

• U • C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

APLICAÇÃO DO CONCEITO DE COMBUSTÃO DUAL-FUEL NUM MOTOR DIESEL PESADO

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

Dual-Fuel combustion applied in a Diesel heavy-duty engine

Autor

Carlos Miguel Almeida Figueiral

Orientadores

Jorge José Gomes Martins

Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente	Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Vogais	Professor Doutor José Carlos Miranda Góis Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Orientador	Professor Doutor Jorge José Gomes Martins Investigador Auxiliar da Universidade do Minho
	Professor Doutor Jorge José Gomes Martins Professor Associado da Universidade do Minho

Colaboração Institucional



UNIVERSIDADE DE COIMBRA

Universidade de Coimbra



Universidade do Minho

Universidade do Minho

Coimbra, Setembro, 2016

“Simplicity is the ultimate form of sophistication.”

Leonardo da Vinci

Agradecimentos

Desejo aqui manifestar a minha profunda gratidão a todos aqueles que direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho que marca o fim de cinco anos de aprendizagem académica. Como tal gostaria de agradecer em particular:

Ao Professor Jorge Martins pela oportunidade de trabalho que me ofereceu, por todos os conhecimentos partilhados, espaços e meios de trabalho disponibilizados, paciência e boa disposição constante que sempre me encorajou. A ele devo o tema do trabalho desenvolvido.

Ao Professor Pedro Carvalheira que apesar da distância se mostrou sempre disponível para a resolução de problemas relacionados com o trabalho desenvolvido bem como o esclarecimento de algumas dúvidas.

Ao Engenheiro Luís Paulo Teixeira pelo obséquio de ceder um veículo para estudo, bem como por todos os conhecimentos técnicos e práticos que me transmitiu.

À empresa Maravilha do Cávado e a todos os seus funcionários em particular ao Jorge Carvalho pelos conhecimentos práticos transmitidos, e aos seus representantes, Engenheiro Joaquim Oliveira e Dona Fátima Oliveira, pelo espaço e ferramentas de trabalho cedidos.

Ao Engenheiro Luís Trigo por todo o material fornecido bem como pela pronta disponibilidade e boa disposição que sempre teve ao longo do desenvolvimento do trabalho. A ele devo muitos dos conhecimentos que foram postos em prática para que o sistema *Dual-Fuel* a G.P.L funcionasse com sucesso.

Ao Engenheiro Pedro Lopes pelo fornecimento do Unichip e por toda a informação e material a ele associados.

À TAR Braga, em especial ao seu representante, Senhor Rui Vieira, por toda a sua disponibilidade e simpatia e por todas as informações cedidas acerca do veículo estudado.

À minha namorada, Catarina por todos os bons conselhos, apoio, carinho e compreensão incessante que sempre teve durante esta etapa da minha vida. Foste tu quem me deu a maior força e sem ti ainda não tinha terminado este trabalho.

Aos meus pais, Carlos e Leonilde, e aos meus irmãos, Rodrigo e Raquel, pelo lugar que têm no meu coração. Obrigado por todos os sacrifícios que fizeram, para que o sonho que tenho desde criança se tornasse realidade. A vós devo quem sou hoje e obrigado por toda a confiança que sempre depositaram em mim. Nunca me vou esquecer.

Por fim aos meus amigos, com quem aprendi, cresci e me diverti. Convosco partilhei momentos inesquecíveis e espero manter-me perto de vós durante a minha vida.

Resumo

Durante as últimas décadas, a combustão *Dual-Fuel*, com recurso a combustíveis gasosos alternativos, tem sido alvo de uma forte investigação, na medida que constitui uma boa abordagem para a diversificação das fontes energéticas e para a redução das emissões de poluentes.

O objetivo deste estudo consiste no estudo teórico, técnico e prático de um veículo pesado (MAN TGA 18.433 FLS 36LX) equipado com um motor Euro 3 D2066 LF01 convertido para *Dual-Fuel* a GPL. A configuração inovadora do sistema proposto permite a variação do fornecimento do combustível original (gasóleo) através do controlo da pressão do rail e da pressão de sobrealimentação lidas pelo controlador original do motor. Esta configuração possibilita a aplicação de um sistema *Dual-Fuel* a um veículo com caixa de velocidades automática sem que as suas características de funcionamento sejam comprometidas, o que não se verifica para os sistemas originais existentes até então no mercado.

O combustível de adição usado para alimentar o sistema instalado durante o estudo foi o GPL, devido essencialmente a fatores como a relativa facilidade de armazenamento deste combustível, o número elevado de postos de abastecimento a nível nacional/internacional e ainda a necessidade de otimização dos sistemas que fazem uso desta fonte de energia.

Foi desenvolvida uma metodologia de cálculo com recurso ao software Microsoft EXCEL que permite simular os consumos e as poupanças associadas à utilização deste tipo de sistemas.

Foram feitos testes experimentais em estrada e em banco de potência de forma a calibrar e avaliar todo o sistema. Posteriormente com os dados obtidos foi feita uma análise do desempenho do veículo e dos consumos e poupanças decorrentes do seu funcionamento em *Dual-Fuel* a GPL.

Palavras-chave: Combustão *Dual-Fuel*, gás de petróleo liquefeito, motor de ignição por compressão, veículo pesado, common rail

Abstract

During the last decades, the Dual-Fuel combustion, based on alternative gaseous fuels, has been the target of a deep research, and is a good approach to reducing global dependence for fossil fuels and the reduction of pollutant emissions.

The goal of this study consists on a theoretical, technics and practical study of a heavy-duty vehicle (MAN TGA 18.433 FLS 36LX) equipped with a Euro 3 engine D2066 LF01 running on LPG Dual-Fuel operation. The innovative configuration of the proposed system, allows cutting the original diesel fuel by controlling the rail pressure and boost pressure read by the original ECU. This configuration enables the application of a Dual-Fuel system to a vehicle with an automatic gearbox without its performance being compromised, which is not the case for existing original systems on the market.

The fuel used to power the system installed during the study was LPG, mainly due to factors such as the relative facility of his storage, the high number of national / international fuelling stations and the need for optimization of the systems that use this energy source.

A methodology using the Microsoft EXCEL software was developed to simulate consumptions and savings associated with the use of the Dual-Fuel systems.

In order to evaluate and calibrate the entire system, experimental tests have been made on the road and in a dyno. Then with the data obtained was made an analysis of the vehicle performance, consumption and the savings obtained with the LPG Dual-Fuel operation.

Keywords Dual-Fuel combustion, liquefied petroleum gas, compression ignition engine, heavy-duty vehicle, common rail.

Índice

Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xiii
Simbologia e Siglas	xv
Simbologia.....	xv
Siglas	xvi
1. Introdução.....	1
1.1. Objetivos.....	3
2. Conceitos fundamentais e revisão bibliográfica.....	5
2.1. Motor de ignição por compressão.....	5
2.1.1. Sistemas de injeção.....	7
2.2. Combustíveis.....	11
2.2.1. Propriedades dos combustíveis.....	12
2.2.2. Gasóleo, GN e GPL como combustíveis.....	14
2.3. Combustão <i>Dual-Fuel</i>	17
2.3.1. Utilização de combustíveis gasosos	17
2.3.2. Modo de operação dos motores <i>Dual-Fuel</i>	18
2.3.3. Combustão <i>Dual-Fuel</i>	21
3. Conversão do veículo pesado para <i>Dual-Fuel</i> a GPL	25
3.1. Instalação do sistema de injeção	27
3.1.1. Instalação do circuito de baixa pressão	27
3.1.2. Instalação do circuito de alta pressão e armazenamento	31
3.1.3. Instalação dos controladores e cablagem elétrica.....	35
4. Procedimentos experimentais	41
4.1. Testes em estrada e em banco de potência.....	41
4.2. Sistema de aquisição de dados	42
5. Resultados e discussão	43
5.1. Consumos estimados.....	43
5.1.1. Cálculo dos consumos estimados com funcionamento a gasóleo	43
5.1.2. Cálculo dos consumos estimados com funcionamento a <i>Dual-Fuel</i>	44
5.1.3. Resultados dos consumos estimados	46
5.2. Consumos Reais.....	48
5.2.1. Cálculo dos consumos reais com funcionamento a gasóleo.....	49
5.2.2. Cálculo dos consumos reais com funcionamento a <i>Dual-Fuel</i>	49
5.3. Resultados dos testes em banco de potência.....	51
6. Conclusões.....	57
6.1. Trabalho futuro	58

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59
ANEXO A	63
ANEXO B	67
ANEXO C	71
ANEXO D	73
APÊNDICE A	75
APÊNDICE B	77

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1- Postos de abastecimento GPL na zona norte e zona centro de Portugal [23].	2
Figura 2.1- Ciclos de funcionamento de um motor IPC de 4 tempos. Adaptada de [27].	6
Figura 2.2- Principais componentes do sistema CRDI. Adaptado de [33].	8
Figura 2.3- Relação entre a pressão de injeção de diferentes sistemas de injeção para diferentes velocidades de rotação [37].	9
Figura 2.4 - Corte de injetor eletromagnético. Adaptado de [33].	10
Figura 2.5- Corte de injetor piezoelétrico. Adaptado de [30].	10
Figura 2.6- Processo de refinação do petróleo bruto [40].	11
Figura 2.7- Representação esquemática de um depósito de GPL [53].	16
Figura 2.8-Admissão de combustível gasoso através do coletor de admissão. Motor <i>Dual-Fuel</i> de pré-mistura. Adaptado de [54].	20
Figura 2.9- Injeção direta de gás para o interior do cilindro. Motor <i>Dual-Fuel</i> de injeção direta. Adaptado de [55].	20
Figura 2.10- Pressão da câmara de combustão e taxa de aumento da pressão de um motor <i>Dual-Fuel</i> Ricardo E6. Adaptado de [8].	22
Figura 2.11- Mudanças estimadas na temperatura máxima da mistura no final da compressão para vários combustíveis. Adaptado de [55].	22
Figura 3.1- MAN TGA 18.433 FLS 36LX EURO III.	25
Figura 3.2- Maravilha do Cávado (centro autorizado de conversão de GPL e GN).	26
Figura 3.3- Instalação do redutor GPL.	28
Figura 3.4- Sensor MAP instalado.	28
Figura 3.5- Filtro instalado.	28
Figura 3.6- Sensor de temperatura de gases de escape.	29
Figura 3.7- Suporte de régua de injeção.	29
Figura 3.8- Aplicação de bicos de injeção.	30
Figura 3.9- Injetores Barracuda e bicos de injeção já instalados.	30
Figura 3.10- Depósito Polmocon GPL 250 L.	31
Figura 3.11- Componentes do sistema pneumático a realocar.	32
Figura 3.12- Reservatório pneumático realocado.	32
Figura 3.13- Suporte de fixação e módulo já realocado.	32

Figura 3.14- Furação das longarinas para fixação dos suportes do depósito.	33
Figura 3.15- Aplicação de anilhas de enchimento para alinhamento do depósito.	33
Figura 3.16- Várias vistas do depósito de combustível já instalado e alinhado.	33
Figura 3.17- Esquema da disposição das electroválvulas de corte.	34
Figura 3.18- Componentes de controlo do depósito de combustível.	34
Figura 3.19- Abastecimento do depósito de combustível.	34
Figura 3.20- Criação e ligação de cablagem elétrica com fichas terminais.	36
Figura 3.21- Ligações estabelecidas na caixa dos fusíveis.	36
Figura 3.22- Unidade de 12V.	37
Figura 3.23- Circuito elétrico da unidade de 12V.	37
Figura 3.24- Controlador Blue Energy Diesel DNA instalado.	37
Figura 3.25- Comutador do sistema <i>Dual-Fuel</i> a GPL.	38
Figura 3.26- Cablagem elétrica para Unichip.	39
Figura 3.27- Unichip instalado.	39
Figura 4.1- Testes em banco de potência.	42
Figura 5.1- Binário e potência ao freio em função da velocidade de rotação para carga máxima.	52
Figura 5.2- Temperatura dos gases de escape em função da velocidade de rotação do motor.	53
Figura 5.3- Caudal mássico de combustível injetado em função da velocidade de rotação do motor.	54

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1- Massa volúmica e Poder calorífico inferior de diferentes combustíveis na fase líquida [40].	13
Tabela 3.1- Características de motor MAN D2066 LF 01. Adaptado de [20].	25
Tabela 5.1- Variáveis de cálculo [20][51][58][59].	46
Tabela 5.2- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 40 % carga do motor e um regime de 1300 rpm.	47
Tabela 5.3- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 40 % carga do motor e um regime de 1400 rpm.	47
Tabela 5.4- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 50 % carga do motor e um regime de 1300 rpm.	47
Tabela 5.5- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 50 % carga do motor e um regime de 1400 rpm.	47
Tabela 5.6- Percentagem de combustível injetado em função da velocidade de rotação do motor.	55

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

ρ_f [kg/m³]- Massa volúmica do combustível

$\rho_{f, \text{gasóleo}}$ [kg/m³]- Massa volúmica do gasóleo no estado líquido.

$\rho_{f, \text{GPL}}$ [kg/m³]- Massa volúmica do GPL no estado líquido.

bsfc [g/kW. h]-Consumo específico do combustível ao freio.

Custo₁₀₀ [€/100km]-Custo do combustível aos 100 km.

Custo_{Ano} [€/Ano]-Custo do combustível por ano.

custo_v [€/L]-Custo do combustível por unidade de volume.

Custo_{v, gasóleo} [€/L]- Custo do gasóleo por unidade de volume.

Custo_{v, GPL} [€/L] - Custo do GPL por unidade de volume.

D_{Ano} [dias/ano]-Número de dias de trabalho por ano.

$\dot{m}_{f, \text{gasóleo}}$ [kg/h]-Caudal mássico de gasóleo injetado.

$\dot{m}_{f, \text{gasóleo D.F}}$ [kg/h]-Caudal mássico de gasóleo injetado em funcionamento

Dual-Fuel.

$\dot{m}_{f, \text{GPL}}$ [kg/h]-Caudal mássico de GPL injetado.

n [rpm]- Velocidade de rotação do motor.

N_{km} [km/dia]-Número de quilómetros por dia.

P_b [kW] -Potência ao freio.

p_{carga} [-]-Porcentagem de carga do motor.

P. C. I_{comb.} [kWh/kg]-Poder calorífico inferior a pressão constante.

P. C. I_{GPL} [kWh/kg]-Poder calorífico inferior a pressão constante do GPL.

P. C. I_{gasóleo} [kWh/kg]- Poder calorífico inferior a pressão constante do gasóleo.

p_{gasóleo ret.} [-]-Porcentagem de gasóleo retirado.

P_{GPL} [-]-Porcentagem de GPL injetado.

P_Q [kW]-Potência química de um combustível.

\dot{Q}_f [L/100 km] - Volume de gasóleo consumido por cada 100 km.

t_{inj} [-]- Valor do mapa de injeção do controlador Blue Energy Diesel DNA.

\dot{V}_f [L/h]-Caudal volúmico de combustível injetado.

$\dot{V}_{f, \text{gasóleo ret.}}$ [L/h]-Caudal volúmico de gasóleo retirado.

$\dot{V}_{f, \text{GPL}}$ [L/h]-Caudal volúmico de GPL injetado.

V_v [km/h]- Velocidade média do veículo.

Siglas

CO – Monóxido de carbono

CRDI – Common Rail Direct Injection

GN – Gás Natural

GNC – Gás Natural Comprimido

GNL – Gás Natural Liquefeito

GPL – Gás de Petróleo Liquefeito

HC's – Hidrocarbonetos não queimados

MAP- Manifold absolute pressure

Motor IC- Motor de ignição comandada

Motor IPC- Motor de ignição por compressão

NO_x – Óxidos de azoto

PM – Partículas de nos gases de escape

TPS- Throttle position sensor- Sensor de posição do pedal do acelerador

1. INTRODUÇÃO

As versões iniciais do motor de combustão interna admitiam uma mistura de ar-combustível gasoso, sem compressão antes da combustão, isto durante a primeira metade do tempo do pistão. Posteriormente a mistura sofria ignição através de uma vela, a pressão aumentava e a energia era transmitida ao pistão durante a segunda metade do tempo. Lenoir (1822-1900) foi o responsável pelo desenvolvimento deste tipo de motor, sendo que entre 1860 e 1866 foram produzidas cerca de 5000 unidades em todo o mundo. No ano de 1867 Nikolaus August Otto (1832-1891) e Eugen Langen (1833-1895) apresentaram um motor atmosférico mais desenvolvido, dos quais foram produzidos cerca de 5000 Unidades. Estes motores permitiam um aumento do rendimento térmico dos 6% para um máximo de 11% [1].

Em 1876 surge o motor que permitiu a fundação da indústria de motores de combustão interna quando Otto, desenvolve o motor de 4 tempos (com pré-compressão, mais tarde conhecido como motor de ignição comandada (motor IC)) e posteriormente em 1892 quando Rudolf Diesel inventa o motor de ignição por compressão (motor IPC) [2][3]. Desde então, este tipo de motores tem sido alvo de investigação e desenvolvimento à medida que a tecnologia avança e é, pois neles aplicada [1]. Consequentemente este tipo de máquina tornou-se, nas últimas décadas, a forma mais versátil, conveniente e dominante de produção de energia quer de grande ou pequena escala [1][4].

O motor IPC, especialmente pelo desenvolvimento que teve recentemente, apresenta excelentes características tais como a produção de elevadas potências associadas a altos níveis de rendimento, elevada durabilidade e fiabilidade e ainda baixas emissões de poluentes [5][6]. Tais fatores levaram a que este, se tornasse a classe dominante, dos motores de combustão interna, para a produção económica de energia tanto estacionária como móvel, como é o caso dos transportes motorizados [5][7]. Um aspeto muito importante associado a este tipo de máquina é o facto de, em virtude do tipo de combustão e características de construção, apresentar uma tolerância ao tipo de combustível usado, bastante superior à dos motores IC [8][9]. Devido a este mesmo aspeto, grande parte do desenvolvimento inicial dos

motores de combustão interna foi feito, tendo como base o uso de combustíveis gasosos, como é o caso do gás de carvão proveniente do processamento de carvão, em câmara fechada.

Em 1901 Rudolf Diesel apresentou uma patente de um motor de combustão interna, alimentado por dois combustíveis, um gasoso e um líquido. Daqui surgiu então o conceito de funcionamento de um motor, normalmente denominado, por motor *Dual-Fuel* [10].

Nas últimas décadas, a utilização e desenvolvimento de motores *Dual Fuel* tem vindo a aumentar, [5], principalmente no sector de produção de energia e no sector de veículos comerciais [7]. Esta ascensão deve-se essencialmente às restrições em termos de emissões de poluentes que têm vindo a ser impostas ano após ano, ao aumento do preço dos combustíveis em geral e à redução das reservas de petróleo [11]. Por outro lado, o facto da disponibilidade dos combustíveis gasosos alternativos, como é exemplo o gás de petróleo liquefeito (GPL) e o gás natural (GN), ter aumentado um pouco por todo o mundo nas últimas décadas [7][8], fez com que a acessibilidade e consequentemente o preço se tornassem mais atrativos, fator que tem contribuído para o maior desenvolvimento dos motores *Dual Fuel* [9][12][13]. Através da Figura 1.1 é possível verificar o elevado número de postos de abastecimento de GPL na zona norte e zona centro de Portugal.



Figura 1.1- Postos de abastecimento GPL na zona norte e zona centro de Portugal [23].

Um motor *Dual-Fuel* consiste basicamente num motor IPC convencional, convertido de modo a admitir uma mistura pobre de ar e combustível gasoso. A compressão ocorre, mas as temperaturas resultantes terão de estar abaixo da temperatura característica de autoignição perto do ponto morto superior [14]. Seguidamente a injeção de um segundo combustível líquido com uma temperatura de autoignição suficientemente baixa (gasóleo ou biodiesel) é responsável pela ignição e consequente combustão consistente de toda a mistura no interior do cilindro [4][5][9][15][16]. Desta forma um motor *Dual-Fuel* apresenta um tipo de combustão que combina características dos processos de combustão que ocorrem nos motores IC e nos motores IPC [16].

Neste tipo de motores é normalmente instalado um sistema que altera o mínimo, possível da base do motor IPC e que permite o funcionamento em *Dual-Fuel* através da alimentação extra com combustível gasoso. Além de ter a capacidade de utilização de vários tipos de combustíveis gasosos [14] como é o caso do GPL e do GN, o sistema tem também de permitir o funcionamento, sempre que desejado do motor original. [7][9][15][17].

Atualmente, existe uma grande variedade de sistemas *Dual-Fuel* desenvolvidos por empresas um pouco em todo o Mundo. Contudo, apesar destes sistemas funcionarem, geralmente apresentam falhas, não estando a sua operação ainda bem otimizada, especialmente no setor dos transportes [5][18].

1.1. Objetivos

O funcionamento de um motor *Dual-Fuel* é fortemente motivado pela redução do consumo gasóleo [17] assim como pela redução da emissão de óxidos de azoto (NO_x) e de partículas (PM) [19] para certos regimes de funcionamento do motor [15]. No entanto o seu funcionamento também apresenta desvantagens tais como: diminuição do rendimento térmico e elevados níveis de emissões de hidrocarbonetos (HC's) e monóxido de carbono (CO) em particular para regimes de carga baixos. São também verificadas elevadas taxas de combustão, especialmente para regimes de carga elevados, que levam à formação de grandes níveis de (NO_x) e à ocorrência de *knock* [16][17].

Desta forma, o presente trabalho tem como principais objetivos o estudo teórico, técnico e prático de um motor *Dual-Fuel*, através da escolha, aplicação, desenvolvimento,

calibração, otimização e teste de um sistema *Dual-Fuel* híbrido num veículo pesado de transportes nacional. O veículo em questão é um MAN TGA 18.433 FLS 36LX, equipado com um motor Euro 3 D2066 LF01. Como características principais este motor apresenta uma configuração de 6 cilindros em linha, uma cilindrada de 10518 cm³, uma potência máxima de 316 kW, um binário máximo de 2100 N. m e ainda uma taxa de compressão de 19:1 [20].

O combustível gasoso escolhido para este trabalho foi o GPL dadas as suas propriedades físico-químicas e ainda as falhas e conseqüente necessidade de otimização dos motores *Dual-Fuel* alimentados com este tipo de combustível [21][22]. Uma outra razão é o facto da sua maior disponibilidade em postos de abastecimento tanto em território nacional como no estrangeiro, durante e após os testes [23].

O sistema *Dual-Fuel* em questão é um sistema híbrido, composto por um controlador Blue Energy Diesel DNA [24] e por outro controlador, o Unichip desenvolvido pela Dastek [25], para o controlo preciso da quantidade e tempos de injeção do gasóleo. O controlo destes últimos parâmetros é de extrema importância para o controlo da combustão *Dual-Fuel*, para que o desempenho e a durabilidade do motor não sejam reduzidos mas ainda melhorados [5][8][14][17][22].

2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Motor de ignição por compressão

Genericamente um motor IPC de 4 tempos apresenta um funcionamento mecânico, caracterizado pelo facto de inicialmente uma certa quantidade de ar ser aspirada para dentro do cilindro. Logo após esta fase segue-se a fase de compressão em que devido à diminuição do volume, provocada pela subida do pistão, a temperatura e a pressão do ar aumentam consideravelmente. Um combustível com boas propriedades de autoignição é injetado para este volume de ar com elevada turbulência. Este combustível não sofre de imediato autoignição, pelo que após a sua injeção, ocorre um pequeno período denominado atraso de ignição. Isto acontece devido à necessidade de as gotas de combustível aumentarem de temperatura, se evaporarem, misturarem propriamente com o ar e ainda sofrerem reações químicas que possibilitam a formação de uma pré-chama, ou seja este atraso é de origem física e química. Desta pré-chama resultam as espécies químicas e um processo de reação em cadeia que possibilitam posteriormente a ocorrência de ignição espontânea [26].

A frente de chama, previamente desenvolvida, atinge a restante pré-mistura de ar-combustível e a combustão desenvolve-se ao longo do tempo de expansão até pouco antes do ponto morto inferior. Finalmente o ciclo termina com o tempo de escape, onde os gases de escape são expelidos para fora do cilindro, ficando assim reunidas as condições para a ocorrência de um novo ciclo. A combustão é controlada pela taxa de injeção do combustível e a quantidade de combustível que se pode queimar é limitada pela quantidade de ar no interior do cilindro. Esquematicamente a Figura 2.1 representa os princípios de funcionamento de um motor IPC de 4 tempos.

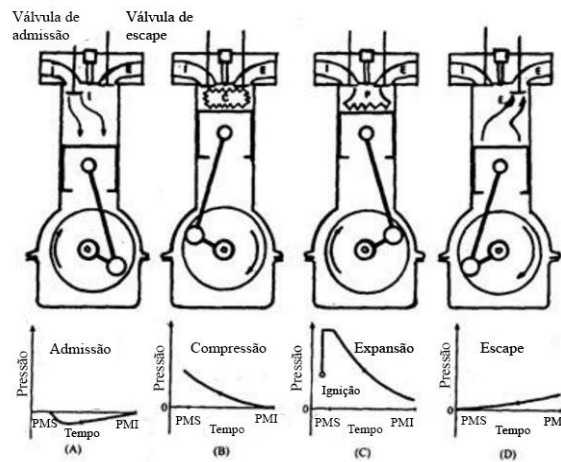


Figura 2.1- Ciclos de funcionamento de um motor IPC de 4 tempos. Adaptada de [27].

Para que se atinjam as condições necessárias para que ocorra combustão, este tipo de motor apresenta, entre outras características, uma taxa de compressão bastante superior à dos motores IC, tipicamente entre 16 e 24. Por sua vez esta taxa depende fortemente do tipo de motor IPC, isto é, se ele é aspirado ou sobrealimentado. O sistema de injeção do combustível para o interior do cilindro influencia muito o processo de combustão. Como tal este é o elemento que cria a distinção entre os dois tipos de motores IPC: os de injeção direta e os de injeção indireta. Existem inúmeros sistemas de injeção que permitem a entrada do combustível para o interior do cilindro. Este tipo de mecanismos encontra-se aprofundado no subcapítulo 2.1.1 [1][3][26][28].

Relativamente ao desenvolvimento a que esta máquina esteve sujeita, à medida que a tecnologia avançou, alcançaram-se níveis muito satisfatórios em termos de desempenho, potência, consumo específico, fiabilidade, durabilidade, aplicabilidade e ainda emissões de poluentes. Prova destas características superiores é a diversidade dos campos de aplicação desta máquina que constitui um dos motores mais utilizados em todo o mundo. Porém há que ter em conta preocupações ao nível do impacto ambiental provocado pelas emissões, bem como a investigação e aplicação de combustíveis alternativos económicos e de elevada qualidade [4][29].

2.1.1. Sistemas de injeção

Para se projetar um motor IPC de elevado desempenho, à qual estão associadas elevadas potências e baixos consumos e emissões de poluentes, é necessária uma boa combinação entre um conjunto de parâmetros. Esses parâmetros consistem na geometria da câmara de combustão, na forma de como é admitido o ar para o interior do cilindro e ainda a injeção de combustível.

Quanto ao sistema de injeção um motor IPC pode ser dividido, tal como já foi dito, em motor de injeção direta e motor de injeção indireta. Atualmente a injeção direta é a mais utilizada permitindo consumos específicos até 20 % inferiores face a um motor de injeção indireta.

O bom funcionamento deste tipo de sistemas e, portanto, a ocorrência de uma boa combustão, dependem da energia cinética do spray de combustível desenvolvido pelo injetor. Este é um fator de extrema importância, uma vez que é responsável pela mistura vigorosa entre o ar e o combustível injetado. De forma resumida pode considerar-se que um sistema de injeção direta bem projetado apresenta uma relação ótima entre o número e diâmetro dos furos do bico do injetor, o nível de turbulência do ar admitido e ainda a pressão de injeção do combustível [28][31]. De forma a atomizar o gasóleo em gotas cada vez menores, ao longo dos anos foram surgindo modificações no tipo de componentes existentes nos sistemas de injeção. Um exemplo disso mesmo foi a evolução de um sistema de injeção controlado mecanicamente para um sistema de injeção controlado eletronicamente, como é o caso dos injetores piezoelétricos que equipam sistemas CRDI (Common Rail Direct Injection) [3][31][33].

Por outro lado, a aplicação de turbocompressores, faz com que a pressão do ar admitido aumente, resultando isto num maior caudal de ar por unidade de tempo. Tais medidas, permitem a injeção e queima de maiores quantidades de combustível o que leva a maiores potências, binários e menores consumos específicos de combustível.

Medidas como as que foram indicadas anteriormente, permitiram a otimização do motor IPC, fator que possibilitou o seu uso em aplicações de menor porte, como é o caso de veículos ligeiros [4].

Sistema CRDI

O sistema de injeção CRDI é constituído por uma bomba de alta pressão ligada a um pequeno acumulador, normalmente designado por *rail*, pelos injetores gasóleo, por um conjunto de sensores e atuadores e ainda pela unidade de controlo eletrónica. O *rail* alimentado pela bomba de alta pressão é comum a todos os injetores, o que permite fornecer o combustível a uma pressão de injeção constante a cada um deles. A abertura dos injetores para a atomização do combustível, bem como a gestão de todo o sistema é feita através da unidade de controlo eletrónico [30][32][33]. A Figura 2.2 permite identificar os principais componentes do sistema CRDI.

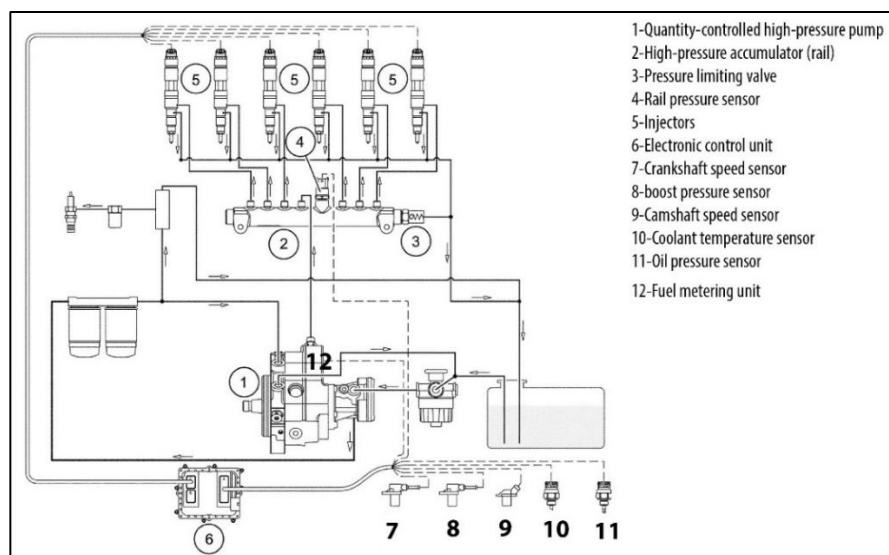


Figura 2.2- Principais componentes do sistema CRDI. Adaptado de [33].

Este sistema de injeção de combustível apresenta numerosas vantagens, entre as quais o facto de possibilitar a introdução de múltiplas injeções num só ciclo do motor [33]. A utilização de pré-injeção resulta numa redução dos níveis de ruído do motor acompanhado de baixas emissões de NO_x . Por outro lado, o facto do combustível estar acumulado constantemente no rail a alta pressão permite que o esforço máximo da bomba não coincida com os tempos de injeção. Desta forma o binário máximo requerido pela bomba é bastante menor face aos sistemas com atuação mecânica. A característica talvez mais interessante deste tipo de sistema é o facto de permitir ter uma pressão do combustível independente da rotação do motor conforme ilustra a Figura 2.3.

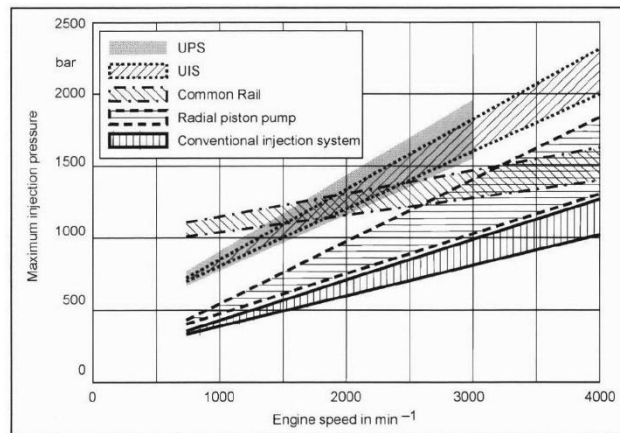


Figura 2.3- Relação entre a pressão de injeção de diferentes sistemas de injeção para diferentes velocidades de rotação [37].

Esta particularidade permite um grande controlo da quantidade de combustível injetado, do tempo de injeção e ainda permite uma melhor atomização do combustível resultando isto em melhores desempenhos, para regimes de rotação e carga baixos [20][30][32][34].

Atualmente já existem vários tipos de sistemas CRDI no mercado. Todos funcionam segundo os mesmos princípios, variando apenas a disposição dos componentes e algumas funções específicas. Como exemplo destes sistemas tem-se [35]:

Bosch:

- 1ª Geração: Pressão de injeção máxima até 1350 bar
- 2ª Geração: Pressão de injeção máxima até 1600 bar
- 3ª Geração: Pressão de injeção máxima acima de 2000 bar

Denso:

- 1ª Geração: Pressão de injeção máxima até 1450 bar
- 2ª Geração: Pressão de injeção máxima acima de 1800 bar

Delphi:

- Sistema Multec: Pressão de injeção máxima até 2000 bar
- Sistema “Direct Acting Common-rail”: Pressão de injeção máxima até 2000 bar

Os sistemas CRDI existentes no mercado fazem uso de dois tipos de injetores para atomizar o combustível para o interior da câmara de combustão. Esses dois tipos de injetores são respetivamente [35]:

- Injetores eletromagnéticos, Figura 2.4;
- Injetores piezoelétricos, Figura 2.5;

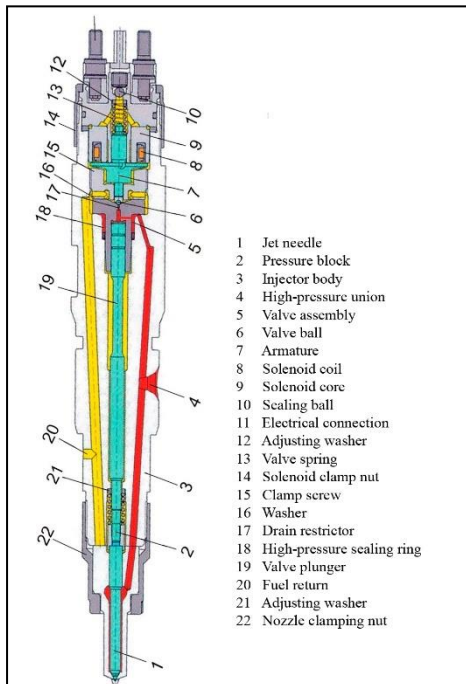


Figura 2.4 - Corte de injetor eletromagnético.

Adaptado de [33].

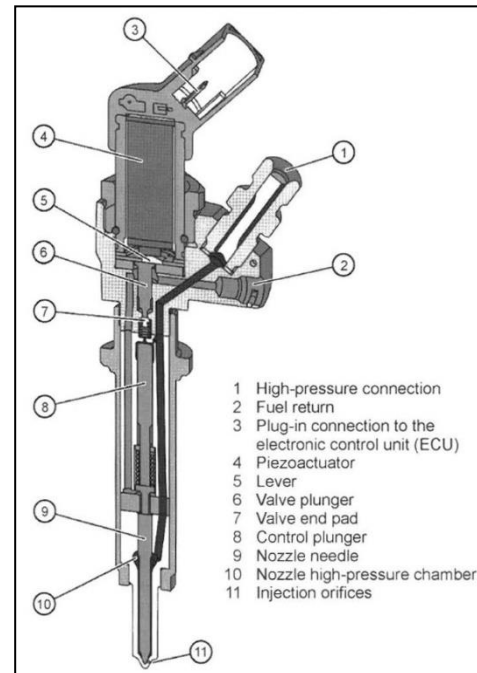


Figura 2.5- Corte de injetor piezoelétrico.

Adaptado de [30].

A evolução das pressões de injeção, mencionadas anteriormente deve-se ao desenvolvimento de novos componentes nomeadamente dos injetores piezoelétricos. Os primeiros sistemas CRDI são equipados com injetores eletromagnéticos [30][32][34][35].

Os injetores piezoelétricos, introduzidos no mercado pela Robert Bosch GmbH, encontram-se largamente aplicados a nível mundial dados os ganhos que permitem ao nível da performance e emissões de poluentes [36]. Comparativamente ao sistema de mola/solenóide do injetor eletromagnético, este tipo de injetor é composto por um atuador que usa cristais de quartzo, e por materiais com menor massa o que lhe permite um desempenho caracterizado por elevada precisão, velocidade e pressão de injeção de até 2500 bar [31][32][34][36]–[39].

2.2. Combustíveis

Os três grandes tipos de combustíveis fósseis, carvão, petróleo e o gás natural, constituem as maiores fontes de energia a nível mundial. No caso do petróleo, este tipo de combustível apresenta um conjunto de propriedades que fez com que marcasse forte presença na economia dos países ocidentais logo pós-guerra. Os produtos derivados deste combustível fóssil servem essencialmente para a alimentação e desenvolvimento dos mais variados meios de transporte até aos dias de hoje, fator que explica a forte dependência gerada em torno desta fonte energética [39].

A refinação do petróleo bruto é feita com base na separação dos diferentes hidrocarbonetos que o constituem. É pois através das diferenças de pesos, volatilidades e temperaturas de ebulição dos hidrocarbonetos que é possível esta separação, levando à formação de produtos intermédios e finais [40]. A Figura 2.6 representa a típica distribuição dos produtos resultantes do processo de refinação do petróleo bruto.

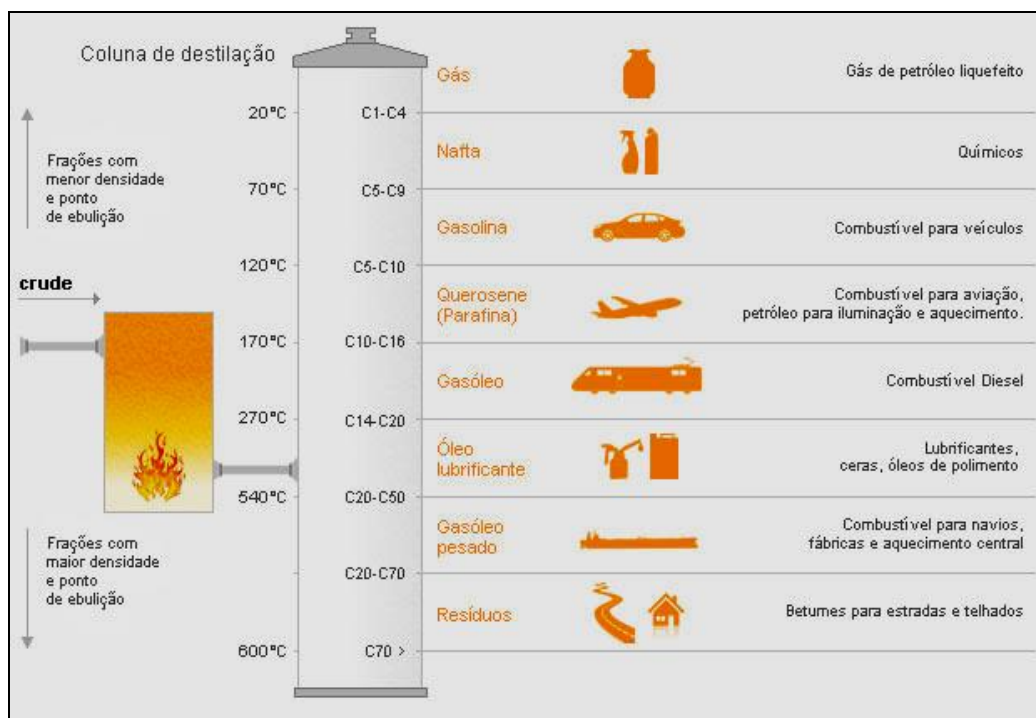


Figura 2.6- Processo de refinação do petróleo bruto [40].

2.2.1. Propriedades dos combustíveis

A maior ou menor aplicabilidade de um combustível a um dado tipo de motor é determinada a partir de um conjunto de propriedades de acordo com as especificações padrão. Como exemplo dessas propriedades, para um motor IPC, pode-se ter em conta o índice de cetano e índice de octano, massa volúmica, poder calorífico, ponto de inflamação, viscosidade e ainda a composição global. Dentro destas propriedades estão descritas em seguida as que apresentam maior importância.

Índice de cetano e índice de octano

O índice de cetano é uma das principais propriedades, que indica se um dado combustível é mais ou menos propenso à ocorrência de autoignição. Combustíveis com baixo índice de cetano estão associados a maiores atrasos de ignição, visto que apresentam maiores dificuldades de ignição quando injetados para o interior de uma câmara de combustão. Paralelamente, um combustível que apresente um elevado índice de octano, refletindo-se isto numa resistência à ocorrência de autoignição, apresenta também um baixo número de cetano. Hidrocarbonetos de cadeia principal longa são mais facilmente oxidados, traduzindo-se isto num elevado índice de cetano. Contrariamente, combustíveis com estruturas moleculares mais complexas, como é o caso dos aromáticos, têm um menor índice de cetano que se traduz, como referido anteriormente, em maiores atrasos de ignição. De forma a melhorar estes e outros aspetos, têm vindo então a ser desenvolvidos e aplicados aditivos aos combustíveis disponíveis no mercado [4].

Massa volúmica

A massa volúmica de um dado combustível indica a relação existente entre a massa desse mesmo combustível e o volume ocupado por ela. Esta propriedade influencia diretamente o poder calorífico em base volúmica de um determinado combustível. A título de exemplo podem-se considerar os combustíveis gasóleo e GPL. Nas mesmas condições o gasóleo apresenta uma massa volúmica muito superior ao GPL, pelo que possui maior poder calorífico para um mesmo volume. O mesmo acontece quando comparado com o GN. A Tabela 2.1 permite concluir a relação anteriormente referida.

Tabela 2.1- Massa volúmica e Poder calorífico inferior de diferentes combustíveis na fase líquida [41].

Combustível	Massa volúmica (kg/m³)	Poder calorífico inferior(MJ/kg)
Gasóleo	780-870	43,2
Propano	510	46,4
Metano	415	50

Poder calorífico

O poder calorífico de um determinado combustível indica a quantidade de energia química disponível nesse mesmo combustível. Sendo um determinado combustível constituído por átomos de carbono e hidrogénio e tendo o hidrogénio 120 MJ/kg e o carbono 34 MJ/kg facilmente se conclui que quanto maior for o número de átomos de hidrogénio maior será o poder calorífico desse mesmo combustível. Desta forma a composição de um determinado hidrocarboneto vai influenciar o poder calorífico característico do combustível por ele constituído. Esta quantidade de energia é medida e quantificada sendo comum referenciar os seus limites superiores (poder calorífico superior) e inferiores (poder calorífico inferior) [42]. Um motor de combustão interna trabalha a partir da energia proveniente da queima de um determinado combustível durante o tempo de expansão, não havendo o aproveitamento da energia de condensação da água presente nos gases de escape. Assim, o poder calorífico inferior é o valor a considerar [43].

Ponto de inflamação

O ponto de inflamação de um determinado combustível, diz respeito à temperatura, à qual esse mesmo combustível à pressão atmosférica, é capaz de emitir gases ou vapores em quantidade suficiente para que se forme uma mistura estequiométrica com o ar envolvente. Esta mistura estequiométrica apresenta condições de fácil inflamabilidade quando exposta a uma fonte de ignição externa.

Esta propriedade, muitas vezes denominada por “*flash point*”, está diretamente relacionada com a volatilidade do combustível, pelo que quanto maior for o seu ponto de inflamação menor a volatilidade [44].

2.2.2. Gasóleo, GN e GPL como combustíveis

2.2.2.1. Gasóleo

Tal como o indicado anteriormente o gasóleo é um combustível proveniente da refinação fracionada do petróleo bruto, sendo constituído essencialmente por uma mistura de hidrocarbonetos com temperaturas de ebulição na ordem dos 170°C-270°C [40]. Na sua composição apresenta também em menores quantidades compostos tais como oxigénio, azoto, enxofre entre outros [29]. Estes compostos apesar de estarem presentes em pequenas quantidades, afetam significativamente algumas propriedades físicas deste combustível.

Com o aparecimento de novas normas, a composição deste combustível tem sofrido pequenas alterações. A concentração de compostos como é o caso do enxofre tem vindo a ser reduzida de forma a diminuir a formação de partículas e a degradação dos catalisadores [45]. De forma a garantir as propriedades lubrificantes do enxofre, este foi substituído pela adição de pequenas percentagens de biodiesel de até 7% no gasóleo [46].

Esta fonte de energia não renovável, apresenta-se como o combustível mais consumido a nível mundial constituindo desta forma um fator vital na economia global [29][47]. No Anexo A - 1 encontram-se apresentados vários valores limite para o gasóleo segundo a norma Euro 6.

2.2.2.2. Gás Natural

O GN, tal como o nome indica, é uma fonte de energia natural. Normalmente é a parte volátil do petróleo bruto, ocupando sob alta pressão as rochas porosas que se encontram acima das reservas de petróleo. Estas reservas surgem a partir da decomposição de matéria orgânica vegetal e animal que se acumulou e compactou ao longo de milhões de anos. Pode também ser encontrado, sob a sua forma seca, em zonas que não sejam ricas em petróleo. Desde que é captado até que chega ao ponto de ser consumido não sofre grandes processos de refinação pelo que é utilizado com uma composição muito semelhante à de quando é extraído.

Atualmente a descoberta de novas reservas, a maior rede de distribuição, a necessidade de diminuir as emissões de poluentes e o preço competitivo face à maioria das

energias alternativas constituem fatores preponderantes para a utilização do GN como combustível alternativo.

A sua composição varia fortemente com fatores como o local de extração e a forma como é transportado e processado. No entanto a composição típica do GN quando pronto a consumir é de 90% de metano e a restante percentagem diz respeito a diferentes concentrações de etano, propano, butano e ainda gases diluentes não combustíveis como é o caso do azoto e do dióxido de carbono. A sua estrutura química simples confere-lhe menores índices de reatividade quando comparado com os combustíveis comuns. Isto faz dele um bom combustível alternativo dada a sua resistência à ocorrência de autoignição [48][49].O Anexo A - 2 apresenta algumas propriedades de referência do GN.

2.2.2.3. Gás de Petróleo Liquefeito

O GPL apresenta-se como uma fonte de energia alternativa. A sua produção é feita a partir da refinação do petróleo bruto e por outro lado através do butano e propano que é retirado ao GN aquando do seu processamento. Desta forma a crescente produção e distribuição de GN iniciada antes dos anos 20 permitiu a formação de quantidades consideráveis de GPL.

Inicialmente produzido em 1910 pelo Dr. Walter Snelling este combustível é composto essencialmente por grandes percentagens de propano juntamente com butano e ainda pequenas quantidades de vapores de combustíveis [50]. Pode estar sob o estado líquido à temperatura ambiente desde que seja armazenado sob pressões moderadas, fator que lhe confere melhores propriedades de transporte face ao já falado GN, quer estejamos a falar sob a forma gasosa (GNC) como sob a forma líquida (GNL) [22].

Quando utilizado para alimentar motores de combustão interna este combustível é normalmente denominado por GPL AUTO ou AUTO GÁS sendo que já representa uma cota considerável no sector dos transportes. A título de exemplo em países como a Turquia, Itália, Hungria, Áustria e Alemanha já existe um grande número de veículos a GPL. Fatores como a poupança económica, a busca por fontes de energia alternativas e ainda a redução das emissões de poluentes têm contribuído para isso mesmo [51][52].

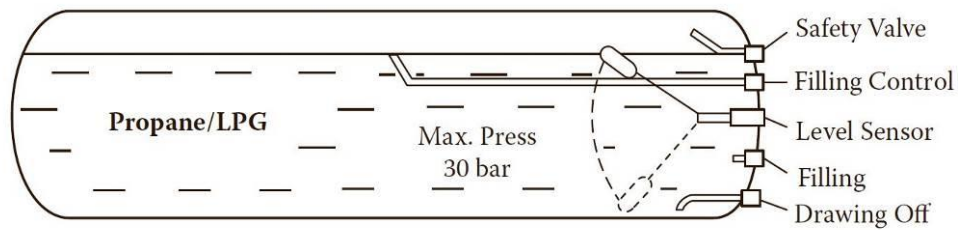


Figura 2.7- Representação esquemática de um depósito de GPL [53].

Os depósitos de GPL não podem ser abastecidos com percentagens acima de 80% da sua capacidade volúmica de forma a permitir expansões do gás, dado este estar sujeito a variações de temperatura. Através da Figura 2.7 é possível de verificar um depósito típico de GPL em corte.

Normalmente a pressão no interior destes depósitos pode variar entre 6-14 bar, sendo estes valores referentes a uma temperatura de 32 °C [53]. No Anexo A - 3 encontram-se algumas das propriedades referências do GPL, podendo estas variar fortemente consoante a região e a altura do ano.

2.3. Combustão *Dual-Fuel*

2.3.1. Utilização de combustíveis gasosos

Durante os últimos anos, muita tem sido a investigação feita de forma a reduzir a dependência pelos combustíveis fósseis. Por outro lado, a presente necessidade de redução das emissões de poluentes, principalmente as que são resultantes dos motores a gasóleo tem levado a medidas por parte dos engenheiros, como a aplicação de novas configurações de motores, recirculação de gases de escape, catalisadores, filtros de partículas e ainda a utilização de sistemas de combustíveis alternativos [5][12]. O uso de combustíveis gasosos alternativos, como é o caso do GN e do GPL, apresenta-se como uma boa abordagem para que se consigam atingir esses objetivos [22].

Existem várias vantagens em utilizar combustíveis gasosos nos sistemas de combustão em geral e em particular em motores como é o caso do motor IPC. Como exemplo disso temos [54]:

- À utilização de combustíveis gasosos, estão associados elevados rendimentos de combustão, isto para vários intervalos de tempo com melhorias dos limites de estabilidade de chama.
- Dada a sua natureza gasosa, têm maior facilidade e necessitam de menores intervalos de tempo para conseguirem formar misturas adequadas para a ocorrência de combustão. Tais características resultam na necessidade de sistemas de admissão de ar e de injeção de combustível relativamente mais simples;
- Da sua queima resultam gases de escape relativamente limpos, caracterizados pela ausência de partículas sólidas como é o caso de cinzas, partículas ou fuligem.
- São mais baratos relativamente aos combustíveis líquidos derivados do petróleo, o que resulta em enormes poupanças, principalmente quando se fala em veículos de gama pesada que apresentam elevados consumos.

Contudo existem limitações ao uso de combustíveis gasosos, nomeadamente o risco eminente de incêndio, explosão ou intoxicação no caso de fugas, bem como dificuldades de armazenamento e abastecimento. Tais perigos têm vindo a ser reduzidos com o aparecimento de nova legislação e com o desenvolvimento de novos materiais que permitem a construção de sistemas mais sofisticados tornando-se o uso destes combustíveis bastante mais seguro [54].

2.3.2. Modo de operação dos motores *Dual-Fuel*

Um motor de combustão interna caracterizado por um funcionamento *Dual-Fuel*, consiste num motor capaz de consumir dois tipos de combustíveis normalmente um líquido e um gasoso mais barato, enquanto mantém níveis de desempenho e de emissão de poluentes satisfatórios. Como exemplo disso podemos considerar o caso do motor IPC em que, quando alterado para *Dual-Fuel*, o combustível líquido fornece a fonte de ignição para a restante quantidade de combustível gasoso introduzido na câmara de combustão. Mais concretamente a compressão ocorre mas as temperaturas resultantes terão de estar abaixo da temperatura característica de autoignição perto do ponto morto superior[14]. Seguidamente a injeção de um segundo combustível líquido com uma temperatura de autoignição suficientemente baixa (gasóleo ou biogasóleo) é responsável pela ignição e consequente combustão consistente de toda a mistura no interior do cilindro [5][9][15][16].

Este conceito pode ser aplicado em vários campos como é o caso dos veículos de transportes, dependendo isso das quantidades de substituição do combustível líquido primário [54].

É desejável que a introdução de combustível gasoso, para o interior da câmara de combustão, e a sua mistura com a quantidade de ar necessária forme uma mistura homogênea com propriedades uniformes. Atualmente existem várias abordagens, sendo que o rendimento de um motor *Dual-Fuel* varia fortemente com a forma como o combustível gasoso é introduzido na câmara de combustão. Podem então considerar-se dois tipos de motores *Dual-Fuel* segundo os métodos de introdução do combustível gasoso:

- Um motor em que o combustível gasoso é introduzido juntamente com o ar admitido através do coletor de admissão, durante o tempo de admissão ocorrendo a sua mistura antes da injeção principal do gasóleo. A este tipo de introdução do combustível gasoso dá-se o nome de *fumigation* e são aplicados em motores *Dual-Fuel* de pré-mistura.
- Um motor em que o combustível gasoso é injetado a alta pressão diretamente para o interior da câmara de combustão, já no final do tempo de compressão, antes ou depois da injeção principal do gasóleo. Este tipo de motores é normalmente designado por motor *Dual-Fuel* de injeção direta.

Cada uma destas abordagens apresenta vantagens e desvantagens. A admissão de combustível gasoso, através do coletor de admissão, possibilita uma boa combinação do combustível com o ar e uma diminuição da temperatura da mistura admitida. Esta diminuição deve-se à expansão do combustível gasoso, resultando isto em maiores atrasos de ignição. A Figura 2.8 representa esquematicamente a injeção de combustível gasoso para o coletor de admissão (*fumigation*).

Como alternativa, a injeção direta a alta pressão de forma temporizada, do combustível gasoso, para o interior do cilindro permite um melhor controlo da injeção. Tudo isto leva à diminuição de fenómenos de *knock* e *backfire*, à redução da quantidade de gases não queimados, a uma ignição regular e vigorosa da mistura, resultando em melhores taxas de combustão e menores emissões de poluentes, principalmente para cargas baixas. A Figura 2.9, representa esquematicamente a injeção direta de combustível gasoso para o interior do cilindro.

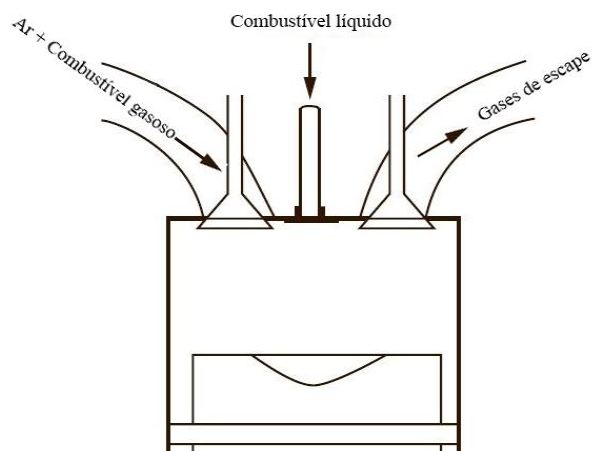


Figura 2.8- Admissão de combustível gasoso através do coletor de admissão. Motor *Dual-Fuel* de pré-mistura. Adaptado de [54].

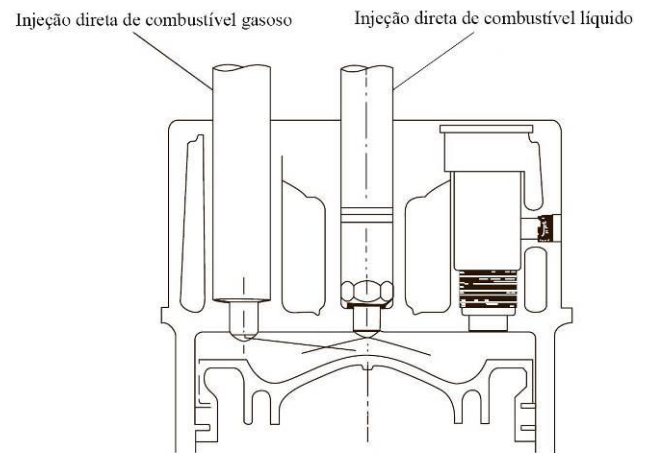


Figura 2.9- Injeção direta de gás para o interior do cilindro. Motor *Dual-Fuel* de injeção direta. Adaptado de [55].

Contudo a injeção direta de combustível gasoso apresenta-se como uma alternativa, com um investimento inicial bastante superior à tradicional *fumigation* e, portanto, com um período de retorno alargado. Isto deve-se à necessidade de equipamentos de controlo e de injeção bastante sofisticados e ainda às alterações necessárias na cabeça do motor para a instalação dos injetores. Tais alterações constituem uma grande desvantagem, na medida em que muito dificilmente são reversíveis.

Existe ainda um método de introdução que consiste na injeção do combustível gasoso de forma individualizada para cada cilindro. Com este tipo de método, o gás é injetado individualmente, na porta de admissão de cada cilindro entre a abertura e fecho da válvula de admissão. Estes sistemas permitem melhorias, face à tradicional *fumigation*, principalmente ao nível do controlo do gás injetado, das quantidades de gases não queimados e na ocorrência de fenómenos de *backfire* [55]. Contudo, dadas as características construtivas dos coletores de admissão de alguns motores IPC, nomeadamente a maioria dos pesados, este tipo de sistemas não é possível de instalar.

2.3.3. Combustão *Dual-Fuel*

O processo de combustão num motor *Dual-Fuel* é bastante complexo, pelo que combina características dos processos de combustão que ocorrem tanto nos motores IC como nos motores IPC [16]. De uma forma geral a combustão *Dual-Fuel*, encontra-se fortemente dependente das características do spray e de ignição do combustível líquido piloto e do tipo e quantidades de combustível gasoso aplicadas. Existem algumas características, associadas a este tipo de combustão, que dificultam a sua operação, entre as quais podem-se listar:

- Os combustíveis gasosos tendem a não oxidar completamente, principalmente em regimes de baixa carga, resultando isto num aumento do consumo e das emissões de gases de escape (falhas de ignição);
- Pode haver a ocorrência de uma combustão não uniforme, com elevadas taxas de produção de energia associadas a elevados picos de pressão no interior do cilindro. Isto acontece maioritariamente para regimes de carga elevados, quando grande parte da mistura sofre uma rápida combustão de forma não controlada (ocorrência de *knock*);

Num motor IPC, alimentado somente por gasóleo, o processo de combustão dá-se segundo quatro fases, denominadas respetivamente por: atraso de ignição, combustão rápida, combustão controlada e período pós-queima. Já num motor *Dual-Fuel* IPC, o processo de combustão é regido por cinco estágios distintos. Esses estágios são, pois, o atraso de ignição do combustível piloto (1-2), combustão do combustível piloto pré-misturado (2-3), atraso de ignição do combustível gasoso (3-4), combustão rápida do combustível gasoso (4-5) e finalmente o período pós-queima (5-6). A Figura 2.10 ilustra respetivamente essas fases características de um motor IPC, Ricardo E6 em funcionamento *Dual-Fuel* [8].

O atraso de ignição do combustível piloto (1-2) é maior, no caso de funcionamento em *Dual-Fuel*. Este aumento deve-se essencialmente a dois fatores que são: a redução da quantidade de oxigénio admitida, devido à injeção do combustível gasoso no coletor de admissão, e a variação do calor específico da mistura da qual vai resultar uma temperatura pós compressão menor. A Figura 2.11 demonstra a diminuição estimada da temperatura da mistura para várias percentagens de diferentes combustíveis gasosos.

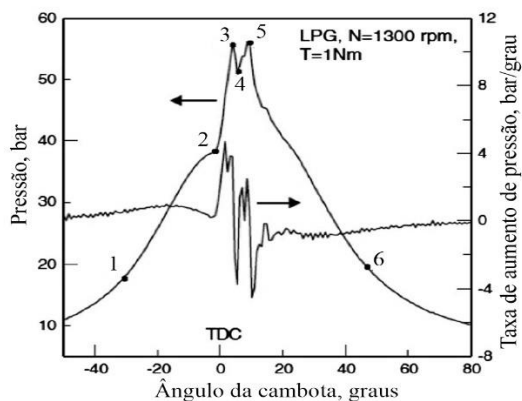


Figura 2.10- Pressão da câmara de combustão e taxa de aumento da pressão de um motor *Dual-Fuel* Ricardo E6. Adaptado de [8].

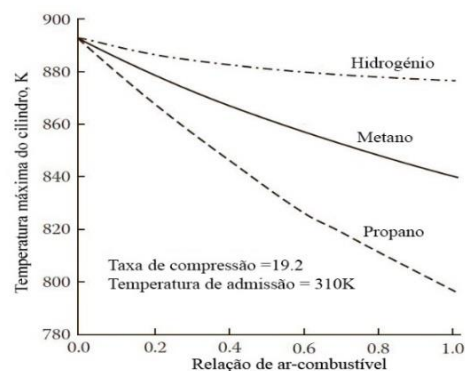


Figura 2.11- Mudanças estimadas na temperatura máxima da mistura no final da compressão para vários combustíveis. Adaptado de [55].

Da combustão do combustível piloto pré-misturado (2-3), é iniciada uma pequena chama que leva a que a pressão no interior da câmara de combustão aumente suavemente. Posteriormente o combustível gasoso, presente na fase de compressão, sofre reações químicas de pré-ignição, que se traduzem num atraso de ignição da mistura (3-4). A fase de combustão rápida (4-5) é bastante instável, dado que começa a partir da propagação de chama iniciada pela ignição espontânea do combustível piloto. A combustão de grande parte do gasóleo injetado, juntamente com uma parte do combustível gasoso leva inicialmente ao aumento da pressão no interior do cilindro. Seguidamente a pressão continua a aumentar até que atinge o máximo, devido à queima da maior parte do combustível gasoso juntamente com a quantidade restante de gasóleo da mistura no interior do cilindro.

O período pós queima (5-6) começa a partir do final do pico de pressão e prolonga-se durante o tempo de expansão. A duração alargada desta fase da combustão deve-se à taxa de queima lenta característica dos combustíveis gasosos e à presença de diluentes do gasóleo.

Como referido anteriormente, o processo de combustão de um motor *Dual-Fuel* apresenta problemas de falha de ignição e de *knock*. De forma a evitar isso, a quantidade de combustível gasoso injetado tem de ser bem estimada e controlada, especialmente para regimes de carga elevados. À medida que se aumenta a quantidade de gasóleo injetado e se diminui a quantidade de combustível gasoso, menores são as falhas de ignição bem como a ocorrência de *knock*. O uso de maiores percentagens de combustível gasoso, leva a que a

combustão da mistura e a velocidade de chama aumentem, mas por outro lado a combustão do combustível líquido diminua (maior atraso de ignição). Também para pequenas quantidades de gásóleo injetado, menores vão ser as fontes de ignição o que vai aumentar o caminho que a chama tem de percorrer para que toda a mistura, na câmara de combustão, seja consumida. Com isto conclui-se que para misturas gasosas extremamente pobres ocorre má propagação de chama, isto para limites fora da zona do combustível piloto (falhas de ignição). Para misturas gasosas ricas, estão associadas grandes taxas de libertação de energia após a injeção de combustível piloto, que podem resultar numa combustão descontrolada (ocorrência de *knock*) [9][22][56][57][60].

3. CONVERSÃO DO VEÍCULO PESADO PARA *DUAL-FUEL* A GPL

O veículo escolhido para converter foi naturalmente um camião pesado, sendo este gentilmente cedido por uma transportadora nacional, mais concretamente a Manuel de Oliveira & Martins com sede em Vale de Cambra. O camião em questão trata-se de um MAN TGA 18.433 FLS 36LX, Figura 3.1, equipado com um motor Euro 3 D2066 LF01 de 6 cilindros, 10,518 L e com uma caixa automática ZF-ASTronic de 12 velocidades. As características principais deste motor encontram-se apresentadas na Tabela 3.1.



Figura 3.1- MAN TGA 18.433 FLS 36LX EURO III

Tabela 3.1- Características de motor MAN D2066 LF 01. Adaptado de [20].

D2066 LF01

<i>Geometria do motor</i>	6 cilindros em linha
<i>Potência máxima, kW</i>	316
<i>Binário máximo, Nm</i>	2100
<i>Cilindrada, L</i>	10,518
<i>Diâmetro, mm / Curso, mm</i>	120/155
<i>Taxa de compressão</i>	19:1
<i>Capacidade de óleo, L</i>	37
<i>Sistema de alimentação</i>	Bosch EDC 7
<i>Peso (sem óleo), kg</i>	960

De modo a proceder à instalação do sistema *Dual-Fuel*, no camião, foi necessário escolher uma empresa certificada. A empresa escolhida para realizar a instalação foi a Maravilha do Cávado Figura 3.2, sendo que esta empresa se encontra autorizada a fazer conversões de veículos para a utilização de combustíveis gasosos, nomeadamente GPL e GN.

Tendo em conta a possibilidade de otimização dos sistemas *Dual-Fuel* a GPL, o fácil armazenamento e a fácil disponibilidade tanto em território Nacional como no estrangeiro, optou-se por um sistema *Dual-Fuel* alimentado a GPL.



Figura 3.2- Maravilha do Cávado (centro autorizado de conversão de GPL e GN).

Dadas as características construtivas do motor em estudo, mais concretamente o facto do coletor de admissão não ser individualizado [33], o sistema de injeção de combustível gasoso escolhido para aplicar no camião foi o Blue Energy Diesel DNA comercializado em Portugal pela empresa SCA-LT. Este sistema é desenvolvido pela empresa Interstar, altamente conceituada na Europa como produtora de sistemas eletrónicos para a injeção sequencial de combustíveis gasosos. Permite o controlo e injeção do combustível gasoso no coletor de admissão ao mesmo tempo que garante a segurança de todo o sistema através de sistemas de proteção munidos de leituras permanentes de vários parâmetros do motor e seus periféricos. Este sistema permite a injeção de GPL ou de GNC variando para isso apenas o depósito, o tipo de redutor e alguma tubagem. O *kit* Blue Energy Diesel DNA é composto por [24]:

- Controlador Blue Energy Diesel DNA
- Cablagem elétrica
- Comutador e indicador de nível do combustível
- Sensor de MAP
- Sensor de temperatura do redutor
- Sensor de temperatura dos gases de escape
- Redutor
- *Rail* com 2 injetores Barracuda
- Tubagem

3.1. Instalação do sistema de injeção

A instalação do sistema de injeção do GPL pode dividir-se essencialmente em 3 partes distintas. Essas partes são respetivamente:

- Instalação do circuito de baixa pressão;
- Instalação do circuito de alta pressão e armazenamento;
- Instalação dos controladores e cablagem elétrica.

3.1.1. Instalação do circuito de baixa pressão

O circuito de baixa pressão é composto por vários componentes, como o redutor o sensor de temperatura do redutor, o sensor MAP, o sensor de temperatura dos gases de escape, o filtro gasoso, tubagem e ainda a régua com os 2 injetores de combustível gasoso.

Este circuito garante o abastecimento dos injetores, com combustível gasoso a baixa pressão e já no estado gasoso, isto após a expansão sofrida no redutor.

3.1.1.1. Instalação do redutor de GPL

É no redutor, Figura 3.3, que o GPL a partir do calor cedido pelo líquido do circuito de arrefecimento, sofre uma transformação isobárica. Aqui ocorre a passagem do estado líquido para o estado gasoso acompanhado por uma diminuição significativa de pressão. O redutor em questão é da marca Shark e é adequado para o funcionamento com GPL. Neste equipamento estão também instalados dispositivos como um sensor de temperatura, que permite medir a temperatura do gás, e uma electroválvula que permite o corte do gás proveniente do depósito. O local de instalação escolhido foi o mais próximo possível do circuito de arrefecimento do motor.

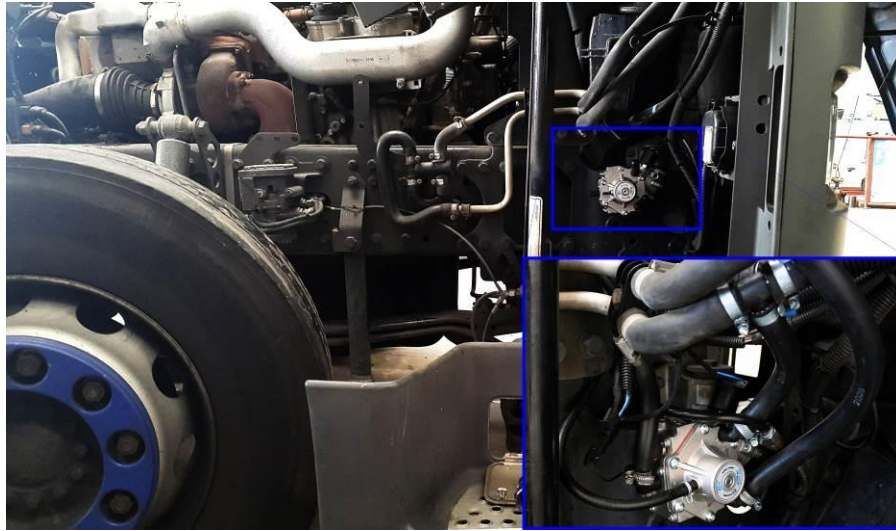


Figura 3.3- Instalação do redutor GPL.

3.1.1.2. Instalação do sensor MAP e filtro

O sensor MAP instalado, Figura 3.4, permite fazer leituras da pressão do coletor de admissão e ainda da pressão e temperatura do gás no circuito gasoso.

A instalação de um filtro no circuito gasoso, Figura 3.5, entre o redutor e os injetores, é de extrema importância, dado que permite a retenção de partículas de aço e ferrugem provenientes do depósito bem como de todo o sistema. O filtro instalado é da marca Alex e tem uma duração de um ano ou 15000 km.



Figura 3.4- Sensor MAP instalado.



Figura 3.5- Filtro instalado.

3.1.1.3. Instalação do sensor de temperatura dos gases de escape

Este sensor permite a leitura instantânea da temperatura dos gases de escape. A leitura deste parâmetro é de extrema importância uma vez que permite inferir as condições em que está a ocorrer a combustão no interior do cilindro. A título de exemplo, se a temperatura dos gases de escape for elevada a combustão está a ocorrer de forma tardia o que se vai traduzir numa diminuição da vida útil do motor.

Tal como ilustra a Figura 3.6 o sensor foi instalado na saída do turbocompressor.



Figura 3.6- Sensor de temperatura de gases de escape.

3.1.1.4. Instalação da régua de injetores

A régua de injetores constitui a parte final do circuito de baixa pressão do sistema *Dual-Fuel*. Encontra-se equipada com dois injetores Barracuda capazes de injetar GPL ou GNC para o interior do coletor de admissão.

De modo a proceder à sua instalação foi criado um suporte, Figura 3.7, e aplicados dois bicos de injeção, Figura 3.8, de modo a que a injeção seja feita antes do turbocompressor.

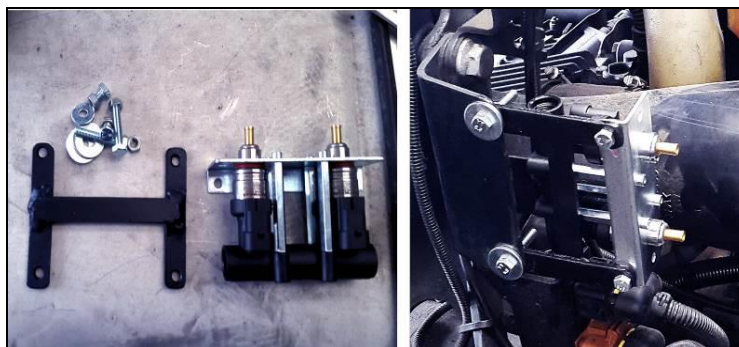


Figura 3.7- Suporte de régua de injeção.

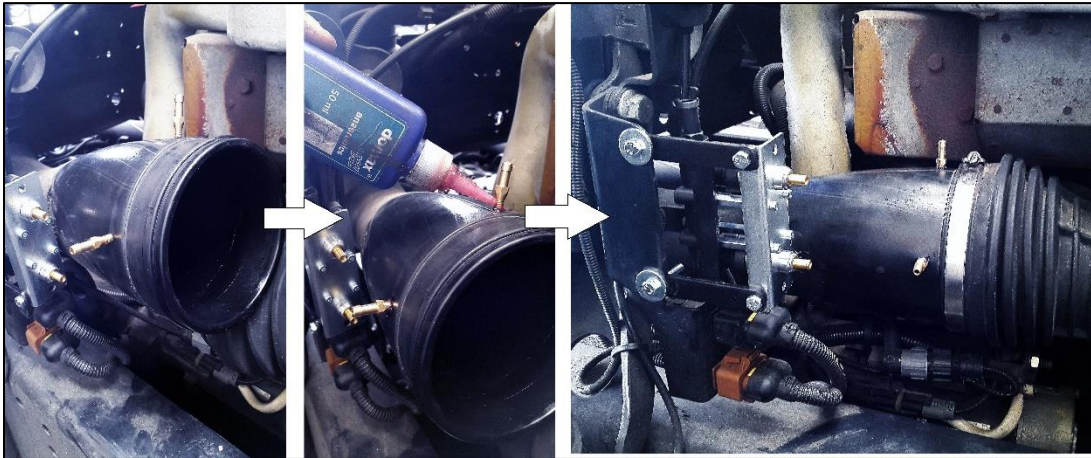


Figura 3.8- Aplicação de bicos de injeção.

A injeção tem de ser feita antes do turbocompressor devido ao facto da pressão com que é feita a injeção de combustível gasoso ser menor do que a pressão no coletor de admissão após o turbocompressor. A Figura 3.9 mostra os injetores Barracuda e os bicos de injeção já instalados no coletor de admissão antes do turbocompressor.



Figura 3.9- Injetores Barracuda e bicos de injeção já instalados.

3.1.2. Instalação do circuito de alta pressão e armazenamento

O circuito de alta pressão de GPL é constituído essencialmente pelo depósito de armazenamento de combustível, com os respetivos componentes de segurança e controlo, pelo bocal de abastecimento e ainda pela tubagem de alta pressão que permite abastecer todo o sistema *Dual-Fuel* até ao redutor de pressão.

3.1.2.1. Instalação do depósito de armazenamento de combustível

O depósito de armazenamento de combustível é um dos componentes principais do sistema *Dual-Fuel*, uma vez que é responsável pelo fornecimento de combustível. Como já indicado anteriormente, o kit adquirido não incluía o depósito pelo que foi necessário a escolha de um depósito o mais adequado possível para esta instalação.

Dada a necessidade de grande autonomia, para que se possa percorrer uma distância considerável sem que haja necessidade de abastecer repetidamente, escolheu-se um depósito da marca Polmocon GPL de 250 L, Figura 3.10. Para esta escolha entraram também fatores como o espaço disponível para a instalação do depósito bem como a facilidade de instalação e homologação do mesmo.



Figura 3.10- Depósito Polmocon GPL 250 L.

De forma a instalar o depósito escolhido alguns componentes do sistema pneumático tiveram de ser relocados. Esses componentes foram um reservatório pneumático da suspensão traseira e o módulo de aspiração, filtragem e controlo do sistema pneumático representados na Figura 3.11.



Figura 3.11- Componentes do sistema pneumático a relocar.

A relocação do reservatório pneumático da suspensão traseira, foi relativamente fácil. Este componente ficou fixo na parte interna inferior da longarina que constitui o chassis do camião conforme ilustra a Figura 3.12.



Figura 3.12- Reservatório pneumático relocado.

Para que fosse possível a alteração do módulo do sistema pneumático, foi necessário construir um suporte para a sua fixação e a alteração da tubagem, Figura 3.13.



Figura 3.13- Suporte de fixação e módulo já relocado.

Após as alterações demonstradas anteriormente, reuniram-se as condições necessárias para a instalação dos suportes do depósito de combustível. Para além dos furos já existentes nas longarinas do chassis do camião, foi necessária a abertura de mais dois furos de modo a fixar os suportes do depósito, Figura 3.14.

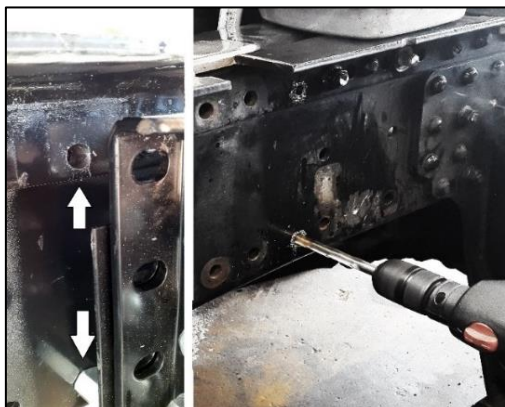


Figura 3.14- Furação das longarinas para fixação dos suportes do depósito.

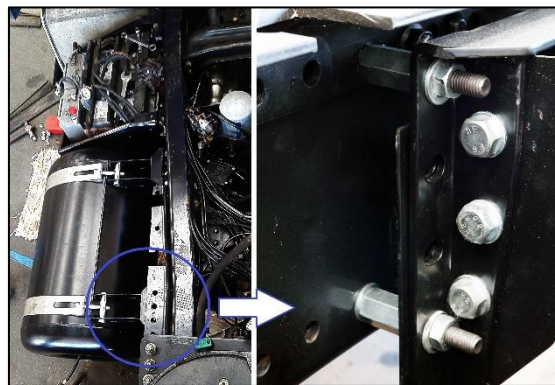


Figura 3.15- Aplicação de anilhas de enchimento para alinhamento do depósito.

Dado as longarinas que compõem o chassis terem uma curva característica, foi necessária a aplicação de umas anilhas de enchimento, mostradas na Figura 3.15, de forma a que o depósito ficasse alinhado com a lateral do camião. Após os suportes estarem fixos ao chassis, o depósito foi colocado e apertado com as cintas de inox fornecidas, Figura 3.16.



Figura 3.16- Várias vistas do depósito de combustível já instalado e alinhado.

3.1.2.2. Instalação dos componentes de segurança e controlo do depósito

Para que seja possível o corte do combustível, sempre que necessário, o sistema Dual-Fuel está equipado com duas electroválvulas de corte em série, Figura 3.17. Uma delas como já foi referido, encontra-se instalada no redutor e a outra na saída do depósito de combustível. No depósito está também instalado um sensor que indica a quantidade de combustível. A Figura 3.18 ilustra a disposição destes elementos no depósito de combustível.

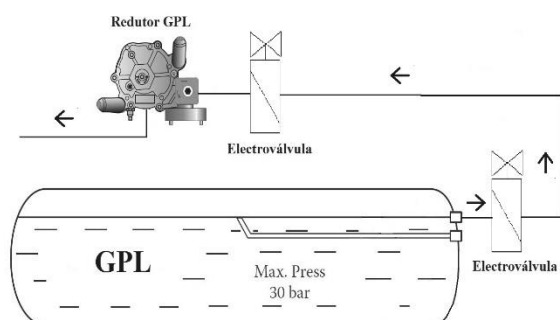


Figura 3.17- Esquema da disposição das electroválvulas de corte.



Figura 3.18- Componentes de controlo do depósito de combustível.

3.1.2.3. Instalação do bocal de abastecimento

O facto do depósito instalado ser de grande capacidade faz com que o tempo de abastecimento seja também bastante longo, dependendo este da pressão da bomba do local de abastecimento e do diâmetro do tubo de abastecimento. De forma a diminuir este tempo de abastecimento o tubo instalado, que liga o bocal ao depósito, tem um diâmetro nominal de 10 mm bastante superior aos tubos de 6 mm usados em depósitos de menores dimensões.

O bocal foi instalado numa zona de fácil acesso ao lado das tomadas de pressão de ar conforme ilustra a Figura 3.19.



Figura 3.19- Abastecimento do depósito de combustível.

3.1.3. Instalação dos controladores e cablagem elétrica

Através da presença de dois controladores, Blue Energy Diesel DNA e o Unichip, é possível controlar e programar todo o sistema *Dual-Fuel*, bem como alguns parâmetros do motor original a gasóleo. O Blue Energy Diesel DNA permite o controlo e monitorização de todo o sistema de injeção do GPL, e ainda a emulação de dois sinais de forma a controlar parâmetros do motor original a gasóleo.

Por sua vez o controlador Unichip é somente usado de forma a controlar os parâmetros do motor a gasóleo para que seja possível o seu correto funcionamento em *Dual-Fuel*. Estamos a falar de parâmetros como a pressão de sobrealimentação, a pressão do *rail* de injeção, os tempos de injeção do gasóleo e ainda a posição do pedal do acelerador (TPS). Outros parâmetros como é o caso da temperatura do líquido de arrefecimento e a temperatura do ar admitido também são possíveis de ler através do Unichip. No APÊNDICE A está representado o diagrama elétrico de todo o sistema *Dual-Fuel* desenvolvido.

3.1.3.1. Criação e ligação da cablagem elétrica

Além da cablagem fornecida pelo kit da Blue Energy Diesel DNA, foi necessário criar uma outra cablagem em paralelo, Figura 3.20, para intercetar os sinais do controlador original do motor, Bosch EDC7, e para o interligar com os dois controladores do sistema *Dual-Fuel*.

Tanto a cablagem fornecida como a criada, são constituídas por fio de cobre multifilar devidamente isolado e por fichas terminais que permitem a sua substituição ou reposição do estado inicial do veículo.

A determinação dos fios a intercetar, foi feita a partir de um *pinout* (diagrama da ficha elétrica) da cablagem, ANEXO B, fornecido pelo fabricante, sendo que todos os sinais foram confirmados com recurso a osciloscópio antes da sua ligação aos controladores.

De forma a facilitar o acesso às fichas de ligação das cablagens e uma maior proteção, grande parte das ligações foram estabelecidas na caixa de fusíveis localizada no interior da cabine do camião, Figura 3.21.

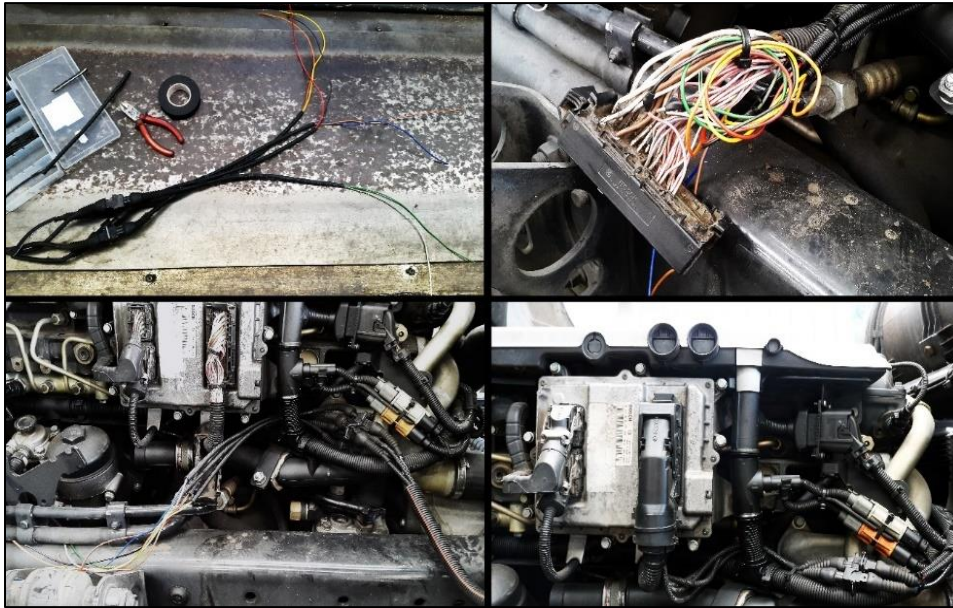


Figura 3.20- Criação e ligação de cablagem elétrica com fichas terminais.

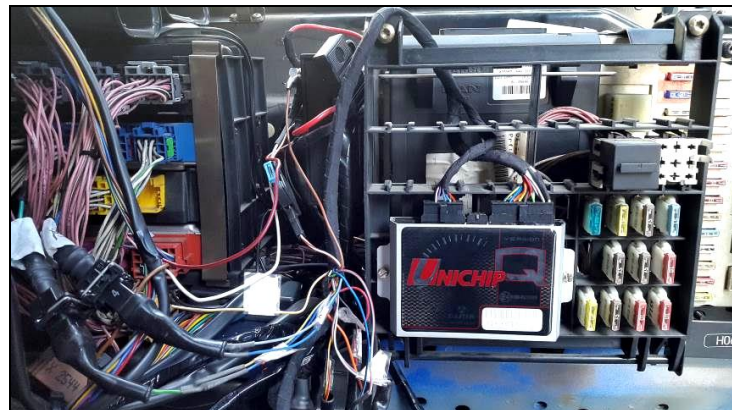


Figura 3.21- Ligações estabelecidas na caixa dos fusíveis.

Como os dois controladores têm de funcionar com uma tensão nominal de 12V e o sistema elétrico do camião é caracterizado por funcionar com uma tensão de 24V foi necessária a criação de uma unidade de 12V ilustrada na Figura 3.22.

Existem vários conversores de 24V para 12V disponíveis no mercado, no entanto este tipo de equipamento tende a aquecer muito quando está em carga. A alternativa usada, bastante mais económica e funcional, foi a criação de uma unidade com o recurso a um relé de 24V e a dois díodos de 6 A.

A tensão de 12V provém diretamente dos bornos de uma das baterias do camião e é conduzida até ao relé de 24V. Este quando acionado através do sinal de 24 V da ignição, permite então a passagem de tensão para os terminais da unidade de 12V. A função dos díodos no circuito da unidade de 12V, representado na Figura 3.23, é de impedir a inversão de polaridade, que causaria danos nos controladores a ele ligados.

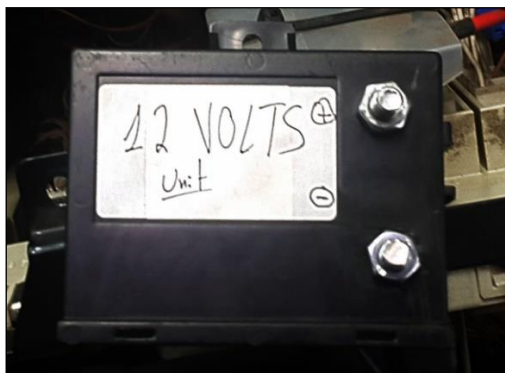


Figura 3.22- Unidade de 12V.

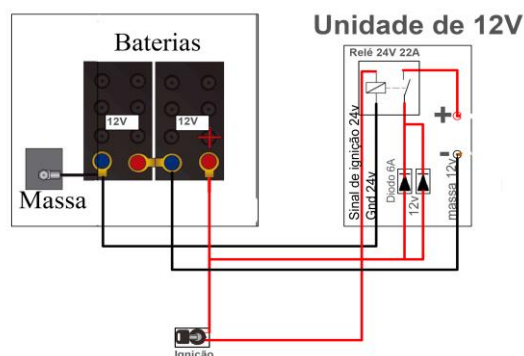


Figura 3.23- Circuito elétrico da unidade de 12V.

3.1.3.2. Instalação do controlador Blue Energy Diesel DNA

O controlador Blue Energy Diesel DNA, tal como já foi dito anteriormente, constitui o cérebro da parte de injeção gasosa do sistema *Dual-Fuel* desenvolvido. Permite o controlo e monitorização de todo o sistema de injeção gasosa e ainda a emulação de dois sinais que permitem alterar o funcionamento do motor a gasóleo em questão.

A sua instalação foi feita na cabine do camião numa zona isenta de humidades e com pouca vibração como ilustra a Figura 3.24. Dentro da cabine, ao lado da ficha OBD ficou uma interface que permite ligar o controlador ao computador através de um cabo USB.



Figura 3.24- Controlador Blue Energy Diesel DNA instalado.

O comutador instalado no *tablier* do veículo, Figura 3.25, permite alternar entre dois modos de funcionamento: 100% a gasóleo ou *Dual-Fuel* a GPL. Por outro lado, dá informação ao utilizador do nível de combustível do depósito de GPL emitindo um aviso sonoro no momento em que atinge o nível de reserva.



Figura 3.25- Comutador do sistema *Dual-Fuel* a GPL.

3.1.3.3. Instalação do controlador Unichip

O Unichip apresenta-se como um controlador bastante versátil que permite ler, intercetar e alterar sinais provenientes de vários sensores do motor. A alteração de qualquer sinal é feita tendo por base um mapeamento em função de dois ou mais fatores como é o caso do TPS e da velocidade de rotação do motor.

Para além do mapeamento e, portanto, da manipulação individual de sinais, também permite a mudança de até cinco configurações gerais diferentes, ou seja, a variação entre cinco conjuntos de mapas diferentes. Neste caso em concreto o interesse seria de ter uma configuração com um conjunto de mapas a zero (situação de funcionamento original a gasóleo) e uma ou mais configurações com um conjunto de mapas alterados de forma a controlar os parâmetros de maior interesse (situação de funcionamento em *Dual-Fuel*).

Dado este ser um controlador genérico, nenhuma ligação nem configuração estão pré-definidas. Como tal todas as ligações tiveram de ser seleccionadas de forma a alterar os sinais pretendidos para este caso em específico. Para isso foi feita uma cablagem, ilustrada na Figura 3.26 de forma a ler e alterar sinais provenientes de vários sensores do motor.

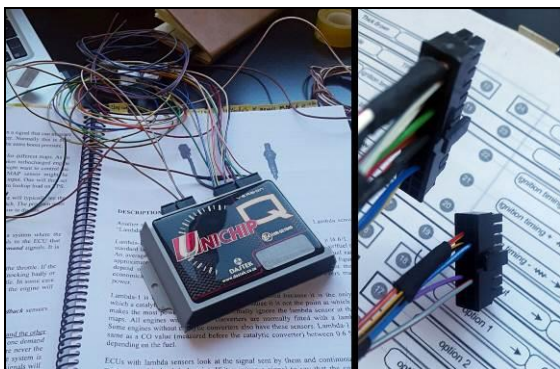


Figura 3.26- Cablagem elétrica para Unichip.



Figura 3.27- Unichip instalado.

A instalação foi feita no interior da cabine, na caixa de fusíveis, de forma a permitir um fácil acesso ao controlador e uma maior proteção contra fatores externos. Na Figura 3.27 é possível identificar o controlador Unichip devidamente instalado e com a cablagem ligada.

4. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

4.1. Testes em estrada e em banco de potência

Para que o sistema *Dual-Fuel* desenvolvido funcione após a sua instalação é necessário proceder à sua calibração. Como tal a metodologia adotada nesse sentido foi a de realizar testes em estrada e em banco de potência com o veículo.

A empresa escolhida para fazer os testes em banco de potência foi a António Garcia, S.A., sediada em Porto da Carne, dado ser a única que possui um banco de potência para veículos pesados a nível nacional. De forma a minimizar os gastos em combustível e dada a distância de cerca de 250 km desde o local de instalação do sistema no camião, até ao banco de potência, os primeiros testes em estrada foram feitos no trajeto de ida até ao banco de potência.

Durante os testes de estrada foram feitos vários mapeamentos do controlador Blue Energy Diesel DNA, responsável pela injeção do combustível gasoso, ao mesmo tempo que se reduzia a quantidade de gasóleo injetado através do controlo da pressão do rail de injeção e da pressão de sobrealimentação. O controlo da injeção do gasóleo foi feito a partir destes dois parâmetros e não através do TPS, de forma a que o funcionamento da caixa automática e, portanto, o desempenho do veículo não fosse afetado. Estes testes foram cruciais, uma vez que permitiram testar numa fase inicial toda a instalação e ainda uma primeira calibração do sistema. De referir que dada a natureza e condições iniciais em que se processaram os testes nenhuma medições rigorosas ao nível de consumos ou potências foram feitas.

Num ambiente mais controlado seguiram-se os testes em banco de potência, Figura 4.1. Durante a sua realização foram registados parâmetros como a temperatura dos gases de escape, pressão do rail de injeção, percentagem do acelerador, tempos de injeção do combustível gasoso e ainda percentagens de emulação de sinais alterados (pressão do rail e pressão de sobrealimentação). Como referência foi feito um teste de potência do veículo

somente a gasóleo. Posteriormente foram feitos vários testes com funcionamento *Dual-Fuel*, de forma a calibrar todo o sistema.



Figura 4.1- Testes em banco de potência.

4.2. Sistema de aquisição de dados

A aquisição de dados do veículo aquando dos testes, foi feita com recurso a uma ferramenta de leitura e diagnóstico OBD (MAN CATS II) gentilmente cedida pela TAR Braga e por um controlador da Optima.

Através do equipamento MAN CATS II foi possível aceder e registar vários parâmetros do motor como a quantidade de combustível injetado por rotação, a rotação do motor, a pressão do rail de injeção, a pressão de sobrealimentação e ainda a percentagem do acelerador.

O controlador da Optima, usado normalmente para controlar sistemas de GPL ou GNC em motores a gasolina foi adaptado somente para fazer e gravar leituras do sistema de injeção de GPL. Dado que o *software* Optima 2.06 deste controlador possui um osciloscópio foram feitas as ligações necessárias para registar parâmetros como os tempos de injeção do GPL, a pressão e temperatura do GPL e ainda a temperatura dos gases de escape.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Consumos estimados

Foi desenvolvida uma metodologia de cálculo com recurso ao software Microsoft EXCEL de forma a estimar os consumos teóricos do veículo em estudo. Todos os cálculos feitos, quer para o funcionamento normal a gasóleo, quer para o funcionamento *Dual-Fuel* a GPL, partiram dos dados fornecidos pelos fabricantes, presentes no ANEXO C. A partir dos consumos estimados foram consideradas várias situações de carga do veículo bem como velocidades médias de deslocação e por fim calculadas as poupanças alcançadas com o funcionamento *Dual-Fuel* a GPL.

5.1.1. Cálculo dos consumos estimados com funcionamento a gasóleo

A partir dos dados do fabricante, mais concretamente do consumo específico do combustível ao freio, $bsfc$, e da potência ao freio, P_b , é possível calcular o caudal mássico de gasóleo injetado, $\dot{m}_{f,gas\acute{o}leo}$, segundo a Eq.(5.1).

$$\dot{m}_{f,gas\acute{o}leo} \text{ [kg/h]} = \frac{bsfc \text{ [g/kW.h]} \cdot P_b \text{ [kW]}}{1000 \text{ [g/kg]}} \quad (5.1)$$

Uma vez que os dados fornecidos pelo fabricante são para condições de carga máxima, de forma a calcular o caudal mássico de gasóleo injetado, $\dot{m}_{f,gas\acute{o}leo}$, em função da percentagem de carga do motor, p_{carga} , tem de se estabelecer a relação descrita na Eq.(5.2).

$$\dot{m}_{f,gas\acute{o}leo} \text{ [kg/h]} = \frac{bsfc \text{ [g/kW.h]} \cdot \frac{P_b \text{ [kW]} \cdot p_{carga}}{100}}{1000 \text{ [g/kg]}} \quad (5.2)$$

O volume de gasóleo consumido por cada 100 km, \dot{Q}_f , em função da velocidade média do veículo, V_v , e da massa volúmica do combustível, ρ_f é então dado pela Eq.(5.3).

$$\dot{Q}_f[\text{L}/100 \text{ km}] = \frac{\dot{m}_f [\text{kg}/\text{h}]}{\frac{V_v [\text{km}/\text{h}] \cdot \rho_f [\text{kg}/\text{m}^3]}{100 \text{ km}} \cdot \frac{[\text{m}^3]}{1000[\text{L}]}} \quad (5.3)$$

O custo do combustível aos 100 km, Custo_{100} , em função do seu custo por unidade de volume, custo_v , é dado pela Eq.(5.4).

$$\text{Custo}_{100}[\text{€}/100\text{km}] = \dot{Q}_f[\text{L}/100 \text{ km}] \cdot \text{custo}_v [\text{€}/\text{L}] \quad (5.4)$$

Finalmente o custo do combustível por ano, $\text{Custo}_{\text{Ano}}$, em função do número de quilómetros por dia, N_{km} , e do número de dias de trabalho por ano, D_{Ano} é dado pela Eq. (5.5).

$$\text{Custo}_{\text{Ano}}[\text{€}/\text{Ano}] = \text{Custo}_{100}[\text{€}/100\text{km}] \cdot N_{\text{km}} [\text{km}/\text{dia}] \cdot D_{\text{Ano}}[\text{dias}/\text{ano}] \quad (5.5)$$

5.1.2. Cálculo dos consumos estimados com funcionamento a *Dual-Fuel*

O caudal mássico de gasóleo injetado para o funcionamento em *Dual-Fuel* a GPL, $\dot{m}_{f,\text{gasóleo D.F.}}$, é dado pela Eq. (5.6) em função do caudal mássico do gasóleo original, $\dot{m}_{f,\text{gasóleo}}$, e da percentagem de gasóleo retirado, $p_{\text{gasóleo ret.}}$.

$$\dot{m}_{f,\text{gasóleo D.F.}} [\text{kg}/\text{h}] = \dot{m}_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg}/\text{h}] \cdot \left[1 - \frac{p_{\text{gasóleo ret.}}}{100}\right] \quad (5.6)$$

O caudal mássico de gasóleo retirado em funcionamento *Dual-Fuel* a GPL, $\dot{m}_{f,\text{gasóleo ret.}}$, é dado pela Eq. (5.7) em função do caudal mássico de gasóleo original, $\dot{m}_{f,\text{gasóleo}}$, e da percentagem de gasóleo retirado, $p_{\text{gasóleo ret.}}$.

$$\dot{m}_{f,\text{gasóleo ret.}} [\text{kg}/\text{h}] = \dot{m}_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg}/\text{h}] \cdot \left[\frac{p_{\text{gasóleo ret.}}}{100}\right] \quad (5.7)$$

A potência química dada por um combustível, P_Q , em função do seu poder calorífico inferior a pressão constante, $P.C. I_{comb.}$, do caudal volúmico de combustível injetado, \dot{V}_f , e da massa volúmica do combustível, ρ_f , é dada pela Eq.(5.8).

$$P_Q[\text{kW}] = \dot{V}_f[\text{L/h}] \cdot P.C. I_{comb.}[\text{kWh/kg}] \cdot \rho_f[\text{kg/m}^3] \cdot \frac{[\text{m}^3]}{1000[\text{L}]} \quad (5.8)$$

Como o poder calorífico inferior em base volúmica do GPL é inferior ao poder calorífico inferior em base volúmica do gasóleo, para as mesmas condições é necessário introduzir um caudal volúmico de GPL maior do que o retirado de gasóleo, de forma a produzir a mesma potência e binário.

A relação entre o caudal volúmico de gasóleo retirado, e de GPL a injetar para produzir a mesma potência química, recorrendo à Eq.(5.8) é dada por:

$$\begin{aligned} P_{Q,GPL}[\text{kW}] &= P_{Q,gas\acute{o}leo\ ret.}[\text{kW}] \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \dot{V}_{f,GPL}[\text{L/h}] \cdot P.C. I_{GPL}[\text{kWh/kg}] \cdot \rho_{f,GPL}[\text{kg/m}^3] \cdot \frac{[\text{m}^3]}{1000[\text{L}]} &= \\ \dot{V}_{f,gas\acute{o}leo\ ret.}[\text{L/h}] \cdot P.C. I_{gas\acute{o}leo}[\text{kWh/kg}] \cdot \rho_{f,gas\acute{o}leo}[\text{kg/m}^3] \cdot \frac{[\text{m}^3]}{1000[\text{L}]} &\Leftrightarrow \\ \dot{V}_{f,GPL}[\text{L/h}] &= \frac{\dot{V}_{f,gas\acute{o}leo\ ret.}[\text{L/h}] \cdot P.C. I_{gas\acute{o}leo}[\text{kWh/kg}] \cdot \rho_{f,gas\acute{o}leo}[\text{kg/m}^3]}{P.C. I_{GPL}[\text{kWh/kg}] \cdot \rho_{f,GPL}[\text{kg/m}^3]} \quad (5.9) \end{aligned}$$

Para as condições de funcionamento do sistema, a massa volúmica do GPL considerada é de 580 kg/m^3 e do gasóleo 858 kg/m^3 . Já o poder calorífico inferior do GPL é $12,83 \text{ kWh/kg}$ e do gasóleo é $11,83 \text{ kWh/kg}$. Substituindo estes valores na expressão (5.9) a relação entre o caudal volúmico de gasóleo retirado e de GPL a injetar para produzir a mesma potência química é dada por:

$$\dot{V}_{f,GPL}[\text{L/h}] = 1,3650 \cdot \dot{V}_{f,gas\acute{o}leo\ ret.}[\text{L/h}] \quad (5.10)$$

Consequentemente o caudal mássico de combustível gasoso, $\dot{m}_{f,GPL}$, a injetar, em função do caudal mássico de gasóleo retirado, $\dot{m}_{f,gas\acute{o}leo\ ret.}$, e da relação (5.10) é dado por:

$$\dot{m}_{f,GPL}[\text{kg/h}] = \frac{1,3650 \cdot \dot{m}_{f,gas\acute{o}leo\ ret.}[\text{kg/h}] \cdot \rho_{f,GPL}[\text{kg/m}^3]}{\rho_{f,gas\acute{o}leo}[\text{kg/m}^3]} \quad (5.11)$$

Por fim, o custo do combustível por ano com funcionamento *Dual-Fuel* pode ser calculado com recurso às Eq.s (5.3),(5.4) e (5.5).

5.1.3. Resultados dos consumos estimados

Os consumos estimados foram calculados com base na metodologia apresentada nos subcapítulos 5.1.1 e 5.1.2. Os resultados dizem respeito a duas situações distintas de funcionamento, ou seja, o funcionamento do veículo somente a gasóleo e o funcionamento *Dual-Fuel* a GPL. Os regimes de funcionamento do camião foram estimados com base nos dados experimentais fornecidos pelo proprietário do camião. Esses dados dizem respeito às velocidades médias de deslocação do veículo, aos regimes de rotação médios do motor e ainda a médias de consumo de combustível.

Partindo de um conjunto de dados disposto na Tabela 5.1 é possível estimar os consumos em L/100km e as poupanças alcançadas para o funcionamento a gasóleo e *Dual-Fuel* a GPL. Os resultados para diferentes velocidades médias de deslocação (60,70,80,85 e 90 km/h), diferentes regimes de rotação (1300 e 1400 RPM) e ainda diferentes percentagens de carga do motor (40 e 50%), encontram-se dispostos nas Tabelas 5.2, 5.3, 5.4 e 5.5.

As percentagens de carga do motor de 40% e 50% são as que, segundo a metodologia de cálculo desenvolvida, levam a valores de consumos em L/100km plausíveis para situações de carga reais, segundo os registos do computador de bordo do veículo.

Tabela 5.1- Variáveis de cálculo [20][52][59][60]

P_{carga} (%)	40 ou 50	ρ_{f,GPL}[kg/m³]-(-20°C, 10 bar)	580
P_{gasóleo ret.} (%)	20	P.C.I_{gasóleo}[MJ/kg]	42,6
n [rpm]	1300 ou 1400	P.C.I GPL[kW.h/kg]	12,83
Velocidade média, V_v [km/h]	60,70,80,85 e 90	bsfc[g/kW.h]-1300 rpm	194
Custo v, gasóleo [€/L]	1,099	bsfc[g/kW.h]-1400 rpm	192,5
Custo v, GPL [€/L]	0,499	P_b[kW]-1300 rpm	287
ρ_{f,gasóleo}[kg/m³]-(-75 °C, 1250 bar)	858	P_b[kW]-1400 rpm	308

Tabela 5.2- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 40 % carga do motor e um regime de 1300 rpm.

V_v (km/h)	Consumo gasóleo (L/100km)	Consumo gasóleo D.F (L/100km)	Consumo GPL (L/100km)	Poupança (€/ano)
60	42,7	34,2	11,7	5140
70	36,7	29,3	10,0	4406
80	32,0	25,6	8,7	3855
85	30,2	24,1	8,2	3629
90	28,5	22,8	7,7	3427

Tabela 5.3- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 40 % carga do motor e um regime de 1400 rpm.

V_v (km/h)	Consumo gasóleo (L/100km)	Consumo gasóleo (L/100km)	Consumo GPL (L/100km)	Poupança (€/ano)
60	45,5	36,4	12,4	5473
70	39,0	31,2	10,6	4692
80	34,1	27,3	9,3	4105
85	32,1	25,7	8,8	3864
90	30,3	24,3	8,3	3649

Tabela 5.4- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 50 % carga do motor e um regime de 1300 rpm.

V_v (km/h)	Consumo gasóleo (L/100km)	Consumo gasóleo (L/100km)	Consumo GPL (L/100km)	Poupança (€/ano)
60	53,4	42,7	14,6	6426
70	45,8	36,6	12,5	5508
80	40,0	32,0	10,9	4819
85	37,7	30,2	10,3	4536
90	35,6	28,5	9,7	4284

Tabela 5.5- Consumos (L/100 km) e poupança(€/ano) para 50 % carga do motor e um regime de 1400 rpm.

V_v (km/h)	Consumo gasóleo (L/100km)	Consumo gasóleo (L/100km)	Consumo GPL (L/100km)	Poupança (€/ano)
60	56,8	45,5	15,5	6842
70	48,7	39,0	13,3	5865
80	42,6	34,1	11,6	5132
85	40,1	32,1	11,0	4830
90	37,9	30,3	10,3	4562

A poupança alcançada com o funcionamento do veículo em *Dual-Fuel* a GPL foi estimada com base nos consumos calculados, no preço atual dos combustíveis, Custo $v_{\text{gasóleo}}(\text{€/L})=1,099$ e Custo $v_{\text{GPL}}(\text{€/L})=0,499$, e para uma média de 600 km por dia e 20 dias de trabalho por mês. A poupança, para as condições consideradas, varia entre um mínimo de cerca de 3500 € e um máximo de cerca de 7000 € anuais. Dado a instalação de um sistema *Dual-Fuel* a GPL ter um custo que ronda os 4000€, o seu período de retorno é relativamente curto e está compreendido entre os 7 e os 14 meses dependendo disso do tipo de solicitação do veículo.

A poupança anual alcançada pode ser aumentada através da substituição de maiores percentagens de gasóleo por GPL. Contudo, tal como já foi dito anteriormente a combustão *Dual-Fuel* a GPL apresenta problemas de falhas de ignição a baixa carga e problemas de *knock* a carga elevada. Dada a margem considerável de ganho estimado de até cerca de 7000 €/ano, para uma substituição de 20% de gasóleo, esse foi o valor considerado nos cálculos. Por outro lado, grandes percentagens de substituição de gasóleo por GPL podem comprometer a fiabilidade e durabilidade de todo o sistema, quando aplicado neste tipo de veículos fortemente solicitado.

5.2. Consumos Reais

Foi desenvolvida uma metodologia de cálculo com recurso ao software Microsoft EXCEL e ao sistema de aquisição de dados descrito anteriormente no subcapítulo 4.2, de forma a calcular os consumos reais do veículo. A medição instantânea dos consumos quer do gasóleo quer do GPL não foi possível de realizar através de aparelhos de medida convencionais como caudalímetros ou rotâmetros. O uso de um caudalímetro para medir o consumo instantâneo do gasóleo não seria viável, dado que a variação da temperatura do combustível provoca a alteração da sua densidade no retorno. Por outro lado, como o fluxómetro não é um aparelho passível de instalação num veículo deste tipo, os consumos de gasóleo e GPL tiveram de ser calculados e não medidos experimentalmente.

De modo a medir experimentalmente os consumos do veículo, a gasóleo e a *Dual-Fuel* a GPL, terão de se efetuar várias viagens no mesmo percurso em contexto de carga real para as mesmas condições.

5.2.1. Cálculo dos consumos reais com funcionamento a gasóleo

Através do equipamento MAN CATS II, é possível obter o caudal mássico de gasóleo injetado em mg/ciclo, $\dot{m}_{f, \text{gasóleo}}$. Multiplicando esse caudal pelo regime de rotação do motor, n , é possível obter o caudal mássico de gasóleo injetado em kg/min, $\dot{m}_{f, \text{gasóleo}}$, através da Eq.(5.12).

$$\dot{m}_{f, \text{gasóleo}} [\text{kg}/\text{min}] = \frac{\dot{m}_{f, \text{gasóleo}} [\text{mg}/\text{ciclo}] \cdot n [\text{rpm}]}{1000000 [\text{mg}/\text{kg}]} \quad (5.12)$$

5.2.2. Cálculo dos consumos reais com funcionamento a *Dual-Fuel*

A Eq. (5.13) traduz o caudal volúmico de combustível gasoso injetado, $\dot{V}_{f, \text{GPL}}$, em função do valor do mapa do controlador da Blue Energy Diesel DNA, t_{inj} , pelos injetores Barracuda para as condições de teste (temperatura do combustível no estado gasoso, 34°C e pressão absoluta de injeção, 2 bar).

$$\dot{V}_{f, \text{GPL}} [\text{L}/\text{h}] = 0,0667 \cdot t_{\text{inj}} \quad (5.13)$$

Recorrendo à Eq. (5.14) é possível calcular o caudal mássico de combustível gasoso injetado, $\dot{m}_{f, \text{GPL}}$, em função da massa volúmica do combustível no estado líquido, $\rho_{f, \text{GPL}}$.

$$\dot{m}_{f, \text{GPL}} [\text{kg}/\text{h}] = \dot{V}_{f, \text{GPL}} [\text{L}/\text{h}] \cdot \rho_{f, \text{GPL}} [\text{kg}/\text{m}^3] \cdot \frac{[\text{m}^3]}{1000 [\text{L}]} \quad (5.14)$$

Tal como já foi dito anteriormente o veículo em questão é equipado com uma caixa de velocidades automática. Genericamente os sistemas *Dual-Fuel* existentes no mercado fazem o corte de gasóleo através da alteração do TPS. Neste veículo o sinal digital proveniente do TPS é transmitido por uma única linha até ao computador de gestão do veículo (FFR), pelo que nesta posição ainda não há distinção da informação que segue para o controlador Bosch EDC 7 e para o controlador da caixa de velocidades automática. É a partir do computador de gestão do veículo (FFR) que ocorre a distinção entre a informação

de TPS que é levada para o controlador Bosch EDC7 e para o controlador da caixa de velocidades. Porém o sinal separado é do tipo Can-Bus pelo que não é possível alterar este tipo de sinal. Uma vez que a alteração do sinal do TPS, antes do computador de gestão do veículo (FFR), iria afetar a gestão da caixa de velocidades automática e, portanto, o desempenho do veículo várias opções foram discutidas e analisadas. O controlo direto, através do controlador Unichip, dos injetores de gasóleo foi uma das opções pensadas. Contudo, dada a elevada intensidade e impedância deste tipo de injetores, não foi possível o seu controlo através deste controlador.

A única opção para o controlo da injeção do gasóleo, foi através da manipulação do sensor de pressão do rail e do sensor de pressão de sobrealimentação. Para isso foi construído um mapa de emulação para estes dois sensores em função da quantidade de GPL injetado, ANEXO D. A emulação do sensor de sobrealimentação foi feita de modo a evitar que o controlador Bosch EDC 7 entre em modo de segurança, quando ocorre a emulação do sensor de pressão do rail e também para diminuir a quantidade de gasóleo injetado. Em termos práticos, foi feita uma diminuição da tensão que consequentemente traduz uma menor pressão de sobrealimentação lida pelo controlador Bosch EDC7. Consequentemente, para um mesmo regime de carga e rotação, face à condição original, o caudal mássico de gasóleo injetado é menor, de forma a manter a relação de ar-combustível estável.

A lógica da emulação feita no sensor de pressão do rail, consiste em aumentar a tensão do sensor e, portanto, dar informação ao controlador Bosch EDC7, que o combustível está a uma pressão superior. Perante esta situação o controlador, baixa a pressão do combustível injetado pela bomba para o rail. Esta diminuição de pressão vai levar a que o caudal mássico de gasóleo injetado seja menor.

Através do equipamento MAN CATS II, foi possível medir o caudal mássico de gasóleo injetado em mg/ciclo, $\dot{m}_{f, \text{gasóleo}}$, a pressão instantânea do rail de injeção e a pressão de sobrealimentação durante os testes em banco de potência. Contudo os dados lidos, quando em funcionamento *Dual-Fuel* a GPL, não correspondem à realidade dado a autocorreção que o controlador Bosch EDC7 faz.

O caudal mássico calculado de gasóleo injetado com funcionamento *Dual-Fuel*, $\dot{m}_{f,\text{gasóleo D.F}}$, pode ser estimado através da Eq.(5.11) e do caudal mássico de combustível gasoso injetado, $\dot{m}_{f,\text{GPL}}$, através da seguinte relação:

$$\dot{m}_{f,\text{gasóleo D.F}} [\text{kg/h}] = \dot{m}_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg/min}] - \frac{\dot{m}_{f,\text{GPL}} [\text{kg/h}] \cdot \rho_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg/m}^3]}{1,3650 \cdot \rho_{f,\text{GPL}} [\text{kg/m}^3]} \quad (5.15)$$

A percentagem de gasóleo retirado em funcionamento *Dual-Fuel* a GPL, $P_{\text{gasóleo ret.}}$, é dada pela Eq.(5.16).

$$P_{\text{gasóleo ret.}} [\%] = \frac{\dot{m}_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg/h}] - \dot{m}_{f,\text{gasóleo D.F}} [\text{kg/h}]}{\dot{m}_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg/h}]} \cdot 100 \quad (5.16)$$

A percentagem de combustível gasoso injetado em funcionamento *Dual-Fuel* a GPL, P_{GPL} , é dada pela Eq.(5.17).

$$P_{\text{GPL}} [\%] = \frac{\dot{V}_{f,\text{GPL}} [\text{l/h}]}{\dot{m}_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg/h}] \cdot \rho_{f,\text{gasóleo}} [\text{kg/l}] \cdot \frac{[\text{m}^3]}{1000[\text{L}]}} \cdot 100 \quad (5.17)$$

Fazendo uso das Eq. (5.3), (5.4) e (5.5) do subcapítulo 5.1.1, é possível calcular a poupança anual associada ao funcionamento do veículo em *Dual-Fuel* a GPL.

5.3. Resultados dos testes em banco de potência

A maior parte dos testes em banco de potência, foram feitos para a condição de acelerador a fundo, sendo que os restantes, executados a carga parcial, serviram para completar o mapeamento do sistema *Dual-Fuel* a GPL. Desta forma foram feitos quatro testes em banco de potência com acelerador a fundo: um com o veículo a funcionar somente a gasóleo e os restantes três com o veículo a funcionar a *Dual-Fuel* a GPL. No APÊNDICE B encontram-se dispostos todos os dados recolhidos e calculados acerca dos testes em banco de potência.

O teste relativo ao funcionamento a gasóleo serviu para ficar com uma referência em termos de consumos e potências originais do veículo em estudo. Os restantes testes serviram para avaliar a performance e os consumos do veículo para o funcionamento *Dual-*

Fuel a GPL. Durante a execução dos testes foram feitas várias calibrações de todo o sistema para que o desempenho do veículo, essencialmente a nível de potência e binário, fosse muito semelhante a gasóleo e a *Dual-Fuel*. Este é um fator muito importante na medida que quaisquer ganhos ou percas poderão, a longo ou a curto prazo, comprometer a fiabilidade e durabilidade deste tipo de veículo fortemente solicitado.

A Figura 5.1 representa o binário, T_b , e a potência ao freio, P_b , para os quatro ensaios feitos, em função da velocidade de rotação para carga máxima do motor.

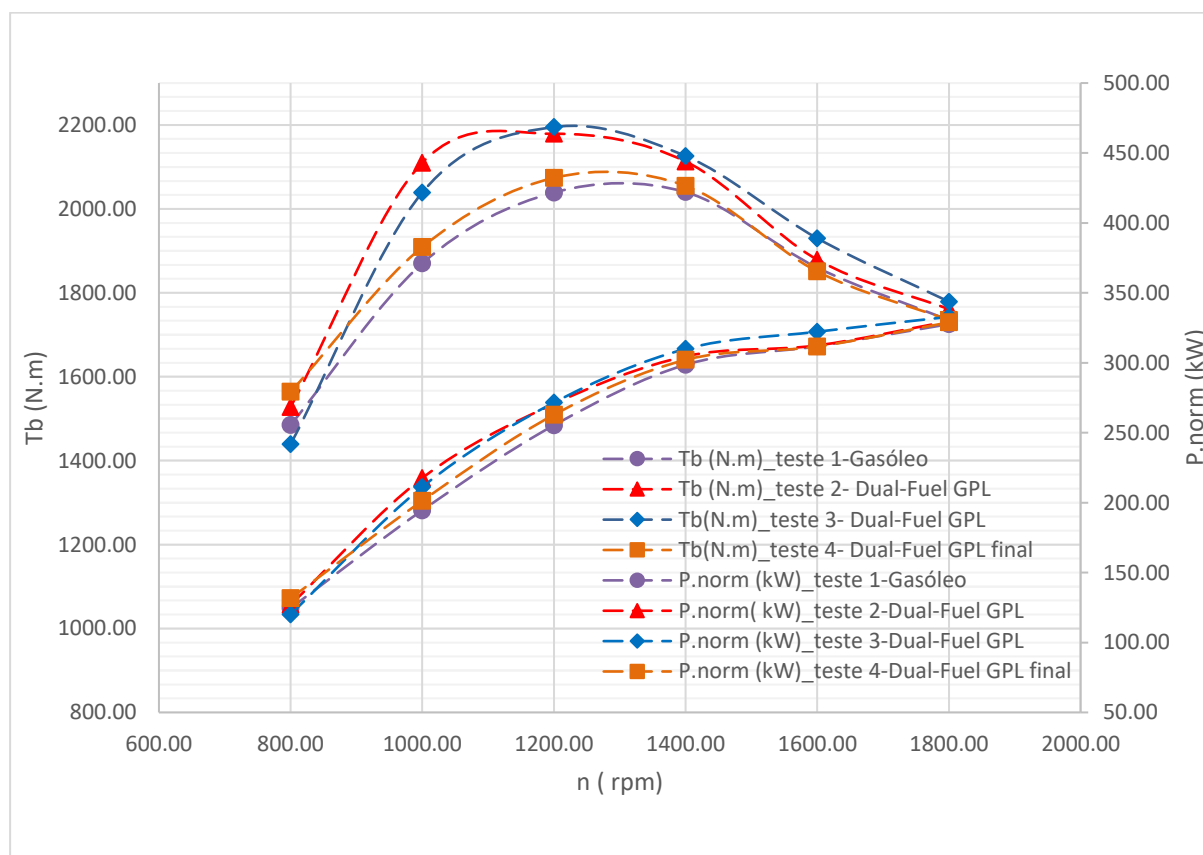


Figura 5.1- Binário e potência ao freio em função da velocidade de rotação para carga máxima.

Como se pode verificar através da Figura 5.1, os valores obtidos experimentalmente, durante o ensaio do veículo somente a gasóleo, não diferem muito dos dados fornecidos pelo fabricante (ANEXO C). As maiores diferenças podem ser justificadas pelo facto de os componentes do bloco do motor terem sido substituídos recentemente. Contudo, os dados obtidos constituiram uma boa referência para toda a calibração do sistema *Dual-Fuel* a GPL.

As curvas de binário e potência mais desfasadas, das correspondentes ao ensaio somente a gasóleo, dizem respeito aos dois ensaios executados durante a calibração do sistema *Dual-Fuel* a GPL. Uma vez que antes dos testes em banco de potência, apenas se tinha feito uma calibração inicial em estrada, a mistura total de Ar-Combustível estava mais rica no funcionamento *Dual-Fuel* a GPL, face à mistura do funcionamento a gasóleo. A elevada quantidade de combustível gasoso injetado para o coletor de admissão e por outro lado o pequeno corte do gasóleo injetado, levaram a valores superiores de binário e de potência. Em termos de binário os ganhos foram de 240 N.m e 170 N.m respetivamente, para os testes 2 e 3 a *Dual-Fuel* face ao registado somente a gasóleo. Em termos de potência o motor a *Dual-Fuel*, debitou cerca de mais 23 kW para o teste 2 e 17 kW para o teste 3 em relação ao teste a gasóleo. A calibração final do sistema *Dual-Fuel* a GPL, apresentada no ANEXO D, permitiu chegar às curvas relativas ao teste 4. Como é possível de verificar através da Figura 5.1 o binário e a potência, debitados pelo motor após a calibração final (teste 4), aproximam-se muito dos valores referentes ao funcionamento somente a gasóleo. Tal como já foi dito, este é um aspeto muito importante para garantir a integridade de todo o sistema de forma a que não se comprometa a fiabilidade e durabilidade do motor.

Por outro lado, um bom indicador da forma de como está a ocorrer o processo de combustão no interior do cilindro é a temperatura dos gases de escape. A Figura 5.2 representa a temperatura dos gases de escape em função da velocidade de rotação do motor referentes ao teste 1 (gasóleo) e ao teste 4 (*Dual-Fuel* GPL final).

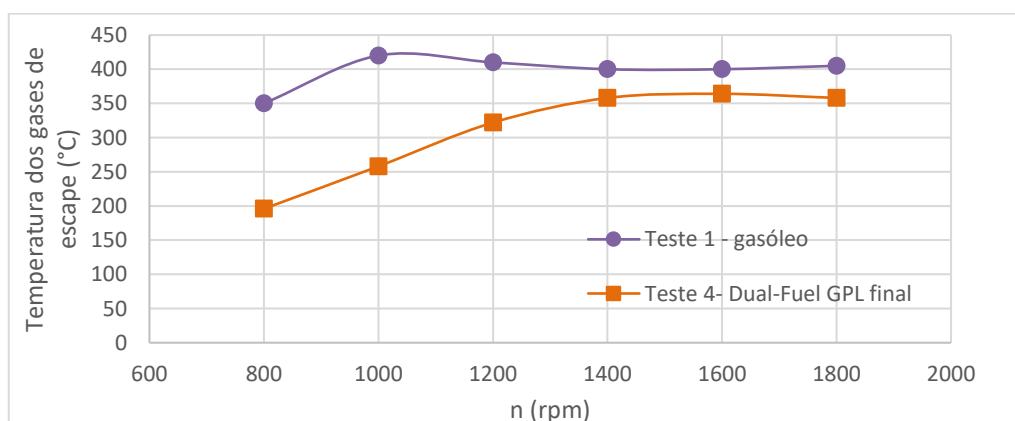


Figura 5.2- Temperatura dos gases de escape em função da velocidade de rotação do motor.

Como se pode verificar através da Figura 5.2, a temperatura dos gases de escape é sempre menor no caso de o veículo funcionar a *Dual-Fuel* a GPL. Esta diminuição pode ser explicada devido ao facto da combustão do GPL, iniciada pela pré injeção de gasóleo, ser bastante rápida e completa. Consequentemente à medida que o gasóleo é injetado, durante a injeção principal, a combustão do GPL constitui um aumento das fontes de ignição que levam a que a combustão global seja mais rápida e completa, originando menores temperaturas dos gases de escape. Se a percentagem de GPL injetada fosse demasiada, provavelmente iria ocorrer a produção de elevadas taxas de energia associadas a elevados picos de pressão no interior do cilindro. A temperatura de gases de escape decorrente desta situação seria bastante superior à registada e iria provocar danos no motor, principalmente ao nível dos pistons, cilindros e válvulas de escape.

Falta falar dos consumos reais, referentes aos testes feitos em banco de potência para a condição de acelerador a fundo. A partir dos dados recolhidos durante os testes 1 (gasóleo) e teste 4 (*Dual-Fuel* GPL final) e aplicando a metodologia de cálculo descrita nos subcapítulos 5.2.1 e 5.2.2 foi possível chegar a valores de caudais mássicos de combustível gasóleo injetado, com funcionamento normal e *Dual-Fuel* a GPL, e caudais mássicos de combustível gasoso injetado com o funcionamento *Dual-Fuel* a GPL.

A Figura 5.3 representa o caudal mássico de combustível injetado em função da velocidade de rotação do motor para carga máxima referente ao teste 1 (gasóleo) e ao teste 4 (*Dual-Fuel* GPL final).

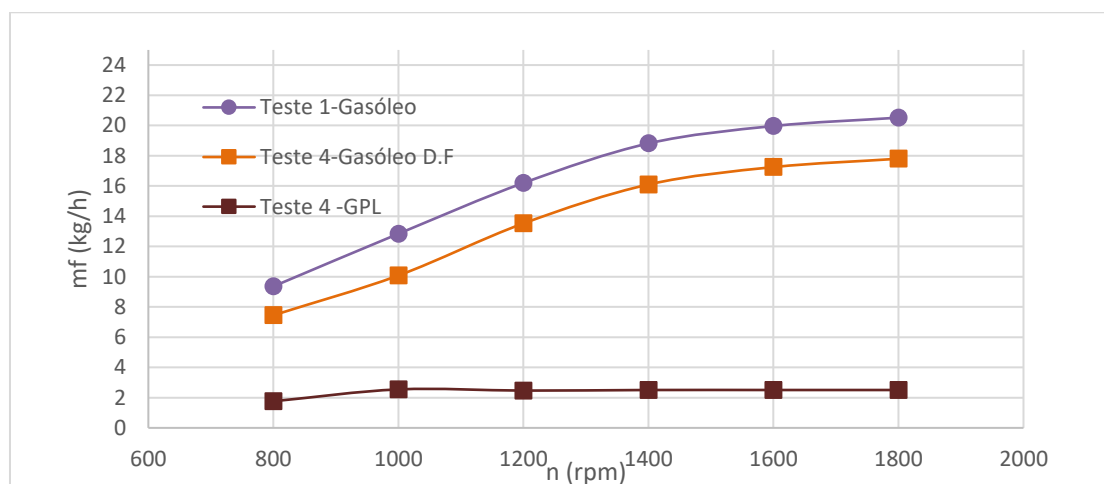


Figura 5.3- Caudal mássico de combustível injetado em função da velocidade de rotação do motor.

Através das Figura 5.3 verifica-se que para uma menor quantidade de gasóleo injetado durante o Teste 4, foi possível produzir o mesmo binário e potência através da adição de uma pequena quantidade GPL no coletor de admissão. Os valores apresentados do Teste 4-Gasóleo D-F dizem respeito ao caudal mássico de gasóleo injetado em *Dual-Fuel*.

Em termos percentuais, relativamente aos caudais mássicos representados na Figura 5.3, as quantidades de gasóleo e GPL injetadas em funcionamento original a gasóleo e *Dual-Fuel* a GPL estão representadas na Tabela 5.6.

Tabela 5.6- Percentagem de combustível injetado em função da velocidade de rotação do motor.

n (rpm)	Gasóleo	<i>Dual-Fuel</i> a GPL	
	Gasóleo injetado (%)	Gasóleo injetado calculado (%)	GPL injetado (%)
800	100	79,6	27,9
1000	100	78,5	29,3
1200	100	83,5	22,5
1400	100	85,6	19,7
1600	100	86,4	18,6
1800	100	86,8	18,1

Em termos médios a percentagem de gasóleo injetado, durante o funcionamento *Dual-Fuel* a GPL foi de 83% o que resulta numa remoção de 17 % de gasóleo através da emulação combinada da pressão do rail e da pressão de sobrealimentação.

De forma a produzir a mesma potência e binário para uma remoção de 17% de gasóleo, a percentagem de GPL injetado foi de cerca de 22,7%. A grande diferença entre estes dois valores deve-se ao facto de para as mesmas condições o gasóleo apresentar uma massa volúmica de cerca de 1,5 vezes superior ao GPL [41], pelo que possui maior poder calorífico em base volúmica. Para as condições de funcionamento do sistema por cada litro de gasóleo retirado tem de se injetar 1,3650 litros de GPL líquido de forma a manter potência original do motor.

Em termos de poupança alcançada em €/100km, os valores variam entre 1,90€/100km e 3,50 €/100 km dependendo isto do regime do camião em termos de carga, rotação e velocidade média. Multiplicando os valores anteriormente apresentados por uma média de 144000 km/ano a poupança anual varia entre cerca de 2800€ e 5100€.

6. CONCLUSÕES

No presente trabalho foi instalado, desenvolvido e testado um sistema *Dual-Fuel* a GPL num veículo pesado, MAN TGA 18.433 FLS 36LX, equipado com um motor Euro 3 D2066 LF01. Este permite o funcionamento do veículo através da alimentação combinada de dois combustíveis, neste caso o gasóleo e o GPL. Como principais contributos do estudo realizado para o aprofundamento dos conhecimentos acerca deste tipo de sistemas têm-se:

- Instalação e desenvolvimento de uma nova configuração que permite o controlo total de um sistema *Dual-Fuel* num veículo equipado com caixa de velocidades automática.

- Desenvolvimento de uma metodologia de cálculo que permite simular os consumos e as poupanças associadas à utilização deste tipo de sistemas.

- Calibração de todo o sistema com recurso a testes em banco de potência, de forma a manter o desempenho original do veículo.

A partir da metodologia de cálculo desenvolvida as poupanças anuais alcançadas com a utilização de um sistema *Dual-Fuel* a GPL estão compreendidas entre os 3500 € e os 7000€. Estes dados são relativos a uma percentagem de substituição de 20% do combustível gasóleo originalmente injetado e variam fortemente de acordo com o regime de funcionamento do veículo ao nível de: carga, rotação e velocidade média. O período de retorno do sistema instalado, correspondente aos valores anteriormente apresentados, está compreendido entre os 7 e os 14 meses.

De forma a não comprometer o correto funcionamento da caixa de velocidades automática, e, portanto, da performance do veículo, o corte do combustível gasóleo foi feito através da emulação do sensor da pressão do rail e do sensor de sobrealimentação. Foram feitos vários testes em banco de potência de forma a calibrar todo o sistema *Dual-Fuel* e a manter o desempenho original do veículo. Para a condição de acelerador a fundo e para uma substituição de 17% de gasóleo os consumos diminuíram consideravelmente o que permitiu uma poupança anual compreendida no intervalo de 2800 € a 5100€. Para estes valores o período de retorno está compreendido entre os 9 e os 17 meses, o que é bastante positivo principalmente se se pensar numa frota de veículos ao invés de apenas um.

6.1. Trabalho futuro

O sistema proposto tem a possibilidade de se tornar bastante promissor, principalmente na área dos veículos pesados. Como tal sugerem-se algumas tarefas a desenvolver no futuro:

- Aumento da percentagem de gasóleo substituído por GPL de forma a atingir uma poupança mais significativa;

- Calibração do sistema *Dual-Fuel* com recurso ao controlador Unichip e ao controlador Blue Energy Diesel DNA de forma a controlar o atraso e o avanço da injeção de gasóleo. O controlo deste parâmetro poderá permitir a injeção de maiores quantidades de combustível gasoso, especialmente nos regimes de baixa e elevada carga.

- Medição das emissões de poluentes emitidas pelo veículo segundo o funcionamento original e *Dual-Fuel* a GPL.

- Avaliação empírica dos consumos reais do veículo em estrada, para as mesmas condições, segundo um funcionamento original e um funcionamento *Dual-Fuel* a GPL.

- Instalação do circuito de alta pressão e depósito de armazenamento para o funcionamento do sistema *Dual-Fuel* a GNC. Apesar das dificuldades de armazenamento do GNC e da escassez de postos de abastecimento, este combustível é mais adequado para este tipo de aplicação pelo que permite maiores percentagens de substituição de gasóleo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. B. Heywood, «Engine types and their operation», em *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill New York, 1988, pp. 1–5.
- [2] C. Bibles, «The history of combustion engine», *CarBibles.com*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://www.carbibles.com/enginehistory.html>. [Acedido: 25-Mar-2016].
- [3] R. Diesel, «Method of and apparatus for converting heat into work», US542846 A, 16-Jul-1895.
- [4] G. A. Karim, «The Compression Ignition Engine», em *Dual-Fuel Diesel Engines*, CRC Press, 2015, pp. 19–29.
- [5] K. Murthy, N. Madhwesh, e B. R. Shrinivasarao, «Influence of Injection Timing on the Performance of Dual Fuel Compression Ignition Engine with Exhaust Gas Recirculation», *Int. J. Eng. Res. Dev.*, vol. 1, n. 11, pp. 36–42, 2012.
- [6] H. E. Saleh, «Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine», *Fuel*, vol. 87, pp. 3031–3039, 2008.
- [7] D. Jian, G. Xiaohong, L. Gesheng, e Z. Xintang, «Study on diesel-LPG dual fuel engines», SAE Technical Paper, RPRT, 2001.
- [8] M. Y. E. Selim, «Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition», *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, pp. 411–425, 2004.
- [9] G. A. Karim, «A review of combustion processes in the dual fuel engine - the gas diesel engine», *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 6, pp. 277–285, 1980.
- [10] R. Diesel, «Method of igniting and regulating combustion for internal combustion engines.», US673160 A, 1901.
- [11] C. J. T. Renald e V. Satheeshkumar, «Investigation of the LPG Induction Jet Angle With Injector Nozzle Angle in a Dual Fuel Diesel Engine Using CFD Technique», SAE Technical Paper, RPRT, 2009.
- [12] R. G. Papagiannakis e D. T. Hountalas, «Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, pp. 353–365, 2003.
- [13] A. T. Ergenç e D. Ö. Koca, «PLC controlled single cylinder diesel-LPG engine», *Fuel*, vol. 130, pp. 273–278, 2014.
- [14] M. P. Poonia, A. Ramesh, e R. R. Gaur, «Experimental investigation of the factors affecting the performance of a LPG-diesel dual fuel engine», SAE Technical Paper, RPRT, 1999.
- [15] A. C. Polk, C. D. Carpenter, K. K. Srinivasan, e S. R. Krishnan, «An investigation of diesel-ignited propane dual fuel combustion in a heavy-duty diesel engine», *Fuel*, vol. 132, pp. 135–148, 2014.
- [16] S. Ganesan e A. Ramesh, «Investigation on the use of Water-Diesel Emulsion in a LPG-Diesel Dual Fuel Engine», SAE Technical Paper, RPRT, 2001.
- [17] C. V. Sudhir, V. Desai, S. Y. Kumar, e P. Mohanan, «Performance and Emission Studies on the Effect of Injection Timing and Diesel Replacement on a 4-S LPG-Diesel Dual-Fuel Engine», SAE Technical Paper, RPRT, 2003.

- [18] R. G. Papagiannakis, «Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine», *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, pp. 2951–2961, 2007.
- [19] L. Benlin, M. D. Checkell, R. E. Hayes, M. Zheng, e E. Mirosh, «Transient Simulation of a Catalytic Converter for a Dual Fuel Engine», *Can. J. Chem. Eng.*, vol. 78, pp. 557–568, 2000.
- [20] MAN, «D20 Engines from MAN». MAN Automotive Imports Pty Ltd., Wacol, pp. 1–4, 2006.
- [21] S. Luft e A. Michalczewski, «Analysis of Chosen Parameters of Dual Fuel CI Engine Fuelled With Propane-Butane Gas as a Main Fuel», SAE Technical Paper, RPRT, 2002.
- [22] B. Ashok, S. D. Ashok, e C. R. Kumar, «LPG diesel dual fuel engine – A critical review», *Alexandria Eng. J.*, vol. 54, pp. 105–126, 2015.
- [23] A. Gas, «Postos de Abastecimento com GPL em Portugal», *Autogas.PT*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://mapa.autogas.pt/>. [Acedido: 03-Mar-2016].
- [24] B. Energy, «Blue Energy Diesel DNA», *blueenergy*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://www.blueenergy.com.pl/blue-energy-diesel-dna/>. [Acedido: 20-Abr-2016].
- [25] Dastek, «About the Unichip», *dastek*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://www.dastek.co.za/>. [Acedido: 04-Abr-2016].
- [26] R. Baranescu e B. J. Challen, «Diesel Combustion and Fuels», em *Diesel Engine Reference Book*, 2.^a ed., Butterworth-Heinemann, 1999, pp. 91–104.
- [27] The-Crankshaft Publishing, «Operation of Reciprocating Piston IC Engines (Automobile)», *what-when-how*. [Em linha]. Disponível em: <http://what-when-how.com/automobile/operation-of-reciprocating-piston-ic-engines-automobile/>. [Acedido: 30-Mai-2016].
- [28] J. B. Heywood, «Combustion in Compression-Ignition Engines», em *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill New York, 1988, pp. 491–566.
- [29] C. Corporation, «Diesel Fuels Technical Review», *Cheveron*, vol. 1, p. 116, 2007.
- [30] R. Baranescu e B. J. Challen, «Fuel injection systems», em *Diesel Engine Reference Book*, Butterworth-Heinemann, 1999, pp. 276–277.
- [31] J. B. Heywood, «Engine design and operating parameters», em *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill New York, 1988, p. 47.
- [32] R. Van Basshuysen e F. Schäfer, «Mixture formation and related systems», em *Internal combustion engine handbook-basics, components, systems and perspectives*, TRL -Crowthorne House, Nine Mile Ride Wokingham, 2004, pp. 401–415.
- [33] Schier/Plank, «Course D 2066 LF ..», *MAN Serv. Akad.*, vol. 3, p. 157, 2005.
- [34] M. K. K. Hannu Jääskeläinen, «Common Rail Fuel Injection», *DieselNet.com*. Copyright © Ecopoint Inc. Revision 2015.05. [Em linha]. Disponível em: https://www.dieselnet.com/tech/diesel_fi_common-rail.php#large. [Acedido: 30-Mai-2016].
- [35] T. Kitchen, «Technical overview of Common Rail Diesel Fuel Systems», *Ak Train.*, p. 61, 2008.
- [36] Wim Oude Weernink, «Injector wars : piezo vs. solenoid», *Automotive News Europe*, 2006. .
- [37] Robert Bosch GmbH, «Inyectores Bosch Soluciones completas en diagnósticos y

- piezas de reposición para todos los sistemas», *Automotive Aftermarket*, pp. 1–12, 2013.
- [38] Friedrich Boecking, «Injector comprising a piezo multilayer actuator for injection systems», US 6315216 B1, 2001.
- [39] D. Flores, «Que futuro para os combustíveis fósseis?», Universidade do Porto, 2008.
- [40] Galp Energia, «Fundamentos de refinação», *Galpenergia.pt*, 2010. [Em linha]. Disponível em: <http://www.galpenergia.com/PT/agalpenergia/os-nossos-negocios/Refinacao-Distribuicao/ARL/Refinacao/Paginas/Didatico-Refinacao.aspx>. [Acedido: 30-Mai-2016].
- [41] J. B. Heywood, «Data on working fluids», em *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill New York, 1988, p. 915.
- [42] Líria alves de Souza, «Poder Calorífico de combustíveis», *Combustíveis*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://mundoeducacao.bol.uol.com.br/quimica/poder-calorifico-combustiveis.htm>. [Acedido: 01-Jun-2016].
- [43] S. R. Turns, «Combustion and Thermochemistry», em *An introduction to combustion*, 2.^a ed., McGraw-hill New York, 1996, p. 29.
- [44] J. Ribeiro, «Temperaturas de Inflamação, Combustão e Ignição (combustíveis)», *Módulo: 03-Física e química do fogo*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://prevencao-incendios.dashofer.pt/?s=modulos&v=capitulo&c=4119>. [Acedido: 01-Jun-2016].
- [45] F. P. e Silva, «Estudo da Composição Química de Gasóleos Comerciais», Universidade de Aveiro, 2010.
- [46] D. Q. M. Lopes, «Otimização de motores diesel para funcionamento com biodiesel», Universidade do Minho, 2014.
- [47] E. E. Agency, «Transport energy consumption», *Final energy consumption by mode of transport*, 2013. [Em linha]. Disponível em: <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/transport-final-energy-consumption-by-mode/assessment-2>. [Acedido: 02-Jun-2016].
- [48] G. A. Karim, «Methane and Natural Gas as Engine Fuels», em *Dual-Fuel Diesel Engines*, CRC Press, 2015, pp. 55–77.
- [49] S. A. Galp Gás Natural Distribuição, «O que é o Gás Natural», *Gás Natural- O que é?*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://galpgasnaturaldistribuicao.pt/gas-natural/o-que-e>. [Acedido: 03-Jun-2016].
- [50] P. Złoty, «History of LPG - the first 100 years», *News 2013-gazeo Global LPG&CNG portal*, 2013. [Em linha]. Disponível em: <http://gazeo.com/up-to-date/news/2013/History-of-LPG-the-first-100-years,news,6662.html>. [Acedido: 04-Jun-2016].
- [51] Autogáspower, «O que é o GPL AUTO ou AUTO GÁS?», *Autogáspower-Informações úteis*, 2016. [Em linha]. Disponível em: <http://www.autogaspower.pt/informa%C3%A7%C3%B5es-%C3%BAteis#11>. [Acedido: 04-Jun-2016].
- [52] A. M. Fuel, «Liquefied petroleum gas,LPG», *FUEL INFORMATION- LPG*, 2014. [Em linha]. Disponível em: http://www.iea-amf.org/content/fuel_information/lpg. [Acedido: 04-Jun-2016].
- [53] G. A. Karim, «Liquified Petroleum Gases, Hydrogen, and Other Alternative Fuels»,

- em *Dual-Fuel Diesel Engines*, CRC Press, 2015, pp. 79–87.
- [54] G. A. Karim, «Gas- Fueled Engines», em *Dual-Fuel Diesel Engines*, CRC Press, 2015, pp. 31–39.
- [55] G. A. Karim, «Gaseous Fuel Admission», em *Dual-Fuel Diesel Engines*, CRC Press, 2015, pp. 135–152.
- [56] A. Bilcan, O. Le Corre, M. Tazerout, A. Ramesh, e S. Ganesan, «Characterization of the LPG-Diesel Dual Fuel Combustion», SAE Technical Paper, RPRT, 2001.
- [57] L. Goldsworthy, «Combustion behaviour of a heavy duty common rail marine Diesel engine fumigated with propane», *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 42, pp. 93–106, 2012.
- [58] G. A. Karim, «Dual-Fuel Engine Combustion», em *Dual-Fuel Diesel Engines*, CRC Press, 2015, pp. 153–168.
- [59] C. Schaschke, I. Fletcher, e N. Glen, «Density and viscosity measurement of diesel fuels at combined high pressure and elevated temperature», *Processes*, vol. 1, n. 2, pp. 30–48, 2013.
- [60] D.-G. de E. e Geologia, «Preço dos combustíveis online». [Em linha]. Disponível em: <http://www.precoscombustiveis.dgeg.pt/>. [Acedido: 06-Set-2016].
- [61] A. M. Fuel, «Diesel – legislation and standards», *FUEL INFORMATION- Diesel and gasoline*, 2014. [Em linha]. Disponível em: http://www.iea-amf.org/content/fuel_information/diesel_gasoline#diesel. [Acedido: 03-Jun-2016].

ANEXO A

Anexo A - 1- Valores referência das propriedades do gasóleo[61].

	European 2009/30/EC ^a	Standard A 2013 ^a	Standard B 2014 ^a	WWFC:2013 Category 4 ^a
Cetane number	≥51.0	≥51.0 ^b	≥40	≥55.0
Cetane index		≥46.0	≥40 or aromatics ≤35 vol-%	depends on additive use
Density at 15 °C, kg/m ³	≤845.0	820 ^b – 845		820 ^b – 840
Viscosity at 40 °C, mm ² /s		2.000 ^b – 4.500	1.9 – 4.1	2.0 ^b – 4.0
CFFP, °C		^b	agreed by buyer and seller	equal or lower than the lowest expected temperature
Flash point, °C		>55.0	≥52	≥55
Evaporated, vol-%		E250: <65 E350: ≥85		
Evaporated, °C	T95: ≤360.0	T95: ≤360	T90: 282 – 338	T90: ≤320 T95: ≤340
Final boiling point, °C				≤350
Dist. residue/loss, vol-%			≤2	
Total aromatics, wt-%			Total ≤35 or Cl ≥40	≤15
Polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH di+), wt-%	≤8.0	≤8.0		≤2.0
Sulfur content, mg/kg	≤10.0	≤10.0	≤15	≤10
FAME content, vol-%	≤7.0	≤7.0	≤5.0 ^e	≤5.0
Other biofuels				HVO, BTL
Methanol/ethanol, wt-%				non-detectable
Water content, mg/kg		≤200.0		≤200
Lubricity, wear scar diameter (wsd 1.4) at 60 °C, μm		≤460.0	≤520.0	≤400
Copper strip corrosion (3h, 50 °C)		Class 1	≤3	Class 1
Ferrous corrosion				max. light rust
Total acid number, mg KOH/g				≤0.08
Carbon residue (10% dist.), wt-%		≤0.3	≤0.35	≤0.20
Ash content, wt-%		≤0.010	≤0.01	≤0.001
Metal content, mg/kg	≤2.0 ^d manganese	≤2.0 ^d manganese		1 or non- detectable
Oxidation stability 95 °C, g/m ³		≤25		≤25
Oxidation stability, hours		>20 ^c		
Total contamination, mg/kg		≤24		<10
Water and sediment, vol-%			≤0.05	water ≤200 mg/kg
Conductivity, pS/m			≥25	

^a May include also other requirements than presented here. ^b Several classes. Requirements for climate-dependent properties vary for arctic or severe winter climate grades. ^c Additional requirement for diesel fuel containing above 2 vol-% FAME.

^d From 1.1.2014. ^e D6751 for fatty acid alkyl esters as a blend stock. D7467 for dies elB6 – B20 blends.

Anexo A - 2- Dados de referência do G.N. Adaptado de [49]

	Magreb* (% molar)	LGN** (min.)
<i>Metano</i>	87,885	92,215
<i>Etano</i>	8,056	4,841
<i>Propano</i>	1,378	2,111
<i>i-butano</i>	0,108	0,36
<i>n-butano</i>	0,158	0,381
<i>i-pentano</i>	0,022	0,018
<i>n-pentano</i>	0,018	0,003
<i>n-hexano</i>	0,02	0
<i>Azoto</i>	1,088	0,071
<i>Co2</i>	1,266	0
<i>Total</i>	100,00	100,00
<i>Peso molecular</i>	18,192	17,646
<i>Massa volúmica, kg/m³</i>	0,8141	0,7897
<i>Densidade relativa</i>	0,6297	0,6107
	kW.h/m³	kW.h/m³
<i>P.C.I. (Poder Calorífico Superior)</i>	11,8	12
<i>P.C.S. (Poder Calorífico Inferior)</i>	10,66	10,85
<i>Índice de Wobbe (sobre PCS)</i>	14,87	15,36
<i>Magreb*- Gás proveniente do gasoduto argelino</i>		
<i>LNG**-Gás natural liquefeito transportado por barco(metaneiro)</i>		

Anexo A - 3- Propriedades do GPL e requisitos segundo a norma EN 589 [52]

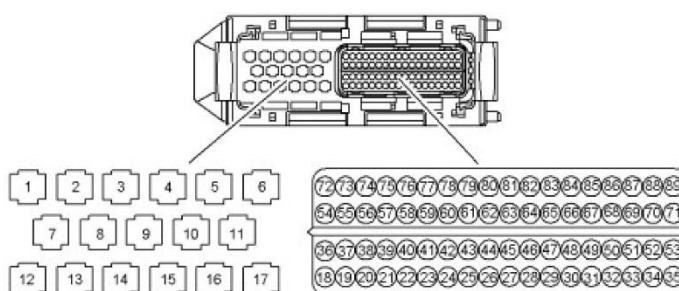
	LPG example ^a	EN 589: 2008+A1:2012
Formula	x%, C ₃ H ₈ x%, C ₄ H ₁₀	
Molecular weight, g/mol	44 – 58	
Carbon/hydrogen/oxygen, wt-%	82 – 83/17 – 18/0	
Applicable compression ratios	11 – 13	
Density, liquid at 20 °C, kg/dm ³	0.5 – 0.58	
Boiling point, °C	-42 – -0.5	
Research octane number (RON)	94 – 112	
Motor octane number (MON)	89 – 98	≥89.0
Blending vapor pressure at 20 °C, kPa*	210 – 810	
LHV heating value, MJ/kg	44 – 46	
LHV heating value, MJ/l	23 – 26	
HHV, MJ/kg	48 – 50	
Heat of vaporization at 20 °C, kJ/kg	358 – 372	
Self-ignition temperature, °C	365 – 470	
Ignition limits, fuel in air, vol-%		
Stoichiometric air to fuel ratio	15.4	
Total dienes, mol-%		≤0.5
Hydrogen sulphide		negative
Total sulfur content, mg/kg		≤50
Copper strip corrosion (1 h at 40 °C)		Class 1
Evaporation residue, mg/kg		≤60
Vapor pressure gauge at 40 °C		≤1550
Water content		pass
Odor		Unpleasant and distinctive at 20% LFL

* Varying butane/propane ratio, e.g. 70% propane & 30% butane to 100% propane [IEA 1999].
For some parameters only separate data for 100% propane and 100% butane have been found.

ANEXO B

EDC 7 control unit (A435) Pin assignment, engine connector A

EDC 7 control unit (A435) Pin assignment, engine connector A

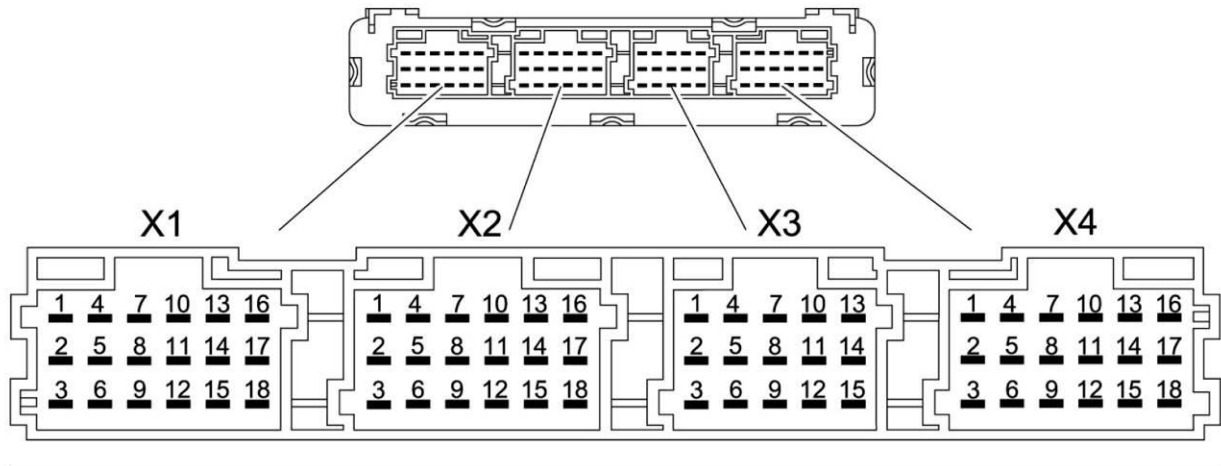


Pin	Designation	Line no./colour	Function
A01	V_V_BAT+1	60034	Supply, control unit (battery +)
A02	O_T_VTG	60384	Activation, proportional valve, turbocharger
A03	G_G_BAT-1	31000	Earth, control unit (battery -)
A04	O_G_VGT	60383	Earth, proportional valve, turbocharger
A05	---	---	Not used
A06	---	---	Not used
A07	V_V_BAT+2	60035	Supply, control unit (battery +)
A08	O_T_MEU	60373	Activation, fuel metering unit
A09	G_G_BAT-2	31000	Earth, control unit (battery -)
A10	O_G_MEU	60374	Fuel metering unit (ZME) earth
A11	O_G_EGR1	60340 / 60393	Earth, activation, uncontrolled EGR/proportional valve, controlled EGR (E-EGR)
A12	V_V_BAT+3	60036	Supply, control unit (battery +)
A13	V_V_BAT+4	60033	Supply, control unit (battery +)
A14	G_G_BAT-3	31000	Earth, control unit (battery -)
A15	G_G_BAT-4	31000	Earth, control unit (battery -)
A16	O_S_STRTH	60314	Activation, IMR (starter), high signal
A17	O_T_EGR1	60367 / 60392	Supply, activation, uncontrolled EGR/proportional valve, controlled EGR (E-EGR)
A18	O_T_EGRT	90316	Supply, activation, EGR throttle valve (CRT)
A19	O_T_STRTL	31330	Activation, IMR (starter), low signal
A20	I_A_FLPS	60137	Signal input, fuel low-pressure sensor
A21	I_A_OPS	60134	Signal input, oil pressure sensor
A22	I_S_EGR1	60153	Feedback signal, EGR (for uncontrolled EGR only)
A23	G_R_EGR1	60031	Earth, feedback signal, EGR (for uncontrolled EGR only)
A24	V_V_5VOPS	60156	Supply, oil pressure sensor (5V)
A25	V_V_5VBPS	60159	Supply, boost pressure sensor (5V)
A26	---	---	Not used
A27	---	---	Not used
A28	---	---	Not used

A29	---	---	Not used
A30	---	---	Not used
A31	---	---	Not used
A32	V_V_5VEGR2	60180	Supply, position sensor (feedback), controlled EGR (5V)
A33	---	---	Not used
A34	---	---	Not used
A35	---	---	Not used
A36	O_G_EGRT	31000	Earth, activation, EGR throttle valve (CRT)
A37	G_R_FLPS	60158	Earth, fuel low-pressure sensor
A38	G_R_OPS	60135	Oil pressure sensor earth
A39	G_R_EGR2	60182	Earth, position sensor (feedback), controlled EGR
A40	V_V_5VFLPS	60155	Supply, fuel low-pressure sensor (5V)
A41	V_V_5VPFDP	90126	Supply, exhaust gas differential pressure sensor (5V)
A42	G_R_EGRT	90005	Earth, feedback signal, EGR throttle valve (CRT)
A43	V_V_5VRAILPS	60161	Supply, rail pressure sensor (5V)
A44	---	---	Not used (spare, signal output, camshaft speed)
A45	---	---	Not used
A46	---	---	Not used
A47	---	---	Not used
A48	---	---	Not used
A49	---	---	Not used
A50	---	---	Not used
A51	O_S_OBD	90132	Check lamp, OBD (MIL)
A52	---	---	Not used
A53	---	---	Not used
A54	G_R_CAS	grey/brown	Earth, speed sensor, camshaft
A55	G_R_CRS	grey/white	Earth, speed sensor, crankshaft
A56	G_R_FTS		Fuel temperature sensor earth
A57	G_R_ACACT	60100	Earth, temperature sensor, boost air upstream of cylinder inlet
A58	G_R_CTS	60101	Coolant temperature sensor earth
A59	G_R_PFD	60127	Earth, exhaust gas differential pressure sensor
A60	---	---	Not used
A61	G_R_RAILPS	60160	Rail pressure sensor earth
A62	G_R_BPS	60141	Earth, boost pressure sensor (LDF6 and LDF6-T)
A63	---	---	Not used
A64	---	---	Not used
A65	---	---	Not used
A66	---	---	Not used
A67	---	---	Not used
A68	---	---	Not used
A69	---	---	Not used
A70	I_A_BTS	90121	Signal output, temperature sensor, boost air (integrated in boost pressure sensor LDF6-T)
A71	---	---	Not used

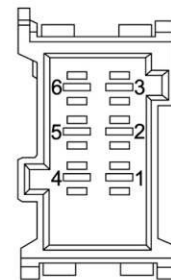
A72	I_F_CAS	Grey	Signal input, speed sensor, camshaft
A73	I_F_CRSPPOS	grey/green	Signal input, speed sensor, crankshaft
A74	---	---	Not used
A75	I_A_FTS	---	Signal input, temperature sensor, fuel
A76	I_A_ACACT	60151	Signal input, temperature sensor, boost air upstream of cylinder inlet
A77	I_A_CTS	60131	Signal input, temperature sensor, coolant
A78	I_A_PFDP	90128	Signal input, exhaust gas differential pressure sensor
A79	I_S_EGRT	90129	Feedback signal, EGR throttle valve (CRT)
A80	I_A_RAILPS	60162	Signal input, rail pressure sensor
A81	I_A_BPS	60102	Signal input, boost pressure sensor
A82	---	---	Not used
A83	G_R_OTS	---	Earth, temperature sensor, engine oil
A84	---	---	Not used
A85	I_A_OTS	---	Signal input, temperature sensor, engine oil
A86	---	---	Not used
A87	I_A_EGR2	60181	Signal input, position sensor (feedback), controlled EGR
A88	---	---	Not used
A89	---	---	Not used

A 403- Computador gestão do veículo (FFR)



Connector: 6-pin / red / code B-C

Pin	Line no.	Line colour	Assignment
1	31000	Brown	Ground Earthing point (behind instrument panel) (X1642)
2	60145	Yellow	Input, PWM1 signal FFR (A403 pin X2/11)
3	31000	White	Ground Earthing point (behind instrument panel) (X1642)
4	60146	Green	Input, PWM2 signal FFR (A403 pin X2/18)
5	15014	Red	Voltage supply, terminal 15 Fuse, engine control, terminal 15 (F236)
6	60028	Purple	Voltage supply, terminal 15 Fuse, FFR (terminal 15), switches/sensors (F583)



Technical data

Supply voltage: 10 - 32V
 Overvoltage: 36V for max. 1 hour
 Undervoltage: < 10V for max. 0.6 msec

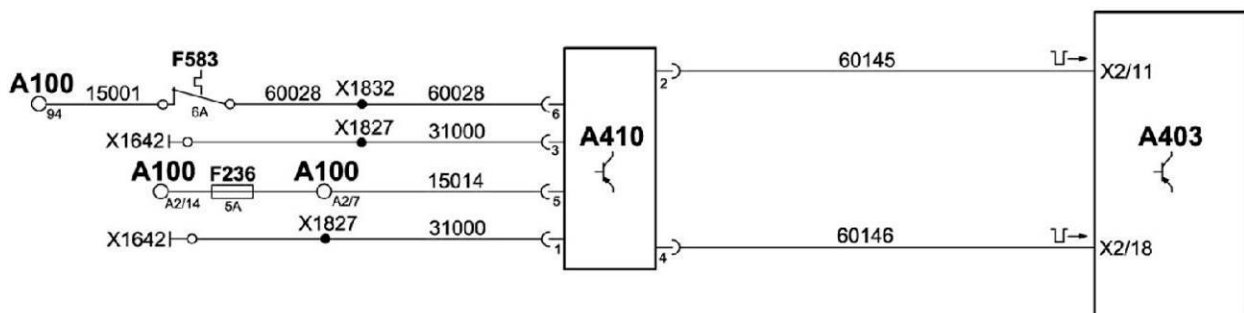
A voltage $U_{bat} = 24V$ (in the range 10 - 32V) is supposed to be measured between A410 pin 1 (ground) and A410 pin 5 (voltage supply, terminal 15) - supply PWM1 and between A410 pin 3 (ground) and A410 pin 6 (voltage supply, terminal 15) - supply PWM2.

Check the signal lines (PWM1 signal: A410 pin 2 and PWM2 signal: A410 pin 4) to the vehicle management computer (A403).

The PWM signals are displayed graphically on the MAN-cats® screen.

All inputs and outputs as well as the PWM signal lines are short-circuit-proof and protected against polarity reversal.

Overview of accelerator pedal unit



A100 Central electrical system
 A403 Vehicle management computer
 A410 Accelerator pedal unit

F583 Fuse, vehicle management computer (terminal 15), switches/sensors
 X1642 Earthing point, cab behind instrument panel
 X1827 Crimped connector, line 31000

ANEXO C

Injetores Barracuda (diâmetro do bico e injeção 2.9mm)		
t,inj B.E.Diesel DNA	Vf (L/h)	mf (kg/h)
30	2	1.17
60	4	2.35
90	6	3.52
120	8	4.70
150	10	5.87
180	12	7.04
210	14	8.22
240	16	9.39

MAN Euro 3 D2066 LF01			
n(rpm)	Tb (N.m)	Pb (kW)	bsfc (g/kWh)
1000	2100	222	197
1100	2100	242	196
1200	2100	265	195
1300	2100	287	194
1400	2070	308	192,5
1500	1990	313	192,5
1600	1885	314	194
1700	1785	316	195,5
1800	1675	316	197
1900	1580	314	200

ANEXO D

file port options language help

[F2]readings [F3]parameters [F4]adjustment [F5]diagnostic EMU

work pressure [Bar] 2.0 cutoff: n/a cutoff SET
 cruise controll: cruise boost+rpm SET

bar/rpm	800	1100	1300	1500	1900	2300	2800	3200
1.1	0	0	0	0	0	0	0	0
1.2	0	0	0	0	0	0	0	0
1.3	0	0	0	0	0	0	0	0
1.4	0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	25	29	34	39	41	42	42	32
1.6	44	44	49	50	52	54	54	52
1.7	50	52	55	58	59	61	61	60
1.8	56	58	60	62	63	64	64	64
2	61	62	64	66	67	68	68	68
2.2	63	64	65	66	66	67	67	67
2.4	63	64	65	66	66	67	66	66
2.6	62	63	64	65	65	65	65	66
2.7	60	60	61	62	63	63	63	63
2.8	59	58	59	61	62	63	63	62
3	56	58	61	63	64	64	64	63
3.2	41	51	56	59	60	60	60	58

mod.char.points map type 2. vacuum/rpm +5 -5
 map smooth smooth +1 -1
 map reset

file port options language help

[F2]readings [F3]parameters [F4]adjustment [F5]diagnostic EMU

DNA
 DNA EMU: ON
 min: max:
 Chan.1: 0.1 4.5 rising
 Chan.2: rising
 K1 max: 1.820 | min: 0.096
 K2 max: 4.551 | min: 0.146 Reset
 TYPE: OFF SET

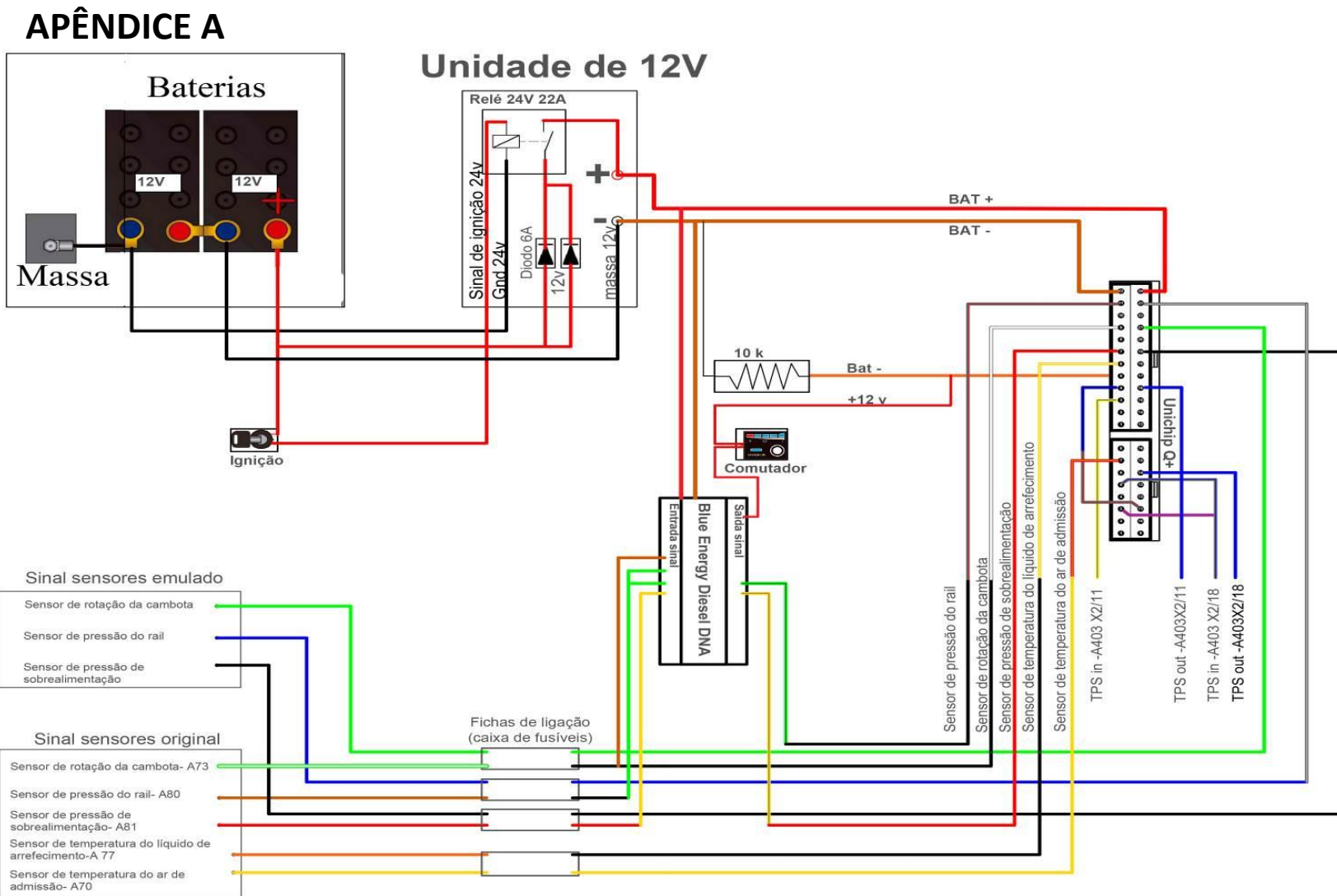
DNA Emulator: on Analog K1: 0% 0.866 K2: 0% 1.456
 MaxDTps: 1.0 DTps1in: 0.00 ms dTpsOut1: 0.00 ms
 MinDTps: 1.99 DTps2in: 0.00 ms dTpsOut2: 0.00 ms
 1126 [op/s]

DNA MAPS
 Var 0.10 0.50 0.75 1.00 1.25 1.50 2.00 2.50 3.00 3.50 4.00 4.50 OFF
 K1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 +5 -5
 K2 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 +/-

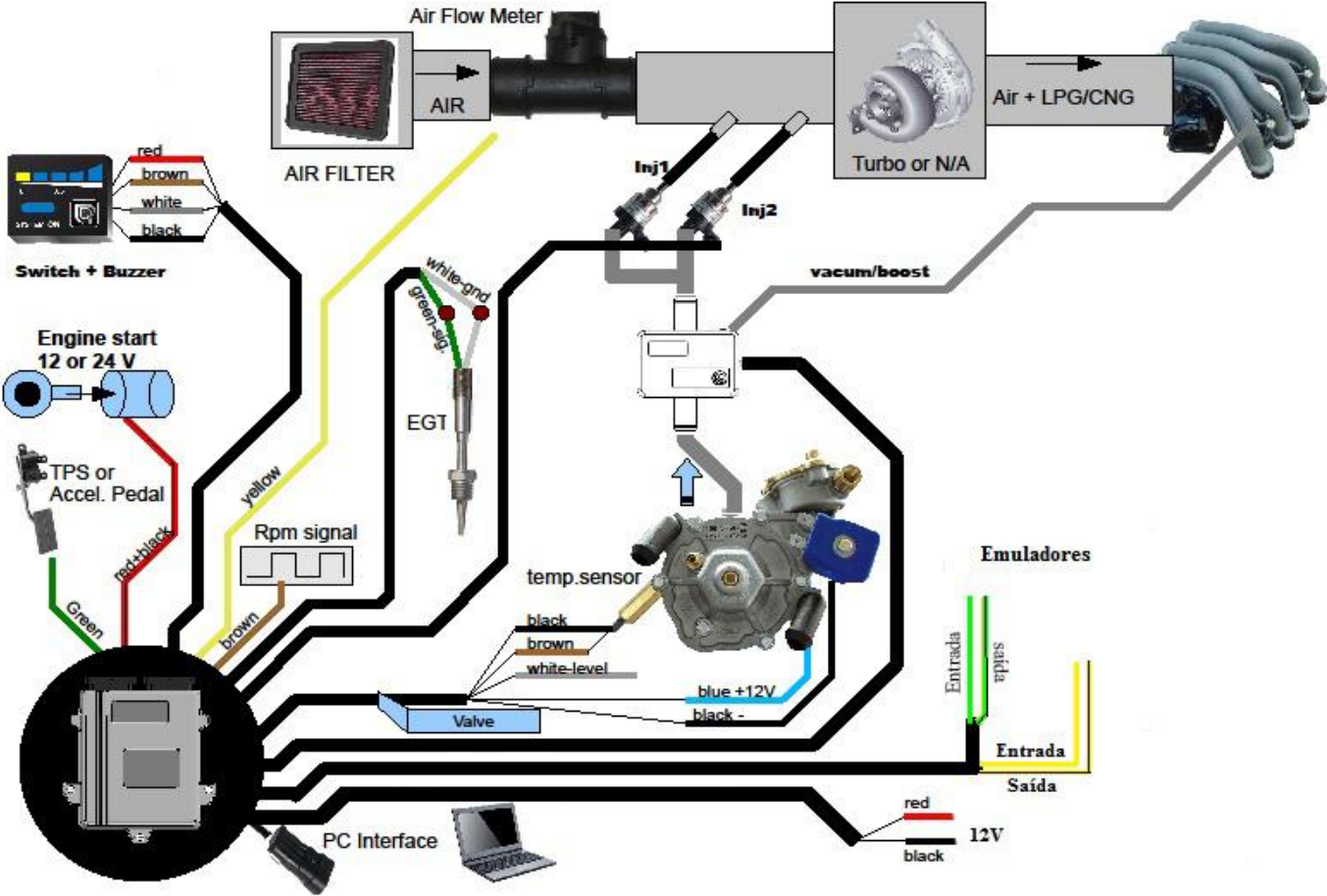
Mod.Char. Poin. K2 Sig
 Step 14 15 30 45 60 80 100 120 140 160 180 200 ON
 K1 0 0 0 -15 -20 -22 -23 -24 -18 -21 -23 -24 +5 -5
 K2 0 0 2 15 20 22 23 24 18 21 23 24 +1 -1

DO NOT MODIFY
 FA: 60-normal
 SQ

Emu. Sen. pressão turbocompressor
 Emu. Sen. pressão rail



Aplicação do conceito de combustão Dual-Fuel num motor Diesel pesado



APÊNDICE B

Teste1 Gasóleo					
V (km/h)	n (rpm)	P-Wheel(kW)	P-Mot (kW)	P-Norm(kW)	Tb (Nm)
33.00	800.00	116.80	123.20	124.50	1485.00
41.00	1000.00	183.60	192.40	194.50	1870.00
49.50	1200.00	241.30	252.50	255.30	2039.00
58.00	1400.00	281.30	295.40	298.60	2040.00
66.50	1600.00	288.30	308.40	311.80	1860.00
75.00	1800.00	283.20	324.10	327.60	1735.00
Teste 2 Dual-Fuel GPL					
V (km/h)	n (rpm)	P-Wheel(kW)	P-Mot (kW)	P-Norm(kW)	Tb (Nm)
33.00	800.00	119.90	125.60	127.00	1528.00
41.00	1000.00	207.50	215.10	217.60	2110.00
49.50	1200.00	257.60	267.50	270.60	2179.00
57.50	1400.00	289.00	301.10	304.60	2113.00
66.50	1600.00	292.60	308.80	312.40	1879.00
75.00	1800.00	286.50	325.90	329.70	1761.00
Teste 3 Dual-Fuel GPL					
V (km/h)	n (rpm)	P-Wheel(kW)	P-Mot (kW)	P-Norm(kW)	Tb (Nm)
33.00	800.00	113.50	118.80	120.10	1439.00
41.00	1000.00	201.70	208.80	211.20	2039.00
49.00	1200.00	259.20	268.40	271.50	2195.00
58.00	1400.00	294.80	306.40	309.90	2126.00
66.50	1600.00	303.60	318.50	322.20	1930.00
74.50	1800.00	292.40	329.00	332.80	1779.00
Teste 4 Dual-Fuel GPL final					
V (km/h)	n (rpm)	P-Wheel(kW)	P-Mot (kW)	P-Norm(kW)	Tb (Nm)
33.00	800.00	125.10	129.70	131.60	1564.00
41.50	1000.00	192.30	198.40	201.30	1909.00
50.00	1200.00	251.10	259.00	262.80	2074.00
58.00	1400.00	287.90	297.80	302.10	2055.00
66.50	1600.00	294.60	307.10	311.60	1851.00
75.00	1800.00	289.70	324.20	328.90	1735.00

Teste1 Gasóleo					
n (rpm)	mf gasóleo (mg / ciclo)	mf gasóleo (kg/h)	Pressão rail (bar)	Pressão de sobreal. (bar)	EGT (°C)
800.00	195.00	9.36	1190.00	1.51	350.00
1000.00	214.00	12.84	1250.00	2.07	420.00
1200.00	225.00	16.20	1340.00	2.86	410.00
1400.00	224.00	18.82	1340.00	2.93	400.00
1600.00	208.00	19.97	1360.00	2.88	400.00
1800.00	190.00	20.52	1370.00	2.90	405.00

Teste 4 Dual-Fuel GPL final									
n (rpm)	% emulação rail	mf gasóleo D.F(kg/h)	mf gasóleo D.F corr.(kg/h)	Pressão rail real (bar)	Pressão sobreal. (bar)	EGT (°C)	Tempo Inj.B.E.DNA	Vf GPL (l/h)	mf GPL (kg/h)
800.00	15.00	8.52	7.45	994.00			45	3.00	1.76
1000.00	20.50	11.24	10.08	950.00	1.43	196.00	65	4.34	2.54
1200.00	20.30	14.22	13.52	1033.00	1.85	258.00	63	4.20	2.47
1400.00	20.40	16.50	16.10	1031.00	2.43	322.00	64	4.27	2.51
1600.00	20.40	17.60	17.25	1039.00	2.65	358.00	64	4.27	2.51
1800.00	20.40	18.00	17.80	1047.00	2.69	364.00	64	4.27	2.51