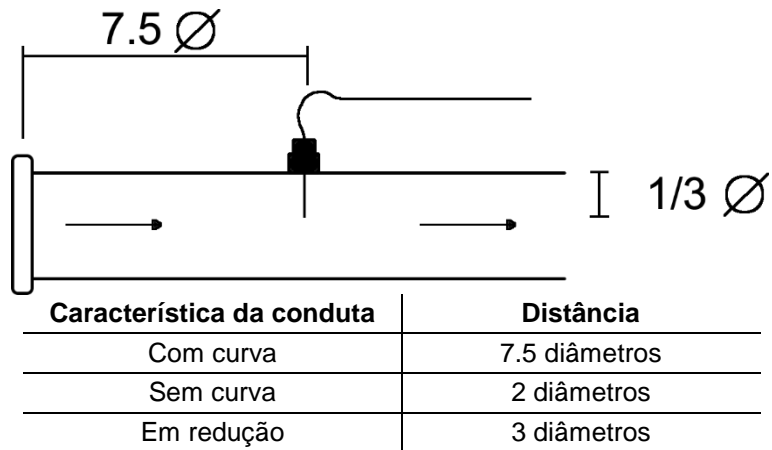


Figura 3.4 - Esquema da posição exata dos termopares na linha de escape.

Para adquirir os dados em *software labview* foi ainda necessário utilizar uma placa de aquisição PCI 6221E para filtrar e converter os sinais analógicos provenientes dos termopares em sinais digitais de mais fácil processamento.



Figura 3.5 - Placa de aquisição PCI 6221E.

### 3.1.2.2. Consumo de combustível

---

Como recurso para calcular o consumo de combustível foi utilizado um depósito com bomba de combustível externo, em que foi aplicada uma balança Mettler Toledo FS7001-F para medir a variação de massa ao longo da duração dos ensaios.



Figura 3.6 - Posicionamento da bomba externa de combustível.

### 3.1.2.3. Caudal de ar admitido

---

O sensor de massa de ar aplicado no veículo possui um sensor de temperatura integrado e foi aplicado também de maneira a obter a leitura numa zona com um escoamento o mais estável possível [19].

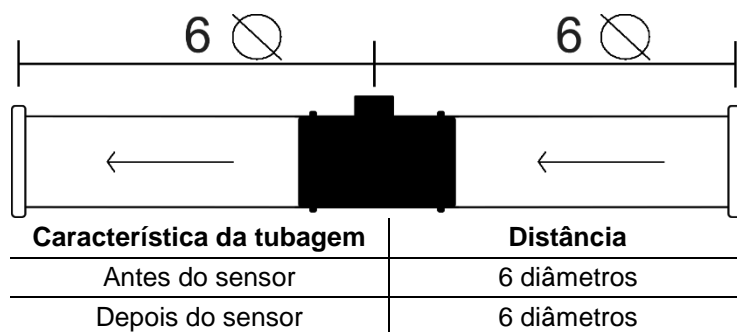


Figura 3.7 - Esquema da posição exata do sensor de massa de ar.

### 3.1.2.4. Processamento de dados

Como já referido anteriormente, todos os dados adquiridos foram agregados num programa desenvolvido em *software labview* de modo a permitir a visualização em tempo real de alguns parâmetros e a gravação dos dados num formato simples otimizado para a posterior análise.

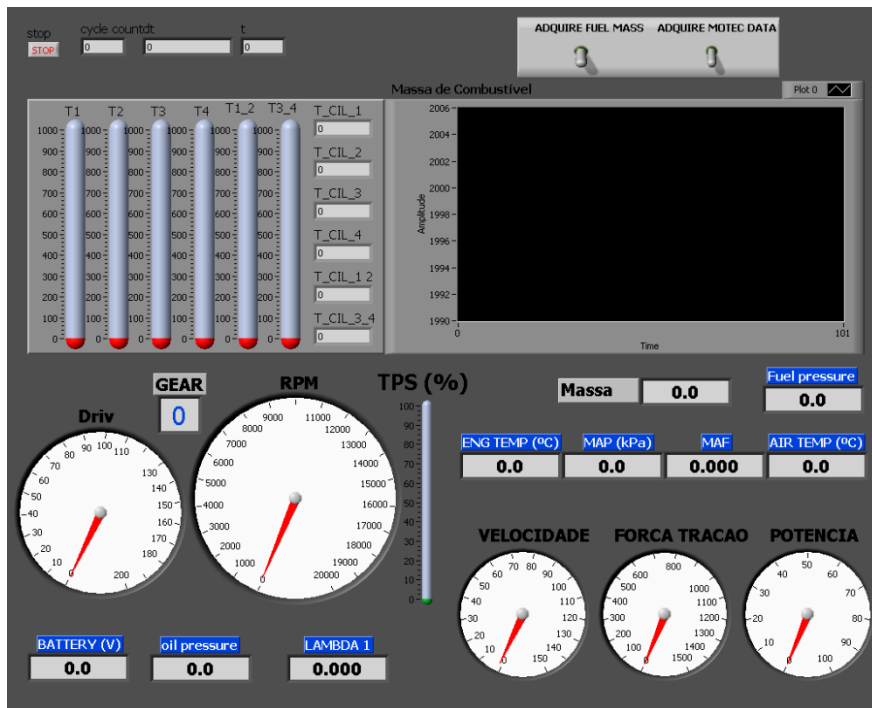


Figura 3.8 - Ambiente gráfico do programa desenvolvido.

O ambiente gráfico é o que se pode ver na figura 4.8 e foi também desenvolvido tendo em conta a simplicidade e a transmissão de informação ao utilizador que, ao poder visualizar os parâmetros de controlo do motor em tempo real, pode detetar diretamente algum problema ou anomalia que possa ocorrer durante os ensaios.

## 3.2. Desenvolvimento do modelo computacional

Antes de começar a desenvolver o modelo computacional foi necessário fazer um levantamento dos parâmetros geométricos e de operação do motor com base em medições experimentais e no manual original.

### 3.2.1. Caracterização geométrica do motor

Os dados recolhidos encontram-se compilados nas seguintes tabelas.

Bloco do motor		
Designação	Símbolo	Valor
Curso do pistão	$l_c$	42.5mm
Diâmetro do cilindro	$D_c$	67 mm
Diâmetro do pistão		66.5 coroa-67saia
Cilindrada total	$V$	599.36 cc
Câmara de combustão	--	Em cunha
Percurso do fluxo	--	<i>Crossflow</i>
Cilindrada unitária	$V_c$	149.84 cc
Secção transversal do cilindro	$A_c$	3525.65 mm <sup>2</sup>
Volume da câmara de combustão	$V_{cc}$	1.303x10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
Volume médio do cilindro $(V_c/2)+V_{cc}$	$V_{mc}$	8.795 x10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
Razão de compressão	$r_c$	12.5:1
Comprimento da biela	--	92 mm
“offset” do cavilhão	--	7 mm
Altura da junta de cabeça comprimida	--	0.5 mm
Área da coroa do pistão	--	4422.25 mm <sup>2</sup>
Projecção do pistão no PMS	--	-
Peso da biela	--	0.2636 kg
Peso do cavilhão	--	0.0342 kg
Peso do pistão	--	0.131 kg
Diâmetro das chumaceiras de apoio da cambota	--	30 mm
Comprimento das chumaceiras de apoio da cambota	--	18.8 mm
Número de chumaceiras de apoio da cambota	--	5
Diâmetro das chumaceiras de apoio das bielas	--	31.3 mm
Comprimento das chumaceiras de apoio das bielas	--	20 mm
Lubrificante recomendado	--	10W40

Tabela 3.3 – Parâmetros geométricos do bloco do motor.

Cabeça do motor		
Designação	Símbolo	Valor
<b>Válvulas e sedes de admissão</b>		
Ângulo da sede das válvulas	$\beta$	10°
Diâmetro da haste das válvulas	$d_h$	4.5 mm
Diâmetro da cabeça das válvulas de admissão	$d_v$	27 mm
Diâmetro das sedes das válvulas de admissão		23.3 mm
Comprimento da garganta das válvulas de admissão		120mm
Diâmetro da garganta das válvulas de admissão	$d_g$	36.mm-30mm
<b>Válvulas e sedes de escape</b>		
Ângulo da sede das válvulas	$\beta$	12°
Diâmetro da haste válvulas das	$d_h$	4.5 mm
Diâmetro da cabeça das válvulas de escape	$d_v$	22 mm
Diâmetro das sedes das válvulas de escape		18.7
Comprimento da garganta das válvulas de escape		60
Diâmetro da garganta das válvulas de escape	$d_g$	31.6
<b>Árvore de cames</b>		
Diâmetro das chumaceiras de apoio da árvore de cames	---	23.5 mm
Comprimento das chumaceiras de apoio da árvore de cames	---	16.8 mm

Tabela 3.4 - Parâmetros geométricos da cabeça do motor.

	Valores	Valores efectivos	
		Absoluto	Relativo
Escape	Abre	$\theta_{AVE}=127^\circ$	53°APMI
	Fecha	$\theta_{FVE}=383^\circ$	23°DPMS
	PMA	$\theta_{PMAE}=255^\circ$	105°APMS
	Curso max	$c_v=7.3$ mm	
	Duração	256°	
Admissão	Abre	$\theta_{AVA}=327^\circ$	33°APMS
	Fecha	$\theta_{FVA}=608^\circ$	68°DPMI
	PMA	$\theta_{PMAA}=467.5^\circ$	107.5°DPMS
	Curso max	$c_v=8.6$ mm	
	Duração	281°	

Tabela 3.5 - Ângulos de abertura e fecho de válvulas.

Sistema de admissão		
Designação	Símbolo	Valor
Comprimento dos tubos primários	$l_p$	200 mm
Diâmetro dos tubos primários	$d_p$	45 mm
Comprimento dos tubos secundários	$l_s$	--
Diâmetro dos tubos secundários	$d_s$	--
Volume da câmara de plenum (1234-1F)	$V_p$	31
Número de tubos primários	$Z_1$	4
Número de tubos secundários	$Z_2$	--

Tabela 3.6 - Parâmetros geométricos do sistema de admissão.

Sistema de escape		
Configuração	Diâmetro interno (mm)	Comprimento (mm)
Tubos primários	38	800
Tubos secundários	40	300
Tubo terciário $le1-3-4-2$	46	200
Tubo terciário (final) $le1-3-4-2$	-	-

Tabela 3.7 - Parâmetros geométricos do sistema de escape.

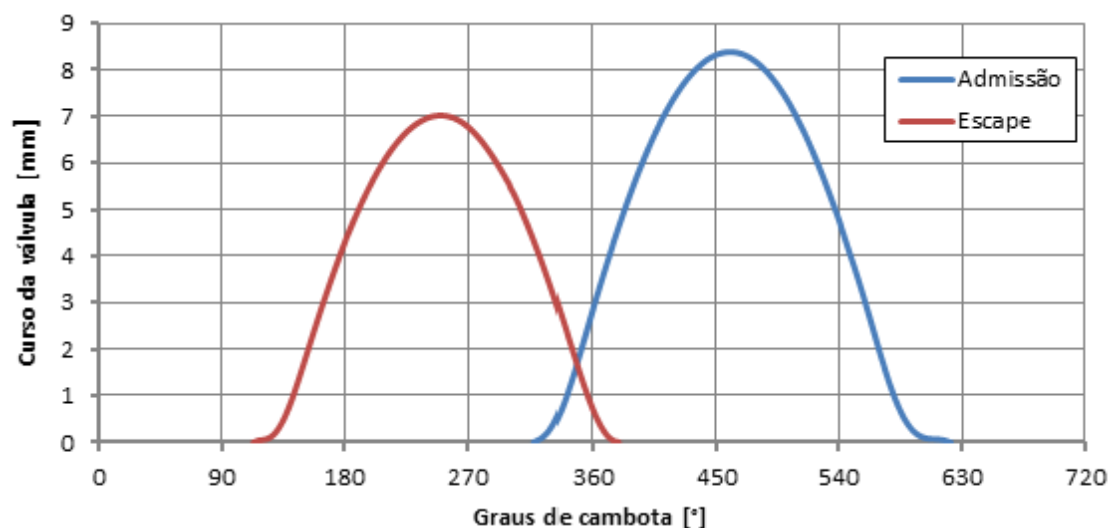


Figura 3.9 - Diagrama de distribuição.

### 3.3. Início do modelo

Para iniciar o desenvolvimento do modelo computacional, foram seguidos os tutoriais disponíveis pelo *software Ricardo Wave*, que abordam de uma maneira simples e explicativa as diferentes funcionalidades do programa desde o zero, começando por definir as propriedades da combustão e parâmetros geométricos do motor passando pelo aumento da complexidade do modelo até

chegar ao sistema de admissão e escape e a uma versão final com todos os componentes implementados.

### 3.3.1. Cilindros

De início foi inserido um cilindro no modelo, o qual foi modelado com os valores recolhidos do motor GSXR-600.

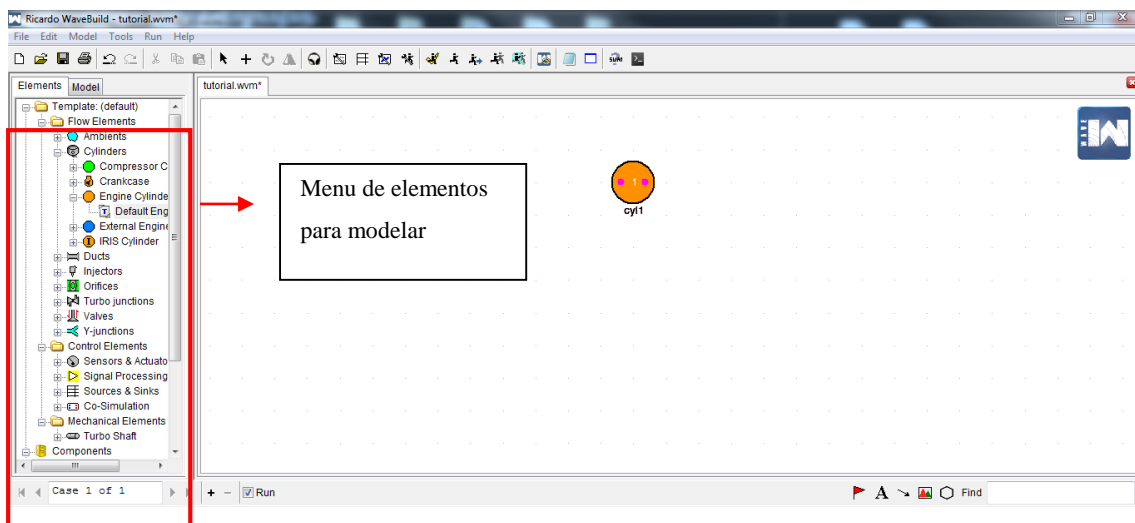


Figura 3.10 - Introdução ao menu de elementos da modelação.

Além de introduzir os parâmetros geométricos, foi necessário ainda definir condições iniciais relativas a temperaturas, as quais foram inseridas na forma de uma tabela para se ajustarem às condições das simulações futuras. Nestes menus é ainda possível escolher sub-modelos de análise relativos à combustão, transferência de calor, turbulência e escoamento, dos quais se irá apenas utilizar o sub-modelo de combustão e de transferência de calor que foram posteriormente definidos noutra parte do programa.

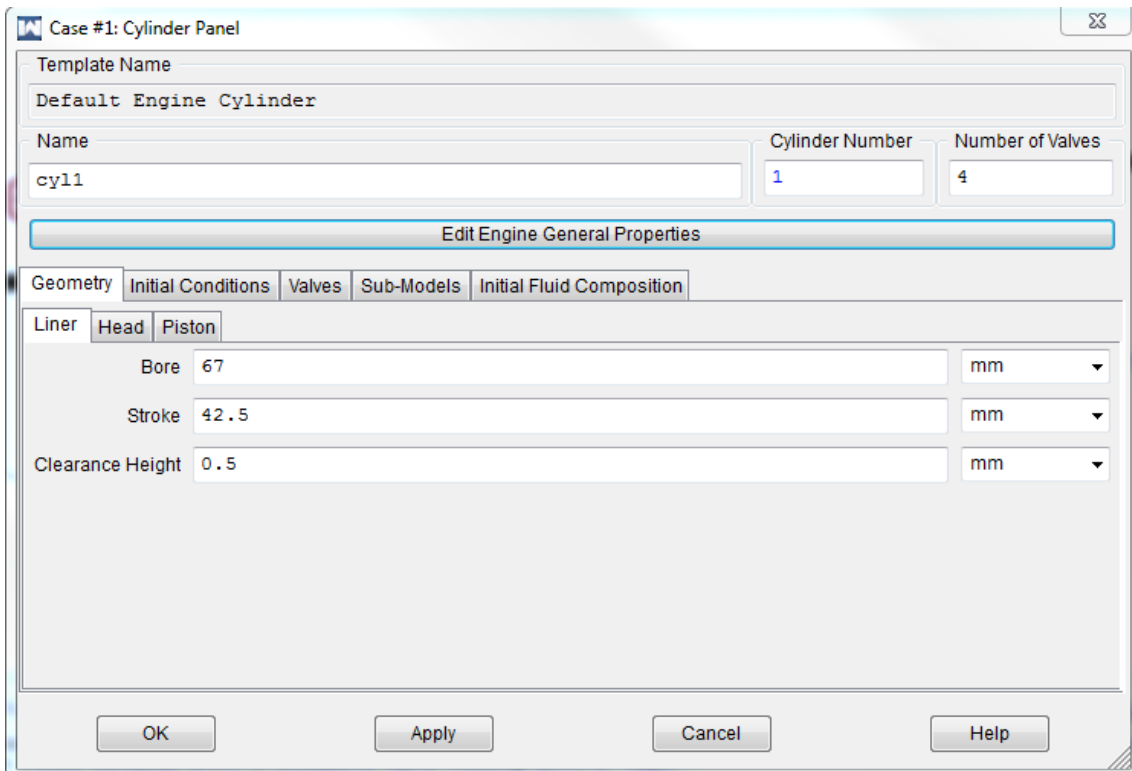


Figura 3.11 - Caracterização dos cilindros.

### 3.3.2. Portas de admissão e de escape

De seguida foram definidas as ligações que simulam as condutas de admissão e de escape dentro da cabeça.

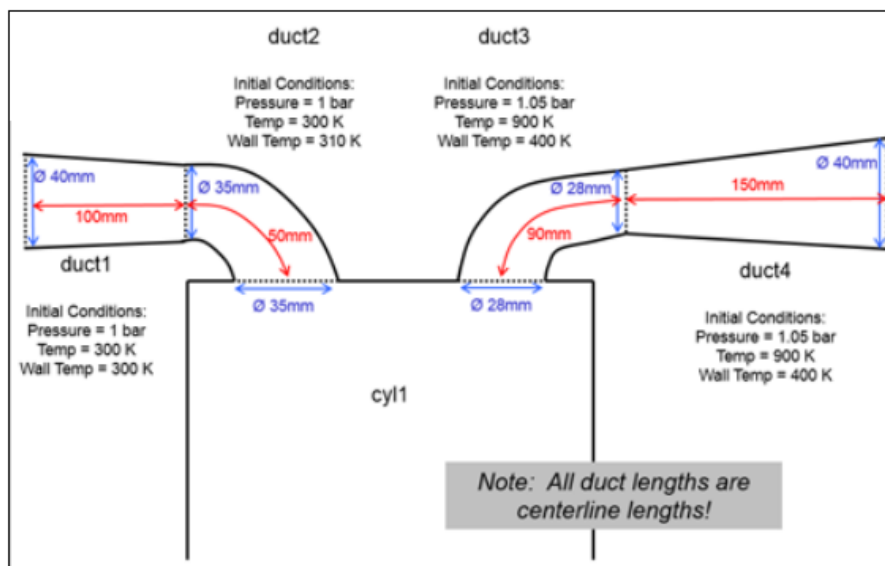


Figura 3.12 - Imagem ilustrativa da modelação proveniente do tutorial [20].

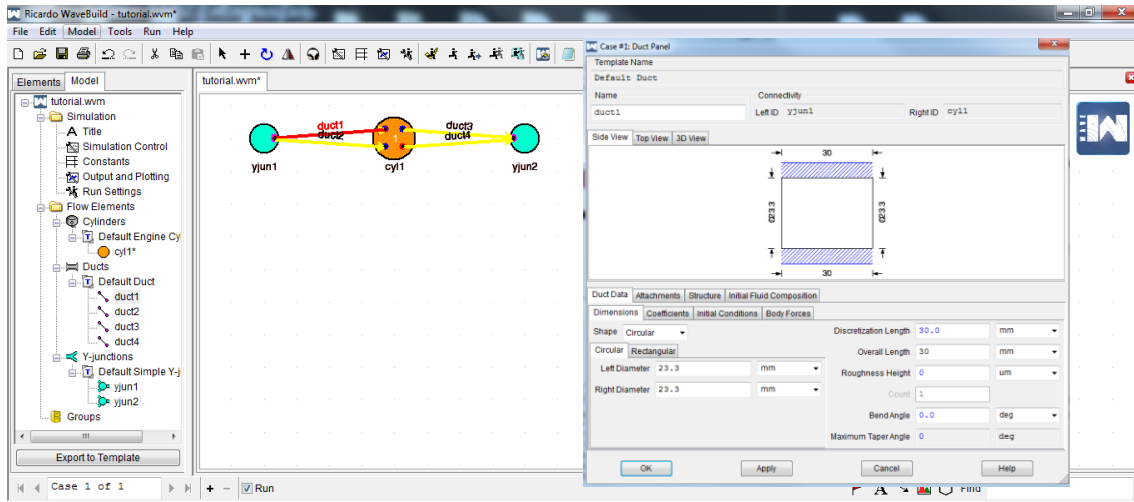


Figura 3.13 - Caracterização das condutas de admissão.

Mais uma vez, além das dimensões, é também necessário definir algumas condições iniciais. Neste caso a pressão e temperatura dentro da conduta, assim como a temperatura da parede e a composição inicial do fluido que foi mantida como 100% de ar fresco. É possível ainda definir a fricção das paredes assim como determinar coeficientes de perdas no escoamento, que nestes ensaios não foram consideradas.

### 3.3.3. Válvulas

As válvulas de admissão e de escape foram definidas com base no seu diâmetro e no perfil obtido por medição direta no motor.

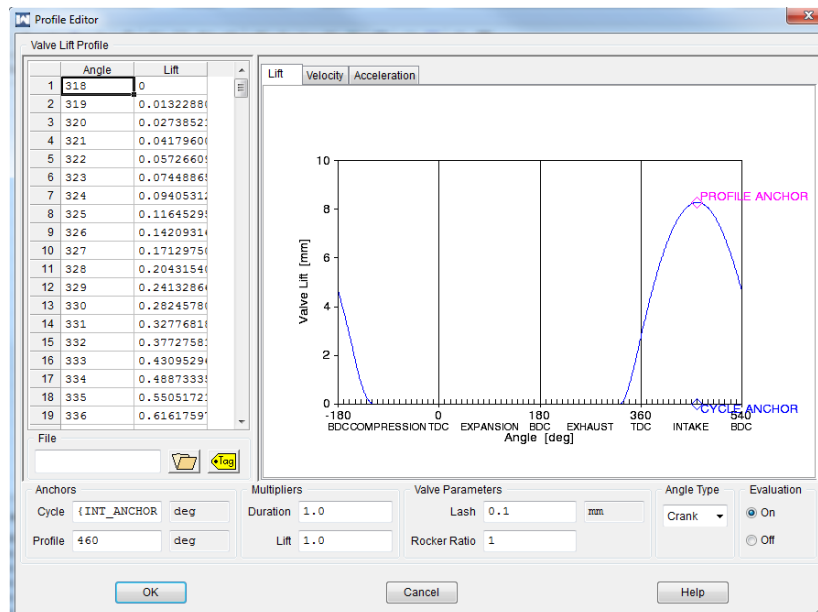


Figura 3.14 - Perfil da válvula de admissão introduzido no software.

Além disso, o tipo de porta influencia o fluxo de passagem de ar entre as válvulas e a garganta, tornando-se uma zona de perdas no escoamento. Deste modo, de forma a caracterizar mais corretamente as portas de admissão e de escape foi medido o seu coeficiente de descarga através do fluxómetro SF-120 disponível no laboratório de Engenharia Automóvel e posteriormente inserido no *software*.

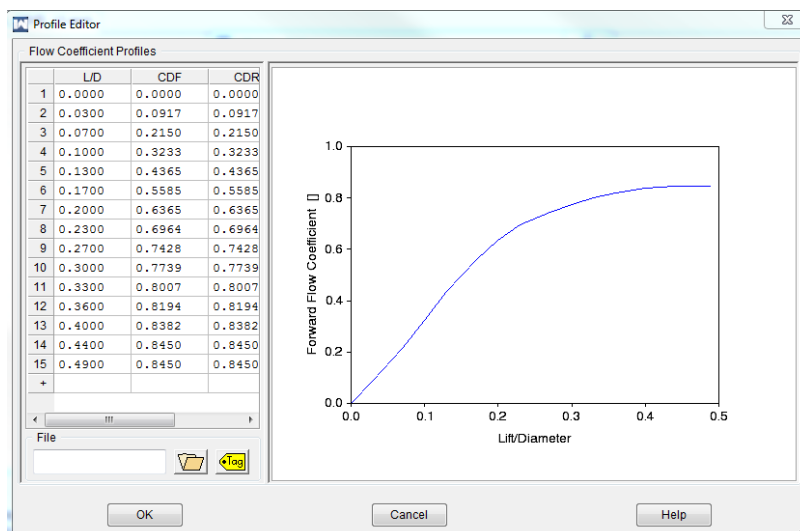


Figura 3.15 – Coeficientes de descarga na conduta de admissão.

### 3.3.4. Injetores

Quanto aos injetores, foi definido o ponto de operação como uma mistura estequiométrica, e foram definidas, além das propriedades geométricas como o diâmetro do bico e o ângulo do *spray*, a temperatura da mistura para 310K e a fração de combustível evaporado durante a injeção para 0.3, sendo este último um valor standard sugerido pelo software e que no cenário de simulações a efetuar não é relevante, pois apenas entra em consideração quando utilizados modelos de análise de turbulência no interior do cilindro.

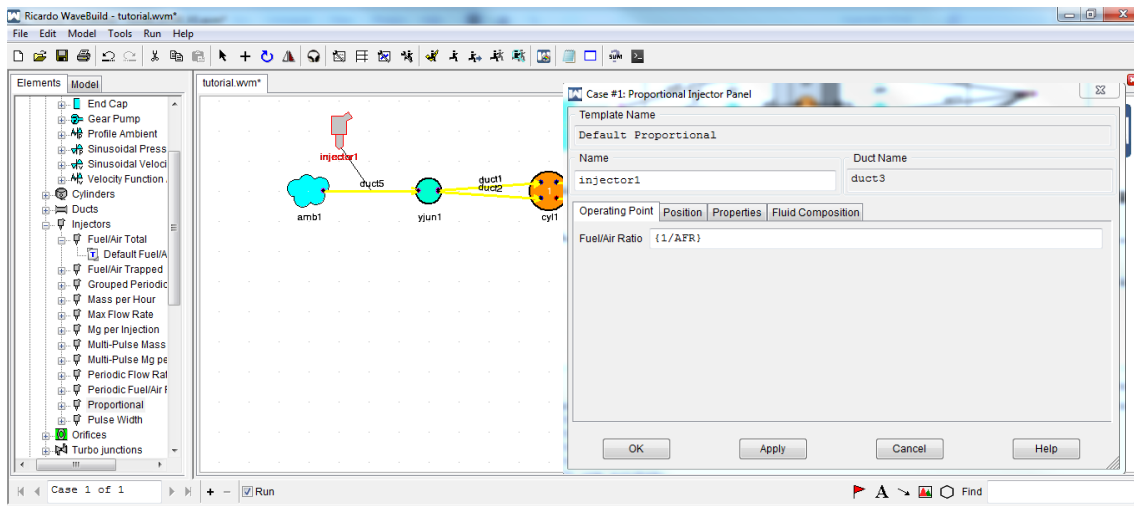


Figura 3.16 - Caracterização dos injetores.

Além disso foram ainda introduzidos em ambas as extremidades das condutas um elemento que simula o ambiente que foi definido com as condições PTN.

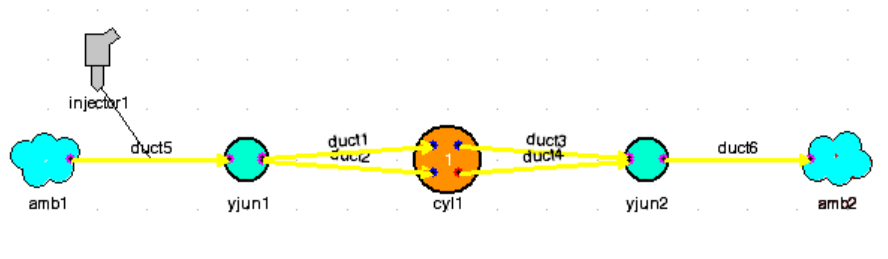


Figura 3.17 - Esquema de um motor monocilíndrico simplificado.

### 3.4. Caracterização geral do motor

Depois de definido este conjunto inicial de elementos já é possível começar a simular um motor monocilíndrico simples, sendo apenas necessário finalizar o preenchimento dos dados relativos à combustão, no menu de caracterização do motor.

### 3.4.1. Submenu *Geometry*

---

Neste menu são inseridos novamente dados como o número de cilindros e o tipo de motor. Além disso é definida a ordem de ignição (1-3-4-2) e os fatores de fricção que remetem para o cálculo de *Chen-Flynn*.

Para modelar a fricção no *software* é utilizada uma forma modificada da correlação de *Chen-Flynn*. Esta correlação tem um termo constante para as perdas dos acessórios, um termo que varia com a pressão máxima do cilindro, um terceiro termo linearmente dependente da velocidade média do pistão, e um quarto termo para perdas de bombagem [20].

<b>ACF</b>	<b>BCF</b>	<b>CCF</b>	<b>QCF</b>
0.3	0.005	325	0.2

$$FMEP = ACF + BCF(P_{max}) + CCF(rpm * stroke/2) + QCF(rpm * stroke/2)^2$$

Figura 3.18 - Forma simplificada da correlação de Chen-Flynn e valores sugeridos.

Como neste trabalho os objetivos não passaram por estudar as influências dos modelos de fricção, optou-se por utilizar valores padrão sugeridos pelo próprio software para um motor de mota semelhante ao motor do veículo T#14.

### 3.4.2. Submenu *Combustion*

---

Neste sub-menu é escolhido o modelo primário de combustão do sistema, sendo possível ainda ativar modelos secundários para análises mais complexas do processo de combustão e modelos de cálculo de emissões de gases de escape.

Quanto ao modelo escolhido optou-se pela utilização do modelo de *Single Wiebe* que é um “*zero dimensional model*”, ou seja é um modelo fenomenológico que utiliza modelos empíricos de libertação de calor em que o tempo é a única variável independente, sendo frequentemente utilizado para caracterizar motores de combustão interna [21]. A sua função [4-1] representa

a fração de massa queimada durante a combustão e é controlada através dos parâmetros  $n$  e  $a$  que representam a forma da curva de fração de massa queimada e a sua eficiência, respetivamente [22].

$$X_b(\theta) = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^n \right] \quad \text{Eq.[4-1]}$$

Onde

$\theta$  = crank angle

$\theta_s$  = start of heat release

$\theta_d$  = duration of heat release

$n$  = Wiebe form factor

$a$  = Wiebe efficiency factor

No caso do *Ricardo Wave*, este trabalha apenas com o coeficiente  $n$  da função de *Wiebe*, sendo que o coeficiente  $a$  é calculado pelo *software* com base na eficiência da combustão que for definida. Além disso é possível ainda definir o ponto intermédio da combustão e a duração da mesma em graus de cambota.

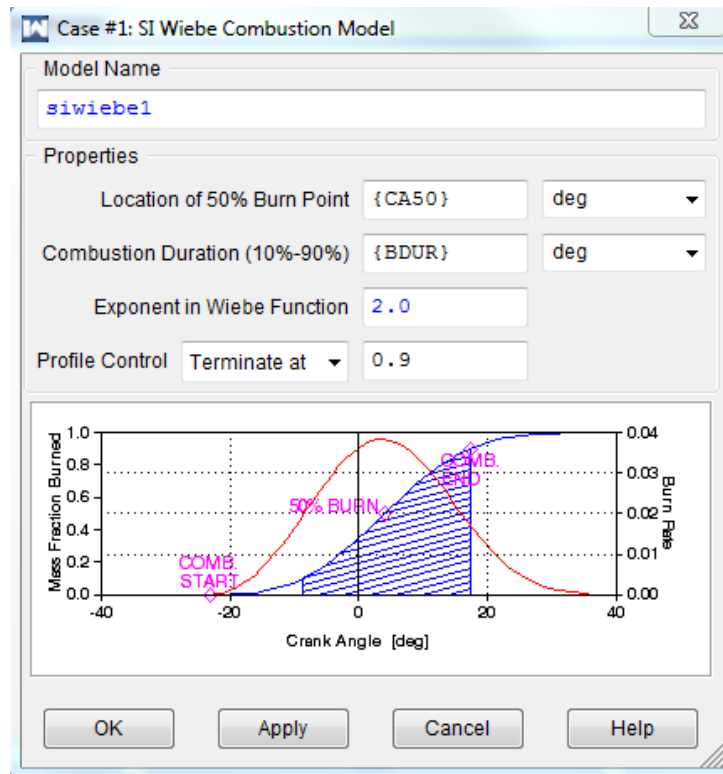


Figura 3.19 - Menu de controlo da modelo de *single Wiebe*.

Segundo *Heywood* [23] os valores típicos que melhor se aproximam de um motor convencional para os coeficientes  $a$  e  $n$  são de 5 e 2, respetivamente. Tal como referido anteriormente, em vez do coeficiente  $a$  o sub-modelo admite diretamente a eficiência da combustão, que para o valor de  $a=5$  é de aproximadamente 100% [23] [22].

### 3.4.3. Submenu *Conduction*

Nesta fase foram inseridos valores relativos às propriedades térmicas dos principais componentes do motor.

Componente	Material	Capacidade Térmica [J/m <sup>3</sup> /k]	Condutividade [W/m/K]
Cabeça do motor	Alumínio	2.43E+06	247
Bloco do motor	Alumínio	2.43E+06	247
Pistão	Aço	3.87E+6	53
Válvulas	Aço	3.87E+6	53

Tabela 3.8 - Propriedades térmicas dos principais componentes do motor.

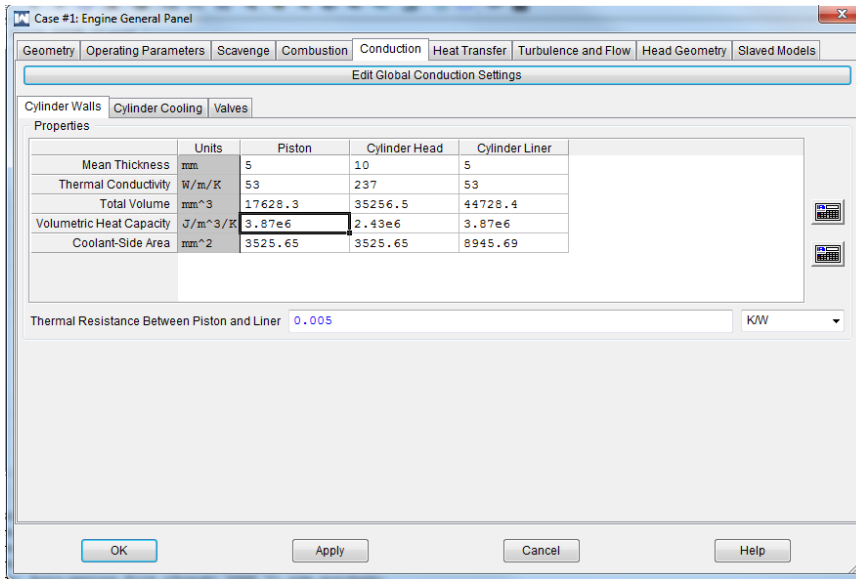


Figura 3.20 - Submenu de controlo dos parâmetros de condução térmica do motor.

### 3.5. Escape

Quanto ao escape, este foi construído num aço inoxidável cromo-níquel AISI304 e apresenta uma configuração 4-2-1 com as dimensões da tabela 3.9 e foi modelado através da ferramenta *WaveMesher*, que permite importar ficheiros 3d e convertê-los em sistemas de condutas equivalentes utilizáveis pelo *Wave*.

	Primários	Secundários	Terciários
<b>Comprimento</b>	800	300	200
<b>Diâmetro</b>	38	40	46

Tabela 3.9 - Dimensões dos coletores de escape.

Material	Capacidade Térmica [J/m3/k]	Condutividade [W/m/K]
Aço AISI 304	4.03E+06	14

Tabela 3.10 - Propriedades do material do escape.

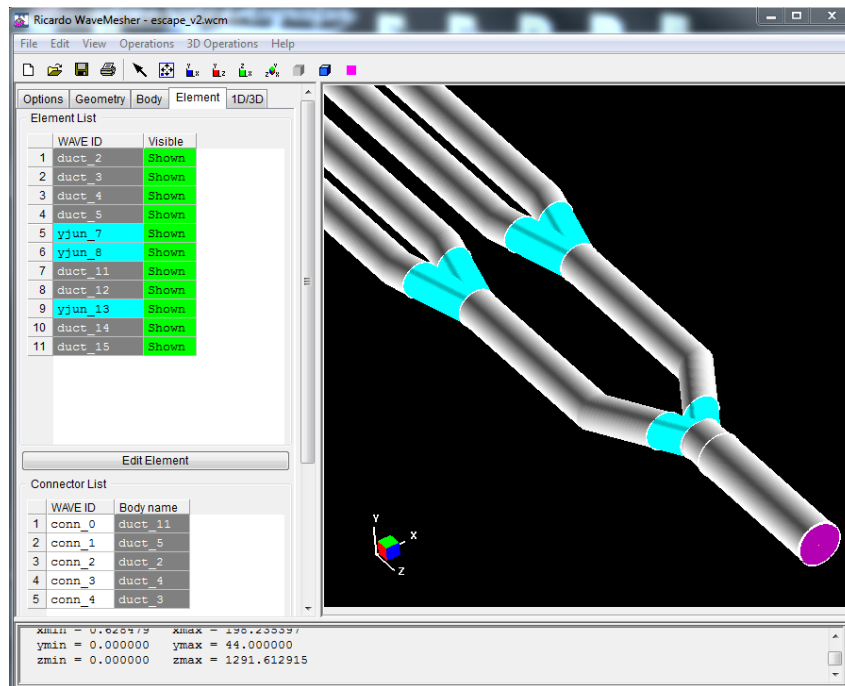


Figura 3.21 - Modelação dos coletores de escape no *WaveMesher*.

Além dos coletores foi ainda necessário introduzir um silenciador, que foi modelado com a ferramenta *silencer* com base nas dimensões do tubo interno, da cobertura do silenciador e também dos furos internos.

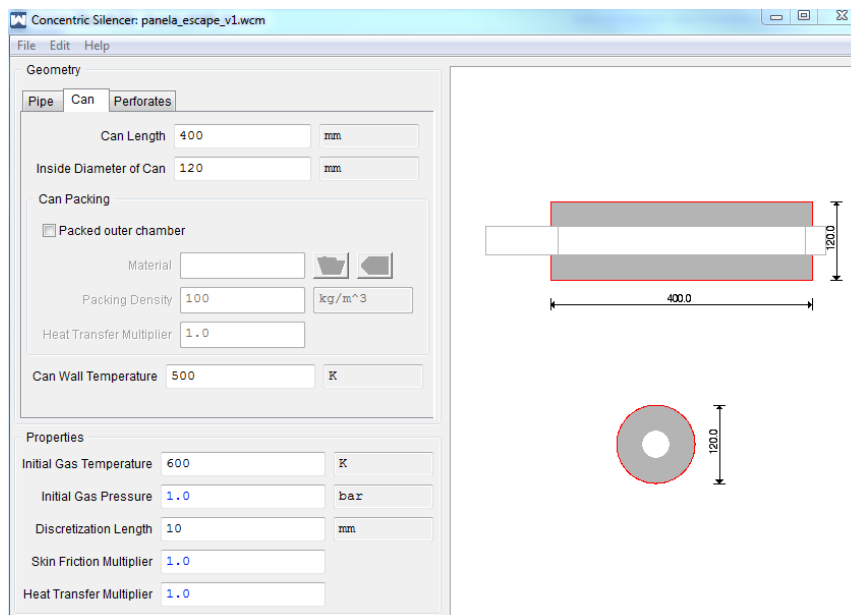


Figura 3.22 - Ferramenta *silencer* utilizada para modelar o silenciador.

## 3.6. Admissão

O sistema de admissão é composto por uma borboleta de admissão controlada eletronicamente, seguida por um restritor imposto pela regulamentação da prova para a qual o carro foi desenvolvido e por uma câmara de plenum também otimizada para a competição.

### 3.6.1. Plenum

A câmara de plenum consiste numa câmara de 3dm<sup>3</sup> com primários de 200mm totalmente feita em fibra de carbono.

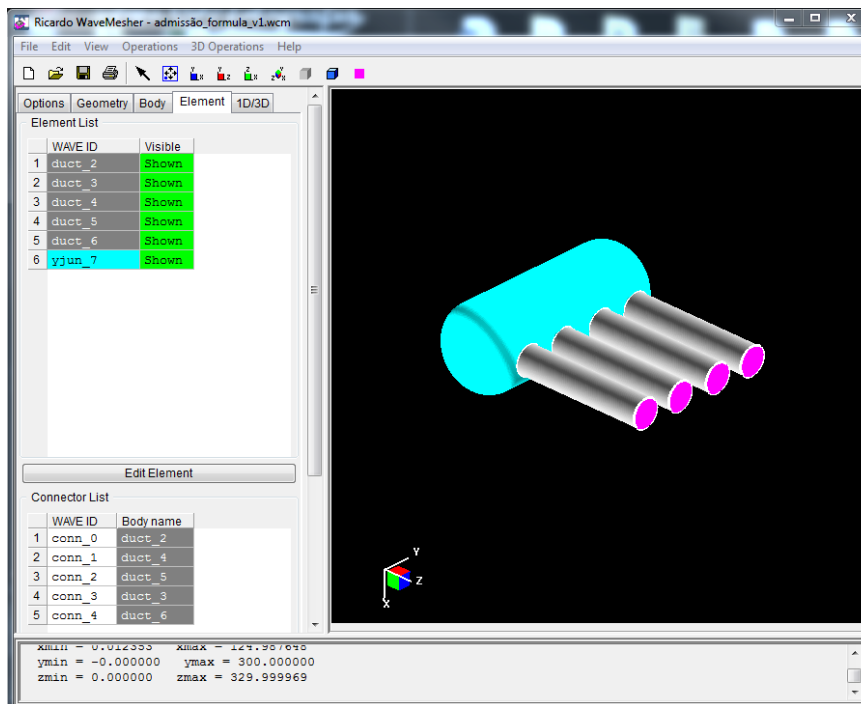


Figura 3.23 - Modelação da câmara de plenum no WaveMesher.

Para evitar a complexidade de definir um material como a fibra de carbono, e como no sistema de admissão as perdas de energia térmicas são quase nulas, optou-se por definir os elementos da câmara de plenum como sendo construídos num termoplástico à base de nylon cujas propriedades são fornecidas pelo *software*.

Material	Capacidade Térmica [J/m <sup>3</sup> /k]	Condutividade [W/m/K]
Termoplástico à base de nylon (Zytel)	3.14E+06	0.25

Tabela 3.11 - Propriedades do material da câmara de plenum.

### 3.6.2. Restritor

O restritor em alumínio encontra-se entre a borboleta de admissão e a câmara de plenum e possui um estrangulamento de 20mm.

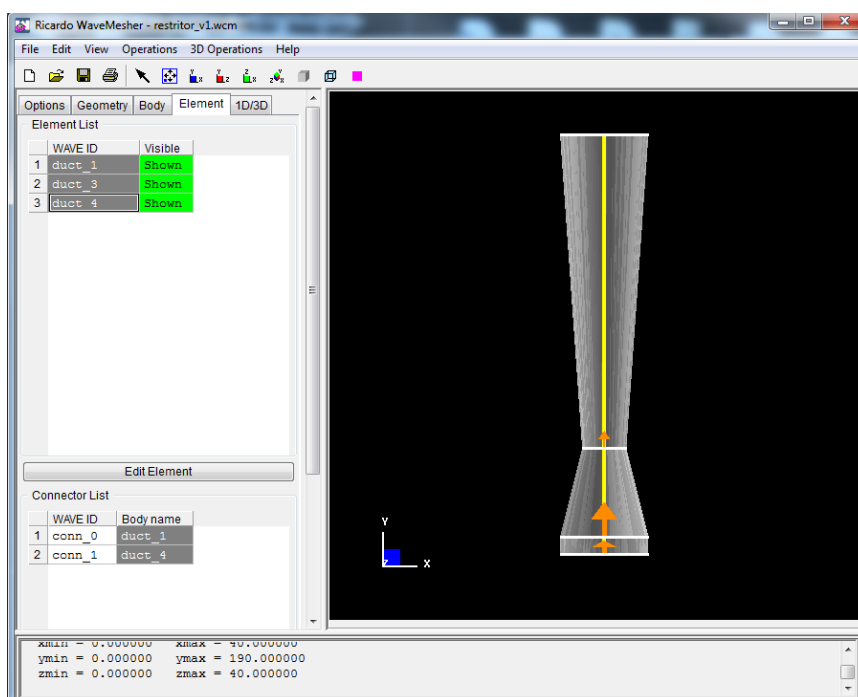


Figura 3.24 - Modelação do restritor no WaveMesher.

Material	Capacidade Térmica [J/m <sup>3</sup> /k]	Condutividade [W/m/K]
Alumínio genérico	2.43E+06	247

Tabela 3.12 - Propriedades do material do restritor.

### 3.6.3. Borboleta de admissão

---

A borboleta de admissão é uma *siemens A2C53030790* VDO com um diâmetro interno de 44mm.

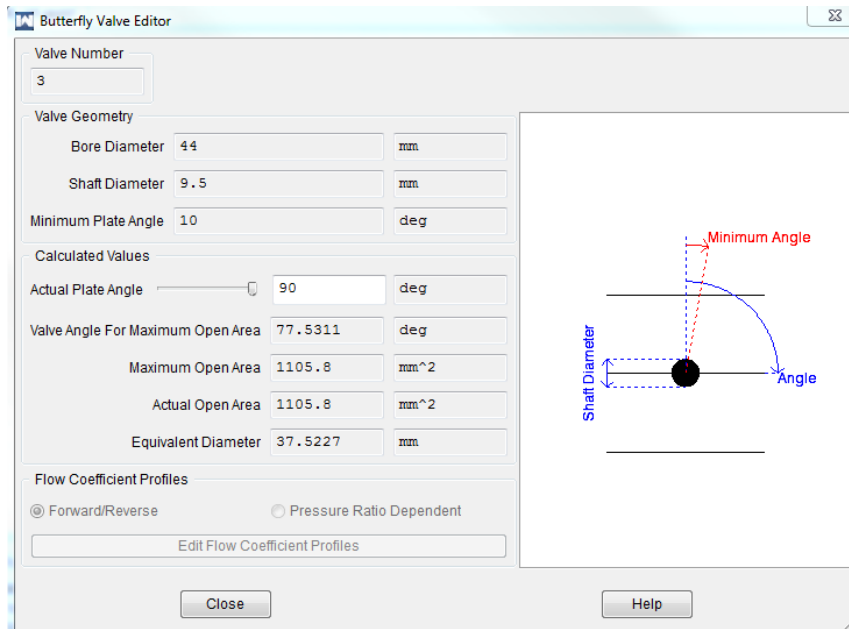


Figura 3.25 - Ferramenta de modelação de válvulas.

## 3.7. Executar o programa

---

Depois de definido o motor e consequentes subsistemas já é possível correr o programa, no entanto é aconselhável otimizar os parâmetros do *solver*, definindo as variáveis a ser analisadas para a verificação de convergência, assim como o valor de convergência (figura 3.26).

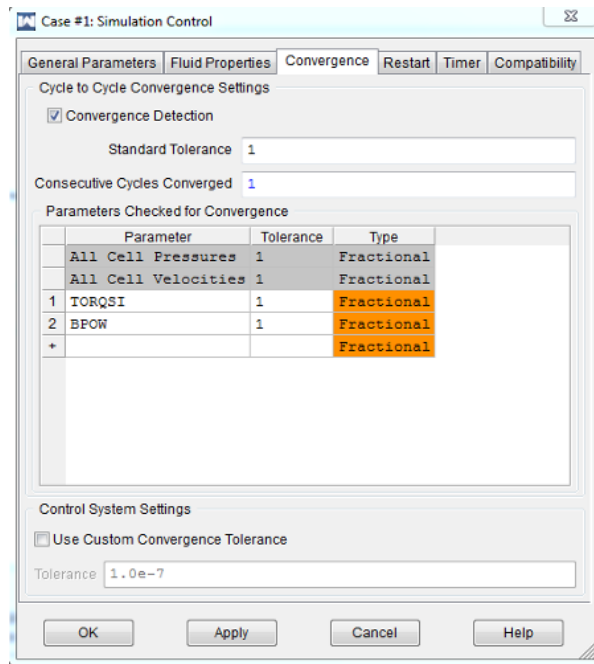


Figura 3.26 - Definição dos parâmetros de convergência.

Além disso é possível ainda definir o número de “cores” do PC a utilizar, assim como desativar ou ativar alguns módulos do software como ficheiros auxiliares de dados utilizados para fazer *debug* em caso de erro (figura 3.27).

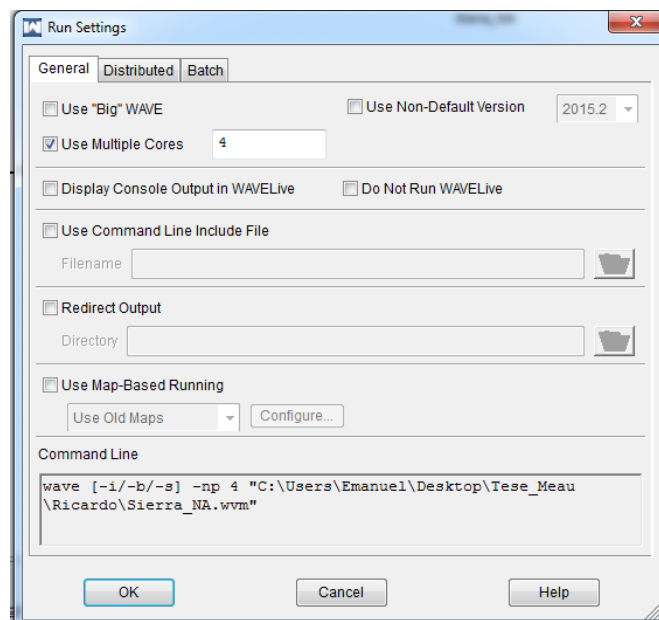


Figura 3.27 - Definições gerais do solver.

Por fim, é apenas necessário mandar o programa correr, sendo que automaticamente vai executar um *input check* para confirmar que os parâmetros da simulação se encontram bem definidos, e, caso se verifique esta condição, começar a efetuar a simulação (figura 3.28).

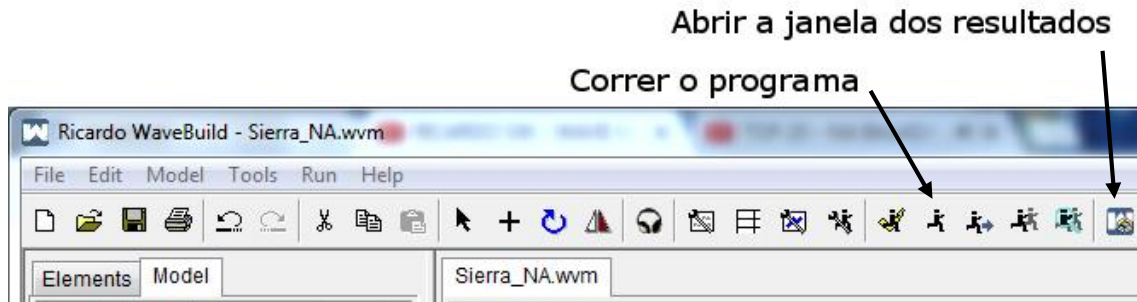


Figura 3.28 - Barra de ferramentas do Wave.

## 4. Análise de dados

---

### 4.1. Resultados da simulação

---

De seguida são apresentados os conjuntos de dados que vão permitir analisar a validação do modelo, sendo estes o binário, o consumo específico e o caudal de ar admitido.

#### 4.1.1. Binário do motor

---

Com base no modelo computacional desenvolvido foi obtida a curva de binário que se encontra na figura 5.1.

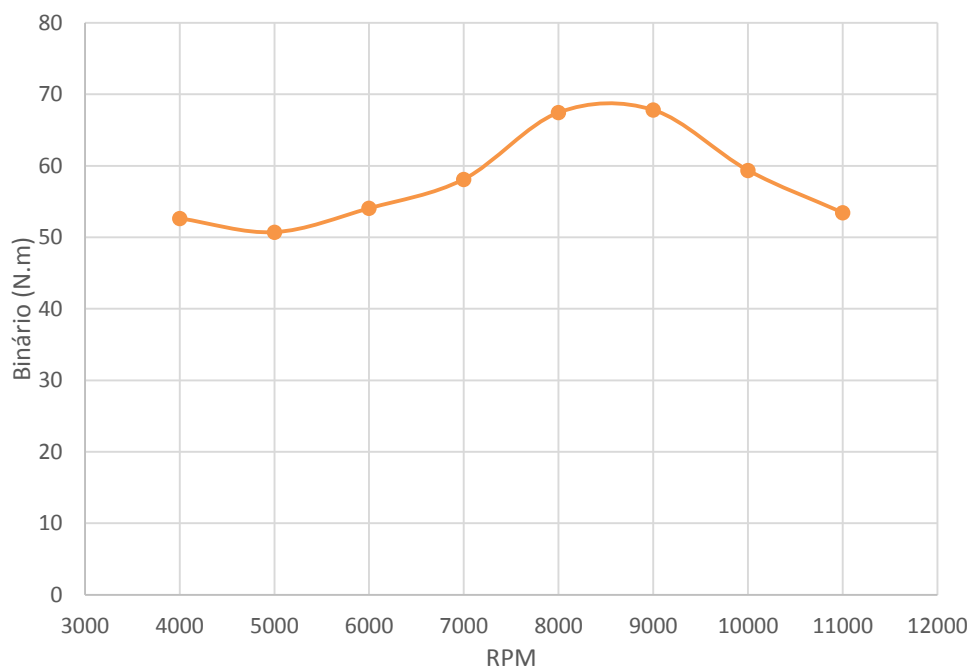


Figura 4.1 - Curva de binário do motor proveniente da simulação computacional.

Neste cenário de simulação foi analisada a convergência dos dados com um limite de 1% de variação para pressões e velocidades definido pelo *software*. Foram também definidos 2 ciclos de convergência seguidos para considerar o resultado estável, sendo que apenas os valores para as 10000 e 11000 RPM não atingiram os parâmetros de convergência após o limite máximo de 1000 iterações (Tabela 5.1), ainda assim foi considerado que, uma

vez que se mantiveram abaixo dos 3% de variação, foram aceites como válidos.

RPM	Varição (%)	Número do ciclo	Convergência
4000	0.121	5	Sim
5000	0.102	5	Sim
6000	0.736	6	Sim
7000	0.087	6	Sim
8000	0.010	5	Sim
9000	0.694	153	Sim
10000	2.689	1000	Não
11000	2.752	1000	Não

Tabela 4.1 - Dados da convergência da simulação.

### 4.1.2. Consumo específico

Tal como referido anteriormente, o consumo específico foi um dos parâmetros escolhidos para avaliar a validade do modelo computacional. Na figura 5.2 podemos ver a curva obtida na simulação.

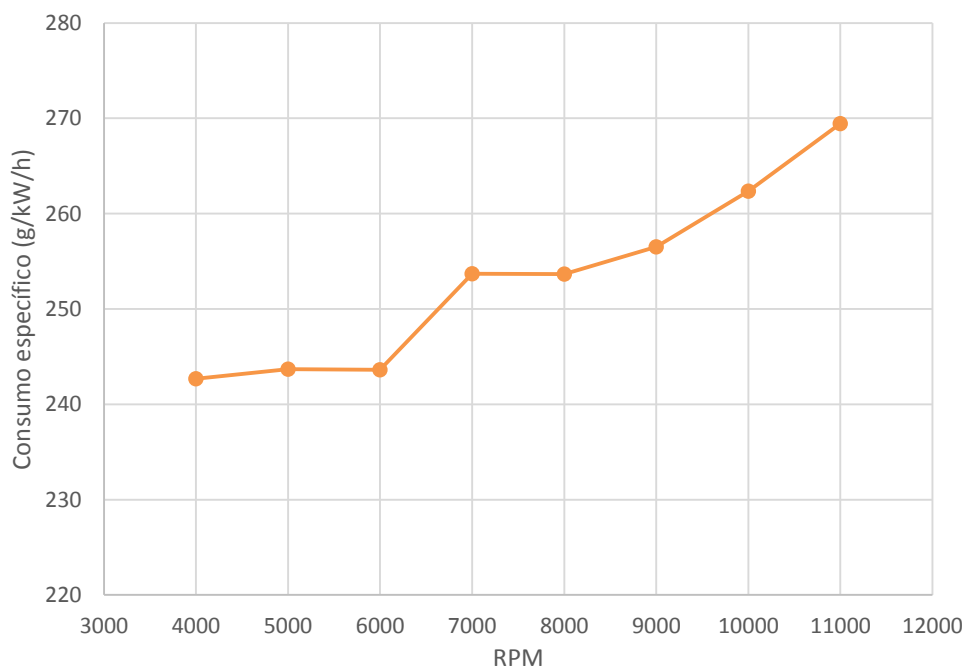


Figura 4.2 - Consumo específico proveniente da simulação computacional.

A tendência do consumo específico de combustível desenvolve-se gradualmente como esperado ao longo da gama de rotação do motor, sendo que o aumento mais acentuado entre as 7000 e 8000rpm se deve ao fato do motor ter sido otimizado pela equipa FSIPLeiria para este regime.

### 4.1.3. Caudal de ar

---

O último parâmetro a avaliar é a massa de ar admitida pelo motor (figura 5.3).

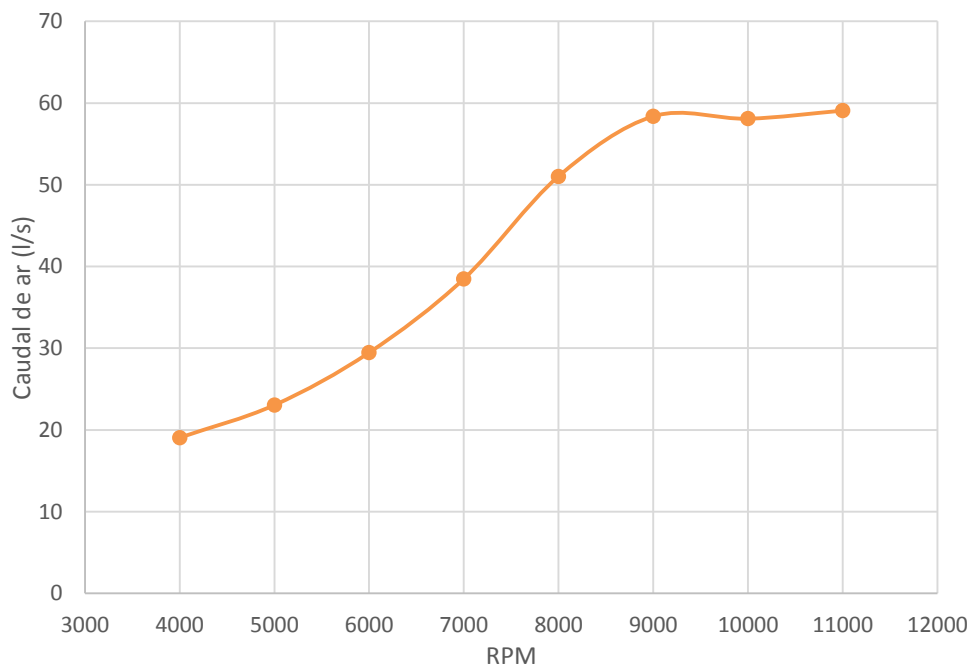


Figura 4.3 - Caudal de ar proveniente da simulação computacional.

Relativamente ao consumo de ar do motor, este evolui de forma expectável, incluindo o limite de cerca de 60l/s a partir das 9000rpm que se deve ao restritor existente no carro e que limita a entrada de ar.

## 4.2. Resultados dos ensaios práticos

---

De seguida serão analisados os resultados provenientes dos ensaios práticos efetuados, e será feita a comparação com os resultados da simulação.

### 4.2.1. Binário do motor

---

Na tabela seguinte apresentam-se os dados tratados relativos à performance do motor.

RPM	Potência à roda [kW]	Potência do motor [kW]	Binário do motor [N.m]
4000	17.08	23.08	55.09
5000	20.68	27.28	52.11
6000	27.60	35.86	57.08
7000	33.32	43.31	59.09
8000	43.75	55.67	66.45
9000	49.74	63.58	67.46
10000	47.02	63.23	60.38
11000	46.95	65.38	56.76

Tabela 4.2 - Tratamento de dados do motor para obtenção do seu binário.

Os dados provenientes dos ensaios a regime constante são apenas a potência à roda, sem contabilizar as perdas de transmissão existentes no veículo. Por isso foi necessário efetuar um ensaio em WOT para poder extrair a curva das perdas de transmissão e através desses valores calcular a potência do motor.

Posteriormente foi então calculado o binário através da expressão de cálculo da potência de um motor [5-1] [24].

$$P = 2 \cdot \pi \cdot T \cdot \left( \frac{RPM}{60} \right) \quad \text{Eq.[4-1]}$$

$$\Leftrightarrow T = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \left( \frac{RPM}{60} \right)}$$

Onde

$P = \text{Potência em kW}$

$T = \text{Binário em N.m}$

Resultando assim na seguinte curva de binário.

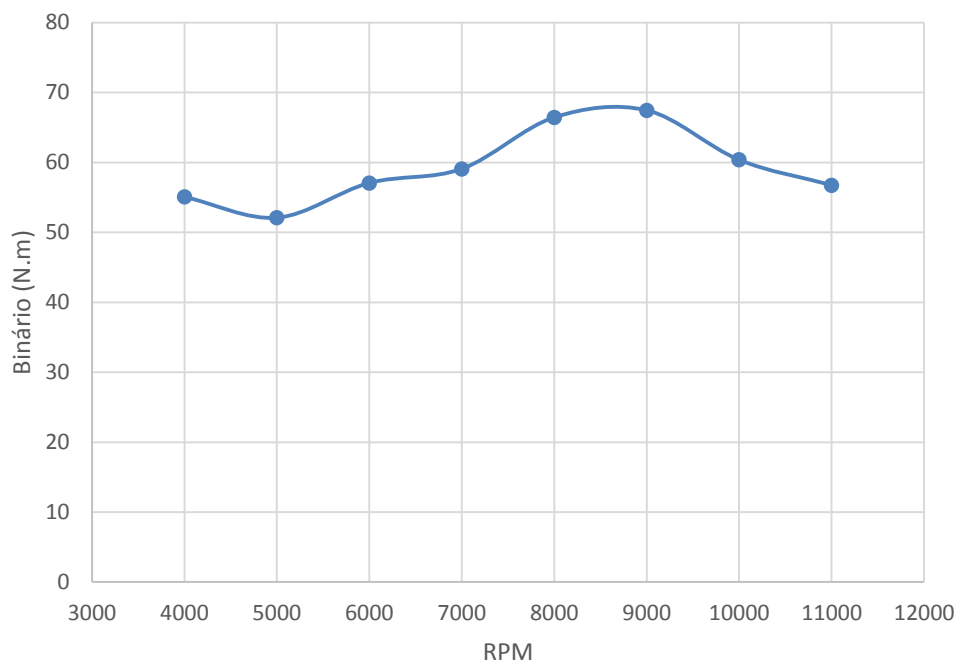


Figura 4.4 - Binário do motor obtido através do ensaio prático.

Quanto aos dados recolhidos, optou-se pela sua seleção com base no critério de estabilização das temperaturas dos gases de escape.

Assim sendo, depois de analisadas as temperaturas de alguns testes preliminares, chegou-se à conclusão de que após 30s do início dos ensaios a qualquer regime, as temperaturas de escape já estavam estabilizadas (Anexo I).

Posto isto, aquando a análise dos dados dos ensaios, foram descartados os dados referentes aos primeiros 30s em que acontece a estabilização, e foi feita uma média dos valores de potência à roda dos 10s seguintes (Figura. 5.5), a partir do qual se elaborou a curva de binário da figura 5.4.

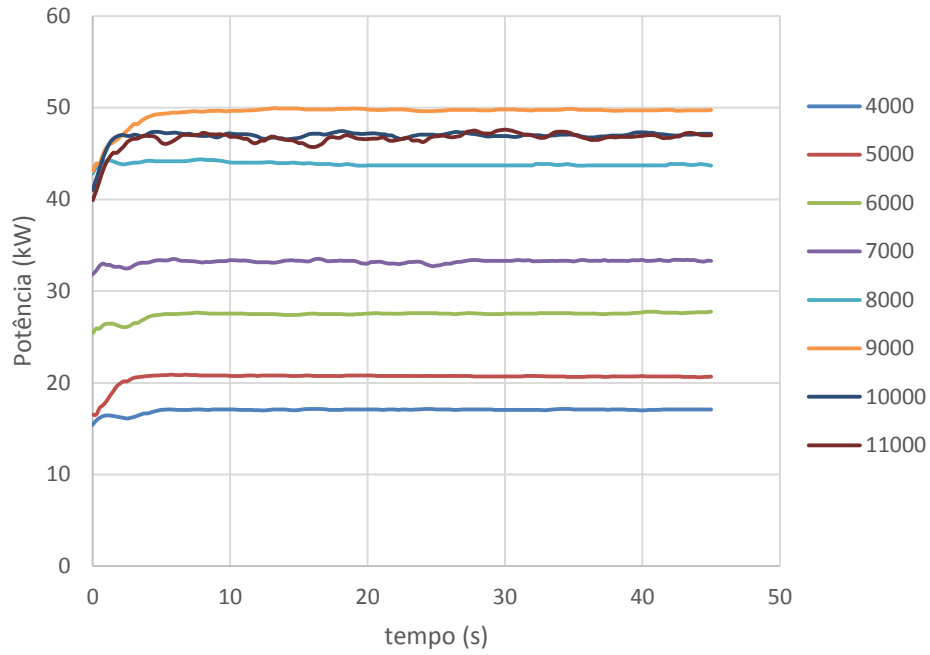


Figura 4.5 - Estabilização dos valores de potência à roda medidos durante os ensaios.

Posto isto procedeu-se à comparação das duas curvas de binário (figura 5.6).

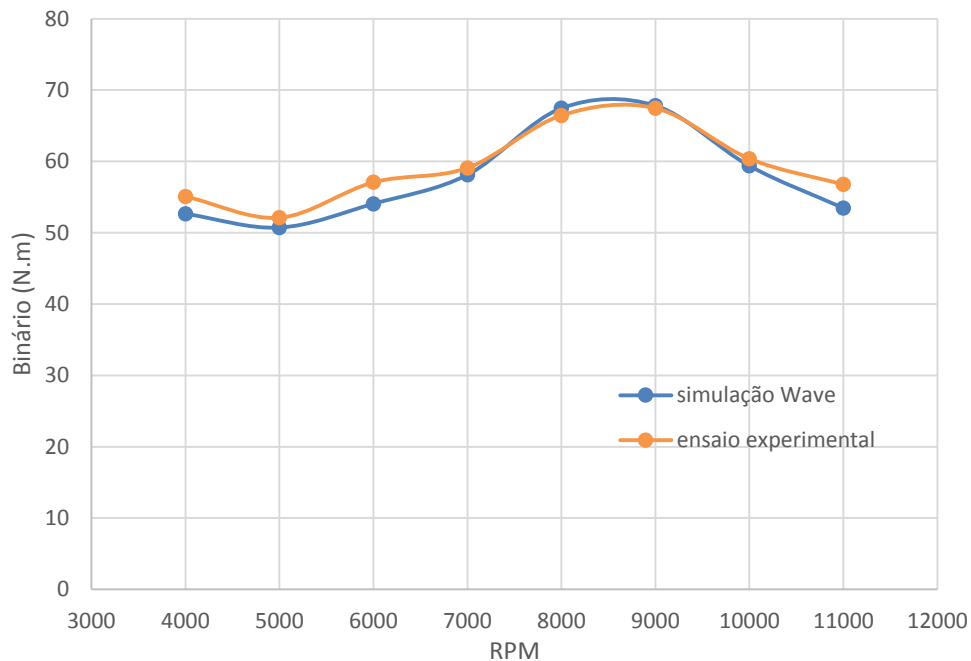


Figura 4.6 - Comparação das duas curvas de binário.

Após a análise dos dados provenientes da simulação computacional e dos ensaios práticos, foi então calculada a sua diferença percentual (figura

5.7), de modo a termos uma melhor percepção sobre os desvios nos valores obtidos.

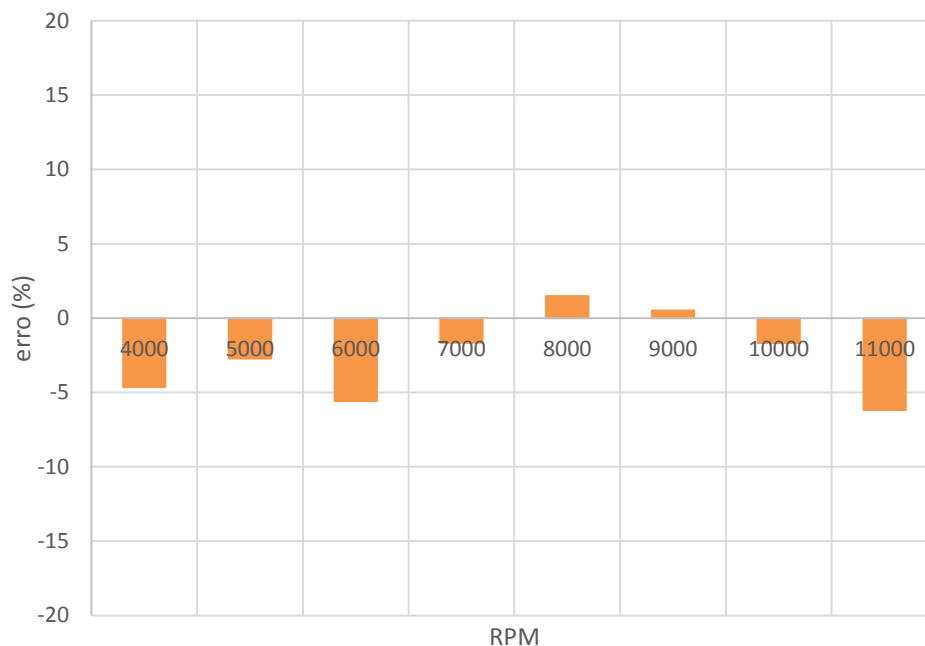


Figura 4.7 - Erro relativo no binário do motor.

Tendo em conta o erro relativo entre ambas as curvas de binário, e apesar de ocorrer um pico às 11000 RPM de cerca de 6.2%, a restante curva apresenta-se abaixo dos 6% de erro, o que aliado ao formato das curvas, que apresentam uma tendência muito semelhante, aparenta ser um bom indicador da validade deste modelo computacional.

#### 4.2.2. Consumo específico

---

Para chegar aos valores do consumo específico de combustível do motor durante os ensaios realizados, foi necessário partir do combustível consumido durante o período em que foram recolhidos os dados (tabela 4.3).

<b>Ensaio (rpm)</b>	<b>Combustível consumido (g)</b>
4000	26.4
5000	31.1
6000	41.7
7000	48.9
8000	69.4
9000	77.3
10000	82.6
11000	80.3

Tabela 4.3 - Combustível consumido durante os ensaios.

Nesta situação, atendendo que a alimentação de combustível passa por uma bomba externa e embora o recipiente com gasolina estivesse protegido por uma cobertura em acrílico, existe ainda assim contacto direto com o ar, pelo que é necessário ter em conta o efeito da evaporação.

Assim sendo, tendo em conta a humidade e temperatura em que os ensaios foram efetuados (tabela 4.4), foi realizado um teste em condições semelhantes, em que se deixou combustível na bomba externa durante um período de 60 minutos e se averiguou a quantidade evaporada (tabela 4.5).

<b>Ensaio (rpm)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Humidade (%)</b>
4000	19.7	47.1
5000	19.8	49.8
6000	19.6	48.1
7000	20.1	48.8
8000	20.2	47.9
9000	19.6	41.4
10000	20.0	42.2
11000	19.7	48.6

Tabela 4.4 - Condições de humidade e temperatura ambiente durante os ensaios realizados.

<b>Tempo (min)</b>	<b>Combustível evaporado total (g)</b>	<b>Taxa de evaporação de combustível (g/s)</b>
60	4.3	0.001194

Tabela 4.5 - Teste de evaporação de combustível.

Posto isto, foi então calculado o consumo específico com base no consumo corrigido e na potência do motor (tabela 4.6).

<b>Ensaio (rpm)</b>	<b>Consumo corrigido (g/s)</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Consumo específico (g/kW/h)</b>
4000	1.76	23.08	274.40
5000	2.07	27.28	273.41
6000	2.78	35.86	278.95
7000	3.26	43.31	270.86
8000	4.63	55.67	299.12
9000	5.15	63.58	291.72
10000	5.51	63.23	313.46
11000	5.35	65.38	294.70

Tabela 4.6 - Determinação do consumo específico dos ensaios realizados.

Na figura 4.8 podemos ver a comparação entre ambas as curvas de consumo específico.

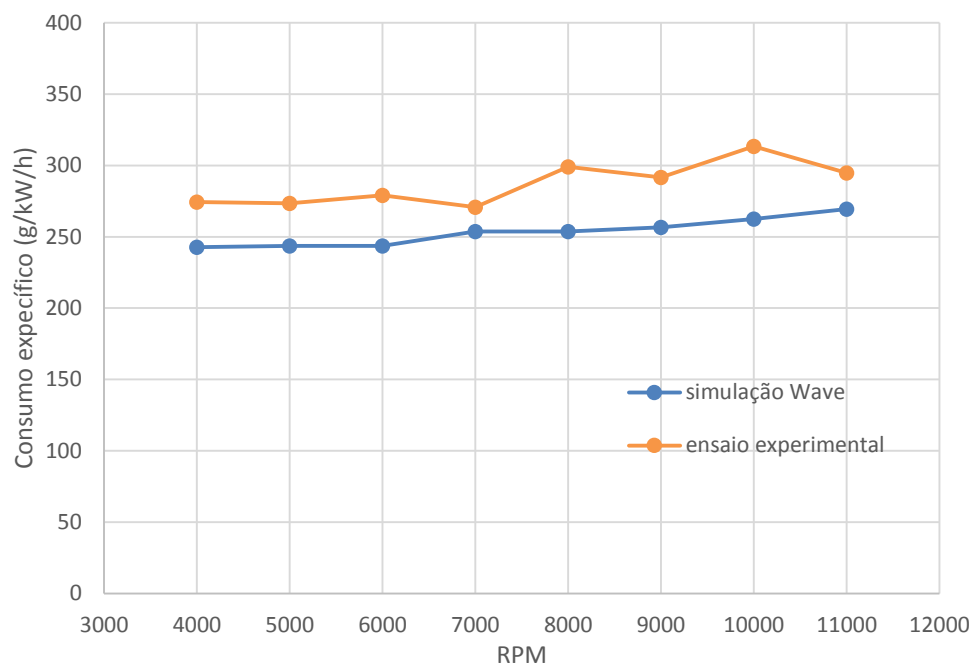


Figura 4.8 - Comparação das curvas de consumo específico do motor.

Mais uma vez, as curvas apesar de não coincidirem, apresentam uma tendência bastante similar. Por outro lado temos uma simulação com valores de consumo específico mais baixo que atingem um máximo de 20% de desvio dos ensaios experimentais (figura 4.9). Tal desvio pode dever-se em parte ao fenómeno da combustão no *software* ocorrer sempre de maneira ideal, enquanto na realidade, mesmo com o controlo em malha fechada através da sonda lambda, a mistura não é constantemente estequiométrica, o que afeta a eficiência da produção de trabalho pelo motor, pelo que se pode assim justificar o maior consumo de combustível nos ensaios experimentais

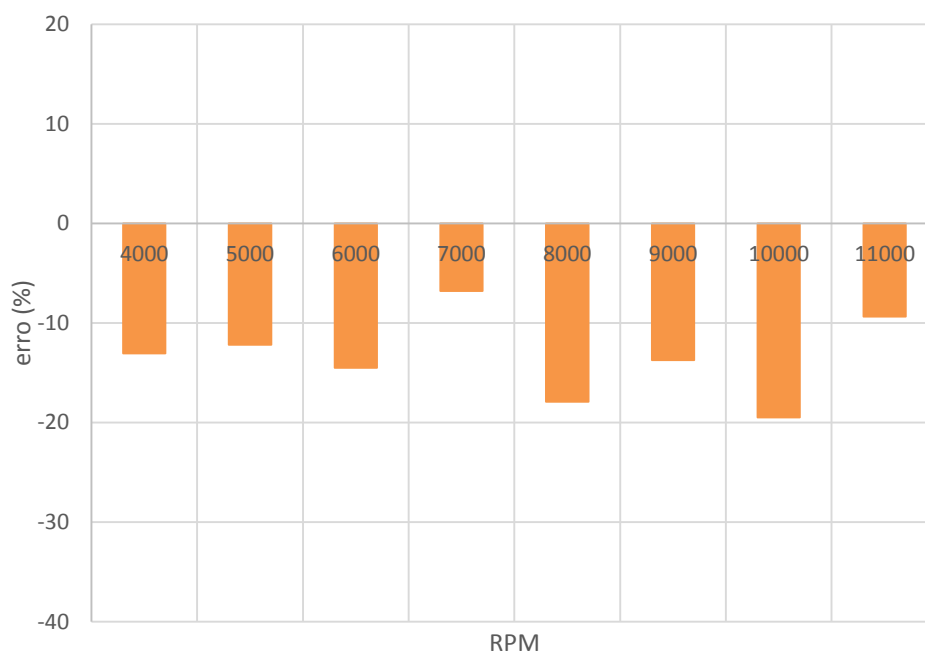


Figura 4.9 - Erro relativo entre as curvas de consumo específico.

### 4.2.3. Caudal de ar

Depois de tratados os dados provenientes dos ensaios (tabela 4.7) foi delineada a curva do caudal de ar admitido pelo motor e comparada com a curva proveniente da simulação (figura 4.10).

Ensaio (rpm)	Caudal de ar (l/s)
4000	18.87
5000	24.04
6000	29.51
7000	36.23
8000	51.87
9000	53.62
10000	58.20
11000	57.77

Tabela 4.7 - Dados do caudal de ar admitido pelo motor.

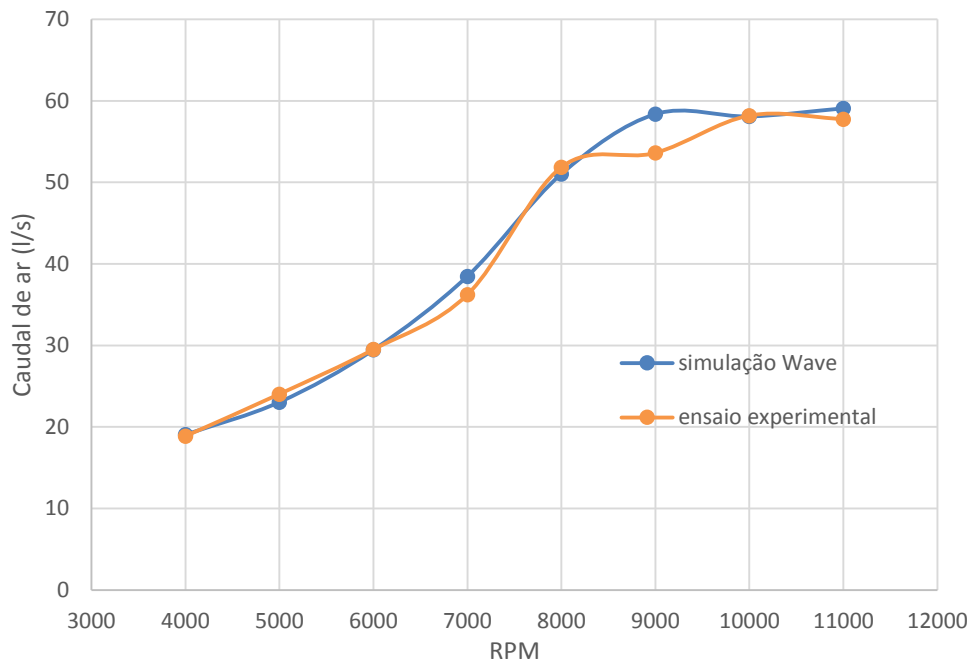


Figura 4.10 - Comparação das curvas de caudal de ar admitido pelo motor.

As curvas de caudal de ar obtidas apresentam uma tendência semelhante e um erro relativo muito mais baixo (figura 5.11) que nos parâmetros anteriormente analisados.

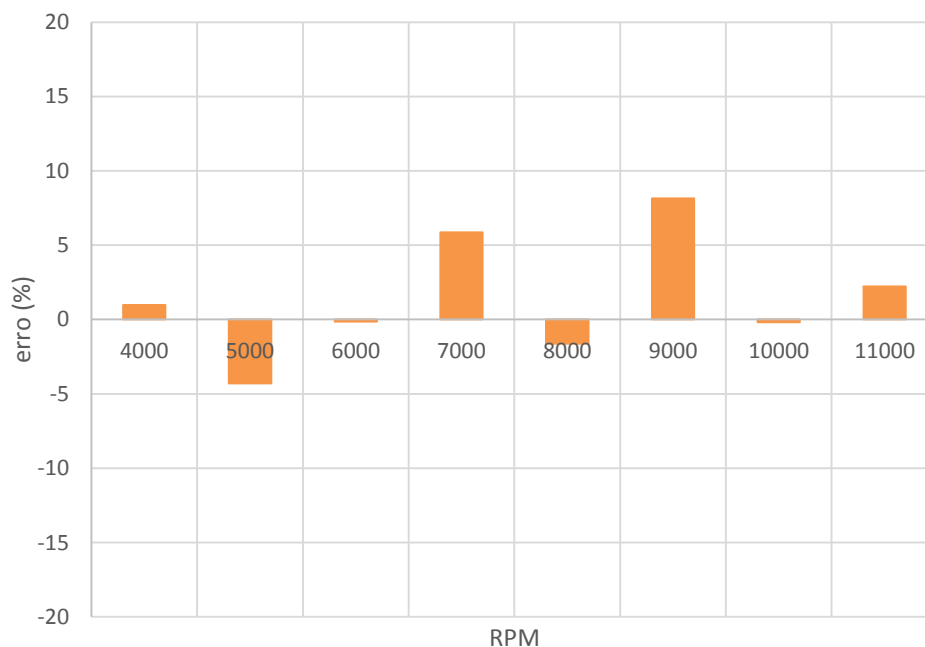


Figura 4.11 - Erro relativo entre as curvas do caudal de ar admitido pelo motor

Apesar do pico de 8% de erro no caudal de ar, através do consumo específico tem-se a noção da forma como o combustível é transformado em trabalho efetuado pelo motor. Assim sendo, devido à semelhança entre a curva de binário e a curva do consumo específico, é possível confirmar que ocorre uma produção de trabalho equivalente.

Quanto às diferenças do caudal em si, estas podem ser um indicador da qualidade da geometria das condutas, pois neste cenário de simulação não foram tidas em conta as perdas no escoamento e consequentemente a influência das ondas de pressão no rendimento volumétrico do motor. Assim sendo, após esta fase inicial foi considerado válido o modelo computacional desenvolvido.

## 5. Simulação com E85

---

Após a validação do modelo a gasolina foram efetuadas as alterações necessárias, tanto no *software* como no veículo T#14, para repetir os testes, desta vez utilizando E85 como combustível.

Esta segunda série de ensaios tem como objetivo confirmar a validação do modelo computacional após a alteração de um parâmetro tão fulcral ao sistema como o combustível utilizado. Para isso não foi alterado nenhum material no veículo T#14 e foram apenas ajustados os valores da relação *ar/fuel* tanto no *Wave* como na unidade de comando Motec.

### 5.1. Binário

---

Analisando as curvas de binário obtidas (figura 5.1), podemos verificar que existe um pequeno desvio entre as 6000 e as 9000 RPM, correspondendo essas diferenças a um erro de aproximadamente 8% (figura 5.2). Contudo, é possível observar que apesar do desvio, ambas as curvas apresentam uma tendência muito semelhante.

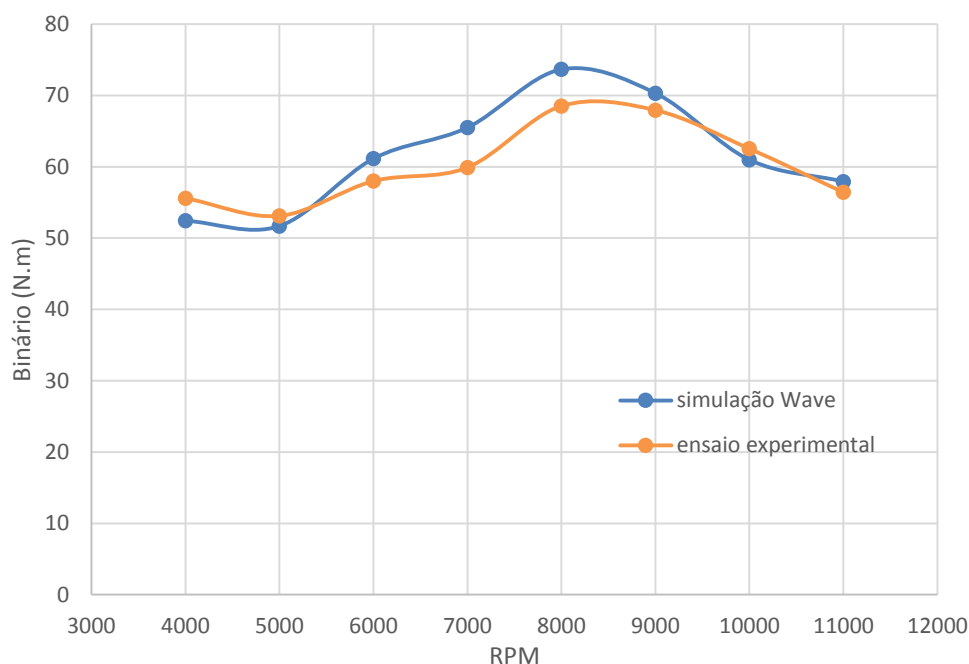


Figura 5.1 - Comparação das duas curvas de binário.

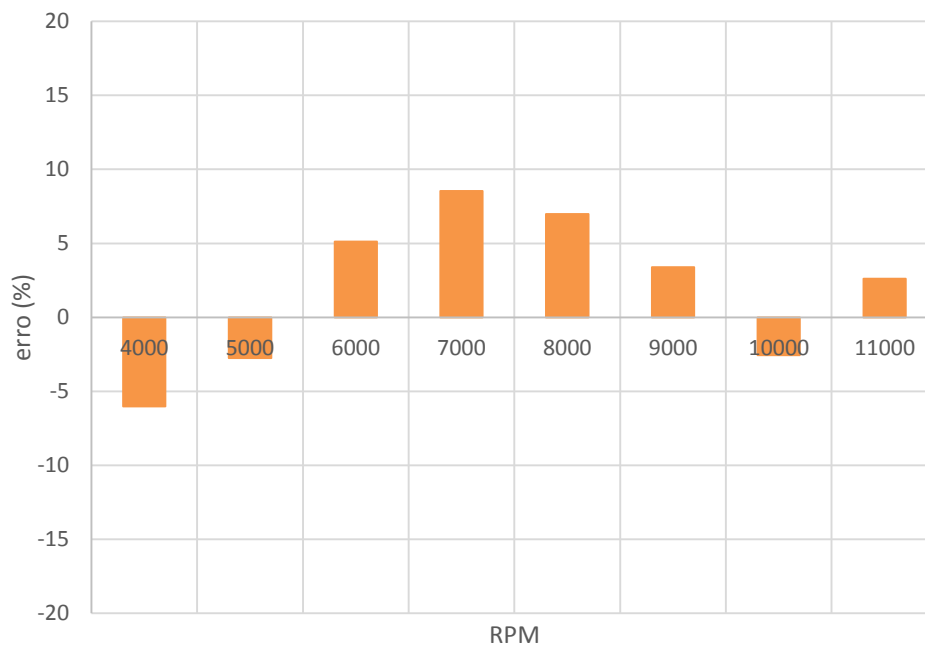


Figura 5.2 - Erro relativo no binário do motor.

## 5.2. Consumo específico

---

Seguindo com a comparação entre resultados, podemos constatar que continua a haver um desvio entre as curvas de consumo específico (figura 5.3), desta vez com os resultados da simulação a serem superiores aos dos ensaios experimentais com uma diferença máxima a atingir os 13.5% (figura 5.4).

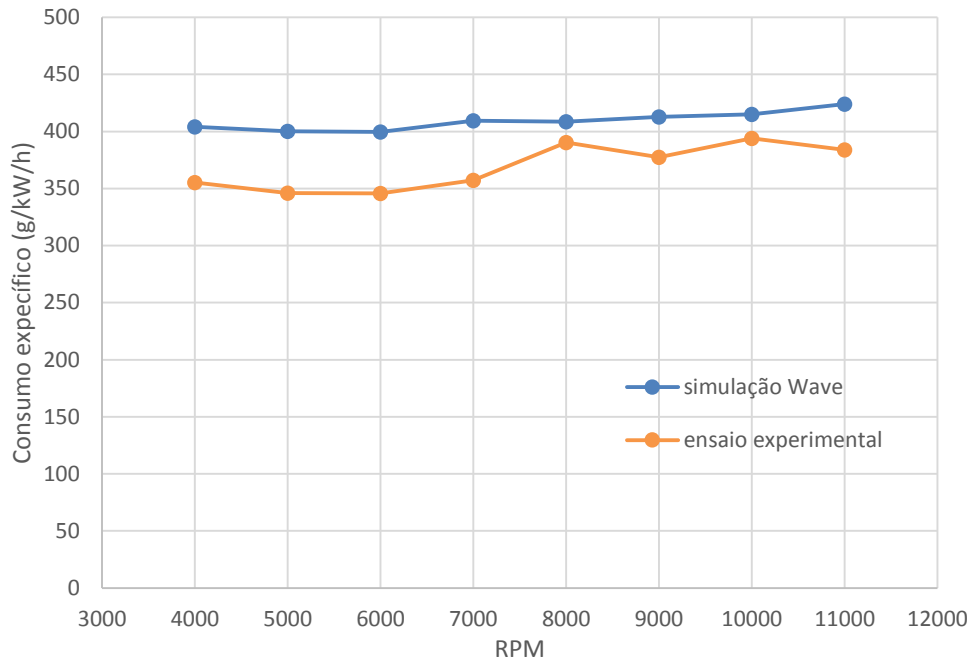


Figura 5.3 – Comparação das curvas de consumo específico do motor.

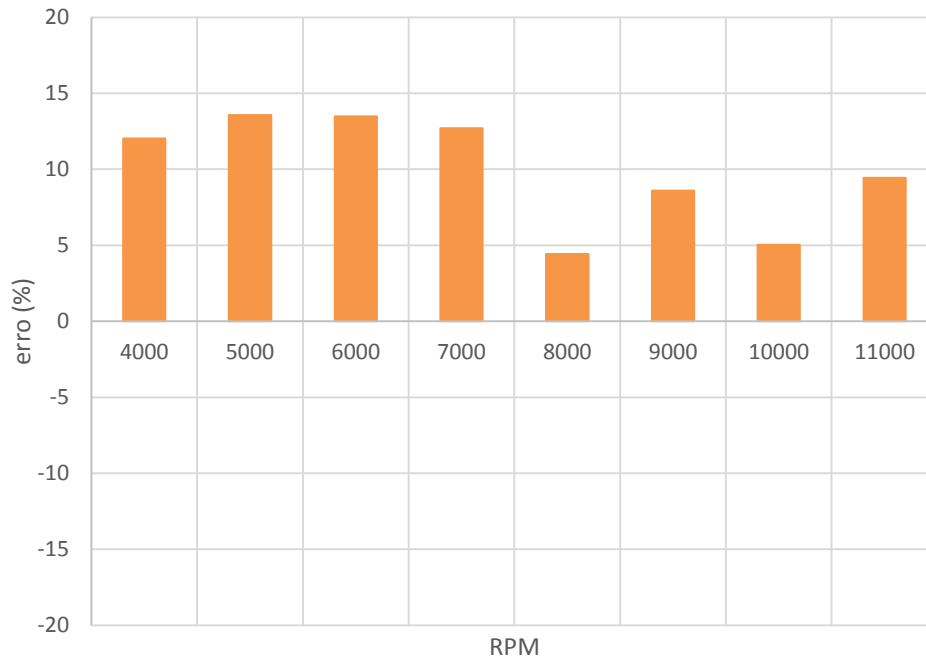


Figura 5.4 – Erro relativo entre as curvas de consumo específico.

Esta diferença pode dever-se ao fato de não se ter conseguido limitar o débito de combustível no *software*, pois de acordo com Nuno Mendes [16], os injetores do veículo T#14 não têm a capacidade de debitar caudal de

combustível suficiente (tabela 5.1) para cumprir com as necessidades do E85 devido à sua relação  $ar/fuel$  mais baixa.

Rotação [rpm]	Consumo motor em LES com E85 [g/min]	Consumo motor em LES com E85 [cm <sup>3</sup> /min]	Caudal injetor calculado [cm <sup>3</sup> /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

Tabela 5.1 – Análise do caudal de combustível do injetor para 75% do duty-cycle [16].

Assim sendo, seria necessário ter em conta essa limitação no software ou trocar os injetores do veículo por uns com mais caudal.

Visto que não foi possível executar nenhuma das operações anteriores, e visto termos um défice de no mínimo 60% de combustível nos ensaios práticos, então seria expectável um aumento de consumo e consequente aumento de binário.

### 5.3. Caudal de ar

Em relação ao caudal de ar admitido pelo motor (figura 5.5), pode observar-se que mantém uma tendência muito semelhante entre a obtida através da simulação e a correspondente aos resultados do ensaio experimental. A pequena diferença registada pode mais uma vez ser justificada em parte pelas perdas nas condutas que não foram tidas em consideração para o desenvolvimento deste modelo computacional.

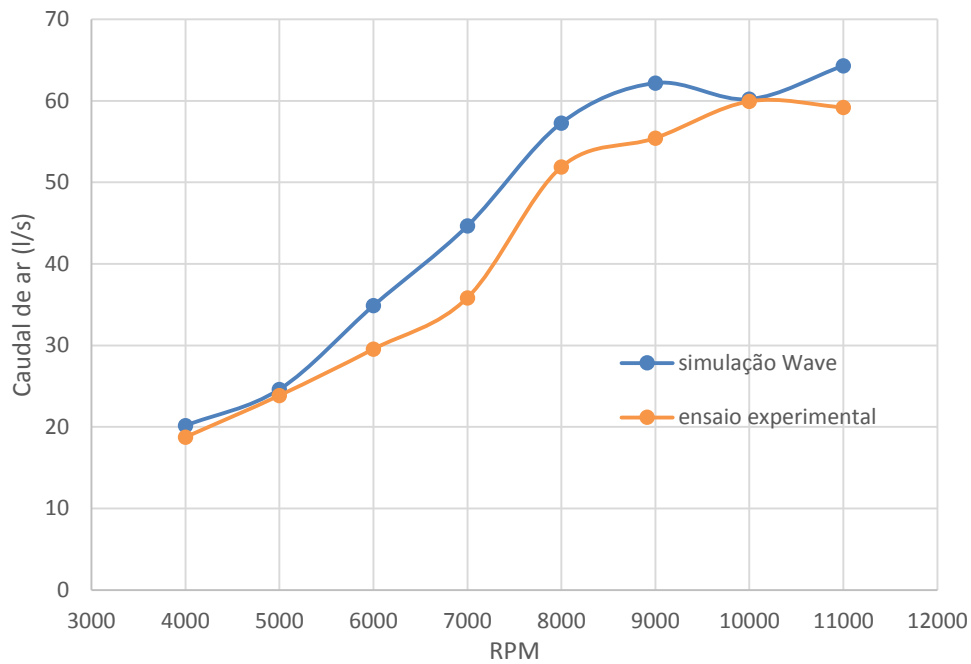


Figura 5.5 - Comparação das curvas de caudal de ar admitido pelo motor.

Assim sendo, tendo em conta os parâmetros analisados e os seus respetivos desvios, foi considerado como válido o modelo computacional, pelo que podem a partir de agora ser desenvolvidos estudos quanto a modificações no motor que demonstrarão, dentro de um certo desvio, os resultados que se obterão na realidade.

## 6. Otimizações

---

Neste capítulo vamos basear-nos na validade do modelo desenvolvido e estudar um pequeno conjunto de otimizações que pretendem explorar as potencialidades do E85 enquanto combustível.

Os parâmetros que irão ser otimizados estão associados às características do etanol que mais vantagens podem trazer à combustão do ponto de vista da performance, como o maior índice de octano, maior velocidade laminar de chama, e maior temperatura de ignição. Deste modo irão ser estudadas alterações a nível da razão de compressão e do avanço de ignição do motor.

### 6.1. Razão de compressão

---

Como já referido anteriormente, algumas das propriedades do etanol, tal como o maior índice de octano e maior calor latente de vaporização permitem a utilização de maiores taxas de compressão nos motores, sendo que segundo outros autores, podemos esperar obter ganhos de eficiência entre 7 a 10% [25] [8] [10].

Posto isto procedeu-se à análise do aumento da taxa de compressão do motor em estudo (original 12.5) em incrementos de 0.25 até um máximo de 13.5 de modo a tentar detetar alguma tendência nas referidas alterações.

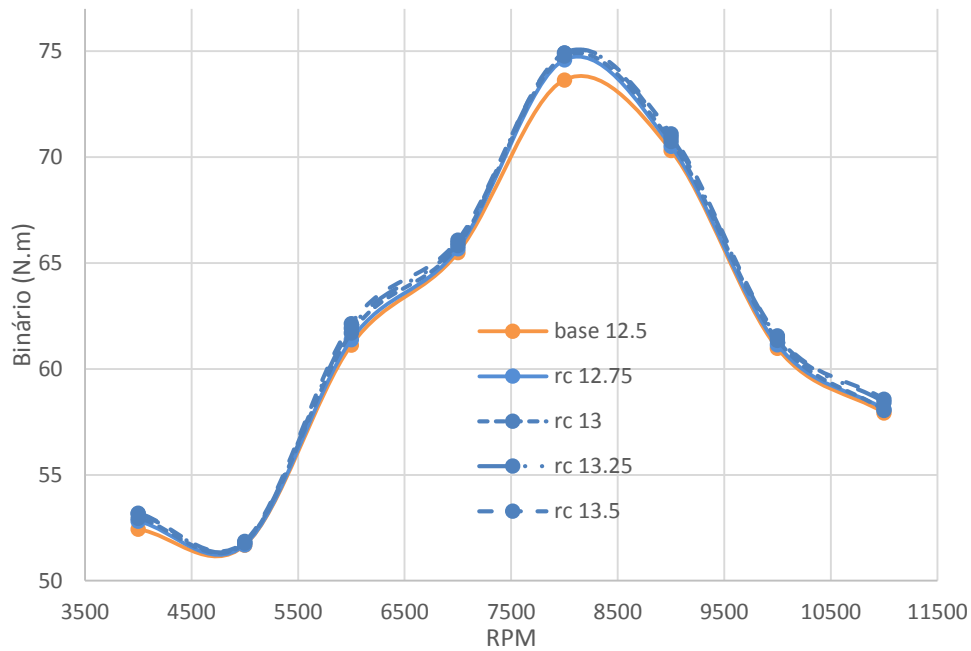


Figura 6.1 - Comparação das curvas de binário para incrementos de 0.25 na taxa de compressão.

Tal como se pode analisar pelo gráfico da figura 6.1, para as alterações estudadas poucos foram os ganhos em termos de binário do motor, tendo havido apenas um pico de 1.4N.m às 8000RPM o que corresponde a um incremento de menos de 2%.

Assim sendo foram estudados valores mais elevados de taxa de compressão, desta vez com incrementos mais significativos, correspondentes a 14.5 e 15.5.

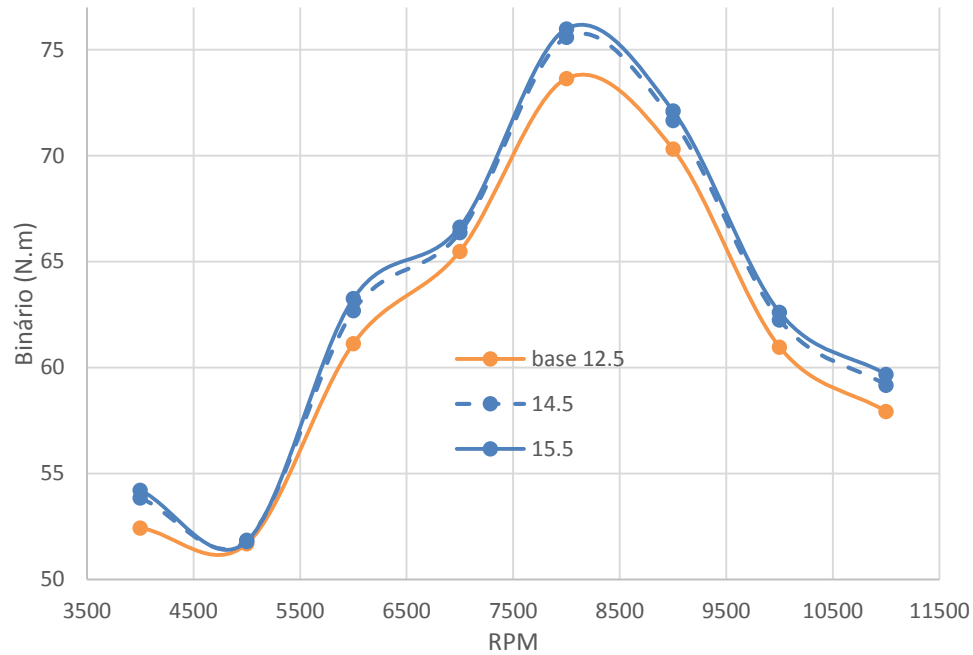


Figura 6.2 - Comparação das curvas de binário para incrementos de 1 na taxa de compressão.

Nesta situação, o ganho obtido chega aos 3.3% às 6000rpm (figura 6.3), não atingindo os 7 a 10% referidos anteriormente. Ainda assim, comprova-se que é possível efetivamente melhorar a performance do motor, pelo que as diferenças face a outros trabalhos se podem dever às diferenças entre motores.

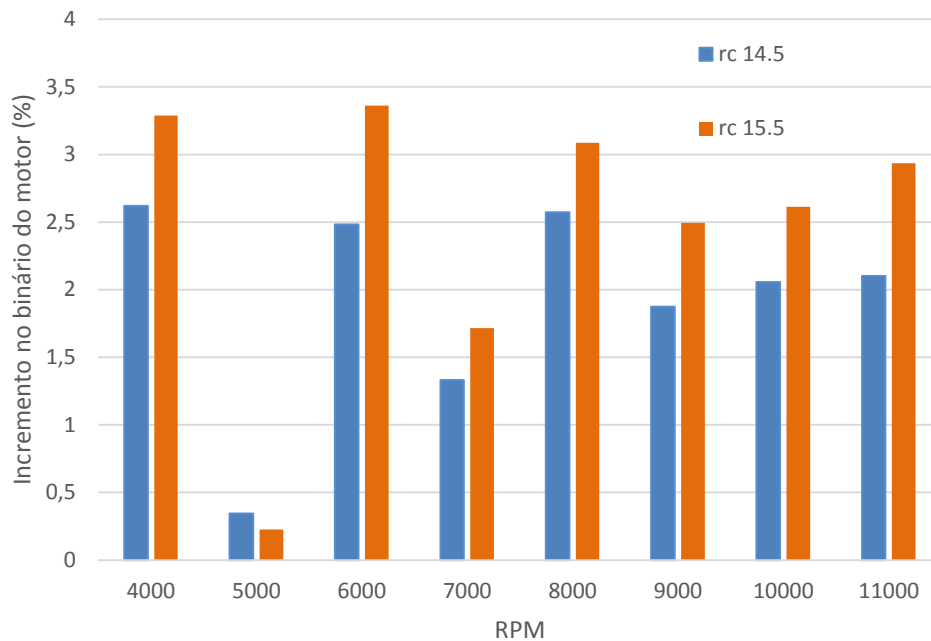


Figura 6.3 - Incremento percentual no binário de motor para as diferentes razões de compressão.

## 6.2. Avanço de ignição

Quanto ao avanço de ignição, tendo em conta que o valor médio usado nas simulações ronda os 40° de avanço, foram analisados decrementos de 2° até um máximo de 20° de avanço, mais uma vez para tentar detetar a tendência das alterações efetuadas.

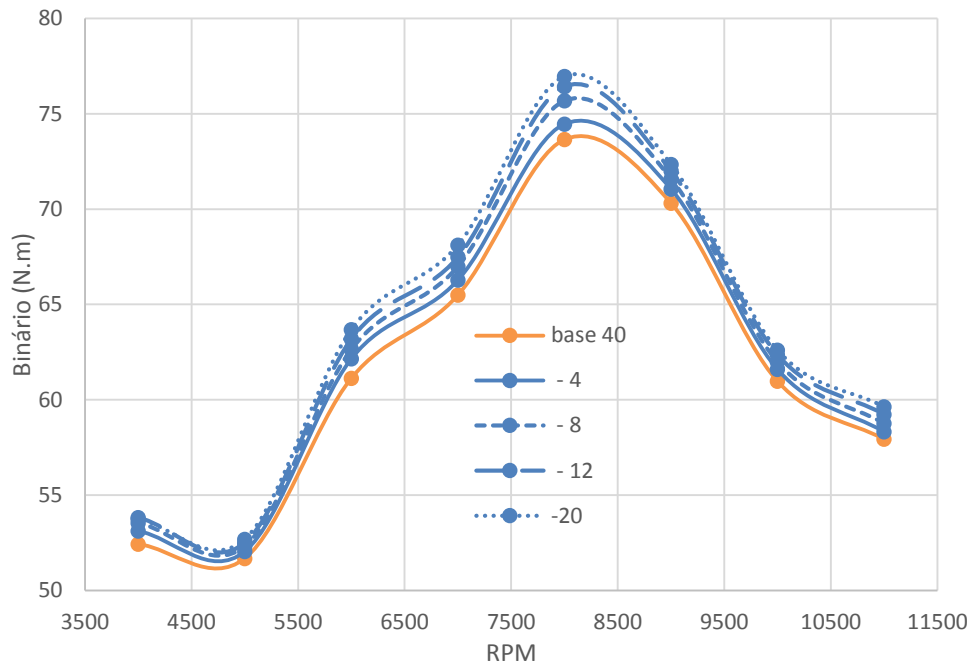


Figura 6.4 - Comparação das curvas de binário para os diferentes avanços de ignição.

No gráfico da figura 6.4, apenas estão demonstrados os valores de binário correspondentes a decrementos de 4° no avanço de ignição, pois os valores intermédios sobrepunham-se na maior parte à curva com o caso seguinte.

Assim sendo, os ganhos a nível de binário já são mais visíveis, com um aumento máximo médio de 3N.m entre as 6000 e as 8000RPM (figura 6.5), o que corresponde a um incremento de cerca de 4% em comparação com a curva de binário a etanol sem qualquer otimização.

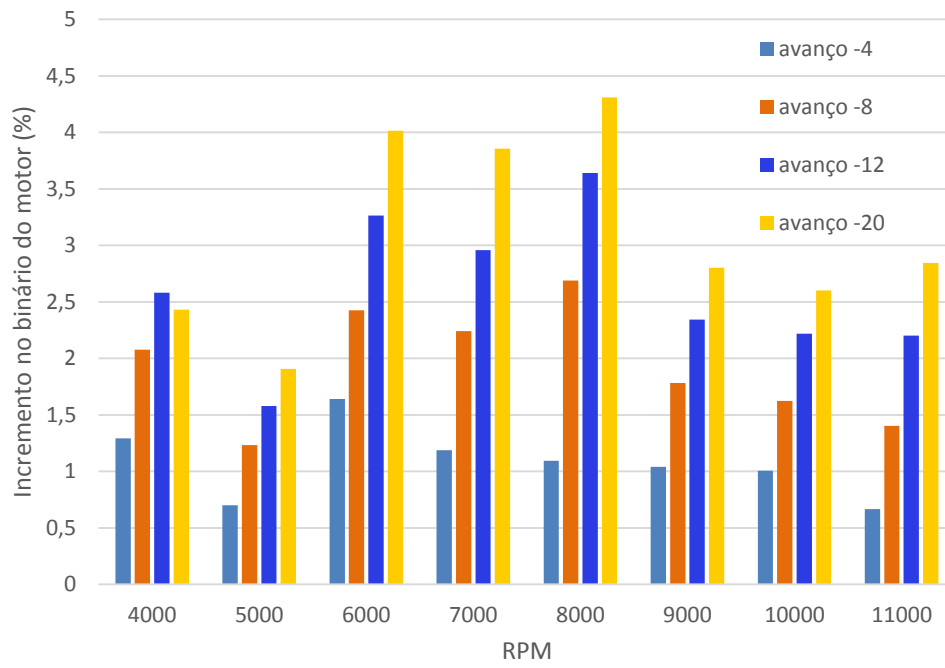


Figura 6.5 - Incremento percentual no binário de motor para os diferentes valores de avanço de ignição.

## 7. Análise crítica

---

Em relação ao trabalho desenvolvido, é possível identificar algumas das maiores dificuldades encontradas, e que deram a este projeto um nível de complexidade mais elevado do que o esperado.

Grande parte dessas dificuldades provêm simplesmente da fiabilidade do motor utilizado, que por se encontrar bastante modificado para a aplicação no veículo da equipa de *Formula Student*, sofre da necessidade de manutenção constante, e visto estar parado no início do desenvolvimento deste projeto, foram necessários vários meses de revisão e afinação até o veículo estar totalmente funcional e com o sistema de aquisição de dados a operar corretamente para se poder prosseguir com os ensaios de potência.

Por outro lado, também surgiram grandes dificuldades no que toca ao *software* utilizado. Dificuldades essas inerentes à utilização de um *software* de simulação totalmente novo no Instituto Politécnico de Leiria, pelo que, mesmo com os ficheiros de ajuda bastante extensos, por vezes não foi suficiente, sendo necessário recorrer à ajuda dos técnicos da empresa Ricardo, acarretando tempo extra na espera de respostas fulcrais para o desenvolvimento da simulação computacional.

Ainda assim, após ultrapassados os contratempos referidos, fica para a posteridade um motor mais fiável, com *software* e hardware de aquisição de dados a postos para serem utilizados, assim como este relatório, com todos os ficheiros relacionados, que no futuro facilitarão o desenvolvimento de novos trabalhos no *software Ricardo Wave*.

## 8. Conclusões

---

Etanol enquanto combustível é o resultado da fermentação de açúcares ou amido presentes em matéria vegetal, sendo por isso uma fonte de combustível renovável e conseqüentemente mais limpa, que ao apresentar um conjunto de características interessantes do ponto de vista da combustão se tem tornado uma alternativa cada vez mais estudada para evitar a dependência de derivados do petróleo.

Por outro lado, outras propriedades do etanol podem causar problemas a nível do transporte, distribuição e utilização, pelo que para haver uma expansão da sua utilização será necessário um investimento muito grande para preparar infraestruturas de abastecimento e transporte para a transição para etanol ser totalmente segura.

Apesar disso, a adaptação dos veículos em si é relativamente fácil, sendo apenas necessário garantir que o sistema de combustível tem a capacidade de resistir à corrosão e debitar o caudal necessário para manter os níveis de performance desejados, o que implica gastos mais elevados em veículos mais antigos, mas mais baixos em veículos mais modernos cujos materiais têm as propriedades necessárias para lidar com Etanol.

Outra hipótese existente é que no futuro sejam desenvolvidos motores de raiz para funcionar com elevadas concentrações de Etanol (Ex. E85), onde pode haver a possibilidade de desenvolver motores com a mesma performance de um motor a gasolina, mas com tamanho reduzido, seguindo a tendência do *downsizing* e *turbocharging* que se tem verificado no panorama automóvel nos últimos anos.

Quanto ao desenvolvimento do modelo computacional, este revelou-se bastante desafiante, pois tal como referido anteriormente, foi feita a transição do *software Lotus Engine Simulation* para o *Ricardo Wave*, com todos os problemas que acarretam a curva de aprendizagem de utilização de um novo software.

Ainda assim, foi possível desenvolver modelos com um erro relativo abaixo dos 10% do objetivo inicial, tendo sido alcançada uma curva de binário

com um desvio máximo de 6.2% no modelo a gasolina (figura 4.7) e 8.5% no modelo a E85 figura (5.2), em relação aos ensaios experimentais. Ficando assim uma base de trabalho sólida para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

## 8.1. Trabalhos futuros

---

O modelo computacional do motor Suzuki GSXR-600 serve como uma solução prática e de baixo custo para efetuar simulações de potência, binário e toda uma série de parâmetros que são possíveis de analisar no *software*. Contudo, devido à utilização de modelos simplistas e empíricos para caracterizar a combustão, ainda existe muito espaço para otimizações do modelo, para não só baixar o erro relativo, como também para permitir a análise de outros parâmetros como perdas de carga e perdas termodinâmicas.

Assim sendo, uma das sugestões de trabalhos futuros passa exatamente pelo melhoramento do modelo a nível da análise de perdas, de modo a refinar os resultados obtidos.

Além da análise de perdas, seria também interessante explorar o módulo dedicado do *Ricardo Wave* para a análise de emissões de gases de escape, e ter assim mais um conjunto de dados para analisar a utilização de Etanol enquanto combustível.

De modo a aproveitar na totalidade das propriedades do Etanol seria importante também estudar aprofundadamente as otimizações com E85, não só a nível da razão de compressão e de avanço, mas também a nível de mapa de injeção e até afinação do cruzamento de válvulas dentro dos valores permitidos pelo sistema variável do motor gsxr-600, podendo ainda ser estudada a introdução de um turbocompressor.

## 9. Bibliografia

---

[1] MIRANDA, Evaristo Eduardo de ; CAVALLI, A. C. . O que falta na falta de etanol no Brasil?. Princípios (São Paulo), v. 117, p. 99-103, 2012..

[2] FIA, “2016 FORMULA ONE TECHNICAL REGULATIONS,” 2016.

[3] FIA, “World endurance championship regulations,” 2015.

[4] FIA, “World rally championship sporting regulations,” 2015.

[5] S. AUSTRALIA, “world time attack challenge technical regulations for all vehicles,” 2015.

[6] “R. B. Gupta and A. Demirbas, Gasoline, Diesel, and Ethanol Biofuels from Grasses and Plants. Cambridge University press, 2010.”.

[7] “A. F. Monteiro, “Avaliação das potencialidades de produção de bioetanol em Portugal,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2011.”.

[8] “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”.

[9] “E. T. E. IEA, “Biofuel Production,” pp. 1–4, 2007.”.

[10] “I. E. A. Etsap and T. Brief, “Ethanol Internal Combustion Engines,” no. June, pp. 1–6, 2010.”.

[11] Â. Sousa e M. Lopes, “Projecto de produção de microalgas para extracção de biodiesel,” 2010.

“J. D. Halderman, AUTOMOTIVE TECHNOLOGY Principles, Diagnosis,

[12] and Service, 4th ed. Prentice Hall, 2012.”.

“L. P. Vito, I. D. V. Vito, R. Cowan, S. H. Merit, A. M. Opti, G. Azkárate,  
[13] R. Estevan, and O. Inasmet, “TRENDS IN VEHICLE AND FUEL  
TECHNOLOGIES: Review of Past Trends,” Sevilha, Espanha, 2003.”.

“F. P. S. C. M. & J. G. Stephanie Searle, “Technical barriers to the  
[14] consumption of higher blends of ethanol,” The International Council on Clean  
Transportation, 2014.”.

“Kass, M. D., Theiss, T., Janke, C. J., Pawel, S. J. & Lewis, S. A. - Oak  
[15] Ridge National, “Intermediate Ethanol Blends Infrastructure Materials  
Compatibility Study: Elastomers, Metals, and Sealants”.”.

N. Mendes, “Estudo sobre a adaptação de um motor a gasolina para  
[16] funcionar com um combustível contendo etanol,” 2015.

“J. Martins, Motores de Combustão Interna, 2nd ed. Publindústria - Edições  
[17] técnicas, 2006”.

MAHA, MAHA LPS3000 Dynamometer, 2016.  
[18]

A. Almeida, “Análise experimental do desempenho de um turbocompressor  
[19] em condições reais de operação,” 2013.

Ricardo Wave.  
[20]

“Lotus Engineering, “Lotus Engine Simulation.” 2007.”.  
[21]

C. R. Ferguson e A. T. Kirkpatrick, Internal Combustion Engines, 2nd ed.,  
[22] pp. 39-40.

“J. B. Heywood, Internal Combustion Engines Fundamentals, vol. 21.  
[23] McGraw-Hill Book Company, 1988.”.

R. Bosch, Bosch Automotive Handbook, 7 ed., 2007.  
[24]

F. a. A. Szwarc, Ethanol as a Fuel, 2011.

[25]

Petrobras, “pt.slideshare.net,” [Online]. Available:

[26] <http://pt.slideshare.net/ProjetoBr/apresentao-etanol-commodity-do-futuro>.

[Acedido em 3 8 2016].

ENMC, “www.enmc.pt,” [Online]. Available: <http://www.enmc.pt/pt->

[27] [PT/atividades/biocombustiveis/benchmarking/](http://www.enmc.pt/pt-PT/atividades/biocombustiveis/benchmarking/). [Acedido em 15 2 2016].

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Anexos

## Anexo A – Gráficos de estabilização das temperaturas de gases de escape

