



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Estudo Preliminar de Um Banco de Ensaios para Motores de Combustão Interna de Veículos Automóveis Ligeiros**

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

**Autor**

**Pedro Emanuel Esteves Antunes**

**Orientador**

**Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira**

**Júri**

**Presidente** Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Vogal** Mestre João Alexandre Dias Carrilho  
Investigador Auxiliar da Universidade de Coimbra

**Orientador** Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira  
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra



**Universidade de  
Coimbra**

**Coimbra, setembro, 2017**

À minha família.

## **Agradecimentos**

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de prestar o meu reconhecimento.

Aos meus pais e irmã por me terem acompanhado nesta longa caminhada com todas as peripécias que teve, por nunca deixarem de acreditar em mim e no meu valor, por todo o esforço, dedicação e preocupação um sincero obrigado, são vocês a quem dedico este trabalho.

Um enorme obrigado ao professor Pedro Carvalheira, não só pelo acompanhamento e preocupação que teve neste trabalho, mas principalmente por todos os conhecimentos transmitidos, não só académicos, ao longo do curso bem como toda a dedicação e disponibilidade que sempre o caracterizou. É enorme o respeito e carinho que nutro por si.

À minha namorada por todo o apoio incondicional, paciência, compreensão que levou a que conseguisse chegar a esta fase, sem o seu apoio nada disto seria possível.

Aos professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica, por me terem feito sentir em casa nos últimos seis anos e por todo o apoio que me deram sempre que precisei.

Aos meus amigos, e de um modo geral a todos os meus colegas que me acompanharam no meu percurso académico, por todo o apoio e amizade que marcaram todo o meu percurso académico.

## Resumo

Os veículos automóveis têm ajudado, em grande medida, à evolução da sociedade moderna, o que provocou uma cada vez maior aposta no transporte pessoal, sendo que o número de automóveis ligeiros subiu exponencialmente nas últimas décadas. Este aumento levou a que houvesse consequências nefastas da sua utilização em massa.

O objetivo principal deste trabalho é projetar um banco de ensaios capaz de testar motores de combustão interna para veículos automóveis ligeiros, atmosféricos e turbo-comprimidos capaz de avaliar e testar as capacidades de funcionamento dos componentes, o rendimento energético do motor e emissão de poluentes em ciclos de carga pré-definidos.

Com este banco de ensaios será possível fazer testes de potência, de combustíveis, de lubrificantes, de componentes, e de sistemas de escape de maneira a tornar o motor mais eficiente e conseqüentemente obter soluções capazes de reduzir os efeitos prejudiciais para o ambiente provenientes da sua utilização.

O banco de ensaios terá a capacidade para testar motores de combustão interna até 150 kW de potência.

**Palavras-chave:** Banco de ensaios, Motor de combustão interna, Projeto

## **Abstract**

Motorized vehicles have helped, to a great extent, the evolution of modern society, and that leads to an ever-increasing focus on personal transport, with the number of light vehicles rising exponentially in recent decades. This increase led to disastrous consequences of its mass use.

The main objective of this work is to design a test bench capable of testing naturally aspirated and turbocharged internal combustion engines for light vehicles capable of evaluating and testing the components operating capacities, engine energy efficiency and emissions of pollutants in pre-defined loads cycles.

This will make it possible to test power, fuel, lubricants, components and exhaust systems in order to make the engine more efficient and consequently to obtain solutions capable of reducing the harmful effects to the environment from its use.

The test bench will have the capability to test internal combustion engines up to 150 kW of power.

**Keywords** Test bench, Internal combustion engine, project

## Índice

ÍNDICE DE FIGURAS .....	vi
ÍNDICE DE TABELAS .....	viii
SIMBOLOGIA E SIGLAS.....	ix
Simbologia.....	ix
Siglas .....	x
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Motivação .....	1
1.1.1. Tipo de automóvel.....	1
1.1.2. Combustíveis .....	3
1.1.3. Emissão de poluentes .....	5
1.2. Objetivos.....	7
2. MOTOR.....	8
2.1. Seleção do motor .....	8
2.2. Sistema de arrefecimento .....	11
2.3. Sistema de alimentação do ar do motor .....	12
3. FREIO DINAMOMÉTRICO .....	14
3.1. Tipos de dinamómetros.....	15
3.2. Seleção do freio dinamométrico .....	17
3.2.1. Freio dinamométrico de corrente alternada .....	18
3.2.2. Freio de correntes de Foucault.....	18
3.2.3. Associação dos freios EC com o motor AC .....	21
3.3. Sistema de arrefecimento .....	25
3.4. Transmissão de potência do motor ao freio .....	25
4. ATUADORES .....	28
5. SISTEMA DE EXAUSTÃO DE GASES DE ESCAPE.....	30
6. SISTEMAS DE MEDIÇÃO E CONTROLO.....	32
6.1. Medição da velocidade de rotação da cambota e binário ao freio .....	32
6.2. Medição das temperaturas e pressões .....	34
6.3. Sistema de medição de consumo de combustível.....	36
6.4. Sistema de medição do caudal mássico de ar de admissão do motor .....	39
6.5. Sistema de medição da composição dos gases de escape .....	41
7. SISTEMA DE VENTILAÇÃO .....	42
7.1. Fontes de produção de calor .....	42
7.2. Esquema da ventilação.....	44
8. VIBRAÇÃO E RUÍDO .....	46
8.1. Sistema de isolamento de vibrações .....	46
8.2. Sistema de insonorização da câmara de ensaios .....	47
9. ESTRUTURA E DISPOSIÇÃO.....	48

---

9.1. Estrutura de apoio do motor e freio .....	48
9.2. Depósito de combustível.....	49
9.3. Disposição dos componentes na câmara de ensaios .....	50
10. CONCLUSÕES.....	52
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	53

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Volume de produção de veículos ao longo dos anos (Bureau of Transportation Statistics) .....	2
Figura 1.2 Tipo de viagem (Bureau of Transportation Statistics) .....	2
Figura 1.3 Evolução do tamanho médio das viagens diárias por pessoa (Bureau of Transportation Statistics).....	3
Figura 1.4 Melhoria esperada da média de milhas percorridas por unidade de volume de combustível consumido nos próximos anos, adaptado de (ExxonMobil, 2016).....	4
Figura 1.5 Evolução das reservas naturais de petróleo, adaptado de (Campbell, 2012). .....	4
Figura 1.6 Concentração de CO <sub>2</sub> registado no Observatório de Mauna Loa, adaptado de (National Oceanic and Atmospheric Administration, 2016).....	5
Figura 1.7 Anomalia da temperatura média da superfície terrestre ao longo dos anos (NASA/GISS, 2016).....	6
Figura 1.8 Variação do NMM desde 1993, adaptado de (NASA Goddard Space Flight Center, 2017).....	6
Figura 2.1 Representação do motor EP6CDTX (PEUGEOT CITROEN MOTEURS, 2016) .....	9
Figura 2.2 Representação do motor DV6 FC (PEUGEOT CITROEN MOTEURS, 2016)	10
Figura 2.3 M-CTI MNK 16 (M-CTI, 2016) .....	12
Figura 2.4 ARSOPI FH01 (ARSOPI, 2010) .....	12
Figura 3.1 Exemplos de um ponto de funcionamento instável (1) e estável (2) do freio dinâmométrico.....	14
Figura 3.2 AVL DynoExact (AVL, 2017).....	18
Figura 3.3 Freio de correntes de Foucault (FRENELSA, 2016) .....	19
Figura 3.4 Comparação dos valores de binário possíveis de atingir no freio FRENELSA F16-120 com os produzidos pelos motores selecionados. ....	20
Figura 3.5 Curva de binário dos freios FRENELSA F16-120 + ZYTEK 55kW associados em série e do motor EP6 CDTX.....	23
Figura 3.6 Curva de binário dos freios FRENELSA F16-120 + ZYTEK 55kW associados em série e do motor DV6 FC.....	24
Figura 3.7 Acoplamento do motor ao freio através de um veio de transmissão, adaptado de (A. J. Martyr, 2007).....	26
Figura 3.8 Veio de transmissão de juntas de Cardan GKN 687.20 0.02 (GKN, 2013).....	27
Figura 4.1 Processos de controlo do motor, adaptado de (Ribeiro, J., 2017).....	28



Figura 5.1 Conduta individual para o sistema de motor e conduta de escoamento (A. J. Martyr, 2007).....	30
Figura 6.1 Módulo NI SCC-FV01: conversor de frequência para tensão (National Instruments, 2007).....	33
Figura 6.2 Sensor Bosch 0 281 002 170 NTC M12-H (Bosch Engineering GmbH, 2015).	34
Figura 6.3 Sensor Gems Sensors 3100R0010G01B000 (Gems Sensors, 2016). ....	35
Figura 6.4 Medidor de caudal de efeito de Coriolis, adaptado de (Martyr et al., 2007). ....	36
Figura 6.5 AVL Fuel Mass Flow Meter and Fuel Temperature Control (AVL, 2016).....	38
Figura 6.6 Características técnicas do AVL Fuel Mass Flow Meter and Fuel Temperature Control (AVL, 2016).....	38
Figura 6.7 AVL FLOWSONIX™ Air (AVL, 2016).....	39
Figura 6.8 Características técnicas do AVL FLOWSONIX™ Air (AVL, 2016).....	39
Figura 6.9 AVL SESAM i60 FT SII (AVL, 2016).....	41
Figura 7.1 Ventilador axial SODECA HCRE-50-4T (SODECA, 2014) .....	44
Figura 7.2 Esquema de ventilação em que a entrada de ar se faz rente ao chão e a saída se faz junto ao tecto (A. J. Martyr, 2007) .....	44
Figura 7.3 Representação do sistema de ventilação .....	45
Figura 8.1 Ilustração da laje a utilizar (AVL Isolated Base Plate, 2016).....	47
Figura 8.2 Continental Single Convolution Air Actuator FS 50-5 CI (Continental ,2017)	47
Figura 9.1 Representação da estrutura de apoio do motor e freio (A.J. Martyr, 2007).....	48
Figura 9.2 Westeel horizontal single wall ast ULC S601 CSW1300 (WESTEEL,2017)...	49
Figura 9.3 Disposição dos componentes na câmara de ensaios segundo o livro Engine Testing (A.J. Martyr, 2007).....	51

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 Características dos motores usados (PEUGEOT CITROEN MOTEURS, 2016)	8
Tabela 3.1 Vantagens e desvantagens dos vários tipos de dinamômetros (Martins, 2006).	16
Tabela 3.2 Valores de tensão necessária para cada velocidade de rotação e binário respectivo.....	22
Tabela 3.3 Características do veio de transmissão de juntas de Cardan GKN 687.20 0.02	27
Tabela 6.1 Caudal mássico de combustível para ralenti e potência máxima .....	37
Tabela 6.2 Caudal volúmico de ar par o ralenti e para a potência máxima dos motores EP6 CDTX e DV6 FC.....	40
Tabela 7.1 Transferência de calor para a câmara de ensaios, adaptado de (A. J. Martyr, 2007).....	43
Tabela 9.1 Tempo de funcionamento para os motores EP6 CDTX e DV6 FC a funcionar no regime de potência máxima, com o depósito de combustível Westeel horizontal single wall ast ULC S601 CSW1300 .....	49

## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### Simbologia

$c_p$  – Calor específico [J/(kg·K)]

$F$  – Força [N]

$L$  – Comprimento do braço [m]

$\dot{m}$  – Caudal mássico [kg/s]

$M_{ar}$  – Massa molecular do ar [kg/mol]

$n$  – Velocidade de rotação da cambota [rpm]

$N$  – Velocidade de rotação da cambota [rps]

$p$  – Pressão [Pa]

$P$  – Potência [W]

$\dot{Q}$  – Caudal volúmico [m<sup>3</sup>/h]

$R_u$  – Constante universal dos gases perfeitos [J/mol·K]

$t$  – Tempo [h]

$T$  – Binário [N·m]

$T_{ext,máx}$  – Temperatura exterior máxima [°C]

$T_{ext,min}$  – Temperatura exterior mínima [°C]

$T_{int}$  – Temperatura interior [°C]

$V_d$  – Volume cilindrada do motor [m<sup>3</sup>]

$\eta_e$  – Eficiência energética

### Índices

$a$  – Ar

$aq$  – Aquecimento

$arr$  – Arrefecimento

$b$  – Freio

$f$  – Combustível

$i$  – Admissão

## Siglas

AC (Alternating Current) – Corrente alternada

ACEA (European Automobile Manufacturers Association) – Associação Europeia dos Construtores Automóveis

BP – British Petroleum

DC (Direct Current) – Corrente contínua

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

EC – Eddy Current

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

NASA (National Aeronautics and Space Administration) – Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço

NMM – Nível médio do mar

NTC (Negative Temperature Coefficient) – Coeficiente de temperatura negativo

OMS – Organização Mundial da Saúde

PMT (Person Miles of Travel) – Milhas viajadas por pessoa

PID – Proporcional – Integral – Derivativo

rpm – Rotação por minuto

rps – Rotação por segundo

UC – Universidade de Coimbra

UE – União Europeia

## **1. INTRODUÇÃO**

Com o presente capítulo pretende-se evidenciar a importância do estudo do tema e apresentar os objetivos estabelecidos.

### **1.1. Motivação**

Desde a criação do motor de combustão interna sempre existiu a necessidade de o melhorar, sofrendo ao longo dos anos grandes alterações que vieram a aumentar a sua eficiência, tendo sido muitas das vezes conseguido através de bancos de ensaios que serviram para medir os resultados das alterações realizadas.

Com o desenvolvimento tecnológico a sociedade tornou-se cada vez mais informada e mais exigente com os produtos que consumia, tendo a indústria automóvel uma grande cota de responsabilidade em melhorar constantemente os seus produtos, quer a nível da emissão de poluentes quer a nível de diminuição do consumo de combustível, porque a sociedade apercebeu-se que o nosso planeta pode chegar a um ponto de não retorno em termos climáticos.

A ausência de bancos de ensaios capazes de satisfazer as necessidades do mercado foi essencial para a escolha do tema. Tanto ao nível académico como científico é essencial existirem bancos de ensaios que consigam responder à procura do mercado.

#### **1.1.1. Tipo de automóvel**

O setor automóvel é dos setores económicos mais importantes do mundo, tendo crescido de uma forma sustentada ao longo dos anos, tendo como principal impulsionador o mercado chinês, como se pode verificar na Figura 1.1.

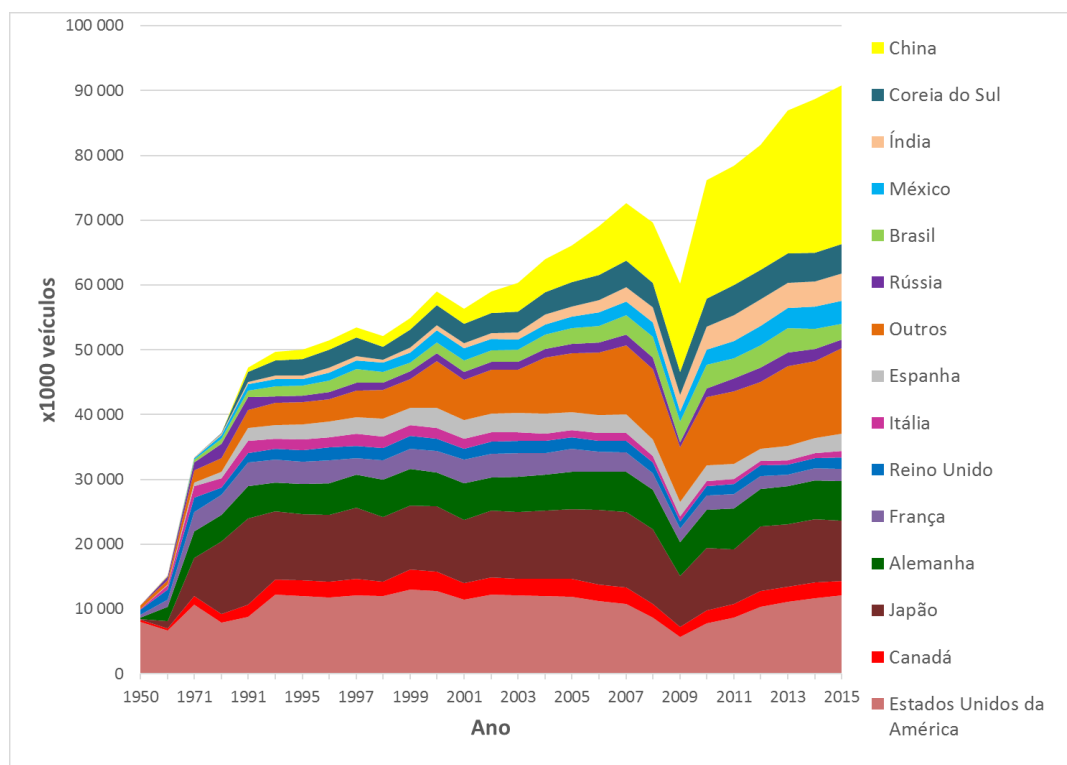


Figura 1.1 Volume de produção de veículos ao longos dos anos (Bureau of Transportation Statistics)

O presente trabalho visa apenas os motores de combustão interna de automóveis ligeiros que são os que mais se irão produzir, porque, como mostram as Figuras 1.2 e 1.3, o tipo de viagem mais frequente é feita por condutores sozinhos que fazem em média 58 km diários, o que permite concluir que os motores indicados para esse uso sejam de menor capacidade.

### Passenger Travel



Figura 1.2 Tipo de viagem (Bureau of Transportation Statistics)

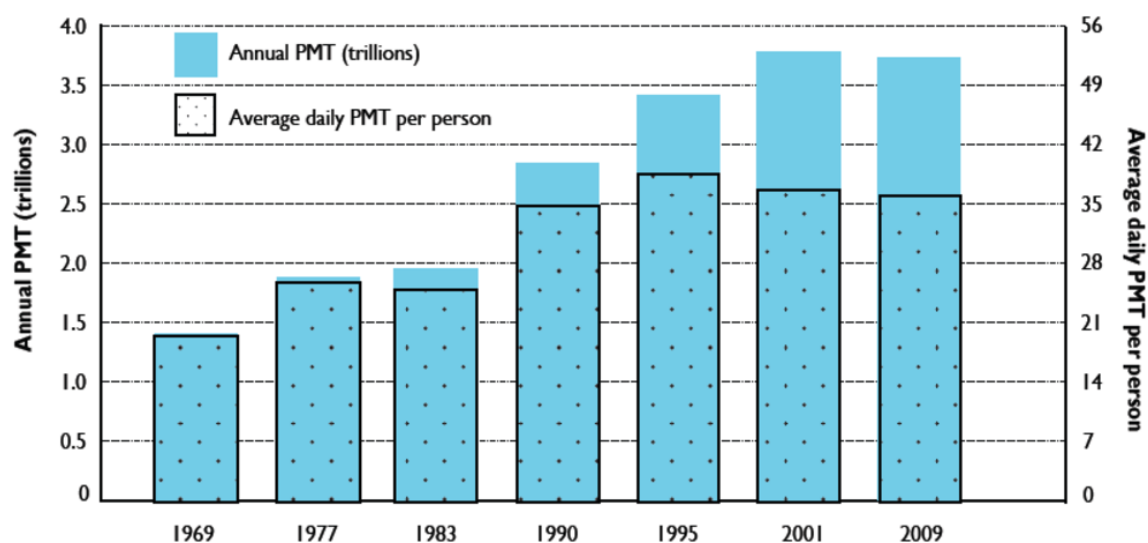


Figura 1.3 Evolução do tamanho médio das viagens diárias por pessoa (Bureau of Transportation Statistics)

### 1.1.2. Combustíveis

A escolha do tipo de combustível na compra de um carro é um dos fatores mais importantes, que depende essencialmente da utilização prevista para esse motor, privilegiando os motores a gasolina para utilização urbana e distância diária percorrida baixa e gasóleo para utilização não urbana e distância diária percorrida elevada. Outro fator importante é o consumo médio de combustível efetuado pelo motor, sendo que vai ser diretamente relacionado com o preço do combustível em questão.

Os bancos de ensaios têm um papel fundamental no melhoramento dos consumos médios de combustível do motor em estudo, através da aplicação de modificações, quer a nível construtivo quer a nível de controlo. Esses melhoramentos estão previstos nas projeções da ExxonMobil. Como podemos ver na Figura 1.4, a média de milhas percorrida por unidade de volume de combustível consumido prevê-se que aumente significativamente nos próximos anos.

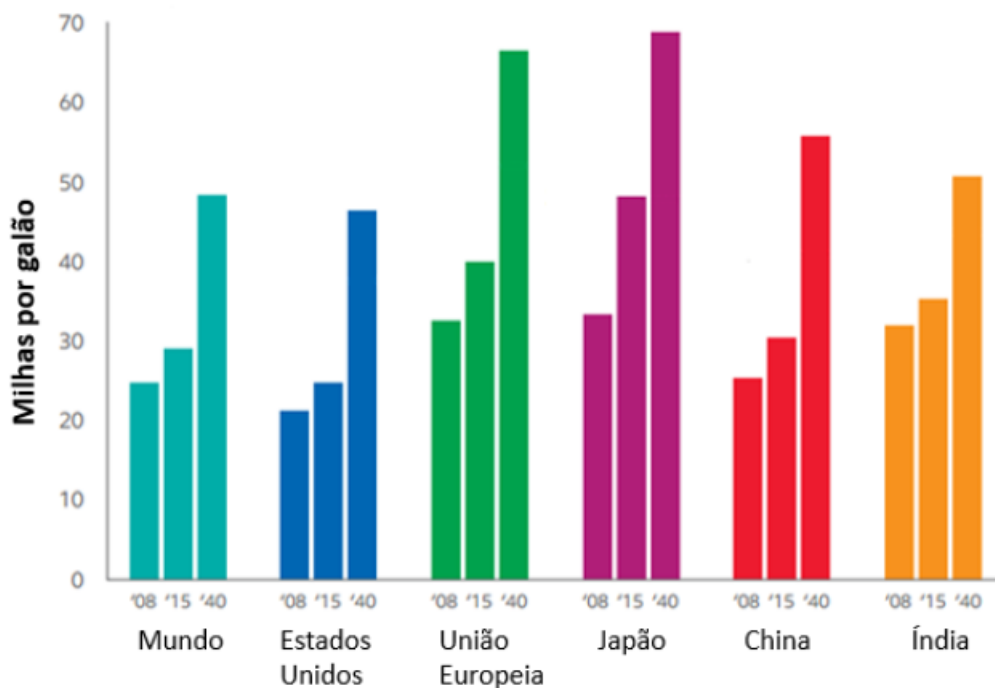


Figura 1.4 Melhoria esperada da média de milhas percorridas por unidade de volume de combustível consumido nos próximos anos, adaptado de (ExxonMobil, 2016).

Com o crescimento das vendas de veículos proporcionados por motores de combustão interna também as reservas naturais de petróleo começam a escassear tal como afirma Campbell (2012) (Figura 1.5), o que vai promover um uso mais cuidadoso e eficiente das reservas existentes.

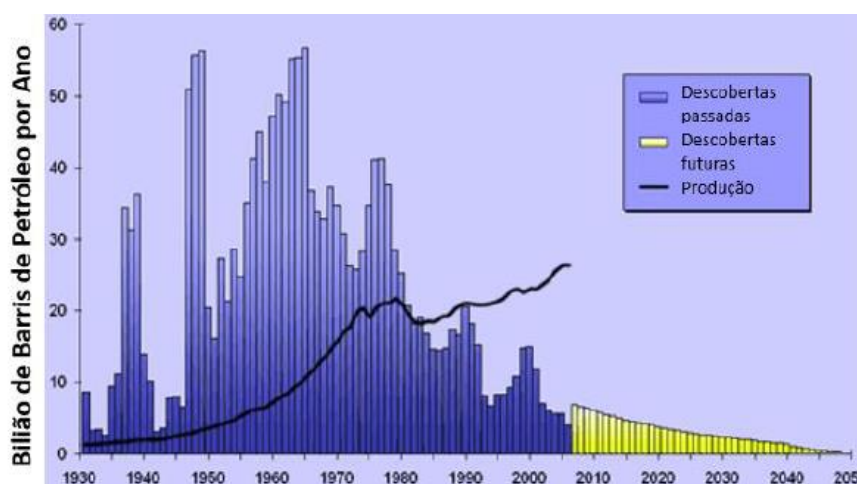


Figura 1.5 Evolução das reservas naturais de petróleo, adaptado de (Campbell, 2012).



### 1.1.3. Emissão de poluentes

Os motores de combustão interna estão diretamente ligados à emissão de poluentes, sendo que o problema desta emissão é que afeta a saúde das pessoas através de pequenas partículas (menores que 10 micrómetros) que quando inaladas têm a capacidade de chegar aos pulmões e até à corrente sanguínea.

Este problema, segundo a Organização Mundial de Saúde (OMS), prevê-se que esteja relacionado com a morte prematura de cerca de 7 milhões de pessoas em 2012 (World Health Organization, 2014), e segundo a Comissão Europeia (EU), tendo em conta apenas a União Europeia, a poluição atmosférica é responsável por 406 mil mortes por ano o que resulta em cerca de 100 milhões de dias de trabalho perdidos que custam à economia europeia anualmente entre 330 e 940 mil milhões de euros (European Commission, 2013).

Nos bancos de ensaios é possível testar filtros de partículas e a sua eficácia reduzindo o impacto negativo das emissões de partículas nas condições ambientais.

A emissão de poluentes resulta também noutra consequência nefasta à nossa sociedade, as alterações climáticas. Esta emissão leva a um aumento da concentração de gases de efeito de estufa, principalmente provocado pelo CO<sub>2</sub> que apresenta um crescimento contínuo desde a Revolução Industrial, tal como se pode comprovar na Figura 1.6 que apresenta os resultados das medições feitas no Observatório de Mauna Loa no Havai, entre 1958 e 2016.

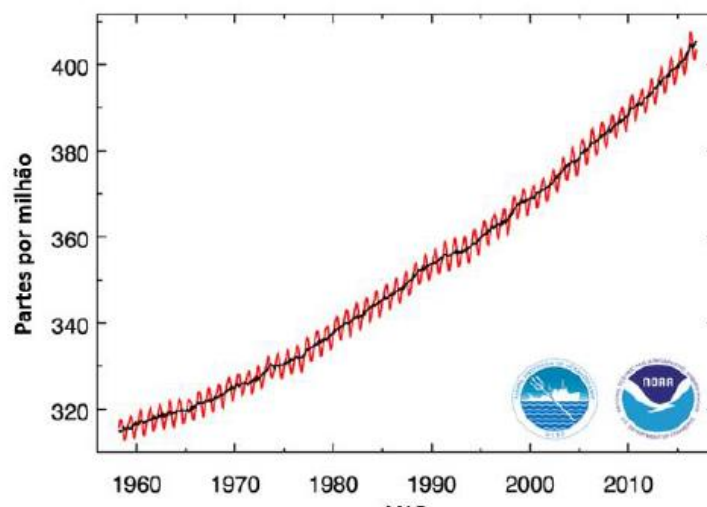


Figura 1.6 Concentração de CO<sub>2</sub> registado no Observatório de Mauna Loa, adaptado de (National Oceanic and Atmospheric Administration, 2016).

Estas alterações climáticas revelam-se essencialmente no aumento da temperatura média (Figura 1.7) e consequente aumento do nível médio do mar.

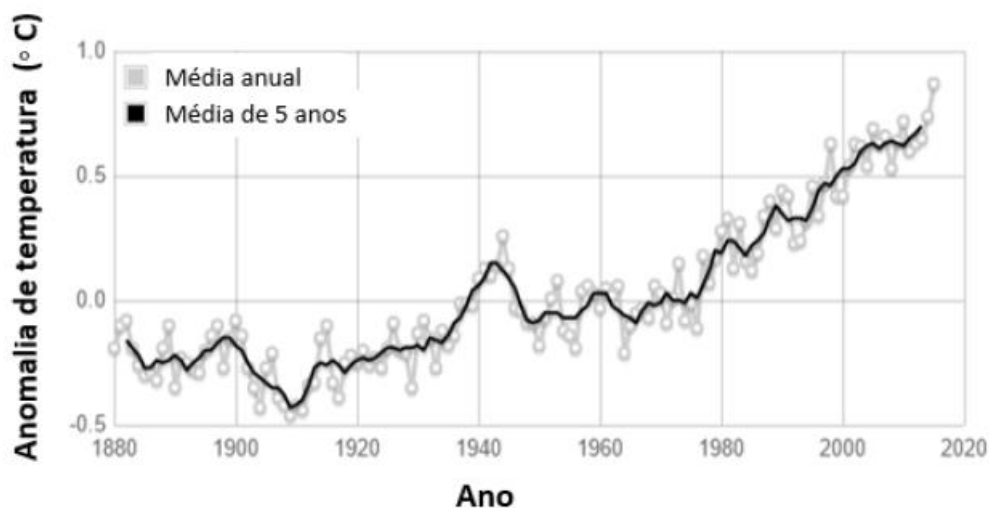


Figura 1.7 Anomalia da temperatura média da superfície terrestre ao longo dos anos (NASA/GISS, 2016).

O aumento do nível médio do mar que se tem vindo a registar nos últimos 20 anos é praticamente o dobro do ritmo que se verificou nos 80 anos anteriores, tal como é visível na Figura 1.8 da Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço (NASA).

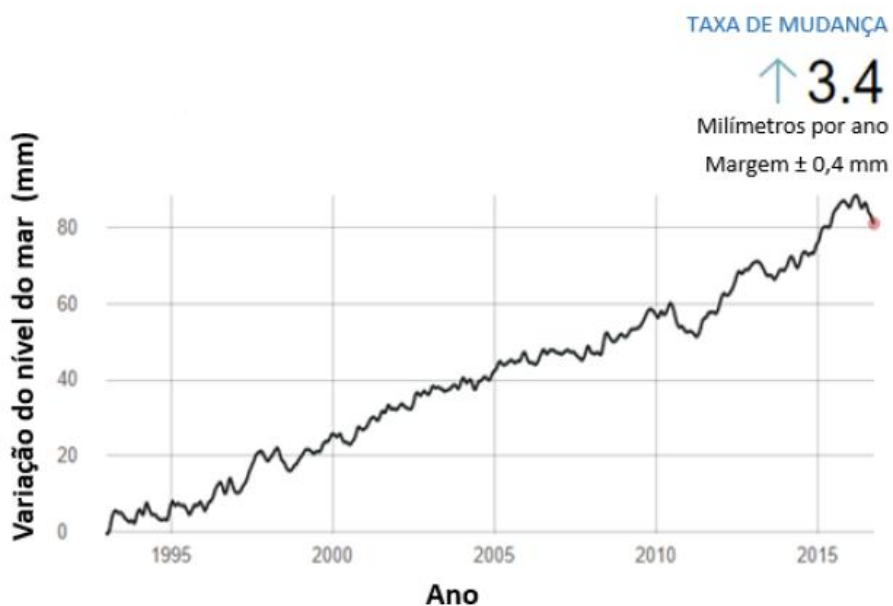


Figura 1.8 Variação do NMM desde 1993, adaptado de (NASA Goddard Space Flight Center, 2017).

## 1.2. Objetivos

O objetivo principal foi desenvolver um banco de ensaios capaz de testar motores de combustão interna para veículos automóveis ligeiros até 150 kW de potência.

Este banco tem de ser capaz de:

- Medir e registar os parâmetros de funcionamento do motor durante os ciclos de carga pré-definidos, de forma automática;
- Trabalhar com diversos tipos de motor e diversos componentes, e ser facilmente alteradas as configurações que se querem testar;
- Testar diferentes combustíveis e lubrificantes;
- Monitorizar a temperatura do ar ambiente e promover diferentes temperaturas e humidades relativas do ar de admissão no motor.

O trabalho foi desenvolvido nas seguintes etapas:

- Definir os motores com que se quer trabalhar e o respetivo sistema de arrefecimento a água;
- Definir o sistema de condicionamento do ar de admissão;
- Selecionar o tipo de freio e a sua capacidade;
- Escolher os diversos sistemas de controlo, medição e alimentação do motor e freio;
- Dimensionar e escolher o sistema de ventilação da câmara de ensaios;
- Projetar o sistema de acoplamento do motor e freio e a sua base de apoio;
- Definir o sistema de isolamento de vibrações e sonoro com o edifício;
- Escolher a disposição dos componentes na câmara de ensaios.

## 2. MOTOR

Um dos principais objetivos deste banco de ensaios é testar combustíveis e lubrificantes, assim sendo é coerente usar motores que já sejam usados para o efeito. A Associação Europeia dos Construtores Automóveis (ACEA) é quem define os motores que são usados, sendo que se optou por usar dois motores do Grupo PSA, um a gasolina e outro a gasóleo.

### 2.1. Seleção do motor

As unidades de potência utilizadas para o dimensionamento estão caracterizadas na Tabela 2.1, sendo a Figura 2.1 uma representação do motor EP6 CDTX, a Figura 2.2 uma representação do motor DV6 FC. Os Gráficos 2.1 e 2.2 apresentam as curvas de binário dos dois motores selecionados.

Tabela 2.1 Características dos motores usados (PEUGEOT CITROEN MOTEURS, 2016)

Marca	Grupo PSA	
Referência	EP6CDTX	DV6FC
Combustível	Gasolina	Gasóleo
Potência	147 kW [5800 rpm]	88 kW [3500 rpm]
Binário	275 N·m [1700 rpm]	300 N·m [1750 rpm]
Capacidade	1598 cc	1560 cc
Injeção	Direta	Direta
Sobrealimentação	Turbo comprimido	Turbo comprimido
Massa	119,65 kg	125,2 kg

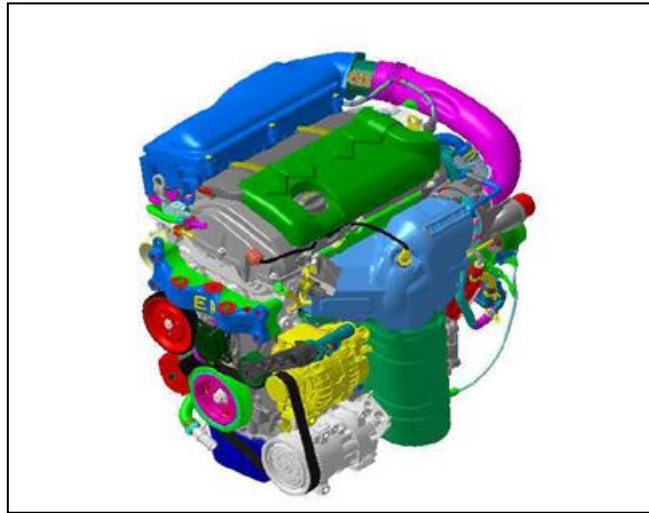


Figura 2.1 Representação do motor EP6CDTX (PEUGEOT CITROEN MOTEURS, 2016)

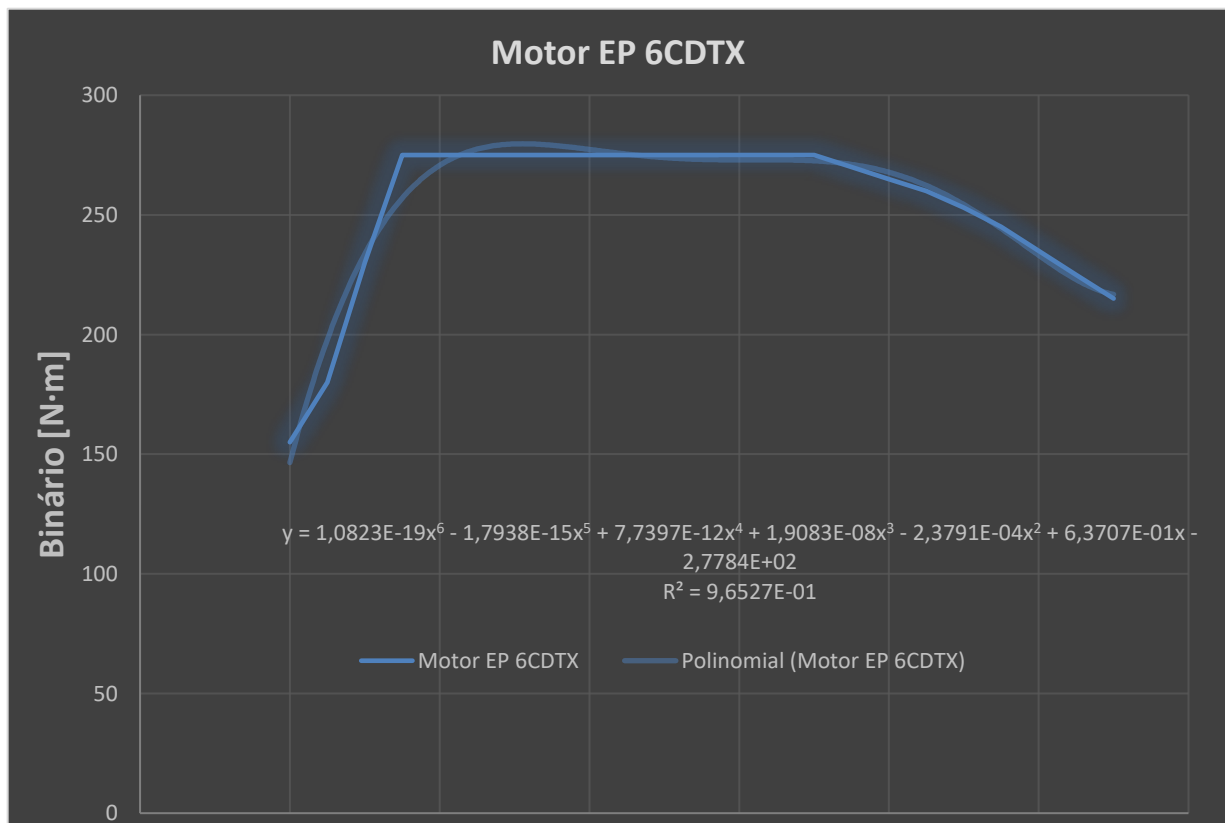


Gráfico 2.1 Curva de Binário do Motor EP6CDTX



Figura 2.2 Representação do motor DV6 FC (PEUGEOT CITROEN MOTEURS, 2016)

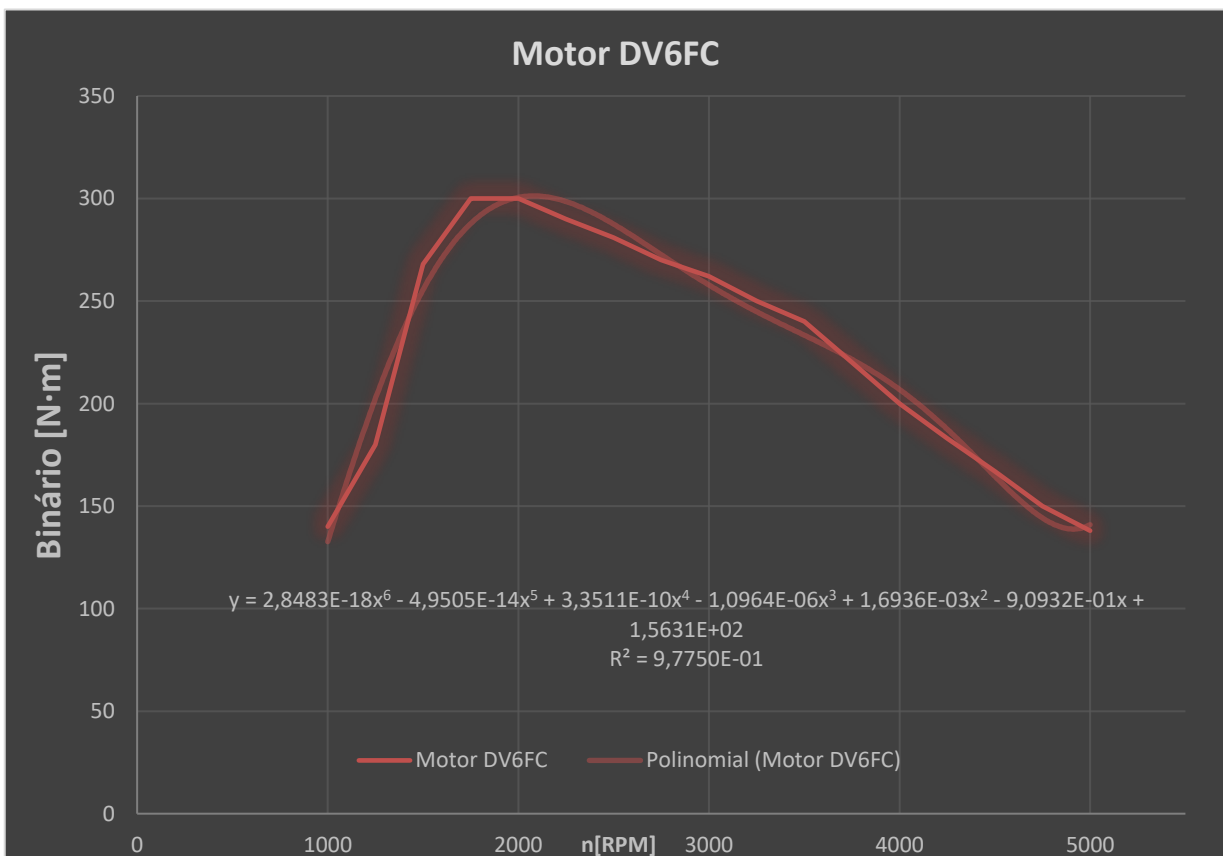


Gráfico 2.2 Curva de Binário do Motor DV6FC

Como o dimensionamento do banco de ensaio é feito essencialmente a partir das características dos motores que se querem testar, e tendo em conta a potência máxima do motor EP 6CDTX, o binário máximo do motor DV6FC e a velocidade de rotação máxima do motor EP 6CDTX, o banco de ensaios será projetado para 150kW de potência máxima e uma velocidade de rotação máxima de 7000 rpm. O projeto banco de ensaios depende essencialmente dos motores que se querem testar, porque vão condicionar diretamente o freio dinamométrico que se vai selecionar, assunto que irá ser aprofundado no Capítulo 3.

## 2.2. Sistema de arrefecimento

Para o sistema de arrefecimento do motor optou-se por um circuito fechado de água, uma vez que era menos eficaz e mais difícil de aplicar um radiador dentro da câmara de ensaios, bem como é mais fácil de conseguir controlar a temperatura da água que entra no motor. Tendo em conta que os motores têm de funcionar numa gama de temperaturas entre 70-90 °C, também a água que o arrefece também tem de entrar a essa temperatura no sistema.

A opção para controlar a temperatura da água recaiu nos permutadores de placas porque para o espaço que temos e para os caudais que estamos a trabalhar era a melhor opção, sendo que no topo da câmara de ensaios estará uma torre de arrefecimento que alimentará o circuito de água fria para conseguir baixar a temperatura nos permutadores de placas. Tanto os permutadores de placas como a torre de arrefecimento foram dimensionados para as condições mais extremas de funcionamento e de necessidade de refrigeração, para tal chegou-se à conclusão que o caudal volúmico que necessitam de ter será de 11,76 m<sup>3</sup>/h.

A equação seguinte (2.1) mostra os cálculos necessários para chegar a essa conclusão, tendo em conta que a potência de arrefecimento do motor será de ser 0.9 kW por cada kW de potência ao freio do motor (A. J. Martyr, 2007), a massa volúmica da água de 971,8 kg/m<sup>3</sup>, a diferença de temperatura não poderá ser superior a 10 °C e o  $c_{p,H_2O} = 4197 \text{ [J/(kg} \cdot \text{K)]}$ , tudo calculado tendo em conta a temperatura média de 80 °C.

$$\dot{Q} = \frac{P_{arr,motor} \times 3600}{c_{p,H_2O} \times \Delta T \times \rho_{H_2O}} = 11,76 \text{ m}^3/\text{h} \quad 2.1$$

O permutador selecionado foi o ARSOPI FH01 (Figura 2.4) e a torre de arrefecimento uma M-CTI MNK 16 (Figura 2.3), sendo que ambos se encontram dentro dos parâmetros pretendidos.



Figura 2.3 M-CTI MNK 16 (M-CTI, 2016)

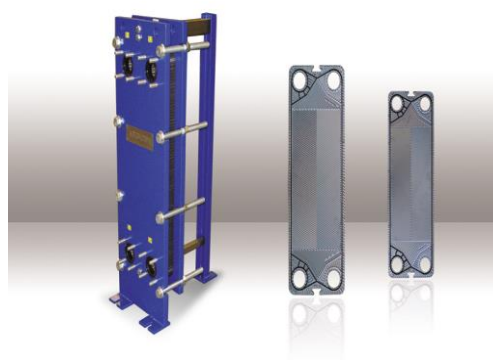


Figura 2.4 ARSOPI FH01 (ARSOPI, 2010)

### 2.3. Sistema de alimentação do ar do motor

O motor poderia de ser alimentado do ar existente na câmara de ensaios, mas teria o inconveniente de não podermos ajustar a temperatura e humidade relativa do ar de entrada, parâmetro essencial para o desempenho do motor. Assim sendo optou-se por aplicar um split industrial com capacidade para aquecer ou arrefecer o ar vindo do exterior dando a possibilidade de se poder controlar a temperatura e humidade relativa da entrada de ar que alimenta o motor durante o teste.

Para tal teve de se calcular a potência necessária do split usando as seguintes equações (2.2), (2.3), (2.4) e (2.5):



$$\rho_{a,i} = \frac{p_{a,i} \times M_a}{R_u \times T_{a,i}} = 1,7248 \text{ kg/m}^3 \quad 2.2$$

$$\dot{m}_a = \frac{1}{2} \times \eta_v \times \rho_{a,i} \times V_d \times N = 0,1199 \text{ kg/s} \quad 2.3$$

$$P, \text{arr} = \dot{m}_a \times c_{p,a} \times (T_{\text{ext,máx}} - T_{\text{int}}) = 1824 \text{ W} \quad 2.4$$

$$P, \text{aq} = \dot{m}_a \times c_{p,a} \times (T_{\text{ext,min}} - T_{\text{int}}) = 3040 \text{ W} \quad 2.5$$

Para o cálculo da potência que o *split* teria de ter consideraram-se as condições mais desfavoráveis, nomeadamente para o motor EP6 CDTX:

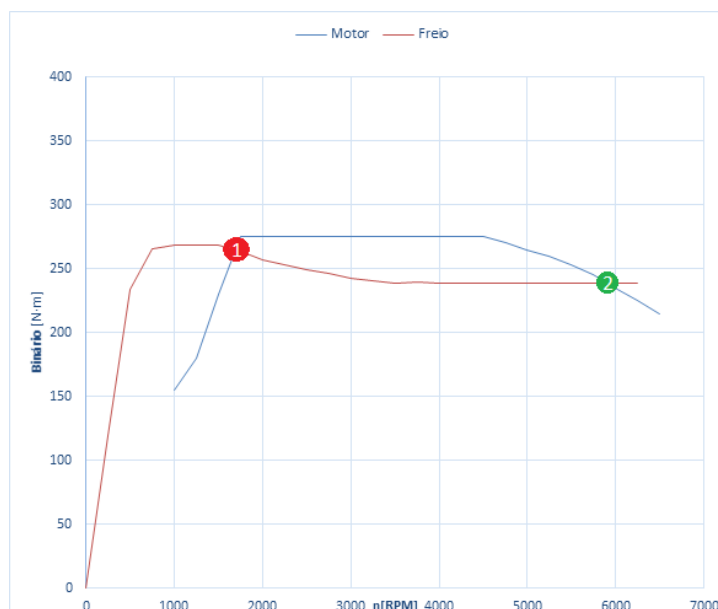
- $\eta_v = 0,9$ ;
- $p_{a,i} = 1,6 \times 10^5 \text{ Pa}$ ;
- $M_a = 0,028964 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$ ;
- $R_u = 8,314472 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}$ ;
- $T_{\text{ext,máx}} = 40 \text{ °C} [313,15 \text{ K}]$
- $T_{\text{ext,min}} = 0 \text{ °C} [273,15 \text{ K}]$
- $T_{\text{int}} = 25 \text{ °C} [298,15 \text{ K}]$ ;
- $T_{a,i} = 50 \text{ °C} [323,15 \text{ K}]$ ;
- $c_{p,a} = 1014 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ ;
- $V_d = 1598 \text{ cm}^3 = 0.001598 \text{ m}^3$ ;
- $N = 96,67 \text{ rot/s}$ .

Conclui-se que a potência necessária de arrefecimento será de 1824 W e de aquecimento será de 3040 W. O *split* selecionado foi o SAMSUNG Smart Inverter AQV09VBA (Samsung, 2017) de 2,5 kW de potência de arrefecimento e 3,5 kW de potência de aquecimento.

### 3. FREIO DINAMOMÉTRICO

O binário produzido pelo motor em teste é igual módulo e de sentido contrário ao desenvolvido pelo freio dinamométrico a que está acoplado. A precisão com que o freio dinamométrico mede o binário e velocidade de rotação do motor é fundamental para todas as outras medições feitas no banco de ensaios.

Para se realizarem os ciclos de carga pré-definidos é necessário efetuar o controlo do freio para se conseguir estabilidade do mesmo nos pontos de funcionamento, ou seja, manter o motor em estudo a operar num binário ao freio previamente estabelecido, e numa velocidade de rotação igualmente definida nunca oscilando excessivamente em torno de certos valores. A falta de estabilidade nos pontos de funcionamento pode conduzir a uma aceleração descontrolada do motor levando ao funcionamento em pontos com um binário ao freio e velocidade de rotação diferentes dos pré-estabelecidos e em casos extremos poderá causar a sua destruição ou pelo contrário a sua paragem. Para resolver este problema tem que se garantir que a derivada do binário do freio relativamente à velocidade de rotação é superior à derivada do binário do motor relativamente à velocidade de rotação no ponto de funcionamento que se pretende medir, devidamente exemplificado no ponto 2 da Figura. 3.1.



1 - Ponto instável

$$\frac{dT_{\text{freio}}}{dn} < \frac{dT_{\text{motor}}}{dn}$$

2 - Ponto estável

$$\frac{dT_{\text{freio}}}{dn} > \frac{dT_{\text{motor}}}{dn}$$

Figura 3.1 Exemplos de um ponto de funcionamento instável (1) e estável (2) do freio dinamométrico

No ponto 1 não é possível garantir a estabilidade do controlo, porque se a velocidade de rotação aumentar, o valor do binário do motor vai ser superior ao binário de travagem do freio, o que levará a que a velocidade de rotação do motor continue a aumentar afastando o ponto de funcionamento de equilíbrio. No seguimento, se a velocidade de rotação diminuir o binário do motor será inferior ao binário de travagem do freio, o que levará a que a velocidade de rotação do motor continue a diminuir provocando novamente afastamento do ponto de funcionamento de equilíbrio e consequentemente à paragem do motor.

### **3.1. Tipos de dinamómetros**

A escolha do tipo de dinamómetro que se irá usar é a mais crítica e vai sempre depender do uso que se pretende dar ao banco de ensaios, sendo que para cada tipo de utilização deverá ser selecionado um dinamómetro diferente, no entanto existem soluções que conseguem abranger uma grande variedade de motores que podem ser testados no banco de ensaios. Na Tabela 3.1 são apresentadas, de forma resumida, as vantagens e desvantagens dos diversos tipos de dinamómetros.

Através da análise da Tabela 3.1 as melhores soluções para este banco de ensaios são os dinamómetros de correntes de Foucault, de corrente alternada ou híbridos.

**Tabela 3.1 Vantagens e desvantagens dos vários tipos de dinamómetros (Martins, 2006).**

<b>Tipo</b>	<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<b>Inercial</b>	Barato, obtenção rápida das curvas de binário, não necessita de arrefecimento	Só serve para medição das curvas de binário e potência
<b>De fricção</b>	Barato, fornece binário máximo parado	Elevado desgaste, só aplicável em baixas velocidades
<b>Hidráulico – tipo Froude</b>	Robusto, tolerante a sobrecargas	Obsoleto, resposta lenta, deficiente controlo de carga
<b>Hidráulico – enchimento variável</b>	Rápida resposta, robusto, tolerante a sobrecargas, possível automação do controlo	Problemas de cavitação e corrosão
<b>Corrente contínua</b>	Rápida resposta, fácil controlo eletrónico, serve como motor, não necessita de arrefecimento	Caro, inércia elevada
<b>Corrente alternada</b>	Mesmas que a anterior e baixa inércia	Caro
<b>Correntes de Foucault</b>	Robusto, rápida resposta, fácil controlo eletrónico, baixa inércia	Sensível a má refrigeração e a sobrecargas, não funciona como motor
<b>Híbrido</b>	Possível vantagem de custo em relação a uma só máquina	Complexidade de construção e controlo

### 3.2. Seleção do freio dinamométrico

Após a análise realizada do tipo de freio foi necessário fazer uma escolha consoante o que havia disponível no mercado. Esta seleção está diretamente ligada a duas variáveis, a estabilidade de controlo do freio, as características dos motores que se prevê serem testados e o custo dos mesmos.

Existem várias formas de assegurar esta estabilidade:

- Fazer uso de um freio AC ou DC, sendo que ficava demasiado dispendioso para as características que se pretende ter no banco de ensaios;
- Usar um freio de correntes de Foucault, mas que normalmente não tem uma capacidade de resposta rápida em zonas de rotação mais elevada;
- Introdução de controlo PID e deste modo evitar ter de adicionar mais elementos, o que diminui o custo do banco, mas que em caso de falha pode levar à destruição de vários componentes do mesmo, caso este não disponha de sistemas de proteção que impeçam ultrapassar as velocidades de rotação máximas do motor e do freio;
- Associar em série um freio de correntes de Foucault com um motor AC ou DC.

As aplicações previstas para o banco de ensaios são as seguintes:

- Realização de sequências de testes da ACEA 2016 para lubrificantes e combustíveis de motores de combustão interna;
- Teste de componentes do motor e sistemas de escape de motores de combustão interna;
- Realização de testes com objetivos de investigação científica e didáticos no DEM;

### 3.2.1. Freio dinamométrico de corrente alternada

Tendo em conta as vantagens e desvantagens apresentadas na Tabela 3.1 o freio dinamométrico de AC é a melhor escolha, uma vez que no mercado existem soluções como o AVL DynoExact (Figura 3.2) que é a solução técnica ideal para este banco de ensaios, mas que era impossível considerar devido ao elevado de aquisição.



Figura 3.2 AVL DynoExact (AVL, 2017)

### 3.2.2. Freio de correntes de Foucault

Após excluir a hipótese de aplicar um freio dinamométrico de AC foram analisados os freios de correntes de Foucault (ou *Eddy current*). Inicialmente colocou-se a hipótese de colocar um freio dinamométrico de correntes de Foucault que, ao contrário dos de AC, não trabalham como gerador, no entanto não se conseguia aproveitar a energia produzida pelo motor. Tendo em conta a pesquisa que foi feita, nomeadamente dos freios Taylor Dynamometer DE200 e freio Magtrol 4WB15, chegou-se à conclusão que mesmo sabendo que este tipo de freios são os mais usados em testes de motor, ainda não estavam dentro do orçamento previsto para este banco de ensaios, pelo que se optou por estudar freios

de correntes de Foucault não dinamométricos, em que o custo de aquisição diminuí significativamente.

A solução encontrada foram os retardadores que são normalmente utilizados em veículos pesados para auxiliar o sistema de travagem convencional, retardadores esses que se baseiam na tecnologia dos freios de correntes de Foucault (Figura 3.3). Para termos a componente dinamométrica, introduz-se à posteriori uma célula de carga e o respetivo braço de medição. Este sistema tem a desvantagem de ser sensível à má ventilação/arrefecimento que pode provocar aquecimento excessivo, problema solucionado no subcapítulo 3.3.

Os ensaios que se pretendem realizar habitualmente têm longa duração, várias horas ou dias em contínuo, logo os valores de binário importantes são os de binário a “quente”, isto é, após mais de 20 minutos de funcionamento.



**Figura 3.3 Freio de correntes de Foucault (FRENELSA, 2016)**

Através da pesquisa de mercado realizada chegou-se à conclusão que o freio indicado será o FRENELSA F16-120, tal como mostra a comparação das curvas de binário do freio possíveis com os motores selecionados representada no Gráfico da Figura 3.4.

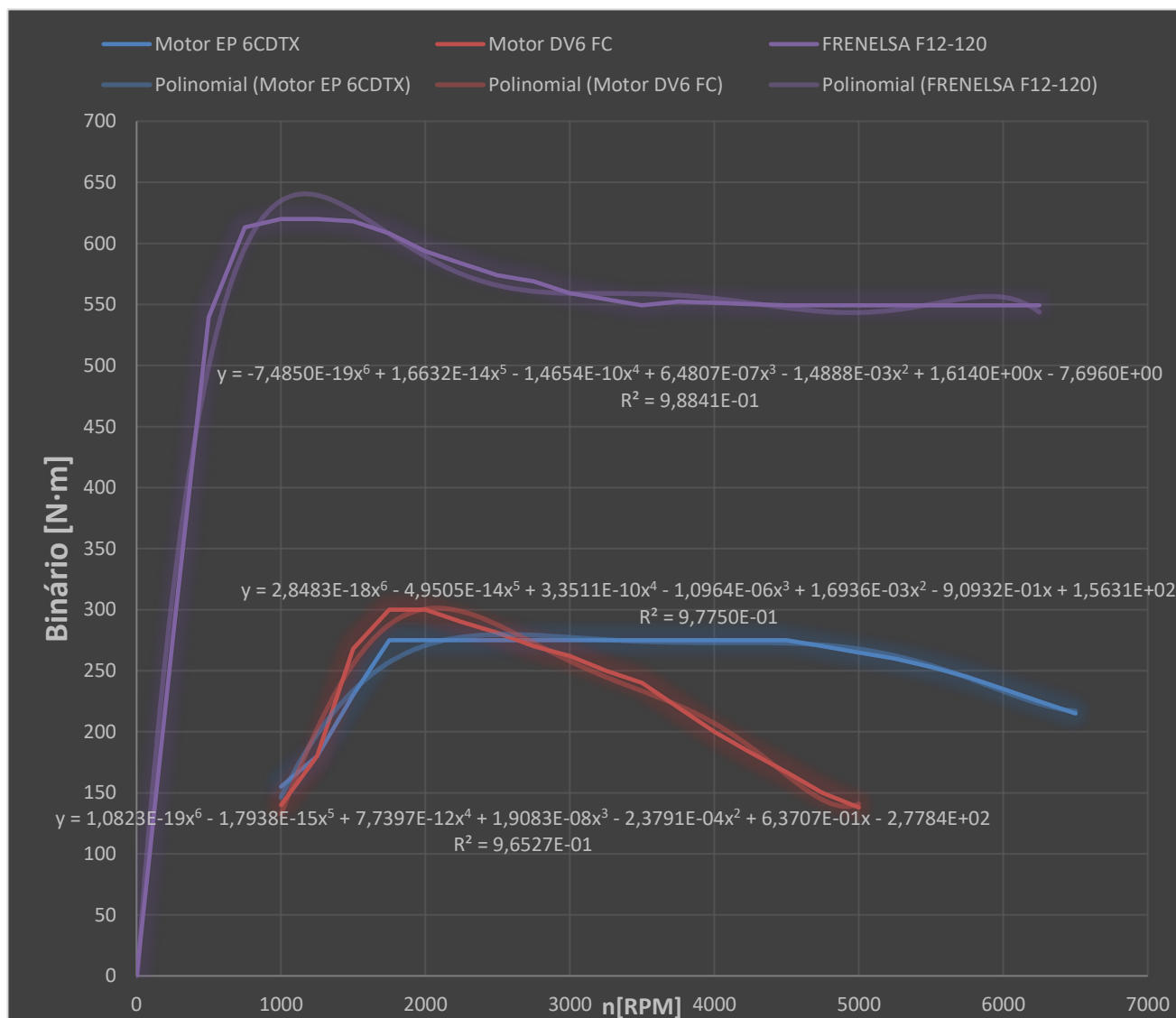


Figura 3.4 Comparação dos valores de binário possíveis de atingir no freio FRENELSA F16-120 com os produzidos pelos motores selecionados.

De realçar que os ensaios que se pretendem fazer têm longa duração, até vários dias em contínuo, logo os valores de binário relevantes são os de binário a “quente”, ou seja, mais do que 20 minutos de trabalho.



Através do Gráfico 3.1 pode-se concluir que em termos de binário disponível e de rotação máxima do freio (6300 rpm) o freio FRENELSA F16-120 é indicado para os testes dos motores selecionados, mas quando cruzadas as curvas de binário este freio não garante a estabilidade necessária para o bom funcionamento do banco de ensaios.

### **3.2.3. Associação dos freios EC com o motor AC**

Para se conseguir estabilidade de funcionamento do banco de ensaios decidiu-se associar em série um motor trifásico síncrono AC de 55 kW da ZYTEK ao freio FRENELSA F16-120 e o princípio de funcionamento é o seguinte: o freio de correntes de Foucault serve para produzir a maior fração do binário de travagem, mas sem garantir condições de estabilidade e o motor AC a trabalhar como freio disponibilizava o binário de travagem restante necessário e garante a estabilidade de funcionamento.

Para tal foi desenvolvido um algoritmo que, através da velocidade de rotação e do binário pré-definidos de um ponto de funcionamento de um instante do ciclo de carga, dá a tensão necessária a aplicar ao freio EC para que a curva de binário deste freio esteja ligeiramente abaixo da curva de binário do motor em questão, e dá frequência de acionamento do motor AC para estar em sintonia com a velocidade de rotação do motor pretendida estabelecendo um ponto de funcionamento estável do ciclo de carga.

A Tabela 3.2 apresenta os valores das tensões necessárias para cada velocidade de rotação, os binários dos motores em cada uma dessas velocidades e ainda o binário desenvolvido pelos freios.

**Tabela 3.2 Valores de tensão necessária para cada velocidade de rotação e binário respectivo**

Velocidade de Rotação [rpm]	Binário Motor EP6 CDTX [N·m]	Binário Motor DV6 FC [N·m]	Tensão Fornecida ao Freio [V]	Binário FRENELSA F-16 120 [N·m]	Binário ZYTEK 55 kW [N·m]	Binário FRENELSA + ZYTEK [N·m]
<b>1000</b>	155	140	36,721	118,575	95	213,575
<b>2000</b>	275	300	68,057	210,375	95	305,375
<b>3000</b>	275	262	72,236	210,375	95	305,375
<b>4000</b>	275	200	73,264	210,375	95	305,375
<b>5000</b>	265	150	70,852	202,725	80	282,725
<b>6000</b>	235		62,831	179,775	67	246,775

As figuras 3.5 e 3.6 apresentam um exemplo com um ponto de funcionamento às 3000 rpm com as curvas de binário do freio e do motor em função da velocidade de rotação da cambota para os motores EP6 CDTX e DV6 FC, respetivamente.

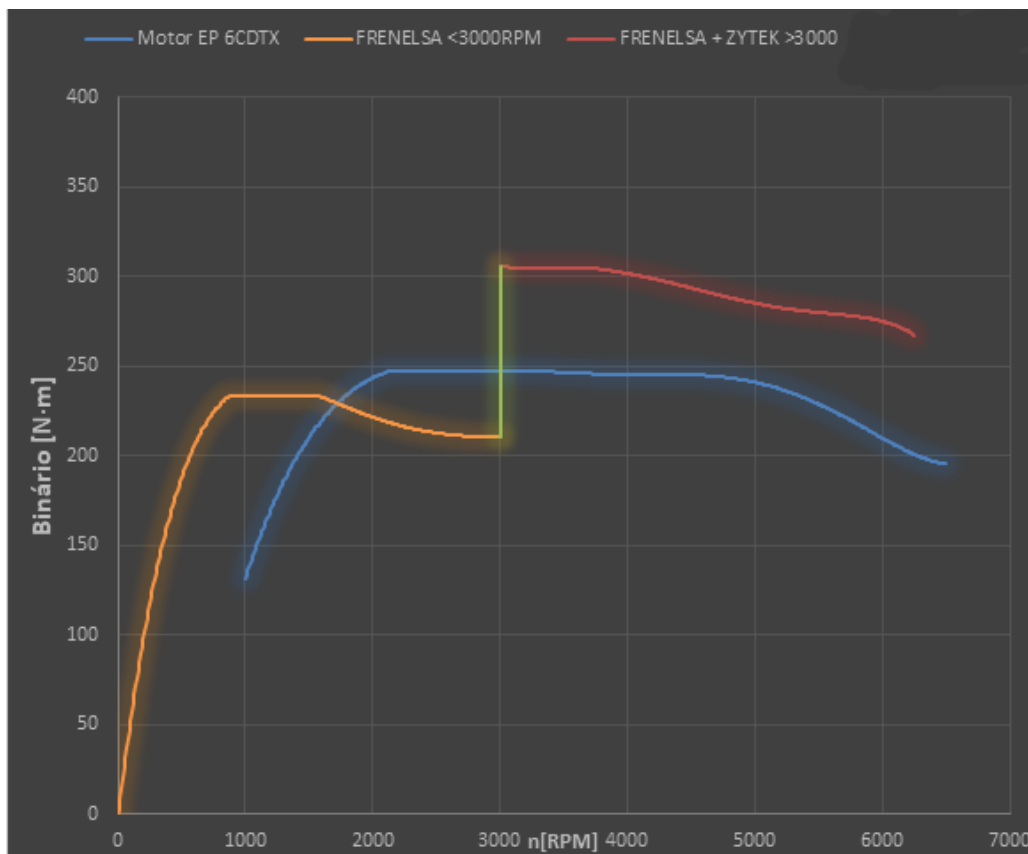


Figura 3.5 Curva de binário dos freios FRENELSA F16-120 + ZYTEK 55kW associados em série e do motor EP6 CDTX

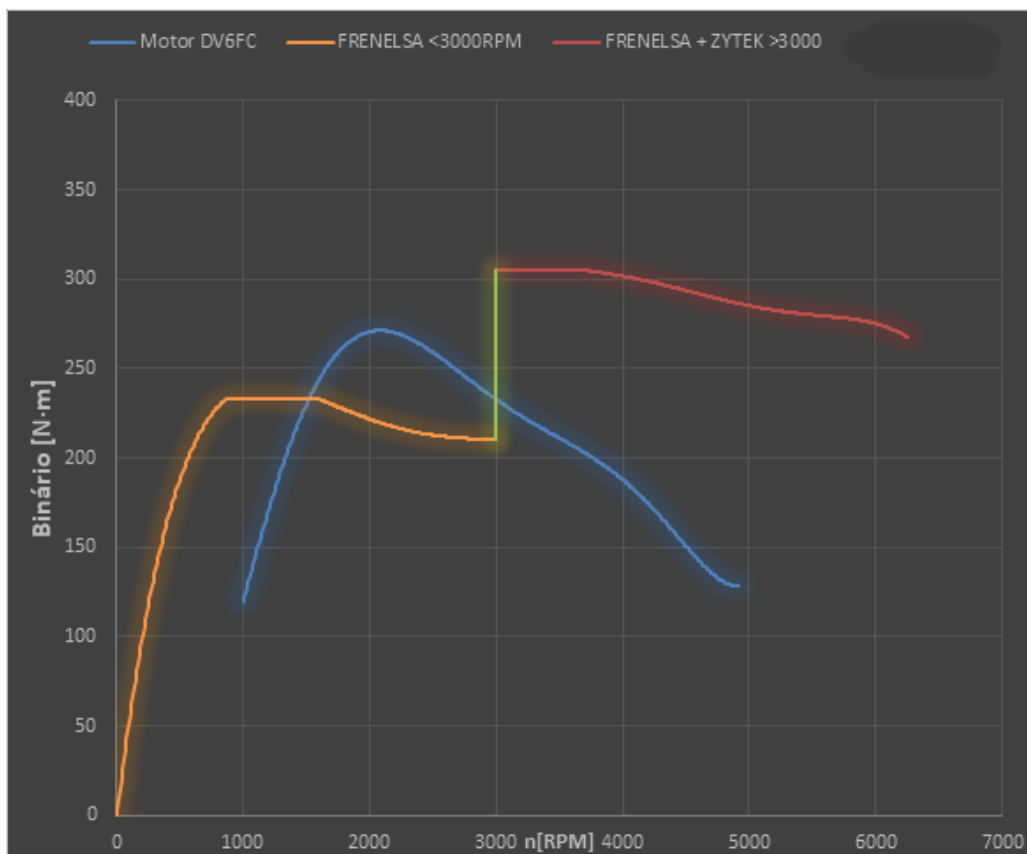


Figura 3.6 Curva de binário dos freios FRENELSA F16-120 + ZYTEK 55kW associados em série e do motor DV6 FC

Analisando as Figuras 3.5 e 3.6 conclui-se que quando se cruzam as curvas de binário dos motores e dos freios a solução apresentada é a que permite obter pontos de funcionamento mais estáveis, sendo, portanto, a melhor solução para o banco de ensaios.

### 3.3. Sistema de arrefecimento

O freio FRENELSA F16-120 é arrefecido a ar e criou-se um sistema de arrefecimento que canaliza ar exterior fresco para o freio e promove a extração do ar aquecido do freio para o exterior para que a temperatura máxima do freio não seja excedida. Este sistema é constituído um ventilador axial SODECA THT-125-4T (Sodeca, 2014) que é acoplado a uma conduta metálica que liga o ar exterior a uma cúpula projetada especificamente para o efeito.

O freio ZYTEK 55 kW, como é arrefecido a água, aproveitou-se o sistema de arrefecimento do motor e criou-se um sistema comunicante com um novo permutador de calor ARSOPI FH-01 (ARSOPI, 2010) que mantém o freio a funcionar entre os 20-65 °C.

### 3.4. Transmissão de potência do motor ao freio

A seleção do veio de transmissão do motor aos freios é das mais importantes no banco de ensaios, porque uma má escolha pode levar a vários problemas, nomeadamente:

- Oscilações torsionais;
- Vibração do motor e do freio;
- Rotação do eixo de acoplamento;
- Danos no motor e nos rolamentos dos freios;
- Desgaste excessivo do veio de transmissão;
- Rotura total do eixo e consequências para os restantes componentes da câmara de ensaio;
- Problemas com o arranque do motor.

A forma mais eficaz de conectar os dois componentes, motor e freio é através de um veio de transmissão único, que roda à mesma velocidade de rotação, tanto do motor como do freio (Figura 3.7). Tem de se ter em consideração tanto o binário do motor como do freio que é bastante superior, o que vai levar a vibrações no motor que podem provocar rotura do veio de transmissão. Outra preocupação é o facto de nos arranques, e sendo o motor de combustão interna, vão existir picos de binário que vão aumentar o desgaste do freio.

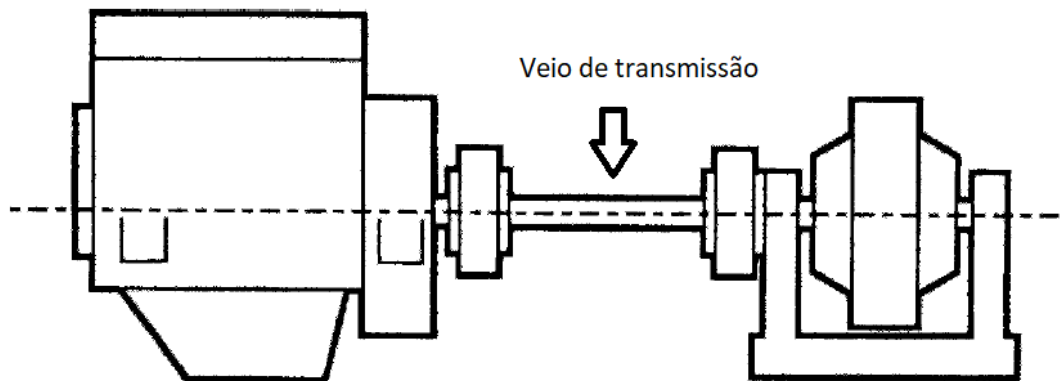


Figura 3.7 Acoplamento do motor ao freio através de um veio de transmissão, adaptado de (A. J. Martyr, 2007)

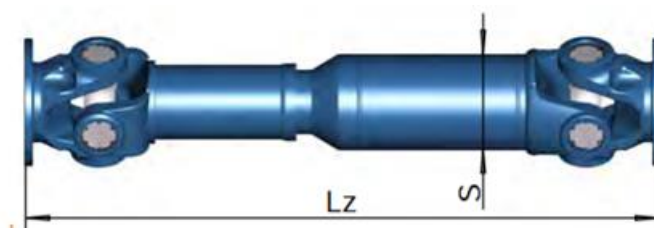
Assim sendo optou-se por fazer o acoplamento através de um veio de transmissão com juntas de Cardan, que para além de possibilitar o fácil acoplamento em diversos motores também é o mais usado nos bancos de ensaios. Para o dimensionamento deste veio seguiu-se os seguintes passos:

- Estabelecer a gama de velocidades de trabalho e binário dos motores que se querem testar;
- Fazer uma seleção arbitrária do veio de transmissão. Verificar se a velocidade máxima é adequada. Verificar as tensões de deformação do material que é constituído;
- Averiguar as recomendações do fabricante quanto ao fator de serviço e outras limitações;
- Estabelecer as inercias rotacionais do motor e freio bem como a rigidez do veio e do acoplamento. Fazer um cálculo preliminar da velocidade angular crítica;
- Modificar as especificações do veio, se necessário;
- Calcular o momento torsor para as velocidades críticas e verificar a capacidade dos componentes do veio;

A Tabela 3.3 mostra as características do veio de transmissão de juntas Cardan que foi selecionado, o GKN 687.20 0.02 (Figura 3.8), em que se pode concluir que consegue cumprir os requisitos do banco de ensaios.

**Tabela 3.3 Características do veio de transmissão de juntas de Cardan GKN 687.20 0.02**

<b>Binário de catálogo</b>	3500 N·m
<b>Binário à fadiga</b>	2700 N·m
<b>Binário limite de funcionamento</b>	1000 N·m
<b>Binário à fricção</b>	1500 N·m
<b>Comprimento</b>	1000 mm
<b>Massa</b>	8,4 kg
<b>Dimensões do tubo</b>	76,2 × 2,4 [mm]
<b>Momento de inercia do veio</b>	0.0059 kg·m <sup>2</sup>
<b>Rigidez à torção</b>	60000 N·m/rad



**Figura 3.8 Veio de transmissão de juntas de Cardan GKN 687.20 0.02 (GKN, 2013)**

## 4. ATUADORES

Para controlar o motor (Figura 4.1) optou-se por três métodos seguintes:

- Atuar no ângulo de abertura da válvula borboleta (acelerador);
- Variar a corrente fornecida ao freio de correntes de Foucault;
- Ajustar a frequência de excitação do motor trifásico síncrono de íman permanente.

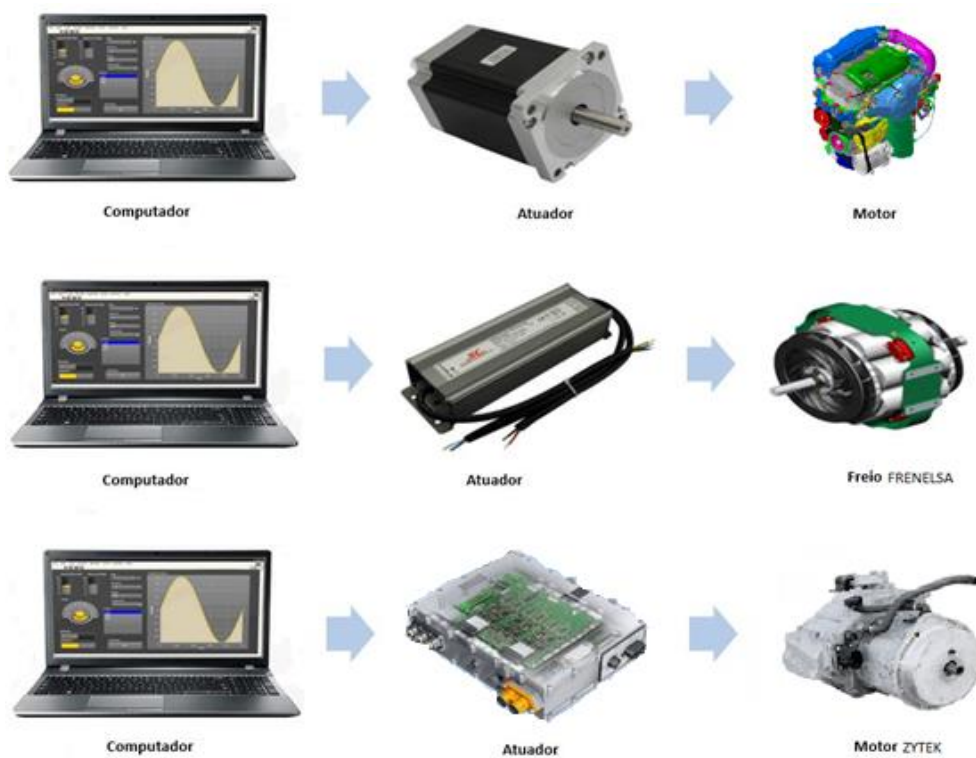


Figura 4.1 Processos de controlo do motor, adaptado de (Ribeiro, J., 2017)



O valor de velocidade de rotação do motor pretendida é ajustado através da atuação no ângulo de abertura da válvula borboleta através de um motor de passo-a-passo, motor esse que é um atuador eletromecânico que converte sinais elétricos em deslocamentos angulares, dividindo uma rotação do seu veio num número igual de passos. Foi selecionado um motor de passo de uma impressora 3D pelo baixo custo e precisão.

A atuação é feita por um controlador PID (Proporcional Integral Derivativo), estando estes controladores divididos em três componentes:

- Proporcional: é a diferença entre o ponto desejado e a variável do processo, também designado por erro. O ganho proporcional ( $K_p$ ) determina a taxa de resposta do sistema, assim sendo aumentando  $K_p$  aumenta a velocidade da taxa de resposta do sistema ao valor do erro em cada instante, mas um aumento em excesso poderá conduzir a oscilações do sistema;
- Integral: vai somando o termo do erro ao longo do tempo. O ganho integral ( $K_i$ ) determina a taxa de resposta do sistema ao integral temporal do erro, levando a que o aumento de  $K_i$  irá diminuir o erro médio do sistema ao fim de um dado intervalo de tempo.
- Derivativa: faz com que a saída do controlador diminua se a variável do processo aumentar rapidamente. O ganho derivativo ( $K_d$ ) determina a taxa de resposta do sistema à derivada temporal do erro, ou seja, aumentando este parâmetro aumenta a velocidade de resposta do sistema à derivada temporal do erro.

O controlo do binário de travagem do freio é feito através de uma corrente fornecida por uma fonte de alimentação sendo esse mesmo binário proporcional a essa corrente, sendo que esse controlo também é feito por um controlador PID.

## 5. SISTEMA DE EXAUSTÃO DE GASES DE ESCAPE

A maioria dos fabricantes que fazem desenvolvimento de motores tem que cumprir limites de emissão de gases poluentes e partículas sólidas estabelecidos em legislação ambiental.

Para testar essas emissões instalou-se um sistema de exaustão de gases de escape, que é acoplado à saída do sistema de escape original do motor para que não interfira com a sua performance. Optou-se por fazer uma ligação do escape a uma conduta que terá um ventilador centrífugo junto à saída para o exterior para realizar de forma eficaz a exaustão dos gases.

A Figura 5.1 mostra um esquema da solução que será adotada.

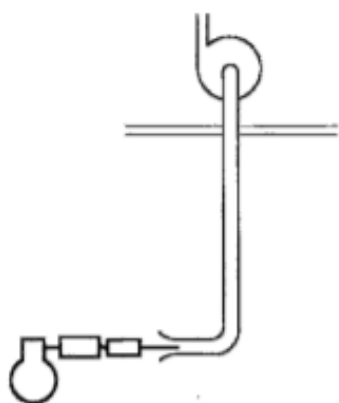


Figura 5.1 Conduta individual para o sistema de motor e conduta de escoamento (A. J. Martyr, 2007)

Tiveram que se ter em consideração vários aspectos:

- As condutas têm de ser metálicas para suportarem as temperaturas dos gases de escape do motor;
- O ventilador centrífugo tem de ter capacidade de suportar temperaturas superiores a 150°C da mistura dos gases de escape do motor com o ar ambiente.

O ventilador que cumpre as especificações necessárias é o SODECA CJTX-C-7/7-0,52V (Figura 5.2).



**Figura 5.2 Ventilador centrífugo SODECA CJTX-C-7/7-0,52V. (SODECA, 2014)**

## 6. SISTEMAS DE MEDIÇÃO E CONTROLO

Um dos componentes mais críticos para o sucesso dos testes no banco de ensaios são os sistemas de medição e controlo que são utilizados para garantir que os parâmetros de teste se mantenham nos valores desejados ao longo dos ensaios e que os resultados desses mesmos ensaios sejam fidedignos e com o menor erro possível. Para tal foram escolhidos os sistemas que melhor se adequam aos motores que se irão testar.

Os parâmetros essenciais para medir e controlar são:

- Velocidade de rotação da cambota;
- Binário ao freio;
- Temperatura do óleo do motor;
- Temperatura do líquido de arrefecimento;
- Temperatura e pressão atmosférica;
- Temperatura e pressão do ar de admissão;
- Temperatura e composição dos gases de escape;
- Caudal mássico de combustível;

### 6.1. Medição da velocidade de rotação da cambota e binário ao freio

A medição da velocidade de rotação da cambota é feita através de um sensor de efeito de Hall, onde existe variação da tensão de saída quando lhe é aplicado um campo magnético. A medição da frequência e conseqüente velocidade de rotação ou é feita pelo número de ciclos que ocorrem num intervalo de tempo ou pela duração de um único ciclo. O problema é que o primeiro método é mais preciso em frequências mais elevadas, superiores a 1200 rpm, enquanto o segundo é mais preciso para baixas frequências e, como o intervalo de trabalho pretendido para o banco de ensaios é compreendido entre as 600 rpm e as 7000 rpm, existe um problema na escolha do método mais adequado. Para tal resolveu-se adquirir um módulo da National Instruments, Figura 6.1, que faz a conversão da frequência para tensão.

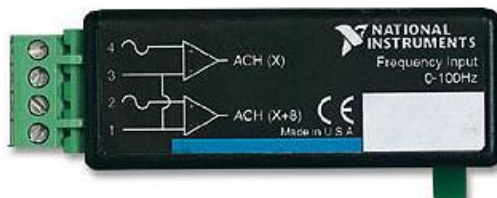


Figura 6.1 Módulo NI SCC-FV01: conversor de frequência para tensão (National Instruments, 2007).

Para o cálculo do binário ao freio foi aplicado o princípio de medição num veio rotativo em que é aplicada uma força ( $F$ ) na célula de carga de tensão/compressão e o respetivo comprimento do braço ( $L$ ) resultando na equação (6.1).

$$T_b = F \times L \quad 6.1$$

Depois de se saber o valor da velocidade de rotação da cambota e o binário ao freio, a potência ao freio é calculada utilizando a equação (6.2):

$$P_b = \frac{T_b \times 2\pi n}{60} \quad 6.2$$

Optou-se pela célula de carga OMEGA LCH-1K com capacidade para 4449,8 N, que com um braço de 0,5 m de comprimento resulta num binário máximo de 2224,9 N · m. Como nestes motores o binário de pico máximo é 5 vezes maior que o médio, significa que nestas condições é possível fazer a medição de um motor de binário máximo de 445 N · m.

## 6.2. Medição das temperaturas e pressões

As medições de temperatura foram feitas essencialmente com sensores resistivos de coeficiente de temperatura negativo (NTC) que são termístores em que a sua resistência diminui com o aumento da temperatura, já os termopares trabalham segundo o efeito de Seebeck, ou seja, quando se juntam dois cabos de metais diferentes e há uma diferença de temperatura entre as duas junções dos materiais, é constituído um circuito termoelétrico que gera uma força eletromotriz no circuito, designada tensão de Seebeck.

Assim sendo, os sensores de temperatura selecionados foram:

- Temperatura do líquido de arrefecimento: Bosch 0 280 130 026 M12;
- Temperatura atmosférica e na admissão: Bosch 0 261 230 043;
- Temperatura do óleo de lubrificação: Bosch 0 281 002 170 NTC M12-H; (Figura 6.2).



**Figura 6.2** Sensor Bosch 0 281 002 170 NTC M12-H (Bosch Engineering GmbH, 2015).

Para a medição da pressão foram selecionados sensores piezoresistivos tendo sido necessário saber qual o fluido com que estariam a trabalhar, sendo que o princípio de funcionamento dos sensores baseia-se na deformação do diafragma do sensor quando há variação da pressão de medição que provoca uma alteração da resistência elétrica de um conjunto de extensómetros colados no diafragma do sensor em ponte de Wheatstone, onde a resistência elétrica varia devido à deformação do diafragma do sensor, produzindo nos terminais da ponte uma tensão proporcional à pressão. Foram selecionados os seguintes:

- Pressão do óleo de lubrificação: Gems Sensors 3100R0010G01B000 (Figura 6.3);
- Pressão atmosférica e na admissão: Bosch 0 261 230 043;



**Figura 6.3 Sensor Gems Sensors 3100R0010G01B000 (Gems Sensors, 2016).**

### 6.3. Sistema de medição de consumo de combustível

O caudal mássico de combustível é um parâmetro que necessita que haja uma medição em contínuo e rigorosa deste parâmetro. Existem duas formas de o fazer, através de um medidor de caudal mássico de efeito de Coriolis ou por um sistema de medição gravimétrica de combustível.

O método escolhido foi o medidor de efeito de Coriolis (Figura 6.4), medidor em que os tubos de medição são forçados a oscilar na forma de uma onda sinusoidal. O método é simples, quando não há caudal a passar através dos tubos os dois tubos vibram em fase, em sentido contrário quando o há, as forças de Coriolis fazem os tubos torcer provocando um desfasamento entre a oscilação dos dois tubos. Essa diferença de tempo entre as duas ondas é medida e é diretamente proporcional ao caudal mássico. Este método tem a vantagem de ter menor erro de medição, simplicidade e o sensor fazer a medição do valor da temperatura do combustível que permite calcular a densidade do mesmo e assim fazendo com que seja possível medir o caudal volúmico de combustível.

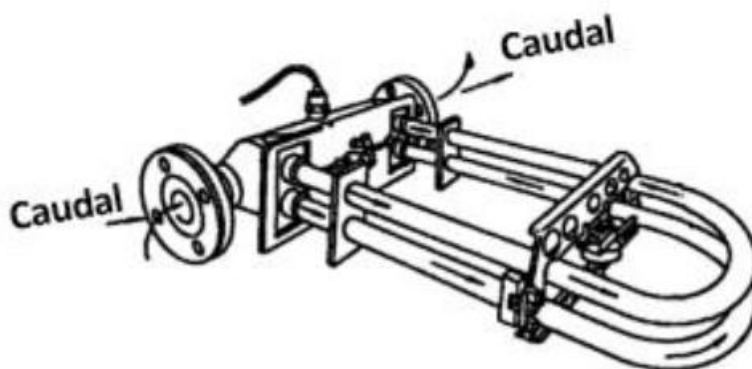


Figura 6.4 Medidor de caudal de efeito de Coriolis, adaptado de (Martyr et al., 2007).



**Tabela 6.1 Caudal mássico de combustível para ralenti e potência máxima**

<b>Motor</b>	<b>EP6 CDTX</b>	<b>DV6 FC</b>
$P_{b,máx}$ [kW]	147	68
bsfc [g/kW·h]	250	360
$\dot{m}_{f,máx}$ [kg/h]	<b>36,75</b>	<b>24,48</b>
$T_{b,máx}$ [N·m]	275	300
$T_{atrito,ralenti} / T_{b,máx}$	0,080	0,080
$T_{atrito,ralenti}$ [N·m]	22,0	24,0
$n_{min}$ [rpm]	800	800
$P_{atrito,ralenti}$ [kW]	1,843	2,011
bsfc <sub>ralenti</sub> [g/kW·h]	396	600
$\dot{m}_{f,ralenti}$ [kg/h]	<b>0,730</b>	<b>1,206</b>

Na tabela 6.1 estão os cálculos do caudal máximo de combustível para ralenti e potência máxima que serviram de base para selecionar o sistema de mediação de combustível.

Para se ter um sistema que use este método e que seja fácil de aplicar optou-se por selecionar o AVL Fuel Mass Flow Meter and Fuel Temperature Control (Figura 6.5 e 6.6).



Figura 6.5 AVL Fuel Mass Flow Meter and Fuel Temperature Control (AVL, 2016)

Technical Details	
Type	AVL 735S/753C
Measurement principle	Mass flow
Measurement ranges Mass flow	0... 125 kg/h
Measurement uncertainty Mass	$\leq 0.12\%$ (acc. to DIN 1319)
Interfaces / output signal	RS232 analog I/O, 0... 10 V digital I/O
Measurement frequency	20 Hz (analog)
Response time	< 125 ms
Fuel types	Standard* and 100% bio fuels
Engine feed pressure	max. 600 kPa rel.

Figura 6.6 Características técnicas do AVL Fuel Mass Flow Meter and Fuel Temperature Control (AVL, 2016)

## 6.4. Sistema de medição do caudal mássico de ar de admissão do motor

Para a medição do caudal mássico de ar de admissão do motor selecionou-se o sistema AVL FLOWSONIX™ Air (Figura 6.7) porque utiliza um sistema de sensores ultrassónico que podem ser usados por longos períodos de tempo sem manutenção, tem mínima influência no motor devido à pequena perda de pressão provocada pela cabeça de medição, é compacto, tem margens de erro muito pequenas e não necessita de calibração regular, bem como com os cálculos apresentados na tabela 6.2 e figura 6.8 que justificaram esta seleção.



Figura 6.7 AVL FLOWSONIX™ Air (AVL, 2016)

Technical Details	
Measurement principle	Ultrasonic transit time
Measurement ranges	0 ( $\pm 20$ ) ... $\pm 1,400$ kg/h (LD Version) 0 ( $\pm 40$ ) ... $\pm 2,600$ kg/h (HD Version)
Response time	$T_{90} = < 10$ ms
Reproducibility	$\pm 0,25\%$ of reading
Measurement uncertainty	$< \pm 1\%$ of reading
Temperature of air	$-20 \dots +80$ °C
Operating pressure max.	250 kPa abs.
Pressure drop of Measuring Head	0.25 kPa
Ambient temperature of Measuring Head	$-20 \dots +60$ °C
Ambient temperature of the Evolution Unit	$-20 \dots +60$ °C
Interfaces	AK interface Ethernet (TCP/IP) AK Interface RS232 CAN Bus Interface

Figura 6.8 Características técnicas do AVL FLOWSONIX™ Air (AVL, 2016)

Tabela 6.2 Caudal volúmico de ar par o ralenti e para a potência máxima dos motores EP6 CDTX e DV6 FC

	<b>Motor</b>	<b>EP6 CDTX</b>	<b>DV6 FC</b>
	$R_u$ [J/mol·K]	8,314472	8,314472
	$M_a$ [kg/mol]	0,028964	0,028964
<b>Ralenti</b>	$p_{a,i}$ [Pa]	1,00E+05	1,00E+05
	$T_{a,i}$ [K]	298,15	298,15
	$\rho_{a,i}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,1684	1,1684
	$\eta_v$	0,08	0,90
	$V_d$ [m <sup>3</sup> ]	0,001598	0,001560
	$n$ [rpm]	800	800
	$\dot{m}_a$ [kg/h]	<b>3,585</b>	<b>39,370</b>
<b>Máximo</b>	$p_{a,i}$ [Pa]	1,60E+05	1,60E+05
	$T_{a,i}$ [K]	323,15	323,15
	$\rho_{a,i}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,7248	1,7248
	$\eta_v$	0,85	0,90
	$V_d$ [m <sup>3</sup> ]	0,001598	0,001560
	$n$ [rpm]	7000	5000
	$\dot{m}_a$ [kg/h]	<b>491,99</b>	<b>363,24</b>

## 6.5. Sistema de medição da composição dos gases de escape

Um dos sistemas mais importantes e que mais uso vai ter nos testes que se irão realizar neste banco é o sistema de medição da composição dos gases de escape, porque cada vez mais as normas estão mais restritivas quanto às emissões que os motores de combustão interna podem ter. Para tal optou-se por um sistema completo que necessita de pouca manutenção, o AVL SESAM i60 FT SII (Figura 6.7)



Figura 6.1 AVL SESAM i60 FT SII (AVL, 2016)

Tabela 6.3 Gases que o sistema AVL SESAM i60 FT SII consegue medir (AVL, 2016)

Gases que consegue medir
THC
CH <sub>4</sub>
NO/NO <sub>2</sub> /NO <sub>x</sub>
CO
CO <sub>2</sub>
N <sub>2</sub> O
O <sub>2</sub>
SO <sub>2</sub>

## 7. SISTEMA DE VENTILAÇÃO

O sistema de ventilação é essencial para o bom funcionamento do banco de testes. Os motores de combustão interna são motores alimentados a ar, conseqüentemente o ar de admissão que vão consumir vai estar afetado pelo sistema de ventilação que se colocar.

Outro aspecto que se teve em conta foi o facto de se poder ter optar por colocar uma Unidade de Tratamento de Ar para poder ter o ar da câmara de ensaios climatizado, mas iria ser uma solução demasiado dispendiosa para as necessidades de caudal volúmico que a câmara necessita.

### 7.1. Fontes de produção de calor

Nos bancos de teste a grande maioria dos componentes que o constituem libertam grandes quantidades de calor. Assim sendo os principais componentes que transferem calor para a câmara de ensaios são:

- Motor de combustão interna;
- O sistema de escape do motor;
- Os freios EC e AC;
- Os componentes elétricos e eletrónicos;
- Perdas para a envolvente.

A Tabela 7.1 faz um balanço das perdas de calor de cada componente, que é baseada em dados obtidos no livro Engine Testing, A. J. Martyr, 2007, e são apenas aproximações normalmente utilizadas para o dimensionamento dos componentes de ventilação da câmara de ensaios. Os valores utilizados estão de acordo com as escolhas feitas anteriormente.

**Tabela 7.1** Transferência de calor para a câmara de ensaios, adaptado de (A. J. Martyr, 2007)

	<b>kW/kW debitado</b>	<b>kW debitado</b>	<b>kW perdido</b>
<b>Motor EP6 CDTX, arrefecido a água</b>	0,1	148	14,8
<b>Sistema de escape</b>	0,3	60	18
<b>Freio FRENELSA</b>	0,05	150	7,5
<b>Freio ZYTEK</b>	0,15	55	8,25
<b>Iluminação e componentes (estimativa)</b>			5
<b>Subtotal</b>			53,55
<b>Perdas para a envolvente (estimativa)</b>			5
<b>Total</b>			48,55

Assumindo agora que a temperatura interior é de 25 °C e é aconselhado utilizar um  $\Delta T = 10$  °C, o caudal volúmico necessário para ventilar o espaço da câmara de ensaios é de 4.043 m<sup>3</sup>/s. O que somado ao ar de admissão, aproximadamente 0.3 m<sup>3</sup>/s, ficamos com aproximadamente 4.343 m<sup>3</sup>/s (15635 m<sup>3</sup>/h). Numa câmara de ensaios de 8 m (Comprimento) × 6 m (Largura) × 4.5 m (Altura) = 216 m<sup>3</sup> dá aproximadamente 72,4 renovações de ar por hora.

Conclui-se, portanto, que vão ser necessário ventiladores axiais para conseguir fazer face às perdas de calor para a câmara de ensaios. Para tal foi feita uma pesquisa extensa no mercado e chegou-se à conclusão que a melhor solução estaria em aplicar 5 ventiladores axiais SODECA HCRE-50-4T (Figura 7.1) que no ponto ótimo de funcionamento debita 3886 m<sup>3</sup>/h e tem a maior eficiência de todos dentro da sua gama  $\eta_e = 34.4$  %, sendo que a disposição do mesmo vai ser analisada no subcapítulo seguinte.



Figura 7.1 Ventilador axial SODECA HCRE-50-4T (SODECA, 2014)

## 7.2. Esquema da ventilação

Para a colocação dos ventiladores axiais seleccionados no capítulo anterior procurou-se saber a melhor disposição para a qual os ventiladores teriam melhor efeito no padrão de escoamento do ar na câmara de ensaios. Tendo em conta que a maior parte das fontes de calor dentro da câmara de ensaios estão ao nível do chão optou-se por usar uma solução em que o ar novo entra ao nível do chão e sair ao nível do tecto no lado oposto da câmara de ensaios para assim haver melhor aproveitamento do ar novo que é introduzido na câmara e como esse ar vai estar a temperatura inferior que aos componentes irá arrefece-los eficazmente. A Figura 7.2 mostra o esquema de ventilação que serviu de base para a aplicação neste banco de ensaios.

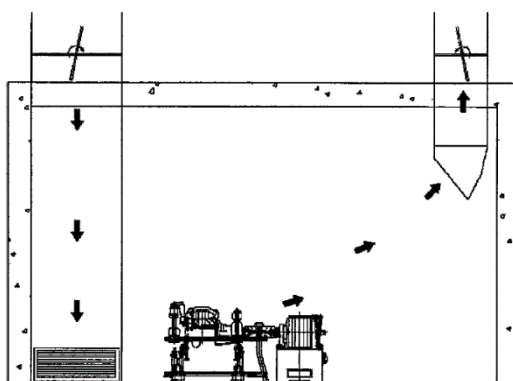
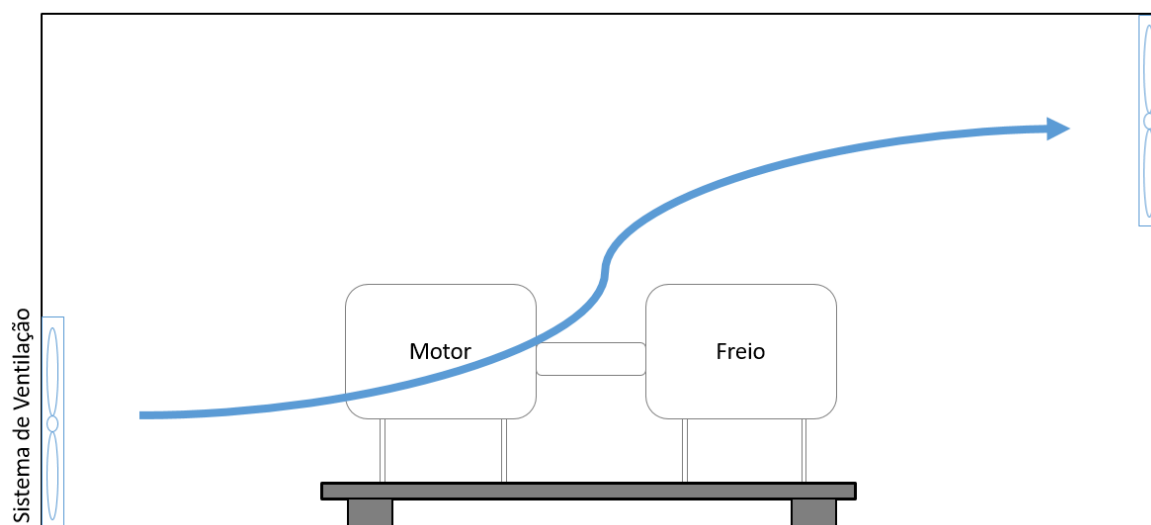


Figura 7.2 Esquema de ventilação em que a entrada de ar se faz rente ao chão e a saída se faz junto ao tecto (A. J. Martyr, 2007)



Para melhor se compreender a disposição do sistema de ventilação utilizado a Figura 7.3 é uma representação da solução escolhida.



**Figura 7.3** Representação do sistema de ventilação

## 8. VIBRAÇÃO E RUÍDO

O motor de combustão interna é a única fonte de vibração e de ruído considerável na câmara de ensaios. Normalmente, em teste, a vibração e ruído do motor superam os efeitos que o sistema de ventilação e outros componentes que podem também provocar desconforto.

Assim sendo tem de se ter em conta os seguintes aspectos:

- O motor tem de estar montado de maneira a que as suas ligações não possam ser danificadas por excesso de movimento;
- Tem de estar controlados as vibrações e ruídos provocados dentro da câmara de ensaios para o restante edifício.
- Tem de ser evitados excesso de níveis de ruído e absorvidos ao máximo para que não perturbem quem está a realizar os testes.

### 8.1. Sistema de isolamento de vibrações

Para resolver grande parte das vibrações que são produzidas pelo motor teve que se arranjar uma solução que tivesse uma frequência natural inferior à de excitação do motor para que a amplitude de vibração do sistema fosse quase impercetível. Para atingir este objetivo o equipamento que suporta o motor e o freio tem de ter uma massa bastante grande e estar apoiado em molas com uma constante de mola baixa. Para tal acontecer optou-se por utilizar uma base de ferro fundido com calhas longitudinais, semelhante à da Figura 8.1, que juntamente com um sistema de molas pneumáticas tem uma frequência natural na ordem dos 3.8 Hz e consegue absorver as vibrações do motor para o edifício.

Para dar estabilidade ao sistema colocaram-se seis molas, uma em cada canto da base e duas no centro para que o peso fosse distribuído uniformemente pela base. A mola pneumática que foi selecionada foi a Continental Single Convolution Air Actuator FS 50-5 CI (Figura 8.2).



**Figura 8.1 Ilustração da laje a utilizar (AVL Isolated Base Plate, 2016)**



**Figura 8.2 Continental Single Convolution Air Actuator FS 50-5 CI (Continental ,2017)**

## **8.2. Sistema de insonorização da câmara de ensaios**

Enquanto se está a testar um motor no banco de ensaios não é aconselhável que quem o está a testar consiga ouvir muito do ruído que está a produzir porque pode provocar lesões por excesso de ruído e diminuir a atenção. Para contrariar este fenómeno teve de se ter em consideração dois aspectos, tanto as paredes como o chão terão de ser constituídos por um absorvedor acústico. Para tal escolheu-se fazer o chão em betão que tem um coeficiente de absorção a 1000 Hz de 0.03 e, as paredes com esse mesmo betão, mas revestidas com um isolador acústico que tivesse igualmente a classe A contra o fogo. O isolador acústico escolhido foi o SOUND SILENCER 2” da Acoustical Surfaces, Inc. (Acoustical Surfaces, Inc, 2017)

## 9. ESTRUTURA E DISPOSIÇÃO

### 9.1. Estrutura de apoio do motor e freio

A estrutura onde vai apoiar o motor tem de ser capaz de colocar facilmente qualquer dos motores seleccionados, para tal tem um sistema de calhas que se ajustam tanto ao comprimento dos apoios do motor, como a largura dos mesmos. Este sistema vai estar montado na base descrita no capítulo 8.1, que também ela proporciona fácil montagem e desmontagem tanto dos motores como dos freios, essencial para a manutenção e troca rápida dos mesmos. A figura 9.1 é uma representação da estrutura que se pretende aplicar.

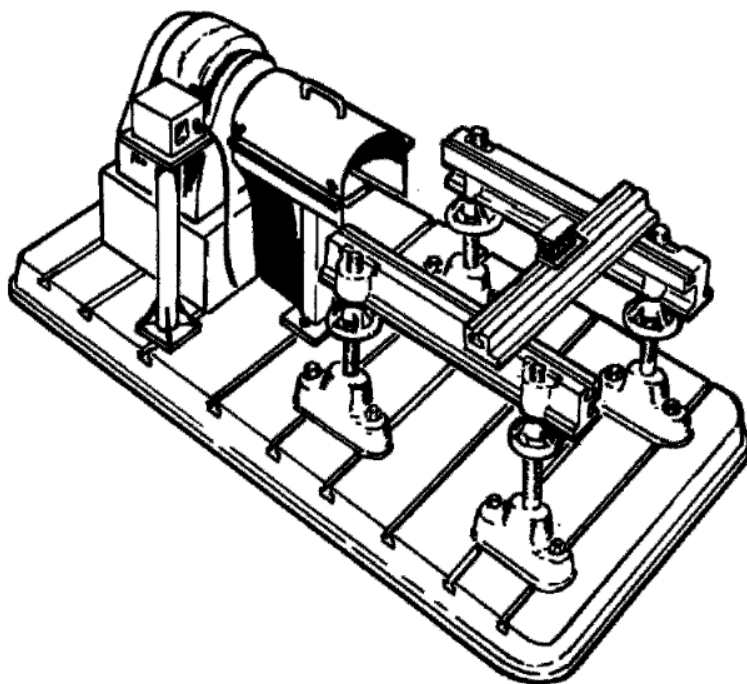


Figura 9.1 Representação da estrutura de apoio do motor e freio (A.J. Martyr, 2007)

## 9.2. Depósito de combustível

O depósito de combustível escolhido teve em consideração que os testes poderão ser de longa duração (> 10h) e por isso escolheu-se o Westeel horizontal single wall ast ULC S601 CSW1300 (Figura 9.2), com capacidade para 1364 L e tendo em conta os dados obtidos na tabela 9.1.

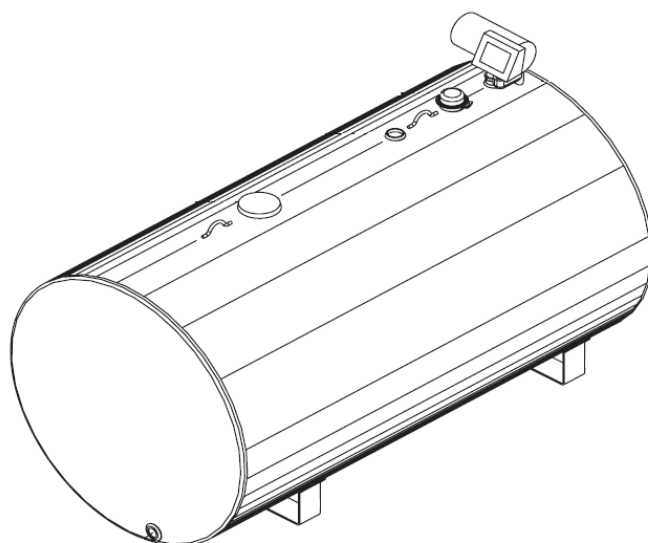


Figura 9.2 Westeel horizontal single wall ast ULC S601 CSW1300 (WESTEEL,2017)

Tabela 9.1 Tempo de funcionamento para os motores EP6 CDTX e DV6 FC a funcionar no regime de potência máxima, com o depósito de combustível Westeel horizontal single wall ast ULC S601 CSW1300

Motor	EP6 CDTX	DV6 FC
$\dot{m}_{f,máx}$ [kg/h]	36,75	24,48
$\rho_f$ [kg/m <sup>3</sup> ]	740	840
$\dot{Q}_{f,máx}$ [L/h]	49,66	29,14
Capacidade do depósito [L]	1364	1364
$t_{máx}$ de funcionamento [h]	<b>27,5</b>	<b>46,8</b>

### 9.3. Disposição dos componentes na câmara de ensaios

A câmara de ensaios tem de obedecer a certas tipologias quer de disposição quer de dimensões. Quanto à dimensão da câmara de ensaio optou-se por fazer com 8,0 m de comprimento, 6,0 m de largura e 4.5 m de altura, para que houvesse espaço suficiente para colocar todos os componentes e quando o banco não estivesse em funcionamento houvesse espaço para fazer a manutenção dos equipamentos.

Dentro da câmara de ensaios estão os seguintes componentes:

- Motor;
- Freio;
- Sistema de exaustão de gases de escape;
- Sistema de arrefecimento do motor;
- Sistema de ventilação;
- Todos os sistemas de medição e controlo;
- Estrutura de apoio do motor e freio;

Fora da câmara de ensaios estão os restantes:

- Sala de controlo;
- Depósito de combustível;
- Torre de arrefecimento;

A disposição dos componentes segue as diretrizes apresentadas na Figura 9.3. O motor e freio estão montados na parte central da câmara de ensaios, o sistema de arrefecimento está montado na parede oposta à sala de controlo, sala essa que se encontra de frente para a lateral do motor e freio, ligeiramente desviado do motor para não serem projetados destroços em caso de rotura de um componente. O sistema de exaustão e gases de escape está na parte de trás do motor estando ao seu lado na parede da sala de controlo o sistema de medição da composição de combustíveis. O tanque de combustível e torre de arrefecimento estão por cima da câmara de ensaios, protegidos pelo tecto em betão e pelo isolador corta-fogo. Por último, o sistema de ventilação tem três dos seus ventiladores na parede por de trás do motor e as outras três na parede oposta.

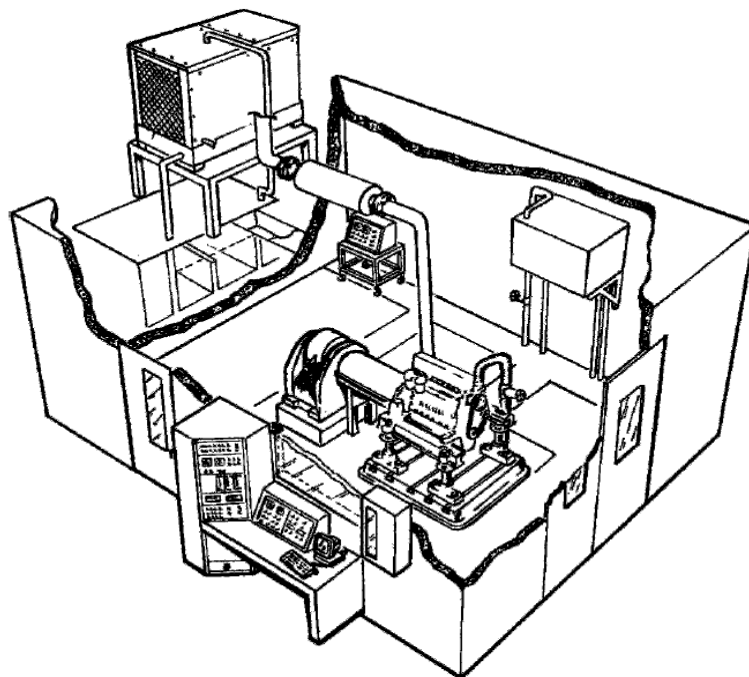


Figura 9.3 Disposição dos componentes na câmara de ensaios segundo o livro Engine Testing (A.J. Martyr, 2007)

## 10. CONCLUSÕES

O crescimento da produção automóvel conduz a que haja um maior número de componentes que têm que ser testados. A maior parte desses componentes são testados em banco de ensaios daí a importância do estudo deste tema. A Universidade de Coimbra ter à disposição um banco de testes com as melhores condições é uma mais-valia tanto para a instituição de ensino como para os seus investigadores e alunos.

Foi feita uma análise extensiva a todos os componentes que são essenciais a um projeto de um banco de ensaios. Os motores foram escolhidos por serem dos mais utilizados atualmente em veículos automóveis ligeiros.

Os freios foram adequados aos motores que se querem testar, sendo que caso só se esteja interessado em testar motores Diesel um freio EC é suficiente, desde que devolva um binário máximo superior ao dos motores em teste em todas as velocidades de rotação do motor.

Apesar de se ter escolhido uma opção mais económica para os freios, todos os outros componentes do banco de ensaios terão de ser avaliados economicamente, sendo que a análise feita foi apenas tendo em conta as necessidades que o banco terá e nem sempre o custo dos mesmos.

Os objetivos propostos foram cumpridos, sendo que o próximo passo será aplicar as escolhas aqui feitas na construção do banco de ensaios, para posteriormente se poder comprovar a validade das escolhas realizadas num ambiente de teste real.



---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACEA (2016, dezembro), “ACEA European Oil Sequences 2016”, ACEA, Bruxelles.

Acoustical Surfaces, Inc (2017), “Sound Silencer™”. Acedido em 2 de setembro de 2017, em: [http://www.acousticalsurfaces.com/printed\\_lit/Sound\\_Silencer\\_PEPP\\_Brochure.pdf](http://www.acousticalsurfaces.com/printed_lit/Sound_Silencer_PEPP_Brochure.pdf)

ARSOPI (2010), “Permutadores de Placas Tipo FH”, ARSOPI-THERMAL-Equipamento, Cadal, Portugal.

AVL (2017), “AVL DynoExact”. Acedido em 22 de abril de 2017, em: <https://www.avl.com/-/avl-dynoexact>.

AVL (2017), “AVL Consumption Measurement Systems”, AVL, Graz, Austria.

AVL (2017), “AVL FLOWSONIX™ Air”. Acedido em 22 de abril de 2017, em: <https://www.avl.com/documents/10138/2699442/FlowSonixAirFlyer>.

Bosch (2016), “Sonda Lambda 2016 | 2017”, Robert Bosch Ltda., Campinas, Brasil.

Bosch Engineering GmbH (2015), “Bosch Motorsport – Equipment for High Performance Vehicles Edition 2016”, Bosch Engineering GmbH, Abstatt, Germany.

Bureau of Transportation Statistics, “World Motor Vehicle Production”, U.S. Department of Transportation, Washington.

Campbell, C. J. (2012), “The Anomalous Age of Easy Energy”, In: O. Inderwildi e Sir D. King (eds.), Energy, Transport, & the Environment, Springer

Continental (2017), “Single Convolution Air Actuator FS 50-5 CI”. Acedido a 10 de agosto de 2017, em: [https://www.contitech.de/catalogs/iap/documents/datasheets/FS\\_50-5\\_CI\\_GB.pdf](https://www.contitech.de/catalogs/iap/documents/datasheets/FS_50-5_CI_GB.pdf)

ExxonMobil (2016, 12 de dezembro), “2017 Outlook for Energy: A View to 2040”, Exxon Mobil Corporation, Irving, Texas.

Frenelsa(2016), “Frenelsa Retarders”. Acedido em 20 de março de 2017, em: <http://www.frenelsa.es/en/producto-aplicaciones/be-gama.asp>.

GKN (2013), “Catalogue Driveline Solutions”, GKN Land Systems, Rosrath, Germany.

Gems Sensors (2016, março), “3100-3200 Series”. Acedido em 20 de agosto de 2017, em: <http://www.gemssensors.com/~media/GemsNA/CatalogPages/3100-3200-Series-Final.ashx>

Martins, J. (2006), “Motores de Combustão Interna”, 2ª Ed., Publindústria, Porto.

M-CTI (2016), “Cooling Tower Series Range MnK Small”, Mumme-Cooling Tower International, Wesel, Germany.

Martyr, A. J. e Plint, M. A. (2007), “Engine Testing – Theory and Practice”, 3ª Ed., Elsevier.

National Oceanic and Atmospheric Administration (2016, dezembro), “Atmospheric CO<sub>2</sub> at Mauna Loa Observatory”. Acedido em 21 de março de 2017, em: <https://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/full.html>.

NASA Goddard Space Flight Center (2017, 3 de janeiro), “Satellite sea level observations”. Acedido em 21 de março de 2017, em: <http://climate.nasa.gov/vital-signs/sea-level/>.

National Aeronautics and Space Administration (NASA)/Goddard Institute for Space Studies (GISS) (2017, 3 de janeiro), “GLOBAL LAND-OCEAN TEMPERATURE INDEX”. Acedido em 21 de março de 2017, em: <http://climate.nasa.gov/vital-signs/global-temperature/>.

PEUGEOT CITROEN MOTEURS (2016), “DV6FC”, PEUGEOT CITROEN MOTEURS, Cedex, France.

PEUGEOT CITROEN MOTEURS (2016), “EP6 CDTX Public”, PEUGEOT CITROEN MOTEURS, Cedex, France.

Ribeiro, J. (2017), “Desenvolvimento do Sistema de Aquisição de Dados e Controlo de Um Banco de Ensaios para Motores de Combustão Interna”, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, Universidade de Coimbra, Coimbra.

Robert Bosch GmbH (1995), “Automotive Electric/Electronic Systems”, 2ª Ed., Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Robert Bosch GmbH (2005, outubro), “Diesel-Engine Management”, 4ª Ed., Wiley.

Samsung (2017), “SAMSUNG Smart Inverter AQV8VBA”. Acedido em 15 de agosto de 2017, em: [http://www.apolloair.eu/samsung\\_brochure](http://www.apolloair.eu/samsung_brochure).

SODECA (2014), “SE01 GJTX-C 2014”. Acedido em 5 de agosto de 2017, em: [http://www.sodeca.com/repository/documentos/PT/SE01\\_CJTX-C\\_2014PT.pdf](http://www.sodeca.com/repository/documentos/PT/SE01_CJTX-C_2014PT.pdf).

SODECA (2014), “HCRE”. Acedido em 5 de agosto de 2017, em: [http://www.sodeca.com/repository/documentos/ES/SE07\\_HCRE\\_HRE\\_2016ES.pdf](http://www.sodeca.com/repository/documentos/ES/SE07_HCRE_HRE_2016ES.pdf)

Westeel (2017), “Cradle Tanks - Horizontal Single Wall AST - ULC S601”, Westeel, Winnipeg, Canada

Zytek Automotive, “Zytek IDT 120-55 – Integrated 55kW Electric Engine”, Zytek Automotive Limited, Lancaster Road, UK.