Estudo Numérico das Possibilidades de Preparação de um Motor de Combustão para Competição

Pedro José Tavares Pitrez dos Santos

Dissertação de Mestrado

Orientador: Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Janeiro de 2020

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

À minha família, amigos e namorada

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

Neste trabalho fez-se o estudo, através do programa Lotus Engine Simulation (LES), do desempenho do motor do Porsche 911 RSR de 1974, pertencente ao piloto João Macedo Silva. O piloto e o veículo em questão, participam no Campeonato Nacional de Clássicos.

Numa primeira parte do trabalho faz-se um pequeno historial do uso de sistemas de turbocompressor pela Porsche, quando esta marca decidiu transformar o seu carro de Sport, o Porsche 917, numa versão destinada ao Campeonato CAN-AM, e como esta tecnologia se estendeu posteriormente a outros modelos da marca, com ênfase no 911.

À luz dos regulamentos vigentes nesta competição, avaliou-se o desempenho do referido motor do Porsche 911 RSR de 1974, que é naturalmente aspirado. Tiraram-se curvas de binário e potência para várias configurações do motor, tendo por base informações disponíveis na literatura e medições levadas a cabo pelo autor, na Garagem AURORA, no Porto. Conseguiram-se resultados muito próximos daqueles divulgados pela casa mãe, a Porsche, nomeadamente uma potência máxima de 242,73 kW às 8000 rpm e um binário máximo de 306,17 Nm às 6500 rpm.

Em seguida, e atendendo igualmente aos regulamentos do já referido Campeonato Nacional de Clássicos, avaliou-se a possibilidade de se aplicar um sistema turbocompressor a este mesmo motor. Analisadas as várias configurações, escolheu-se um turbo da marca KKK, modelo K36, com o qual se obtiveram, uma potência máxima de 468,05 kW às 9000 rpm e um binário máximo de 1027 Nm às 3000 rpm. A base de comparação para estes últimos resultados foi o Porsche 934 turbo de 1976, com motor de 3 L e turbo comprimido, que segundo a fabricante alemã apresentava uma potência máxima de 362 kW às 7000 rpm e um binário máximo de 588 Nm às 5400 rpm.

Salienta-se, que os resultados obtidos são coerentes com os valores encontrados na literatura técnica sobre o mesmo tipo de motores.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Abstract

In the present study, using the Lotus Engine Simulation (LES) software, the performances of the 1974 Porsche 911 RSR atmospheric engine, were analyzed.

The first part of the study presents, a short story of the Porsche attempt to install a turbo compressor system in its well succeeded Porsche 917, when the company decided to transform this car in a CAN-AM version. This technology was then installed in other Porsche cars, namely in the 911.

The 1974 Porsche 911 RSR under consideration runs on the Portuguese Classic Cars Championship and following the regulations of such competition, the performances of the engine were determined for several operating conditions. Data for the engine study were either obtained in the technical literature or from direct measurements, carried out at AURORA workshop, in Oporto.

Best obtained results were of 242,73 kW of power at 8000 rpm (real value of 235 kW), and 306,17 Nm or torque at 6500 rpm (real values of 313 Nm)

Then and following again the same championship regulations, and having as basis for comparison the 934 turbo from 1976, with a 3 L turbo engine, the application of a turbo system was evaluated. The chosen system was the model K36 from KKK and the obtained results were, 468,05 kW of power at 9000 rpm (362 kW at 7000 rpm in the 1976, 934 engine), and 1027 Nm of torque at 3000 rpm (588 Nm at 5400 rpm in the 1976, 934 engine).

It must be stressed that the obtained results are quite coherent with those found in the technical literature for the same type of engines.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

A elaboração desta dissertação é sinónimo da concretização de um percurso muito especial. De um curso que sempre quis e de uma perspetiva de vida feliz e bem sucedida.

Nesta página, para além de agradecer em específico a certas e determinadas pessoas, devo, antes de mais, agradecer à instituição Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP), que sempre me acolheu bem e na qual gostei muito de me formar.

É com agrado que afirmo que todo o caminho até agora percorrido foi acompanhado por pessoas incríveis, sempre dispostas a ajudar e ensinar, e com as quais humildemente pretendo disfrutar este triunfo. Dentro delas, destaco e sublinho o meu avô Túlio Alves dos Santos, que embora, com muita tristeza minha, não possa fisicamente nunca mais estar presente, todos os dias o encontro. A ti minha querida alma, que me educaste, comigo brincaste e com o teu percurso de vida mostraste que nenhum obstáculo é grande demais dedico este documento. Se a natureza incorpórea realmente existir, sei que estás contente.

Como um grande homem tem sempre do seu lado uma grande mulher, avó Maria Josefina Pitrez, minha melhor amiga, tenho muito que lhe agradecer. Para além de excelente pessoa, mãe, avó e esposa, tem a capacidade de com uma simples conversa me meter a refletir durante horas, de influenciar tanta coisa e tanta gente. Com uma sabedoria que só 87 primaveras conseguem dar e com uma sanidade e destreza mental muito imprópria para a idade, agradeço-lhe as conversas, o apoio e especialmente o mimo.

Aos meus pais, Júlio Pitrez dos Santos e Maria Helena Gomes Tavares, que com nada faltaram. Sempre tive tudo e o mais importante: amor, amizade, felicidade, cumplicidade e apoio. Pelos conselhos imperativamente presentes e pela confiança sempre depositada. A frase pode até parecer cliché mas sois realmente os melhores pais do mundo. A vós um obrigado repetido. São a prova viva que ser pai e mãe não é só fazer um filho.

Por falar de amor, amizade, cumplicidade e acrescento beleza, tenho muito que agradecer à minha namorada, a rapariga mais bonita de Vila Real: Margarida Santos Sousa Agarez Monteiro. Neste ponto tive a mesma sorte que o meu avô, e espero que ao lado desta grande mulher, me tornar também um grande homem. Obrigada "môzinho" por transformares, com um beijinho apertado, um dia mau no mais belo. Por me apoiares e compreenderes incondicionalmente. Por seres também, a par da minha avó, a minha melhor amiga.

Por fim, mas de todo menos importante, sou obrigado a incluir o meu orientador de dissertação nesta lista, professor Carlos Pinho. Professor, para além do profissionalismo e excelente passagem de conhecimento claramente evidente em si, tenho-lhe a agradecer a humildade com que fala com os seus alunos. Não é de todo comum, infelizmente, que alguém na sua posição tenha a capacidade de tratar e falar com um aluno como se de um amigo se tratasse. Pelo à vontade conseguido através de conversas extracurriculares, das quais destaco panoramas gerais e factos da sua vida, através da gentileza, compreensão e grande sentido acolhedor, digo obrigado. É a prova que ser bom professor não é só bem explicar, mas também inspirar e entusiasmar.

Restante família e amigos, deixo-vos também uma palavra de apreço. Obrigado a todos vós por sempre me terem feito bem sem esperarem recompensas ou estarem presentes nesta folha. Com a vossa força, carinho e incentivo hoje sou uma pessoa mais capacitada, tanto mais que tanta gente, que estou capaz de vos agradecer.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

Nomenclatura XIV
Índice de figuras XVIII
Índice de tabelas XXVII
1- Introdução 1
1.1- Enquadramento geral 1
1.2- Estrutura da dissertação 2
2- Razões que levaram à utilização de turbocompressores nos motores Porsche 5
2.1-Contextualização e história em Le Mans antes da utilização do turbo 5
2.2-Porsche em Can-Am 10
2.2.1-Utilização de turbocompressores 12
2.3-Marcas subsequentes à passagem por CAN-AM. 27
3- Veículo a estudar 33
3.1-Apresentação do automóvel 33
3.2-Contextualização 35
4- Software de simulação Lotus Engine Simulation 39
4.1-Enquadramento do programa no âmbito deste documento 39
4.2-Introdução e modo de funcionamento 39
4.3-Procedimentos fundamentais para se criar um modelo de simulação 41
5- Criação do motor original do Porsche 911 RSR 43
5.1- Configuração cilíndrica do tipo boxer 43
5.2- Cilindrada do motor 47
5.2.1- Efeito da cilindrada na potência do motor 47
5.3- Sistema de alimentação de combustível 48
5.3.1- Poder calorífico 49
5.3.2- Modo de funcionamento 49
5.4- Sistema de admissão 51
5.4.1- Condutas de admissão 51
5.4.2-Válvulas e suas sedes de admissão 55
5.4.3-Coletor de admissão 60
5.4.4-Borboleta de aceleração e orifício de entrada de ar 60
5.5- Sistema de escape 61
5.5.1- Válvulas e suas sedes de escape 62
5.5.2- Condutas de escape 64
5.5.3- Coletores de escape 66
5.5.4- Dispositivo de controlo e orifício de saída dos gases resultantes da combustão 66
6- Definição das condições de teste 69
7- Apresentação dos resultados de desempenho do motor 75
7.1- Lançamento da construção do motor a simulação 75
7.2- Descarregamento dos resultados de desempenho 77
8- Afinação do motor 79
8.1- Efeitos na abertura e fecho das válvulas de admissão e escape 79
8.2- Alteração das caraterísticas do combustível utilizado 86
8.3- Modificação do diâmetro das condutas de admissão ou escape 88
8.4- Inserção dos coletores de escape e modificação de algumas dimensões 90

8.5- Modificação da volumetria dos coletores de admissão 91
8.6- Alteração das condições ambientais de teste 91

9- Construção do motor turbo comprimido 95
9.1- Enquadramento geral 95
9.2- Simulação com as especificações do turbocompressor inalteradas 97
9.2.1- Modificações a efetuar para aplicar o turbocompressor 98
9.3- Turbocompressor 100
9.3.1- Turbina 101
9.3.2- Compressor 103
9.3.3- Mapa do rendimento do compressor 104
9.3.4- Escolha do turbocompressor ideal 105

10- Modificações no motor RSR atendendo às regulamentações 113
10.1- Montagem do turbocompressor KKK K36 113
10.2- Alterações na cabeça do motor 128
10.2.1- Quatro válvulas por cilindro 128
10.2.2- Desbaste de material nas condutas 131
10.2.3- Polimento 132
10.2.4- Enrugamento da superfície 134
10.3- Taxa de compressão 138

11- Conclusão 143
11.1-Sugestão para trabalhos futuros 145

Bibliografia 146

ANEXO A: Marcas e o uso do turbo nos seus carros de luxo 151

ANEXO B: 7ªedição de CAN-AM ocorrida em 1972 155

ANEXO C: 8ªedição de CAN-AM ocorrida em 1973 161

ANEXO D: Válvulas e suas sedes de admissão e escape do Porsche RSR 165

ANEXO E: Curvas de desempenho obtidas com afinação dos AAA, AFA, AAE e AFE 166

ANEXO F: Informações acerca do tipo de gasolina a utilizar 173

ANEXO G: Gráficos de desempenho em função do tipo de gasolina a utilizar 175

ANEXO H: Gráficos de desempenho em função das dimensões dos coletores de escape e admissão 176

ANEXO I: Condições ambientais de uma simulação real efetuada no inverno 179

ANEXO J: Cálculo do caudal de ar e da razão de pressões necessários debitar pelo turbocompressor 180

ANEXO K: Mapa de rendimento do compressor Garret GTX3576R 182

ANEXO L: Gráficos de desempenho em função dos avanços e atrasos das válvulas de admissão e escape para quatro válvulas por cilindro 183

ANEXO M: Programas equivalentes ao LES 185

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Nomenclatura

Simbologia	Descrição	Unidades
A/C	Razão ar combustível do motor	-------
B	Binário do motor	[N.m]
$\frac{BSFC}{60}$	Combustível necessário para um motor fornecer 1 Hp de potência	[lb/min]
$BSFC$	Consumo específico ao freio	[g/kW.h]
Ce_e	Consumo específico de combustível	[g/kW.h]
ΔP_{col}	Perda de pressão devido ao coletor de admissão	[Pa; PSI]
ΔP_{filtro}	Perda de pressão devido ao filtro	[Pa; PSI]
ε	Número de rotações da cambota por ciclo motor	-------
L_{cil}	Curso de cada cilindro	[mm]
$\dot{m}_{aaf}$	Caudal mássico de ar contido num certo cilindro após fecho da válvula de admissão	[kg/s]
$\dot{m}_{ar}$	Caudal de ar necessário injetar pelo turbocompressor	[kg/s; lb/min]
$\dot{m}_{comb}$	Caudal mássico de combustível	[kg/s]
i	Número de cilindros	-------
$\dot{m}_{1ar}$	Caudal de ar de segurança necessário injetar pelo turbocompressor	[kg/s; lb/min]
n	Velocidade de rotação	[rpm]
ϕ_{cil}	Diâmetro de cada cilindro	[mm]
ϕ_{vad}	Diâmetro da válvula de admissão	[mm]
ϕ_{ves}	Diâmetro da válvula de escape	[mm]
P_{abs}	Pressão absoluta	[Pa; PSI]
P_{amb}	Pressão ambiente	[Pa; PSI]
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	[kg/m^3]
PCI	Poder calorífico inferior	[J/kg]
P_{comp}	Pressão à entrada do compressor	[Pa; PSI]
$\dot{Q}_{term}$	Potência térmica	[W]

η_v	Rendimento volumétrico	-------
P_{real}	Pressão necessária debitar pelo turbocompressor	[Pa; PSI]
R	Constante particular do ar	[J/kg.K]
t	Tempo decorrido	[s; min]
T_c	Taxa compressão	-------
T_{cad}	Temperatura do coletor de admissão	[ºF]
V_{cil}	Cilindrada do motor	[cm^3]
V_{PMI}	Volume do cilindro no PMI	[cm^3]
V_{PMS}	Volume do cilindro no PMS	[cm^3]
W	Trabalho	[J]
$\dot{W}$	Potência	[W]
$\dot{W}_{HP}$	Potência desejada após aplicação do turbocompressor	[Hp]
Π	Razão de pressão a utilizar no turbocompressor	-------

Abreviaturas

A	Área do orifício de entrada de gases para a turbina
AAA	Ângulo de Abertura da válvula de Admissão
AAE	Ângulo de Abertura da válvula de Escape
AFA	Ângulo de Fecho da válvula de Admissão
AFA	Ângulo de Fecho da válvula de Escape
BSFC	Consumo específico de gasolina ao freio, do inglês *Brake Specific Fuel Consumption*
CAN-AM	Campeonato Canadiano-Americano de automóveis, do inglês *Canadian American Challeng Cup*
CNC	Controlo Numérico Computorizado, do inglês *Computer Numeric Control*
CSI	Comissão Desportiva Internacional
cx	Também designado como cs, do inglês *drag coefficient*
F1	Fórmula 1
FIA	Federação Internacional Automóvel
FPAK	Federação Portuguesa de Automóveis e Karting
GT	Grã Turismo
KKK	Marca do turbocompressor a utilizar, significa *Kuhnle Koop Kaush*
LES	Software computacional a utilizar, do inglês *Lotus Engine Simulation*
PCI	Poder Calorífico Inferior
pme	pressão média efetiva
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
R	Distância entre o eixo da conduta de alimentação e o veio do rotor da turbina
RON	Índice de octano, do inglês *Research Octane Number*
RS	Sigla referente a um modelo Ford Escort mencionado, do inglês *Rallye Sport*
RS	Sigla referente a um modelo do Porsche Carrera mencionado, do inglês *Reen Sport*
RSR	Modelo do Porsche 911 a analisar, do inglês *Reen Sport Racing*
SI	Sistema Internacional
TC	Taxa de Compressão

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de figuras

Figura 2.1 - Porsche 908, Le Mans, França, 1968 Copyright: Lat Photographic Ref.68LM41. 5

Figura 2.2 - Motor nas boxes no evento das 24h Le Mans no Circuito La Sarthe, França, em 1969. Copyright: Lat images Ref.1017454133. 6

Figura 2.3 - Apresentação do Porsche 917 no Salão Automóvel de Genebra em 1969 (Porsche M. P., 2019). 7

Figura 2.4 - Porsche 917 em 1 Junho de 1969 nos 1000 km Nurburgring, Alemanha. Fotógrafo: Rainer Schlegelmilch Copyright: Motorsport ref. 1016955467. 8

Figura 2.5 - Vic Elford num Porsche 917 liderando a edição de 1969 Le Mans à frente de Jack Ickx num Ford GT40; Fotográfo: Rainer Schlegelmich; Copyright: Motorsport images ref.1017515145. 10

Figura 2.6 - Jo Siffert ao comando do 917 Pa Spyder em CAN-AM de 1969 11

Figura 2.7 - Comparação do motor 12 cilindros e 16 cilindros do Porsche 917 (Mezger, 2020). 12

Figura 2.8 - Vista em corte de um turbocompressor da marca BorgWarner. Fonte: Catálogo da marca de turbocompressores (BorgWarner, 2020) 14

Figura 2.9 - Posição da válvula blowoff num motor de combustão (Martes, 2016). 16

Figura 2.10 - Válvula wastegate da marca EX38 (Motest, 2020). 17

Figura 2.11 - Vista 3D dos componentes principais da embraiagem que permitem a ligação da caixa de velocidades ao motor (CanaldaPeça, 2020). 19

Figura 2.12 - Esquema presente no manual da marca Magneti Marelli: "Vehicle Dynamics Expo 2006" (YouWheel, 2015). 20

Figura 2.13 - Projeto da Porsche para as configurações da suspensão "duplo wishbone" (Motorbooks, 2015). 22

Figura 2.14 - Projeto do Porsche 917 com o motor 912/50 (Motorbooks, 2015). 22

Figura 2.15 - George Follmer ao comando do Porsche 917 em 1972 no campeonato CAN-AM. Fotógrafo: David Phipps Copyright: motorsport images ref.1015622888. 23

Figura 2.16 - Mark Donohue pilotando o seu Porsche 917/30. Fotógrafo: Rainer Schlegelmilch Copyright: Motorsport images ref.1016946281. 25

Figura 2.17 - Porsche 936, participando nas 24 Horas de Le Mans, no circuito la Sarthe, ao comando de Jacky Ickx a 14 de Junho de 1981. Copyright: Lat images ref.1012861830. 28

Figura 2.18 - Porsche 956 conduzido por Franz Konrad em 16 de Junho de 1985 na prova de Le Mans, em França. Fotógrafo: Sutton Images. Copyright: Motorsport images ref.1015192621. 29

Figura 2.19 - Porsche 962C, vencedor da edição de 1987 de Le Mans ao comando de Derek Bell. 30

Figura 3.1 - Aspeto exterior de um Porsche 911 RSR de 1974 (Artcurial, 2017). 33

Figura 3.2 - Porsche RSR de João Macedo Silva. 34

Figura 3.3 - Hubert Muller ao comando de um Porsche 911 RSR turbo durante as 24 h de Le Mans ocorridas em 16/6/1974. Fotógrafo: David Phipps. Copyright: Motorsport images ref.1016206433. 36

Figura 3.4 - Lella Lombardi ao volante de um Porsche 934 turbo em Silverstone na data de 9/5/1976. 37

Figura 4.1 - Janela apresentada quando se abre a opção Concept Tool no software Lotus Engine Simulation. 40

Figura 5.1 - Disposição de um par de cilindros num motor boxer, bem como o seu tipo de movimentação (Wikipedia, 2020). 44

Figura 5.2 - Figura representativa da localização do motor de um Porsche 911 (Bonhams, 2014). 45

Figura 5.3 - Colocação do primeiro cilindro e suas caraterísticas no ambiente de construção do software "Lotus Engine Simulation". 45

Figura 5.4 - Configuração boxer de um motor seis cilindros. 46

Figura 5.5 - Ângulos dos cilindros à esquerda e direita do centro do motor relativamente ao vertical passante nos seus centros de massa. 46

Figura 5.6 - Sistema de alimentação de combustível. 48

Figura 5.7 - Bomba de injeção de combustível mecânica (Culturamix, 2013). 50

Figura 5.8 - Esquema do sistema de injeção de combustível utilizado no motor (Dempsey, 2003). 50

Figura 5.9 - Gráfico quantificador dos efeitos que diminuem a eficiência volumétrica de um motor de combustão interna (Milton, 2005). 52

Figura 5.10 - Comprimento das condutas de admissão. 53

Figura 5.11 - Diâmetro interno final das condutas de admissão. 54

Figura 5.12 - Diâmetro interno inicial das condutas de admissão. 54

Figura 5.13 - Construção das condutas de admissão exteriores à cabeça do motor no ambiente de construção do software. 55

Figura 5.14 - Formatos de câmaras de combustão utilizados de forma mais frequente. Pela ordem alfabética designam-se por: a) banheira; b) cavada na cabeça do pistão; c) telhado; d) hemisférica. 57

Figura 5.15 - Imagem representativa da câmara de combustão utilizada no motor a estudar. 58

Figura 5.16 - Inserção das válvulas e suas sedes de admissão no ambiente de construção do software a utilizar. 59

Figura 5.17 - Inserção da dimensão máxima do levantamento das válvulas de admissão. 59

Figura 5.18 - Inserção do coletor de admissão. 60

Figura 5.19 - Corpo de aceleração e orifício de entrada de ar instalados no motor. 61

Figura 5.20 - Inserção do diâmetro das válvulas de escape no ambiente de construção do LES. 63

Figura 5.21 - Inserção do curso das válvulas de escape e a inalteração dos ângulos de abertura e fecho das válvulas. 64

Figura 5.22 - Sobreposição de abertura e fecho de válvulas presente entre a admissão e o escape. Admissão representada a azul e escape a laranja. 64

Figura 5.23 – Tipo de saída do Porsche 911 RSR de 1974. 65

Figura 5.24 - Construção das condutas de escape. 66

Figura 5.25 - Erro mostrado pelo software quando se tiram os dispositivos falados neste capítulo. 67

Figura 5.26 - Aspeto final em software LES do motor do Porsche RSR a estudar. 67

Figura 6.1 - Janela que permite definição das condições de teste da simulação. 69

Figura 6.2 - Tabela demonstrativa a que velocidades de rotação se realizam os testes. 70

Figura 6.3 - Ordem de ignição do Porsche RSR. 70

Figura 6.4 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 1, cercado pela cor vermelha, sofre ignição. 71

Figura 6.5 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 6, cercado pela cor vermelha, sofre ignição. 71

Figura 6.6 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 2, cercado pela cor vermelha, sofre ignição. 72

Figura 6.7 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 4, cercado pela cor vermelha, sofre ignição. 72

Figura 6.8 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 3, cercado pela cor vermelha, sofre ignição. 72

Figura 6.9 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 5, cercado pela cor vermelha, sofre ignição. 72

Figura 6.10 - Janela que informa acerca dos erros existentes no motor a construir. 73

Figura 7.1 - Janela que permite arrancar a simulação do motor construído. 75

Figura 7.2 - Janela informativa acerca dos acontecimentos instantâneos ocorridos na simulação. 75

Figura 7.3 - Janela informativa do progresso da simulação do teste 4 no cilindro 1. 76

Figura 7.4 - Janela informativa acerca do resultado do teste 4 realizado à velocidade de rotação de 3666,7 rpm. 76

Figura 7.5 - Caixa de diálogo que permite escolher o formato de descarregamento dos dados de desempenho do motor. 77

Figura 7.6 - Apresentação dos resultados de performance em forma de relatório. 78

Figura 7.7 - Apresentação dos resultados de performance em forma de gráfico (188,95 kW e 225,07 Nm). 78

Figura 8.1 - Efeitos comuns de ocorrer dependentes do ângulo de abertura e fecho de válvulas. 79

Figura 8.2 - A preto os feitos de uma baixa rotação e a vermelho os efeitos de uma alta. 80

Figura 8.3 - Sobreposição das válvulas de escape e admissão para distintas opções (Smith, 1977). 82

Figura 8.4 - Diagrama de distribuição das válvulas adotado por defeito. 82

Figura 8.5 - Gráfico de desempenho caraterístico do teste 18. 85

Figura 8.6 - Diagrama de distribuição das válvulas de admissão e escape. 85

Figura 8.7 - Janela de caraterísticas do sistema de alimentação do motor. 87

Figura 8.8 - Gráfico de desempenho do motor para gasolina com poder calorifico de 46000 kJ/kg. 88

Figura 8.9 - Gráfico de desempenho obtido através da diminuição dos diâmetros das condutas de admissão e escape. 89

Figura 8.10 - Aspeto final do motor em ambiente de construção do software LES com os coletores de escape. 90

Figura 8.11 - Gráfico de desempenho obtido através da alteração da volumetria dos coletores de admissão. 91

Figura 8.12 - Colocação das novas condições às quais foram feitas novas simulações. 92

Figura 8.13 - Gráfico de desempenho obtido com as novas condições de teste. 93

Figura 8.14 - Gráfico de desempenho final do motor naturalmente aspirado. 93

Figura 9.1 - Aspeto final da construção do motor turbo comprimido. 96

Figura 9.2 - Especificações do turbocompressor pré-definidas pelo LES. 97

Figura 9.3 - À esquerda, volume existente no cilindro quando o pistão está no PMI, e à direita o volume correspondente quando está no PMS (Educação Automativa, 2017). 98

Figura 9.4 - Efeitos da taxa de compressão na temperatura e pressão existente na mistura presente dentro dos cilindros (LaFrance, 2016). 99

Figura 9.5 - Alteração da taxa de compressão. 99

Figura 9.6 - Gráfico de desempenho do motor turbo comprimido. 100

Figura 9.7 - À esquerda o turbo KKK K36 e à direita já montado no Porsche 934 turbo (Janluehn, 2019). 101

Figura 9.8 - Esquema de um esboço de uma turbina cotada (TurboWorx, 2019). 102

Figura 9.9 - Representação esquemática e funcionamento do turbocompressor. Fonte: Oliveira (2014). 104

Figura 9.10 - Mapa de um compressor genérico (André, 2016). 105

Figura 9.11 - Mapa de eficiência do compressor da marca Garret GTX3076R. 108

Figura 9.12 - Mapa de eficiência do compressor utilizado no KKK K36 (321-turbo, 2020). 109

Figura 9.13 - Verificação da adequabilidade do turbocompressor KKK K36. 110

Figura 9.14 - Mapa de rendimento do compressor LES. 111

Figura 10.1 - Especificações genéricas do turbocompressor. 113

Figura 10.2 - Caixa de diálogo do mapa de rendimento do compressor. 114

Figura 10.3 - Mapa de rendimento do compressor KKK, K36. 114

Figura 10.4 - Identificação dos parâmetros presentes na tabela da figura 10.1.2 no mapa de rendimento do compressor. 115

Figura 10.5 - Identificação através de uma linha branca dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda. 115

Figura 10.6 - Identificação através de uma linha branca, na terceira velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda. 116

Figura 10.7 - Identificação através de uma linha branca, na quarta velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda. 116

Figura 10.8 - Identificação através de uma linha branca, na quinta velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda. 116

Figura 10.9 - Identificação através de uma linha branca, na sexta velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda. 117

Figura 10.10 - Esboço que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.1. 117

Figura 10.11 - Esboço, a verde, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.2. 118

Figura 10.12 - Esboço, a amarelo, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.3. 119

Figura 10.13 - Esboço, a laranja, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.4. 119

Figura 10.14 - Esboço, a azul, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.5. 120

Figura 10.15 - À esquerda o mapa de rendimento original do compressor KKK, K36, e à direita aquele replicado em LES. 121

Figura 10.16 - Marcações das linhas caraterísticas do caudal e do rácio de pressão. 122

Figura 10.17 - Curva de desempenho obtida através da adição do turbocompressor. 123

Figura 10.18 - Rendimento volumétrico encontrado no cilindro 6 do motor à velocidade de 4200 rpm. 123

Figura 10.19 - Modificação das dimensões diametrais das condutas de admissão. 125

Figura 10.20 - Modificação do diâmetro dos coletores de escape. 125

Figura 10.21 - Modificação da secção das condutas a montante do turbocompressor. 125

Figura 10.22 - Gráfico de desempenho obtido depois de consomadas as alterações relatadas. 126

Figura 10.23 - Gráfico de desempenho do motor turbo comprimido final. 127

Figura 10.24 - Alteração do número e dimensão radial das válvulas de admissão. 129

Figura 10.25 - Alteração do número e dimensão radial das válvulas de escape. 129

Figura 10.26 - Alteração do diâmetro ao longo da conduta a montante do turbocompressor. 129

Figura 10.27 - Gráfico de desempenho característico do teste 4. 130

Figura 10.28 - Efeitos da execução da técnica "porting". 131

Figura 10.29 - Modificação na guia da válvula. 131

Figura 10.30 - Aspeto antes, à esquerda, e depois, à direita da execução de "porting". 132

Figura 10.31 - Alteração do valor da rugosidade nas condutas de escape. 133

Figura 10.32 - Gráfico de desempenho obtido depois de efetuado polimento. 133

Figura 10.33 - Aspeto antes, à esquerda, e depois, à direita da execução do polimento nas condutas de escape. 133

Figura 10.34 - Efeitos da modificação aqui tratada na velocidade (Fialho,2017). 134

Figura 10.35 - Janela que permite visualizar os valores do coeficiente de descarga caraterísticos da admissão. 135

Figura 10.36 - Aumento dos valores do coeficiente de descarga em 25 %. 135

Figura 10.37 - Gráfico de desempenho obtido após enrugamento nas condutas de admissão. 136

Figura 10.38 - Janela que permite visualizar os valores do coeficiente de descarga caraterísticos do escape. 136

Figura 10.39 - Aumento de 25 % dos valores do coeficiente de descarga característicos da conduta de admissão. 137

Figura 10.40 - Gráfico de desempenho obtido através do enrugamento das condutas de admissão e escape. 137

Figura 10.41 - Ilustração do aspeto final depois de efetuadas as modificações tratadas neste capítulo e anterior. 138

Figura 10.42 - Relação existente entre a taxa de compressão, a pressão média efetiva e o rendimento de conversão de combustível (Heywood, 1988). 139

Figura 10.43 - Gráfico que relaciona a PME com a taxa de compressão para diferentes tipos de alimentação com recurso ao combustível gasolina RON 95 (Paiano, Cavina, & Cesare, 2017) 140

Figura 10.44 - Alteração da taxa de compressão nos cilindros do motor. 141

Figura 10.45 - Gráfico de desempenho obtido após realizadas todas as alterações no motor Porsche. 141

Figura A.1 - Porsche 959 cinzento e Ferrari F40 vermelho. 154

Figura A.2 - Audi Quattro Grupo B. 154

Figura B.1 - Denny Hulme ao comando do seu Mclaren M20 à frente de Mark Donohue e do seu Porsche 917/10 na primeira corrida do campeonato. Fotografo: David Phipps. 155

Figura B.2 - À esquerda George Follmer e à direita Mark Donohue, Fotográfo: David Phipps. Copyright: Motorsport images ref.1015623689. 156

Figura B.3 - Mark Donogue ao comando do Porsche 917 nº6 perseguido pelo colega de equipa George Follmer aos comandos de um mesmo modelo de número *7 (Grandprixhistory, 2020)* 158

Figura B.4 - Porsche 917 de George Follmer, vencedor da edição de 1972 de CAN-AM. Fonte: Fotografias tiradas pela leiloeira Mecum que em 2012 foi responsável pela venda deste modelo em particular,2019. 159

Figura C.1 - Mark Donohue ao comando do seu Porsche 917/30. Fotógrafo: Rainer Schlegelmilch Copyright: Motorsport images ref.101694628. 161

Figura C.2 - Donohue, à esquerda, e Follmer, à direita, no comando da corrida. Copyright: Lat Photographic ref.73CANAM. 163

Figura D.1 - Válvula de admissão real. 165

Figura D.2 - Válvula de escape real 165

Figura E.1 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 1 166
Figura E.2 - Gráfico de desempenho do teste 1 166
Figura E.3 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 2 166
Figura E.4 - Gráfico de desempenho do teste 2 166
Figura E.5 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 3 166
Figura E.6 - Gráfico de desempenho do teste 3 166
Figura E.7 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 4 167
Figura E.8 - Gráfico de desempenho do teste 4 167
Figura E.9 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 5 167
Figura E.10 - Gráfico de desempenho do teste 5 167
Figura E.11 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 6 167
Figura E.12 - Gráfico de desempenho do teste 6 167
Figura E.13 - Gráfico de desempenho do teste 7 168
Figura E.14 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 7 168
Figura E.15 - Gráfico de desempenho do teste 8 168
Figura E.16 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 8 168
Figura E.17 - Gráfico de desempenho do teste 9 168
Figura E.18 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 9 168
Figura E.19 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 10 169
Figura E.20 - Gráfico de desempenho do teste 10 169
Figura E.21 - Gráfico de desempenho do teste 11 169
Figura E.22 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 11 169
Figura E.23 - Gráfico de desempenho do teste 12 169
Figura E.24 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 12 169
Figura E.25 - Gráfico de desempenho do teste 13 170
Figura E.26 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 13 170
Figura E.27 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 14 170
Figura E.28 - Gráfico de desempenho do teste 14 170
Figura E.29 - Gráfico de desempenho do teste 15 170
Figura E.30 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 15 170
Figura E.31 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 16 171
Figura E.32 - Gráfico de desempenho do teste 16 171
Figura E.33 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 17 171
Figura E.34 - Gráfico de desempenho do teste 17 171
Figura E.35 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 18 171
Figura E.36 - Gráfico de desempenho do teste 18 171
Figura E.37 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 19 172

Figura E.38 - Gráfico de desempenho do teste 19 172
Figura E.39 - Gráfico de desempenho do teste 20 172
Figura E.40 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 20 172
Figura F.1 - Primeira página do documento (Limited, 2006). 173
Figura F.2 - Segunda página do documento (Limited, 2006). 174
Figura G.1 - Gráfico de desempenho para gasolina com poder calorifico de 44000 kJ/kg .. 175
Figura G.2 - Gráfico de desempenho para gasolina com poder calorifico de 45000 kJ/kg .. 175
Figura G.3 - Gráfico de desempenho para gasolina com poder calorifico de 46000 kJ/kg .. 175
Figura H.1 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 43 mm 176
Figura H.2 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 42 mm 176
Figura H.3 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 41 mm 176
Figura H.4 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 40 mm 177
Figura H.5 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 39 mm 177
Figura H.6 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 38 mm 177
Figura H.7 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 37 mm 178
Figura I.1 - Dados ambientais de Inverno 179
Figura K.1 - Mapa de rendimento do compressor Garret GTX3576R (André, 2016) 182
Figura L.1 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.1 183
Figura L.2 - Diagrama de distribuição de válvulas 183
Figura L.3 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.3 183
Figura L.4 - Diagrama de distribuição de válvulas 183
Figura L.5 - Diagrama de distribuição de válvulas 183
Figura L.6 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.5 183
Figura L.7 - Diagrama de distribuição de válvulas 184
Figura L.8 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.7 184
Figura L.9 -Diagrama de distribuição de válvulas 184
Figura L.10 - Diagrama de distribuição de válvulas 184
Figura L.11 - Desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.10 184
Figura M.1 - Ambiente do AVL BOOST. 185
Figura M.2- Ambiente de utilização do software Performance Trends (Pinho, 2019). *186*

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice de tabelas

Tabela 2.1 - Especificações dos principais concorrentes do Porsche 917 em CAN-AM (ultimatecarpage, 2020). 11

Tabela 2.2 - Calendarização e resultados da CAN-AM em 1972 (grandprixhistory, 2020). ..24

Tabela 2.3 - Calendarização e Resultados de CAN-AM em 1973 (wikipedia, wikipedia, 2019). 26

Tabela 3.1 - Especificações do Porsche 911 RSR 3,0 L 1974 (Racing Cars Technology, 2019). 34

Tabela 5.1 - Especificações do Porsche RSR (Racing Cars Technology, 2019) 43

Tabela 5.2 - Diâmetros admissíveis para as válvulas de admissão e escape em função do formato das câmaras de combustão e do diâmetro dos cilindros D. Fonte: (Heywood, 1988). 57

Tabela 8.1 - Afinação dos ângulos de abertura e fecho das válvulas do motor a testar. 84

Tabela 8.2 - Caraterísticas dos combustíveis fornecidos pela petrolífera BP (Limited, 2006). 86

Tabela 8.3 - Desempenho do motor em função do tipo de combustível utilizado. 87

Tabela 8.4 - Tabela de desempenho do motor em função das dimensões radiais das condutas de escape. 88

Tabela 9.1 - Especificações do Porsche 934 turbo de 1976 (ultimatecarpage.com, 2020). 97

Tabela 10.1 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 1ª velocidade do rotor. 117

Tabela 10.2 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 2ª velocidade do rotor. 118

Tabela 10.3 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 3ª velocidade do rotor. 118

Tabela 10.4 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 4ª velocidade do rotor. 119

Tabela 10.5 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 5ª velocidade do rotor. 120

Tabela 10.6 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 6ª velocidade do rotor. 120

Tabela 10.7 - Afinação dos ângulos de abertura e fecho das válvulas do motor a testar. 130

Tabela 10.8 - Informações caraterísticas da gasolina fornecida pela petrolífera BP (Limited, 2006). 140

Tabela A.1 - Tabela informativa acerca da marca Fiat (AutoMotor, AutoMotor nº13, 1990). 151

Tabela A.2 - Tabela informativa acerca da marca Ford. Fonte: Revista AutoMotor (1990). 152

Tabela A.3 - Tabela informativa acerca da marca Lancia. Fonte: Revista AutoMotor (1990). 152

Tabela A.4 - Tabela informativa acerca da marca Lotus. Fonte: Revista AutoMotor (1990). 152

Tabela A.5 - Tabela informativa acerca da marca Porsche (AutoMotor, AutoMotor nº6, 1989). 152

Tabela A.6 - Tabela informativa acerca da marca Mercedes. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990). 153

Tabela A.7 - Tabela informativa acerca da marca MG. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990). 153

Tabela A.8 - Tabela informativa acerca da marca Renault. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990). 153

Tabela A.9 - Tabela informativa acerca da marca Volkswagen. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990). 153

Tabela A.10 - Tabela informativa acerca da marca Volvo. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990) 154

Tabela B.1 - Calendarização e resultados de CAN-AM em 1972 (Wikipedia, 2020)...... 159

Tabela B.2 - Tabela classificativa do campeonato CAN-AM de 1972 (Wikipedia, 2020). ... 160

Tabela C.1 - Calendarização e Resultados de CAN-AM em 1972 (Grand Prix History, 2019). 163

Tabela C.2 - Tabela classificativa do campeonato CAN-AM de 1973 (wikipedia, Wikipedia , 2020). 164

1- Introdução

1.1- Enquadramento geral

Em 1972, as marcas participantes nos principais campeonatos automobilísticos europeus, nas quais se enquadrava a Porsche, face à crise petrolífera decorrida na altura, foram obrigadas a reduzir a capacidade volumétrica dos motores dos seus automóveis. Pelo facto desta legislação ter sido comunicada de forma imprevista, no ano de 1969, muitas das fabricantes com o objetivo de continuar a rentabilizar os recém-veículos construídos, começaram a competir no campeonato canadiano-americano de automóveis "CAN-AM Series", dada a quase inexistência de normas ou limites deste campeonato. Aqui, ao contrário do que acontecia na Europa, os carros favoritos a ganhar o campeonato tinham motores com 6,0 L, ou mais, de cilindrada.

A marca alemã Porsche, que fazia proveito de uma base inicialmente pensada para correr no Campeonato do Mundo de Resistência e em particular nas 24 Horas de Le Mans, tinha como objetivo vencer aquela competição que se realizava na América do Norte, em virtude das novas imposições declaradas na Europa e de aumentar as vendas no novo mundo. Tal, relevou-se imediatamente difícil, sem o aumento de desempenho no motor. Por isso, numa primeira tentativa, para tentar combater a feroz concorrência, apresenta em 1971 o motor naturalmente aspirado mais potente por si construído, um 16 cilindros. Este, em relação à antiga unidade motora que iria substituir, o 12 cilindros do Porsche 917 com 5 L de capacidade, ganhava 4 cilindros e 2,7 L de cilindrada. Contudo, face à dificuldade de se reestruturar a carroçaria do Porsche 917 para suportar o novo motor, este projeto tornou-se inviável. Assim, como era necessário utilizar-se motores compactos de forma a não comprometer a dinâmica e comportamento do referido modelo 917, a marca alemã, em 1971, recorreu à sobre alimentação com turbocompressores do referido motor de 12 cilindros e 5 L. Salienta-se que esta técnica era na altura pouco desenvolvida na Europa, necessitando-se de esforços redobrados para a sua boa afinação. Depois do funcionamento do sistema ficar otimizado, a Porsche dominou por completo a competição. O seu automóvel, o Porsche 917 versão CAN-AM, equipado com um sistema turbocompressor inovador, tornou-se imbatível e venceu todas as edições seguintes do campeonato, levando ultimamente à sua destruição.

De forma unânime, concorda-se que o desporto automóvel é o principal meio de desenvolvimento de tecnologias inovadoras a implementar nos motores dos veículos automóveis. É neste mundo que são formados e desenvolvidos novos métodos que possibilitam retirar maior desempenho e rendimento dos motores. Uma análise e interpretação dos factos, desde a participação da Porsche em CAN-AM até à data, confirma que os turbocompressores têm tido papel relevante na melhoria do desempenho de um automóvel. Por esta razão e pelo facto do atual campeão nacional de clássicos pretender melhorar o desempenho do seu Porsche 911 RSR naturalmente aspirado de 1974, o objetivo desta dissertação passa por aumentar a potência e binário do motor deste automóvel através da sobrealimentação, à luz dos regulamentos vigentes na competição, o Campeonato Nacional de Clássicos. Para tal foi utilizado o programa "Lotus Engine Simulation" (LES), que permite construir e simular, numericamente, qualquer motor de combustão interna. Numa primeira fase, a fim de se descobrir se os resultados obtidos nestas condições eram fidedignos replicaram-se, no ambiente de construção fornecido pelo programa, as especificações originais do motor. Para isso, face à necessidade de aferir certas dimensões, não presentes em bibliografias online, entrevistou-se o preparador encarregue de dar assistência ao automóvel em questão, tendo-se posteriormente confirmado através de medições no motor todas as informações por ele divulgadas. Desta maneira, após estarem coletadas todas as caraterísticas necessárias à construção do motor, foi possível comparar a veracidade dos resultados lançados pelo LES, tendo por base as informações divulgadas, publicamente, pela marca alemã acerca do modelo.

De seguida, tentou-se com recurso às tecnologias então desenvolvidas pela Porsche para o campeonato CAN-AM, ou seja, a utilização de um turbocompressor, maximizar a competitividade do motor atmosférico original. Salienta-se que, para além de ter sido necessário conhecer todos os pormenores do motor, também se levou em conta, na simulação, o ambiente exterior em que o mesmo era simulado. Neste presente documento, em virtude de se constatar a importância desta particularidade, foram utilizados dois cenários distintos de condições ambientais. Destaca-se que as condições de Verão são baseadas numa opinião de um autor externo (Fialho, 2017), e que as de Inverno foram obtidas de dados experimentais disponibilizados por uma oficina oficialmente reconhecida para realizar estes testes.

Pelo facto de João Macedo Silva, pretender utilizar a versão aprimorada deste motor no Campeonato Nacional de Clássicos, analisaram-se os regulamentos correspondentes, de maneira a que todas as modificações efetuadas e sugeridas neste documento tenham fundamento e validade de ação. Este sentido de aplicabilidade aliado à oportunidade de colocar em prática diversas e variadas matérias adquiridas no âmbito da formação em Engenharia Mecânica, são os principais motivos pelos quais se considera bastante relevante o estudo levado a cabo.

1.2- Estrutura da dissertação

A estruturação deste documento passa pela formação de 11 capítulos, dentro dos quais se incorporam informações independentes. A cada capítulo distinto, está associado um tema específico, que por natureza dos acontecimentos descritos pode ou não apresentar subcapítulos.

Inicia-se a abordagem do trabalho com uma breve introdução, na qual, de maneira sucinta, se tentou explicar os assuntos relatados no texto, os objetivos gerais e a maneira, explicação e metodologia utilizadas para se realizar cada tarefa. Deste modo, relatam-se os assuntos abordados em cada capítulo. De seguida, no Capítulo 2, contextualiza-se o leitor acerca do ambiente que levou a Porsche a utilizar motores sobrealimentados, com recurso a turbocompressores, nos seus automóveis de competição. Aqui, existiu uma divisão de acontecimentos auxiliada por 3 subcapítulos. Em 2.1 relata-se o panorama vivido pela marca nas competições europeias, salientando-se as razões pelas quais decide entrar na CAN-AM. De seguida, em 2.2 constata-se o ambiente caraterístico da prova americana e os motivos que obrigaram a Porsche a utilizar turbocompressores. Por último, em 2.3, finaliza-se a história vivida pela construtora alemã nesta competição e as marcas indeléveis que esta ação da Porsche deixou no mundo automóvel.

No Capítulo 3, apresentam-se as razões pelas quais esta dissertação tem finalidade prática, indicando-se qual o motor do carro a aprimorar e em que se circunstância tais modificações serão aproveitadas. Face a elas, relembra-se que existem direitos e obrigações, e que todas as alterações propostas neste documento serão respeitantes à regulamentação imposta. Por último, em forma de tabela, apresentam-se as especificações publicamente divulgadas, às quais, numa primeira fase, se tentou chegar.

No Capítulo 4, dá-se a conhecer a metodologia utilizada para se realizar o trabalho proposto, explicando-se de forma brévia, nos subcapítulos 2 e 3, o modo de funcionamento do programa. A fim de verificar se os resultados proporcionados por este software são fidedignos, no Capítulo 5 replicam-se, no ambiente de construção do LES, as caraterísticas do motor apresentadas no Capítulo 3. Neste contexto, o Capítulo 5 divide-se em 5 subcapítulos, de modo a expor a unidade motora em análise e os seus diferentes sistemas constituintes. Salienta-se que cada um destes sistemas apresentam peças caraterísticas, imprescindíveis ao bom funcionamento do todo. Aqui, para além de se identificar em cada componente, dimensões, quantidades ou geometrias, clarifica-se a sua finalidade e modo de funcionamento. Por fim, depois de consumada a construção fiel do motor, define-se no programa a utilizar, as condições ambientais a que o mesmo estará sujeito quando for simulado, Capítulo 6. Estas, ao contrário

do que se pensa, têm grande influência nos parâmetros de desempenho do motor. Por isto, em virtude do perfecionismo desejado, recorre-se a valores medidos em situações reais e a diagramas externos ao programa para se quantificarem certas entidades.

Concluída a identificação e definição das entidades caraterísticas do ambiente a que o motor está sujeito, passou-se à respetiva simulação, a fim de se aferir acerca do seu desempenho. A forma de se conseguir realizar tal ação no software "Lotus Engine Simulation", está descrita na parte inicial do Capítulo 7. Na segunda parte deste Capítulo 7, desvenda-se a maneira de se aceder e descarregar, os diferentes resultados proporcionados pela simulação.

No Capítulo 8, de maneira a ir ao encontro das especificações divulgadas para o motor original, realizam-se diversas e distintas afinações, e avaliam-se os resultados então obtidos. Assim, constatam-se os efeitos provocados pela abordagem dinâmica das válvulas de admissão e escape, caraterísticas do combustível a utilizar, dimensões das condutas de admissão e escape e condições ambientais de teste.

No Capítulo 9, aplicam-se as alterações desenvolvidas pela marca no seu ataque à CAN-AM. Aqui, explica-se de forma sucinta, a importância da participação no campeonato canadiano e demonstra-se que a técnica então desenvolvida pela Porsche revolucionou o mercado automóvel. Demonstra-se também que, para se alterar um motor naturalmente aspirado para turbo comprimido é necessário efetuar-se modificações no motor, que vão além da simples inserção do dispositivo de indução de ar. Por fim, expõem-se as principais peças constituintes, modo de funcionamento, abordagem técnica e como se escolhe um turbocompressor ideal para o objetivo definido.

A título de modificações, é no Capítulo 10 que se interpreta o regulamento predicado do campeonato, onde compete o veículo com o motor a aprimorar. É nesta fase da dissertação que se avaliam todas as alterações que respeitam, religiosamente, todas as condições impostas pela regulamentação. Dentro delas, destacam-se a escolha de um turbocompressor válido, distintas alterações na cabeça do motor e modificação da taxa de compressão.

Por último, no Capítulo 11, expõem-se os resultados obtidos do motor turbo comprimido face à mesma base naturalmente aspirada e sugerem-se trabalhos futuros a fim de melhor consolidar ou completar o presente documento.

De maneira simplista, como já foi sumariamente referido, os objetivos pontuais desta dissertação são:

- Constatar a importância do campeonato CAN-AM no desenvolvimento da engenharia automóvel;
- Familiarização com o software computacional "Lotus Engine Simulation";
- Análise numérica das possibilidades de modificação de um motor de combustão naturalmente aspirado e sobrealimentado;
- Elucidar acerca dos benefícios proporcionados pela sobrealimentação através de turbocompressores;
- Propor modificações válidas face aos regulamentos atuais do Campeonato Nacional de Clássicos, que proporcionem ao motor do carro do piloto João Macedo Silva melhorias consideráveis de potência e binário;
- Analisar detalhadamente os resultados obtidos.

2- Razões que levaram à utilização de turbocompressores nos motores Porsche

2.1-Contextualização e história em Le Mans antes da utilização do turbo

Em Abril de 1968, a entidade CSI[1] reduziu a produção mínima exigida para homologação de carros desportivos da Categoria Sport, grupo 5, de 50 para 25 automóveis. Esta nova norma chamou a atenção de Fernand Piech[2], diretor da Porsche, que a considerou uma oportunidade para produzir um protótipo desportivo capaz de vencer as 24 Horas de Le Mans.

Nessa altura, a Porsche estava representada através do 908 na competição, porém este tinha sido desenvolvido para a classe de protótipos, grupo 6, que tinham 3,0 L de cilindrada, sendo assim incapaz de se bater com os adversários do grupo 5, todos eles com uma cilindrada máxima de 5,0 L. Com o objetivo de contrariar esta superioridade e ganhar o campeonato mundial de carros desportivos, a marca decide construir 25 cópias, mínimo exigido, de um veículo de 5,0 L que atendesse aos requisitos mínimos de homologação exigidos pela CSI para se qualificar como um carro desportivo do grupo 5, capaz de fazer frente às marcas Ferrari e Ford que dominavam a competição naquela classe[3]. (Clássicos, 2019).



Figura 2.1- Porsche 908, Le Mans, França, 1968 Copyright: Lat Photographic Ref.68LM41.

[1] CSI designada como Comissão Desportiva Internacional determinava as regulamentações e homologações dos carros desportivos de competição.

[2] Fernand Piech foi um engenheiro mecânico e diretor de empresa austríaco. Era neto do fundador da Porsche, Fernidand Porsche, filho de Loise Porsche Piech e sobrinho de Ferry Porsche. Nasceu a 17 de Abril de 1937 em Viena, Áustria, e assim como outros membros das famílias Piech e Porsche era acionista da marca. Em 1968 já ocupava o lugar de diretor executivo da Porsche e mais tarde, em 1993, acede ao lugar de CEO na VW. Conhecido por ser um excelente líder e obsessivo com a perfeição acaba por falecer em 25 de Agosto, aos 82 anos, em Rosenheim na Alemanha.

[3] Na realidade, depois da edição de Le Mans de 1966 a Ferrari tinha sido completamente ultrapassada pela Ford. Contudo, devido à grande superioridade demonstrada em anos anteriores, os seus carros continuavam muito competitivos e difíceis de combater.

Em Julho de 1968, depois da decisão tomada e projeto idealizado por Piech, os engenheiros da Porsche tiveram 10 meses para criar um novo motor e produzir 25 carros completos. O objeto era simples: criar um carro mais potente e leve possível. Utilizando a mesma estrutura do 908, para redução de peso, utilizaram na fabricação do chassi tubular alumínio em vez de aço, o que permitiu uma massa de apenas 42 kg. Assim, para acoplar um novo e maior motor, num espaço onde antes estava inserido o motor de 3,0 L do grupo 4, o poço[4] e os pedais estendiam-se para além das rodas dianteiras. Outros métodos de redução de peso foram aplicados, e levaram à fabricação da alavanca da caixa de velocidades em madeira de bétula[5] e à utilização da própria estrutura tubular do chassi como meio para circulação de óleo para o radiador.

O novo motor, refrigerado a ar como era tradição da marca, era designado como 917.10[6]. Tinha uma cilindrada de 4,5 L e uma potência avaliada em torno de 427 kW (580 cv). Apresentava uma cambota 180º flat-12, permitindo que as bielas opostas compartilhassem rolamentos. Esta estratégia acabaria por solucionar a preocupação principal, que era a necessidade de um motor potente e compacto. Uma caraterística interessante desta nova estrutura invés da antiga do tipo boxer, é que a mesma divide o motor em duas partes iguais colocando-se por isso uma turbina elétrica, responsável pelo arrefecimento, mesmo ao centro do bloco, e que ficava exposta através da carroçaria. (Motorbooks, 2015)



Figura 2.2- Motor nas boxes no evento das 24h Le Mans no Circuito La Sarthe, França, em 1969. Copyright: Lat images Ref.1017454133.

[4] Buraco formado no interior do carro para a inserção das pernas do piloto.

[5] A utilização da madeira foi feita, pela razão de ser mais leve que os materiais ferrosos comumente utilizados. Conta com propriedades de flexibilidade muito boas, assim como boa resistência à pressão e ao impacto.

[6] Cada unidade demorava mais de 160 horas a ser construída e era feita com recurso a materiais como titânio e magnésio.

Segundo a revista Supercars.net, em 12 de Março de 1969 foi apresentado ao público, no salão automóvel de Genebra, o passo mais ousado da Porsche na construção de carros de corridas, o primeiríssimo Porsche 917[7]. Considera-se este modelo como passo mais ousado da marca pois foi ele que impulsionou a construtora alemã a vencer[8] as 24 Horas Le Mans. Dias mais tarde, as entidades de supervisão do expoente máximo da competição automóvel, CSI, examinaram o modelo e declaram que o mesmo se encontrava homologado para correr a partir do dia 1 de Maio desse mesmo ano, no já referido grupo 5 (Nick, 2016).

Uma particularidade interessante neste Porsche, é que o mesmo podia ser pilotado tanto em versão de "cauda longa" como de "cauda curta", graças ao facto da sua secção traseira ser desmontável. Este primeiro 917, com chassi numerado 001, nasceu como versão de "cauda longa" e sempre serviu como um veículo de teste e exibição sendo posteriormente, no Outono de 1970, convertido para a versão de "cauda curta". (Nick, 2016).



Figura 2.3- Apresentação do Porsche 917 no Salão Automóvel de Genebra em 1969 (Porsche M. P., 2019).

Antes de o modelo poder singrar nas competições automóveis foi imposto pela parte da CSI, que todos os vinte e cinco Porsche 917 fossem construídos. Esta exigência obrigou a marca a concentrar-se exclusivamente no modelo, para que nesse mesmo ano já pudesse competir em Le Mans.

Durante os testes iniciais o automóvel revelou-se particularmente instável e muitos dos pilotos duvidavam acerca do seu design. Segundo a revista SuperCars.net, Brain Redman[9] afirmou que o modelo "*era incrivelmente instável a altas velocidades*". Na altura, acreditava-se que o motor era demasiado potente e volumoso para o chassi que o suportava. Por isto, para

[7] Este carro sempre permaneceu como peça de coleção do museu da Porsche. Em Janeiro de 2018 iniciou-se o restauro do protótipo para igualar as caraterísticas do modelo de 1969, tendo-se em Março de 2019 finalizado o projeto.

[8] Antes do 917, a Porsche já havia fabricado carros de corrida de muito sucesso nos quais se incluíam: o 904 Carrera GT, o 906, também conhecido por Carrera 6, o 908, entre outros. No entanto, todos eles estavam limitados à classe dos protótipos, com uma cilindrada máxima de 3 L, sendo geralmente mais lentos que os carros da categoria sport da Ford e da Ferrari, onde a cilindrada máxima admitida era de 5 L.

[9] Britânico que nasce a 9/3/1931 e é ex-piloto profissional de automóveis. Ajudou a Porsche a vencer o seu 1º campeonato mundial de carros de turismo.

competir no evento de 1969 dos 1000 km de Spa, os pilotos da marca preferiram utilizar o Porsche 908 "cauda longa", ao invés do novo 917.

A estreia do novo modelo aconteceu antes das 24 Horas Le Mans, nos 1000 km de Nurburgring em 1969, pelas mãos dos pilotos David Piper e Frank Gardner que arrecadaram um respeitável 8º lugar. De referir que tanto David Piper[10] como Frank Gardner[11] não eram pilotos da marca. Já os pilotos da marca, receosos quanto ao novo modelo preferiram utilizar o Porsche 908 para realizar os 1000 km de Nurburgring. (Nick, 2016).



Figura 2.4- Porsche 917 em 1 Junho de 1969 nos 1000 km Nurburgring, Alemanha. Fotógrafo: Rainer Schlegelmilch Copyright: Motorsport ref. 1016955467.

O David Piper foi contratado pela Porsche para tentar corrigir os defeitos deste carro, nomeadamente a sua grande instabilidade a alta velocidade, e que lhe valeram o cognome de "bailarina". A história subsequente do 917 mostrou que o David Piper e a sua equipa foram bem sucedidos (Motorbooks, 2015).

Nos dias 14 e 15 de Junho desse ano, teve lugar no circuito La Sarthe, a 37ª edição das 24 Horas Le Mans. Aquela que viria a ser a mais conhecida edição da competição e a qual inspiraria a realização de um filme[12].

Esta prova caraterizava-se por ter uma partida sui generis: todos os pilotos atravessavam a pista, a pé o mais rapidamente possível em direção aos seus carros, para darem início ao arranque da competição. Os carros estavam estacionados em diagonal no lado oposto da pista. A partida, que passou a ser igualmente usada em muitas outras provas de resistência, tinha a designação de "partida Le Mans". Em 1969 tal não aconteceu. Num ato de rebeldia, provocação

[10] Ex-piloto profissional de automóveis Britânico que nasceu a 2/12/1930 e começou a sua carreia em meados da década de 50.

[11] Ex-piloto Australiano que nasce a 1/10/1931 e falece a 29/8/2009. Nunca foi reconhecido como piloto de topo. Escreveu dois livros: "Drive to survive" e "Castrol Racing Drivers Manual".

[12] Segundo a revista "aquela máquina cm" este filme talvez seja o mais icónico realizado por Hollywood acerca do desporto automóvel. Dirigido por Lee Katzin foi protagonizado por Steve MacQueen e rodado com imagens reais da corrida Le Mans de 1970. O mesmo recorda o duelo entre os Porsche 917 e os Ferrari 512S tendo sido estreado em 1971 e não conseguindo um grande sucesso de bilheteira. David Piper durante as gravações perde parte de uma perna. Atualmente é um filme de culto para os amantes do automobilismo.

e coragem, Jack Ickx[13] como forma de protesto contra este modo de partida dirige-se lentamente até ao seu Ford GT40, vencedor da edição anterior de Le Mans. Tal ação tinha fundamento, porque na tentativa de ganhar alguns segundos extra, muitos dos pilotos arrancavam sem sequer apertar o cinto de segurança, o que provocou desfechos trágicos para muitos dos acidentes ocorridos.

Como é óbvio, Ickx arrancara da última posição e apesar do seu GT40 ser fiável e competitivo, não era dos carros de corrida mais recentes. Neste ano existia um novo rival chamado Porsche 917, que iria surpreender e impressionar toda a gente logo nos treinos livres, arrecadando o melhor tempo da sessão. A Porsche estava representada na competição com dois dos seus modelos: o 908 e o 917. Focando apenas no modelo de interesse para este texto, existiam na corrida três Porsche 917, dos quais dois eram comandados por pilotos da marca e o outro foi vendido à equipa John Woolfe Racing. Esta equipa, como o seu próprio nome indica, tinha como piloto John Woolfe[14] que infelizmente sofreu um acidente fatal na primeira volta da competição. Mais tarde, a razão da morte foi atribuída ao facto do piloto não ter colocado o cinto de segurança, na sequência da tal famosa partida Le Mans, e pelo facto de apresentar pouca experiência nas competições automóveis.

No decorrer da corrida, o Ford GT40 da dupla Jacky Ickx - Jackie Oliver[15], que tinha partido da última posição, sobe rapidamente no quadro classificativo chegando à 3ª posição a meio da prova. Porém, tal andamento não chegaria para ultrapassar o Porsche 917 comandado pela dupla Vic Elford[16] - Attwood[17] que dominava claramente a corrida, Figura 2.5. A liderança evidente do 917 só foi superada quando o mesmo foi obrigado a abandonar a prova devido a problemas de embraiagem. Assim, Jacky Ickx que no início da prova protestou na tentativa de exigir mais segurança, sai recompensado com uma vitória à geral. Embora mais tarde tenha vencido outras cinco edições de Le Mans, foi nesta, em 1969, que Ickx se tornou definitivamente uma lenda, impulsionando até a realização do já falado filme de Steve MacQueen.

Da edição 37ª das 24 Horas de Le Mans, a Porsche apercebe-se que, apesar da grande insegurança dos seus pilotos, o 917 tinha um grande potencial. Por isto, em 1970, com o objetivo de vencer Le Mans, as equipas da marca prepararam duas novas variantes do modelo, que o ajudariam a estabilizar a grandes velocidades. Foram elas a versão "Kurzheck", tendo por base a "cauda curta", e a versão "Langcheck", baseada na "cauda longa". (Motorbooks, 2015).

---

[13] Ex-automobilista Belga que nasce a 1/1/1945. Vence por seis vezes as 24 Horas Le Mans, onde três das vitórias na competição foram consecutivas. Foi o piloto com mais vitórias na competição até o seu record ser quebrado por Tom Kristesen em 2005. Foi coroado campeão de Can-Am em 1979 e venceu o Rally Dakar em 1983. Competiu também na F1, porém nunca alcançou tanto sucesso como nas outras competições.

[14] Britânico nascido a 23/3/1932, era proprietário do Porsche 917 com que competia. Neste evento de Le Mans vê o seu companheiro de equipa, Digby Martland desistir da competição alegando que o carro era demasiado veloz. Insatisfeito com a desistência, Woolfe chamou Kurt Ahrens que classificou o Porsche no 9º lugar da geral. O menos experiente e dono da equipa, decide que é ele que arranca de início na competição. Contudo, na largada Woolfe não colocou o cinto de segurança nem fechou corretamente, segundo rumores existentes, a porta do seu veículo. Ao aproximar-se da Maison Blanche, perde o controlo do seu 917 na primeira volta da corrida, batendo na proteção acabando por capotar e incendiar-se.

[15] Ex-piloto de F1 oriundo de Inglaterra. Nasce a 14/8/1942 e na sua carreira conta com 13 pontos no campeonato e uma volta mais rápida na competição.

[16] Ex-automobilista Inglês que participou em treze grande prémio de F1, tendo como melhor resultado um quarto lugar à geral. Nasce a 10/6/1935 e publica as obras: "Porsche Hight Performance Driving" e "Vic Elford: Reflections on a golden era in motorsports".

[17] Richard Attwod, ex-piloto britânico, nascido a 14/4/1940, competiu na F1 e como melhor resultado chega ao pódio. Em 1970 vence as 24 Horas Le Mans ao comando de um Porsche 917.



Figura 2.5- Vic Elford num Porsche 917 liderando a edição de 1969 Le Mans à frente de Jack Ickx num Ford GT40; Fotográfo: Rainer Schlegelmich; Copyright: Motorsport images ref.1017515145.

2.2-Porsche em Can-Am

Ainda no ano de 1969, as marcas que corriam na classe de Sport foram surpreendidas com uma nova regulamentação imposta pela CSI: a partir de 1972, os carros desportivos de competição das 24 Horas Le Mans poderiam ter no máximo 3,0 L de cilindrada.

Confiantes do potencial marcado pelo sucesso do 917 em Le Mans, a marca desenvolveu uma terceira versão do modelo designada por 917 Spyder e popularmente reconhecida como 917 PA Spyder, fazendo alusão à parceria feita entre a Porsche e a Audi. Tal automóvel foi desenhado exclusivamente para competir no conhecido campeonato canadiano-americano de automóveis, a CAN-AM Series ou Canadian American Challenge Cup.

Segundo a revista Motor24, tal campeonato era de longe o mais extremo da história do desporto motorizado. Não apresentava regulamentações que impusesse limite em termos de cilindrada ou restrições aerodinâmicas, o que agradou às grandes marcas. Por isto surgiram, durante a realização deste campeonato, muitas estreias inovadoras ao nível de aerodinâmica e desempenho. Assim, a aparição do novo modelo na competição que partilhava a mesma base e motor do 917 convencional, aconteceu em Agosto de 1969, deparando-se, o recém-chegado, com uma vasta e feroz concorrência, nas quais se destacavam a Mclaren, a Lola, a Chaparral e mesmo a Ferrari. Na altura, a Mclaren era tricampeã da competição, a Lola tinha vencido a 1ª edição do campeonato em 1966 e a Ferrari apresentava um vasto leque de sucessos em diversas corridas internacionais (Clássicos, 2019).

Ao comando do Porsche estaria Jo Siffert, piloto suíço, que acarretou na competição um respeitável 4º lugar à geral, atendendo ao facto de que o carro possuía um chassi do 908 Spyder com um motor de 4,5 L naturalmente aspirado, Figura 2.6. Este motor produzia 426 kW (580 cv) num veículo com 800 kg (Museum, 2020).



Figura 2.6- Jo Siffert ao comando do 917 Pa Spyder em CAN-AM de 1969

Fonte: Museu oficial Porsche (2019).

Olhando para as especificações dos carros concorrentes, Tabela 2.1, percebe-se alguma desvantagem em termos de cilindrada, potência e peso, o que obrigou a Porsche a aprimorar o representante da marca no campeonato americano. Nesta tabela, mostram-se as informações técnicas dos principais concorrentes do 917 Pa Spyder em 1969.

Tabela 2.1- Especificações dos principais concorrentes do Porsche 917 em CAN-AM (ultimatecarpage, 2020).

Mclaren M8B	*Lola T163*	*Ferrari 712P*	*Mclaren M12*	*Chaparral 2H*
V8 naturalmente aspirado	V8 naturalmente aspirado	V12 naturalmente aspirado	V8 naturalmente aspirado	V8 naturalmente aspirado
7000 cm^3	7000 cm^3	6860 cm^3	7000 cm^3	7046 cm^3
474 kW ou 635 cv	459 kW ou 615 cv	560 kW ou 750 cv	459 kW ou 615 cv	500 kW ou 680 cv
655 kg	645 kg	680 kg	590 kg	821 kg

Nesta fase, a Chaparral tinha como seu impulsionador Jim Hall[18], que também era dono da equipa. Ele formou-se em Engenharia Mecânica e aplicou todos os conhecimentos adquiridos no curso para melhorar os seus automóveis de corrida, através de métodos puramente científicos. Segundo a revista Driving, Jim Hall media e escrevia praticamente tudo que pertencesse ao veículo, no sentido de desenvolver equações que transmitissem quais as forças envolvidas e a maneira como atuavam num carro de corrida. Para além do seu vasto conhecimento na área, Hall era ex-piloto profissional de automóveis, o que lhe possibilitava uma perceção dos acontecimentos, tanto do ponto de vista de engenheiro, como de piloto. Isto foi algo que permitiu obter afinações fantásticas nos carros da Chaparral.

[18] Nascido a 23/7/1935 no Texas, Hall era obcecado com o perfecionismo do desenvolvimento dos seus carros de competição. Segundo a revista Driving, a sua mulher afirmou que ele trabalhava vários dias consecutivos, 16h/dia, no sentido de aprimorar todos os seus projetos.

Alguns dos carros que foram considerados como mais inovadores na história do automobilismo são da sua autoria. Inventou os spoilers, ou asas de alta montagem, ventiladores de sucção, para melhorar a força descendente, transmissões sem embraiagem e semiautomáticas (Seams, 2016).

Para tentar combater estes e outros oponentes, a Porsche em 1971 apresentou o motor naturalmente aspirado mais potente por si construído. Ele ganhou quatro cilindros extra face ao antigo motor, passando agora a ser um 16 cilindros, com 7,2 L de cilindrada e capaz de produzir 647 kW (880 cv), Figura 2.7. Face à necessidade de montar no veículo um motor maior, foi preciso reestruturar a carroçaria, aumentando-lhe vinte e cinco cm de comprimento, e reforçar o chassi de alumínio já existente. Tais alterações elevaram a massa do carro para 841 kg, que agora se designava apenas por 917 Spyder. Em termos estéticos, o aspeto exterior deste novo protótipo é muito semelhante ao do Porsche 917 Pa Spyder. Numa observação distraída apenas se nota alguma diferença olhando para o tamanho do motor, visto o mesmo encontrar-se exposto através da carroçaria (Motorbooks, 2015).

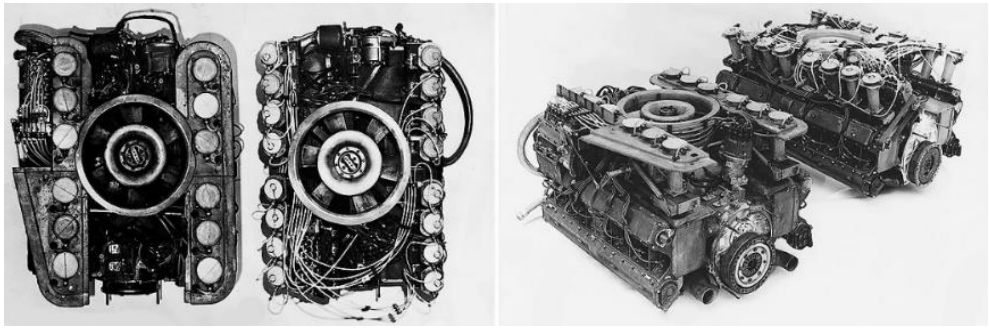


Figura 2.7- Comparação do motor 12 cilindros e 16 cilindros do Porsche 917 (Mezger, 2020).

Olhando para estes novos números de potência, peso e cilindrada, este novo protótipo provavelmente seria capaz de enfrentar a sua feroz concorrência. No entanto, devido ao novo motor complexo e pesado, aliado à extensão da carroçaria, o comportamento e manobrabilidade do 917 foi arruinado, o que levou à suspensão da sua utilização.

2.2.1-Utilização de turbocompressores

Perante estes acontecimentos, o motor naturalmente aspirado deixou de ser opção. A Porsche decide montar turbocompressores no antigo motor, aquele que equipava o 917 Pa Sypder. Com uma base de 12 cilindros e 4500 cm^3 esta decisão provocaria um grande acréscimo de potência, mesmo quando comparado com o motor de 16 cilindros previamente considerado. A grande vantagem desta opção seria a de se conseguir um bom aumento de potência num motor compacto, que não obrigasse à alteração do chassi nem que aumentasse em demasia o peso do conjunto. Para além disto, economicamente, a alteração para motor turbo era agradável. Embora tudo já estivesse idealizado, em 1971 a adaptação de um motor naturalmente aspirado para turbo era ainda uma ciência pouco estudada de forma eficiente. Apesar desta adaptação já ter sido efetuada nas décadas de 1950 e 1960, todos estes projetos acabariam por ser de curta duração e a tecnologia encontrava-se longe de ser perfeita (Motorbooks, 2015).

Na altura, apenas as equipas que dominavam as 500 Milhas de Indianápolis usavam motores turbo, produzidos pela Offenhauser Racing Engine[19]. Embora o procedimento fosse o mesmo, o projeto que a Porsche idealizava era de muito maior envergadura quando comparado com o quatro cilindros de 2,65 L da Offenhauser. Segundo Motorbooks (2015), quem tomou a decisão de turbinar o antigo motor de 12 cilindros foram os senhores Bott[20], investigador chefe da Porsche, e Piech. Naquele momento faltava apenas encontrar os fornecedores dos turbocompressores. Num artigo publicado pela já mencionada revista Motorbooks em 2015, Schaffer [21]fala sobre o local de onde viriam os turbos e relembra as conversas e dificuldades existentes na altura:

- "*Apenas a 10 milhas de Zuffenhausen uma companhia chamada Eberspacher começou a desenvolver turbos em 1947. Fui até lá e os representantes da companhia estavam sentados numa mesa à minha espera. Perguntaram-me: - "Que tipo de turbocompressor é ?"*

Respondi que não sabia, mas que necessitava de cerca de 800 cavalos de potência." (Motorbooks, 2015).

Este tipo de potência obrigou a marca a adquirir dois dos maiores turbos que aquela companhia fornecia. Porém, foi imposta a condição de segredo absoluto pois o projeto era altamente secreto. Voltando de lá com os ditos turbos, Schaffer e um mecânico, Hans Megger, concentraram-se então numa nova solução para a admissão de gasolina e escape dos produtos de combustão. Contudo, a exigência de sigilo por parte de Piech impede-os de pedir informações e opiniões externas. No decorrer da entrevista relatada na revista, Schaffer confessa que ninguém sabia trabalhar com turbos e que na altura a única informação adquirida como correta é que os gases de escape teriam de passar pelo equipamento.

Antes de se falar acerca das dificuldades técnicas com que a marca se deparou e a forma como as solucionou, para um melhor processo de aprendizagem e compreensão é obrigatório saber o mínimo acerca do funcionamento de um turbocompressor. De uma maneira simplista, pode-se comparar o turbo à bomba dos asmáticos usada para induzir ar nos pulmões. É ele o responsável por uma maior entrada de ar nas câmaras de combustão, alimentando-o de um dos dois componentes mais básicos para o seu funcionamento: ar e combustível. Se o aumento de ar é garantido pelo turbo, para se aumentar a potência de um dado motor, basta aumentar-se então o caudal de combustível que lhe é fornecido.

---

[19] Construtora de motores, também conhecida por Offy, dominou as competições americanas por mais de 50 anos. No total, desde 1934 até 1970, os carros com motores Offy venceram a Indianapolis 500 27 vezes. De 1950 até 1960, os carros com o motor da marca conquistaram 10 das 11 pole position, ou volta mais rápida da competição.

Esta construtora foi desenvolvida pelo americano Fred Offenhauser, engenheiro nascido a 11/11/1888. Acaba por falecer em Los Angeles a 17/8/1973 e com ele morre também a supremacia dos motores Offy. Em 1968 apresentava um motor turbo 4 cilindros de 2,65 L, capaz de debitar, para uma pressão de alimentação de 1,70 bar (rel.), uma potência de 570 kW (770 cv) às 9000 rpm.

[20] Helmuth Bott nasceu a 1925 em Kirchhein. Com uma vida difícil gasta todas as suas economias na promoção das suas qualificações técnicas adquiridas com seu pai, eletricista. É contratado pela Bosch como aprendiz, e 6 meses depois foi para a Daimler Benz, onde trabalhou 1 ano e meio. Em 1952 foi contratado por uma empresa austríaca em Zuffenhausen que alugava instalações. Em virtude da Porsche ter transferido a sua produção de automóveis para as instalações a cargo da empresa onde Bott trabalhava, aos 26 anos acaba por se tornar assistente da fábrica.

Depois de progredir dentro da marca chega a investigador chefe da Porsche. Acaba por falecer em 14/5/1994 em Buttenhausen.

[21] Valentin Schaffer entra para a Porsche em 1955 aos 24 anos de idade como mecânico experiente. Enquanto trabalhava, formou-se no Instituto Técnico de Stuttgart onde obteve um certificado de engenharia. Acabaria por ficar reconhecido por engenheiro-turbo, pois foi ele que desenvolveu o primeiro Porsche turbo.

Tipicamente, a Porsche e todas as outras marcas, para tornarem possível o acréscimo destas duas entidades procediam ao aumento do número de cilindros do motor ou alargavam os já existentes. Algo do qual, como já foi mencionado, incapacitou a competitividade da marca alemã nas competições americanas da CAN-AM. Reforçando a ideia, como alternativa e para contrariar tal facto, Piech e Bott entenderam utilizar um sistema de indução forçada[22] que comprimisse o ar que chegasse ao motor (Motorbooks, 2015). Tal compressão tornaria possível a chegada de mais ar às câmaras de combustão e por consequência mais combustível também, levando a acréscimos de potência. Para que todo este funcionamento fosse possível, o caudal de gases de escape que saía dos cilindros passava a ser utilizado para acionar uma turbina, que se encontrava acoplada ao compressor deste conjunto, designado por turbocompressor. O trabalho debitado pela turbina era por isso utilizado no acionamento do compressor, que se situava algures entre o filtro de ar e o coletor de admissão. Na Figura 2.8 mostra-se uma imagem que contém uma vista em corte de um turbocompressor.

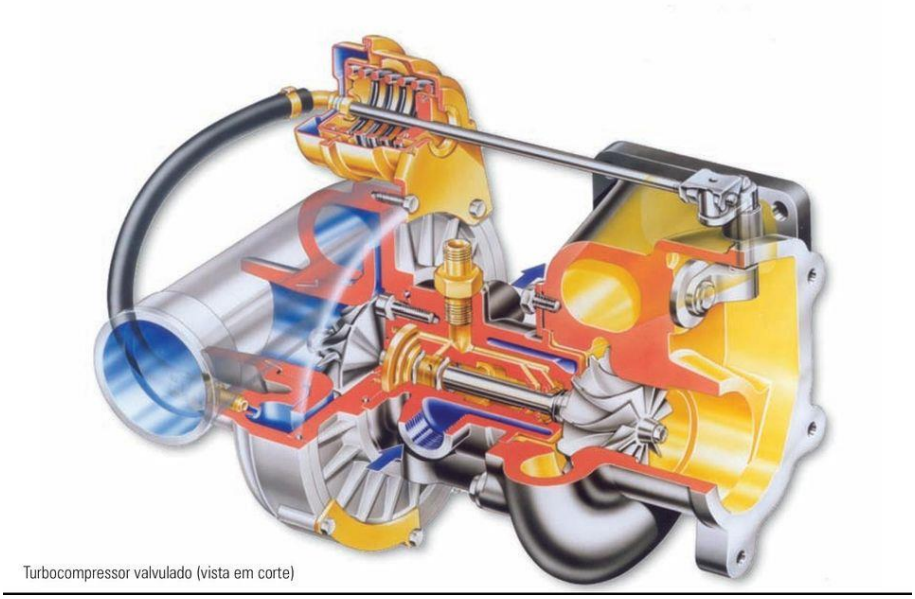


Figura 2.8- Vista em corte de um turbocompressor da marca BorgWarner. Fonte: Catálogo da marca de turbocompressores (BorgWarner, 2020) .

Numa primeira fase, a Porsche executou o seu projeto da maneira mais simplista possível do ponto de vista de controlo, não executando qualquer tipo de monitorização acerca da pressão de alimentação do motor. Os turbos utilizados na época eram de geometria fixa[23] pelo que, a pressão do impulso fornecido ao ar era inteiramente determinada pelo escoamento dos gases de escape e pelas caraterísticas dos turbocompressores.

No antigo motor 12 cilindros do 917, agora turbinado, constatava-se uma existência de grande quantidade de gases de escape, pelo que existia também uma grande afluência nas mangueiras de admissão do turbo, provocando uma grande rotação nas pás da turbina e por consequência uma alta pressão no sistema. Tal pressão, existente em demasia, excedia a capacidade de resistência dos componentes internos do motor, provocando a sua cedência. Desta forma tornou-se imperativo controlar a pressão originada pelo turbocompressor, que foi o grande problema sentido pelos impulsionadores e investigadores do projeto.

[22] Este sistema é o designado turbocompressor.

[23] O turbo admite sempre a mesma quantidade de ar. Isto pode causar o designado atraso do turbo, provocando um atraso na resposta do motor.

Primeiramente, com auxílio de um manómetro de mercúrio, mediu-se a pressão na zona de aspiração. Este tipo de medição relevou-se incorreta porque no momento em que se ligava o motor, todo o mercúrio transbordava para fora. Depois desta experiência, Schaffer chega à conclusão que se deve medir a pressão na zona de escape. Para perceber exatamente onde medir, por tentativa e erro, executou vários furos ao longo do tubo em diferentes posições. No final de algumas semanas de testes, ajustando a pressão do turbocompressor com o acelerador, concluiu qual a metodologia necessária para controlar a pressão do ar de admissão, do motor. Embora o procedimento funcionasse, Schaffer apercebeu-se da necessidade de efetuar melhorias (Motorbooks, 2015).

Hoje em dia, olhando a estas dificuldades sentidas no passado, tal problema parece trivial. Para o caso, dentro de uma larga gama de possibilidades, sem alterar a geometria do turbo, bastaria utilizar uma válvula de purga ou descarga (blowoff valve) para se solucionar facilmente o problema. Esta válvula é instalada normalmente no coletor de escape, onde existe a admissão dos seus gases, ou então nas mangueiras de admissão do turbo.

Para entender o funcionamento deste equipamento é importante perceber o que acontece quando alguém desacelera um motor turbo. Nesta situação, o turbocompressor continua em normal funcionamento[24] devido à sua alta inércia, porém a gasolina admitida é menor e por consequência os gases de combustão formados são também eles menores, o que provoca um aumento da pressão do sistema. Numa desaceleração devido à inércia da turbina, esta fica ainda a mandar demasiado ar para o motor, ao passo que o caudal de combustível já está em diminuição. Altera-se por isso radicalmente a razão ar combustível da mistura regente, o que vai afetar a qualidade da combustão. Por outro lado, ao se mandar demasiado caudal de ar para um motor que está em fase de redução da sua rotação, e que por isso passa a processar um menor caudal de gases, leva a um aumento da perda de carga no escoamento gasoso que o atravessa, criando-se condições para o aparecimento de picos temporários de pressão.

A válvula de descarga (blowoff), tem como função detetar tal acontecimento, de maneira a libertar parte destes gases, que seriam admitidos para o turbo, de forma a estabilizar a pressão do sistema. Normalmente é instalada nos coletores de admissão ou nas mangueiras de admissão do turbo, e quando a pressão do ar aqui circulante é superior à estipulada pelo sistema, a válvula abre-se, libertando parte do caudal de ar para a atmosfera. Tal fenómeno origina o famoso “espirro” que se escuta quando se desacelera num motor turbo mais antigo[25] (Navarro, 2020).

[24] Isto acontece porque os turbos na altura eram de geometria fixa. Atualmente são usados turbos de geometria variável, onde as suas pás internas permitem alterar o caudal de ar processado.

[25] Nestes carros antigos pressupõem-se que a tecnologia adotada seja de uma sobrealimentação provocada por um turbocompressor de geometria fixa.

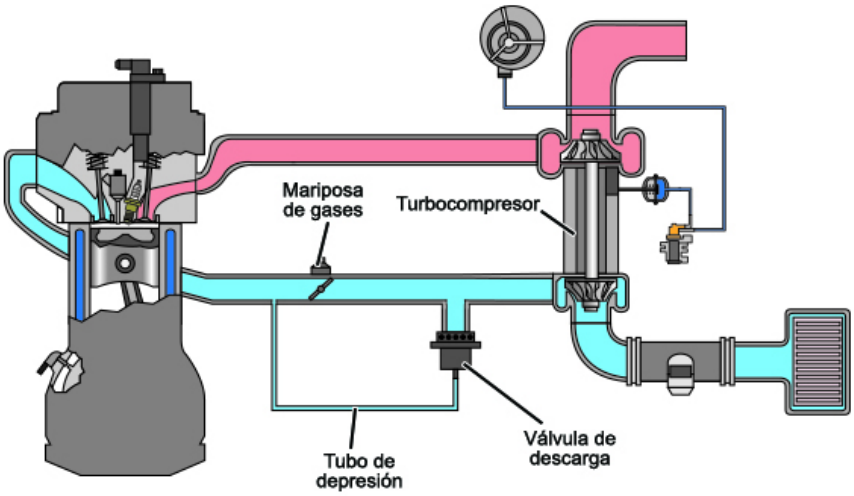


Figura 2.9- Posição da válvula blowoff num motor de combustão (Martes, 2016).

Ainda não ciente desta tecnologia, Schaffer decide aceitar um convite que lhe fora realizado e parte rumo aos Estados Unidos da América. No local, observa um dos laboratórios mais inovadores e completos da altura, no qual era possível realizar testes de potência, no mesmo instante, até vinte e cinco motores. Depois de observar alguns ensaios efetuados nos diferentes bancos de potência, repara que num em específico, se encontrava um quatro cilindros Offenhauser, também ele sobrealimentado por um turbocompressor. Este ensaio, como é de intuir, atribuiu-lhe particular interesse. Conhecendo o vasto sucesso da construtora americana e do motor em particular, analisa exaustivamente todos os seus componentes, dos quais percebe as funções destinadas a cada um deles, exceto de um em particular:

- "*Eu perguntei o que aquilo era, e os engenheiros deles explicaram para o que aquilo servia*", Shaffer confessa, (Motorbooks, 2015).

Depois de percebidas as funções daquele componente específico, Schaffer apercebe-se que tal dispositivo era capaz de resolver o seu principal e maior problema. Por esta razão tenta comprá-lo, porém tal tentativa relevou-se falhada. Sem puder relevar os porquês do seu interesse no componente em questão, em diálogo com o engenheiro responsável pelo teste de potência do motor, consegue levar o dispositivo emprestado por um curto intervalo de tempo (Motorbooks, 2015).

Atualmente será fácil de adivinhar possíveis candidatos para o componente falado. Dentro de algumas hipóteses relevam-se as mais utilizadas:

- Válvula blowoff ou de prioridade (ou de descarga), já tratada neste documento;

- Válvula wastegate ou de alívio.

Para o caso relatado, Schaffer testou uma wastegate, emprestada, no seu motor. Logo de imediato conclui que com o dispositivo, a pressão de funcionamento dos turbocompressores passou a ser controlável e manejável. A válvula de alívio, ou wastegate, por norma é instalada nos coletores de escape e a sua função, como já se tornou percetível, é controlar a pressão originada no sistema. Para que isso seja possível, ela é a responsável por regular o caudal de gases de escape admitido no turbocompressor, evitando uma rotação excessiva por parte da turbina interna do dispositivo e por consequência uma compressão em demasia do ar, que poderia levar, por excesso de pressão, à danificação dos componentes internos do motor. Tal regulação, é efetuada de maneira relativamente simples: no momento em que a pressão dos gases de escape atinge o valor máximo estipulado pelo preparador, a válvula abre-se permitindo

que uma parte dos gases sejam diretamente desviados para o escape, não passando pelo turbocompressor (Madeforstreet, 2019).

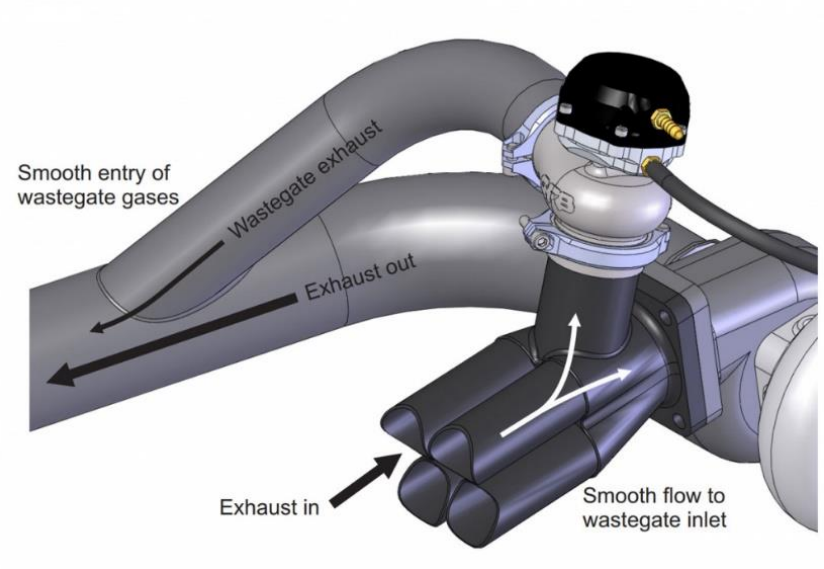


Figura 2.10- Válvula wastegate da marca EX38 (Motest, 2020).

Por comparação de mecanismos, compreende-se que embora a funcionalidade das válvulas blowoff e wastegate seja a mesma, o procedimento para a atingir é distinto. Enquanto uma se encontra nas condutas de admissão, a montante do turbocompressor, e liberta parte de ar que por aqui circula, outra está posicionada nas condutas de escape, a jusante do turbocompressor, redirecionando parte do ar para escape (Madeforstreet, 2019).

Ora, devido ao aumento da quantidade de ar admitido e já comprimido pelo turbocompressor, um motor turbo apresenta-se mais potente para as mesmas especificações que um naturalmente aspirado. Assim, para um dado automóvel que saia de fábrica com um motor de determinadas caraterísticas, ao se aplicar um turbocompressor consegue-se extrair mais potência. No Anexo A referem-se casos de marcas automóveis que utilizaram, nas décadas de 1980 e 1990, exclusivamente essa metodologia para efetuar os seus modelos topo de gama.

Quando este procedimento atingiu a fase de maturidade em termos de projeto, muitas das marcas de automóveis, cientes do facto de que para a maioria dos homens os carros são objetos de culto, aproveitaram o dispositivo para realizarem de forma menos dispendiosa a conceção dos seus modelos topo de gama com alta performance. Pelo facto do automóvel se encontrar associado subjetivamente a atributos considerados viris tais como velocidade, potência e desempenho, aquele que melhor se qualifica nestas caraterísticas, acaba por ser alvo de um maior desejo de consumo. Como já referido, de uma maneira geral tais qualidades parecem seduzir principalmente pessoas de género masculino, que de uma maneira irracional projetam parte da sua própria personalidade e identificação masculina no automóvel que conduzem.

Tal facto, consegue ser provado de maneira experimental quando se discute quais as intenções e razões que levam uma determinada pessoa a escolher o seu sonho de automóvel. Para a maioria dos homens, não insinuando que o mesmo não aconteça com algumas mulheres, o assunto torna-se mais profundo aquando da escolha de um determinado veículo. Se, em termos hipotéticos, se puder considerar que os assuntos financeiros e práticos não são entrave, segundo Zerbinatti (2019), o homem acha necessário refletir o seu automóvel com os cinco sentidos. Não basta olhá-lo ou conduzi-lo, é necessário vivê-lo e senti-lo.

Por outro lado, e de uma maneira generalista, as mulheres utilizam o automóvel como forma de transporte, e para a escolha do mesmo atentam exclusivamente à estética, adequabilidade das suas necessidades práticas e relação custo-benefício. É raro ouvir alguém contar, que uma mulher se apaixonou por um carro antigo e que empregou muito do seu tempo e dinheiro na tarefa de o restaurar. Algo, que prova indiretamente uma relação mais distante do que a dos homens em termos emocionais relativamente aos seus veículos (Zerbinatti, 2019)

Assim, e em jeito de vaidade, um carro turbo nas décadas de 80 e 90 torna-se sinónimo de bem-estar social e económico. Tal dispositivo, numa abertura de capô orgulhosa era alvo de fascínio por todos os entusiastas. Atualmente, embora já tenha passado quase meia década, o turbocompressor continua a ser bastante popular. Contudo, foi perdendo o seu estatuto social acabando mesmo por se tornar banal. Segundo a revista AutoEsporte, atualmente 73 % dos automóveis europeus movidos a gasolina são turbo. Tal razão deve-se ao facto das vantagens evidentes que o turbocompressor proporciona (Montoia, 2019).

A esta altura, devido ao percurso tomado pelo texto, o leitor acha que o turbo apenas apresenta regalias. Tal ilação é errática e tornar-se-ia lógica para Schaffer e a sua equipa de desenvolvimento. Depois de terem produzido as suas próprias válvulas de alívio, o novo motor que partilhava exatamente a mesma base do motor 12 cilindros do Porsche 917 era agora designado por 912/50. Com os já sabidos 4,5 L de cilindrada elevou a sua potência máxima de 426,7 kW (580 cv) para 625 kW (850 cv) às 8000 rotações por minuto. Desenhado exclusivamente a pensar na CAN-AM, foi montado na carroçaria do 917 Pa Spyder e seria testado pela primeira vez no mês de Outubro de 1971. O plano inicial da marca, passava por utilizar o modelo às mãos de Jo Siffert, porém em Outubro de 1971 durante uma prova em Brands Hatch, o suíço acabaria por falecer. Assim, a equipa liderada por Roger Penske[26] chamou o piloto Mark Donohue[27] para se sentar aos comandos do protótipo (Motorbooks, 2015).

Roger Penske com intenções de utilizar o novo protótipo em diferentes campeonatos desportivos do ano seguinte, tencionava despender apenas três dias com vista à afinação do carro de corrida. Tal não foi possível. Em vez disso, com a ajuda de Schaffer e Helmut Flegl[28] demoraram três semanas a aperfeiçoar o funcionamento do motor, curso e dureza da suspensão e ainda alguns ajustes feitos na carroçaria.

Segundo a revista online motor 24, foi desenvolvido na carroçaria um sistema capaz de aprimorar a eficiência aerodinâmica, colocando o valor de *cx* em 0,65. O *cx* é representativo do coeficiente aerodinâmico, que em termos numéricos informa sobre a quantidade de atrito que um determinado objeto terá com o ar. Assim, quanto menor for este número mais aerodinâmico um objeto é, conseguindo-se transpor à resistência imposta pelo ar com maior facilidade (Nova, 2019).

Como é de intuir, existe circulação de ar nas partes superiores e inferiores de um veículo, pelo que é necessário encontrar-se uma afinação capaz de impedir que circule mais ar pela parte inferior do automóvel do que pela sua parte superior. Isto realiza-se de maneira a contrariar um efeito de sustentação elevado, capaz de provocar elevação da massa tal como acontece com as aeronaves. Conforme explicação encontrada no site "bestcars", todos os automóveis em movimento estão forçosamente sujeitos ao efeito de sustentação devido à quantidade de ar

[26] Ex-automobilista e dono de equipa de automóveis Penske racing, que atua principalmente na fórmula Indy e Nascar. Nasceu a 20/2/1937 em Shaker Heights, Ohio, EUA.

[27] Piloto que participou na fórmula 1 e 500 milhas Indianapolis tendo vencido esta última competição na edição de 1972. Nasce a 18/3/1937 em Summit, Nova Jersey, EUA. Graduou-se em engenharia Mecânica em 1959 pela universidade Brow e falece a 19/8/1975.

[28] A biografia de Helmut Flegl encontra-se na nota 21.

circulante pelas suas partes inferiores. Tal fenómeno, para o caso em estudo, é prejudicial podendo provocar instabilidade no veículo. Assim, de maneira a combater este acontecimento, instalam-se dispositivos aerodinâmicos tais como: ailerons, abas (lips) ou saias laterais, presentes de maneira mais comum em carros desportivos e projetados para garantirem boa aerodinâmica e estabilidade. Portanto, para um mesmo veículo, pode-se concluir que uma melhor aerodinâmica é capaz de lhe conferir melhores consumos de combustível, maior estabilidade e velocidade de ponta. Fatores de extrema importância para se atingir boa competitividade (BestCars, 2001).

A Porsche adaptou no chassi destes modelos para a CAN-AM, uma solução curiosa destinada a controlar a sua integridade. Todos os seus tubos constituintes eram interligados e vedados entre si, pressurizados com ar comprimido controlado por um manómetro instalado no cockpit. Assim, se a pressão baixasse era porque o ar tinha escapado por algum lado, indicativo que o chassi teria sofrido alguma deformação (Dunn, 2019).

As modificações na caixa de velocidades passaram por um reforço na sua estrutura, promovendo-lhe assim uma maior capacidade de resistência à força debitada pelo motor. Existiu também uma adaptação para embraiagem de triplo disco, Figura 2.11. Com a inserção de três discos consegue-se uma maior longevidade da embraiagem e uma transmissão de potência mais suave até às rodas, melhorando o comportamento do carro.

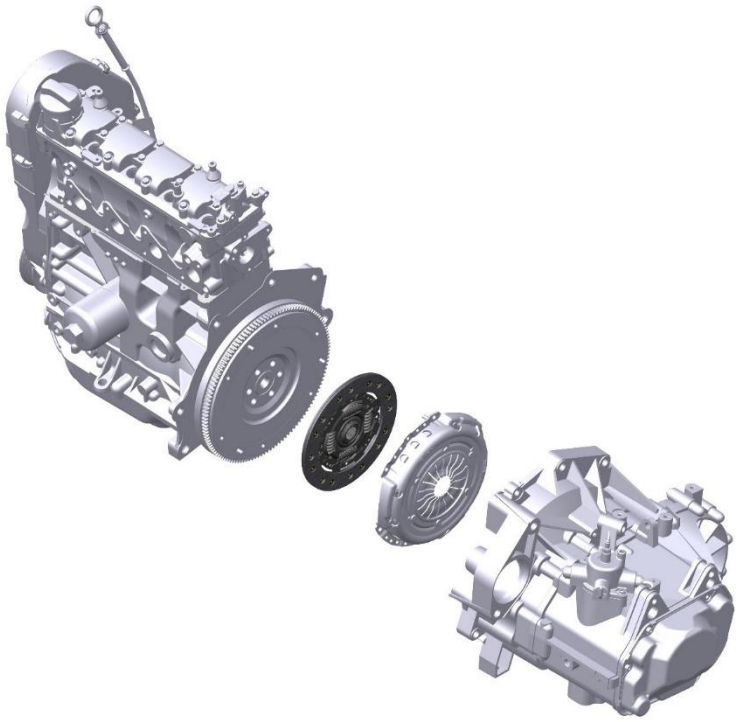


Figura 2.11- Vista 3D dos componentes principais da embraiagem que permitem a ligação da caixa de velocidades ao motor (CanaldaPeça, 2020).

Por fim, foi utilizada uma nova configuração da já existente suspensão de triângulos sobrepostos (duplo wishbone[29]), às quatro rodas. Como o seu próprio nome indica, são utilizados dois braços triangulares sobrepostos entre si que se encontram atrelados ao chassi ou subchassi através de buchas. Consoante a inclinação e dimensão dos braços consegue-se alterar o alinhamento e posição das rodas durante a aceleração. Tal estrutura, releva-se muito rígida sendo escolha popular entre os carros desportivos que procuram boa estabilidade, Figura 2.12.

[29] A sua construção é complicada visto existir a necessidade de utilizar muitas peças, o que ocupa muito espaço.

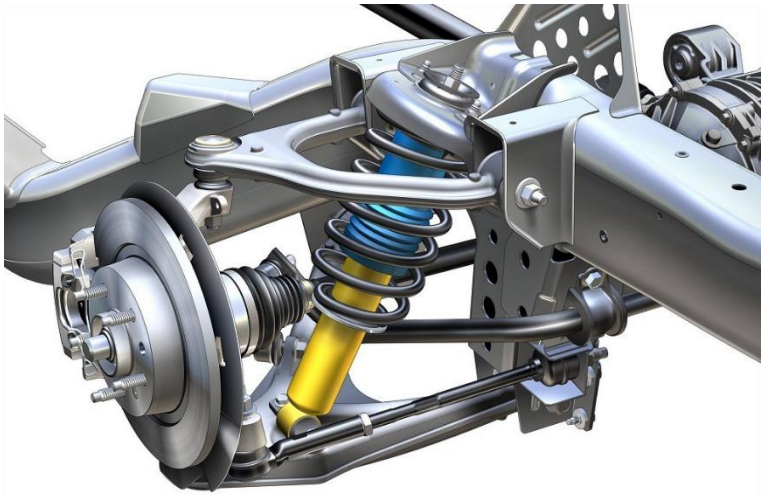


Figura 2.12- Esquema presente no manual da marca Magneti Marelli: "Vehicle Dynamics Expo 2006" (YouWheel, 2015).

Apesar de todas as modificações efetuadas, o carro relevou-se muito difícil de conduzir sendo em pista pouco mais rápido comparativamente à sua base naturalmente aspirada. O grande atraso do turbo em baixos e médios regimes de aceleração tornava o protótipo bastante mais lento que o seu antepassado atmosférico. Tal situação poderá, à primeira vista, parecer estranha visto que é sabido que o mesmo motor com aplicação turbo apresenta mais potência que naturalmente aspirado. Porém, e apesar da base do motor ser a mesma, a aplicação do turbo obriga a uma alteração da taxa de compressão[30]. Assim, comparando em regimes de baixa rotação, onde o turbo não está acionado, o motor naturalmente aspirado é mais rápido. Se com a utilização do turbocompressor é garantida uma maior massa de ar na câmara de combustão, é necessário garantir também, por consequência, uma maior quantidade de combustível de maneira a conseguir-se apresentar uma mistura de ar e combustível adequada. Com o intuito de garantir a proporção correta de mistura, com finalidade de contrariar a maior competitividade do antigo 917 face ao novo, a Porsche recorreu à empresa conterrânea alemã Bosch, especialista em diversos componentes automóveis, nomeadamente sistemas de combustível.

Como o turbo é acionado pela passagem do fluxo de gases de escape através das pás da turbina, a baixas rotações a resposta de um motor equipado com um turbocompressor convencional, ou seja, de geometria fixa, não é satisfatória porque apenas existe uma boa quantidade de fluxo de gases de escape capazes de encher o turbo em altos regimes. Trabalhando todo o Inverno nesta parceria, conseguiu-se criar uma bomba de combustível capaz de encher o turbo a regimes mais baixos, promovendo assim uma curva de binário mais adequada. Ou seja, graças à inserção adicional de combustível, foi-se capaz de criar uma resposta no motor mais linear, apresentando-se em termos de força, um motor mais equilibrado para baixos e médios regimes (Dunn, 2019).

O desempenho e prestações de um dado motor geralmente são definidos pelas duas grandezas: binário e potência. Estas encontram-se relacionadas entre si por meio da velocidade de rotação da cambota do motor, e são expressas em (2.1).

[30] Isto é feito para se prevenir uma pressão muito elevada dentro da câmara de combustão capaz de danificar os componentes internos do motor.

$$\dot{W} = B\ \frac{2\pi\ n}{60} \tag{2.1}$$

Onde:

- $\dot{W}$ – Potência do motor;
- B – Binário do motor;
- n - Rotação do motor em rpm.

Para se compreender ambos os conceitos, efetua-se uma analogia com dois tipos diferentes de atletas de competição. Para o exemplo tem-se um halterofilista e um velocista. Para o primeiro entendesse a necessidade de muito binário, representativo da força que exerce com as pernas, capaz de lhe proporcionar tração de forma a levantar os pesos do solo. Por outro lado, o velocista tendo como meta percorrer o mais rapidamente possível uma certa distância, além do músculo disponível necessita essencialmente de um bom fornecimento de ar para os pulmões de modo a conseguir ganhar ou manter velocidade. Caso equiparado a uma boa entrega de potência. Recorrendo-se desta analogia, constata-se que o binário de um motor representa a sua força disponível, sendo o responsável pela tarefa de colocar num primeiro instante as rodas em movimento. Ou seja, representa a força rotacional que um dado motor gera para colocar um automóvel a mover-se. Se tal força existir em abundância, o veículo será capaz de transportar elevadas massas vencendo facilmente a sua própria inércia. Na prática, a aplicabilidade deste tipo de motores acontece em maquinaria agrícola e industrial, onde é necessário que o binário seja elevado de modo a ser possível a movimentação em condições exigentes (VolanteSic, 2019).

Interpretando a equação (2.1), constata-se que o resultado do produto entre o binário e a rotação da cambota dá a potência do motor. Utilizando a força ou binário já existente, quanto maior for a velocidade de rotação maior será também a potência. Para um carro pensado exclusivamente em velocidade de ponta, tendo por consequência a necessidade de ser capaz de atingir e manter valores de velocidade elevados, interessam, particularmente, mecânicas capazes de extrair elevadas potências. Isto acontece, devido ao facto destes automóveis a médios e elevados regimes apresentarem velocidade de rotação da cambota alta conseguindo-se por isso, com pouca influência do binário, elevadas potências. No caso da Porsche interessava um compromisso ideal entre o binário e a potência.

Sendo o binário comparável à força do motor, essencialmente importante para baixos regimes, é aconselhável dotar um valor aceitável desta entidade para que o automóvel seja capaz de retomar velocidade sem necessidade de recorrer à caixa de velocidades, tenha uma boa saída de curva, proporcione um rápido arranque e que seja capaz de possuir elasticidade para realizar ultrapassagens céleres. Por outro lado, necessita-se de uma boa potência de maneira a atingir-se elevadas velocidades, conseguindo-se realizar um determinado trabalho num curto intervalo de tempo:

$$\dot{W} = \frac{W}{t} \tag{2.2}$$

Onde:

- $\dot{W}$ – Potência do motor;
- W – Energia;
- t - Tempo.

Segundo Dunn (2019), a dupla Porsche e Bosch atendendo a estas necessidades, desenvolveu uma nova bomba de combustível apelidada de "happy pump", ou bomba feliz. Esta para além de ter elevado a potência do 917, tornou o protótipo num carro competitivo em CAN-AM. Depois da adaptação da peça conseguiu-se um automóvel fiável, de mais fácil condução e muito rápido. Nesta fase, 662 kW (900 cv) eram possíveis com relativa baixa pressão de admissão.

Nas Figuras 2.13 e 2.14, são mostrados os projetos, originais da marca, de desenvolvimento do Porsche 917 equipado com o motor 912/50.

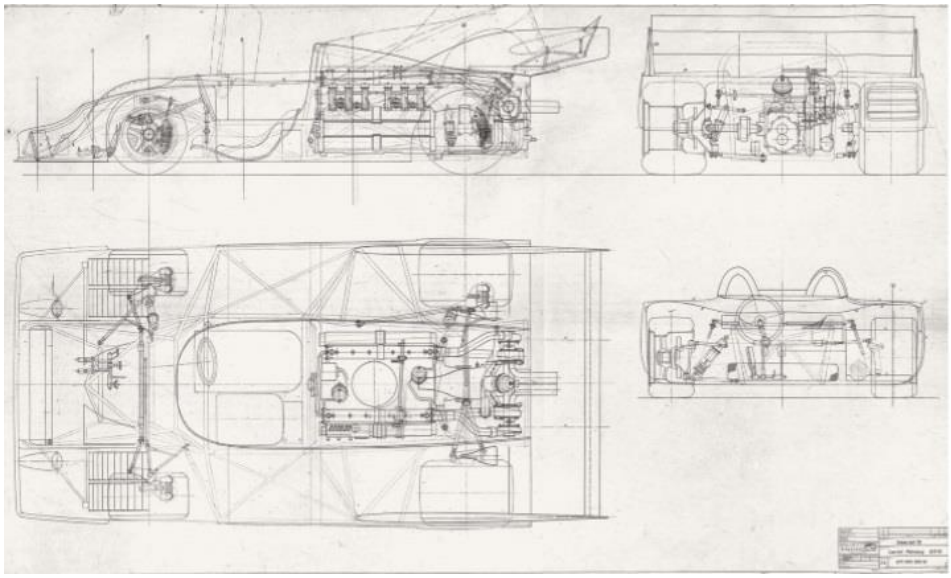


Figura 2.13- Projeto da Porsche para as configurações da suspensão "duplo wishbone" (Motorbooks, 2015).

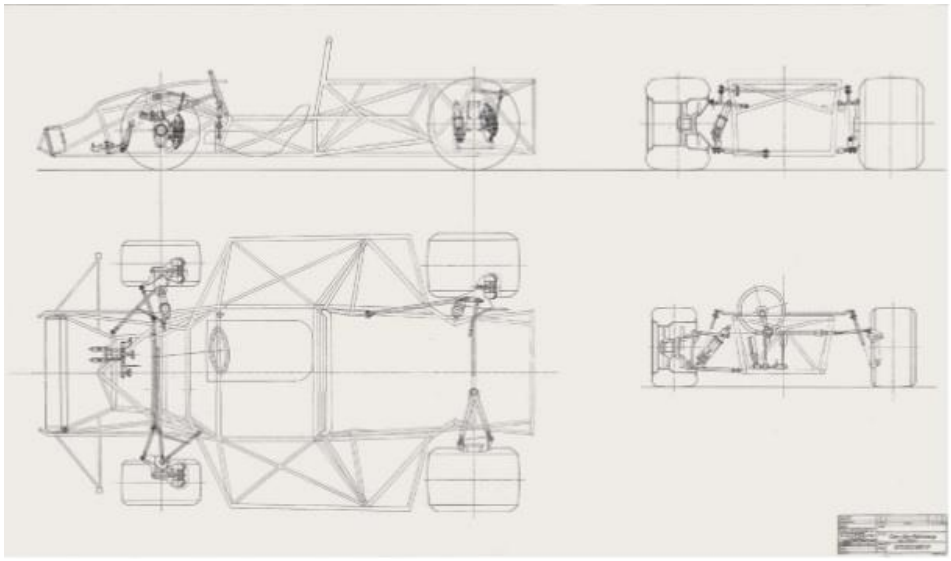


Figura 2.14- Projeto do Porsche 917 com o motor 912/50 (Motorbooks, 2015).

Embora o novo carro tenha sido totalmente baseado no seu antecessor naturalmente aspirado[31], era muito mais largo e apresentava a sua asa traseira integrada na carroçaria. Tais modificações relevaram-se adequadas para as corridas curtas e rápidas, caraterísticas do campeonato CAN-AM. Este modelo em particular, caraterizava-se por ser o menos comprido

[31] Esta base depois de algumas modificações acabou por ser bem-sucedida em Le Mans, acabando por ganhar a competição em 1970 e 1971.

Porsche 917 alguma vez construído, tendo sido alvo pela parte de Mark Donohue do comentário:

- "*É o nariz de carro de corrida mais cruel, mais selvagem e mais feio do mundo*" (Ludvigsen, 2012). De maneira a comprovar tais modificações e comentários é apresentado na Figura 2.15, o Porsche 917 de 1972.



Figura 2.15- George Follmer ao comando do Porsche 917 em 1972 no campeonato CAN-AM. Fotógrafo: David Phipps Copyright: motorsport images ref.1015622888.

Com o objetivo de vencer CAN-AM[32], a Porsche em 1972 retira a sua equipa oficial de fábrica das 24 Horas de Le Mans. Para isto, como mencionado anteriormente, decide unir-se a Roger Penske e ao seu piloto Mark Donohue, dupla que tinha preparado um dos Ferrari 512 mais competitivos que participaram na prova no ano de 1971.

Segundo (Motorbooks, 2015), de maneira a controlar os 662 kW (900 cv) produzidos pelo motor turbo, para além de todas as modificações já mencionadas, a pedido do piloto Mark Donohue, a marcha a trás foi retirada e o diferencial traseiro foi bloqueado a 100 %. Com isto existia a garantia que os dois semi-eixos traseiros recebiam a mesma quantidade de binário, o que impedia que o mecanismo fizesse a compensação, impossibilitando que a roda que estivesse sem aderência, numa situação de perda de tração, fosse a única a rodar. Confiante no seu novo protótipo, a "Porsche Penske" encarou e conquistou a 7ª edição de CAN-AM, constituída por nove corridas no total, com uma supremacia nunca antes vista. Apenas problemas técnicos ocasionais impediram o modelo de vencer todas as corridas da competição.

Para uma leitura mais atenta e curiosa dos factos ocorridos em CAN-AM desse ano, relatam-se no Anexo B os detalhes acerca de todas as corridas desse campeonato, mencionando-se para além dos vencedores, por ordem cronológica, em que data e em que pista cada prova se realizou. De uma maneira geral e resumida, pela Tabela 2.2, percebe-se os factos aqui ocorridos.

[32] Para além do facto de as restrições da competição agradar à Porsche, outro grande interesse da marca neste campeonato era a promoção de novas concessionárias Porsche + Audi existentes na América do Norte (Nick, 2016).

Tabela 2.2- Calendarização e resultados da CAN-AM em 1972 (grandprixhistory, 2020).

Vencedores e calendarização das corridas passadas em CAN-AM no ano 1972				
Jornadas	**Circuito**	**Carro vencedor**	**Equipa vencedora**	**Data**
1	Mosport	Mclaren M20 Chevrolet	Mclaren Motor Racing	11 de Junho
2	Road Atlanta	Porsche 917/10 Turbo	Penske Porsche Racing	9 de Julho
3	Watkins Glen	Mclaren M20 Chevrolet	Mclaren Motor Racing	23 de Julho
4	Mid Ohio	Porsche 917/10 Turbo	Penske Porsche Racing	6 de Agosto
5	Road America	Porsche 917/10 Turbo	Penske Porsche Racing	27 de Agosto
6	Donnybrooke	Mclaren M8F Chevrolet	Young American Racing	17 de Setembro
7	Edmonton	Porsche 917/10 Turbo	Penske Porsche Racing	1 de Outubro
8	Laguna Seca	Porsche 917/10 Turbo	Penske Porsche Racing	15 de Outubro
9	Riverside	Porsche 917/10 Turbo	Penske Porsche Racing	29 de Outubro

Com a vitória da Penske Porsche no campeonato CAN-AM em 1972, Schaffer e Piech, responsáveis pela criação do 917/10 turbo, viram o seu esforço recompensado. Tal feito dar-lhes-ia estatuto de imortalidade para os amantes de automóveis e velocidade, e serviria como impulso inicial para outro projeto, de maior envergadura, que tal como estes dois senhores viria a adquirir um estatuto um tanto ao quanto espetacular.

Roger Penske, que se encontrava responsável pelo futuro da Porsche no campeonato CAN-AM, desenvolveu o 917/10 que competia na edição de 1972. O motor doze cilindros, já mencionado, viu a sua cilindrada ser aumentada de 4,5 L para 5,4 L, produzindo na afinação de corrida 809 kW (1100 cv) e na afinação de qualificação uns monstruosos 956 kW (1300 cv) (Grand Prix History, 2019).

De maneira a possibilitar estabilidade capaz de impulsionar motor tão potente, existiu necessidade de aprimorar o chassi e carroçaria. Por isso alongou-se a mesma, enquanto que o chassi foi aligeirado. Em conjunto com a SERA, dedicando particular atenção à aerodinâmica, foi redesenhado um novo modelo capaz de baixar o coeficiente aerodinâmico para 0,60. Assim, como explicado em páginas anteriores, o carro seria capaz de transpor o arrasto provocado pelo ar com maior facilidade.

Tendo em vista uma aderência ao solo mais eficaz, a distância entre eixos do modelo viu-se aumentada de 2316 para 2500 mm. Segundo o piloto Mark Donohue, todos os problemas de instabilidade anteriores foram resolvidos com este novo modelo:

- "*Antes da temporada de 1973 pude testar o 917/30 em Weissach e Riverside. Tudo que havia de errado com o 917/10 foi corrigido, em grande parte graças às sete polegadas adicionais de distância entre eixos. A curta distância entre eixos dos 917/10 subindo pelos S´s*

em Riverside transformava aquele carro num veículo muito perverso" (Grand Prix History, 2019)

Com isto, depois das modificações e afinações efetuadas, o Porsche 917/10 foi batizado pelo nome 917/30, Figura 2.16, e era popularmente reconhecido como "TurboPanzer". Este automóvel, mesmo para os padrões atuais era uma máquina de engenharia extraordinária, capaz de acelerar dos 0 aos 100 km/h em pouco mais de dois segundos, enquanto que o arranque parado até aos 160 km /h era realizado em 3,9 segundos e até aos 320 km/h era feito num tempo à volta de dez segundos. Para se ter noção, tal modelo é mais rápido que um Fórmula 1 atual, que bem fundamenta as razões para tão grande admiração.



Figura 2.16- Mark Donohue pilotando o seu Porsche 917/30. Fotógrafo: Rainer Schlegelmilch Copyright: Motorsport images ref.1016946281.

Com um rácio[33] peso potência de 1,275 kW/kg, o modelo da Porsche era capaz de atingir como velocidade máxima uns incríveis, para altura, 414 km/h. De salientar a fraca tecnologia dos turbocompressores da época, que obrigavam os pilotos a preparações e prestações incríveis de forma a conseguirem controlar tanta potência "desgovernada". Para confirmar a supremacia desta máquina na temporada de 1973 seguidamente a falar, Mark Donohue, de volta ao ativo em melhor forma, conquistou a pole position, volta mais rápida, em todas as provas do campeonato, além das vitórias conquistadas ao longo da competição (Dunn, 2019).

A equipa oficial da Mclaren, face aos acontecimentos decorridos em 1972 no campeonato CAN-AM testou nos seus carros, com vista a aumentar a competitividade, um motor Chevrolet sobrealimentado através de dois turbocompressores. Isto, possibilitaria uma potência na região dos 662 kW (900 cv) face aos 552 kW (750 cv) produzidos pelo antigo motor. Embora a potência estivesse num valor desejado, a marca devido a falta de orçamento desistiu do projeto. Eram necessárias restruturações na caixa automática, chassi e carroçaria, tal como um reforço das transmissões. Assim, com objetivo primordial na competição Indianápolis 500, em 1973 a Mclaren decide não competir na CAN-AM.

[33] Este rácio pode ser obtido visto sabermos o peso e potência do protótipo. Neste caso teríamos 956,15 kW (1300 cv) para impulsionar 750 Kg.

De uma maneira geral, resume-se a história da edição de 1973 do campeonato CAN-AM a uma supremacia demonstrada por Donohue ao comando do seu Porsche 917/30. Tal pode ser consultado de forma mais exaustiva no Anexo C e resumidamente constatado através da Tabela 2.3.

É importante referir que após a evolução dos 917 para a versão 917/30, todos 917/10 anteriores foram adquiridos pelas equipas, aliadas entre si, Ringler RC Cola, Brumos Racing e Vasek Polak Racing. Vasek Polak, dono da última equipa, era um importante revendedor da marca Porsche no sul da Califórnia e tinha como pilotos Jody Scheckter e Steve Durst. Estes ajudavam mutuamente os pilotos da equipa aliada que eram Charlie Kemp e George Follmer, campeão de CAN-AM. Assim, nesta edição deste campeonato houve essencialmente uma disputa entre os Porsche 917, um modelo mais antigo, mas com provas dadas e campeão, e outro mais recentemente desenvolvido que apresentava melhorias em todos os parâmetros (History, 2020).

Tabela 2.3- Calendarização e Resultados de CAN-AM em 1973 (wikipedia, wikipedia, 2019).

Vencedores e calendarização das corridas passadas em CAN-AM no ano 1973				
Jornadas	**Circuito**	**Carro vencedor**	**Equipa vencedora**	**Data**
1	Mosport	Porsche 917/10 Turbo	Rinzler Motor Racing	10 de Junho
2	Road Atlanta	Porsche 917/10 Turbo	Rinzler Motor Racing	8 de Julho
3	Watkins Glen	Porsche 917/30 Turbo	Sunoco Penske Porsche	22 de Julho
4	Mid Ohio	Porsche 917/30 Turbo	Sunoco Penske Porsche	12 de Agosto
5	Road America	Porsche 917/30 Turbo	Sunoco Penske Porsche	26 de Agosto
6	Edmonton	Porsche 917/30 Turbo	Sunoco Penske Porsche	16 de Setembro
7	Laguna Seca	Porsche 917/30 Turbo	Sunoco Penske Porsche	14 de Outubro
8	Riverside	Porsche 917/30 Turbo	Sunoco Penske Porsche	28 de Outubro

Assim, de uma maneira repetitiva, o trabalho realizado pela fábrica da constutora alemã Porsche foi recompensado. Se na época de 1972, a evolução do 917 atmosférico para 917/10 turbo valeu-lhe o tão desejado campeonato de CAN-AM, em 1973 outra evolução do 917/10 (turbo) para o 917/30 (turbo) valeu ao último, novamente o campeonato de CAN-AM e a fama de ter sido o carro de competição mais rápido alguma vez construído. Tal fama, foi fomentada em 1975 durante uma corrida da prova Winston 500 ocorrida na pista Talladega Speedway. Aqui, o Porsche 917/30 estabeleceu um novo recorde mundial de velocidade, ocorrido durante provas oficiais, de 221,12 mph (356 km/h) precisamente às mãos de Mark Donohue[34] (History, 2020).

A CAN-AM foi o campeonato que, a partir de 1969, devido às já faladas quase inexistentes regulamentações, era sinal de inovação, velocidade e grande espetáculo. A mesma intitulava aos seus vencedores um reconhecimento de prestígio, brio e competência. A Porsche com intenções de aumentar as suas vendas no território americano encontrou nela a oportunidade de o fazer. No ínicio, com a estreia dos seus modelos na competição deparou-se

[34] Depois de se tornado vencedor de CAN-AM em 1973 planeou aposentar-se, porém um ordenado de 50 $ por dia para trabalhar a mando de Roger Penske adiou esta sua decisão.

com bastantes dificuldades, tendo a empresa sido obrigada a efetuar alterações nos veículos de forma a destronar as grandes construtoras líderes da competição (Dunn, 2019).

A Lola, nos primórdios do surgimento deste campeonato apresentou grande domínio, levando-a à conquista do mesmo na sua primeira edição no ano de 1966. Tal superioridade só foi ultrapassada pela Mclaren e pelos seus pilotos Bruce Mclaren e Denny Hulme, que conseguiram tanto sucesso que o campeonato na altura passou a ser apelidado como: "Show de Bruce e Denny". Isto possibilitou a conquista de cinco edições consecutivas, concretamente de 1967 a 1971 (Motorsport Extra, 2002). De seguida, e fruto do projeto idealizado por Piech e Bott, o Porsche 917/30 (turbo) dominou por completo tal competição. O carro tornou-se imbatível e para além de vencer todas as edições seguintes da prova levou à desistência da até então emblemática marca do campeonato: a Mclaren[35]. O seu futuro domínio só foi parado pela impossição de novas regulamentações que impediram a Porsche de continuar a competir nesse campeonato (History, 2020).

Em meados de 1973 surgiu a crise petrolifera e por consequência existiu um descrécismo na procura de veículos, que até então apresentavam elevadas cilindradas e elevados consumos de combustível. Tal facto, alertou a indústria e o mercado para um nova realidade que se iria tornar global, embora existisse diversas velocidades neste desenvolvimento. No caso particular deste texto, o interesse é focado nos acontecimentos ocorridos no continente americano, local onde acontecia o campeonato CAN-AM. Estes construtores foram apanhados de surpresa com a nova realidade, visto que até então, todo o seu mercado automóvel desportivo passava por apresentar elevadas cilindradas, potências e consumo de combustível. Com o aumento do preço do mesmo, o mercado derivado destas caraterísticas apresentou um menor número de vendas, ao passo que os construtores japoneses fruto de uma apurada organização interna, e não obstante às barreiras de importação, colocaram no território americano veículos com baixo consumo e com uma relação preço/qualidade.desempenho.consumo imbatível.

Assim, à procura de rentabilização da atividade, os americanos adotaram e desenvolveram os ensinamentos dos construtores japoneses, tentanto assim acompanhar uma crescente competição pelo posicionamento no mercado. Uma das medidas adotadas para colocar em práticas tais ideias, foi redesenhar as regulamentações impostas nas suas competições internas, mudando por consequência as até então quase inexistentes impossições da CAN-AM. Com isto, e para o campeonato de 1974, seriam permitidos somente 73 galões (273,3 L) de combustível para cada corrida de 200 milhas (320 km). Tal, impossibilitava a continuação do 917/30 nas pistas deste campeonato, visto que o consumo deste automóvel numa prova idêntica à relatada era pouco menos que o dobro desse combustível.

O Porsche 917/30 voltaria às pistas apenas para quebrar o já discutido record de velocidade em 1975, numa corrida sem restrições de combustível. Os críticos afirmam que este automóvel se encontra entre os modelos mais importantes da história do autobilismo, acusando-o porém de ser uma demonstração de força bruta (Dunn, 2019).

2.3-Marcas subsequentes à passagem por CAN-AM.

Como já relato neste documento, a regulamentação imposta pela CSI determinou que a partir de 1972, os carros desportivos de competição para correr nas 24 Horas Le Mans poderiam ter no máximo 3,0 L de cilindrada. Assim, com o objetivo de triunfar nesta competição e fazer frente ao até então domínio da Matra Simca, a Porsche em 1974 apresentou o seu modelo 930. Este automóvel derivava diretamente de um Porsche 911 de estrada, no qual lhe foi aplicado

[35] A marca nesta altura era relativamente pequena e os seus sucessos de CAN-AM foram muito importantes para o seu futuro reconhecimento.

um turbocompressor herdeiro direto da tecnologia desenvolvida nas provas CAN-AM. Embora não tenham alcançado a vitória nesta edição, a estreia deste novo modelo foi um sucesso, sendo que a maior a parte dos automóveis acabaram no top dez à geral. Subsequente a isto, e a partir deste mesmo ano até 2016, todos os modelos topo de gama com melhor performance do Porsche 911 apresentavam uma diferenciação na configuração dos seus motores, a utilização de um turbocompressor.

Uma análise e constatação dos factos desde essa data até então, confirma que os Porsche 911 turbo são sinónimo de performance, sucesso e supremacia no mercado automóvel, acabando mesmo por se tornarem imagem de marca da sua construtora. Este sucesso foi possível devido à tecnologia trabalhada pela marca na CAN-AM e que possibilitou a sua sobrevivência às crises petroliferas ao longo da história. Nos dias atuais e apartir do ano de 2016, os modelos mais banais do 911 devido às regulamentações impostas derivadas das preocupações ambientais ganharam dois turbocompressores, com tecnologia logicamente mais avançada.

Nas pistas e competições, os motores turbo foram aqueles que possibilitaram à marca vitórias memoráveis nas 24 Horas Le Mans, campeonatos mundias de marcas, entre outras[36]. Isto contata-se quando se repara que a marca Porsche, a partir do sucesso vivido em território americano, conquista em anos seguintes a maior parte das edições das 24 Horas Le Mans. Esta competição, apresentava particular importânica na altura, e desde a segunda metade da década de 1970 até finais da década de 1980, foram dominadas pela marca de Estugarda. Com recurso ao modelo 936 capaz de debitar 403 kW (540 cv) num motor turbo 6 cilindros boxer com 2,140 L de cilindrada[37], às mãos de Jacky Ickx, a Porsche conquista os campeonatos de 1976, 1977 e 1981, Figura 2.17 (Wikipedia, 2020).



Figura 2.17- Porsche 936, participando nas 24 Horas de Le Mans, no circuito la Sarthe, ao comando de Jacky Ickx a 14 de Junho de 1981. Copyright: Lat images ref.1012861830.

Por outro lado, dentro do espaço temporal falado, mais concretamente em 1979, a marca vence novamente a prova. Nesta edição foi vitorioso o Porsche 935, sucessor do RSR utilizado

[36] Como reforço de ideia, é de realçar que tudo isso foi possível devido ao ponto de partida adotado na participação histórica da Porsche em CAN-AM.

[37] Devido à utilização de sobrealimentação no motor, o fator de 1,4 multiplicativo pela cilindrada total perfaz os máximos 3,0 L de capacidade impostos pela regulamentação.

em 1974, com um motor capaz de produzir às 7900 rpm 418 kW (561 cv), recorrendo para isso dos 2,85 L de cilindrada[38] apresentado pelo motor boxer de 6 cilindros turbocomprimido.

De seguida, utilizando os modelos 956 e 962C, Figuras 2.18 e 2.19, a constutora alemã sagra-se heptacampeã das 24 Horas Le Mans, e só em 1988 é derrotada pela Jaguar. Com recurso ao 956, protótipo com motor 6 cilindros boxer turbocomprimido de 2,65 L de cilindrada capaz de produzir 474 kW (635 cv), a marca sagra-se campeã desta competição em 1982, 1983, 1984 e 1985. Nesta fase, a Porsche já era detentora de edições ganhas consecutivamente, que lhe dariam o prestigiado galardão de pentacampeã (Wikipedia, 2020).



Figura 2.18- Porsche 956 conduzido por Franz Konrad em 16 de Junho de 1985 na prova de Le Mans, em França. Fotógrafo: Sutton Images. Copyright: Motorsport images ref.1015192621.

Com Nobert Singer[39] no comando das decisões a tomar pela marca nos campeonatos automobilistícos, em finais de 1984 foi apresentado o sucessor do Porsche 956, cujo nome se designava por 962C[40]. Nele encontrava-se acoplado um motor de 2642 cm^3 de cilindrada, que recorrendo à sobrealimentação através de dois turbocompressores da marca KKK, era capaz de debitar 462,3 kW (620 cv) às 8200 rpm. Assim, e com um rácio de 556 kW por tonelada venceu as 24 Horas Le Mans nos anos 1986 e 1987.

[38] A partir do ano de 1976 as regras de cilindrada máxima foram alteradas o que mantinha legal a utilização deste automóvel.

[39] Nascido a 16/11/1939 em Eger, parte da Alemanha nazista, forma-se na área de engenharia mecânica pela universidade técnica de Munique e é quem desempenha papel fulcral em todas as vitórias de Le Mans ocorridas entre 1970 e 1988. Ainda como jovem engenheiro, foi responsável por desenvolver mecanismos capazes de arrefecer a caixa de velocidades do 917, e mais tarde é ele que projeta as carroçarias dos 935, 956, 962C e WSC. Nos finais da década de 1990 supervisiona o projeto do 911 GT1 responsável pela última vitória da marca em Le Mans no século XX.

[40] Foi o primeiro carro de corrida da Porsche com chassi mono coque e com a sua parte inferior, mais próxima do solo, desenvolvida de modo a garantir mais aderência através do efeito de solo.



Figura 2.19- Porsche 962C, vencedor da edição de 1987 de Le Mans ao comando de Derek Bell.

Foto tirada no dia 12 de Junho no circuito La Sarthe, França. Copyright: Lat images ref.1012861891.

Neste subcapítulo, deu-se particular relevância à prova das 24 Horas de Le Mans. Tal é feito pois esta é uma das mais tradicionais corridas automobilísticas do mundo, sendo apontada como maior corrida do planeta e principal prova do campeonato mundial de resistência. Sendo disputada anualmente desde 1923 no circuito La Sarthe, aos vencedores da mítica corrida de 24 horas é-lhes atribuído estatuto de competência, inovação, fiabilidade, desempenho e performance. Caraterísticas altamente requesitadas pelo público, em geral, a quando da compra de um automóvel desportivo. Com isto, é fácil de entender que sucesso nesta competição é quase sinónimo de vendas em veículos de estrada deste tipo.

Pelo facto do dinheiro ter sempre sido aspeto inescapável, visto todo o quotidiano se reger desta moeda de troca para alcançar ou determinar certo objetivo, tornou-se imperativo para qualquer marca, que queira acompanhar o pelotão da vanguarda de tecnologia e inovação, obter elevadas receitas em vendas, capazes de balançar positivamente as suas finanças. Foi isso que a Porsche procurou no campeonato CAN-AM, encontrar um meio responsável por elevar a sua imagem na América do Norte de modo a atingir um aumento de vendas.

A partir da década de 1970 percebeu-se, face às novas regulamentações impostas nas competições automóveis, influenciadas pelas crises petrolíferas e ambientais, que o uso da sobrealimentação nos motores era o passo mais viável para atingir boas performances. A Porsche, graças ao facto de possuir, na altura, gerência e pessoal com elevada capacidade intelectual e tecnológica, foi pioneira na utilização desta tecnologia. Com ela, como se relatou anteriormente, conseguiu atingir monopólio e supremacia em campeonatos mundias. A marca, fez também bom uso dos ensinamentos dali adquiridos, aplicando-os nos seus veículos de estrada. Estes, comparativamente às viaturas de outras grandes marcas, também concorrentes

nas competições, apresentavam geralmente melhores performances, o que ditou consecutivamente maiores vendas.

É importante lembrar que é por volta desta época, década de 1980, que o luxo foi plenamente reconhecido e que é aqui que o consumo por produtos deste tipo passa por grande desenvolvimento e gera grandes grupos comerciais (Lipovetsky; Rovx; 2005). Para estes autores é a partir deste espaço temporal que todo o setor de luxo passa por uma grande mutação. Em apenas uma década existiam marcas a transitar de lógicas artesanais e familiares para lógicas industriais altamente produtivas em termos financeiros. Exemplo disso foi a marca Louis Vitton, que passou de uma pequena empresa familiar com um montante de negócios anual de 32.000.000 € para, em 1997, a filial mundial de produtos de luxo mais lucrativa com volume de negócios anual à volta de 1.300.000.000 €. A Porsche, embora não tenha sofrido crescimento tão abrupto, devido às vitórias alcançadas nas mais importantes competições mundiais, que provocaram sentimentos de culto, admiração, prestígio, legado e desejo tornou-se também ela uma marca de luxo, responsável pela fabricação de veículos exclusivos (Lipovetsky & Roux, 2005).

Como reforço de ideia, e para o caso da marca com particular interesse neste documento, o desenvolvimento do seu estatuto social foi causado pelas boas prestações a nível internacional, devido à utilização e aprimorização de motores turbocomprimidos. Tal dispositivo, como se pode confirmar simplesmente pelo facto de se encontrar presente em todos os carros da marca Porsche vencedores de Le Mans após 1971, terá sido o principal elemento resposável por tamanho sucesso. Para além dos mencionados, a constutora alemã sagra-se novamente vencedora de Le Mans em 1998 utilizando um 911 GT1, e em 2015, 2016 e 2017 com um 919 Hybrid, veículos onde o turbo é omnipresente (Wikipedia, 2020).

Se a quantidade de vitórias efetuada pela Porsche é prova viva da eficiência, qualidade e vantagem do uso de turbos, outra prova ainda maior é o facto de todos os carros, independentemente da respetiva marca, que ganharam a mítica prova a partir do ano 2000, terem utilizado motores turbocomprimidos.

3- Veículo a estudar

3.1-Apresentação do automóvel

Neste documento atenta-se a um automóvel em particular da já mencionada e bem sucedida gama de modelos Porsche 911. O mesmo foi construído em 1974, espeficicamente para competição e designa-se como RSR. Esta sigla nasce a 1973 e nestes modelos em concreto é sinónimo da definição do automóvel da marca, que mais evoluído e preparado se encontra para competir, em provas da categoria GT.

A construção deste automóvel tinha como base a carroçaria de um 911 convencional de estrada, pelo que, à semelhança do mais humilde modelo da marca, saiu da linha de produção da fábrica de Estugarda. De seguida era enviado à Porsche Motorsport, divisão responsável por desenvolver os veículos de competição, onde sofria profundas reestruturações em diversas e distintas secções, das quais se destacam: painéis exteriores e aerofólio, motor, suspensão e caixa de velocidades. Assim o carro caraterisado pela sigla RSR, que alude a Reen Sport Racing, apresentava um aspeto exterior igual ao da Figura 3.1 e saía com as especificações divulgadas na Tabela 3.1.



Figura 3.1 - Aspeto exterior de um Porsche 911 RSR de 1974 (Artcurial, 2017).

Tabela 3.1 - Especificações do Porsche 911 RSR 3,0 L 1974 (Racing Cars Technology, 2019).

Porsche 911 RSR 3,0 L de 1974	
Tipo de Motor	6 cilindros opostos (180º), 4 Tempos, Otto, taxa compressão 10,5:1
Capacidade	2996 cm^3, Diâmetro e curso do cilindro: 95×70,44 mm
Potência e Binário	232 kW (315 cv) às 8000 rpm e 313 N.m (231 ft lbs) às 6500 rpm
Válvulas	2 válvulas por cilindro, diâmetro admissão: 49 mm, diâmetro escape: 41,5 mm
Bielas	Material de construção: titânio, Dimensão de centro a centro: 127,8 mm
Ignição	Ordem de ignição dos cilindros: 1-6-2-4-3-5
Aspiração	Naturalmente aspirado com sistema de combustível de injeção mecânica

O automóvel cujo motor se avaliou neste estudo é propriedade de João Macedo Silva, piloto ativo no atual Campeonato Nacional de Clássicos, e que tem como objetivo transformar a sua base de motor naturalmente aspirada e já competitiva, num motor turbocomprimido, de maneira a extrair ainda mais rendimento e desempenho do seu autómovel. Em conversa com este piloto e seu mecânico prepador, sabe-se que o veículo se encontra praticamente original no que respeita as especificações impostas pela Porsche em 1974, pelo que será a partir daí que se tomará o ponto de partida ao seu desenvolvimento.

Na Figura 3.2 mostra-se o carro a que pertence o motor avaliado e posteriormente aperfeiçoado.



Figura 3.2 - Porsche RSR de João Macedo Silva.

Fotografia tirada em 2017 por Ivo Santos.

3.2-Contextualização

Nos anos 1960 ocorreu a já falada categoria, grupo 5, que consistia numa classe de automóveis que apresentavam um limite superior de 5,0 L de cilindrada, entre os quais se enquadravam os Porsche 917. Depois da regulamentação imposta pela CSI, todos os concorrentes automóveis de competição teriam que apresentar no máximo 3,0 L de cilindrada, algo que levou aos modelos 917 participarem, a partir daqui, em competições realizadas na América do Norte, mais especificamente no campeonato CAN-AM. Em virtude de tais acontecimentos, os grupo 5 foram substituídos de maneira a que outros protótipos com cilindrada limitada pudessem competir em campeonatos europeus. Estes, em primeira instância, eram apenas obrigados a apresentar diferente capacidade de motor, contudo à posteriori deviam conter também aspeto exterior distinto. Os mesmos passariam, a partir desse momento, a partilhar silhueta de carroçaria de um automóvel seu homólogo construído para circular em estrada.

Numa primeira fase, antes da já relatada crise petrolífera de 1973, os motores eram praticamente todos naturalmente aspirados, categoria na qual se encaixa o modelo Porsche pertencente ao piloto João Macedo Silva. Assim, e devido ao facto destes automóveis terem de apresentar representação geométrica semelhante a um carro de estrada, muitos destes veículos de rua foram construídos para atender ao número mínimo de carros impostos pelas regulamentações da FIA[41] e CSI.

No caso particular do 911 RSR, com o seu motor a ser aqui estudado, o carro seu homólogo de estrada acabaria por se tornar um dos clássicos mais emblemáticos e marcantes da marca: 911 Carrera RS. Este, face ao 911 normal ou padrão dispunha de um motor maior, 2.687 cm^3, que debitava 154 kW (210 cv). No total foram fabricados 1636 automóveis, ultrapassando em larga escala o mínimo exigido pelas entidades FIA e CSI, 500 unidades. Dentro deste número total de veículos fabricados encontrava-se outra versão mais potente, que apresentava igual cilindrada ao modelo RSR de competição, e que se designava por Carrera RS 3.0. Como o seu próprio nome indica, continha um motor de 3,0 L capaz de produzir mais 15 kW (20 cv) face à versão de menor cilindrada. Contudo e devido às alterações necessárias para acoplar o novo motor, cerca de 180 kg foram aumentados à massa total do veículo, o que não lhe proporcionou grande vantagem em termos de desempenho (Frére, 1997).

Para um melhor consumo, menores emissões e maior rendimento do motor, a Porsche a partir de 1973 opta por adicionar a este último um turbocompressor, colocando em prática assim todos os conhecimentos adquiridos na CAN-AM. Assim, para disputar a edição de 1974 das 24 Horas de Le Mans a marca desenvolveu o Carrera RS turbo, que à semelhança do modelo em estudo, apresentava também um motor de seis cilindros boxer arrefecido a ar. Como já referido, a cilindrada máxima permitida para competir na Europa estipulava-se em 3,0 L, contudo devido à adição de um turbo KKK e face aos regulamentos em vigor da altura, a mesma seria multiplicada por 1,4 L, obrigando a baixar assim a capacidade do motor deste novo protótipo para o valor de 2.142 cm^3 (Wikipedia, 2020).

Mesmo com o decréscimo da cilindrada neste novo motor, dependendo da pressão de turbo utilizada, a potência deste protótipo era bastante superior à do Carrera RSR naturalmente aspirado. A mesma passaria de 235 kW (320 cv) para 368 kW (500 cv), o que possibilitava acelerar o protótipo turbo até aos 310 km/h e completar os 0 aos 100 km/h num reduzido tempo de 3,2 segundos. Com o regulamento da época bastante permissivo, tudo o que era

[41] FIA é a sigla para Federação Internacional do Automóvel, criada em 1904 e que representa uma associação não lucrativa com o objetivo de defender os interesses do automobilismo. É também o órgão que inspeciona e regulamenta tanto circuitos de automóveis como veículos de competição destinados a participar em certos campeonatos.

desnecessário à competição foi retirado do automóvel levando a uma massa total de 825 kg, proporcionando-lhe um ótimo rácio entre peso e potência (Wikipedia, 2020).



Figura 3.3 - Hubert Muller ao comando de um Porsche 911 RSR turbo durante as 24 h de Le Mans ocorridas em 16/6/1974. Fotógrafo: David Phipps. Copyright: Motorsport images ref.1016206433.

O objetivo deste trabalho foi então analisar através do simulador computacional "Lotus Engine Simulation" o desempenho do motor do Porsche RSR instalado no veículo do João Macedo Silva tal como saiu de fábrica, isto é, com motor atmosférico de 3,0 L, e posteriormente analisar o seu desempenho com a aplicação de um turbocompressor. Tudo isto foi realizado de acordo com os regulamentos do presente Campeonato Nacional de Clássicos, e de maneira a constatar as diferenças provocadas pelos diversos componentes no desempenho do motor, nomeadamente através de curvas e valores, de potência e binário.

É importante referir que o modelo de motor turbo de combustão interna a estudar não será aquele relatado atrás, de 2.142 cm^3, visto que a base pretendida para se efetuar o desenvolvimento é o motor do veículo do João Macedo Silva. Por esta razão, a base de comparação será o modelo apresentado pela Porsche em 1976, que se designava como 934 turbo, homólogo do primeiro modelo de estrada do Porsche 911 turbo. Com capacidade de 3,0 L, a base deste motor era exatamente aquela que se estuda na versão naturalmente aspirada, pelo que os valores esperados depois do desenvolvimento futuro serão comparados com as especificações deste modelo em particular.

De silhueta semelhante ao seu homólogo de estrada e à sua base naturalmente aspirada, apresentava apenas algumas modificações a nível de carroçaria, tais como para-choques mais largos, spoiler traseiro reconhecido como "whale tail", ou "rabo de baleia", e outras diversas peças em fibra de vidro capazes de os diferenciar, dando a este novo modelo turbo uma faceta ainda mais intimidante. Debaixo do aerofólio, como já mencionado, encontrava-se um motor boxer turbo comprimido de seis cilindros com capacidade de 3,0 L, capaz de produzir, consoante a pressão do turbo, de 360 kW (490 cv) a 441 kW (600 cv). As versões utilizadas pela marca utilizavam a preparação mais modesta em termos de potência, e que mesmo assim impulsionavam todo o veículo até aos 305 km/h. De maneira a estabilizar o modelo, a marca recorre ao conjunto de suspensões utilizadas no 917 e a um sistema de travagem perfurada e ventilada. Contudo, segundo relatos de antigos pilotos, tais modificações relevaram-se insuficientes visto que o modelo era considerado extremamente difícil de conduzir, devido em

grande parte, à inexistência de qualquer tipo de assistências eletrónicas, como qualquer carro atual apresenta e que possibilitam uma melhor aderência ao solo.

A história confirma que o 934 turbo[42] no ano de 1976, principalmente nas equipas Team Kremer e Martini Racing, obtiveram excelentes resultados nos campeonatos de turismo alemão, europeu e mundial, Figura 3.4. Nas 24 Horas de Le Mans, mesmo contra protótipos construídos de raiz para o efeito tais como os Matra, Alfa Romeo, Mirage, entre outros, o modelo relevou-se bastante competitivo acabando na edição desse ano num 11º lugar à geral (Ramos, 2017).



Figura 3.4 - Lella Lombardi ao volante de um Porsche 934 turbo em Silverstone na data de 9/5/1976.

Copyright: Lat photographic ref. B/WPRINT 1013645303.

[42] Apesar do seu bom desempenho, a marca determinou vida curta ao modelo encerrando a sua produção em 1977, de maneira a concentrar-se no 935 turbo, ao qual não impunham produção mínima. Este modelo em particular ficou conhecido como "Moby Dyck" e já contava com um motor turbo de 3,3 L de cilindrada.

4- Software de simulação Lotus Engine Simulation

4.1-Enquadramento do programa no âmbito deste documento

O software utilizado para desenvolver diferentes afinações do motor Porsche 3,0 L RSR naturalmente aspirado e mais tarde turbo-comprimido foi o "Lotus Engine Simulation". Este, é capaz de prever o desempenho de um determinado sistema motor desde que lhe sejam introduzidas todas as variáveis necessárias para o fazer.

De referir que todas variáveis modificadas, com objetivo de alterar o comportamento do motor, foram efetuadas segundo a base do motor pertencente ao carro do João Macedo Silva, piloto atual do Campeonato Nacional de Clássicos. Assim, tendo em conta a sua integração neste campeonato e o desejo de lá permanecer, os regulamentos regentes do mesmo foram analisados e estudados de maneira a não se desrespeitarem as normas estipuladas.

Neste trabalho duas preparações distintas foram objeto de estudo. Considerando os parâmetros que foram devidamente recolhidos acerca das especificações deste motor, com sentido de se obterem resultados plausíveis que possam ser também determinados em ambiente real, chegou-se numa primeira fase aos resultados de performance esperados para o motor original, ou seja sem modificações desde que saiu de fábrica. De seguida, e atendendo sempre ao regulamento do campeonato em causa, estudaram-se alterações que eram permitidas no âmbito de sobrealimentar o motor, através de um turbocompressor. Modificações essas que, como se discutirá de seguida, vão obrigar a alterar a afinação do motor, bem como à inserção e exclusão de certos componentes. Como base de comparação, recorreu-se ao projeto idêntico efetuado pela marca, no sentido de verificar e validar os resultados finais.

Foi com informações adquiridas com recursos a diferentes literaturas e bibliografias, que se modificaram certos parâmetros de alguns componentes do motor com vista a aumentar a sua performance e competitividade.

Assim, em jeito de conclusão, com a utilização deste programa possuísse uma ferramenta capaz de prever a alteração da performance geral de um motor, quando se modificam certas caraterísticas. Deu-se particular relevo e importância aos efeitos da adição de sobrealimentação.

4.2-Introdução e modo de funcionamento

Antes de qualquer resultado proporcionado pelo programa, é necessário criar-se um modelo do motor cujo desempenho se propõe posteriormente simular, o qual pode ser obtido recorrendo a diferentes caminhos:

- Existe a possibilidade de construir de raiz, no ambiente de construção do software, todos os componentes pertencentes ao motor. No caso particular deste documento foi este o caminho adotado. Deste modo, conseguiu-se uma construção mais detalhada do motor introduzindo-se dimensões, ângulos e outros componentes diversos, o que não se conseguiria através do caminho seguidamente apresentado;
- Outra forma de se construir um sistema motor de combustão interna é através da funcionalidade "Concept Tool" presente neste software. Ao se selecionar esta opção é apresentada uma caixa de texto idêntica àquela ilustrada na Figura 4.1. Aqui consegue-se desenvolver um motor através das condicionantes fundamentais: número de cilindros, capacidade volúmica do motor, valor da velocidade de rotação à qual é atingida a potência máxima e o diâmetro do pistão (Lotus, 2001).

Basicamente, e olhando para a Figura 4.1, de maneira a ser mais percetível, os campos roxos em fundo branco são aqueles que a ferramenta determina como mínimos para determinar

a capacidade de desempenho de um determinado motor. Assim, tendo em conta esta informação, e a título de exemplo, faltava preencher a unidade de comprimento do "Bore", que representa o valor de diâmetro dos cilindros.

Depois da inserção desta última informação, todos os outros campos são calculados, por inerência pelo programa ou então preenchidos com valores habituais em circunstâncias semelhantes. Tais são as diversas variáveis restantes neste fundo mais claro, e que se passam a citar: pressão e temperatura dos gases na admissão e no escape, número de válvulas de admissão e escape existentes, que por defeito se consideram em igual número para cada cilindro, diâmetros das condutas de admissão, de escape e das sedes das válvulas anteriormente faladas. Para além de tudo isto, por fim, inclui-se ainda o comprimento das condutas, sendo que o curso do pistão é determinado tendo em conta os valores atribuídos à cilindrada, número de cilindros e diâmetro dos mesmos (Lotus, 2001).

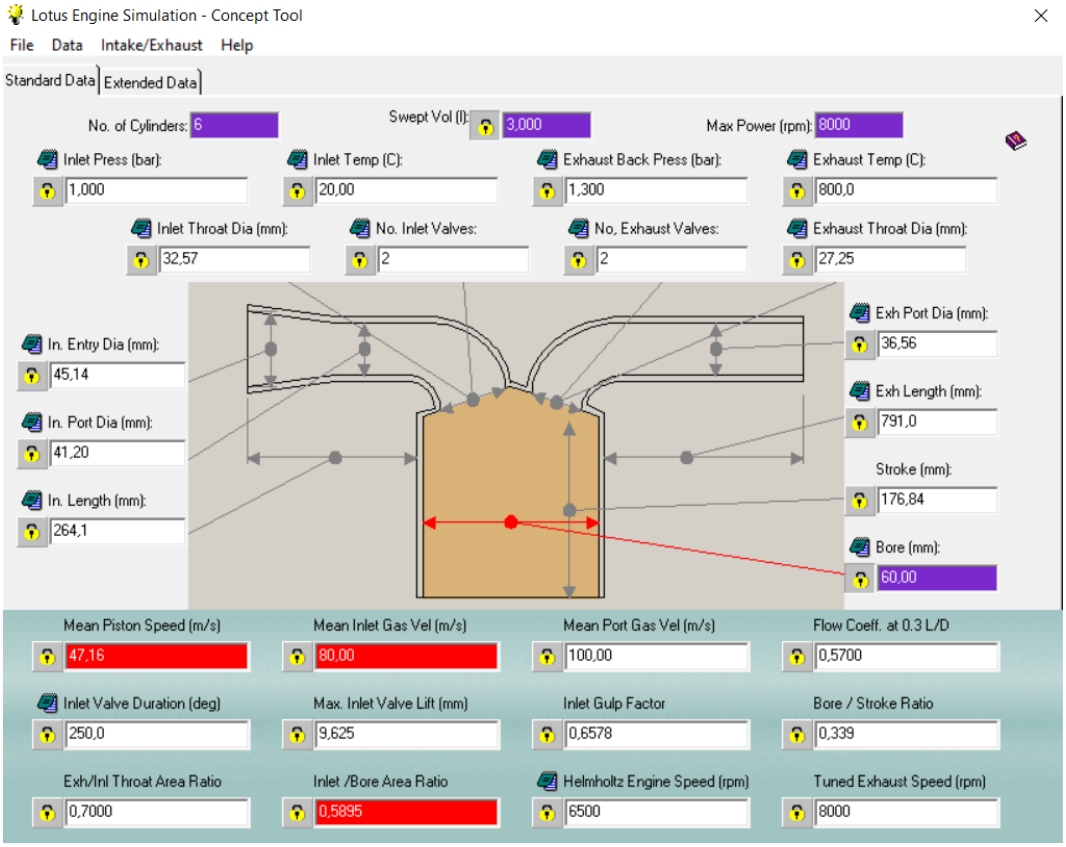


Figura 4.1 - Janela apresentada quando se abre a opção Concept Tool no software Lotus Engine Simulation.

Todas as outras variáveis presentes em campo azulado, à exceção do curso das válvulas não são propriedades dimensionais como as até então discutidas. Estas embora possam ser alteradas, são calculadas com base na introdução dos valores inseridos em fundo branco, e ao se apresentarem eventualmente em fundo vermelho é indicativo de que se ultrapassaram os valores limite definidos ou estipulados pelo operador no programa. Para os alterar basta aceder ao separador "Data" presente no canto superior esquerdo da janela e de seguida escolher o sub separador, "Limits". Assim, estipulam-se novos valores máximos para os quais o programa se deve reger a quando de uma simulação. É importante referir que tal aviso não serve como controlo, pois embora o valor excedente do limite tenha sido detetado, não serve por si só, como impedimento para que a simulação seja executada.

Estando brevemente explicadas as formas como se pode proceder à construção de um modelo motor, é importante perceber a partir de quais informações é que o programa consegue

estipular e prever determinada performance de motor. O mesmo consegue analisar o desempenho exclusivo de motores alternativos de combustão interna, desde que lhe sejam fornecidas informações acerca dos seguintes fatores:

- Diâmetro e curso dos pistões, número de cilindros e cilindrada do motor;
- Comprimento da biela;
- Taxa de compressão;
- Velocidade de rotação do motor;
- Dimensões dos coletores, válvulas, tubagens entre outros componentes;
- Número de válvulas, o seu diagrama de distribuição (ângulos de abertura e fecho) e seus respetivos cursos de levantamento;
- Se presentes no motor dispositivos capazes de comprimir o ar de admissão, apresentar os seus mapas de funcionamento;
- Razão ar/combustível, temperatura e pressão de admissão;
- Dados relativos à transferência de calor na combustão;
- Posição relativa dos componentes bem como seu modo de funcionamento;
- Disposição cilíndrica e sua ordem de ignição;
- Os diversos materiais com os quais os vários componentes são construídos.

Nesta lista atenta-se a todos os fatores fundamentais e mais completos possíveis para que, a partir da utilização deste software, se consiga obter curvas de rendimento o mais fidedignas possível. Contudo, destaca-se que estas mesmas curvas, embora de maneira menos verídica, podem na mesma ser obtidas, não sendo necessário atender aos detalhes acima demonstrados. Tal é possível porque o software, por defeito preenche todas as variáveis com valores e propriedades mais comummente presentes neste tipo de situação.

Assim, após a definição das especificações do motor a ser simulado, o Lotus Engine Simulation tendo em conta todas as variáveis inseridas, iteradas e os seguintes fatores:

- Condições onde é efetuada a simulação;
- Transferência de calor no interior dos cilindros;
- Efeito, se presente, de uma sobrealimentação provocada por um componente tendo em vista a aumentar a pressão do ar de admissão;
- Variações instantâneas das propriedades dos gases nos coletores de admissão, escape, tubagens e outros componentes;

apresenta resultados acerca de parâmetros que são usados para avaliar o desempenho do motor, tais como potência, binário, consumo específico de combustível, rendimento volumétrico e ainda valores resultantes dos acontecimentos internos ocorridos dentro do motor, e que aparecem em termos de pressão, temperatura ou caudal. Tudo isto é apresentado ao utilizador em diversas e distintas formas, concretamente caixas de texto em forma de relatório, gráficos e tabelas (Lotus, 2001).

4.3-Procedimentos fundamentais para se criar um modelo de simulação

Para se conseguir chegar aos diferentes resultados já relatados, deve-se proceder aos quatro passos essenciais enumerados de seguida:

- *1º Passo:* Deve-se gerar um modelo que, como mencionado, pode ser obtido pelo utilizador através da montagem de todos os componentes no ambiente de construção, ou usando a ferramenta Concept Tool. Existe ainda uma terceira forma, que é aproveitar uma construção de um motor já efetuada, que pode ser obtida através da internet ou então descarregando um ficheiro previamente construído e guardado pelo utilizador. Se esta opção for aquela a utilizar, então basta preocupar-se com os passos a seguir mencionados;
- *2º Passo:* Depois de todas as especificações definidas para o motor de combustão interna que se pretende estudar, é obrigatório estipular quais as condições em que o mesmo deve ser testado. Estas passam, para além das condições ambientais, como temperatura, pressão, volume específico, entre outras, até àquelas em que se quer maximizar e minimizar o regime de motor a atingir na simulação, bem como a quantidade de vezes que se deseja testá-lo;
- *3º Passo:* Neste passo, antes de começar a simulação deve-se ter a preocupação de verificar a existência de erros no motor, já que a existirem impedirão a realização da simulação. Para isto, utiliza-se a opção "Data- Checking Wizard" que informa o utilizador acerca de todos os componentes do motor, tal como o seu bom ou mau funcionamento. No caso em que tudo esteja em conformidade e todos os componentes apresentem funcionamento correto é possível testar o motor;
- *4º Passo:* Nesta última etapa, o sistema motor proposto para simulação é testado, pelo que resta ao utilizador escolher de que forma pretende descarregar os resultados: em forma de relatório escrito, gráficos ou tabelas. É importante referir, que o programa permite monitorizar em tempo real aquilo que ocorre enquanto a simulação é efetuada, através de mensagens, tabelas e gráficos. Estes, para além de informarem sobre os valores de performance gerais do elemento testado, também clarificam acerca dos eventos ocorridos dentro do motor. Tudo isto será discutido com maior rigor mais à frente neste documento (Lotus, 2001).

5- Criação do motor original do Porsche 911 RSR

Antes de se criar o motor é necessário saber as suas especificações. Para além do binário e potência, informações mais usuais da ficha técnica, necessitamos de saber diversas outras caraterísticas, que foram já apresentadas na Tabela 3.1 e as quais se replicam na Tabela 5.1.

Tabela 5.1- Especificações do Porsche RSR (Racing Cars Technology, 2019) .

Porsche 911 RSR 3,0 L de 1974	
Tipo de Motor	6 cilindros opostos (180º), 4 Tempos, Otto, taxa compressão 10,5:1
Capacidade	2996 cm^3, Diâmetro e curso do cilindro: 95×70,44 mm (Bore x Stroke)
Potência e Binário	232 kW (315 cv) às 8000 rpm e 313 N m (231 ft lb) às 6500 rpm
Válvulas	2 válvulas por cilindro, diâmetro admissão: 49 mm , diâmetro escape: 41,5 mm
Bielas	Material de construção: titânio, Dimensão de centro a centro: 127,8 mm
Ignição	Ordem de ignição dos cilindros: 1-6-2-4-3-5
Aspiração	Naturalmente aspirado com sistema de combustível de injeção mecânica

O motor a simular é baseado no ciclo ideal Otto, sendo em particular alimentado com gasolina de 98 ou mais octanas.

Como se sabe, o motor de combustão interna é uma máquina térmica que transforma a energia proveniente da reação química ocorrida dentro dos cilindros em energia mecânica. Este tipo de motores caraterizam-se pelo facto de utilizarem os seus próprios gases de combustão como fluido de trabalho, realizando estes últimos os já conhecidos processos de compressão e admissão, aumento de temperatura (combustão), expansão e exaustão[43] (Pulkrabek, 2004). Embora todos os motores deste tipo operem segundo estes passos, que em conjunto definem um ciclo termodinâmico, podem apresentar mecanismos e formas construtivas diversas, sendo que, para o caso em particular a estudar, é utilizado uma configuração cilíndrica do tipo boxer.

5.1- Configuração cilíndrica do tipo boxer

A disposição cilíndrica do tipo boxer carateriza-se pelo facto dos pistões serem contrapostos e trabalharem paralelamente ao solo. De maneira mais específica, constata-se que os pistões trabalham de maneira oposta e horizontal, perfazendo entre si um ângulo de 180º. Assim, cada par de cilindros realiza um movimento de "vai e vem", ou de dentro para fora, simétrico e no mesmo intervalo de tempo, o que provoca consequentemente duas forças equilibradas por cada par de cilindros. Isto permite uma redução de vibrações e uma falta de necessidade, existente em outras configurações, de utilizar contrapesos nas bielas, de forma a equilibrar estas forças. Este tipo de disposição, como o seu próprio nome indica, faz alusão aos punhos de um lutador de boxe ao diferir um golpe no adversário (Santo, 2015).

[43] Este motor realiza estes quatro processos, que por si só se caraterizam como um ciclo termodinâmico visto ser um motor a 4 tempos.

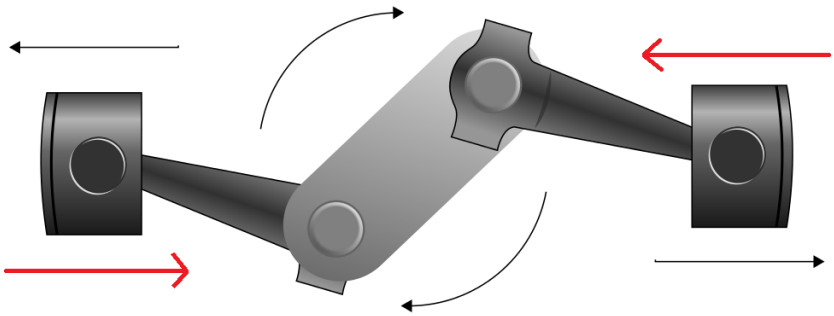


Figura 5.1 - Disposição de um par de cilindros num motor boxer, bem como o seu tipo de movimentação (Wikipedia, 2020).

No caso particular da marca Porsche, às mãos de Hans Mezger[44], responsável pela conceção do primeiro bloco de motor a utilizar num 911, o tipo de disposição cilíndrica nos Porsche 911 é boxer. Desde então sempre foi caraterística[45] destes modelos. Uma das grandes vantagens deste tipo de disposição, é a possibilidade de tornar o motor compacto reduzindo-lhe, comparativamente a outras configurações, altura e centro de gravidade. Este pormenor aliado à redução do comprimento longitudinal e ao aumento do comprimento transversal, permite proporcionar melhores condições para aperfeiçoar a estabilidade e manuseio do veículo. No caso particular dos Porsche 911, como o motor se situa atrás do eixo traseiro existe uma melhor distribuição de massas, contrariando mais facilmente o desequilíbrio de peso provocado pelo maior número de componentes e passageiros na dianteira do carro. Continuando especificamente a relatar este modelo, comparativamente a outros carros de tração traseira, a colocação do motor nesta posição proporciona uma melhor aderência ao solo visto que o peso deste componente atua sobre as rodas traseiras.

Como já foi relatado, o sentido do movimento dos cilindros opostos devido à equilibragem de forças, ajuda a reduzir índice de vibrações, provocando um funcionamento suave do motor. Tal fenómeno, é percetível no barulho do motor, que por si só acaba por ser outra vantagem para os puristas. Apesar de todas estas vantagens, dados reais da atualidade afirmam que este tipo de configuração é cada vez menos utilizado. Tal facto depreende-se devido à forma de funcionamento destes componentes no motor, que dificultam o seu manuseio e substituição, obrigando ainda à construção de um compartimento de motor mais largo. Se as dimensões e praticabilidade são problema, o custo e manutenção deste tipo de configuração também o são. Esta disposição dos cilindros provoca um desgaste irregular nos pistões, obrigando-se por isso à utilização de uma lubrificação mais abundante e eficiente, e a uma manutenção mais atenta. Assim, para além do facto deste tipo de motores ser mais caro de manter, devido à maior complexidade face a outras opções, e que leva à divisão do bloco em duas partes, a sua produção fica também ela mais cara (Policarpo, 2018).

[44] Alemão nascido a 18/11/1929, licenciado em engenharia mecânica pela Universidade Técnica de Estugarda em 1956. Para além de ter sido o responsável pela utilização dos motores boxer 6 cilindros nos Porsche 911, foi também responsável pela criação do motor 12 cilindros boxer do já falado Porsche 917.

[45] Todos os motores dos modelos 911 para além de serem do tipo boxer apresentavam também seis cilindros, sendo por isso designados por "flat six" (motor boxer com 6 cilindros).



Figura 5.2 - Figura representativa da localização do motor de um Porsche 911 (Bonhams, 2014).

Abrindo o programa e escolhendo a opção de ambiente de construção, adicionam-se os seis cilindros segundo a referida configuração boxer. Do lado esquerdo deste ambiente existe uma barra com diversos separadores, responsáveis por agrupar uma diversidade de componentes pertencentes a uma funcionalidade em específico. Para se adicionar um determinado componente, orienta-se o ícone representativo da posição do rato até esse mesmo componente e clicando no botão do lado esquerdo, sem largar, arrasta-se o componente até ao ambiente de construção. Se a intenção é adicionar essa peça mais do que uma vez basta repetir-se o processo, ou então de maneira mais simplista, adota-se o método de copiar e colar.

Na tabela posicionada à direita do ambiente, visível na Figura 5.3, encontram-se diversas informações a preencher acerca do item selecionado. Neste caso, recorrendo às informações presentes na Tabela 3.1 completaram-se os valores do diâmetro do cilindro ("bore"), curso do cilindro ("stroke"), comprimento da biela ("com-rod length") e taxa de compressão ("compression ratio").

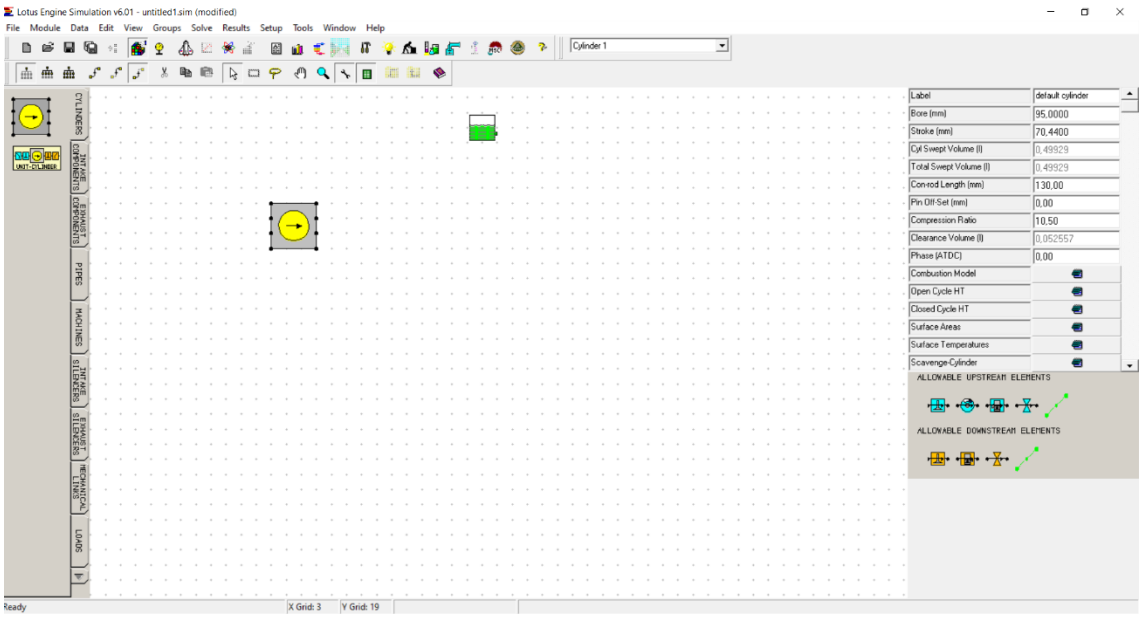


Figura 5.3 - Colocação do primeiro cilindro e suas caraterísticas no ambiente de construção do software "Lotus Engine Simulation".

Como o motor é de seis cilindros do tipo boxer, colocaram-se os restantes cilindros, Figura 5.4, de maneira a respeitarem o movimento dos pistões num motor deste tipo. Para isto, clicou-se no botão do lado direito do rato e selecionou-se a opção "flip flow direction", que modifica a direção do escoamento gasoso ocorrido numa determinada direção em 180º. Assim constrói-se a configuração aproximada da encontrada no Porsche 911 RSR. Aproximada porque, por defeito, o LES adota um ângulo de posicionamento dos cilindros/pistões como sendo de 0º relativamente ao eixo vertical passante no seu centro de massa. Para contrariar este efeito, e representar efetivamente uma configuração cilíndrica do tipo boxer, na parte inferior da tabela das caraterísticas do cilindro, visível na parte direita das tabelas caraterísticas da Figura 5.5, inseriu-se a orientação de 90º para o conjunto de três cilindros situados à direita e a orientação de 270º para o conjunto de três cilindros colocados à esquerda.

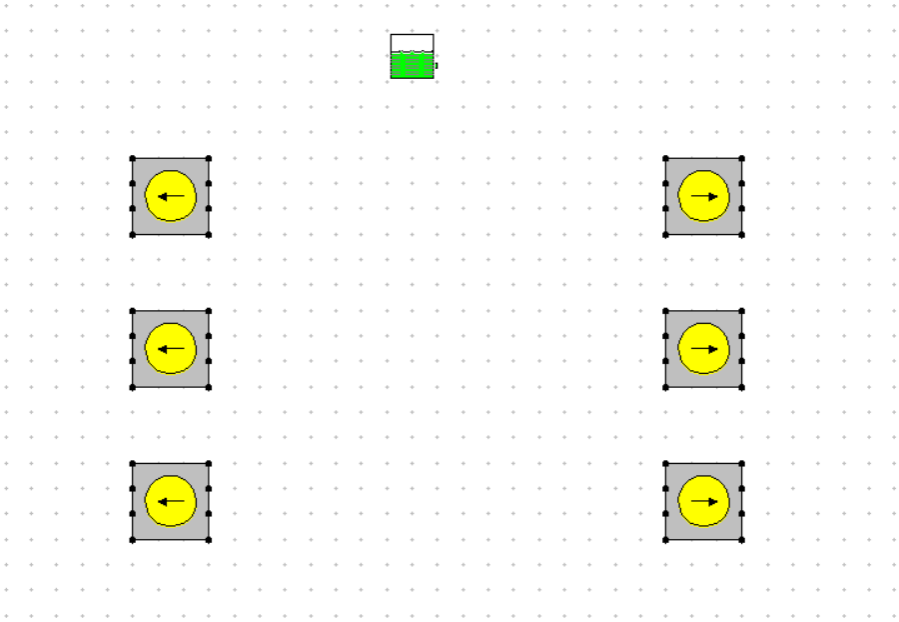


Figura 5.4 - Configuração boxer de um motor seis cilindros.

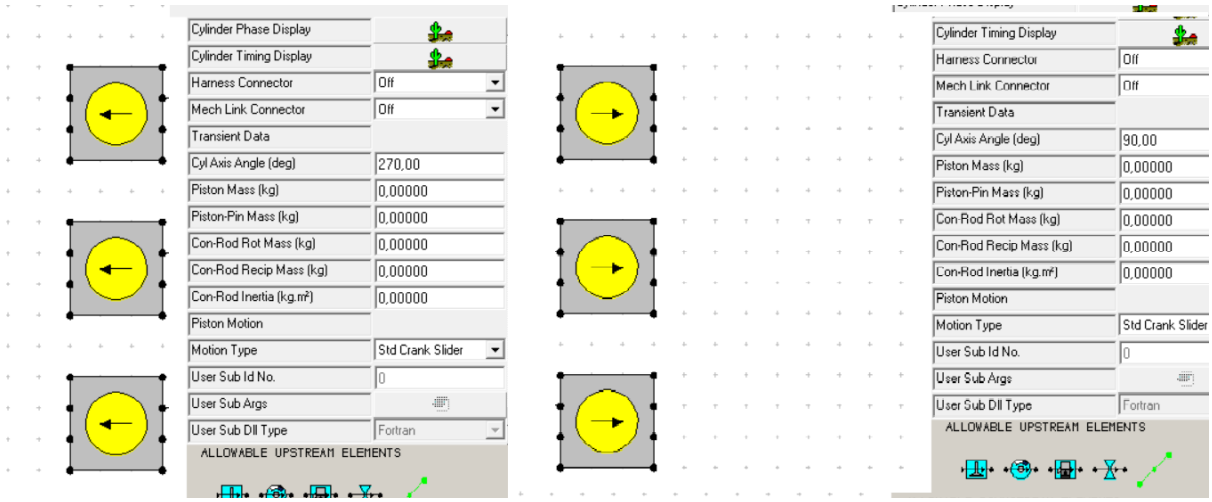


Figura 5.5 - Ângulos dos cilindros à esquerda e direita do centro do motor relativamente ao vertical passante nos seus centros de massa.

De salientar que usando o processo de copiar e colar todas as informações referentes ao primeiro cilindro foram as adotadas nos cilindros seguintes.

5.2- Cilindrada do motor

A cilindrada dita a capacidade de um determinado motor. É uma medida volumétrica comumente declarada em centímetros cúbicos (cm^3), que afere corretamente a quantidade de volume de mistura combustível-ar que um dado motor é capaz de acolher e queimar a cada movimento dos pistões. Isto é algo que define e influencia diretamente as prestações e eficiência do motor. Tal acontece porque nos cilindros, objetos fechados, estão alojados os pistões que ligados às bielas, em conjunto, movimentam-se[46] produzindo a força necessária para o bom funcionamento do motor. Este, converte a energia ocorrida nas câmaras de combustão para mecânica, e que é transmitida até às rodas motrizes (Volante SIC, 2019).

Desta maneira, sabendo o diâmetro do pistão e o seu curso sabe-se automaticamente o volume de mistura varrido em cada cilindro, pelo que, para calcular a cilindrada total de um motor basta multiplicar este valor pelo número existente de cilindros:

$$V_{cil}=n\,\phi_{cil}^{2}L_{cil}\pi \tag{5.1}$$

Onde:

- V_{cil} - Cilindrada total do motor;
- n - número de cilindros existentes;
- ϕ_{cil} - diâmetro de cada cilindro;
- L_{cil} - curso dos cilindros.

Efetuando estes cálculos obtém-se o valor de 0,002996 m^3 ou 2996 cm^3 de cilindrada apresentada.

5.2.1- Efeito da cilindrada na potência do motor

Analisando as informações já expostas neste documento, para o caso de rendimento volumétrico igual a 100 %, percebe-se que a cilindrada de um determinado motor é a quantidade de mistura ar-combustível disponível para queimar. Assim, um motor com 2000 cm^3, ou 2 dm^3, é capaz de queimar 2 litros de mistura a cada movimento ascendente de todos os pistões. De maneira análoga, percebe-se que um motor com 3000 cm^3, ou 3 dm^3, é capaz de queimar 3 litros de mistura idêntica exatamente nas mesmas condições.

Tendo em conta que esta mistura, responsável por alimentar o motor, é a geradora[47] de energia térmica, que posteriormente é convertida a mecânica e é transmitida às rodas motrizes, maiores cilindradas são capazes de queimar maiores quantidades de mistura. Por isto, proporcionam maiores potências e melhores desempenhos. Esta relação, cilindrada-desempenho, só não é direta devido à existência de muitos outros fatores influentes nesta última especificação, tais como: tipos de construção de motor, tipos de combustível, diferentes formas de alimentação, afinações distintas, etc.

Tal como aconteceu em 1973, atualmente, derivado a preocupações ambientais tem-se assistido a um sub dimensionamento das capacidades mecânicas. O fenómeno realiza-se com o uso de materiais cada vez mais leves e resistentes na construção do bloco, capazes de aguentar maiores pressões internas. O mesmo é também conseguido com recurso a sistemas de ignição mais eficientes e modernos, a utilização de injeção direta, e com a utilização de turbos e arrefecedores intermédios (intercoolers).

[46] Como se está a analisar um motor boxer, este movimento de vai e vem é horizontal.

[47] A mistura contém energia química que ao entrar em combustão é transformada em energia térmica.

5.3- Sistema de alimentação de combustível

No processo de elaboração do motor, o software LES coloca de forma automática o sistema de alimentação de combustível, não sendo portanto, à semelhança do que acontece nos restantes componentes, necessário arrastar o ícone correspondente para o ambiente de construção. Selecionando-se este último, figurativo de um reservatório de combustível tal como se mostra na Figura 5.6, definiu-se qual o combustível alimentado pelo motor e qual o tipo de sistema de injeção (Lotus, 2001).

No caso particular do Porsche 911 RSR, visto possuir um motor Otto, o combustível usado é a gasolina enquanto a alimentação da mesma se faz por injeção na conduta de admissão (Port injection). Nesta última opção de escolha, dos tipos de sistema injeção, são apresentadas outras formas de alimentar o combustível tais como: a utilização de carburadores, a injeção direta e a injeção indireta.

A melhoria deste tipo de sistemas, para além de ser importante para um melhor rendimento do motor, é também benéfica para o meio ambiente. Relativamente a décadas passadas existem maior número de veículos a circular diariamente, o que transforma as emissões destes automóveis em parte fundamental para a poluição da atmosfera. No sentido de limitar as emissões dos gases poluentes provenientes do escape destes veículos, aliado ao facto do aumento contínuo do preço dos combustíveis, a melhoria do rendimento dos motores de combustão interna era urgente. Uma das medidas adotadas para atingir este objetivo foi a evolução dos sistemas de alimentação de combustível.

Tal como os primeiros automóveis criados, os primórdios Porsche 911 utilizavam carburação como o seu sistema de alimentação de combustível. De seguida, face à necessidade de aprimorar o rendimento dos motores, a história informa que os modelos subsequentes desta gama desportiva da marca alemã utilizaram para sua alimentação injeção indireta, e mais recentemente, a partir de 2009, injeção direta (Porsche, 2019).

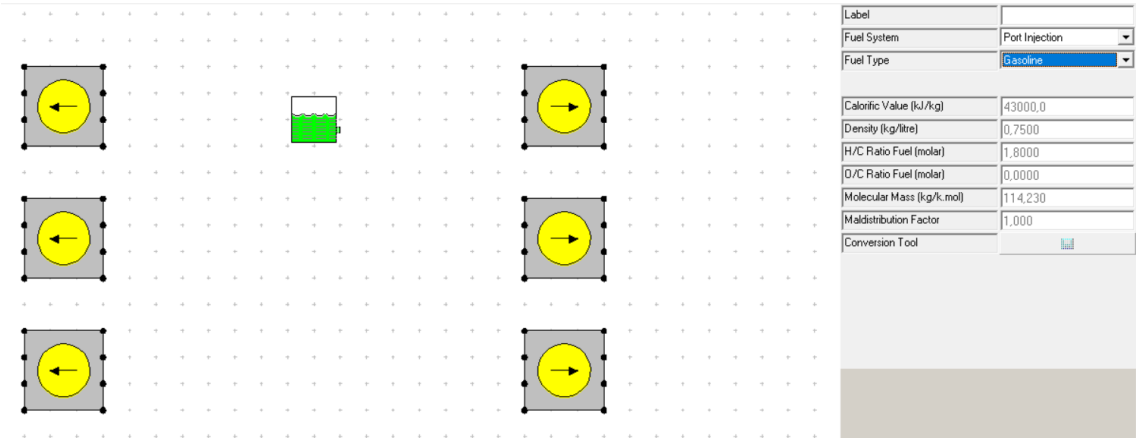


Figura 5.6 - Sistema de alimentação de combustível.

Como se ilustra na Figura 5.6, a partir do quadro de informações aí presente, o tipo de combustível escolhido foi gasolina típica, ou seja gasolina com caraterísticas iguais àquelas cujos valores se encontram a sombreado, e das quais se destaca o poder calorífico inferior (Calorific Value) de 43.000 kJ/kg.

5.3.1- Poder calorífico

A quantidade de potência térmica libertada no processo de combustão, é dependente da quantidade e qualidade de combustível a injetar,

$$\dot{Q}_{term}=\dot{m}_{comb}PCI \tag{5.2}$$

Onde:

- $\dot{Q}_{term}$ - Potência térmica gerada;
- $\dot{m}_{comb}$ - Caudal mássico de combustível;
- PCI - Poder calorífico inferior do combustível.

Desta forma, analisando a Equação 5.2, para uma mesma quantidade de combustível a injetar, percebe-se que quanto maior for o poder calorífico, maior será também a potência térmica gerada. Assim, nestas condições e para um mesmo motor, a quantidade de energia transformada em mecânica será superior, conseguindo-se valores de potência e binário mais elevados. Tal facto, explica a razão da utilização de gasolinas especiais em competição, caraterizadas por apresentarem valores mais elevados de poderes caloríficos.

Mais à frente neste documento, constatou-se este efeito, demonstrando-se com simulações computacionais a distinta potencialidade do motor.

5.3.2- Modo de funcionamento

Neste automóvel foi instalado um sistema de injeção multiponto mecânico. Esta designação não dita, como a anterior (injeção indireta), o local onde o combustível é pulverizado, mas dita a forma como é. Aqui, o caudal de combustível a ser admitido para os cilindros é controlado através das rotações do próprio motor. Para que este funcionamento seja possível, existe uma bomba injetora de combustível mecânica diretamente ligada ao coletor e que é controlada pela rotação da árvore de cames. Assim, relativamente ao modo de injeção convencional, controlado pela informação proveniente da quantidade de ar admitida na borboleta de aceleração, é mais fácil a regulação da quantidade de combustível a enviar. Desta forma, consegue-se aliado a uma melhor resposta do motor, uma maior extração de potência (Dempsey, 2003).

Segundo Dempsey (2003), a pressão do combustível neste tipo de sistemas varia entre 1517 a 1724 kPa, pressões elevadas que possibilitam boa atomização de combustível por parte dos injetores. Contudo, como todos os sistemas, esta forma de injeção apresenta algumas fragilidades, das quais se destacam a sensibilidade a alterações de altitude e densidade do ar. Para que esta desvantagem seja resolvida foi instalado, no automóvel, um compensador barométrico capaz de compensar diferentes altitudes e densidades do ar, de forma a manter-se uma boa afinação do componente.

Nas Figuras 5.7 e 5.8, respetivamente, ilustra-se uma bomba de injeção mecânica e o esquema do sistema de injeção utilizado no motor.



Figura 5.7 - Bomba de injeção de combustível mecânica (Culturamix, 2013).

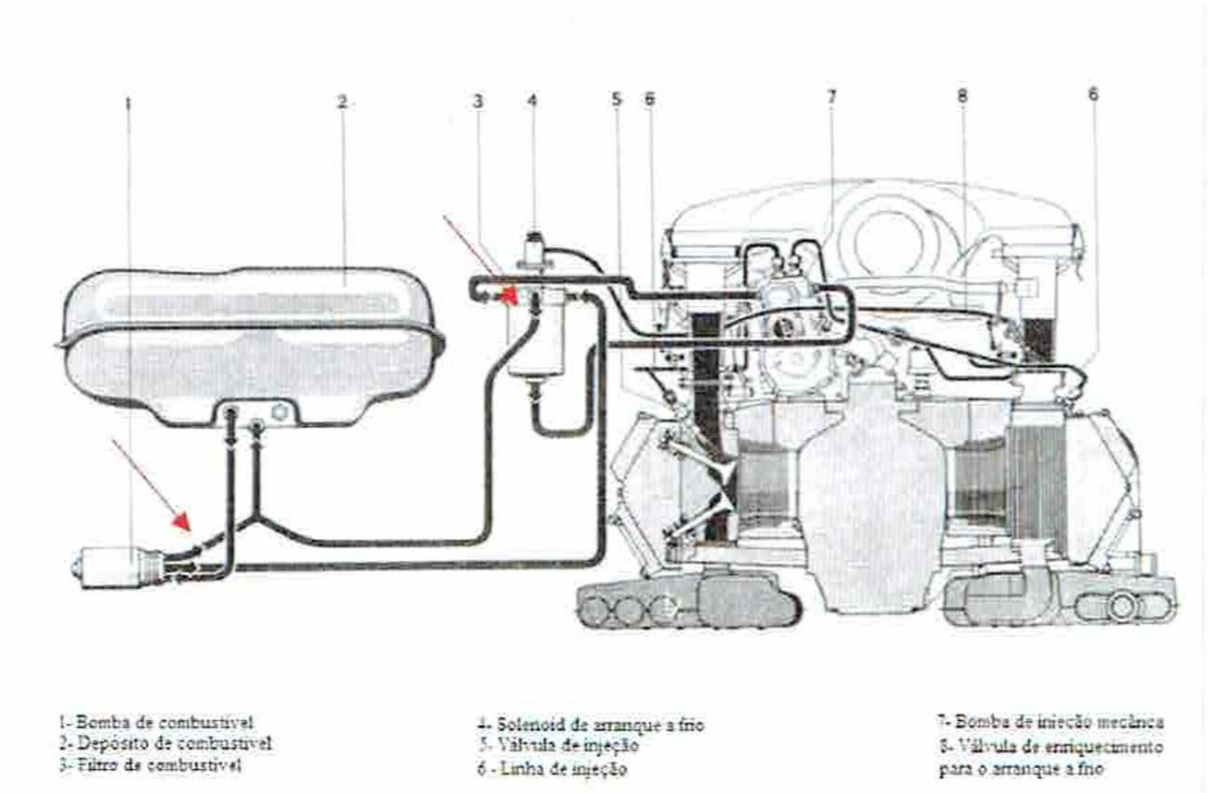


Figura 5.8 - Esquema do sistema de injeção de combustível utilizado no motor (Dempsey, 2003).

5.4- Sistema de admissão

O sistema de admissão é um componente muito importante para a eficiência e desempenho de um dado motor visto que é ele o responsável pela entrada de ar. Se o escoamento gasoso não for o melhor, provocado por perdas de carga na passagem no sistema, a quantidade da mistura ar-combustível introduzida nos cilindros é reduzida, provocando uma menor libertação de energia térmica. Por consequência existe uma conversão inferior para energia mecânica, condicionando por fim a potência disponível do veículo (Wikipedia, 2020).

5.4.1- Condutas de admissão

Dentro deste sistema, as condutas de admissão são as responsáveis por conduzir o ar atmosférico até às válvulas de admissão. Aqui para se obter um bom desempenho deve-se maximizar a quantidade de ar circundante, melhorando o mais possível o seu escoamento, de modo a produzir baixas perdas de carga e otimizar o rendimento volumétrico.

5.4.1.1-Rendimento volumétrico

O rendimento volumétrico num motor de combustão interna é a razão entre a quantidade de ar que efetivamente entra no cilindro e a quantidade de ar que o mesmo cilindro consegue abrigar quando está totalmente preenchido, nas condições de pressão e temperatura exteriores ao motor. Como já referido, as principais responsáveis para a obtenção de um bom rendimento volumétrico são as condutas de admissão e respetivas válvulas. Não existindo grandes perdas de carga no escoamento de ar, à partida ter-se-á bom rendimento. Valores situados no intervalo de 70 % a 80 % podem ser comumente encontrados no caso de motores de estrada naturalmente aspirados. No presente documento, como se desenvolve um motor pensado para a competição, espera-se a presença de valores superiores. Para isto acontecer, para além de uma boa projeção de condutas e válvulas de admissão, pode-se recorrer ao uso de cabeças de motor multiválvulas e sobrealimentação de ar.

Supostamente durante a fase de admissão de um dado motor, é possível introduzir nos cilindros uma quantidade de volume de ar igual à estipulada pela capacidade do motor, obtendo-se assim rendimento volumétrico máximo (100 %). Contudo devido aos avanços e atrasos das válvulas de admissão e escape, e às elevadas velocidades de rotação do motor são originadas diferenças de pressão entre a admissão e escape, que provocam perdas de carga responsáveis pela introdução de uma quantidade de volume de ar inferior àquela geometricamente possível (Martins, 2006).

Para o caso particular de um motor de ignição por faísca, o rendimento volumétrico de 100 % é impossível devido à perda provocada pela evaporação do combustível. O vapor de gasolina apresenta à mesma pressão uma densidade cerca de 3 a 4 vezes superior à do ar, ocupando por isto 1/15 da sua massa total. Assim, cerca de 3 % de rendimento volumétrico é reduzido (Milton, 2005).

Outro fenómeno causador de uma menor eficiência volumétrica, é a expansão residual da mistura presente no interior dos cilindros, provocada pela quantidade de mistura já comprimida e que não saiu pelas válvulas de escape. Por isto, esta quantidade de ar e combustível é novamente comprimida, provocando um decréscimo adicional na ordem 5 % no rendimento volumétrico. Associado a estes dois fatores de decréscimo, como já relatado, está a perda de carga presente nas condutas e válvulas de admissão, responsáveis pela diminuição da velocidade média de gases e pela maior percentagem de decréscimo de rendimento volumétrico. Todos os efeitos causadores de diminuição de rendimento volumétrico encontram-se quantificados e podem observados na Figura 5.9.

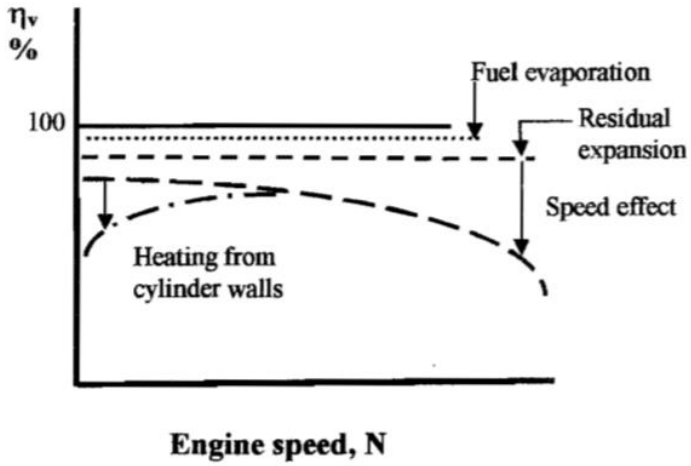


Figura 5.9 - Gráfico quantificador dos efeitos que diminuem a eficiência volumétrica de um motor de combustão interna (Milton, 2005).

Da interpretação deste gráfico, constata-se a baixas velocidades de rotação, rendimentos volumétricos inferiores. Isto acontece devido à existência de uma maior transferência de calor nas paredes do cilindro (Martins, 2006).

Em função do relatado neste subcapítulo, percebe-se que para um motor de 4 tempos, o rendimento volumétrico calcula-se da seguinte maneira:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \; 60 \; \dot{m}_{aaf}}{n \; V_{cil} \rho_{ar}} \tag{5.3}$$

onde:

- $\dot{m}_{aaf}$ é o caudal mássico de ar contido num certo cilindro após fecho da válvula de admissão;
- n é a velocidade de rotação em rpm;
- V_{cil} é a cilindrada total do motor em m^3;
- ε é o número de rotações da cambota por ciclo motor. 1 se for motor a 2 tempos, 2 se for motor a 4 tempos;
- ρ_{ar} é a massa volúmica de ar à entrada do sistema de admissão em kg/m^3.

Em suma, esta unidade classificativa de rendimento pode ser afetada devido às variáveis e condicionantes presentes no motor:

- Perda de carga existente da mistura provocada pelo sistema de admissão;
- Geometria da cabeça do motor e número de válvulas aqui presentes;
- Taxa de compressão;
- Velocidade de rotação do motor;
- Qualidade do combustível utilizado que dita a quantidade vaporizada no sistema;
- Razão ar/combustível presente na mistura.

Assim, a dimensão e disposição das condutas são projetadas tendo em conta as especificações desejadas para o motor e a quantidade de espaço existente no compartimento que o acolhe. É lógico de intuir que maiores proporções, em termos de comprimento e diâmetro, provocam maiores perdas de carga, levando a um decréscimo da eficiência volumétrica. Por

isto e devido à grande contribuição deste fator, percebe-se que uma boa projeção deste componente é essencial para o bom desempenho do motor.

No caso particular do motor Porsche, recorrendo a medições efetuadas nas condutas de admissão, constatou-se que o diâmetro interno e final é de 42 mm, Figura 5.11. O diâmetro interno inicial é de 68 mm, Figura 5.12, com um comprimento total de 185 mm, Figura 5.10. Constata-se também que são colocadas exteriormente à cabeça do motor. Por esta razão, utiliza-se para construção no software ligação indireta às sedes das válvulas, efetuando-se esta união recorrendo a condutas auxiliares com dimensão interna igual à final das condutas. O material escolhido para a sua fabricação foi plástico sendo que a última informação a colocar nas especificações deste componente, visível na Figura 5.13, é o tipo de refrigeração do motor, que neste caso em particular se executa a ar.

Segundo (Heisler, 1995) e (Maftouni, Ebrahimi, & Pour Hossein, 2006), caso o objetivo seja melhorar a eficiência deste sistema deve-se efetuar modificações de forma a:

- Promover um fluxo de ar direto para cada cilindro de forma a apresentar um escoamento uniforme de mistura ar- combustível;
- Criar um diâmetro ideal para se manter a velocidade do ar em baixas rotações sem afetar a eficiência volumétrica nas rotações mais altas;
- Conceber um meio que permita evitar interferências negativas nos processos de admissão nos cilindros, ou tirar proveito dessas mesmas interferências de modo a aumentar o caudal de ar admito.



Figura 5.10 - Comprimento das condutas de admissão.



Figura 5.11 - Diâmetro interno final das condutas de admissão.



Figura 5.12 - Diâmetro interno inicial das condutas de admissão.

O sistema representado na Figura 5.10 é designado como trombetas (ou ram pipes) de admissão. As principais desvantagens deste sistema são o elevado custo monetário e o facto de a baixas rotações, ou seja quando se injetam pequenas quantidades de combustível, originar oscilações no funcionamento do motor ao ralenti (Martins, 2006).

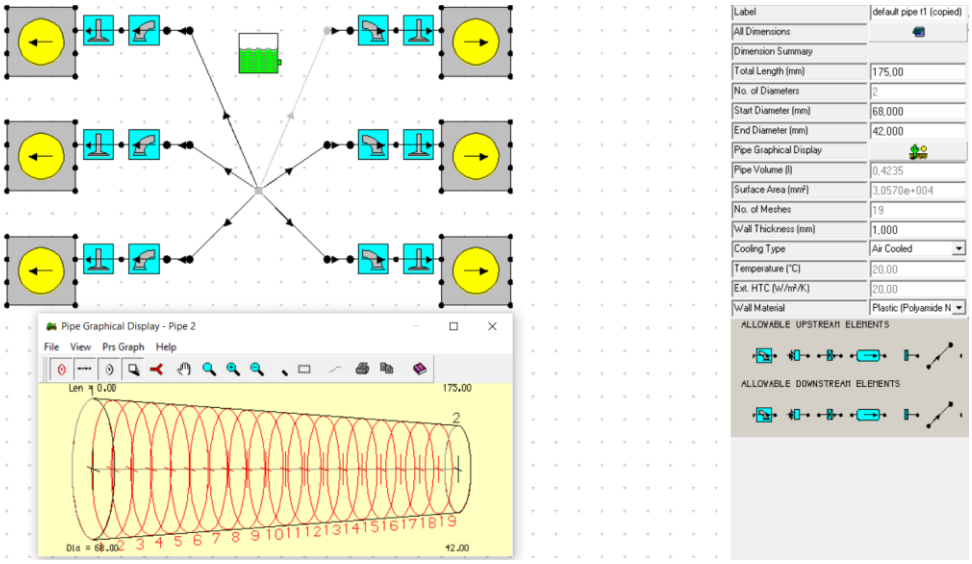


Figura 5.13 - Construção das condutas de admissão exteriores à cabeça do motor no ambiente de construção do software.

Como se pode observar pela Figura 5.13, no quadro de especificações à direita são colocados os valores de dimensões da conduta, a sua constituição em termos de material de fabrico e o tipo de arrefecimento de motor (refrigerado a ar). Os restantes valores, que não apresentam grande relevância são pré-definidos pelo LES. De salientar também o gráfico "pipe graphical display", que traduz a geometria de cada conduta de admissão, exterior à cabeça do motor, motivo pelo qual não são ligadas diretamente às sedes das válvulas de admissão. Os tubos secundários de conduta, apresentam um comprimento de 10 mm, perfazendo assim o total de 185 mm. Têm diâmetros internos inicial e final iguais, com 42 mm. O material utilizado para a sua construção foi alumínio. Refira-se que os valores adotados nesta secção são aqueles presentes na viatura do João Macedo Silva, o qual garantiu a originalidade do motor.

5.4.2-Válvulas e suas sedes de admissão

As válvulas, num motor de combustão interna, permitem ou bloqueiam a entrada e saída de gases para dentro dos cilindros. Como se está a discutir válvulas de admissão conclui-se, como o seu próprio nome indica, que são os componentes capazes de controlar a entrada de mistura gasosa nos cilindros do motor. Na maior parte dos casos, de forma a facilitar a entrada de gases, a dimensão das válvulas de admissão é superior às de escape, aumentando com este facto o desempenho do motor. Uma outra forma de o aumentar, prende-se por usar sistemas multi-válvulas, onde cada cilindro pode conter mais do que duas válvulas. Atualmente é bastante comum a utilização de quatro válvulas por cilindro, duas de admissão e outras duas de escape. Tal efetua-se para contrariar o estrangulamento, ou falta de ar, sentida por um dado motor quando atinge velocidades de rotação elevadas.

Num motor a quatro tempos, cada válvula abre e fecha a cada duas rotações de cambota, logo para uma velocidade de rotação de 8000 rpm, as válvulas são atuadas 4000 vezes por minuto, ou 67 vezes por segundo. Nestas condições, a própria inércia da válvula interfere com a ação de abrir ou fechar, prejudicando assim a performance do motor. De forma a contrariar esta dificuldade, além de modificações a efetuar nas válvulas, recorre-se à utilização de um maior número destes componentes por cilindro, capazes de distribuir a função de injeção da mistura. Com isto, para além de se conseguir injetar mais caudal de mistura, possibilita-se um funcionamento de motor mais suave. Assim, conclui-se que face a um motor com menos válvulas por cilindro, o rendimento volumétrico é superior, principalmente a altas velocidades de rotação. Tal fenómeno, possibilita maior potência disponível (Heywood, 1988).

No caso particular do motor estudado, existem apenas duas válvulas por cilindro, uma de admissão e outra de escape, perfazendo o total de doze válvulas. Como já mencionado, as dimensões das válvulas de admissão são superiores às de escape, tendo respetivamente diâmetros de 49 mm e 41,5 mm. Do ponto de vista geométrico, falta mencionar ainda o seu curso que, à semelhança dos seus diâmetros, e pelas mesmas razões, apresentam-se maiores dimensões para aquelas que são de admissão. Nestes componentes analisados, utilizam-se em concreto 10,922 mm para o curso das válvulas de escape e 12,192 mm para o curso das válvulas de admissão (Racing Cars Technology, 2019). Desta forma, consegue-se as informações mais importantes e necessárias para completar as especificações requeridas pelo LES acerca destes componentes. Estas informações foram introduzidas nas secções ou janelas referentes às sedes das válvulas.

Para além da abordagem geométrica, o escoamento proporcionado pelas válvulas é também influenciado por uma abordagem dinâmica, que para além de interferir com a quantidade de caudal de mistura a entrar para o cilindro, interfere com a forma como essa passagem é realizada. Como se sabe, o escoamento de entrada de mistura para a câmara de combustão, situada no PMS, é influenciado pelo movimento do pistão e pelas paredes do cilindro, criando assim turbulência dentro deste. Este fenómeno, posteriormente a abordar, é causado pelos ângulos de abertura e fecho de válvulas utilizados, que para já são considerados automaticamente pelo programa (Pereira, 2012).

5.4.2.1-Cálculo de dimensões admissíveis para as válvulas de admissão e escape

Segundo Heywood (1988), as válvulas quer sejam de admissão ou escape apresentam dimensões máximas que têm de obedecer a limites físicos impostos pelas dimensões dos cilindros. Embora possam existir diversos tamanhos de válvulas admissíveis para o mesmo diâmetro de cilindro, tem que se escolher o valor do tamanho, tendo em conta o formato das suas cabeças e o formato da câmara de combustão.

Tipicamente, são frequentemente utilizados quatro tipos de câmaras de combustão, sendo estes os respetivos mencionados: do tipo banheira, cavada na cabeça do pistão, em forma de telhado (pent-roof) e hemisférica, visíveis na Figura 5.14.

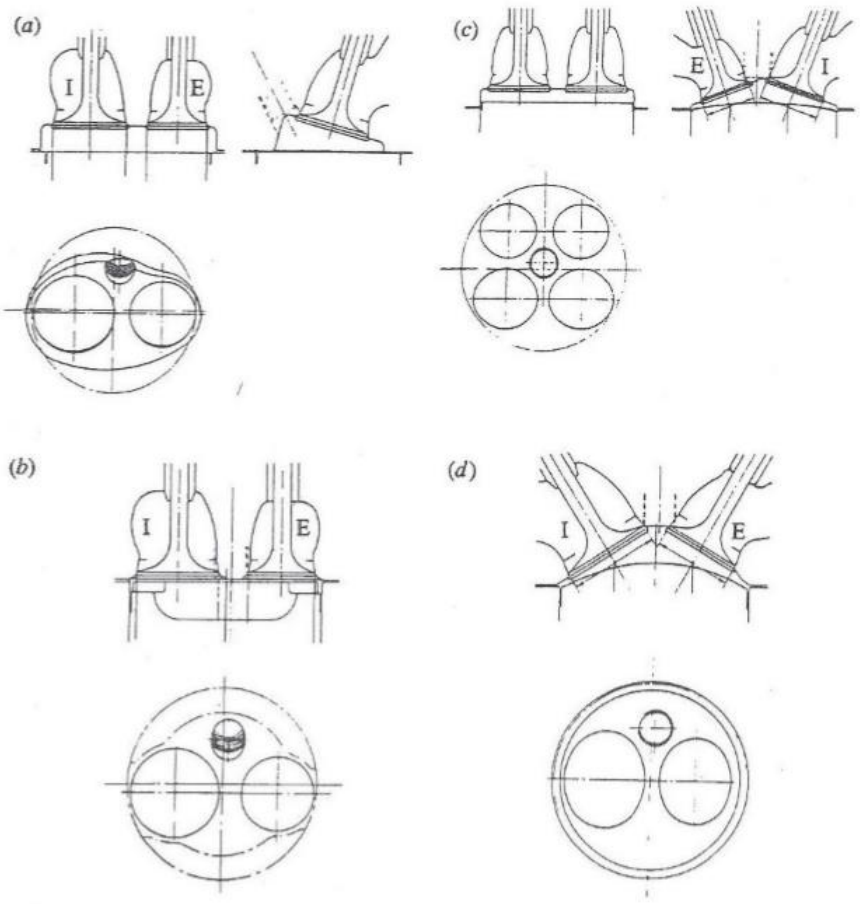


Figura 5.14 - Formatos de câmaras de combustão utilizados de forma mais frequente. Pela ordem alfabética designam-se por: a) banheira; b) cavada na cabeça do pistão; c) telhado; d) hemisférica.

Fonte: (Heywood,1988).

Na Tabela 5.2, são apresentados os valores de diâmetros admissíveis, em relação ao valor do diâmetro dos cilindros, das válvulas de admissão e escape para motores típicos de veículos de passageiros (Heywood, 1988).

Tabela 5.2 - Diâmetros admissíveis para as válvulas de admissão e escape em função do formato das câmaras de combustão e do diâmetro dos cilindros D. Fonte: (Heywood, 1988).

Formato das câmaras de combustão	Valores admissíveis para o diâmetro das válvulas de:	
	Admissão	Escape
Banheira	0,43D - 0,46D	0,35D - 0,37D
Cavada na cabeça do pistão	0,42D - 0,44D	0,34D - 0,37D
Telhado (4 válvulas)	0,35D – 0,37D	0,28D – 0,32D
Hemisférica	0,48D – 0,5D	0,41D – 0,43D

Analisando a Tabela 5.2 conclui-se que os diâmetros de admissão podem-se situar no intervalo de 0,35D a 0,5D, enquanto que os diâmetros de escape se encontram entre 0,28D e 0,43D.

Olhando para a Figura 5.15, representativa do cilindro real do motor a estudar, e segundo informações obtidas com o preparador da viatura acerca das suas especificações, constata-se que as câmaras de combustão a analisar são hemisféricas. Estas, comparativamente a todas as outras, são aquelas que permitem albergar válvulas de admissão e escape com maiores dimensões. Atualmente, dá-se preferência à utilização de cabeças de motor multi-válvulas, pelo

que, o tipo de câmara de combustão utilizada neste Porsche encontra-se ultrapassada, não sendo utilizada regularmente (Heywood, 1988).

Por isto, uma das possíveis modificações a efetuar, se respeitar as regulamentações impostas pelo campeonato no qual o carro compete, será alterar a cabeça do motor para uma que albergue mais do que duas válvulas por cilindro.



Figura 5.15 - Imagem representativa da câmara de combustão utilizada no motor a estudar.

Interessante será reparar, se o software por defeito, utiliza valores admissíveis das válvulas, tendo em conta as dimensões dos cilindros. Contudo, segundo Heywood (1988), tais valores aplicam-se a motores pertencentes a veículos típicos de passageiros. Como o motor é utilizado para competição, espera-se valores superiores àqueles apresentados, segundo as indicações da Tabela 5.2.

Escolheu-se os limites superiores dos intervalos admissíveis para os diâmetros das válvulas de admissão e escape. Tendo em conta que o diâmetro (bore) dos cilindros é 95 mm, visível na Tabela 5.1, calcula-se as dimensões das válvulas:

$$\phi_{vad} = 0{,}50 \ \ \phi_{cil} = 47{,}55 \ \ mm \tag{5.4}$$

$$\phi_{ves} = 0{,}43 \ \phi_{cil} = 40{,}85 \ mm \tag{5.5}$$

Onde:

- ϕ_{vad} - Diâmetro da válvula de admissão;
- ϕ_{ves} - Diâmetro da válvula de escape;
- ϕ_{cil} - Diâmetro de cada cilindro do motor.

Pela Tabela 5.1, onde constam as especificações técnicas do Porsche 911 RSR de 1974, reparou-se que os diâmetros das válvulas de admissão e escape utilizados são, respetivamente 49 mm e 41,5 mm. Como seria de prever, visto o automóvel em estudo ter sido projetado para competição, as dimensões das válvulas são superiores àquelas estipuladas por Heywood (1988).

No ambiente de construção do LES, em função do diâmetro e curso dos pistões previamente definidos, ao colocar-se as válvulas e suas sedes de admissão e escape, o programa por defeito estipula as suas próprias dimensões. Com isto, pretende-se perceber se o programa utilizado pela marca Lotus foi desenvolvido para simular motores presentes em veículos comuns de passageiros ou para simular motores construídos com propósitos competitivos, Figura 5.16.

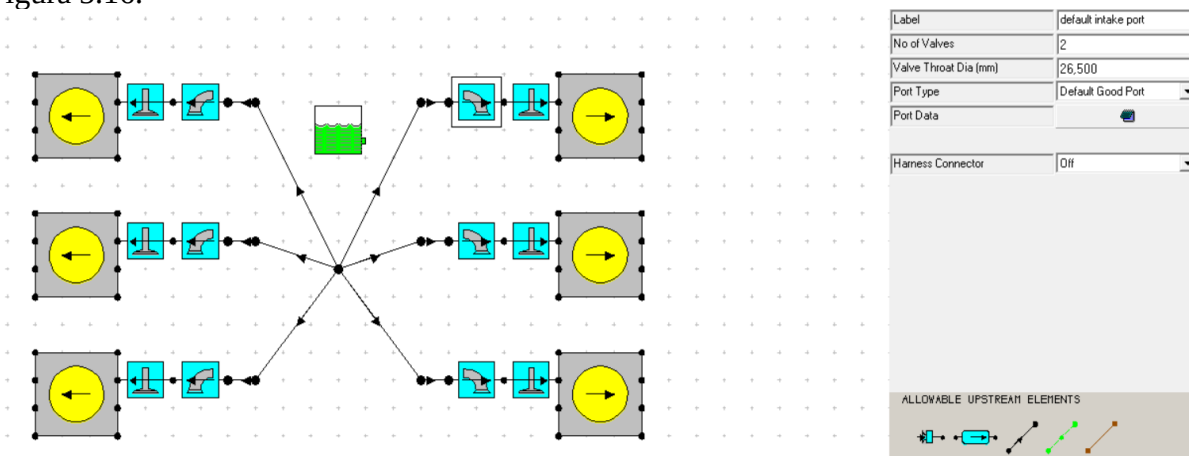


Figura 5.16 - Inserção das válvulas e suas sedes de admissão no ambiente de construção do software a utilizar.

No quadro presente em canto superior direito da Figura 5.16, reparou-se que o programa em função das dimensões dos cilindros já inseridas, considera a existência de uma cabeça de motor multiválvulas. Mais concretamente, estipula a presença, por cilindro, de duas válvulas de admissão, cada uma com diâmetro igual a 26,5 mm. Sabe-se que o formato mais utilizado para este tipo de configuração é em forma de telhado, pelo que 0,37D é o patamar máximo de diâmetro de uma válvula de admissão, constituinte de um motor banal. Assim, concluiu-se que o programa fornece valores automáticos muito conservadores[48], o que obriga à inserção de todos os detalhes dos componentes fulcrais para obtenção de um bom desempenho de motor.

Modificando o formato da câmara de combustão, de maneira a inserir-se apenas uma válvula por cilindro, inseriu-se um diâmetro igual a 49 mm e um levantamento máximo de 12,192 mm, Figura 5.17.

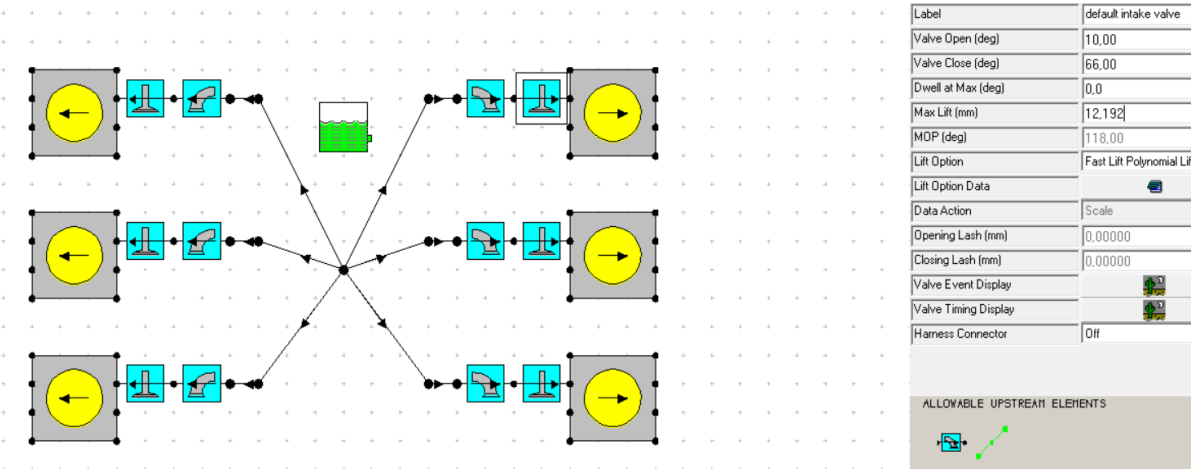


Figura 5.17 - Inserção da dimensão máxima do levantamento das válvulas de admissão.

[48] Depois de efetuadas as contas, constata-se que nem o limite inferior imposto por Heywood é atingido.

Citando novamente a abordagem dinâmica presente nestes componentes, influenciada principalmente pelos seus ângulos de abertura e fecho, numa primeira fase consideraram-se os valores estipulados pelo software. Isto foi feito para realçar, em secção posterior, a extrema importância de uma boa afinação e conjugação de ângulos, de abertura e fecho de válvulas. Neste caso, o software impôs ao motor que cada válvula de admissão abrisse aos 10º e que fechasse respetivamente aos 66º, como visível na Figura 5.17.

Em anexo D, podem ser observadas as válvulas presentes no motor do Porsche RSR.

5.4.3-Coletor de admissão

O motor em análise utiliza "Port injection", que se carateriza pelo facto da pulverização do combustível ser feita na conduta de admissão, mesmo por cima das válvulas. Por isto, e devido à utilização das trompetas de admissão, o coletor de admissão não existe. Contudo, devido a limitações do LES, é necessário inseri-lo para que a simulação ocorra. Esta peça tem como especificação, no programa, a sua capacidade volumétrica interna, que na prática, como o RSR suga ar da atmosfera, é infinito. Num primeiro instante e para a simulação, considerou-se a capacidade deste componente igual à cilindrada total do motor, 3,0 L, algo estipulado no canto superior direito da Figura 5.18.

À semelhança de todos os outros componentes de admissão, o coletor foi selecionado e arrastado para o ambiente de construção do programa a partir do separador "Intake Components". Foi colocado juntamente com as condutas que levam o ar até ao motor, e a direção do escoamento da mistura dentro dele tem que respeitar o destino das câmaras de combustão. Tal efetuou-se, como já mencionado, com recurso ao "flip flow direction".

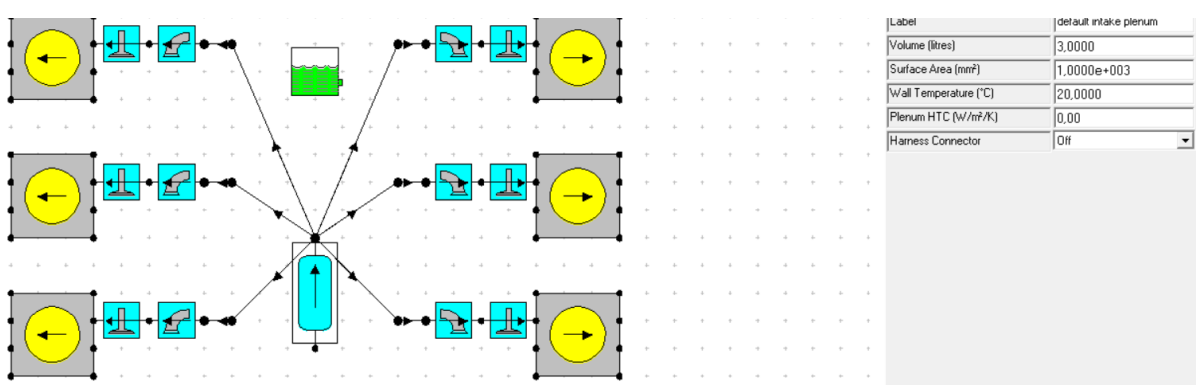


Figura 5.18 - Inserção do coletor de admissão.

5.4.4-Borboleta de aceleração e orifício de entrada de ar

A borboleta de aceleração veio substituir uma parte das funções da carburação, conseguindo-se um maior desempenho nos motores de combustão. Este elemento é o responsável pela admissão de ar para o motor. Este controlo é feito de acordo com a aceleração imposta pelo condutor (posição do pedal de aceleração).

Os primeiros corpos de borboletas de aceleração, tal como aquele presente no Porsche RSR, funcionam através do cabo do acelerador, que em função da sua solicitação, controlam a quantidade de ar admitida para o motor. Esta informação, em resultado de uma maior rotação do motor, é detetada pela injeção de combustível que assim debita a quantidade correta de gasolina a enviar. Este dispositivo de controlo de entrada de ar, é uma simples conduta desde o orifício de entrada até ao coletor de admissão, que pode ou não ter um estrangulador, ou controlador, de caudal mássico de ar (Blog Mix Auto, 2017).

Na Figura 5.19 ilustra-se no ambiente de construção do LES, a colocação desta peça, e à semelhança do que acontece com o coletor de admissão, a direção do escoamento do caudal de ar tem que ser respeitada e igual. Por fim, também visível na mesma figura, colocou-se alocado a este elemento, o orifício de entrada de ar. Tal como o seu próprio nome indica, representa o local por onde o ar entra nos componentes, que o conduzem até ao motor. Estes dispositivos, como todos os outros tratados neste subcapítulo, foram introduzidos do separador esquerdo "Intake Components", e neste caso em particular, todas as especificações estipuladas pelo programa permanecem inalteradas.

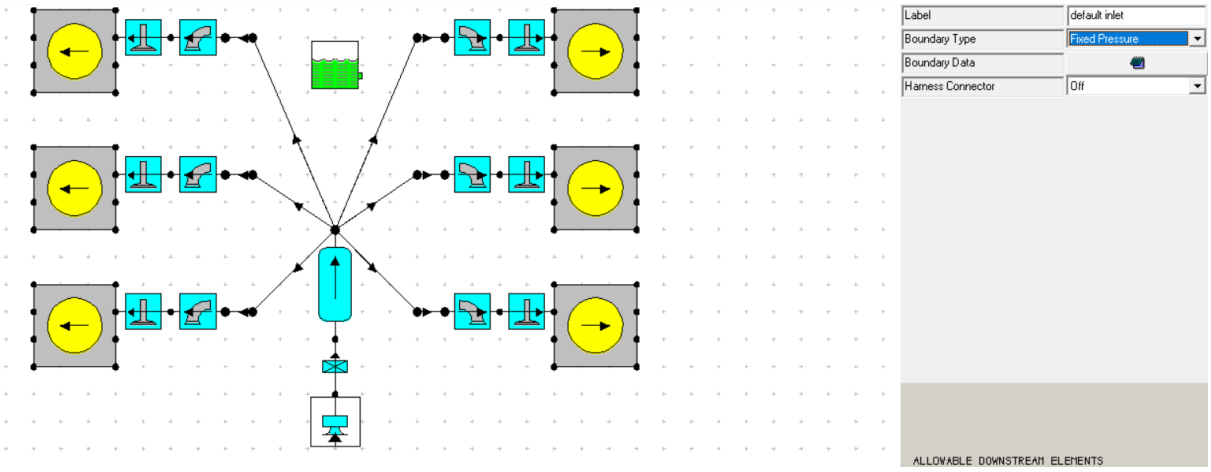


Figura 5.19 - Corpo de aceleração e orifício de entrada de ar instalados no motor.

5.5- Sistema de escape

O sistema de escape é responsável pela remoção dos gases provenientes do motor, resultantes da reação de combustão ocorrida na mistura ar-combustível. Por esta razão, tal sistema assume grande importância para o bom funcionamento e desempenho do motor, na medida em que uma boa e rápida eliminação destes gases consegue formar espaço livre para admitir nova quantidade de mistura.

Atualmente todos os sistemas de escape apresentam conversores catalíticos que, para além de reduzirem a toxicidade das emissões dos gases, ajudam também à limpeza destes componentes. Como o Porsche RSR analisado é do ano de 1974 e foi pensado exclusivamente para competição, não apresenta qualquer catalisador. Embora esta peça seja fundamental para obtenção de veículos económicos e amigos do ambiente, introduzem perdas de carga que levam à diminuição da velocidade de saída dos gases. Por isso obtém-se menores desempenhos de motor.

Com tudo isto, concluiu-se que as funções de um sistema de escape podem apresentar-se como três fundamentais:

- Retirar do interior dos cilindros pertencentes ao motor, gases formados em resultado da combustão do combustível;
- Como esta libertação é feita para o meio ambiente, deve-se ter certos cuidados quanto às emissões dos gases. Assim, outra função deste sistema é a atenuação e redução das emissões poluentes para a atmosfera;
- Atenuar o ruído provocado pelo funcionamento do motor.

Aumentando-se o diâmetro dos tubos de escape, aumenta-se a quantidade de área disponível à passagem de gases, o que possibilita um maior caudal dos mesmos. Por outro lado, diminuindo-se a mesma dimensão, diminui-se a quantidade de caudal falado, aumentando-se a

sua velocidade de escoamento. Desta forma, para além de ser necessário adotar formas de construção adequadas, que promovam rápido e bom escoamento de gases, tem que se encontrar também dimensões corretas[49]. A certa altura, o aumento do diâmetro das condutas de escape que, ilusoriamente leva ao pensamento de aumento de potência, não traz quaisquer ganhos adicionais de potência. Visto que, para se manter a mesma velocidade de escoamento, obriga ao motor atingir velocidades de rotação demasiado elevadas, que se encontram fora do seu nível de utilização. Por esta razão, concluiu-se que é imperativo arranjar compromisso entre dimensão e forma das condutas de escape com a capacidade do motor, que leve a boa obtenção de potência e binário ao regime de rotação usualmente utilizado. Assim, a cilindrada do motor é uma caraterística muito importante a ter em consideração quando se projeta um sistema deste tipo. Como dito em subcapítulos anteriores, maiores cilindradas são capazes de introduzir maiores volumes de mistura ar-combustível para dentro do motor, o que leva à utilização de maiores diâmetros de conduta, capazes de extrair essa maior quantidade de mistura já queimada. Outro dos fatores a considerar é o tipo de aspiração. Motores sobrealimentados, que utilizem por exemplo turbocompressores, levam à semelhança de maiores cilindradas, a maiores diâmetros de conduta, visto que induzem na mistura rápidas velocidades de escoamento. Por isto, conclui-se que este sistema é um dos fatores a modificar a quando da instalação do turbocompressor.

Atualmente, existem obrigações estipuladas por normas antipoluição e níveis sonoros que restringem estas entidades. Em 1974 e para o Porsche RSR tais não existiam, pelo que não foram tidas em conta.

5.5.1- Válvulas e suas sedes de escape

Aqui, conclui-se também que o tipo de câmaras de combustão a utilizar são hemisféricas, tendo-se uma quantidade de duas válvulas por cada cilindro. Uma de admissão e outra de escape que contém, esta última, 41,5 mm de diâmetro. O seu curso de 10,922 mm é representativo da dimensão máxima que cada válvula de escape levanta, e à semelhança do que acontece para o diâmetro, esta entidade é superior para as válvulas de admissão. Todas especificações faladas foram introduzidas nas sedes de válvulas através do ambiente de construção do software LES. Estas têm exatamente a mesma função que as de admissão, que é a garantia de vedar o espaço ocorrido entre o topo do cilindro e a válvula, de forma a impedir-se diminuição de pressão no meio. Neste caso em particular, ao contrário do que acontece na admissão, a sede de válvula é colocada depois da própria válvula, sendo ambos os componentes arrastados para o ambiente de construção através do separador “exhaust components”, situado na parte lateral esquerda do programa. De forma a facilitar-se a inserção das especificações técnicas já relatadas, apenas se colocou tais informações numa sede de válvula e válvula em particular. Depois, pelo método de copiar e colar, possibilitou-se a repetição das mesmas informações nos outros componentes.

Nesta fase, onde já se torna claro a função de uma válvula de admissão ou escape, deve-se entender também que elas funcionam em sintonia. Enquanto a válvula de admissão tem como função debitar o máximo de ar para o motor e com isso misturá-lo com o combustível, possibilitando a combustão necessária para os componentes internos do motor se movimentarem. A válvula de escape tem a missão de expelir os gases de combustão acumulados no interior dos cilindros, fornecendo espaço livre e disponível para a receção de nova quantidade de mistura ar-combustível, retomando assim o ciclo termodinâmico. Nesta altura, depois de aberta a válvula de escape e retirado o escoamento gasoso já queimado, deve-se abrir novamente a válvula de admissão. Esta é a prova que confirma sintonia entre os dois

[49] Tanto em termos de diâmetro como de comprimento.

componentes. Neste momento em particular, define-se a abordagem dinâmica, que dita exatamente, como e quando, as válvulas se abrem e fecham. Este fenómeno pode proporcionar a existência de "overlap valving times", designação referente à sobreposição de abertura e fecho das válvulas. Ou seja, existe sobreposição das válvulas quando a válvula de admissão se abre e a válvula de escape ainda não se fechou. Este acontecimento, pode ser mais ou menos acentuado. Visto não existirem disponíveis literaturas capazes de informar acerca daquilo que acontece no Porsche 911 RSR de 1974, este será um dos aspetos a afinar, de forma a se atingir a potência e binário anunciados.

É interessante relembrar que os cálculos feitos no Capítulo 5.4.2.1, segundo informações do autor Heywood (1988), o Porsche apresenta dimensões de diâmetros de válvulas, tanto de escape como de admissão, superiores aos máximos previstos para motores típicos de veículos de passageiros. Isto era algo que já se esperava, visto o motor ter sido construído com propósitos competitivos.

Assim, da mesma forma como se procedeu nas válvulas e suas sedes de admissão, fez-se direcionar as válvulas de escape no sentido adequado, imposto pelo escoamento gasoso[50]. Na sede da válvula de escape, colorida a laranja, inseriu-se o número de válvulas presentes: uma por cada cilindro, e o diâmetro das mesmas: 41,5 mm. Também a laranja, cor representativa dos componentes de escape no LES, numa primeira fase, os ângulos de abertura e fecho das válvulas foram os adotados pelo software. Por fim, o valor introduzido para a altura de abertura das válvulas de escape foi de 10,922 mm. Tudo isto é visível através das Figuras 5.20, 5.21 e 5.22.

De salientar que todas as outras informações não foram alteradas, devido ao facto de não apresentarem relevância e porque são tidas como normais para estas circunstâncias.

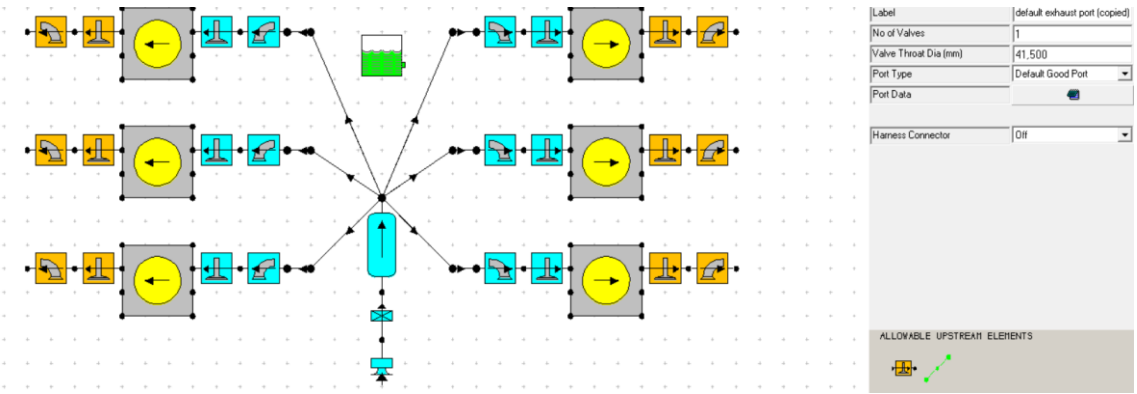


Figura 5.20 - Inserção do diâmetro das válvulas de escape no ambiente de construção do LES.

[50] Isto efetua-se com recurso ao "flip flow direction".

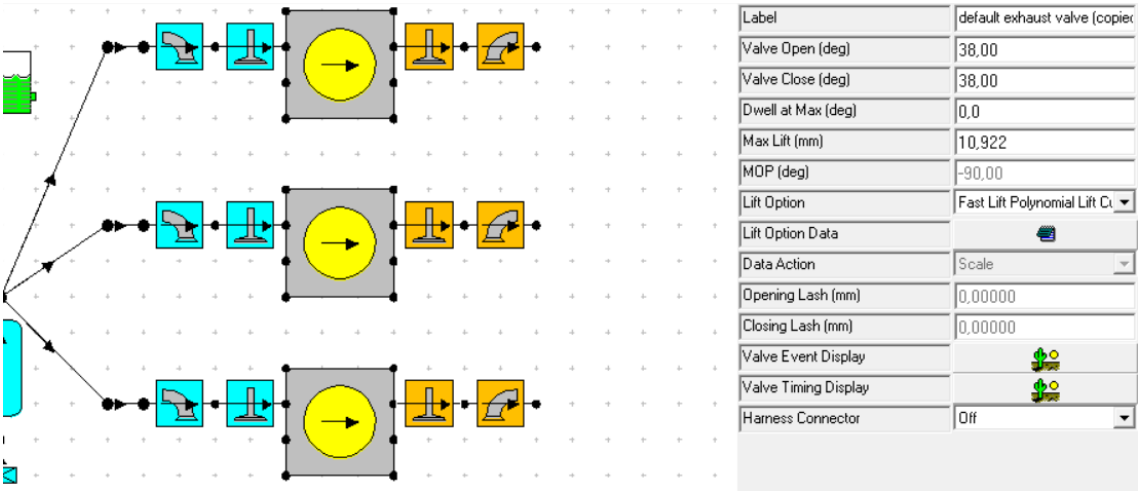


Figura 5.21 - Inserção do curso das válvulas de escape e a inalteração dos ângulos de abertura e fecho das válvulas.

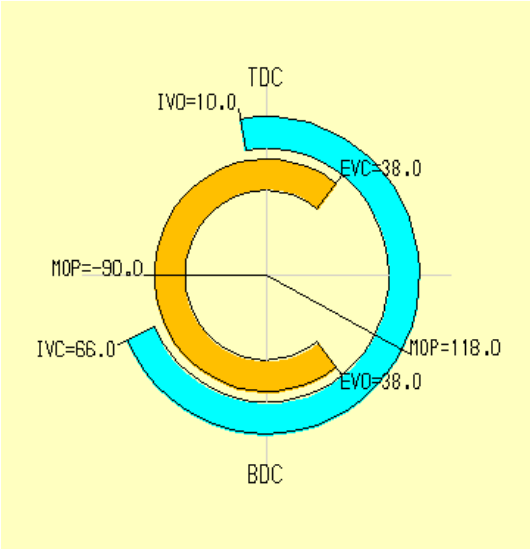


Figura 5.22 - Sobreposição de abertura e fecho de válvulas presente entre a admissão e o escape. Admissão representada a azul e escape a laranja.

5.5.2- Condutas de escape

De seguida, dimensionou-se o sistema de escape, de forma a expulsar o mais rapidamente possível os gases resultantes da combustão. Nesta tarefa, as condutas assumem especial importância visto que conduzem o ar desde o interior do motor até à atmosfera[51]. Segundo (Amolgadelas, 2019), este transporte de matéria gasosa para a atmosfera é usualmente feito de cinco formas distintas:

- Sistema de escape com saída única;
- Sistema de escape com saída dupla;
- Sistema de escape com saídas duplas e opostas;
- Sistema de escape com saída lateral;
- Sistema de escape com saídas únicas e opostas.

[51] Comparativamente aos outros componentes de escape, as condutas proporcionam maiores restrições ao escoamento gasoso.

No motor a estudar existem saídas únicas e opostas, como visível na Figura 5.23.



Figura 5.23- Tipo de saída do Porsche 911 RSR de 1974.

Sabe-se que os diâmetros e tamanhos destas condutas têm que ser otimizados de forma a obter-se máxima performance de motor. Através de medições efetuadas no carro do João Macedo Silva, chegaram-se aos valores de diâmetros e comprimentos destas condutas, Figura 5.23. Olhando para a figura em questão, apercebe-se que as três saídas correspondentes a cada bloco de três cilindros do motor boxer são afuniladas, de maneira individual, em uma conduta. Posteriormente, cada uma dessas condutas afuniladas são interligadas com as respetivas panelas finais. Estas panelas de escape são dispositivos possuidores de bastantes restrições, com objetivo de reduzirem o ruído emitido pelo motor. Assim, para além de executarem esta tarefa, limitam a rapidez com que os gases saem do motor, provocando diminuição de potência. Para a maior parte das pessoas, o ruído emitido pelos escapes é incomodativo, contudo principalmente em carros desportivos, o mesmo é apreciado. Isto leva à colocação de escapes de rendimento, eliminadores de restrições, que além de aumentar o desempenho do veículo aprimora e aumenta o barulho de escape (Tuning Online, 2020).

O Porsche RSR analisado, não contém qualquer panela final inibidora ao escoamento de gases. Pela Figura 5.23, repara-se que perto do terminal de escape, existe um aumento de diâmetro que toma como ponto de partida 44 mm, igual àquele utilizado na parte de trás da conduta, e termina com a dimensão de 60 mm. Recorrendo destas medições efetuadas, o comprimento total das condutas é de 170 mm, tendo a proporção com diâmetros internos distintos, 100 mm. Com isto, utilizando o ambiente de construção do LES, as condutas de escape foram efetuadas arrastando o primeiro elemento construtivo do separador “Pipes”. Este elemento foi posicionado de forma a replicar os coletores 3-1 existentes, sendo ligado a estes, outro tubo com distintos valores para o diâmetro interno final e inicial. O material usado para ambas as condutas foi alumínio, sendo que as mesmas são exteriores à cabeça. Indicou-se também no LES que a refrigeração do motor é feita a ar.

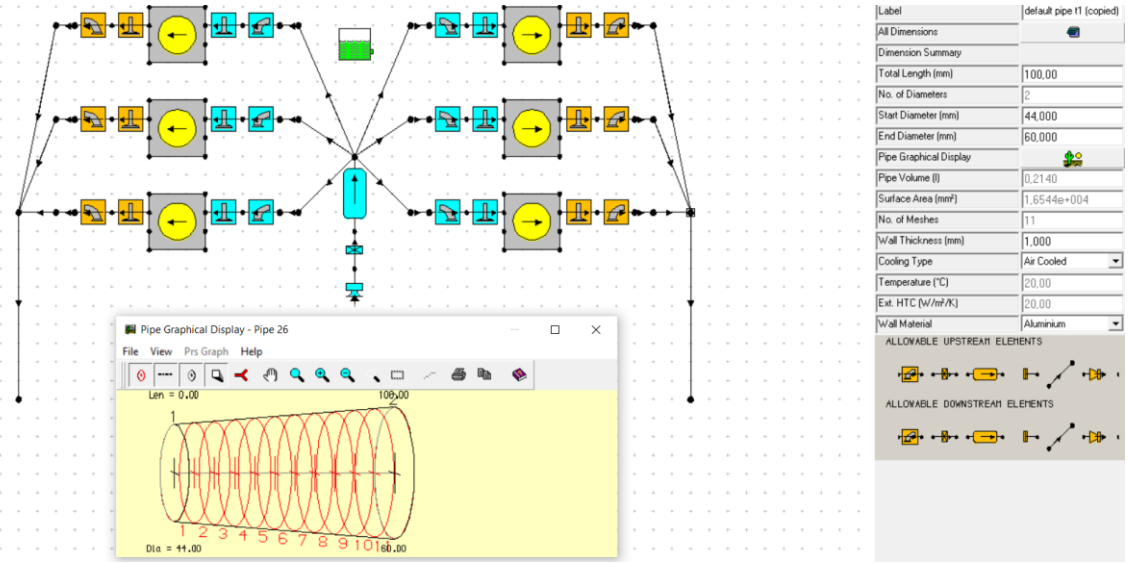


Figura 5.24 - Construção das condutas de escape.

5.5.3- Coletores de escape

Os coletores de escape foram replicados pelas condutas vistas no subcapítulo anterior. Os mesmos são do tipo 3-1, com três entradas distintas para gases de escape com afluência numa única saída para cada bloco de três de cilindros, existentes em simetria no motor boxer. Visível pela Figura 5.24. Ao contrário do que acontece nos coletores de admissão, o programa não exige a inserção deste componente para realização de simulação do motor, pelo que, tais não foram inseridos numa primeira corrida.

5.5.4- Dispositivo de controlo e orifício de saída dos gases resultantes da combustão

O sistema de escape tem início nas válvulas e termina após a panela final. O motor estudado, como não apresenta este último componente, é classificado na gíria como tendo escape direto[52]. Tanto o dispositivo de controlo, como o orífico de saída dos gases têm funções semelhantes aos seus homólogos de admissão. São responsáveis, como os seus próprios nomes indicam, pela monotorização e regulação da saída dos gases de escape até à atmosfera. Na realidade, os mesmos apenas existem em automóveis recentes, pelo que não são encontrados no Porsche RSR. Foram porém colocados, a partir do separador "exhaust components" no ambiente de construção do LES, devido à sua obrigatoriedade para futura simulação. Isto é visível na Figura 5.25, onde se mostra um erro que impossibilita a determinação dos parâmetros de performance do motor.

[52] Indicativo da existência de menores restrições ao escoamento. Para além de não existirem panelas finais também não existem catalisadores e panelas intermédias.

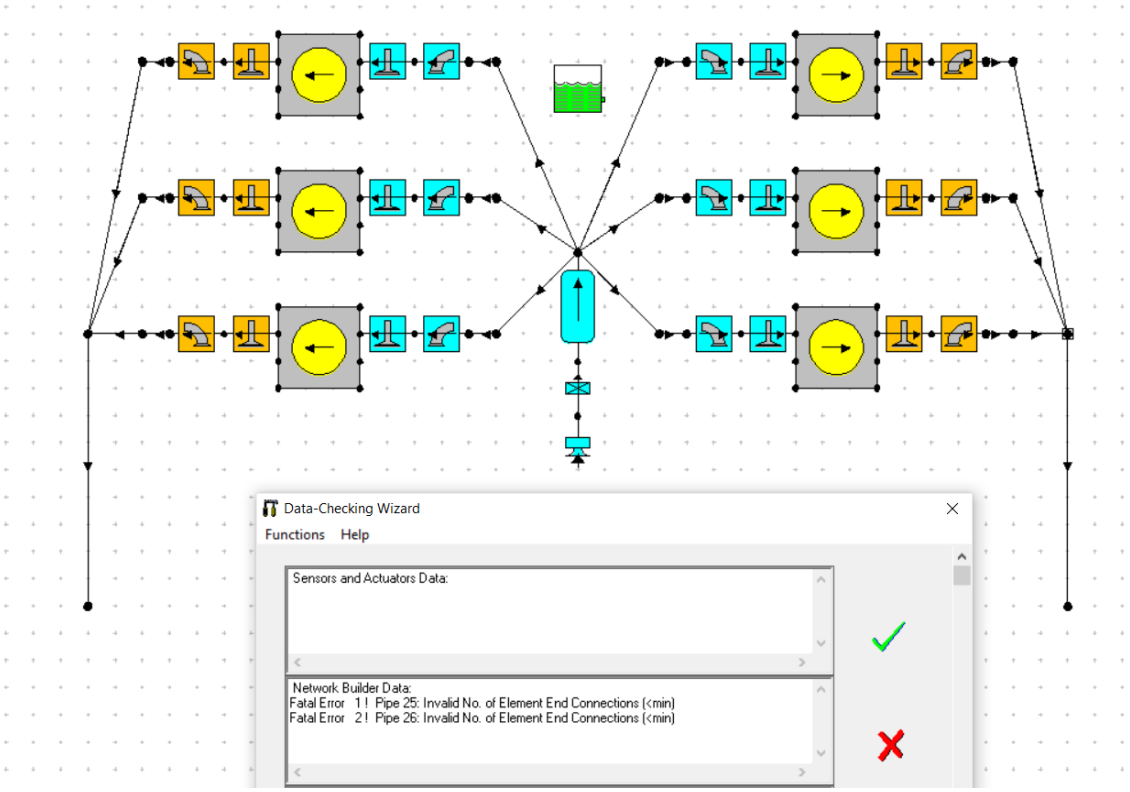


Figura 5.25 - Erro mostrado pelo software quando se tiram os dispositivos falados neste capítulo.

Estas peças foram as últimas colocadas no ambiente de construção do LES, estando o motor, à exceção de definição de condições de teste e afinações, pronto a ser simulado. O aspeto final, no software LES, do motor de combustão presente no automóvel de corrida de João Macedo Silva é o demonstrado pela Figura 5.26

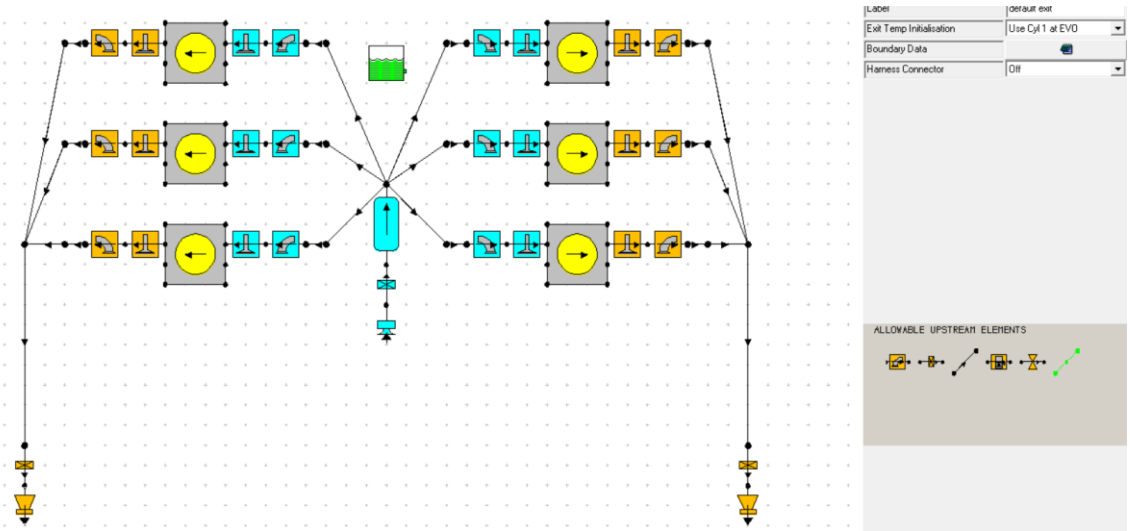


Figura 5.26 - Aspeto final em software LES do motor do Porsche RSR a estudar.

6- Definição das condições de teste

Após construído o motor de combustão, que se desejava analisar, foi necessário definir-se em que condições se efetuaram as suas simulações. No ambiente de construção do LES, a partir da opção "Data", situada no separador superior principal, escolheu-se o subseparador "Test Conditions" e depois o "Steady State Create Wizard". Conforme se vê pela janela ilustrada na Figura 6.1, selecionaram-se as preferências acerca do ambiente de simulação do motor. Dentro destas destacam-se o "Select Definition Type", onde se escolheu como testar o motor, um número certo de vezes, num intervalo certo de velocidades de rotação, ou então segundo velocidades de rotação incrementadas (Lotus, 2001).

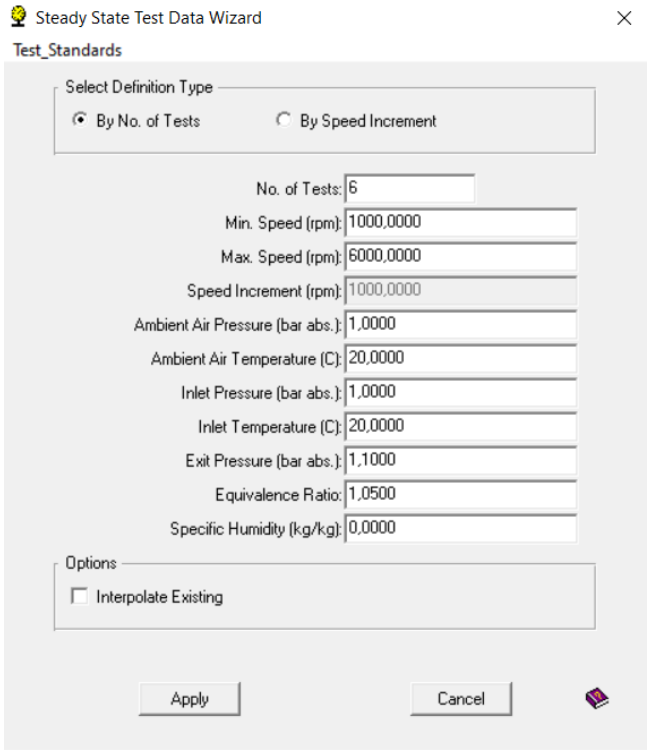


Figura 6.1 - Janela que permite definição das condições de teste da simulação.

O programa por defeito adota as caraterísticas ilustradas na Figura 6.1, testando o motor um número de vezes igual a seis, para o intervalo de rotação mínimo de 1000 rpm e máximo de 6000 rpm.

No caso do motor Porsche RSR, tendo em conta as caraterísticas técnicas do veículo e o rigor com que se queriam analisar as curvas de desempenho, efetuaram-se 10 testes para um intervalo de velocidades de rotação entre 1000 rpm e 9000 rpm. Salienta-se que a potência esperada à velocidade de rotação 8000 rpm era 232 kW (ou 315 cv), e que quantos mais componentes existirem no motor, mais moroso se torna cada teste. Este aumento de tempo releva-se ainda mais significativo quando se adiciona cilindros ou turbocompressores.

Na tabela da Figura 6.2, entende-se que os 10 testes a realizar começam numa primeira fase à velocidade de rotação de 1000 rpm, o segundo teste à velocidade de 1889 rpm, um terceiro teste às 2778 rpm, um quarto às 3667 rpm, um quinto às 4556 rpm, o sexto às 5444 rpm, o sétimo teste às 6333 rpm, um oitavo às 7222 rpm, um nono às 8111 rpm e por fim, um ultimo teste à velocidade de rotação de 9000 rpm. Para se aceder a esta informação recorre-se novamente ao separador "Data", subseparador "Test Conditions" e por último ao "Steady State Test Data Summary" ou de maneira mais simplista e direta, pressionando-se a tecla F12 do computador.

Steady State Test Data - Summary

Test Points | Heat - Phase | Heat - Period | Heat - Two-Zone | Fuelling | Boundary Conditions | Friction | Solution | Plotting | Actuators

Test Point	Speed (rpm)	Solve	Label	Case Type	Load Finder Units	Load Finder Value	Control Group	Control Variab
1	1000	On	Load Case 1 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
2	1889	On	Load Case 2 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
3	2778	On	Load Case 3 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
4	3667	On	Load Case 4 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
5	4556	On	Load Case 5 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
6	5444	On	Load Case 6 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
7	6333	On	Load Case 7 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
8	7222	On	Load Case 8 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
9	8111	On	Load Case 9 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				
10	9000	On	Load Case 10 - (Created by Test Wizard)	Builder Def.				

Figura 6.2 - Tabela demonstrativa a que velocidades de rotação se realizam os testes.

Os restantes campos visualizados pela Figura 6.1, são estipulados de acordo com os dados ocorridos durante um ensaio de motor real realizado em banco de potência. Daqui destacam-se os valores de temperatura e pressão do ar ambiente e de admissão, respetivamente de 36ºC, 19,85 ºC, 1,006 bar e 1,013 bar. De seguida, nestas condições, constatou-se um valor de 25 % para a humidade relativa, e com recurso a um diagrama psicométrico determinou-se o correspondente valor da humidade absoluta 0,0088 kg/kg (Fialho, 2017). Finalmente, estipulou-se uma razão de equivalência de mistura de 1,05 e uma pressão de saída de gases igual a 1,1 bar.

Desta forma, depois das condições de teste ambientais determinadas, como em qualquer motor de combustão interna, foi necessário definir-se os ângulos a que se dá a explosão em cada um dos cilindros. Todos os motores obedecem a uma ordem de ignição, responsável pela caraterização de quais os cilindros entram em ignição num certo espaço temporal. Antes de se afirmar qual é a ordem, é necessário estipular-se qual a numeração correspondente a cada um dos cilindros. Depois da análise de distintas literaturas online chegou-se à sequência ilustrada na Figura 6.3, (GtSparkPlugs, 2020).

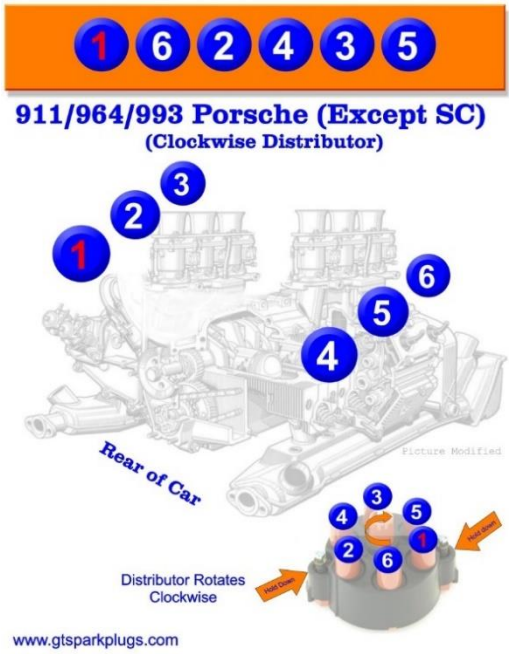


Figura 6.3 - Ordem de ignição do Porsche RSR.

Para definição da ordem de ignição dos cilindros, é muito importante saber qual o tipo de configuração caraterística do motor. Num motor de 6 cilindros em linha é comum utilizar-se a ordem 1-5-3-6-2-4, inválida para o motor boxer a estudar. A mesma, em disposição boxer, obrigaria a ignições consecutivas no bloco esquerdo e direito do motor, ao passo que estas devem ocorrer de forma alternada entre os dois blocos. No presente, como é visível pelas informações expostas na Tabela 5.1 e Figura 6.3, sabe-se que a ordem de ignição deste motor a 4 tempos respeita a seguinte numeração: 1-6-2-4-3-5.

Num motor de 6 cilindros, como o caso daquele encontrado no RSR, os tempos de ignição são obtidos através da divisão do ângulo correspondente às 2 rotações da cambota, 720º, por 6, que é o número total de cilindros. Desta forma, determinou-se os tempos de ignição em ângulos incrementados de 120º. Por esta razão, e para o caso a analisar, a cada 120º ocorre uma ignição num dos cilindros do motor, acontecendo primeiramente no cilindro 1, depois no cilindro 6 quando a cambota rodou 120º, a terceira ignição ocorre no cilindro 2 para um ângulo de 240º de rotação de cambota, a quarta no cilindro 4 a 360º, enquanto a quinta ignição se executa no cilindro 3 no momento em que a cambota perfaz rotação de 480º. Por fim, a última ignição dá-se no cilindro 5, no instante em que a cambota roda 600º. Desta maneira, percebe-se que existe sobreposição de 60º entre os tempos de ignição, algo que confere ao motor de 6 cilindros um funcionamento mais suave e linear, que pode ser constatado pelo ruído por si emitido. Este facto é muito apreciado por entusiastas e puristas automóveis, que para além de reconhecerem um bom desempenho de motor, apreciam um bonito som emitido por ele.

Assim, foram inseridos no ambiente de construção do LES, os ângulos de rotação de cambota a que cada cilindro sofre ignição. Para isso, selecionaram-se os cilindros conforme disposição e numeração encontrada na Figura 6.3. Atribuiu-se a cada um deles o valor de ângulo de rotação da cambota a que ocorreria a sua ignição. Isto pode ser constatado através do intervalo de Figuras: 6.4 a 6.9.

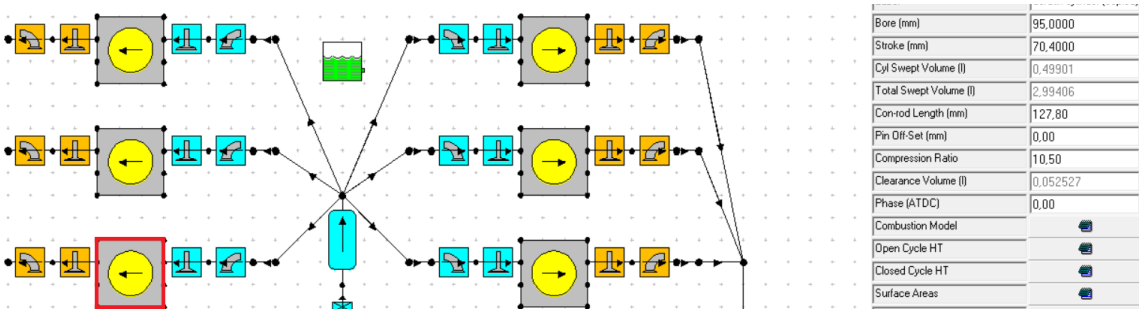


Figura 6.4 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 1, cercado pela cor vermelha, sofre ignição.

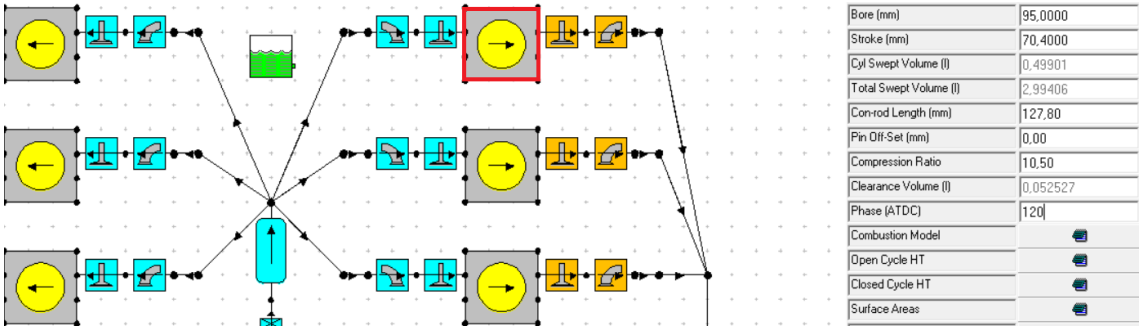


Figura 6.5 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 6, cercado pela cor vermelha, sofre ignição.

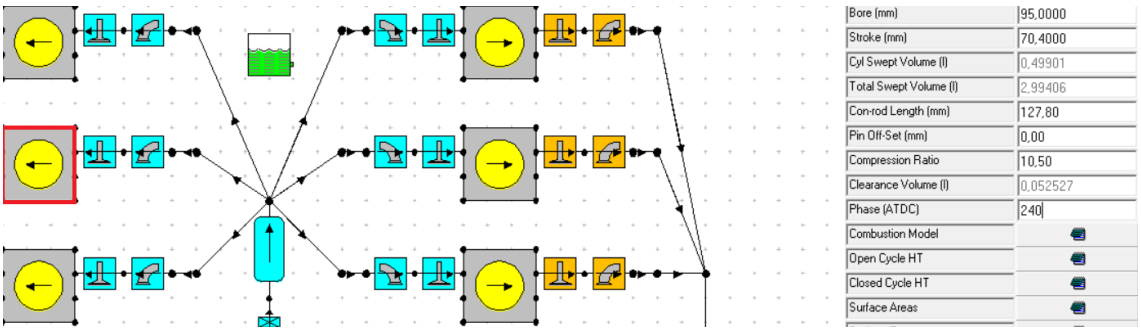


Figura 6.6 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 2, cercado pela cor vermelha, sofre ignição.

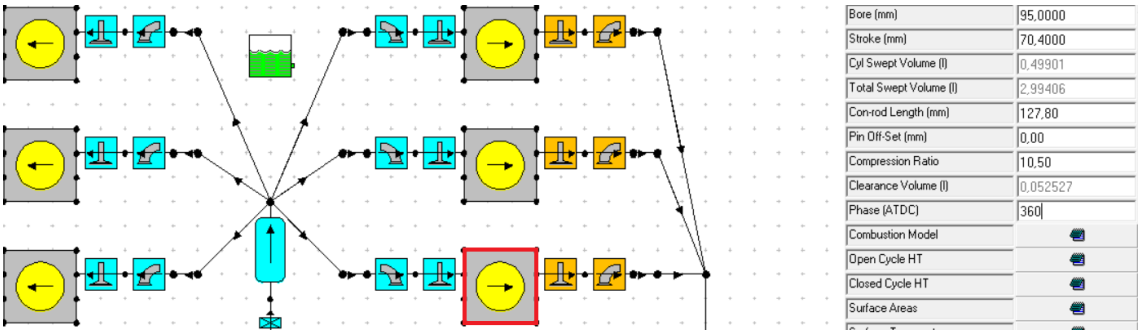


Figura 6.7 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 4, cercado pela cor vermelha, sofre ignição.

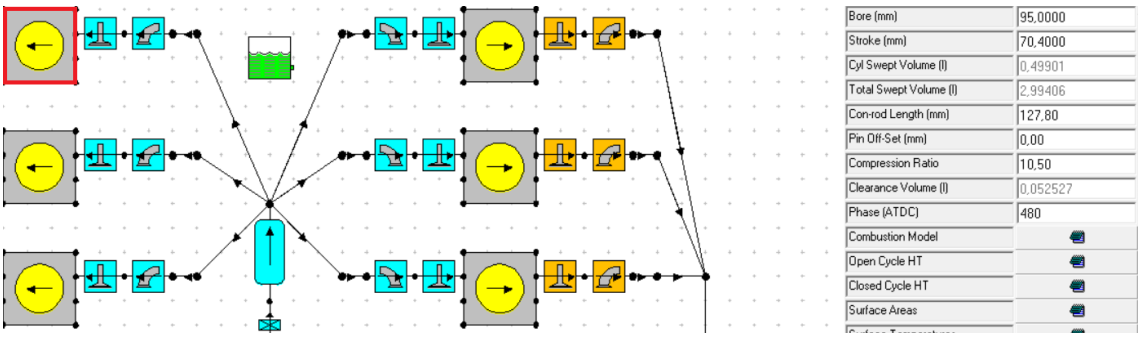


Figura 6.8 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 3, cercado pela cor vermelha, sofre ignição.

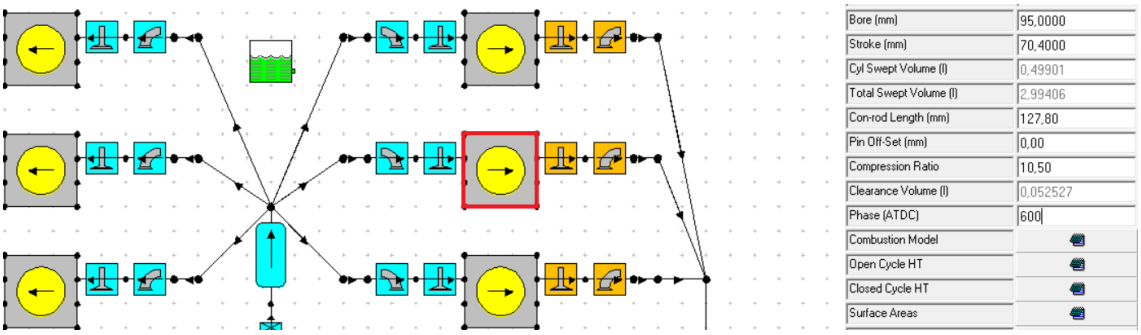


Figura 6.9 - Atribuição do ângulo de rotação de cambota a que o cilindro 5, cercado pela cor vermelha, sofre ignição.

Conforme se constata da Figura 6.4 até à Figura 6.9, para além de se entender qual é a ordem de ignição dos cilindros, percebe-se que a mesma acontece de forma alternada entre o bloco esquerdo e direito dos mesmos, que divide o motor. No cilindro 5, último a sofrer ignição, vê-se que a mesma acontece aos 600º em vez dos 720º falados. Tal, é limitação do programa visto que não é permitido que o primeiro cilindro a sofrer ignição, cilindro 1, possua um ângulo, correspondente de rotação de cambota, igual a 120º. Para se contrariar este defeito do LES, atrasa-se em 120º todos os ângulos de ignição dos cilindros, o que não provoca diferenças no funcionamento do motor, e apenas o faça na denominação da imposição da ordem de ignição.

Depois de se ter corretamente imposto os ângulos de ignição de cada um dos cilindros, está-se, à partida, perante uma construção pronta a ser simulada. Para se verificar se isto é verdade, o software LES disponibiliza um assistente de erros, que possam estar, ou não, presentes na construção. Em caso de existência, estes erros impossibilitam a apresentação dos dados caraterísticos de desempenho do motor. Tal assistente pode ser acedido através do separador "Tools", situado na mesma horizontal do separador "Data" anteriormente falado, e do seu subseparador "Data-Checking Wizard". De maneira mais simplista pode-se aceder à mesma janela de informação, ilustrada pela Figura 6.10, através do ícone representativo de um martelo e chave de fendas, presente no ambiente de construção.

No caso concreto do motor analisado verificou-se que tudo se encontrava em conformidade, dados adquiridos e confirmados através do símbolo certo de cor verde. Todas as condições necessárias para saber qual a performance do motor construído, estavam reunidas.

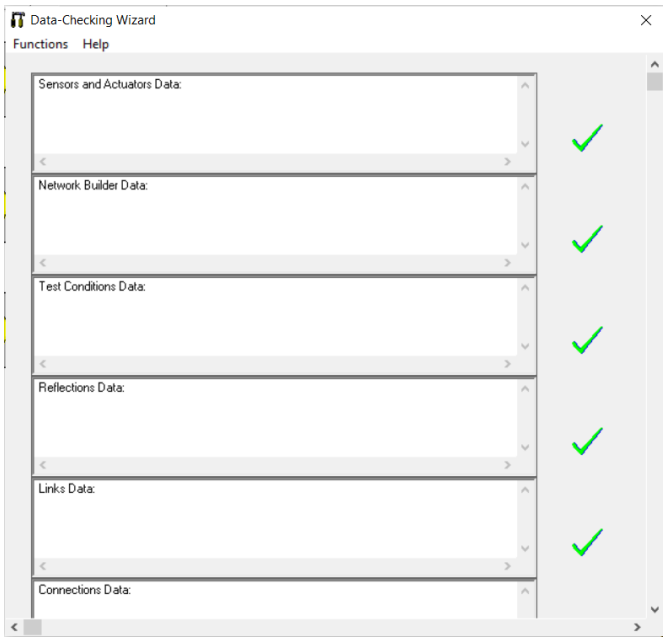


Figura 6.10 - Janela que informa acerca dos erros existentes no motor a construir.

7- Apresentação dos resultados de desempenho do motor

7.1- Lançamento da construção do motor a simulação

Depois da verificação da não existência de erros, na construção do motor que se pretendeu simular, todas as condições estavam reunidas para se obter as curvas caraterísticas do desempenho. Foi assim necessário por o motor a rodar no LES. Tal, conseguiu-se efetuar através do separador "Solve" e subseparador "Solve Control", que apresenta a janela ilustrada na Figura 7.1 (Lotus, 2001).

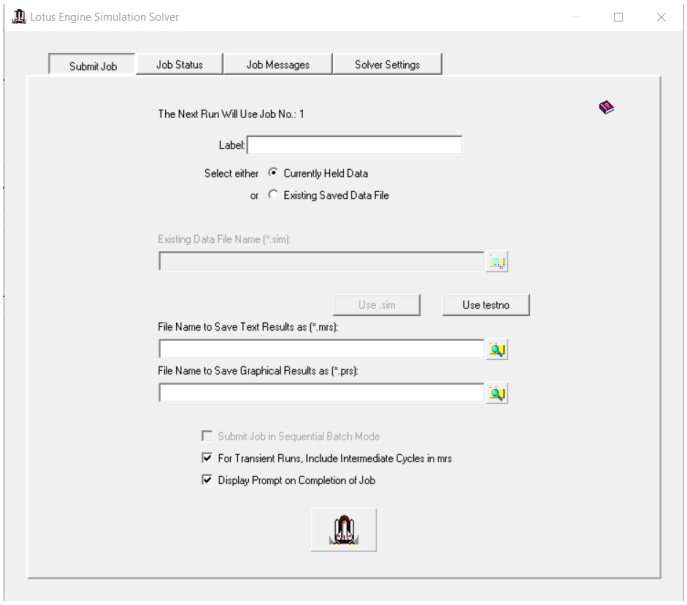


Figura 7.1 - Janela que permite arrancar a simulação do motor construído.

Ao clicar-se no botão "Use testno", carregaram-se os dados do motor construído no ambiente de construção. De seguida, pressionou-se o botão representativo de uma nave espacial, dando-se ordem para que a simulação do motor carregado seja iniciada. Após o motor ter sido sujeito a testes de simulação, consegue-se monitorizar em tempo real, o progresso dessa ação. Tal aparece automaticamente em forma de janela informativa, como se mostra pela Figura 7.2.

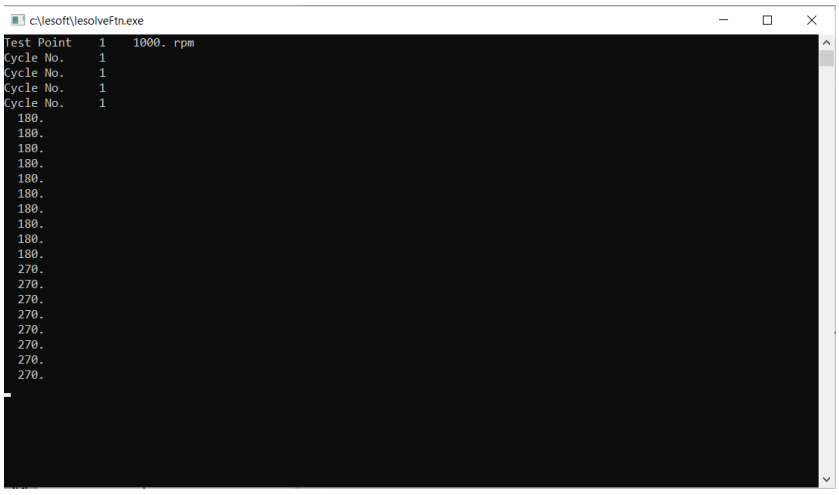


Figura 7.2 - Janela informativa acerca dos acontecimentos instantâneos ocorridos na simulação.

Pode-se analisar, de forma distinta, as mesmas informações através do separador "Job Status" que, tal como o próprio nome indica, informa através de valores e gráficos do que acontece instantaneamente na simulação, Figura 7.3. Outra maneira de concluir os resultados obtidos durante os testes efetuados ao motor, é recorrendo ao separador "Job Messages", que indica quais os resultados finais após a conclusão de cada teste individual. Isto pode ser constatado pela Figura 7.4.

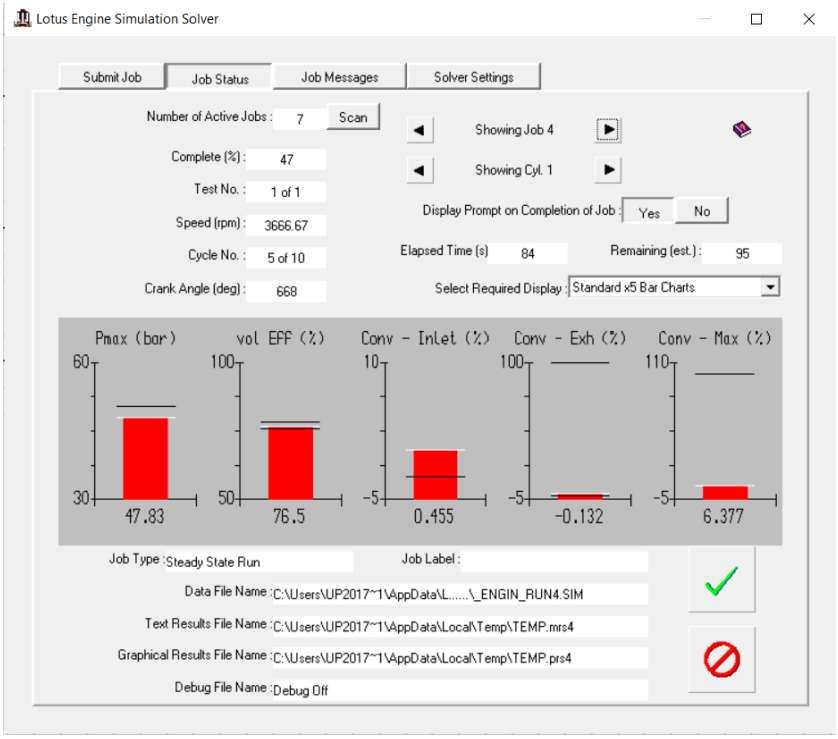


Figura 7.3 - Janela informativa do progresso da simulação do teste 4 no cilindro 1.

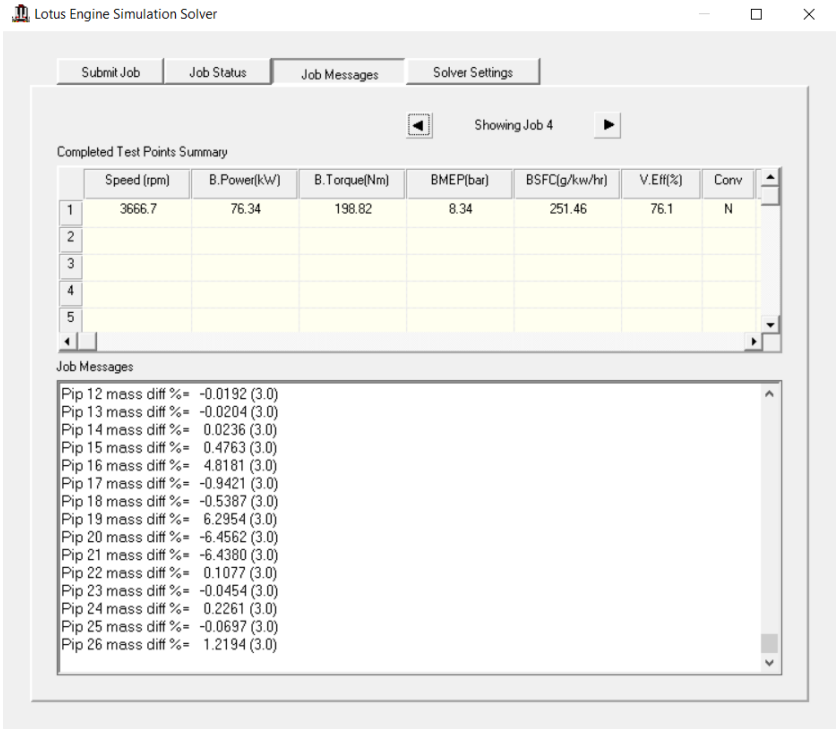


Figura 7.4 - Janela informativa acerca do resultado do teste 4 realizado à velocidade de rotação de 3666,7 rpm.

7.2- Descarregamento dos resultados de desempenho

Depois do processo de simulação estar completamente finalizado, no software LES, aparecia de forma instantânea, a caixa de diálogo apresentada pela Figura 7.5. A seleção e preenchimento dos campos lá apresentados permitia descarregar os resultados de duas formas distintas, em gráfico ou em relatório.

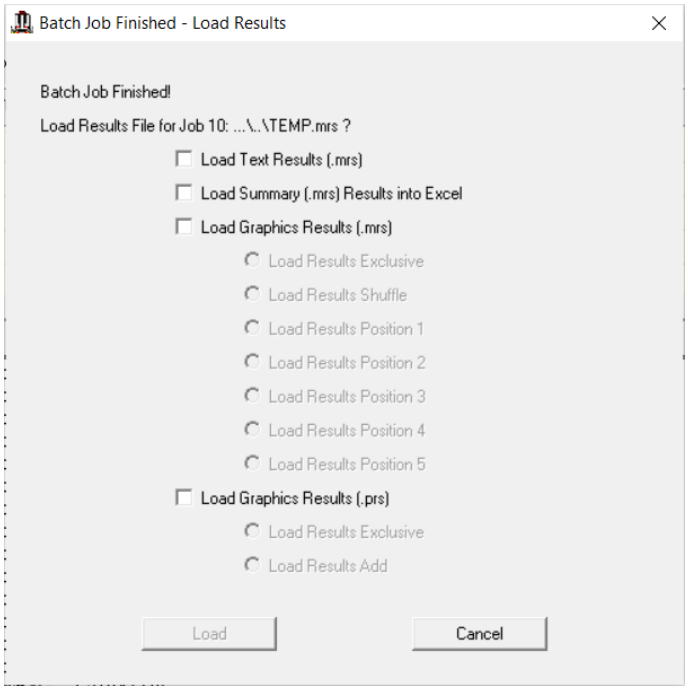


Figura 7.5 - Caixa de diálogo que permite escolher o formato de descarregamento dos dados de desempenho do motor.

Como se pode constatar pela análise da Figura 7.5, existe entre parênteses de cada opção a selecionar um de dois índices: ".mrs" e ".prs". Os formatos do tipo ".mrs" permitem descarregar as informações acerca do desempenho do motor em termos das entidades, binário, potência, pressão média efetivas, etc, enquanto que os ficheiros do tipo ".prs" descarregam detalhes do ocorrido no interior do motor, tais como, velocidades dos pistões, temperaturas e pressões dos gases de admissão e escape para diferentes ângulos de rotação de cambota, entre outros.

Como a base de comparação existente para os resultados de desempenho a obter da simulação do motor analisado é em termos de potência e binário, deu-se particular importância ao formato de resultados ".mrs". Por isto, como se pode visualizar na Figura 7.5, selecionou-se a opção "Load Text Results (.mrs)". Desta forma, obtiveram-se as performances do motor às distintas velocidades de rotação, associadas a cada teste em específico. Posteriormente selecionou-se também o campo "Load Graphics Results (.mrs)", que apresentava as informações fornecidas pela opção anterior, mas em forma de gráficos. O aspeto figurativo de cada apresentação discutida está ilustrado nas Figuras 7.6 e 7.7. Os resultados também podem ser obtidos através do separador "Results", subseparador ".mrs Results" e subseparador deste último: "Results Viewer" para apresentação em forma de relatório. Em forma de gráficos utiliza-se a opção "Results Graph" (Lotus, 2001).

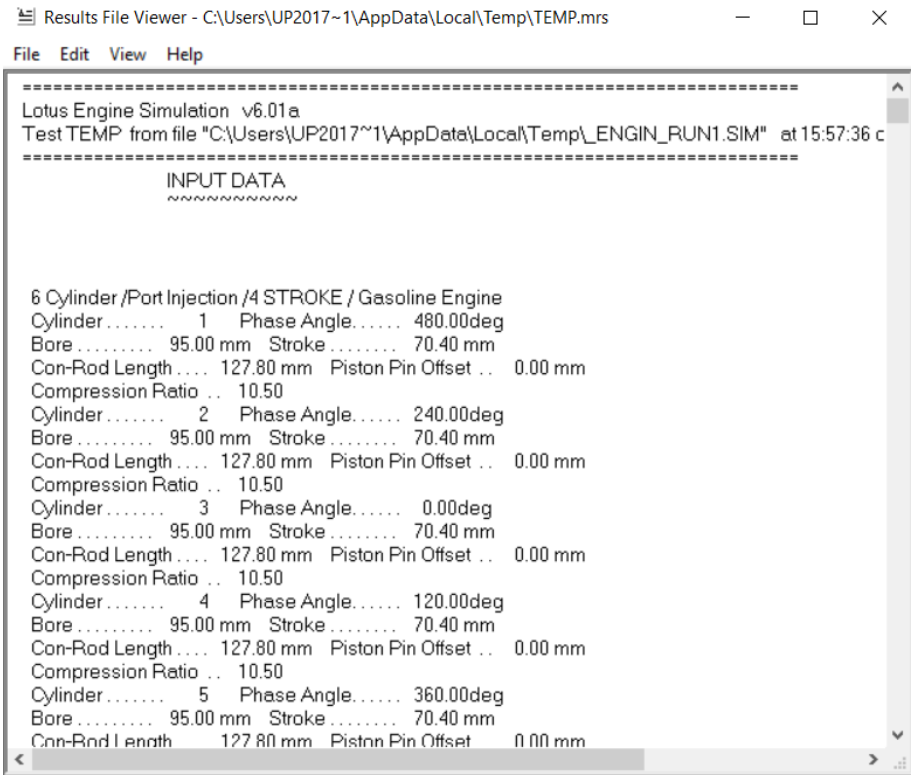


Figura 7.6 - Apresentação dos resultados de performance em forma de relatório.

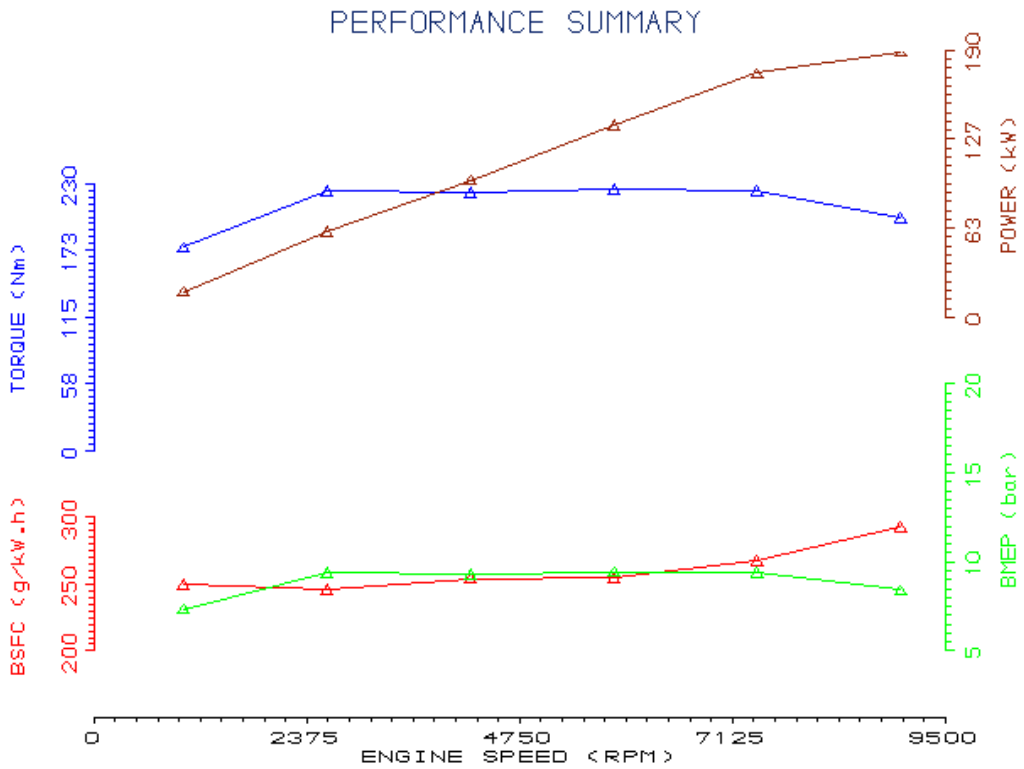


Figura 7.7 - Apresentação dos resultados de performance em forma de gráfico (188,95 kW e 225,07 Nm).

8- Afinação do motor

Como se pode verificar pela Figura 7.7 do capítulo anterior, a potência gerada pelo motor construído no LES está muito aquém daquela anunciada. Na verdade, isto já se esperava visto que existiram muitos parâmetros fundamentais para obtenção de bom desempenho, que não foram modificados e que se mantiveram fiéis àqueles estipulados, por defeito, pelo programa. Estes foram então, agora, devidamente analisados e discutidos, alterando-se os seus valores de forma a se encontrar a combinação perfeita entre eles. Isto capacitou a obtenção de máximo desempenho do motor. Destacam-se os efeitos da abertura e fecho de válvulas de admissão e escape, inserção de coletores de escape, tipo de combustível utilizado e a alteração da dimensão de alguns componentes.

8.1- Efeitos na abertura e fecho das válvulas de admissão e escape

Durante o funcionamento do motor acontecem diversos fenómenos capazes de interferir com a quantidade e modo como o ar é admitido para dentro dos cilindros. Já dentro destes, o escoamento gasoso interage com as paredes do cilindro e topo do pistão, provocando alterações ao seu grau de turbulência. Este efeito é provocado pela geometria das válvulas, e pelos respetivos ângulos de abertura e fecho. Os efeitos rotacionais existentes no escoamento gasoso no interior do cilindro são de três tipos: rolamento (tumble), rolamento cruzado (cross-tumble) e rotação (swirl) (Vizard, 2012). Consoante o tipo de câmara de combustão, há ainda um quarto tipo de movimento, o esmagamento (squish). O efeito de rolamento acontece quando a rotação do fluxo de ar é executada na direção radial no cilindro no plano X-Z, em torno do eixo y, visível na Figura 8.1. Por outro lado, o efeito rolamento cruzado ocorre quando o escoamento sofre uma rotação na direção radial do cilindro no plano Y-Z, em torno do eixo x, demonstrado também na Figura 8.1. Por fim, o efeito de rotação é caraterístico de um escoamento que sofra rotação na direção axial do cilindro, em torno do eixo Z.

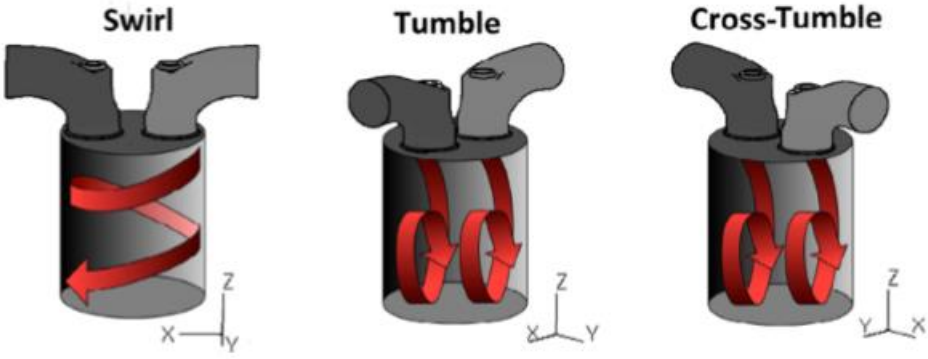


Figura 8.1 - Efeitos comuns de ocorrer dependentes do ângulo de abertura e fecho de válvulas (Fialho,2017).

Segundo Vizard (2012), este último efeito de rotação (swirl), é aquele que apresenta mais influência na entrada de ar para o cilindro, mostrando que uma alta rotação face a uma baixa, no mesmo motor, apresenta maiores valores de binário e potência, Figura 8.2. Com isto, consegue-se introduzir no cilindro uma maior quantidade de ar capaz de induzir maior caudal de combustível, e daí uma maior potência térmica libertada por combustão, Equação (8.1).

$$\dot{Q}_{term} = \dot{m}_{comb} PCI \tag{8.1}$$

Onde:

- $\dot{Q}_{term}$ - Potência térmica gerada;
- $\dot{m}_{comb}$ - Caudal mássico de combustível;
- PCI - Poder calorífico inferior do combustível.

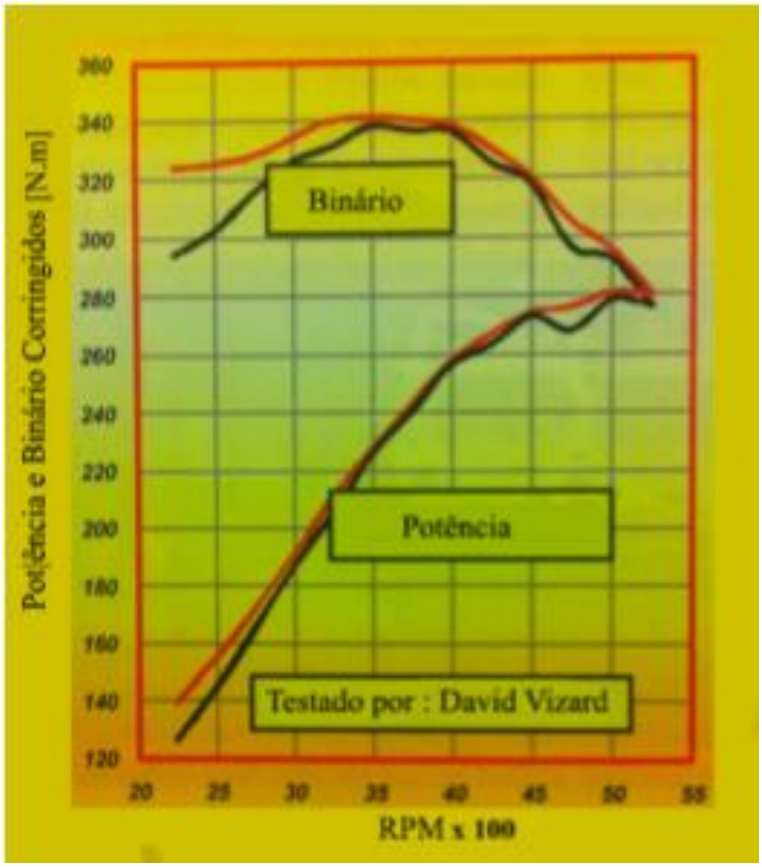


Figura 8.2 - A preto os feitos de uma baixa rotação e a vermelho os efeitos de uma alta.

Desta forma, para a mesma direção das condutas de admissão, com a utilização de diferentes ângulos de abertura e fecho de válvulas, provoca-se um efeito de alta rotação, capaz de proporcionar maiores desempenhos e performances no motor. A favor disto, com o manuseio destes ângulos, consegue-se um bom enchimento do cilindro, que como é de intuir, aumentará o desempenho do motor.

No que concerne ao diagrama de distribuição das válvulas, não existem critérios específicos para se definir os seus tempos exatos de abertura e fecho. Isto depende do tipo de configuração do motor e do propósito ao qual o mesmo foi concebido. A abertura da válvula de admissão, AAA, que normalmente acontece para os ângulos compreendidos entre 10º e 20º, tem como objetivo permitir a entrada de gás fresco no cilindro, que é forçado a entrar neste último devido à depressão criada pelos gases resultantes da combustão (ou escape). Estes encontram-se a sair deste componente durante o tempo de escape caraterístico da descida do êmbolo. Com isto, o atraso do fecho da válvula de admissão é conseguido com a inserção de uma maior sobreposição da abertura das válvulas. Este é um dos principais fatores que alteram o rendimento volumétrico do motor a altas velocidades de rotação, na medida em que se garante disponibilidade de ar.

O ar entra no cilindro quando o pistão realiza o seu movimento descendente, pelo que o atraso do fecho da válvula de admissão acontece já no tempo de compressão, ou seja, quando o pistão se encontra já a realizar movimento ascendente. Tal acontecimento, tipicamente ocorre entre os 40º e 60º depois do PMI (Ponto Morto Inferior). Por outro lado, a válvula de escape é

a responsável por permitir a saída dos gases resultantes da combustão, dentro dos cilindros. Tal, deve-se efetuar de maneira célere e sem restrições ao escoamento, de maneira a permitir-se espaço disponível dentro do motor, para se receber novamente mistura fresca e assim se completar o ciclo termodinâmico. Como se atrasa o fecho da válvula de admissão, deve-se avançar a abertura da válvula de escape (AAE). Normalmente esta abre-se depois do tempo de combustão da mistura ar-combustível, contudo devido a este facto, tem que se antecipar a abertura deste componente, algo que é então feito antes do tempo da combustão. Desta forma, existe saída de gases para o exterior numa fase prematura àquela onde ocorre formação dos gases de escape. Tipicamente, este avanço efetua-se entre 50º a 60º antes do PMI, tendo como objetivo reduzir a pressão interior do cilindro até valores idênticos daqueles que se encontram nas condutas de escape. Isto, possibilita a saída prematura de gases. Por fim, com o avanço ou antecipação da abertura da válvula de escape, é necessário forçar-se um atraso no fecho das mesmas. Normalmente isto é feito entre os 8º e os 20º depois do PMS, ângulos caraterísticos da presença do tempo de admissão. Com isto, concluiu-se que a válvula de escape se fecha num momento em que a válvula de admissão já está aberta, existindo por consequência sobreposição. É de salientar que a entrada antecipada de gases para dentro dos cilindros permite baixar a temperatura global destes componentes, bem como a temperatura das válvulas de escape. Tais acontecimentos, segundo Heywood (1988) são benéficos para o motor e permitem a obtenção de melhores valores de potência e binário.

Como já foi referido, existe flexibilidade na adoção dos valores de abertura e fecho das válvulas, dependendo os mesmos do tipo de motor a afinar. Prova disto são outros dois exemplos a estudar, pertencentes a diferentes autorias e que recomendam outros valores para os referidos ângulos. Para (Arias-Paz, 2010), o avanço da abertura da admissão deve acontecer entre os 10º e os 40º sendo que o valor mais adequado a utilizar é 20º. Por outro, para este autor, o atraso do fecho da admissão deve acontecer dos 45º até aos 100º, sendo que o valor mais comum a utilizar são 65º. Assim, e no que se refere à abertura e fecho das válvulas de escape, o avanço da abertura deve acontecer entre os 45º e os 90º, sendo o valor mais comum a praticar 60º, enquanto que o atraso deverá situar-se entre os 0º e os 60º, utilizando-se mais frequentemente 20º.

Por outro lado, para (Smith, 1977), os aspetos inerentes à abertura e fecho das válvulas devem ser tratados recorrendo-se aos seus diagramas de distribuição, escolhendo-se os valores a utilizar segundo a sobreposição existente entre o escape e admissão, para distintos tipos de motores. Tal pode ser visualizado pela Figura 8.3, sendo que a opção A é a escolhida para um motor pertencente a um veículo típico de passageiros e que deve produzir à volta de 33,1 kW/L (45 cv/L). A opção B é referente a um veículo de estrada desportivo, que segundo o autor deve produzir aproximadamente 44,1 kW/L (60 cv/L). A C é aquela opção a adotar para equipar um motor pertencente a um supercarro, ou ultra desportivo topo de gama, e que deve ser capaz de produzir 66,2 kW/L (90 cv/L). Por fim, a opção D é a escolhida para motores pensados exclusivamente em competição, e que por isto devem debitar aproximadamente 110,3 kW/L (150 cv/L).

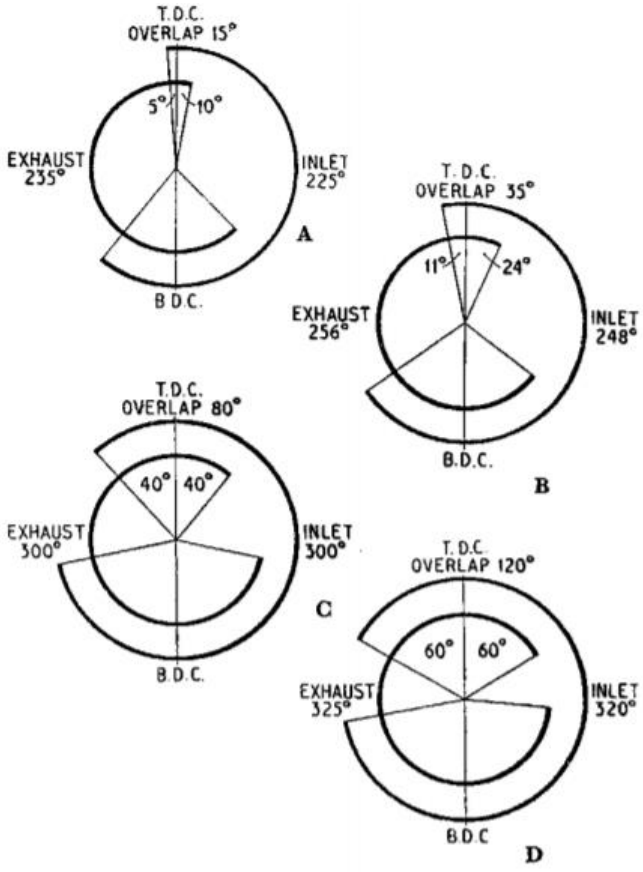


Figura 8.3 - Sobreposição das válvulas de escape e admissão para distintas opções (Smith, 1977).

Devido a esta incoerência de valores a adotar, os ângulos de abertura e fecho das válvulas, numa primeira fase são determinados segundo as opiniões dos autores Smith (1977), Heywood (1988) e Ariaz-Paz (2010). Posteriormente, por tentativa e erro, de maneira numérica, através do LES, foram adotados aqueles valores que permitiram extrair o máximo de desempenho possível. Estes ângulos, como se viu, são os que possibilitam um elevado efeito rotação, ou swirl.

Antes de se alterar quaisquer valores de ângulos de abertura e fecho de válvulas mostram-se os valores adotados, por defeito, pelo software LES, visíveis no diagrama de distribuição da Figura 8.4.

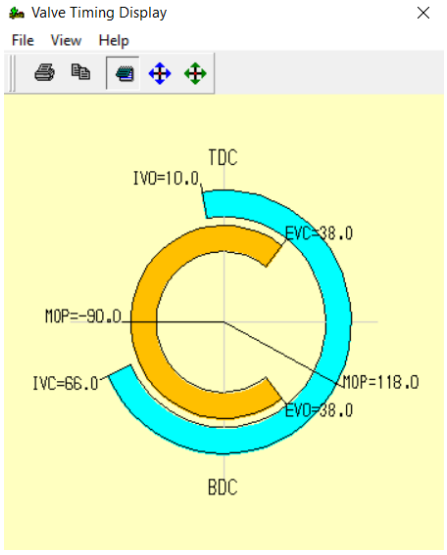


Figura 8.4 - Diagrama de distribuição das válvulas adotado por defeito.

Nesta Figura 8.4, a parte a azul diz respeito ao tempo de abertura da válvula de admissão, enquanto que a parte a laranja refere-se ao tempo de abertura da válvula de escape. Desta maneira, analisando-se o diagrama de distribuição, conclui-se que a válvula de admissão abre aos 10º antes do PMS e fecha aos 66º após o PMI. A válvula de escape abre aos 38º antes do PMS e fecha exatamente aos 38º após o PMI.

Comparando esta informação com as opiniões dos autores Heywood (1988) e Arias-Paz (2010), conclui-se que o ângulo de abertura da válvula de admissão se encontra dentro dos valores sugeridos por eles. O seu fecho, por outro lado não se encontra dentro dos valores discutidos por ambos, ultrapassando em 6º o máximo admitido por Heywood (1988). Quanto aos valores dos ângulos de abertura e fecho das válvulas de escape, repara-se que o ângulo inserido por defeito pelo software para abertura da válvula, não respeita nenhuma das opiniões. O seu fecho respeita apenas a opinião do Arias-Paz (2010). Por último, e recorrendo à sobreposição de 48º existente entre as válvulas, segundo Smith (1977), este motor automóvel assemelha-se mais proximamente a um veículo de passageiros desportivo.

Com objetivo de se extrair máximo desempenho do motor, analisaram-se os efeitos de diferentes avanços e atrasos na abertura e fecho das válvulas de admissão e escape. Isto, foi feito segundo a sequência apresentada na Tabela 8.1, onde se mostram os valores de potência e binário encontrados.

Apesar de cada simulação do motor construído demorar cerca de 45 minutos a correr até se obterem as curvas de desempenho pretendidas, fizeram-se vinte testes distintos, de forma a concluir-se com exatidão os ângulos correspondentes à obtenção da máxima potência. No teste 6 usaram-se os valores de abertura e fecho das válvulas recomendados por Ariaz-Paz (2010), e os testes 7,8 e 9 foram baseados na opinião de Heywood (1988). Na sétima simulação insere-se os valores mínimos do intervalo estipulados pelo autor, no oitavo usam-se os valores intermédios do seu intervalo e no nono teste consideram-se os ângulos máximos por ele apresentados.

Nas restantes simulações, através de avanços e atrasos da admissão e escape, alguns baseados na opinião de Smith (1977) e dos valores de sobreposição por ele discutidos, escolheram-se os valores apresentados na Tabela 8.1. Salienta-se que o objetivo primordial destes testes foi a obtenção de potência máxima. Para agilizar o processo, cada corrida efetuada no software LES, correspondeu a 6 rotações diferentes[53]. Constatou-se que o teste onde se obtinha máxima potência foi o número 18. Aqui, utilizaram-se os valores que ultrapassaram ligeiramente aqueles fornecidos pelo intervalo de Heywood (1988). Para o AAA inseriram-se 21º, para AFA 62º, a abertura da válvula de escape foi estipulada a 62º enquanto que o seu fecho se efetuou a 21º. De salientar que estes valores se enquadram dentro da opinião de Ariaz-Paz (2010). Este teste 18, foi depois replicado para 10 velocidades de rotação diferentes, Figura 8.5.

No Anexo E, apresentam-se os resultados para os testes indicados na Tabela 8.1 mas com 6 velocidades de rotação.

[53] O ambiente em que se determina este valor é aquele apresentado na Figura 6.1.

Tabela 8.1 - Afinação dos ângulos de abertura e fecho das válvulas do motor a testar.

Teste	AAA (º)	AFA (º)	AAE (º)	AFE (º)	Potência máxima	Binário máximo
1	10	66	38	38	188,95 kW às 9000 rpm	225,07 Nm às 5800 rpm
2	15	66	45	38	189,58 kW às 9000 rpm	229,43 Nm às 7400 rpm
3	10	75	38	40	184,37 kW às 9000 rpm	216,70 Nm às 7400 rpm
4	20	65	50	20	203,61 kW às 9000 rpm	238,88 Nm às 7400 rpm
5	20	75	50	20	199,21 kW às 9000 rpm	231,14 Nm às 7400 rpm
6	20	65	60	20	203,78 kW às 9000 rpm	243,49 Nm às 7400 rpm
7	10	40	50	8	201,65 kW às 9000 rpm	275,65 Nm às 2600 rpm
8	15	50	55	14	209,07 kW às 9000 rpm	263,14 Nm às 2600 rpm
9	20	60	60	20	207,74 kW às 9000 rpm	246,21 Nm às 7400 rpm
10	25	80	80	25	188,91 kW às 9000 rpm	226,23 Nm às 7400 rpm
11	40	100	100	40	189,97 kW às 9000 rpm	201,56 Nm às 9000 rpm
12	12	47	47	12	206,39 kW às 9000 rpm	268,77 Nm às 2600 rpm
13	15	57	57	15	207,54 kW às 9000 rpm	254,40 Nm às 2600 rpm
14	8	50	50	8	205,86 kW às 9000 rpm	266,89 Nm às 2600 rpm
15	10	55	55	10	208,09 kW às 9000 rpm	260,11 Nm às 2600 rpm
16	18	62	60	18	206,72 kW às 9000 rpm	244,05 Nm às 4200 rpm
17	14	49	49	14	207,41 kW às 9000 rpm	265,59 Nm às 2600 rpm
18	21	62	62	21	209,89 kW às 9000 rpm	245,65 Nm às 7400 rpm
19	13	51	51	13	208,14 kW às 9000 rpm	264,04 Nm às 2600 rpm
20	15	55	55	15	208,23 kW às 9000 rpm	257,38 Nm às 2600 rpm

Na Figura 8.6 mostra-se o diagrama de distribuição das válvulas, para o caso da simulação número 18.

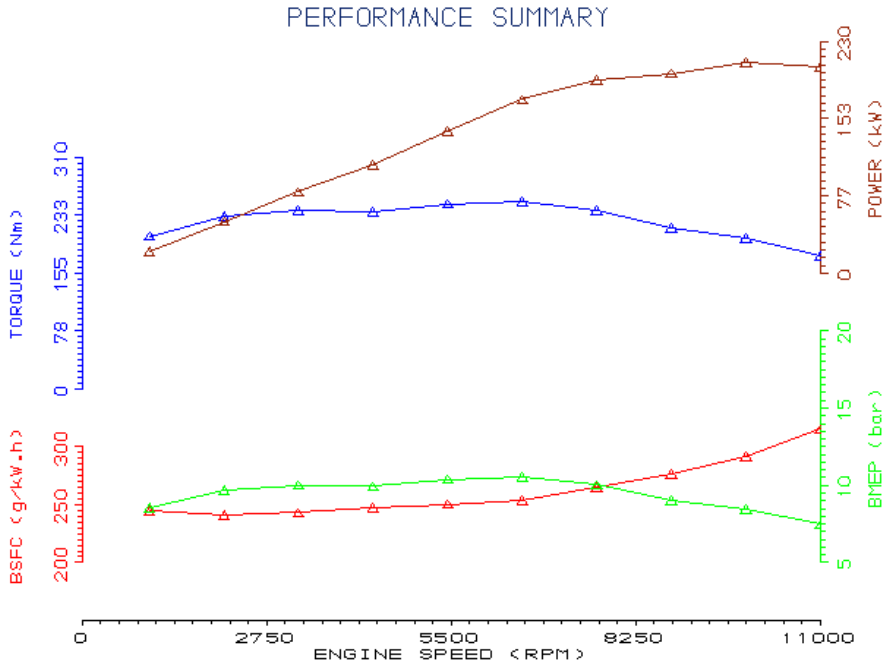


Figura 8.5 - Gráfico de desempenho caraterístico do teste 18.

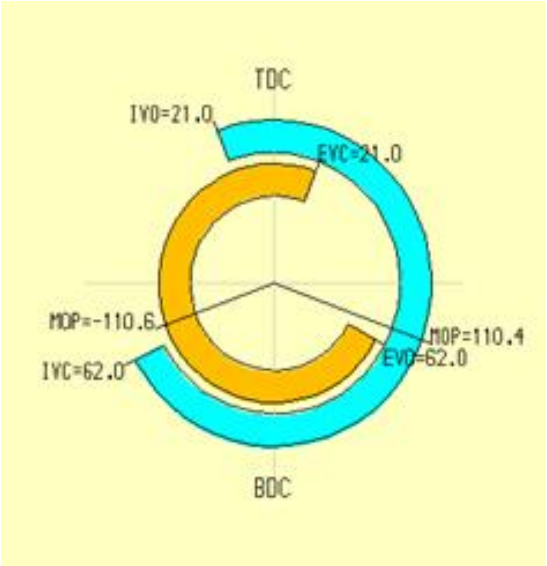


Figura 8.6 - Diagrama de distribuição das válvulas de admissão e escape.

A velocidade de rotação máxima no teste caraterístico da Figura 8.5 foi propositadamente definida até às 11000 rpm. Isto, efetuou-se para descobrir se a potência máxima é obtida a rotações mais elevadas do que aquelas descritas no teste 18 da Tabela 8.1. Como tal se verifica, de maneira a puxar as curvas de desempenho mais para a esquerda, ou seja, para rotações mais baixas, utilizaram-se diferentes diâmetros de condutas. Salienta-se que as dimensões utilizadas na construção do motor foram obtidas em medições efetuadas no carro

do João Macedo Silva. Por isto e por falta de informações capazes de informar acerca deste conteúdo, de maneira experimental, em subcapítulos posteriores, tentou-se produzir a potência máxima do motor a velocidades de rotação mais baixas.

8.2- Alteração das caraterísticas do combustível utilizado

Quando se definiu, em ambiente de construção do software LES, o sistema de alimentação do combustível, para além de se ter escolhido o tipo de injeção a utilizar, determinou-se também o tipo de combustível. Tal, foi gasolina com especificações impostas automaticamente pelo programa. Em conversa com o dono e preparador da viatura, e depois de alguma pesquisa em literaturas online, percebeu-se que este motor deve ser alimentado com gasolina, com pelo menos 98 octanas.

Segundo informações disponibilizadas pela petrolífera BP, presentes em totalidade no Anexo F, construiu-se a Tabela 8.2, com informações acerca do tipo de gasolina, índice de octanas, calor latente de vaporização e taxas de compressão a utilizar-se para motores com sistema de injeção igual à do RSR ("Port Injection"). Neste documento, BP (Limited, 2006), é explicado que um índice superior de octanas permite o uso de taxas de compressão superiores, que por sua vez aumenta o poder de detonação e permite assim a obtenção de potências e binários mais elevados. Esta alteração foi estudada em caso à parte como adiante se apresenta. Nesta fase procurou-se atingir os valores de desempenho anunciados com as especificações originais do motor.

Tabela 8.2- Caraterísticas dos combustíveis fornecidos pela petrolífera BP (Limited, 2006).

Tipo Gasolina	Índice de Octanas (RON)	Calor latente de vaporização (MJ/kg)	Intervalo de valores para taxa de compressão[54]
BP Regular sem chumbo	91	0,34	8,5 a 9
BP Premium sem chumbo	95	0,34	9 a 9,5
BP 100 Combustível de competição	110	0,36	11,5 a 13
BP Metanol combustível de competição	115	1,17	15 a 17

Neste subcapítulo, interessa a obtenção de máximos valores de desempenho através das especificações originais do motor. Por isto, a taxa de compressão apresentada na quarta coluna da Tabela 8.2 foi fixada em 10,5, enquanto que se alteraram apenas as caraterísticas do combustível a utilizar. Carregando-se, em ambiente de construção do software LES, no elemento representativo do sistema de combustível[55], surge a tabela ilustrada na Figura 8.7.

[54] Estes intervalos são utilizados de forma comum para este tipo de combustíveis. O tipo e aplicação do motor pode alterar os valores a praticar.

[55] Este elemento é semelhante a um depósito de combustível e é colorido pela cor verde. É possível observá-lo na Figura 6.9.

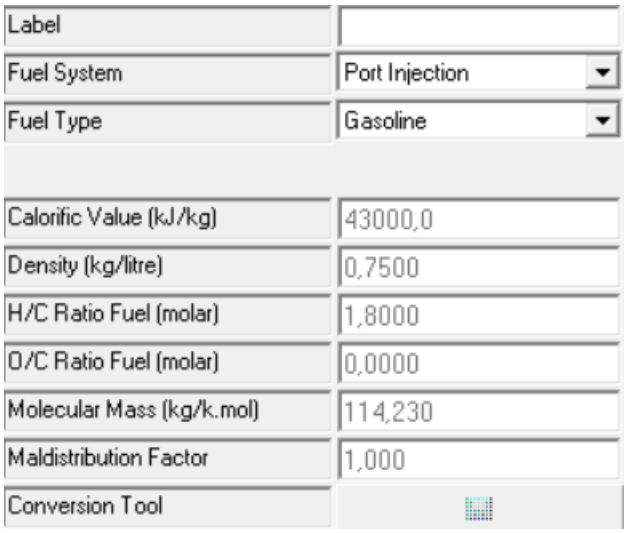


Figura 8.7 - Janela de caraterísticas do sistema de alimentação do motor.

Selecionando-se a opção "Fuel Type" apresentada na Figura 8.7, escolheu-se a possibilidade "User Defined". Dentro desta, informou-se que o combustível a utilizar é gasolina, estipulando-se então os valores do poder calorífico ("Calorific Value"), da densidade ("Density"), dos diferentes rácios de combustível a utilizar, da massa molar ("Molecular Mass") e de um fator de distribuição ("Maldistribution Factor").

De todas as caraterísticas que se podiam modificar, apenas se alterou o poder calorífico. Segundo (World Nuclear Association, 2019), os valores dos poderes caloríficos das gasolinas banais variam desde 44000 kJ/kg até 46000 kJ/kg. Desta forma, constatou-se que o valor do poder calorifico pré-definido pelo LES era modesto. Foram efetuados novos testes de potência, apresentados no Anexo G, para os poderes caloríficos inferiores de: 44000 kJ/kg, 45000 kJ/kg e 46000 kJ/kg. Como seria de esperar, obtiveram-se maiores potências para poderes caloríficos mais elevados.

Os ângulos utilizados para a abertura e fecho das válvulas de admissão e escape, nesta avaliação do efeito do PCI, foram os que permitiram a obtenção da potência máxima no Capítulo 8.1, Tabela 8.1.

Tabela 8.3 - Desempenho do motor em função do tipo de combustível utilizado.

Poder Calorífico da gasolina (kJ/kg)	Taxa de compressão utilizada no motor	Potência máxima	Binário máximo
43000	10,5	209,89 kW às 9000 rpm	245,65 Nm às 7400 rpm
44000	10,5	217,15 kW às 9000 rpm	259,18 Nm às 7400 rpm
45000	10,5	222,45 kW às 9000 rpm	272,64 Nm às 7400 rpm
46000	10,5	228,57 kW às 9000 rpm	280,29 Nm às 7400 rpm

As curvas de potência e binário para a melhor situação apresentam-se na Figura 8.8.

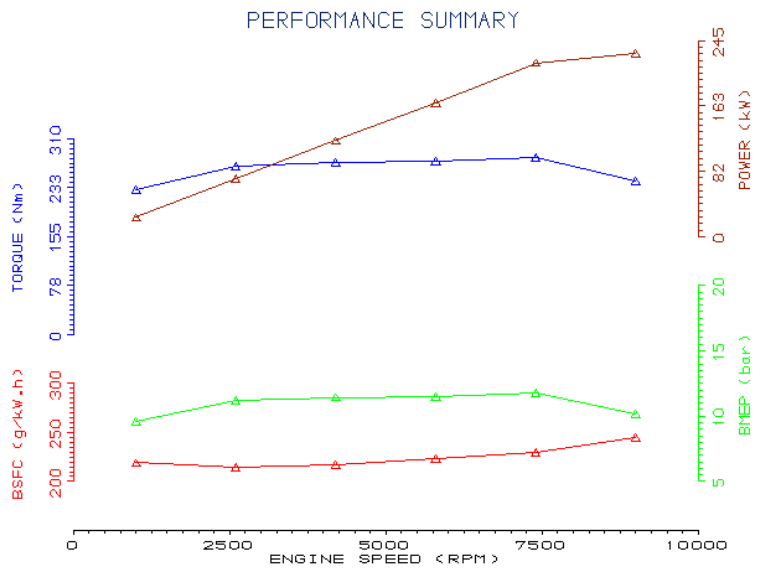


Figura 8.8 - Gráfico de desempenho do motor para gasolina com poder calorifico de 46000 kJ/kg.

8.3- Modificação do diâmetro das condutas de admissão ou escape

Como se constata pela Figura 8.8, o gráfico de desempenho do motor em termos de potência apresenta tendência de subida para velocidades de rotação com valores superiores a 9000 rpm. Tentou-se, com a alteração do diâmetro das condutas de admissão e escape, obter-se a potência máxima a velocidades de rotação mais baixas.

Numa primeira fase, diminuiu-se o diâmetro das condutas de escape de maneira a possibilitar uma melhor e maior fluência destes gases a baixas rotações do motor. Por esta razão, elaborou-se a Tabela 8.4, onde se mostra o resultado da aplicação de distintos valores para os diâmetros das condutas. De salientar que o poder calorifico da gasolina usado, foi aquele que possibilitou maiores desempenhos, tal como os ângulos adotados para abertura e fecho das válvulas de admissão e escape.

Tabela 8.4 - Tabela de desempenho do motor em função das dimensões radiais das condutas de escape.

Diâmetro das condutas de escape	Potência máxima	Binário máximo
44 mm	228,57 kW às 9000 rpm	280,29 Nm às 7400 rpm
43 mm	234,62 kW às 9000 rpm	279,28 Nm às 5800 rpm
42 mm	237,70 kW às 9000 rpm	283,19 Nm às 5800 rpm
41 mm	238,57 kW às 9000 rpm	289,64 Nm às 5800 rpm
40 mm	239,65 kW às 9000 rpm	298,73 Nm às 4200 rpm
39 mm	246,67 kW às 9000 rpm	297,61 Nm às 4200 rpm
38 mm	248 kW às 9000 rpm	296,36 Nm às 7400 rpm
37 mm	245,38 kW às 9000 rpm	298,13 Nm às 4200 rpm

Pode-se concluir através de uma análise da Tabela 8.4, e para os valores distintos de dimensão diametral, que a potência debitada pelo motor sofre grandes alterações. Tal deve-se ao facto do diâmetro igual a 44 mm ser grande demais, não se conseguindo por isso incutir boa

velocidade ao escoamento dos gases de escape. Nas dimensões posteriormente utilizadas, conseguiu-se grandes melhorias do desempenho, tendo o mesmo estagnado à volta do diâmetro 38 mm, que se considerou como ideal. Por outro lado, o diâmetro de 37 mm reduz novamente a potência disponível no motor, provocando um estrangulamento ao escoamento dos gases resultantes da combustão.

Na mesma maneira em que se diminuiu o diâmetro das condutas de escape, diminuiu-se também o diâmetro das condutas de admissão. Relembra-se que estas medidas têm como objetivo determinar a obtenção dos valores de desempenho máximos a velocidades de rotação inferiores, próximas das praticadas na realidade. Como anunciado no Capítulo 5 (subcapítulo 5.4.1), as condutas de admissão utilizadas para a construção do motor analisado apresentam diâmetro com dimensão inferior em 2 mm às de escape. Contudo de forma a garantir uma boa capacidade de ar disponível, as condutas agora a dimensionar terão 38 mm. Isto, gerou problemas no funcionamento do software LES. Apenas se conseguiu, experimentalmente, simulações sem interferências, ou erros, com dimensão diametral das condutas de admissão igual a 42 mm. As mesmas, adicionadas às alterações das secções de escape, como demonstrado pela curva de desempenho ilustrada na Figura 8.9, presente em destaque também em Anexo H, permitiu acarretar 248 kW às 9000 rpm face aos 228,57 kW obtidos anteriormente, à mesma velocidade de rotação. Desta forma, constata-se que o objetivo primordial foi conseguido, obtendo-se maiores valores de potência a velocidades de rotação menores.

De salientar, que o valores de potência máxima obtidos às 8000 rpm, fornecidos pela Porsche, foram ultrapassados nestes testes à velocidade de 9000 rpm. Para verificar se à mesma rotação, o motor dimensionado em software se encontrava igualmente competitivo, efetuaram-se novos testes até à velocidade de rotação igual a 8000 rpm. Contudo, antes de efetuar esta simulação foram ainda mudados distintos parâmetros, tratados nos subcapítulos 8.4, 8.5 e 8.6, que embora levem à determinação de potências superiores àquelas declaradas, são tidos em consideração, visto ter-se como objetivo retirar máximo desempenho da mesma base de motor.

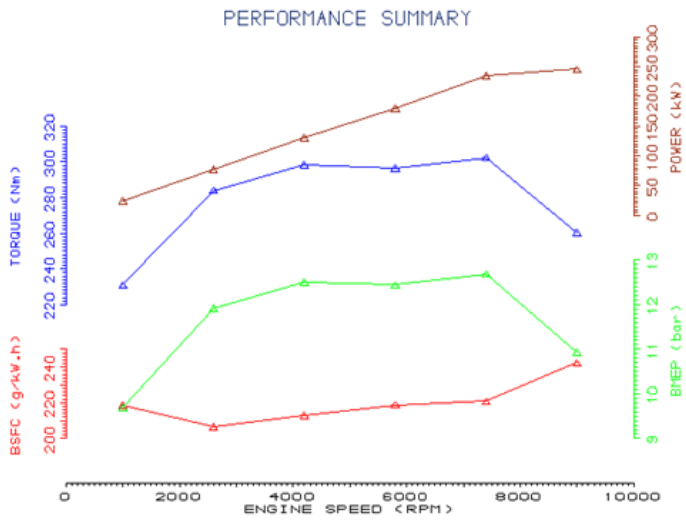


Figura 8.9 - Gráfico de desempenho obtido através da diminuição dos diâmetros das condutas de admissão e escape.

8.4- Inserção dos coletores de escape e modificação de algumas dimensões

Como já se referiu, tentou-se, no ambiente de construção do LES, replicar da melhor forma possível a configuração, geometria e dimensão de todos os componentes capazes de alterar a potência do motor. Por isto, como mostrado na Figura 5.23, o sistema de escape real e presente no Porsche RSR analisado é idêntico ao mostrado pela Figura 8.10. Aí, constata-se que não se utilizou um componente de escape fornecido pelo programa, os coletores, com o propósito de não se adicionarem perdas de carga inexistentes no sistema real. Contudo, colocou-se a hipótese da não inserção dos coletores de escape afetar a dinâmica do escoamento dos gases, condicionando assim o desempenho do motor. Desta forma, e de maneira a tentar descobrir tal particularidade existente no software, introduziram-se dois componentes deste tipo, um para cada bloco de cilindros, conforme se pode visualizar na Figura 8.10.

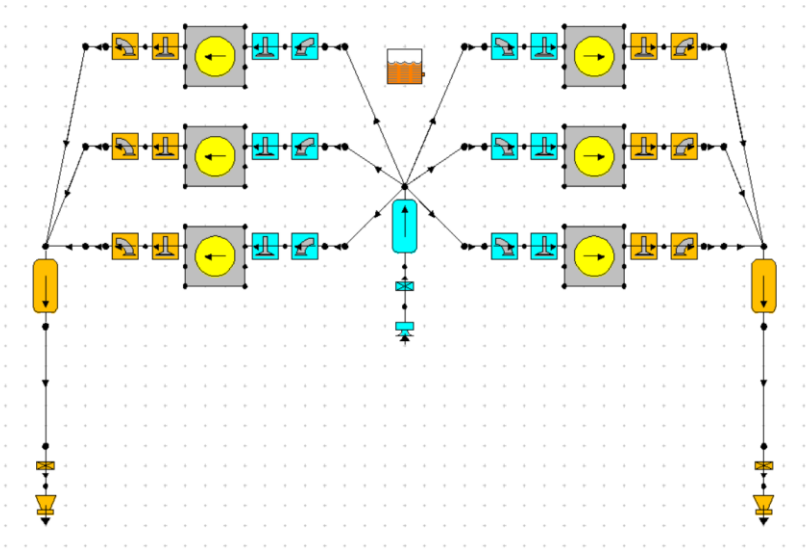


Figura 8.10 - Aspeto final do motor em ambiente de construção do software LES com os coletores de escape.

Após a adição destes dois componentes, para se compensar a grande perda de carga resultante da adição daquela já existente, às condutas antes introduzidas, a montante dos coletores, definiu-se uma dimensão longitudinal mais pequena.

A cada coletor de escape está associada uma volumetria específica estipulada pelo software. Alterou-se este valor para 1,5 L, perfazendo-se o total, nos dois componentes, de 3,0 L, igual à capacidade do motor e do coletor de admissão.

É importante referir que adição dos coletores de escape diminuiu consideravelmente o tempo das simulações feitas em software LES. Antes desta modificação, as simulações demoravam à volta de 55 minutos, enquanto que com a adição das peças, o tempo decorrente foi reduzido em cerca de 15 minutos. Com a simulação já finalizada, constatou-se um decréscimo de potência e binário, o que invalidou a continuação da introdução destes elementos.

Por outro lado, continuando com um comprimento mais pequeno das condutas de escape, o coletor de admissão, por defeito do software LES, é necessário na construção do motor para posterior concretização da sua simulação. Na verdade, como mencionado no subcapítulo 5.4, tal dispositivo é replicado pelas condutas construídas. Por esta razão, para que a perda de carga presente no escoamento do ar a entrar no motor não seja duplicada, diminuiu-se o comprimento longitudinal destas condutas. Esta alteração, ao contrário do intencionado, diminuiu o desempenho do motor. Assim, nenhuma das modificações tratadas neste subcapítulo 8.4 foram consomadas e as especificações do motor mantiveram-se fiéis àquelas adotadas no subcapítulo 8.3.

8.5- Modificação da volumetria dos coletores de admissão

Já foi referido que o coletor de admissão é imposto pelo software para possível simulação do motor construído. No caso do motor Porsche analisado, verifica-se a não existência de um coletor com volumetria fixa. Na realidade, as condutas sugam o ar atmosférico através de trompetas de admissão abertas, o que minimiza a perda de carga. Como o LES não leva em consideração o uso de trompetas de admissão, anteriormente considerou-se um coletor de admissão com 3 L de capacidade. Com objetivo de aumentar esta volumetria, mudou-se esta entidade para 5 L. Embora o aumento desta dimensão aumente a perda de carga existente, possibilita por outro lado, uma inserção mais elevada de quantidade de ar, e por consequência de combustível também. Hipoteticamente esta modificação poderia possibilitar a obtenção de uma potência ligeiramente superior e um pequeno incremento de binário. Tal não se verificou, tendo-se constatado um decréscimo da potência obtida à mesma velocidade de rotação em 3 kW, embora acompanhado por um aumento de 1 Nm de binário. Por isso, esta modificação a par das outras referidas no subcapítulo 8.4, foi ignorada.

Deixa-se ilustrado na Figura 8.11 o gráfico do desempenho do motor, fruto da modificação da volumetria dos coletores de admissão.

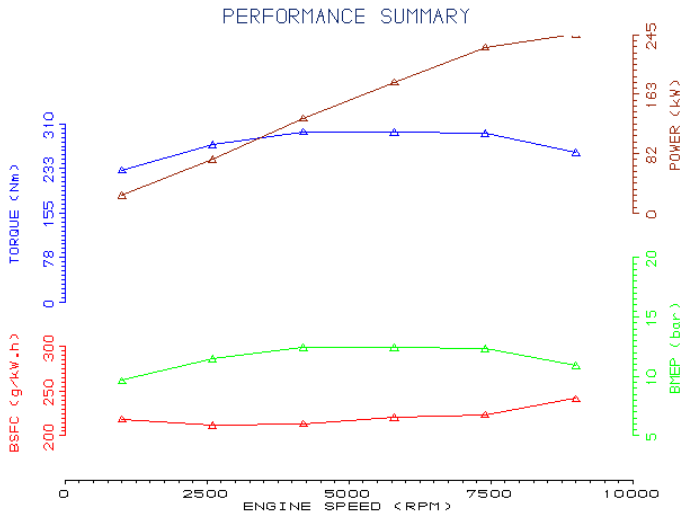


Figura 8.11 - Gráfico de desempenho obtido através da alteração da volumetria dos coletores de admissão.

8.6- Alteração das condições ambientais de teste

No Capítulo 6, foram inseridas as condições de teste a que o motor estaria sujeito na sua simulação, de acordo com as sugestões de Fialho (2017). Estas condições utilizaram-se no âmbito deste documento porque replicavam os parâmetros presentes num banco de ensaio de um motor real. Aqui utilizou-se uma temperatura de ar ambiente exterior ao motor igual a 36ºC, caraterística de climas demasiado quentes para o seu bom funcionamento.

Sabe-se que a temperatura exterior influência a performance de um motor, e que quanto menor for o seu valor, maior será a massa de ar admitida para dentro das câmaras de combustão. Este motivo prende-se com a alteração da densidade do ar, que é tanto maior quanto menor for a temperatura. É por este motivo que os turbocompressores responsáveis por aumentar a pressão do ar, e indiretamente a sua temperatura também, são muitas das vezes acompanhados por arrefecedores intermédios.

O ar a ser admitido para o motor, pelo facto de se encontrar mais frio, torna-se também mais denso, apresentando por consequência mais oxigénio por unidade de volume, possibilitando a queima de uma maior quantidade de combustível. Por esta razão, neste subcapítulo, abordam-se as condições ambientais de teste verificadas noutra simulação de motor real, efetuada no inverno na oficina VC Power sediada em Vila Real, Anexo I. As condições aqui constatadas sugeriram a modificação da temperatura de ar ambiente para 5,9 ºC, a temperatura de ar de admissão igual a 8,6 ºC, uma pressão ambiente e de admissão igual a 0,9815 bar, a pressão de saída dos gases de 1,1 bar e uma razão de equivalência de mistura igual a 1,05. Com isto e com uma humidade relativa estipulada em 30,5%, a humidade absoluta foi de 0,00215 kg/kg.

Assim, à semelhança do que aconteceu no Capítulo 6, definiram-se no ambiente de construção do software LES, recorrendo às opções “Data”, “Test Conditions” e “Steady State Conditions” aí presentes, novas condições ambientais, como ilustrado pela Figura 8.12.

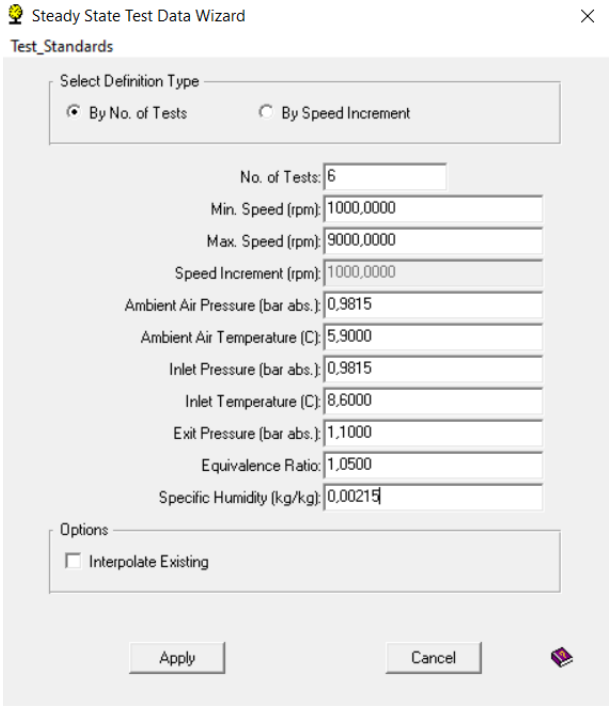


Figura 8.12 - Colocação das novas condições às quais foram feitas novas simulações.

Procedeu-se então a uma nova simulação do motor. Constatou-se que os valores de desempenho, que podem ser confirmados através do gráfico ilustrado na Figura 8.13, superaram os 232 kW (ou 315 cv) anunciados. Os novos valores para a potência e binário foram de 250,35 kW e 303,62 Nm, respetivamente.

Os testes foram efetuados até às 9000 rpm, alargando-se por isso o regime ótimo de funcionamento do motor.

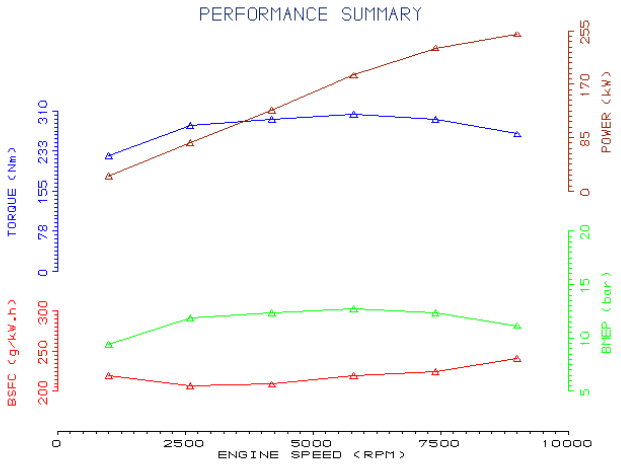


Figura 8.13 - Gráfico de desempenho obtido com as novas condições de teste.

Como é lógico, no LES, as curvas de potência não representam linhas contínuas, representativas de uma infinidade de pontos, mas sim uma interpolação efetuada com base no número de testes feito[56]. Nesta fase, em que todas as afinações foram já realizadas, de maneira a poder-se comparar os valores extrapolados pelo programa com aqueles fornecidos pela Porsche em 1974, realizou-se nova simulação até às 8000 rpm, mas a dez diferentes velocidades de rotação. Tal, possibilitou a elaboração de curvas de potência e binário mais detalhadas, Figura 8.14.

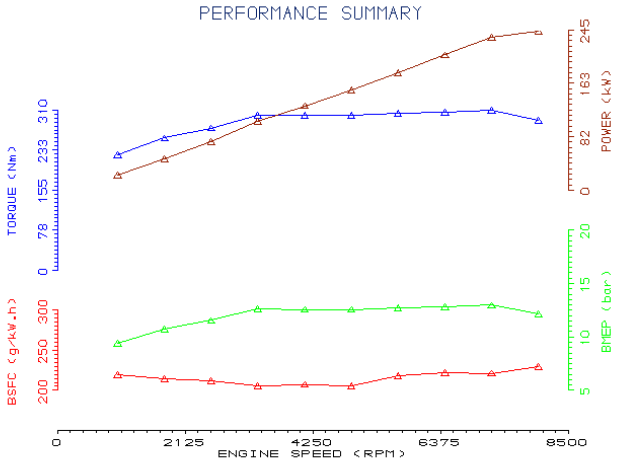


Figura 8.14 - Gráfico de desempenho final do motor naturalmente aspirado.

Verifica-se na Figura 8.14, que à velocidade concreta de 8000 rpm, a potência tem um valor de 242,73 kW enquanto que, às 6500 rpm o binário apresenta o valor de 306,17 Nm. Desta forma conclui-se que a simulação feita ao motor em ambiente computacional, através do software LES, chegou a valores próximos dos anunciados pela marca, superando em 4,63 % em termos de potência e diminuindo em 2,18 % em termos de binário estipulado, ou seja, diferenças irrelevantes em termos práticos.

[56] Neste caso para efeitos de afinação, procurou-se rápida resolução e por isso efetuou-se 6 testes.

9- Construção do motor turbo comprimido

9.1- Enquadramento geral

Como relatado na história da Porsche marcada pela presença em grandes competições automobilísticas, o turbo é um dispositivo que eleva a eficiência de um motor de combustão interna. De uma maneira simplista, o ganho de eficiência de um motor turbo comprimido face ao motor naturalmente aspirado, passa pelo aproveitamento do desperdício de energia ainda disponível e contida nos gases de escape. Este sistema de indução forçada, detalhadamente explicado atrás, ao comprimir o ar que flui para dentro do motor, permite a colocação de uma maior quantidade deste gás em cada cilindro. Uma quantidade maior de ar, significa que mais combustível possa ser adicionado, obtendo-se por consequência, conforme explícito na Expressão 8.1, mais potência térmica em cada combustão ocorrida dentro do motor.

O turbocompressor é composto por dois elementos fundamentais, a turbina e o compressor ligados entre si através de um só eixo. O dispositivo de indução[57] fica ligado ao coletor de escape do motor, aproveitando assim parte da energia dos gases de combustão, permitindo a compressão do ar de admissão do motor. O aumento da pressão, decorrente desta compressão, aumenta a densidade do ar, o que possibilita a adição de maior quantidade de combustível. Com isto, depois de se direcionar a mistura ar-combustível até às câmaras de combustão, consegue-se produzir mais trabalho a cada ciclo (Cultura Mix, 2012). Para que toda a informação exposta atrás fique completamente consolidada, apresenta-se um exemplo prático: caso o turbocompressor debite ao ar uma pressão igual a 2 atm, o motor sem qualquer tipo de alteração consegue abrigar o dobro da quantidade de ar. Deste modo para que a razão ar-combustível permaneça inalterada, deve-se encaminhar igualmente o dobro de combustível, algo que em condições ótimas de funcionamento dobrará a potência máxima disponível[58].

Conclui-se, portanto, que o turbocompressor deve encontrar-se ligado às condutas de escape, de maneira a aproveitar a energia cinética contida pelo escoamento aí presente, e deve ser conectado também às condutas de admissão, de forma a comprimir o ar a circular para dentro do motor. A turbina presente no dispositivo de indução é a responsável pela expansão e aproveitamento de energia dos gases de combustão, que por meio da transmissão através de um eixo/veio induz ao compressor a sua velocidade de rotação, capaz de comprimir o ar a entrar dentro do motor. Assim, percebe-se que a turbina é a peça constituinte do turbo ligada às condutas de escape e que o compressor deve ser conectado à admissão.

Em ambiente de construção do LES, adiciona-se o turbocompressor através da seleção do separador lateral esquerdo "Machines", clicando e arrastando o dispositivo até ao espaço partilhado pelo motor construído. De seguida, em virtude do funcionamento da peça arrastada, torna-se necessário proceder às conexões devidas, que permitem a sua montagem no motor. À semelhança do que acontece na realidade, a entrada de ar atmosférico efetua-se através do turbo, mais concretamente pelo compressor. Por isto, e olhando para a Figura 9.1, a cor caraterística do compressor é a mesma da admissão. Assim, deve-se juntar a parte a azul do dispositivo de indução a jusante do orifício de entrada de ar, e a montante do coletor e condutas de admissão. Salienta-se que a direção da saída dos gases do compressor, de forma idêntica ao que aconteceu até aqui, deve ser a mesma do escoamento do ar de admissão. Contudo, devido a limitações do

[57] Turbocompressor

[58] Na prática não se consegue dobrar a potência porque a compressão além de aumentar a pressão, aumenta também a temperatura do ar. Isto causa redução da densidade do gás e é a razão pela qual se utilizam intercoolers capazes de arrefecer esta entidade.

programa utilizado, para a montagem do turbocompressor é necessário adicionar outro coletor de admissão.

Desta maneira, de forma homóloga ao que se passa no sistema de admissão, a cor correspondente à turbina do turbocompressor é a laranja, visto que é essa a caraterística do sistema de escape. Por consequência, torna-se agora imperativo conectar a turbina às condutas e coletores de escape. Por defeito do LES, de forma irrealista ao ambiente prático e natural, para ser possível prosseguir a construção do turbo e posterior simulação do motor, é necessário colocar para além dos coletores de escape[59] já existentes, outros dois. Um insere-se a jusante do turbo enquanto que o outro se encontra a montante do mesmo. Embora tal não aconteça num motor real, o programa obriga à colocação destes coletores extra. Como é de intuir, a sua inserção é prejudicial à performance do motor pois adiciona perda de carga desnecessária. Por fim, depois dos sentidos e direções de escoamento estipulados, coloca-se, como no motor naturalmente aspirado, o dispositivo de controlo de saída de gases e o orifício pelo qual estes são expelidos para a atmosfera, Figura 9.1.

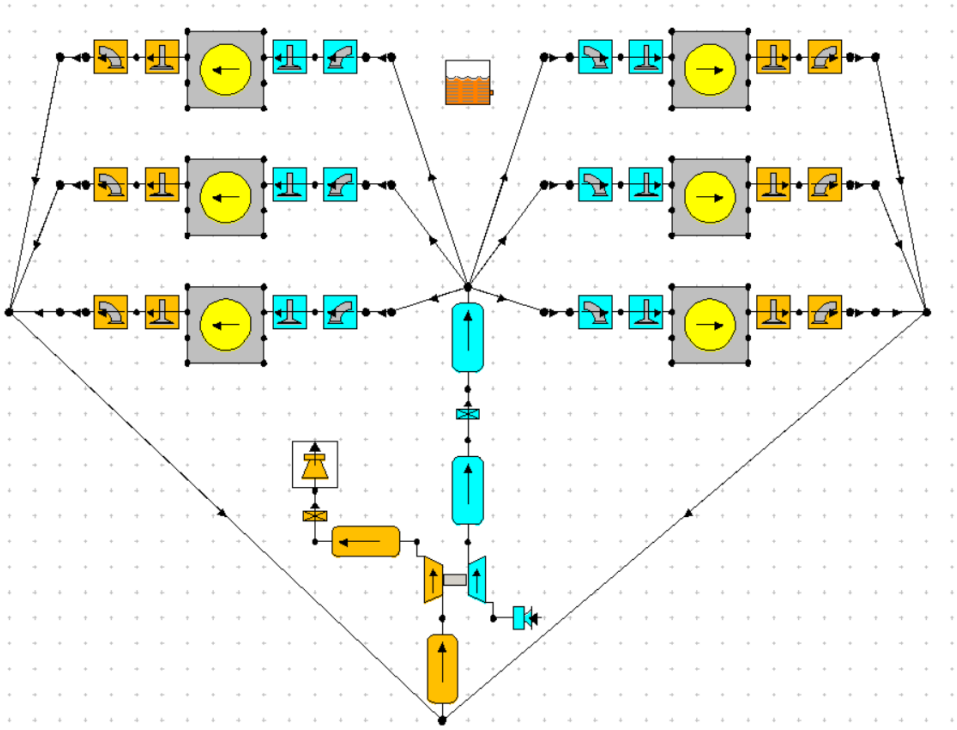


Figura 9.1 - Aspeto final da construção do motor turbo comprimido.

[59] Na construção do motor naturalmente aspirado, estes coletores são replicados através de condutas como explicado atrás.

9.2- Simulação com as especificações do turbocompressor inalteradas

Ao se adicionar o turbocompressor em ambiente de construção do LES, o dispositivo de indução forçada apresenta especificações pré-definidas, visíveis na Figura 9.2 e estipuladas pelo programa. Numa primeira fase, simulou-se o motor turbo comprimido com base nestas caraterísticas, constatando-se depois, se o LES, face às modificações impostas pela Porsche em 1976, foi capaz de proporcionar melhores ou piores desempenhos.

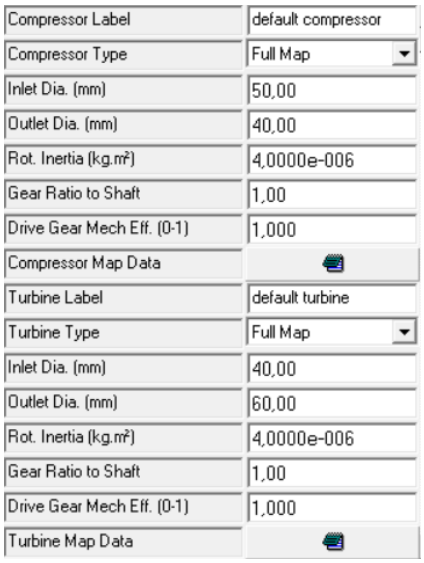


Figura 9.2 - Especificações do turbocompressor pré-definidas pelo LES.

Relembra-se que, para termos comparativos, se utiliza o Porsche 934 turbo, homólogo do primeiro modelo de estrada do 911 turbo. Com a base de 3,0 L partilhada com o RSR naturalmente aspirado já simulado, foi-lhe aplicado um turbocompressor da marca KKK[60], modelo K36[61], capaz de produzir consoante a pressão utilizada, uma potência de 362 kW a 441 kW. A este veículo, depois de diversas pesquisas online, segundo o site (ultimategarage.com, 2020), são lhe atribuídas as especificações demonstradas pela Tabela 9.1.

Tabela 9.1 - Especificações do Porsche 934 turbo de 1976 (ultimatecarpage.com, 2020).

Porsche 934 Turbo 3,0 L de 1976	
Tipo de Motor	6 cilindros opostos (180º), 4 Tempos, Otto, taxa compressão 6,5:1
Capacidade	2996 cm^3, Diâmetro e curso do cilindro: 95x70,44 mm (Bore x Stroke)
Potência e Binário	362 kW (485 cv) às 7000 rpm e 588 N.m (434 ft lbs) às 5400 rpm
Válvulas	2 válvulas por cilindro, diâmetro admissão: desconhecido, diâmetro escape: desconhecido
Bielas	Material de construção: titânio, Dimensão de centro a centro: 127,8 mm
Ignição	Ordem de ignição dos cilindros: 1-6-2-4-3-5
Aspiração	Sobrealimentado com recurso a turbocompressor com sistema de combustível de injeção mecânica

[60] KKK é sigla para Kuhnle, Koop e Kaush.

[61] Curiosamente este turbo foi também utilizado para equipar o Porsche 917.

9.2.1- Modificações a efetuar para aplicar o turbocompressor

Este subcapítulo tem como objetivo identificar se o turbocompressor mais recente e sofisticado definido pelo LES, é capaz de superar as performances anunciadas do Porsche 934 turbo.

Antes de se impor o motor turbo comprimido a simulação, foi necessário efetuar algumas modificações face ao funcionamento do motor naturalmente aspirado, das quais se destaca a alteração da taxa de compressão. Esta entidade deriva do movimento ascendente e descendente dos pistões, e representa o quociente entre o volume da câmara de combustão quando o pistão está no ponto morto inferior (PMI) e o volume correspondente quando o mesmo se situa no PMS (ponto morto superior).

$$T_c = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \tag{9.1}$$

A Expressão 9.1 é melhor consolidada depois da observação da Figura 9.3. Assim, e apelando-se à visualização desta figura, a taxa de compressão representa a razão entre a quantidade de mistura existente dentro do cilindro à esquerda, e a quantidade de mistura existente dentro do cilindro à direita desta figura. Desta forma, quando se definiu a taxa de compressão igual a 10,5 no motor naturalmente aspirado, definiu-se, consequentemente, que o volume existente no PMI era 10,5 vezes superior ao existente no PMS.

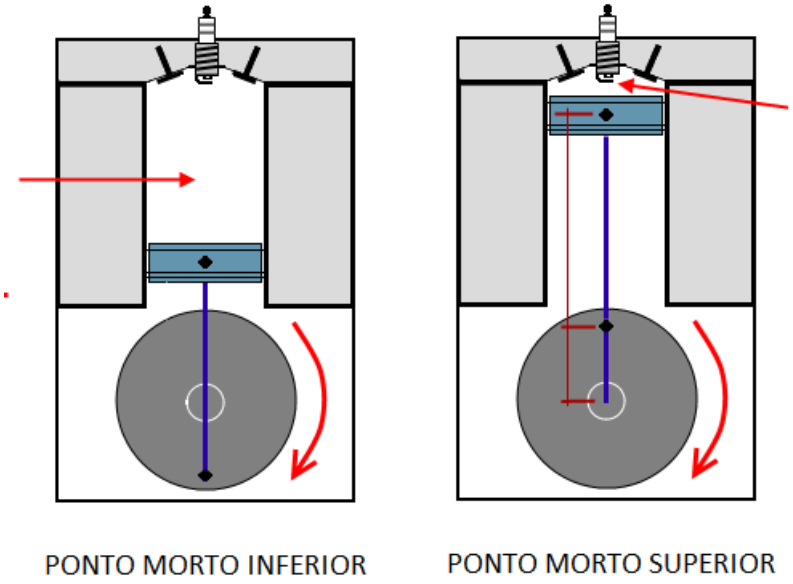


Figura 9.3 - À esquerda, volume existente no cilindro quando o pistão está no PMI, e à direita o volume correspondente quando está no PMS (Educação Automativa, 2017).

Sendo, teoricamente, o PMS representativo da posição onde se efetua a combustão da mistura e o PMI o momento onde se admite nova quantidade da mesma, percebe-se que uma maior taxa de compressão permite a inserção de maior quantidade de ar e combustível dentro do motor. Conseguindo-se por isso, a obtenção de maiores potências térmicas. Desta maneira, é fácil de intuir, que aumentar a taxa de compressão implica aumentar também, devido à interação molecular, a pressão e temperatura da mistura (Figura 9.3), aumentando-se por isso as hipóteses indesejadas de auto detonação e pré ignição, capazes de levar à danificação de alguns componentes do motor (Trava, 2017).

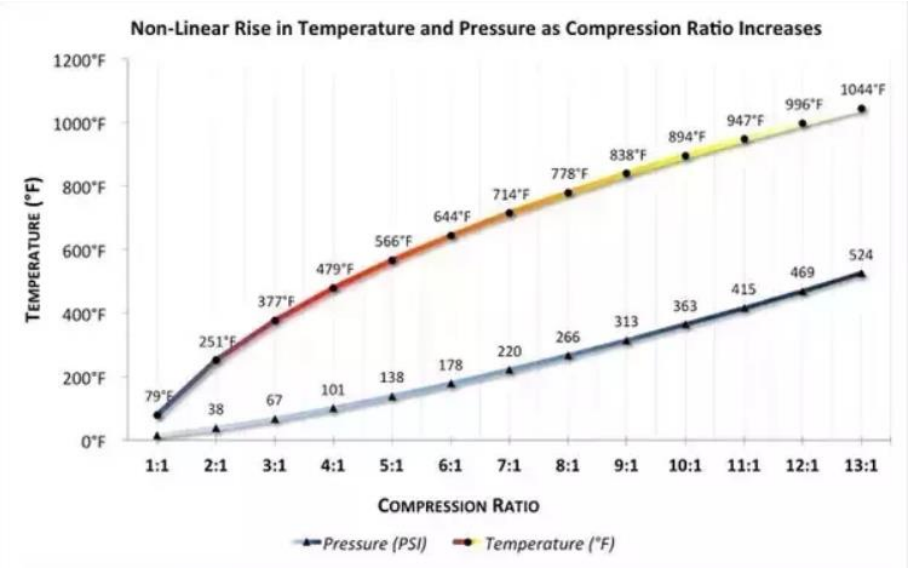


Figura 9.4 - Efeitos da taxa de compressão na temperatura e pressão existente na mistura presente dentro dos cilindros (LaFrance, 2016).

Os turbos, como já mencionado, são dispositivos capazes de aumentar a pressão e temperatura do ar de admissão. Por esta razão, nos motores turbo comprimidos existe necessidade de se aplicar taxas de compressão menos elevadas. O mesmo efetua-se porque os ganhos de pressão e temperatura proporcionados pelo turbo, para uma taxa de compressão caraterística de um motor naturalmente aspirado, muito provavelmente proporcionaria auto detonações capazes de danificar o motor. No caso particular analisado, a Porsche baixou a taxa de compressão de 10,5 até 6,5, sendo este último valor, o adotado para futuras simulações. Desta forma, em ambiente de construção do LES, selecionou-se novamente todos os cilindros do motor, modificando, como visível na Figura 9.5, o valor do parâmetro taxa de compressão.

Label	default cylinder (copied)
Bore (mm)	95,0000
Stroke (mm)	70,4000
Cyl Swept Volume (l)	0,49901
Total Swept Volume (l)	2,99406
Con-rod Length (mm)	127,80
Pin Off-Set (mm)	0,00
Compression Ratio	6,50
Clearance Volume (l)	0,090729
Phase (ATDC)	360,00

Figura 9.5 - Alteração da taxa de compressão.

Pela observação da Figura 9.1, percebeu-se que, face ao motor naturalmente aspirado antes construído, existe maiores perdas de carga na admissão e escape. Salienta-se, que embora visualmente as condutas de escape pareçam de maiores dimensões, têm exatamente o mesmo tamanho longitudinal e radial das anteriores. Foram atribuídos aos coletores de escape e admissão, inexistentes em situação real, mas necessários em ambiente computacional, volumetrias iguais a 3 L de maneira garantir-se não estrangulação do motor.

De seguida, para perceber os efeitos reais da sobrealimentação através do turbo, apesar de se desconhecer as dimensões das válvulas de admissão e escape, Tabela 9.1, adotou-se as mesmas dimensões, diâmetro e curso, das válvulas do motor naturalmente aspirado. Salienta-se que os ângulos de abertura e fecho destes dispositivos são também eles iguais àqueles que proporcionaram melhores desempenhos de motor na versão aspirada. Assim, e para as condições ambiente mais recentemente utilizadas, procedeu-se à simulação do motor turbo comprimido, verificando-se os resultados de desempenho, mais concretamente de potência, binário, através da Figura 9.6.

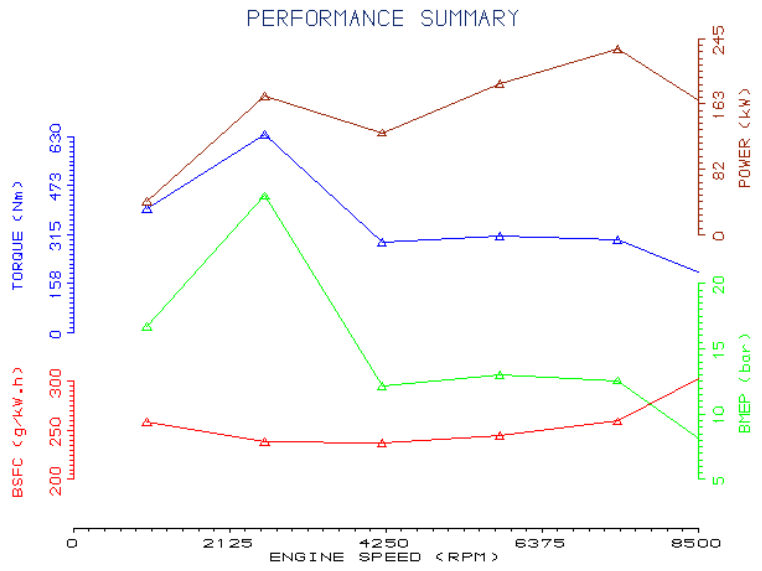


Figura 9.6 - Gráfico de desempenho do motor turbo comprimido.

Pela interpretação do gráfico da Figura 9.6, constata-se o surgimento de altos valores de potência e binário a rotações próximas de 2125 rpm, tendo-se depois na vizinhança desta velocidade de rotação, sofrido uma descida abrupta destas entidades. Este acontecimento prova que o turbocompressor pré-definido pelo software LES, não é o ideal para se utilizar neste motor, explicando-se no subcapítulo posterior, 9.3.4, as razões técnicas pelas quais isto acontece.

9.3- Turbocompressor

O turbocompressor escolhido pela marca alemã Porsche para sobrealimentar o motor do RSR analisado e equipar o 934 turbo foi o K36 da fabricante KKK. Este modelo de turbo em particular, foi também utilizado nos Porsche 917 falados em capítulos anteriores, contudo nestes modelos a sobrealimentação era efetuada com recurso a duas unidades deste dispositivo, ao passo que o 934 utilizava apenas um. Na Figura 9.7, à esquerda, ilustra-se o dispositivo de indução, e à direita, mostra-se o mesmo equipamento montado no motor.



Figura 9.7 - À esquerda o turbo KKK K36 e à direita já montado no Porsche 934 turbo (Janluehn, 2019).

Este turbocompressor, como qualquer outro de diferente marca, é caraterizado por possuir uma turbina radial e um compressor centrífugo interligados entre si através de um eixo comum. Cada uma destas peças apresenta um rotor e são delimitados por invólucros, responsáveis por direcionar o escoamento dos gases circulantes. O rotor da turbina é movido e acionado pela passagem dos gases de escape, provenientes da combustão realizada no motor, e pelo facto de se encontrar acoplado no eixo comum até ao compressor, provoca rotação neste último componente. O mesmo, a partir das suas alhetas aspira o ar atmosférico, comprimindo-o com direção à admissão do motor. Como já mencionado, esta ação é caraterística do aumento de pressão e temperatura do ar, e faz com que o mesmo aumente a sua densidade, permitindo alocação de maior mistura ar-combustível dentro dos cilindros do motor. Isto, como percetível pela Expressão 8.1, possibilita a obtenção de melhores valores de desempenho.

O rendimento dos turbocompressores depende essencialmente da forma e tamanho do compressor, turbina, rotor e seus respetivos invólucros (Bell, 1997).

9.3.1- Turbina

A turbina é a parte do turbocompressor responsável por absorver a energia contida no escoamento dos gases de escape, convertendo-a posteriormente em trabalho útil. Na maior parte das aplicações, este dispositivo induz escoamento radial, obrigando por isso a um escoamento pelo seu rotor perpendicular ao veio comum[62]. O mesmo, passa primordialmente pelo invólucro da turbina, local onde se infere a direção à qual os gases de combustão serão encaminhados. Com objetivo de tornar este processo célere, efetuam-se diminuições de secção progressivas, aumentando-se, à medida que a pressão diminui, a velocidade dos gases e, consequentemente, a sua energia cinética. A mesma, é posteriormente convertida pelo rotor em trabalho, existindo também, em simultâneo com este processo, uma conversão de energia térmica em mecânica, resultado da diminuição de temperatura dos gases aquando da passagem neste elemento.

A razão entre a pressão de entrada na turbina e a pressão de saída da mesma, aliada à diminuição de temperatura que daí advém, são os principais impulsionadores para definição das caraterísticas de desempenho deste elemento. O mesmo, prende-se pelo facto de existir, fruto dos acontecimentos atrás relatados, uma redução de entalpia dos gases de escape e que quanto maior seja o valor desta diferença, maior será também o valor de energia mecânica convertida (BorgWarner, 2013).

De maneira a que o desempenho da peça seja o pretendido, tem que se, a dimensionar geometricamente, visto que as dimensões da turbina são parte fulcral para a sua boa

[62] Veio que liga a turbina ao compressor

performance. Daqui destaca-se a razão A/R, que é uma caraterística geométrica inerente ao invólucro da turbina e que dita o quociente entre a área de secção existente, A, para a entrada de gases de escape e o valor da distância entre o eixo da conduta de alimentação e o veio do rotor, R, Figura 9.8.

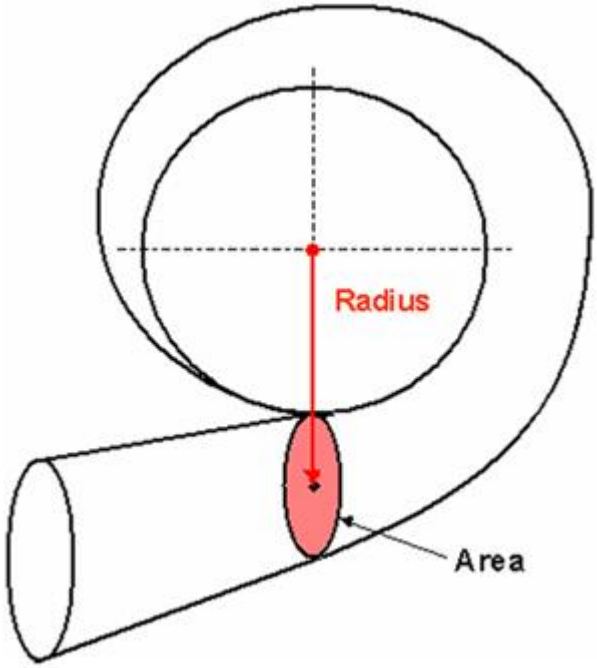


Figura 9.8 - Esquema de um esboço de uma turbina cotada (TurboWorx, 2019).

Quanto menor for A/R, para a mesma quantidade circulante de gases, menor é a capacidade volumétrica. Por consequência disto, maior será a velocidade do escoamento destes gases. Assim, consegue-se um aumento de pressão no rotor a baixas velocidades de rotação, criando no compressor uma rápida sobrepressão, capaz de atuar o turbocompressor[63] num curto intervalo de tempo. Contudo, para razões A/R de baixo valor, gera-se a altos regimes de motor, elevados consumos de combustível e elevados valores de temperatura de escape, resultantes de uma contrapressão muito elevada destes gases. Isto deve-se à grande restrição do escoamento passante pela turbina (Bell, 1997).

Em contrapartida, uma razão A/R elevada como é facilmente de prever, suscita uma maior possibilidade de escoamento de gases de combustão. Esta situação, provoca menores restrições à passagem e por isso, menores velocidades também. Desta maneira, para se movimentar o rotor da turbina, capaz de gerar pressão no compressor, é necessário existir um elevado caudal de gases, caraterístico em altos regimes de motor e grandes cilindradas. Nestes casos, e em situações de existência de caudal parcial na admissão, o efeito do atraso na resposta e funcionamento do turbocompressor agrava-se, não se conseguindo proporcionar rápidas acelerações[64] (Bell, 1997). Tal atraso na resposta e funcionamento do turbocompressor, não deve ser confundido com a inépcia do motor. Esta entidade surge quando um específico motor não apresenta regime, ou velocidades de rotação, capazes de funcionar dentro do campo de rendimento significativo e aconselhado para um dado compressor. Este campo, existente no

[63] Diminui-se assim o tempo necessário ao bom funcionamento do turbocompressor, diminuindo-se por consequência o atraso da resposta do mesmo, conceito reconhecido como "turbo lag".

[64] Nesta situação, A/R elevado, necessita-se de um grande intervalo de tempo até que o caudal dos gases de escape, sejam capazes de imprimir rotação suficiente no rotor da turbina, de forma a possibilitar formação de pressão no compressor.

mapa de curvas do compressor, deve ser um dos aspetos a analisar para se garantir um bom compromisso entre o dispositivo e o motor. Outro parâmetro a analisar é a capacidade volumétrica e finalidade do motor a sobrealimentar. É natural que motores pensados para automóveis comuns de passageiros apresentem razões A/R de turbina diferentes daqueles pensados para competição, sendo comum os construtores dos veículos de estrada utilizarem turbinas com quocientes A/R baixos, de forma a garantir boa performance a velocidades de rotação mais baixas. Com isto, consegue-se ótimas acelerações, embora se prejudique a obtenção de elevadas potências máximas. Por outro lado, naquilo que concerne à competição automóvel, são utilizadas turbinas com A/R elevadas, na medida em que os automóveis aqui existentes, apresentam regimes ideais de funcionamento a elevadas velocidades de rotação. Nestes casos, em virtude da utilização de turbinas de grande dimensão, a contrapressão dos gases de escape é diminuta, existindo por isto menores entraves à sua circulação. O mesmo provoca uma redução da sua temperatura, o que diminui a probabilidade de ocorrer autoignição e detonação (Bell, 1997).

9.3.2- Compressor

Como já foi referido no ínicio deste capítulo, esta peça constituinte do turbocompressor é centrífuga e tem como função aumentar a pressão do gás a entrar no motor. Aliado a este aumento, está o facto de a massa volúmica também aumentar. Aqui, o escoamento embora entre segundo a forma axial, executa-se radialmente, movimentado as alhetas do rotor. Estas são capazes de aspirar os gases e aumentar a sua velocidade que, posteriormente, são direcionados até ao difusor através de condutas com aumentos progressivos de secção. Estes aumentos são responsáveis por diminuir a velocidade do escoamento e aumentar a sua pressão. Relembra-se que segundo o princípio de Bernoulli, para fluídos sem viscosidade, o aumento de velocidade implica diminuição de pressão. Assim, de forma distinta ao que acontece num compressor volumétrico, cujos valores de razão de pressão e caudal são proporcionais à velocidade de rotação do seu eixo, no turbocompressor tal não se executa. Nestes dispositivos, para se aumentar a pressão segundo níveis de rendimento constantes, é necessário ocorrer aumentos significativos de caudal, conseguidos com elevadas velocidades de rotação. Assim, conclui-se que a pressão média efetiva, pme, aumenta drasticamente com a velocidade de rotação, ao passo que, para as mesmas condições de funcionamento, o aumento da pme no compressor do tipo volumétrico ocorre de forma mais progressiva, ou seja, à medida que a velocidade de rotação aumenta, a pme também aumenta na mesma medida.

Salienta-se, que para bom funcionamento do compressor e turbocompressor, alguns requisitos terão de ser satisfeitos. A definição das dimensões e caraterísticas do compressor dependem, tal como na turbina, da capacidade volumétrica do motor e da sua finalidade. O mapa de curvas de rendimento deste dispositivo deve ser alvo de análise, constatando-se o valor de caudal mássico de ar a entrar para a admissão, conforme as velocidades de rotação utilizadas. Aqui é possível concluir também, segundo os mesmos dados, a razão de pressões encontrada entre a saída e entrada de gases. A razão A/R anteriormente discutida na turbina, para o compressor apresenta pouca importância, sendo comum ignorar este parâmetro na maioria das aplicações (André,2016).

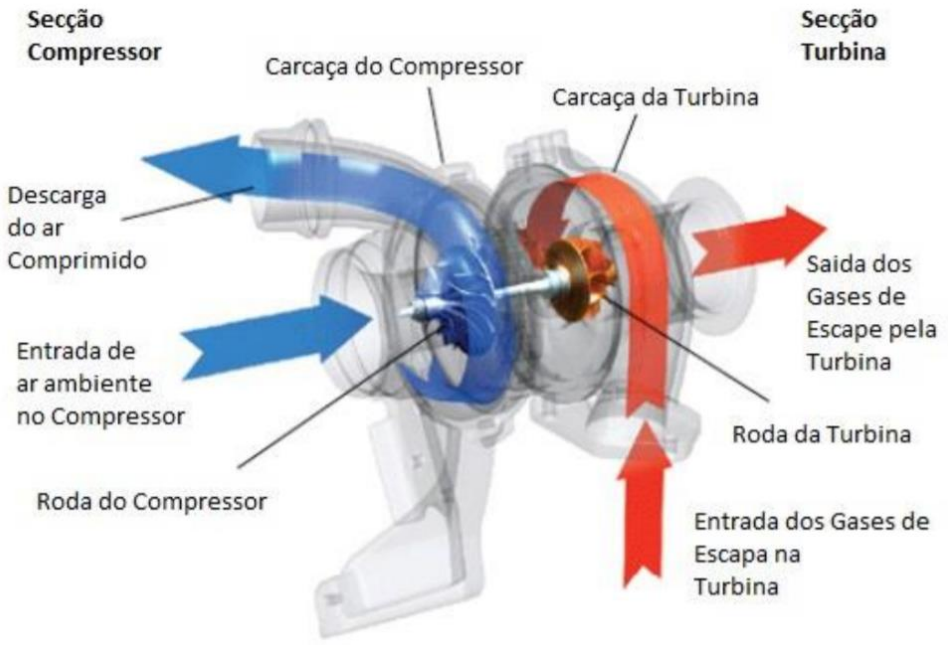


Figura 9.9 - Representação esquemática e funcionamento do turbocompressor. Fonte: Oliveira (2014).

9.3.3- Mapa do rendimento do compressor

Os mapas de desempenho dos turbocompressores são obtidos através de ensaios realizados pelos próprios fabricantes e as informações nele contidas são fundamentais para a escolha de um dispositivo adequado. Embora existam dois mapas de eficiência, referentes ao compressor e à turbina, tipicamente apenas se utiliza o caraterístico do compressor. O mesmo, dentro de ambos os mapas, é aquele que fornece as informações mais importantes e delicadas acerca do conjunto[65]. O segundo mapa, embora mais simplista, possibilita antever como se comportará o motor a regimes iniciais de funcionamento. Na maior parte das vezes, este último não é disponibilizado pelo fabricante, pelo que não se discutirá neste documento.

O mapa do compressor, por outro lado, devido à sua grande importância deve ser alvo de uma análise mais cuidada. Este, como se pode visualizar através da Figura 9.10, é circunscrito no plano cartesiano, tendo como eixo das abcissas, ou eixo horizontal, o fluxo de ar ("Mass flow axis") e como eixo das ordenadas, ou eixo vertical, a razão de pressão ("Pressure ratio").

A leitura deste mapa deve ser feita em função das ilhas representativas das condições sob as quais o compressor é mais ou menos eficiente. Para além disto, existem outros dois elementos muito importantes a considerar, que são as linhas de sufoco/engasgamento ("Choke line") e as linhas de sobrecarga ("Surge line"). Segundo André (2016), o funcionamento do compressor à esquerda da linha de sobrecarga indica a forte possibilidade de se estar a comprimir mais quantidade de gás do que aquela que o motor realmente consegue comprimir, existindo por isso retrocesso de gás. O mesmo pode também acontecer, caso ocorra fecho repentino da válvula borboleta de admissão e o compressor seja demasiado grande para as caraterísticas do motor. Por outro lado, caso o compressor funcione para a direita da linha de sufoco ou engasgamento, implica que o gás atinja velocidades próximas da do som, deixando de existir por isto compressão efetiva, independentemente do aumento da velocidade de rotação. Desta forma, conclui-se que a "choke line", ou linha de sufoco, está diretamente relacionada com a incapacidade de se promover o fluxo de ar necessário para o funcionamento

[65] Conjunto refere-se ao turbocompressor pelo que se refere também tanto à turbina como ao compressor.

ideal do motor. Assim, o compressor deve funcionar dentro destas duas linhas, mais concretamente à esquerda da linha de engasgamento/sufoco e à direita da linha de sobrecarga.

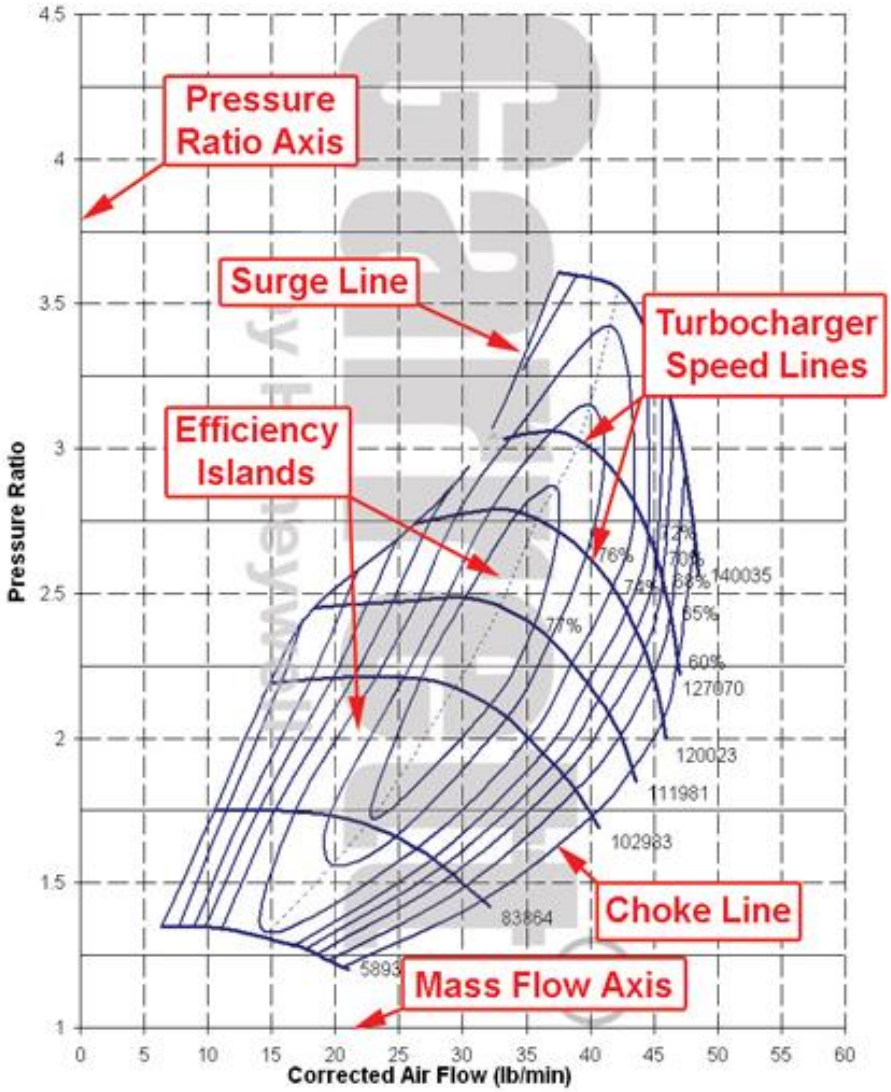


Figura 9.10 - Mapa de um compressor genérico (André, 2016).

9.3.4- Escolha do turbocompressor ideal

Para se escolher um turbocompressor adequado à modificação que se pretende efetuar, deve-se ter em conta o combustível utilizado, a cilindrada total do motor, a potência máxima desejada e a rotação à qual pretendemos obter essa mesma potência. No caso particular do documento, tem-se como comparação as especificações do turbocompressor KKK, K36. Por isto, definiu-se a potência e o binário máximos do 934 turbo de 1976. Desta maneira, o primeiro passo adotado para escolha do dispositivo de indução ideal passou por determinar a quantidade de ar, por ele, necessária injetar, explicita pela expressão 9.2 (André, 2016). Salienta-se que as expressões à frente descriminadas encontram-se expressas sob unidades do sistema internacional, SI. Contudo, pelo facto da grande parte dos mapas de rendimento dos compressores, no qual se inclui o do turbocompressor KKK K36, não estarem assim definidos, em Anexo J são realizadas todas as operações necessárias para a validação da escolha dos dispositivos de indução. Alerta-se por isto ao leitor, que a visualização deste anexo é

fundamental para a compreensão dos conceitos seguidamente falados, visto que foi aí que efetivamente se calculou todas as entidades.

$$\dot{m}_{ar} = Ce_e {}^{A}\!/_{C}\, \dot{W} \tag{9.2}$$

Onde:

- $\dot{m}_{ar}$ - Caudal de ar necessário;
- $\dot{W}$ - Potência efetiva;
- ${}^{A}\!/_{C}$ - Razão entre ar e combustível existente[66];
- Ce_e - Consumo específico de combustível[67].

Depois de todos estes dados explícitos e explicados, está-se em condições de calcular a quantidade de ar necessária para se obter a potência desejada, que é igual a 0,3978 kg/s. De seguida, depois deste valor determinado, é necessário descobrir qual o valor de pressão absoluta a utilizar no turbocompressor. A mesma é proporcional à capacidade volumétrica do motor e é expressa pela Fórmula 9.3.

$$P_{abs} = \frac{\dot{m}_{ar} R\, T_{cad} 60\, \varepsilon}{\eta_{vol} n\, V_{cil}} \tag{9.3}$$

Onde:

- $\dot{m}_{ar}$ - Fluxo de ar necessário;
- R -constante particular do ar;
- P_{abs} - Pressão absoluta;
- η_{vol} - Rendimento volumétrico[68];
- n - rotação do motor em rpm;
- V_{cil} - Cilindrada do carro em metros cúbicos
- ε - número de rotações da cambota por tempo do motor[69];
- T_{cad} - Temperatura do coletor de admissão em Kelvin[70].

A pressão absoluta calculada por meio da Expressão 9.3, de 191,02 kPa, só é igual à pressão do turbo quando se desconta o valor da pressão atmosférica, igual a 101,33 kPa. Assim, determina-se o valor de sobrepressão igual a 89,69 kPa.

Conhecidos agora os valores do fluxo de ar e da pressão absoluta, necessita-se de calcular novamente o valor de pressão em função da restrição oferecida ao escoamento pelo

[66] Esta razão expressa a quantidade de ar necessária para que uma unidade de combustível seja completamente queimada. No caso do motor em estudo este valor é igual a 12.

[67] Dado em g/kW.h

[68] Quando se efetuam as simulações, a janela de mensagens permite visualizar o rendimento volumétrico do motor. Utiliza-se o valor constatado depois de todas as afinações terem sido efetuadas, que é igual 0,98.

[69] Se igual a 2, o motor é 4 tempos, se igual a 1 o motor é 2 tempos.

[70] Esta temperatura varia, mas o valor usual para situações deste tipo é igual a 335 Kelvin.

coletor de admissão. Este valor apenas se consegue descobrir em laboratórios próprios, normalmente inacessíveis, pelo que se adota um valor de 13,8 kPa caraterístico neste tipo de aplicações.

$$P_{real} = P_{abs} + \Delta P_{col} \tag{9.4}$$

Onde:

- P_{real} - Pressão realmente necessária;
- P_{abs} - Pressão absoluta;
- ΔP_{col} - acréscimo de pressão necessário devido às restrições existentes.

Desta maneira o valor da pressão atualizada é 204,82 kPa.

Em teoria, o valor de pressão encontrado à entrada no compressor é igual ao da atmosfera, contudo devido à interferência do filtro de ar e respetivo duto existem perdas. Por isso, convencionalmente adota-se 6,90 kPa de perda em relação à atmosfera, o que implica a adoção da expressão 9.5:

$$P_{comp} = P_{amb} - \Delta P_{filtro} \tag{9.5}$$

Onde:

- P_{comp} - Pressão à entrada do compressor;
- P_{amb} - Pressão ambiente;
- ΔP_{filtro} - decréscimo de pressão devido à interferência do filtro e do seu duto.

Sabendo-se os valores da pressão real, 204,82 kPa, e da pressão à entrada no compressor, 94,43 kPa, conseguiu-se obter o valor da relação de pressão (“pressure ratio”), dado pela expressão 9.6, essencial para a escolha do turbocompressor adequado.

$$\Pi = \frac{P_{real}}{P_{comp}} = 2{,}166 \tag{9.6}$$

Em posse deste rácio, calculado com os valores obtidos no Anexo J, atendendo ao mapa de eficiência de um turbocompressor, que seja capaz de atender às necessidades de fluxo de ar, 52,624 lb/min, ou 0,3978 kg/s, com um quociente de pressão de 2,166, consegue-se interpretar se um certo dispositivo de indução é adequado ou não à utilização no motor.

Numa primeira fase, em virtude de se ter efetuado todos os cálculos com unidades especificamente pensadas a interpretações destes mapas de rendimento, Anexo J, abordou-se a possibilidade da montagem de um turbocompressor da marca Garret, modelo GT3076R, cujo mapa de eficiência do compressor é visível pela Figura 9.11. De seguida, com recurso à Figura 9.12, representativa do mapa de eficiência do compressor KKK, K36, analisou-se se a inserção do turbocompressor da marca KKK, foi correta para equipar o motor do Porsche RSR estudado. Por fim, através do ambiente de construção do LES, selecionou-se o turbocompressor e escolheu-se a opção “compressor map data”, que possibilita a análise do mapa de rendimento do compressor, de maneira a discutir então, a validade da inserção deste dispositivo.

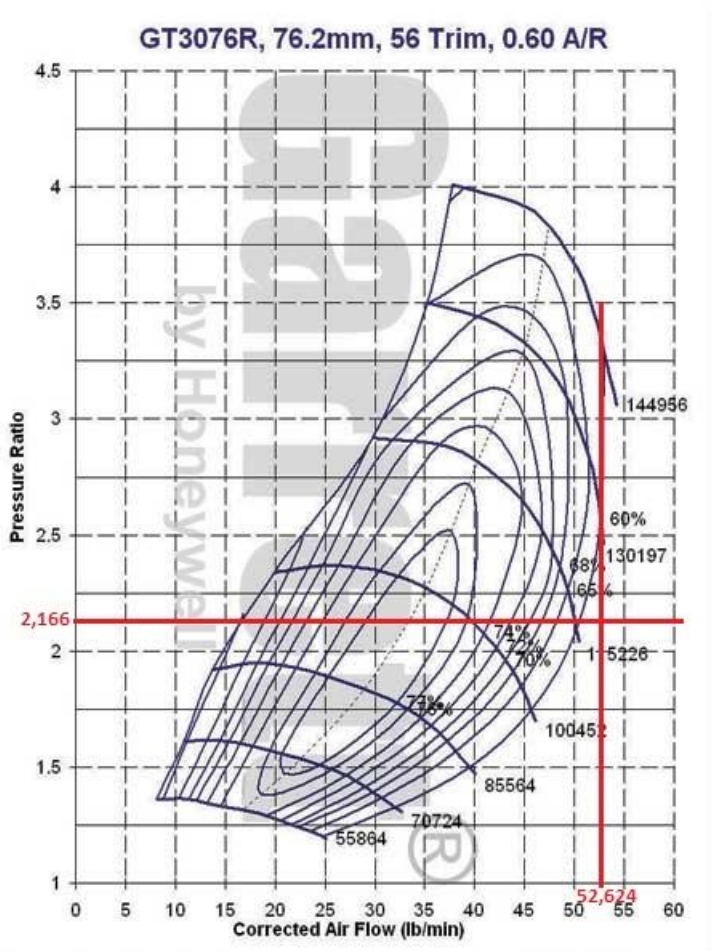


Figura 9.11 - Mapa de eficiência do compressor da marca Garret GTX3076R.

Como visível pelas marcações efetuadas a vermelho, auxiliadas pelo cruzamento de uma reta horizontal, caraterística do valor do rácio de pressão, e vertical, representativa do caudal de ar necessário, verifica-se que o ponto daí resultante, encontra-se à direita da linha de engasgamento ("Choke line"). Desta maneira, conclui-se que o turbocompressor da marca Garret não apresenta caraterísticas técnicas capazes de satisfazer o motor Porsche. De maneira mais específica, pode-se afirmar que o mesmo é pequeno demais para ser utilizado no motor de 3,0 L de cilindrada, sendo por isso incapaz de promover o fluxo de ar necessário para o objetivo pretendido (362 kW ou 485 cv).

De seguida, através da Figura 9.12, ilustrativa do mapa de rendimento do turbocompressor KKK K36, utilizado pela Porsche para sobrealimentar o motor de 3,0 L de cilindrada já ensaiado, a partir dos valores de caudal de ar e do rácio de pressão necessários, e calculados no Anexo J, traçou-se, à semelhança do que feito para o turbocompressor Garret, duas retas cuja interseção possibilita a afirmação da adequabilidade do turbocompressor em questão.

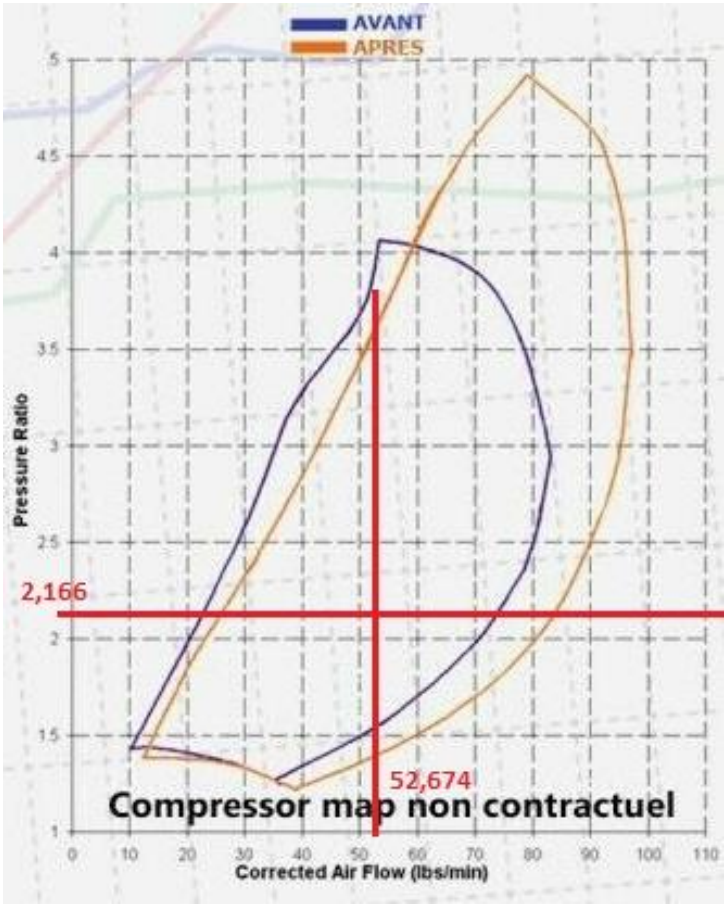


Figura 9.12 - Mapa de eficiência do compressor utilizado no KKK K36 (321-turbo, 2020).

Não foi possível devido à raridade e antiguidade do turbocompressor KKK, K36, a obtenção de um mapa de rendimento do compressor com melhores pormenores do que aquele apresentado pela Figura 9.12. Mesmo assim, aqui, percebe-se através das marcações efetuadas a vermelho, auxiliadas pelo cruzamento de uma reta horizontal, caraterística do rácio de pressão, com outra vertical representativa do fluxo de ar necessário, que o ponto por elas demarcado apresenta-se mesmo ao centro da zona enquadrada entre as linhas de sufoco/engasgamento, Choke line, e sobrecarga, Surge line. Por esta razão, constata-se que a utilização do turbocompressor escolhido pela Porsche, foi adequado ao motor cujo objetivo estipulado era gerar 362 kW. O mesmo, repetindo-se a ideia, pode-se concluir visto que o ponto resultante do cruzamento das retas a vermelho está próximo da zona central demarcada pelas linhas limite, de engasgamento e sobrecarga. Este local é o mais eficiente para o bom funcionamento do compressor, e ocorre a baixas velocidades de rotação. Isto, simboliza que o motor do RSR de 1974 sobrealimentado por este dispositivo, possibilita ao Porsche, respostas rápidas à aceleração, algo que contribui para uma boa manobralidade do veículo, fenómeno exigente pela competição automobilística.

Embora se consiga atender à adequabilidade do turbocompressor através do mapa de eficiência do compressor e dos valores do rácio de pressão e fluxo de ar necessário, por meio Expressão 9.7, calcula-se, com precisão, se o limite da linha de sobrecarga será ultrapassado em eventuais desacelerações do motor.

$$\dot{m}_{1ar} = \frac{P_{abs} E_{vol} {}^{n}\!/_{2}\, V_{cil}}{R\left(460 + T_{cad}\right)} \tag{9.7}$$

Salienta-se que a expressão 9.7 é exatamente igual à J.1, com a particularidade de se efetuar a igualdade ao caudal de ar necessário. Desta forma, não é necessário, como à semelhança do que aconteceu noutras expressões, indicar o que é cada entidade aqui envolvida. Aqui, substitui-se os valores calculados anteriormente e colocou-se a rotação à qual se obtém a potência máxima em 6000 rpm. Desta forma, estipulou-se o novo caudal de ar em 39,469 lb/min.

Ao transpor-se este valor para o mesmo mapa de eficiência do turbo KKK, agora presente na Figura 9.13, nota-se que mesmo com a queda de 2000 rpm, o limite da linha de sobrecarga permanece distante, indicando que o dispositivo é seguro para ser aplicado neste projeto.

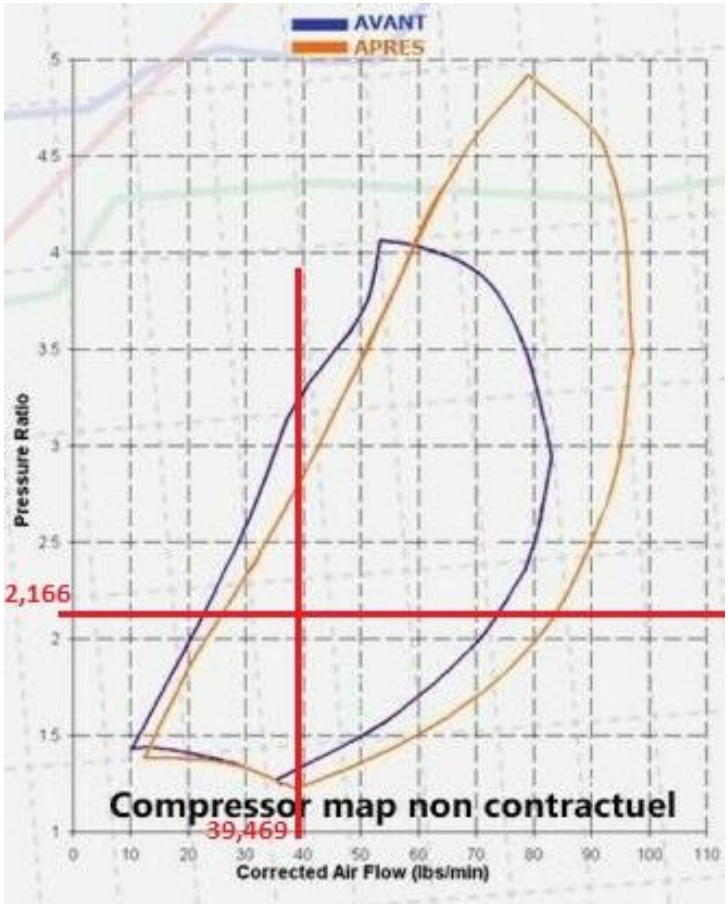


Figura 9.13 - Verificação da adequabilidade do turbocompressor KKK K36.

Por fim, utilizando, novamente, de forma exclusiva o mapa de rendimento do compressor de um determinado turbo, para aferir à cerca da sua adequabilidade num motor com determinadas pretensões de desempenho, interpretou-se se o turbocompressor escolhido de forma automática pelo LES é correto para os objetivos de potência pretendidos. Para isso, em ambiente de construção do programa, recorreu-se à opção “compressor map data”, presente na janela de informações caraterísticas do dispositivo de indução, que permitiu visualizar o mapa de rendimento do compressor, Figura 9.14.

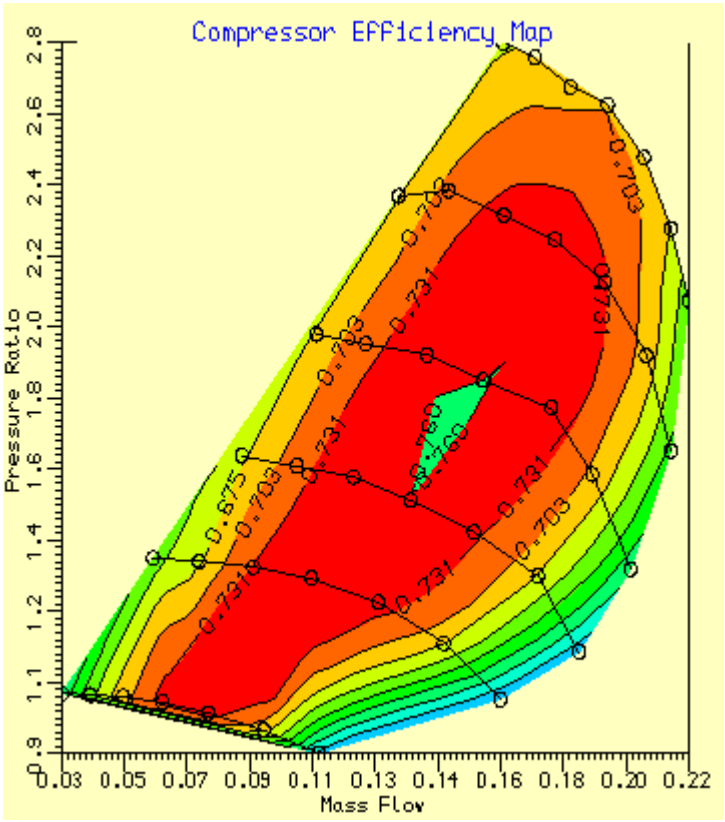


Figura 9.14 - Mapa de rendimento do compressor LES.

Ao contrário dos mapas de rendimento até agora interpretados, o eixo das abcissas caraterístico do caudal de ar é expresso em unidades SI, ou seja, em kg/s. Por isto, os resultados dos cálculos efetuados através da expressão J.1 são convertidos para estas unidades, obtendo-se assim 0,3978 kg/s. Desta maneira, visto o rácio de pressão ser unidimensional, está-se em condições de traçar, à semelhança do que aconteceu anteriormente, uma reta vertical representativa do valor do caudal de ar, e uma reta horizontal caraterística do rácio de pressão necessário. Com a interseção destas duas retas obtém-se um ponto, que em função da posição originada no gráfico, afirma acerca da adequabilidade do turbocompressor. Por interpretação da Figura 9.14, percebe-se que as ilhas centrais de rendimento do mapa são aquelas com maior valor, e por isso induzem melhor desempenho. Desta maneira, para que um turbocompressor seja ideal à montagem de um certo motor deve conseguir satisfazer as suas necessidades, e em função disso, apresentar caudais de ar e rácios de pressão que possibilitem a inserção do ponto resultante da interseção destas duas linhas, dentro de uma boa zona de rendimento. Como tal, visto necessitar-se de um caudal de ar igual a 0,3978 kg/s e de um rácio de pressão igual 2,166 para obtermos 362 kW às 8000 rpm, concluiu-se que este turbocompressor é incapaz de proporcionar tal desempenho. Embora o valor rácio de pressão permita a obtenção de bons valores de rendimento, o caudal mássico de ar é superior ao máximo permitido pelo turbocompressor. Por isto, a linha de sobrecarga é ultrapassada e o dispositivo de indução releva-se pequeno demais para se obter os valores de potência desejados. Assim percebe-se, por interpretação da Figura 9.6, que o turbo pré-definido pelo LES apenas proporcione bons resultados de potência e binário a baixas velocidades de rotação. A altas velocidades, devido à elevada quantidade de gases emitidos pelo motor, o dispositivo sofre sobre carga, sendo incapaz de lidar com a quantidade excessiva de caudal.

10-Modificações no motor RSR atendendo às regulamentações

O veículo pertencente a João Macedo Silva, como já referido, é por ele utilizado para competir no atual Campeonato Nacional de Clássicos. Por isto, quaisquer modificações efetuadas no seu veículo têm que respeitar as leis e normas caraterísticas da competição. Segundo o regulamento vigente neste campeonato[71], para a classe 2 de carros de grupo 5 ao qual se insere o Porsche analisado, é permitido segundo a alínea 6.2.2.3 c), mantendo-se intacto o bloco do motor, a modificação ou alteração da cabeça do motor e a sua sobrealimentação sob a forma de turbos ou compressores. Contudo, segundo esta mesma alínea, secção g), o sistema de alimentação, sobrealimentação e ignição do motor tem que estar comprovadamente disponível no mercado em períodos temporais anteriores a 31 de Dezembro de 1981, sendo por isso interdita a injeção eletrónica (FPAK, 2018). Desta forma e atendendo às modificações efetuadas em subcapítulos anteriores, apenas a inserção do turbocompressor com as caraterísticas daquele disponibilizado automaticamente pelo LES e o turbocompressor inadequado da marca Garret modelo GT3076R, são proibitivas à continuação do automóvel em competição. Por isto, para além de todas as modificações já efetuadas, incluiu-se a sobrealimentação com recurso ao turbocompressor da marca KKK, modelo K36, comprovadamente presente no mercado antes do ano de 1981, visto ter sido utilizado para equipar os motores dos Porsche 934 Turbo de 1976 e o 917 concorrente em CAN-AM. Assim, tendo-se já uma base sobre alimentada, para extração da máxima performance e competitividade recomendam-se as adicionais alterações:

- Alterações na cabeça do motor;
- Modificação da taxa de compressão.

10.1- Montagem do turbocompressor KKK K36

O turbocompressor genérico equipado na base de 3,0 L do Porsche RSR naturalmente aspirado, apresenta distintos campos passíveis de alteração. Os mesmos podem ser consultados em ambiente de construção do LES quando se seleciona o dispositivo de indução, através da aparição de uma janela de diálogo automática, visível na Figura 10.1.

Compressor Label	default compressor
Compressor Type	Full Map
Inlet Dia. (mm)	50,00
Outlet Dia. (mm)	40,00
Rot. Inertia (kg.m²)	4,0000e-006
Gear Ratio to Shaft	1,00
Drive Gear Mech Eff. (0-1)	1,000
Compressor Map Data	
Turbine Label	default turbine
Turbine Type	Full Map
Inlet Dia. (mm)	40,00
Outlet Dia. (mm)	60,00
Rot. Inertia (kg.m²)	4,0000e-006
Gear Ratio to Shaft	1,00
Drive Gear Mech Eff. (0-1)	1,000
Turbine Map Data	

Figura 10.1 - Especificações genéricas do turbocompressor.

[71] Disponível no site da "FPAK" e atualizado a 26/2/2018.

Neste subcapítulo, pretendeu-se transformar o turbocompressor numa réplica exata do dispositivo da marca KKK, modelo K36. Para isso, por alteração dos parâmetros pré-definidos, aproximou-se as especificações do dispositivo de indução daquelas desejadas. Clicando-se na opção "compressor map data", para além de se conseguir visualizar o mapa de rendimento do compressor, consegue-se aceder à caixa de diálogo ilustrada pela Figura 10.2.

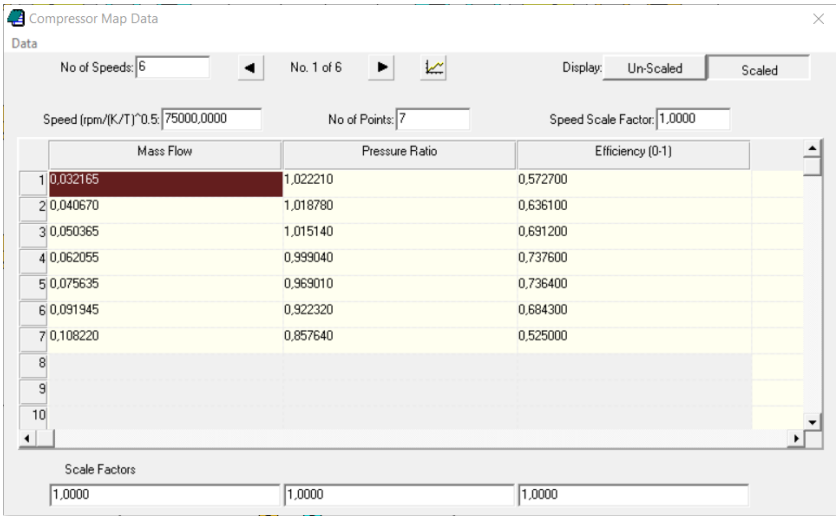


Figura 10.2 - Caixa de diálogo do mapa de rendimento do compressor.

Nesta caixa de diálogo, são apresentados diversos parâmetros capazes de alterar o desempenho do turbocompressor. Daqui destaca-se o caudal mássico de ar ("Mass Flow"), a razão de pressões entre a saída de gás comprimido e a entrada de gás aspirado ("Pressure Ratio") e o rendimento do compressor ("Efficiency (0-1)"). Por análise do mapa de rendimento do compressor KKK, K36, anteriormente ilustrado pela Figura 9.13, conseguiu-se perceber os valores máximos, mínimos e intermédios das entidades caudal de ar e razão de pressões. Nesta última caraterística, por interpretação da Figura 9.13, percebeu-se que o turbocompressor KKK, K36, é capaz de fornecer o seguinte intervalo de valores: 0,5 a 4,90. Em função destes valores de caudal mássico de ar, construiu-se um novo mapa de rendimento de compressor, igual àquele delimitado pela curva a verde presente na Figura 10.3. Neste, realça-se os limites do mapa de rendimento do compressor em questão.

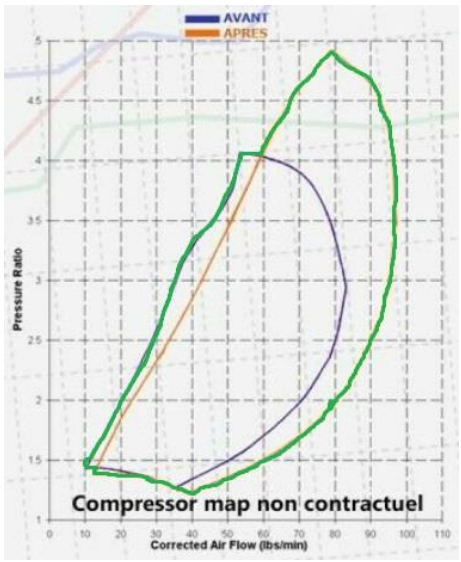


Figura 10.3 - Mapa de rendimento do compressor KKK, K36.

No LES, ainda na caixa de diálogo, estipularam-se seis velocidades distintas do rotor do compressor, das quais, a primeira velocidade apresentava as caraterísticas ilustradas na Figura 10.2. Assim, constatou-se que os 7 pontos distintos aí presentes, são caraterizados pela linha a branco representada no mapa de eficiência da Figura 10.4. Estes possuem os respetivos valores de caudal mássico, rácio de pressões e eficiência do compressor encontrados na caixa de diálogo da Figura 10.2.

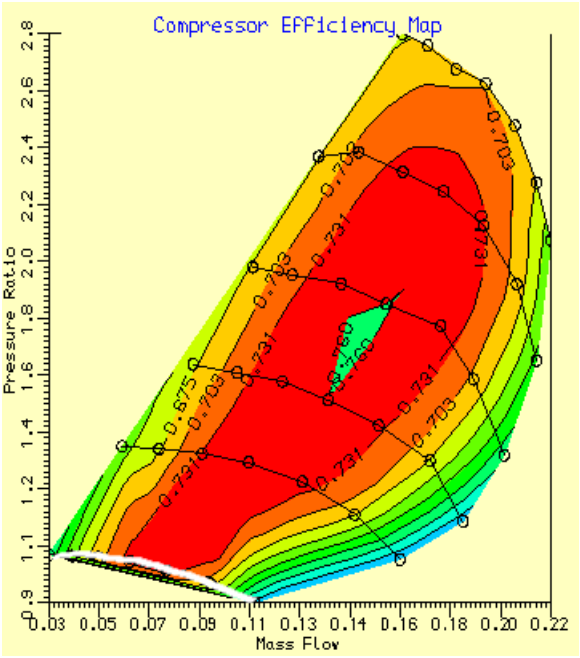


Figura 10.4 - Identificação dos parâmetros presentes na tabela da figura 10.1.2 no mapa de rendimento do compressor.

Da mesma maneira, as informações contidas à direita da Figura 10.5, representativas da segunda velocidade do rotor, são identificadas por uma linha branca no mapa de rendimento do compressor, ilustrado à esquerda da mesma figura.

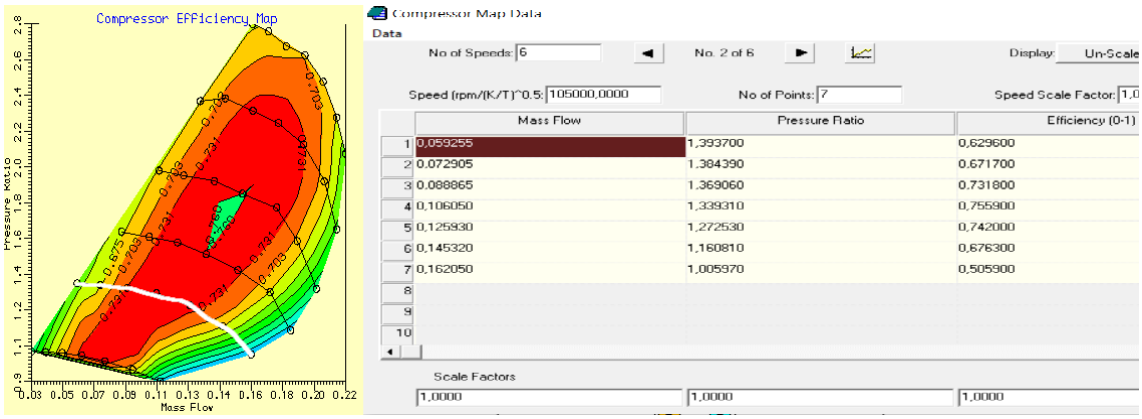


Figura 10.5 - Identificação através de uma linha branca dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda.

De maneira análoga, repetiu-se os mesmos procedimentos para as restantes quatro velocidades do rotor, das quais se identificam, igualmente no mapa de rendimento do compressor, os parâmetros caraterísticos do caudal de ar, razão de pressões e eficiência através das Figuras 10.6, 10.7, 10.8 e 10.9.

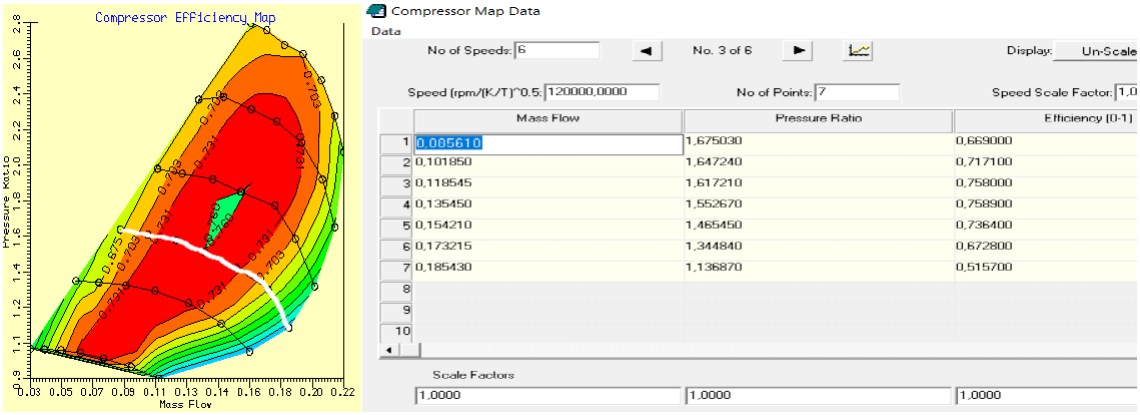


Figura 10.6 - Identificação através de uma linha branca, na terceira velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda.

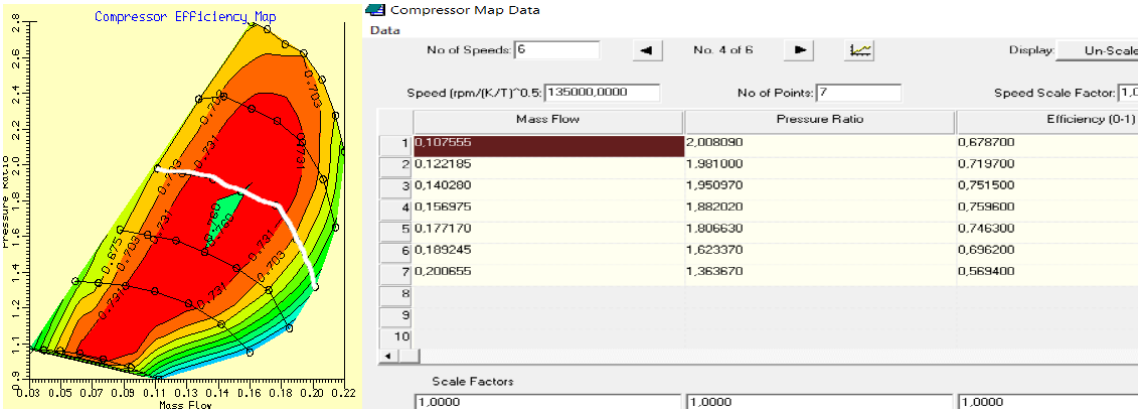


Figura 10.7 - Identificação através de uma linha branca, na quarta velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda.

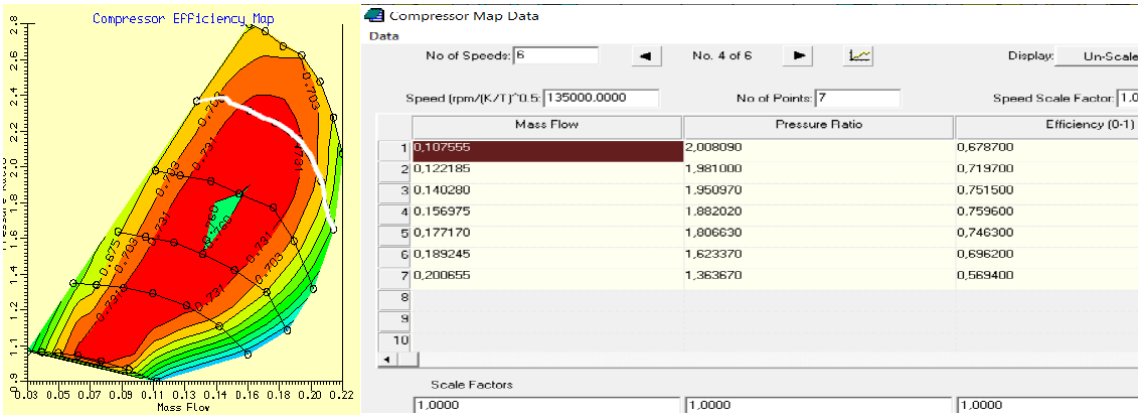


Figura 10.8 - Identificação através de uma linha branca, na quinta velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda.

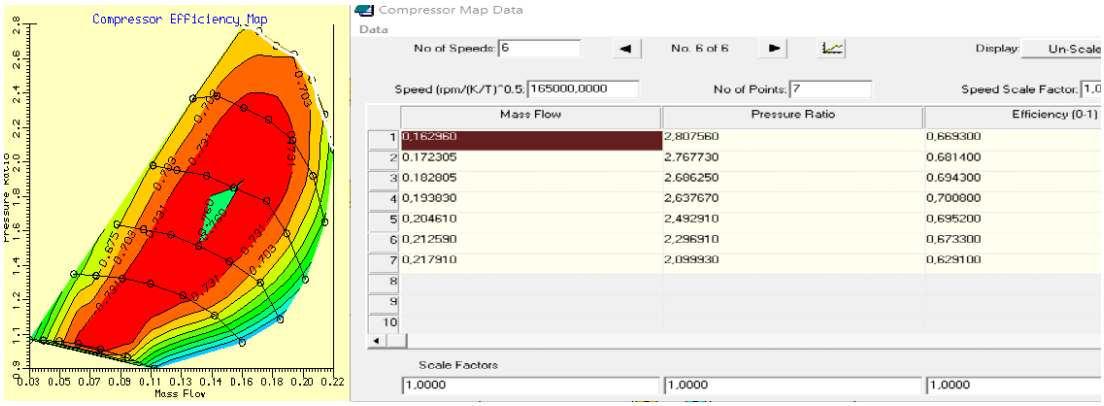


Figura 10.9 - Identificação através de uma linha branca, na sexta velocidade, dos parâmetros presentes na tabela, à direita, no mapa de rendimento do compressor posicionado à esquerda.

Assim sendo, por análise da Figura 10.3, representativa do mapa de rendimento do compressor KKK, modelo K36, e supondo a representação das ilhas de eficiência em idênticos locais àqueles encontrados num turbocompressor de dimensões semelhantes, cujo mapa se encontra ilustrado em Anexo K, procedeu-se à realização das Tabelas 10.1, 10.2, 10.3, 10.4, 10.5 e 10.6. As mesmas, demonstram a 6 velocidades de rotação distintas, e para os distintos pontos característicos, os correspondentes caudais mássicos de ar, rácio de pressões e eficiências do compressor. Em forma de complemento às tabelas, expôs-se nas Figuras 10.10, 10.11, 10.12. 10.13, 10.14 e 10.15 os esboços auxiliares, feitos no mapa de rendimento do compressor, para se determinar os diferentes valores colocados nas tabelas.

Tabela 10.1 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 1ª velocidade do rotor.

Velocidade	Ponto	Caudal mássico de ar		Rácio de pressões	Eficiência do compressor
		lb/min	kg/s		
1ª igual a 1000 rpm	1	10	0,076	1,431	0,65
	2	15	0,113	1,389	0,65
	3	20	0,151	1,389	0,65
	4	25	0,189	1,347	0,65
	5	30	0,227	1,319	0,65
	6	35	0,265	1,264	0,65
	7	39	0,295	1,208	0,65

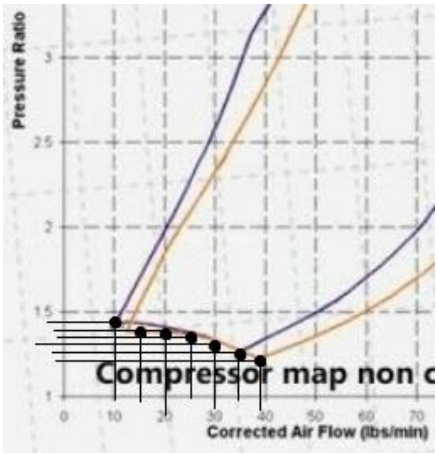


Figura 10.10 - Esboço que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.1.

De forma idêntica ao que se fez para a velocidade de rotor mais baixa, chegou-se aos valores pretendidos de caudal mássico de ar, rácio de pressões e eficiência através da interpretação do mapa de rendimento do compressor KKK, K36, agora a uma velocidade distinta e designada como número 2. Esta velocidade está caraterizada pela linha a vermelho representada no mapa de rendimento, sendo que os pontos são os marcados na Figura 10.11, a cor verde.

Tabela 10.2 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 2ª velocidade do rotor.

Velocidade	Ponto	Caudal mássico de ar		Rácio de pressões	Eficiência do compressor
		lb/min	kg/s		
2ª igual a 75000 rpm	1	20	0,151	2,028	0,650
	2	30	0,227	1,986	0,710
	3	35	0,265	1,944	0,715
	4	40	0,302	1,875	0,775
	5	45	0,340	1,847	0,780
	6	55	0,416	1,722	0,720
	7	65	0,491	1,583	0,650

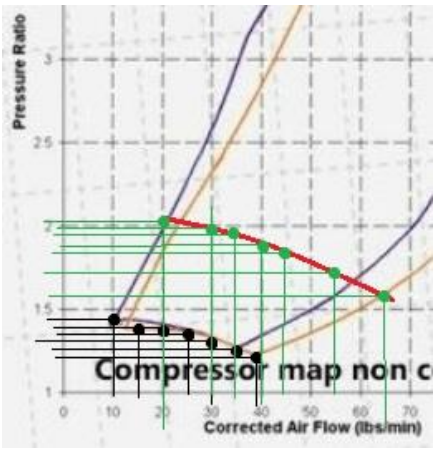


Figura 10.11 - Esboço, a verde, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.2.

Tabela 10.3 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 3ª velocidade do rotor.

Velocidade	Ponto	Caudal mássico de ar		Rácio de pressões	Eficiência do compressor
		lb/min	kg/s		
3ª igual a 105000 rpm	1	31,000	0,234	2,653	0,650
	2	40,000	0,302	2,569	0,715
	3	50,000	0,378	2,500	0,765
	4	55,000	0,416	2,431	0,770
	5	60,000	0,454	2,382	0,780
	6	70,000	0,529	2,243	0,700
	7	81,818	0,619	2,069	0,650

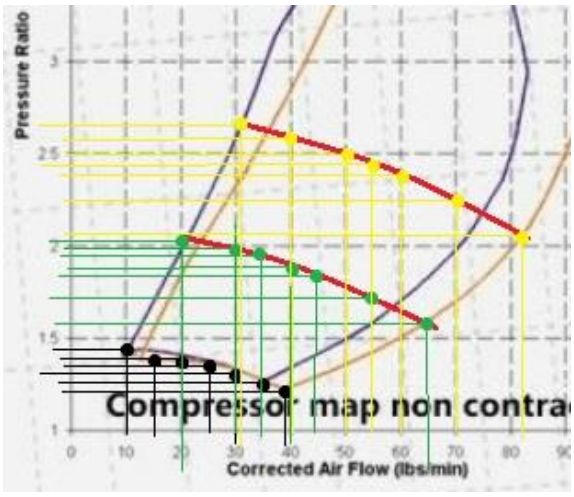


Figura 10.12 - Esboço, a amarelo, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.3.

Tabela 10.4 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 4ª velocidade do rotor.

Velocidade	Ponto	Caudal mássico de ar		Rácio de pressões	Eficiência do compressor
		lb/min	kg/s		
4ª igual a 120000 rpm	1	40,000	0,302	3,292	0,650
	2	50,000	0,378	3,208	0,735
	3	55,000	0,416	3,167	0,745
	4	65,000	0,491	3,083	0,770
	5	75,000	0,567	2,958	0,755
	6	85,000	0,643	2,806	0,690
	7	92,188	0,697	2,653	0,650

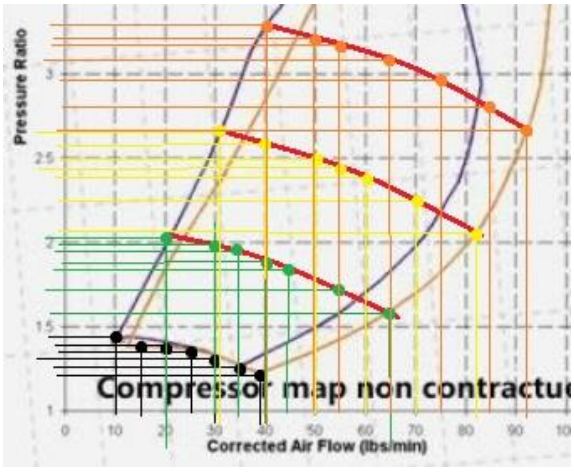


Figura 10.13 - Esboço, a laranja, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.4.

Tabela 10.5 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 5ª velocidade do rotor.

Velocidade	Ponto	Caudal mássico de ar		Rácio de pressões	Eficiência do compressor
		lb/min	kg/s		
5ª igual a 135000 rpm	1	50,636	0,383	4,069	0,650
	2	59,091	0,447	4,028	0,715
	3	65,000	0,491	4,000	0,720
	4	75,000	0,567	3,917	0,715
	5	85,000	0,643	3,750	0,690
	6	90,000	0,680	3,653	0,680
	7	96,818	0,732	3,500	0,650

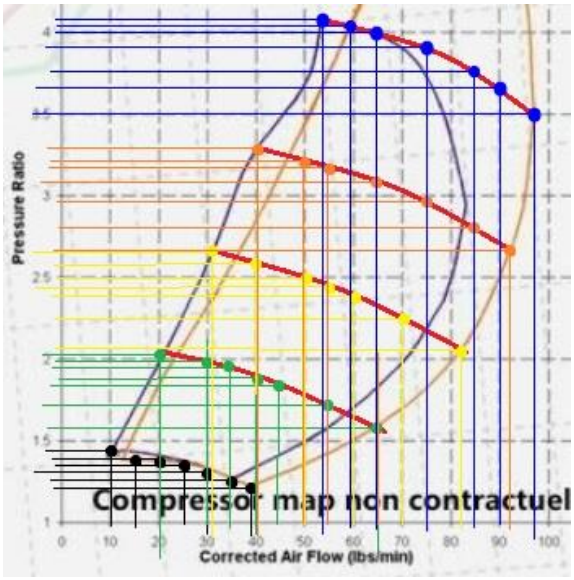


Figura 10.14 - Esboço, a azul, que permite a atribuição dos valores presentes na tabela 10.5.

Tabela 10.6 - Parâmetros a inserir na tabela do "Compressor Map Data" do software LES na 6ª velocidade do rotor.

Velocidade	Ponto	Caudal mássico de ar		Rácio de pressões	Eficiência do compressor
		lb/min	kg/s		
6ª igual a 150000 rpm	1	70,000	0,529	4,625	0,650
	2	75,000	0,567	4,611	0,660
	3	80,000	0,605	4,576	0,680
	4	85,000	0,643	4,542	0,660
	5	87,727	0,663	4,465	0,680
	6	92,188	0,697	4,403	0,655
	7	94,546	0,715	4,347	0,650

Para efeitos de melhor replicação do mapa de rendimento do compressor KKK, modelo K36, adicionou-se uma sétima e última velocidade representativa de um único ponto[72], marcado a vermelho. Este dita o limite máximo do rácio de pressões e consta na parte esquerda da Figura 10.15. Nesta é possível observar-se, à direita, o gráfico de desempenho formado automaticamente pelo LES após a introdução de todas as informações presentes nas Tabelas 10.1, 10.2, 10.3, 10.4, 10.5, 10.6 e o ponto caraterístico da sétima velocidade. Introduziu-se também nesta mesma figura, à esquerda, o mapa de rendimento original do compressor escolhido, com os esboços auxiliares, para meras comparações.

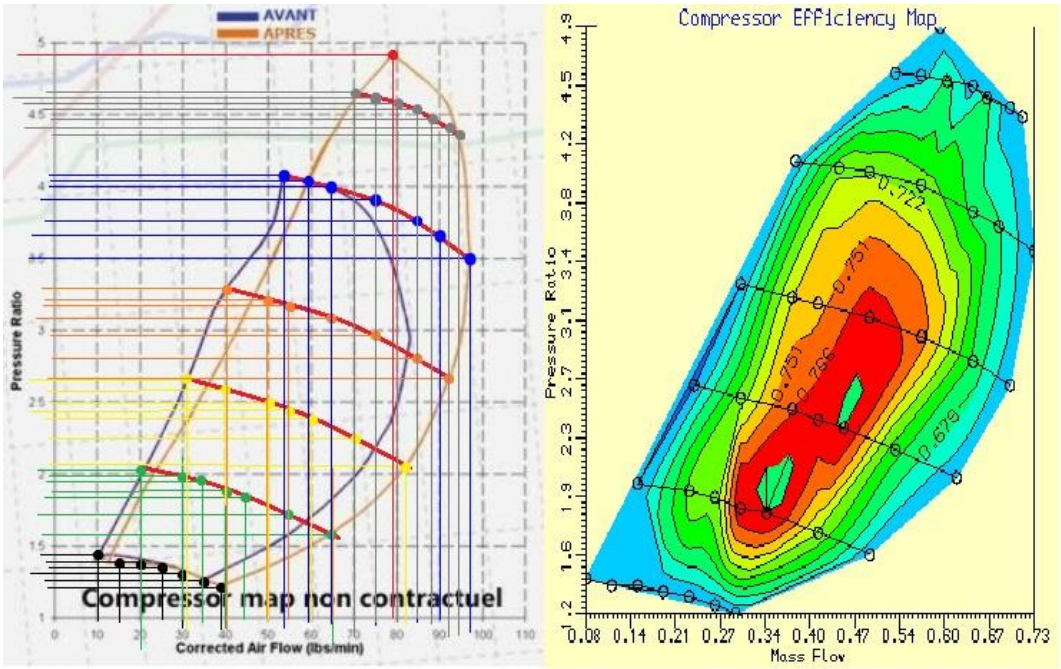


Figura 10.15 - À esquerda o mapa de rendimento original do compressor KKK, K36, e à direita aquele replicado em LES.

Ao interpretar-se a Figura 10.15, pede-se que se tenha atenção exclusiva, para meios de comparação, aos pontos representativos das sete diferentes velocidades de rotação do rotor, presentes tanto à esquerda como à direita desta figura, e que são os pontos impostos através da interpretação do esboço encontrado na mesma figura, à direita. Assim sendo, tendo-se conseguido replicar de forma semelhante o mapa de compressor original do turbocompressor KKK, modelo K36, por inerência, o software produz um mapa de rendimento da turbina igualmente semelhante ao real.

Desta forma, depois de se alterar o diâmetro do indutor e do exaustor do compressor e da turbina, respetivamente para 75,1 mm e 107,95 mm através da janela de diálogo ilustrada pela Figura 9.2, as condições de se proceder a nova simulação de motor estão reunidas (Turbo rebuild, 2020). Relembra-se, que os resultados das mesmas serão comparados com as especificações anunciadas para o Porsche 934 turbo de 1976.

Pode-se por ventura, com propósito de verificar novamente se o turbocompressor a utilizar é adequado, constatar no mapa de rendimento do compressor criado em ambiente de construção, se a zona onde o ponto resultante da interseção da linha horizontal, característica do rácio de pressão, com a linha vertical, representativa do caudal de ar, é indicada ao bom funcionamento do dispositivo de indução. O mesmo é ilustrado através da Figura 10.16.

[72] Este ponto situa-se com caudal mássico igual 78,636 lb/min, ou 0,5945 kg/s, rácio de pressões dado por 4,917 e uma eficiência de compressor de 0,65. A velocidade do compressor é de 165000 rpm.

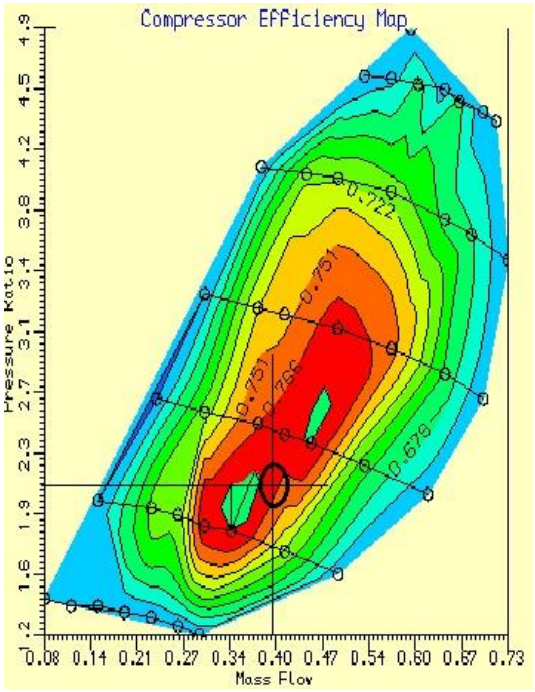


Figura 10.16 - Marcações das linhas caraterísticas do caudal e do rácio de pressão.

Como se constata pela análise da Figura 10.16, a zona resultante da interseção das retas demarcada pelo círculo a preto encontra-se na zona central do mapa, caraterística por ser a melhor zona de rendimento do compressor possível. Como se pode visualizar através dos valores acoplados a cada ilha colorida. Neste caso em concreto, a cor avermelhada é aquela que proporciona melhores desempenhos, apresentando pelo menos um valor de rendimento de compressor, igual ou superior a 0,766.

Verificando-se que existe adequabilidade entre o motor de combustão a sobrealimentar, o turbocompressor utilizado e os objetivos pretendidos, propôs-se o motor a simulação, através dos passos relatados no Capítulo 7. Salienta-se que a única alteração feita face ao motor naturalmente aspirado, anteriormente simulado, é a introdução do turbocompressor KKK, modelo K36. Desta forma, e visto o caudal de ar aumentar de forma significativa devido ao modo de funcionamento do dispositivo de indução forçada, existe probabilidade de se ter de alterar o diâmetro das condutas, de forma ao motor não sofrer do fenómeno engasgamento ou sufoco. O mesmo verificou-se através das curvas de desempenho obtidas, e ilustradas pela Figura 10.17. Se nas mesmas existir descidas abruptas de potência ou binário, seguidas de um aumento posterior destas mesmas entidades, existiu, consequentemente, sufoco ou engasgamento por parte do motor.

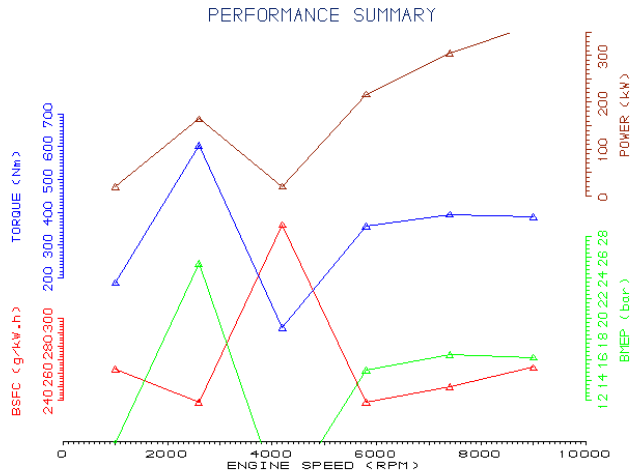


Figura 10.17 - Curva de desempenho obtida através da adição do turbocompressor.

Como era de prever, pela interpretação da Figura 10.17, percebeu-se que em torno da velocidade de rotação igual a 4200 rpm, pelas razões já apresentadas, o motor sofre do fenómeno de engasgamento ou sufoco. Tal pode-se comprovar através da definição imposta no subcapítulo 5.4.1.1, rendimento volumétrico. Relembra-se que esta entidade é a razão de ar que efetivamente entra no cilindro e a quantidade de ar que o mesmo consegue abrigar quando está totalmente preenchido nas condições de pressão e temperatura exteriores ao motor. No caso particular da simulação número 3, efetuada a esta velocidade de rotação, constatou-se, através da opção "Lotus Simulation Solver Control" e "Job Status" presentes em ambiente de construção do LES, que o rendimento volumétrico presente em todos os cilindros do motor é muito baixo, apresentado valores à volta de 22 %, Figura 10.18.



Figura 10.18 - Rendimento volumétrico encontrado no cilindro 6 do motor à velocidade de 4200 rpm.

Segundo (Santos, 2019), para o mesmo regime de motor, os fatores que mais influenciam o rendimento volumétrico de um motor são:

- Densidade do fluído;
- O desenho e dimensão das condutas de admissão e escape;
- Os avanços e atrasos feitos à abertura e fecho das válvulas.

A alta temperatura do coletor de admissão e dos cilindros pertencentes ao motor cedem calor à mistura ar-combustível aí circulante. Este fenómeno, diminui a densidade do ar e por consequência o rendimento volumétrico do motor. Contudo, pela razão de se pretender construir um motor sobrealimentado, devido às razões explícitas no subcapítulo 9.2.1, a taxa de compressão, face ao mesmo motor naturalmente aspirado, foi diminuída. O mesmo, por causa da interação molecar, equipara-se a diminuir a temperatura da mistura, algo que aumenta consequentemente a sua densidade. A acrescentar a isto, e em proporções de maior escala, tem-se o efeito do turbocompressor na densidade do ar. O mesmo, em virtude de proporcionar pressões de escoamento superiores, aumenta a densidade do ar a injetar para dentro dos cilindros, conseguindo-se assim face à base naturalmente aspirada, melhores valores de rendimento volumétrico. Por todas estas razões, percebeu-se que esta não é a causa para a diminuição de performance presente às 4200 rpm, pelo que, restou analisar as distintas possibilidades.

Sabe-se que os avanços e atrasos à abertura ou fecho das válvulas são os principais influenciadores do tempo decorrido na admissão e escape. Por outro lado, como explícito no subcapítulo 8.1, uma boa abordagem dinâmica das válvulas, consegue gerar bons enchimentos dos cilindros, capazes de proporcionar melhores rendimentos volumétricos e desempenhos de motor. Com esta abordagem pretende-se, a par do bom enchimento, que os gases de escape sejam rapidamente expulsos do interior do motor, deixando lugar vago à entrada de nova mistura possuidora de maior energia química. Assim, aliado ao facto de a disposição, dimensão e geometria das câmaras de combustão ser a mesma, os ângulos que no subcapítulo 8.1 proporcionaram maiores valores de potência serão à partida os mesmos que possibilitarão igualmente, após esta modificação, melhores desempenhos.

Desta maneira, percebeu-se que o resultado do insucesso provocado à velocidade de rotação igual a 4200 rpm muito provavelmente é resolvido através da alteração do desenho e dimensão das condutas de admissão e escape. Visto que a introdução do turbocompressor, pouco altera o aspeto visual destas condutas, deu-se maior importância às dimensões das mesmas. Dentro destas, em nada se alterou a dimensão longitudinal, e com a alteração exclusiva dos seus diâmetros, tentou-se contrariar o efeito de sufoco ou engasgamento do motor. Assim, aumentou-se em 3 mm a secção diametral final das condutas de admissão e diminuiu-se em 1 mm o diâmetro dos coletores de escape. Por fim, na secção das condutas a montante do turbocompressor, reduziu-se em 2,5 mm o seu raio. Estas modificações têm como objetivo, respetivamente, aumentar a quantidade de ar a entrar no motor e promover uma rápida circulação dos gases de escape[73]. Estas, podem ser comprovadas pelas Figuras 10.19, 10.20 e 10.21, e a sua execução passou por alterar em ambiente de construção do LES, as especificações caraterísticas a cada componente relatado, clicando para isso, com o rato, neles mesmos.

[73] Isto para além de possibilitar melhores rendimentos volumétricos, proporciona também melhores condições ao bom funcionamento do turbocompressor.

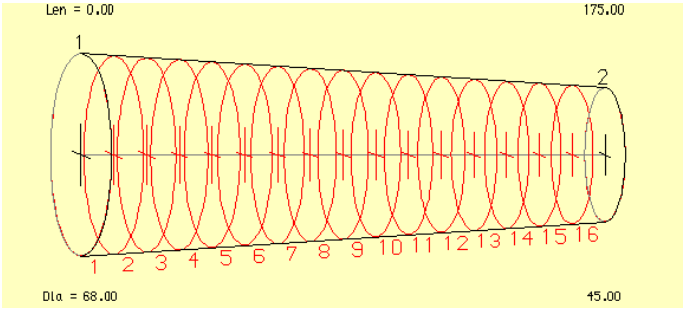


Figura 10.19 - Modificação das dimensões diametrais das condutas de admissão.

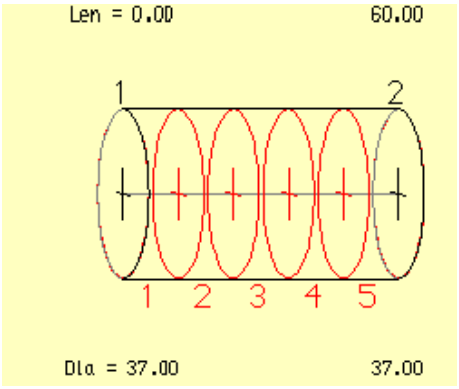


Figura 10.20 - Modificação do diâmetro dos coletores de escape.

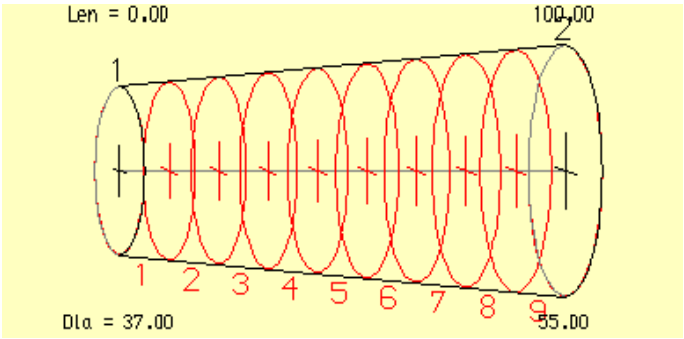


Figura 10.21 - Modificação da secção das condutas a montante do turbocompressor.

Por outro lado, com intuito de capacitar obtenções de valores de desempenho proporcionais ao regime do motor, adotaram-se 80 % das dimensões radiais das válvulas de escape e admissão. Assim sendo, e estando consomadas todas estas alterações. procedeu-se a nova simulação do motor cujo resultado final é ilustrado pela Figura 10.22.

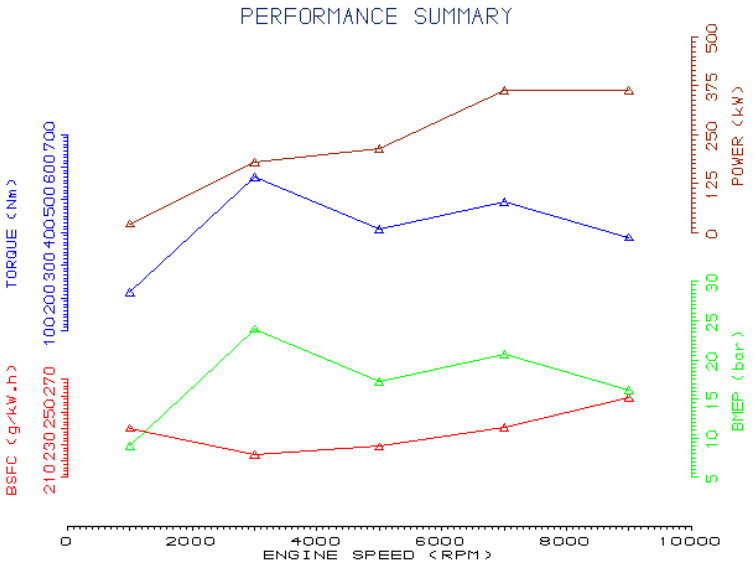


Figura 10.22- Gráfico de desempenho obtido depois de consomadas as alterações relatadas.

Por interpretação da Figura 10.22, constatou-se que os valores desejados para a potência e binário foram ultrapassados pelos obtidos nesta curva de desempenho. Além disso, face à simulação anterior ilustrada pela Figura 10.17, reparou-se que o diagnóstico de sufoco ou engasgamento verificado na periferia das 4200 rpm encontra-se inativo. Contudo, aludindo a uma segunda análise da curva de potência caraterística da Figura 10.22, verificou-se que à velocidade de rotação mencionada, apesar de não existirem quebras, o declive de aumento desta entidade não é tão acentuado quanto o pretendido. Por isto, procedeu-se a novas alterações nos diâmetros das condutas de escape e admissão das quais se destacam, o aumento da secção inicial das condutas de admissão para 68,5 mm, a diminuição do diâmetro dos coletores de escape para 36,5 mm e para 54 mm na parte seccional final das condutas, a montante do turbocompressor. Após estas modificações, constatou-se um acréscimo de potência a altos e médios regimes estabilizando-se a potência máxima, igual a 376 kW durante o intervalo de velocidades de rotação, 7500 a 9000 rpm. Sublinha-se que este motor é exclusivamente pensado para competição, pelo que, o regime ideal de funcionamento de um motor, em prova, é próximo do máximo e que a obtenção da máxima potência, sendo ela linear, perto destes intervalos de velocidade é benéfica ao utilizador. Por outro lado, verificou-se através da Figura 10.23, que o declive de aumento de toda a curva de potência é semelhante, transformando-a, visualmente, próxima de ser mais “redondinha”.

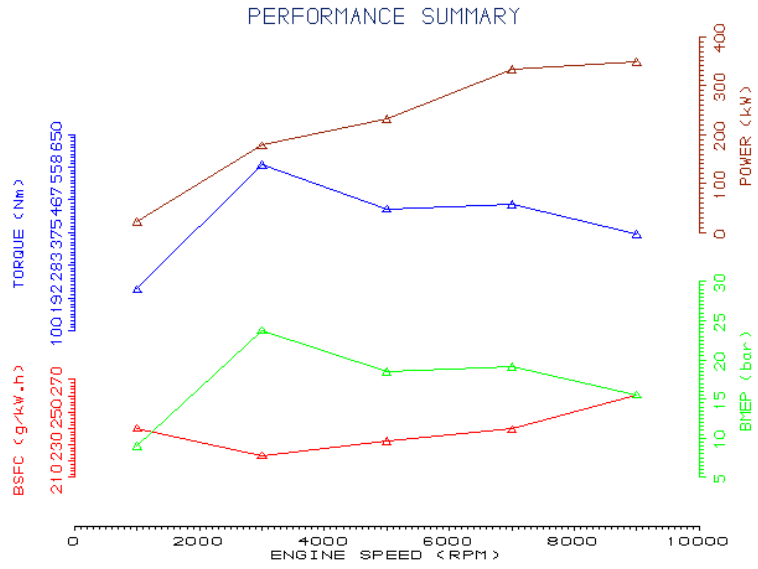


Figura 10.23 - Gráfico de desempenho do motor turbo comprimido final.

Relembra-se que para termos comparativos procedeu-se à escolha do dispositivo de indução forçada utilizado pela Porsche em 1976, no mesmo motor de 3,0 L de cilindrada. De maneira a se replicar da melhor forma possível, os efeitos advindos desta sobre alimentação, copiou-se fielmente os dados técnicos presentes no mapa de rendimento do compressor KKK, modelo K36. Pelo facto, como mencionado em linhas anteriores, de a Porsche ter feito uso, em 1976, de um turbocompressor exatamente igual, tal alteração a respeito dos regulamentos impostos pelo Campeonato Nacional de Clássicos é válida. Por isto, e segundo as especificações publicamente divulgadas pela marca alemã acerca do 934 turbo, constatou-se que tal modificação é realmente capaz de produzir, ou até superar, os valores de potência e binário descritos na Tabela 9.1.

Como é de intuir, face ao motor naturalmente aspirado presente no automóvel de interesse a este documento, apenas um acréscimo de potência e binário interessava. Assim, para além da sobrealimentação ser válida e viável, atendendo aos valores produzidos na simulação da Figura 10.23, o resultado agrada a João Macedo Silva.

Salienta-se, que comparativamente ao motor do 934 turbo desenvolvido no século passado pela marca alemã, conseguiu-se acrescentar em 3,87 % o valor de potência[74] apesar de o binário[75] obtido ter diminuído em 4,76 %.

[74] A potência caraterística da simulação é de 376 kW enquanto que a do 934 turbo se situa em 362 kW.

[75] O binário inerente ao modelo turbo de 1976 é de 588 Nm enquanto que o da simulação se situa em 560 Nm.

10.2- Alterações na cabeça do motor

As modificações a efetuar na cabeça do motor do Porsche RSR de 1974 do João Macedo Silva passam pela inserção de duas válvulas adicionais por cilindro, perfazendo-se assim quatro válvulas por cilindro, por desbaste de material nas condutas (porting), polimento (polishing) e enrugamento (dimpling).

10.2.1- Quatro válvulas por cilindro

Como se afirma no subcapítulo 5.4.2, as válvulas presentes num motor de combustão interna permitem ou bloqueiam a entrada e saída de gases para dentro dos cilindros. Por isto, é necessário por cada elemento deste tipo, no mínimo uma válvula de admissão e uma válvula de escape. No sentido de se aumentar o desempenho do motor, permitindo mais e melhor fluência dos gases, recorre-se à utilização de sistemas multiválvulas. Historicamente, a marca alemã Porsche só recorreu a este tipo de sistemas em 1998 com o lançamento do 911 996[76], utilizando quatro válvulas por cilindro, duas de admissão e outras duas de escape, continuando atualmente, na versão mais moderna do 911 até à data, 911 992, a fazer uso deste sistema. Contudo na década de setenta, vários automóveis de estrada já possuíam nos seus motores sistemas multiválvulas, especificamente quatro válvulas por cilindro, dos quais se destacam Ford Escort RS 1600 comercializado entre 1970 e 1974 e Triumph Dolomite Sprint vendido do ano 1973 até ao ano 1980. Prova que justifica esta modificação à luz dos regulamentos impostos (Wikipedia, 2020).

Sabe-se, que embora a utilização de duas válvulas por cilindro permita utilizar dimensões radiais superiores, devido à inércia das próprias válvulas que interferem com a ação da sua abertura e fecho, recorre-se à utilização de um maior número destes componentes, mesmo de dimensões inferiores. Desta forma, consegue-se distribuir a injeção e escape da mistura de maneira mais eficaz, contrariando assim o efeito de estrangulamento ou falta de ar sentido pelo motor, quando atinge elevadas velocidades de rotação.

Como visível na Figura 5.14, a opção c) é o formato de câmara de combustão utilizado de forma mais frequente para se albergar quatro válvulas por cilindro e se consolidar esta modificação. Tendo-se em conta uma geometria de cabeça de válvula circular, e um formato de câmara de combustão exemplificado na Figura 5.14, opção c) em telhado, os valores aceitáveis para o diâmetro das válvulas de admissão e escape variam, como se pode constatar na Tabela 5.2, entre 0,35D a 0,37D para as de admissão e 0,28D a 0,32D para as de escape. O D representa o valor do diâmetro de cada cilindro. Assim, visto que esta informação é disponibilizada pelo autor Heywood (1988) para motores típicos de veículos de passageiros, adotam-se os valores iguais aos máximos dos intervalos, tanto para o escape como para a admissão, pois se está a desenvolver um motor pensado exclusivamente em competição, pelo que, se pretende obter melhores rendimentos do que aqueles existentes num veículo vulgar.

Assim sendo, recorrendo ao ambiente de construção do LES e carregando-se nos ícones representativos das sedes de válvulas de admissão e escape alterou-se o seu número, por cada cilindro existente, passante de 1 para 2, como visível na Figura 10.24. De seguida, utilizando os mesmos ícones, modificaram-se as dimensões radiais destes componentes, utilizando-se 0,37D, ou 35,150 mm, para as válvulas de admissão e 0,32D, ou 30,4 mm, para as válvulas de escape, como visível na Figura 10.25.

[76] Este Porsche 911 para além de ser o primeiro a apresentar 24 válvulas no total era simultaneamente o pioneiro do modelo na utilização de refrigeração a água.

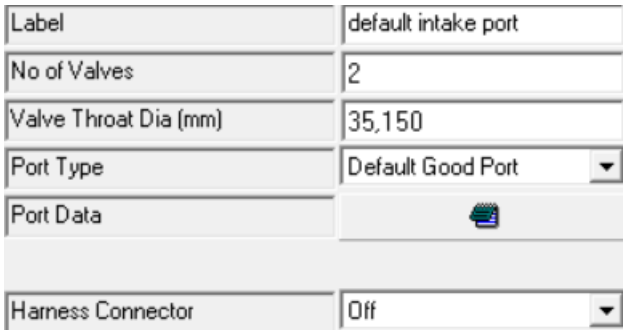


Figura 10.24 - Alteração do número e dimensão radial das válvulas de admissão.

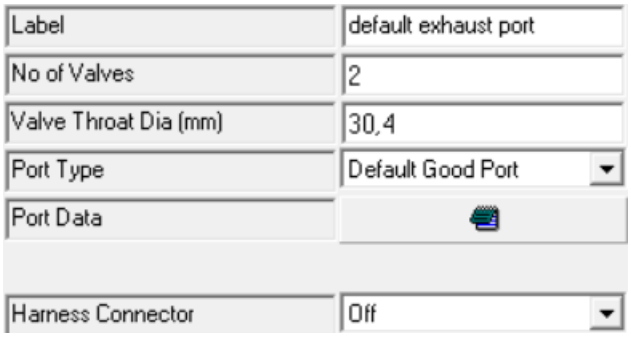


Figura 10.25 - Alteração do número e dimensão radial das válvulas de escape.

Depois disto, devido ao efeito distinto provocado pela diferente geometria das válvulas, tal como se efetuou no subcapítulo 8.1, deve-se proceder a uma afinação do motor de maneira a se extrair do mesmo, máximo desempenho. Contudo, por causa do longo tempo decorrido em cada simulação efetuada pelo LES, executaram-se apenas sete testes. Estes são baseados nas opiniões de Heywood (1988), Arias-Paz (2010), Smith (1977), do próprio software e dos ângulos de abertura e fecho de válvulas adotados anteriormente. Salienta-se também, que em virtude de se pretender obter valores de binário e potência proporcionais ao regime do motor, dado ao facto das quatro válvulas por cilindro permitir aumentar o caudal de mistura ar-combustível circulante no motor, modificou-se o diâmetro de todas as condutas de escape para 39 mm. A montante do turbocompressor, adotou-se uma superfície radial igual e constante ao longo da sua dimensão, visto que o seu aumento por unidade de comprimento diminuía a velocidade de escoamento dos gases de escape. O mesmo pode ser confirmado através da Figura 10.26.

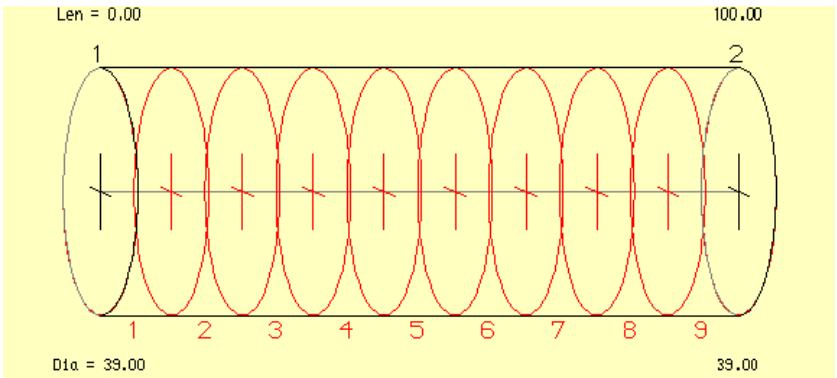


Figura 10.26 - Alteração do diâmetro ao longo da conduta a montante do turbocompressor.

Os resultados destas modificações encontram-se visíveis na Tabela 10.7 e no Anexo L.

Tabela 10.7 - Afinação dos ângulos de abertura e fecho das válvulas do motor a testar.

Teste	AAA (º)	AFA (º)	AAE (º)	AFE (º)	Potência máxima (kW)	Binário máximo (Nm)
1	21	62	62	21	393,86 às 9000 rpm	891,69 às 3000 rpm
2	20	65	60	20	393,75 às 9000 rpm	892,49 às 3000 rpm
3	10	40	50	8	388,06 às 5000 rpm	1007,27 às 3000 rpm
4	15	50	55	14	408,53 às 7000 rpm	978,71 às 3000 rpm
5	20	60	60	20	394,47 às 9000 rpm	909,16 às 3000 rpm
6	10	66	38	38	396,54 às 9000 rpm	765,09 às 3000 rpm
7	40	100	100	40	ERRO	ERRO

Da interpretação da Tabela 10.7, percebe-se que o teste 1 é referente aos avanços e atrasos da abertura e fecho das válvulas de admissão e escape que permitiram no motor naturalmente aspirado, melhores valores de desempenho. O segundo teste adota os ângulos sugeridos pelo autor Arias-Paz (2010), enquanto que os testes 3, 4 e 5 utilizam, respetivamente, os valores mínimos, médios e máximos dados por Heywood (1988). Reparou-se que é segundo a opinião deste autor, mais especificamente utilizando os valores intermédios do seu intervalo, teste 4, que se conseguiu obter o valor máximo de potência e o segundo maior valor de binário. Por esta razão, definiram-se, a partir desta modificação, os ângulos de abertura e fecho de válvulas caraterísticos deste teste. Utilizando-os, obteve-se 408,53 kW às 9000 rpm e 978,71 Nm às 3000 rpm, visíveis no gráfico de desempenho ilustrado pela Figura 10.27.

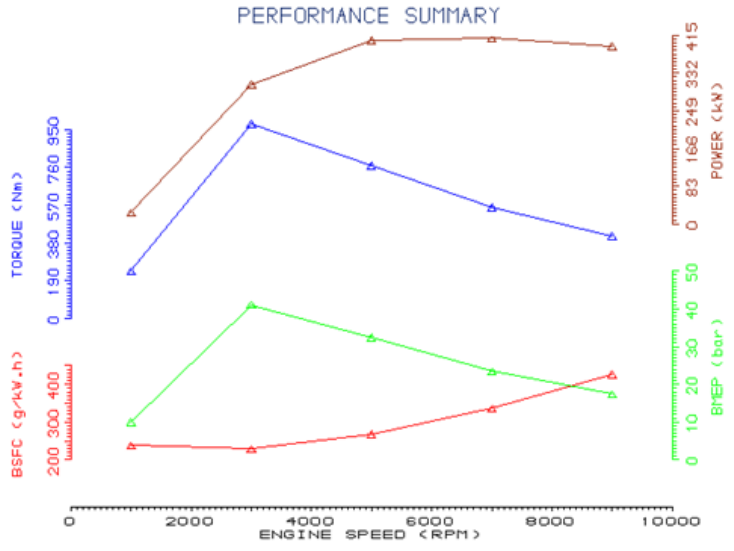


Figura 10.27 - Gráfico de desempenho característico do teste 4.

Informa-se também que o teste número 6 é aquele que utiliza os valores de AAA, AFA, AAE e AFE pré-definidos pelo LES, e que o teste 7 é pensado segundo a opinião do autor Smith (1977), contudo a sua simulação deu erro no programa, e por isso foi impossibilitada.

10.2.2- Desbaste de material nas condutas

Esta modificação foi incluída neste documento visto que o motor aqui analisado remonta ao ano de 1974. Nas cabeças de motor mais antigas, este processo de melhoramento é frequentemente utilizado visto que o método de projeto e fabrico neles presente permite ser aprimorado. Esta técnica também designada de "porting", consiste em aperfeiçoar e ampliar as portas de escape e admissão presentes na cabeça do motor, corrigindo eventuais defeitos e irregularidades aí presentes. Dentro deles, destacam-se os defeitos derivados de uma má fundição ou maquinação, uniões existentes e indesejadas entre a cabeça do motor e os coletores, tanto de escape como de admissão, e raios de curvas acentuados. Tudo isto consegue ser reparado com recurso a esta modificação e a centros de maquinação com controlo numérico (CNC).

Atualmente, mesmo para motores utilizados em veículos típicos de passageiros, as cabeças de motor encontram-se bastante otimizadas, pelo que esta técnica entrou em desuso. Contudo, para máquinas térmicas desenvolvidas à alguns anos, e quanto mais antiga seja a cabeça do motor a modificar, mais capacidades de desempenho e performance se consegue extrair através desta alteração. Torna-se comum extrair material excedente na zona da guia da válvula, Figura 10.28, de maneira a que o fluxo de gases percorra curvas menos acentuadas e com menores restrições ao seu escoamento. Com isto, reduz-se o valor de perda de carga aí existente e garante-se que a mistura percorra estes locais com maior velocidade. Isto, de acordo com o gráfico demonstrado na Figura 10.29, possibilita para o levantamento de válvulas praticado, de 10 a 12 mm, ganhos próximos de 5 L/s no caudal de ar. Tal como já se referiu diversas vezes neste texto, possibilita-se através desta modificação, para a mesma razão entre ar e combustível, uma maior inserção de gasolina dentro do motor, que segundo a expressão 8.1, possibilita a obtenção de maiores potências térmicas e por consequência, para o mesmo motor, maiores potência mecânicas (Fialho, 2017).

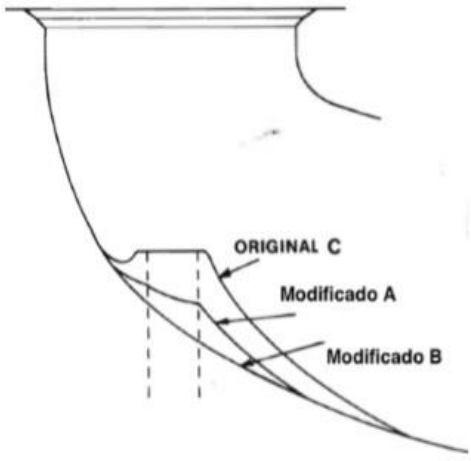


Figura 10.28 - Modificação na guia da válvula.

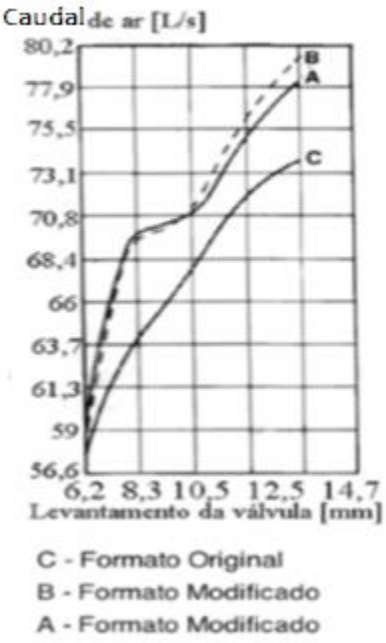


Figura 10.29 - Efeitos da execução da técnica "porting".

Por impossibilidade de numerar a quantidade de material excedente a retirar e por isso quais os parâmetros daí a alterar, esta técnica não foi simulada no LES com o rigor desejado, contudo é expressa como possível modificação, dentro dos termos legais impostos pelo regulamento do Campeonato Nacional de Clássicos, a efetuar no Porsche do João Macedo Silva, com objetivo de extrair melhores desempenhos do seu motor. Poder-se-á, hipoteticamente, retirar material excedente na conduta de admissão, aumentando por isso a sua dimensão radial. Este teste apenas não é efetuado, porque involuntariamente, tal modificação já foi estudada a quando da afinação do motor, na tentativa de obter uma curva de desempenho proporcional à velocidade de rotação.

Por fim, através da Figura 10.30, observa-se o aspeto de uma cabeça de motor antes e depois do processo "porting" ter sido efetuado.

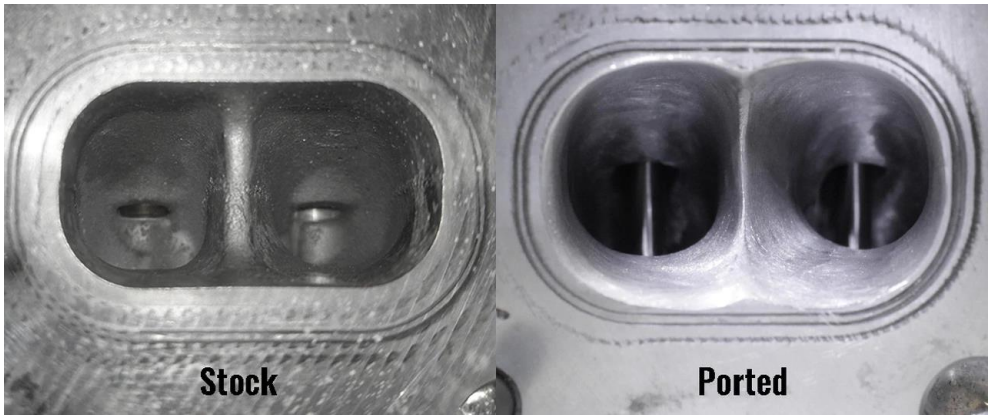


Figura 10.30 - Aspeto antes, à esquerda, e depois, à direita da execução de "porting".

10.2.3- Polimento

Esta alteração costuma ser executada sempre que o desbaste de material nas condutas também o é. A par desta, o polimento é outro tipo de modificação cuja finalidade é igualmente aumentar o caudal de fluído circulante no motor. A mesma, apresenta o mesmo estilo de atuação, que passa pela diminuição do atrito e das restrições ao escoamento, na parte de escape. Aqui, procura-se que o fluxo de gases percorra as condutas o mais rapidamente possível, de forma a ser possível abrigar celeremente nova mistura de ar e combustível, procurando-se evitar acumulações de resíduos carbonosos.

Como a alteração tratada no subcapítulo anterior, e pelos mesmos motivos, é nas cabeças de motor mais antigas que o polimento apresenta grande importância, capaz de bons acréscimos de desempenho.

Com esta técnica consegue-se, segundo Fialho (2017), reduzir em cerca de 3 % as perdas existentes na cabeça, ajudando, simultaneamente, à extensão de boa saúde do motor. A superfície das condutas já polidas, impede que os depósitos resultantes da ocorrência de combustão, permaneçam nas paredes das condutas, e que provoquem secções dimensionais menores com superfícies mais rugosas, prejudiciais à boa fluência dos gases. Da mesma forma do que aconteceu com a técnica "porting", não se consegue identificar a quantidade de matéria exata a retirar nas condutas de escape. Salienta-se, contudo que no subcapítulo 10.2.1, já se alterou e simulou o diâmetro das condutas de escape de maneira a se obter máximo desempenho. Por isto, neste capítulo a simulação do acréscimo de desempenho provocado por uma diminuição de secção não tem cabimento, alterando-se apenas a rugosidade da superfície interna destas condutas.

Na Figura 10.31, depois de se ter pressionado com o rato, em ambiente de construção do LES, nas condutas correspondentes ao escape, no campo "Wall Fric Factor Type" e através

da opção "Surface Roughness", alterou-se o valor de rugosidade aí praticado. Como se pretende um escoamento mais rápido e fugaz diminuiu-se este valor, passando-o de 0,00150 mm para 0,00090 mm.

Pipe Volume (l)	0,0119
Surface Area (mm²)	1,2252e+003
No. of Meshes	2
Wall Thickness (mm)	1,000
Cooling Type	Air Cooled
Temperature (°C)	20,00
Ext. HTC (W/m²/K)	20,00
Wall Material	Aluminium
Density (kg/m³)	2700,000
Thermal Cond (W/m/K)	204,000
Spec Heat Cap (J/kg/K)	940,0000
Wall Fric Factor Type	Surface Roughness
Surface Roughness (mm)	0,00090
Int. Wall HT Factor Type	By Scale
Int. Wall HT Scale	1,00000
Diffuser Loss	Off

Figura 10.31 - Alteração do valor da rugosidade nas condutas de escape.

Esta modificação proporcionou os resultados apresentados na Figura 10.32, dos quais se destacam 408,59 kW obtidos às 7000 rpm e os 978,77 Nm às 3000 rpm.

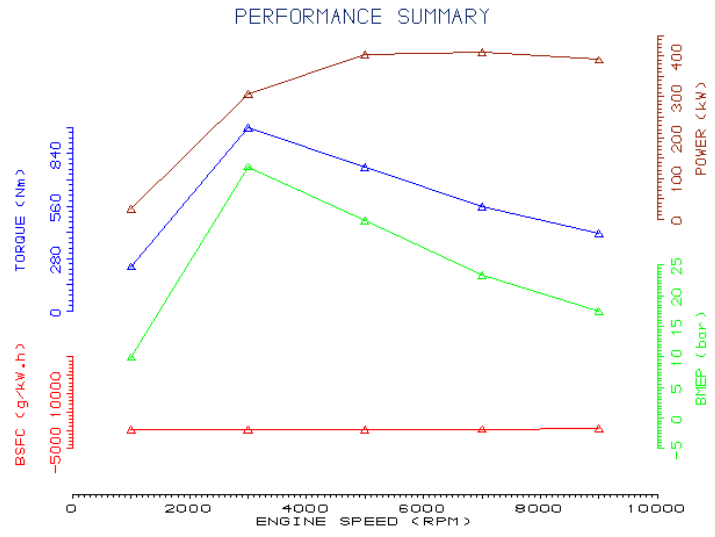


Figura 10.32 - Gráfico de desempenho obtido depois de efetuado polimento.

Por último, ilustra-se na Figura 10.33, o aspeto de uma cabeça de motor antes e depois de se ter efetuado polimento.



Figura 10.33 - Aspeto antes, à esquerda, e depois, à direita da execução do polimento nas condutas de escape.

10.2.4- Enrugamento da superfície

Esta técnica de modificação, passa por replicar a superfície da conduta de admissão numa superfície igual à aplicada numa bola de golfe. Para que tal seja possível, são formadas pequenas cavidades circulares de forma a se diminuir a resistência à passagem de ar. Tal, para além de permitir uma melhor fluência do escoamento, permite também aumentar a pressão do ar que circula dentro das condutas.

Salienta-se, que as bolas de golfe possuem este formato ondulado com propósito de proporcionar fenómenos idênticos aos relatados. Quando uma se desloca a alta velocidade, impulsiona o ar por onde se desloca, criando correntes que tenderiam a travar o seu movimento. Cada alvéolo presente no seu formato forma turbulência, mais próxima da sua superfície, que aumenta a pressão do ar na sua parte traseira, originando por isso maiores impulsos. O mesmo acontece nas condutas de admissão, por responsabilidade dos vórtices criados pelas cavidades aí existentes. As mesmas, permitem que o escoamento do ar se torne mais rápido junto às extremidades, e consequentemente mais rápido também no meio, dando impulso ao escoamento da mistura ar-combustível. À direita da Figura 10.34, nota-se que os vórtices provocados pelas cavidades existentes na bola de golfe permitem, em comparação com uma superfície lisa, existente à esquerda da mesma figura, maiores valores de velocidade. Desta forma, para a mesma quantidade de mistura, maior é a energia cinética do escoamento e à semelhança do que acontece no turbocompressor, maior por isso é a potência térmica gerada. Constata-se, que para além desta particularidade, a execução do enrugamento da superfície[77] modifica a abordagem dinâmica do escoamento, promovendo melhores fenómenos de rotação, ou swirl, dentro do cilindro, que como explicito no subcapítulo 8.1, é benéfico para a obtenção de elevados parâmetros de desempenho.

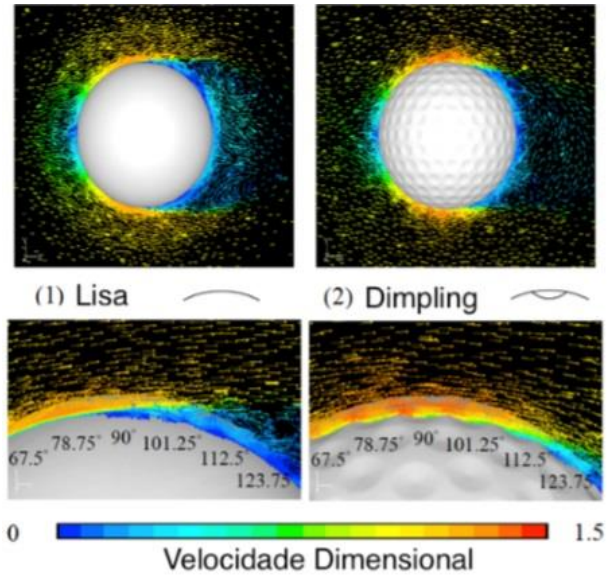


Figura 10.34 - Efeitos da modificação aqui tratada na velocidade (Fialho,2017).

Por fim, a nível termodinâmico, a modificação intitulada como enrugamento da superfície, permite à conduta dissipar energia térmica de forma mais eficiente. Os vórtices gerados pelas cavidades posteriormente executadas na conduta de admissão, melhoram o coeficiente de transferência de calor por convecção, que favorece a atonização do combustível (Fialho, 2017).

[77] Esta técnica é reconhecida internacionalmente como dimpling, que traduzido significa enrugamento ou ondulamento.

Para se simular o efeito desta alteração no LES, procedeu-se à modificação do coeficiente de descarga, representativo da razão entre os resultados reais e os resultados teóricos obtidos para o caudal. Esta entidade é a principal responsável por representar os efeitos de turbulência presentes num escoamento. Desta forma, tendo em conta que o enrugamento da superfície proporciona turbulência capaz de aumentar o caudal passante nos coletores, aumentou-se os valores dos coeficientes de descarga, de maneira a produzir-se uma conduta melhorada face à original. Tal, efetua-se em ambiente de construção do LES, clicando-se com o cursor do rato em cada sede válvula de admissão. De seguida, escolhendo-se a opção "Port Data" caraterística destes elementos, surge a janela ilustrada pela Figura 10.35.

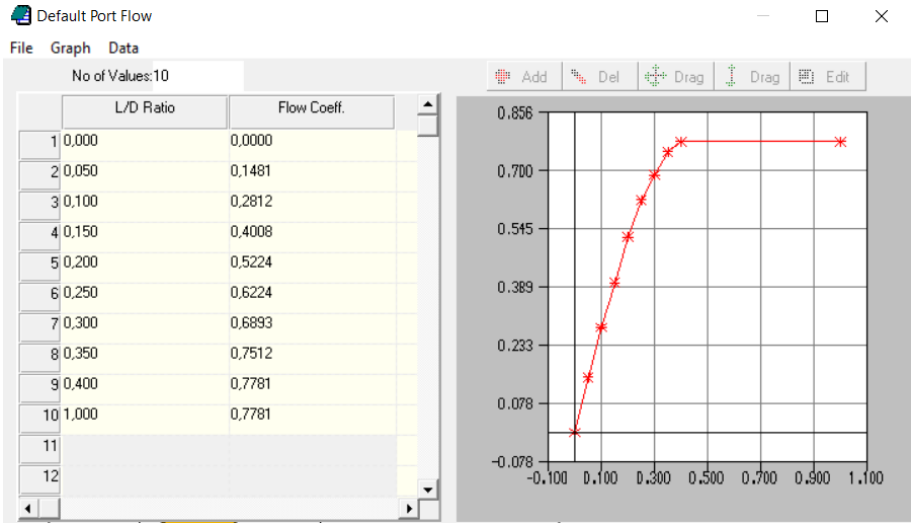


Figura 10.35 - Janela que permite visualizar os valores do coeficiente de descarga caraterísticos da admissão.

Visto ser-se impossível determinar, nas condições às quais se efetuou esta dissertação, inexistência de condutas aprimoradas e fluxómetro, os valores corretos do coeficiente de descarga a inserir, aumentou-se, de forma hipotética, em 25 % todos os valores pertencentes à coluna "Flow Coeff.", representada na Figura 10.36. Salienta-se que o mesmo não pode ser efetuado de forma automática nesta janela, necessitando-se de aceder à opção "Port type" presente na sede da válvula, selecionar-se a opção "User Curve" e de seguida repetindo os passos relatados para visualizar a Figura 10.35, aumentar em 25 % todos os valores de coeficiente de descarga.

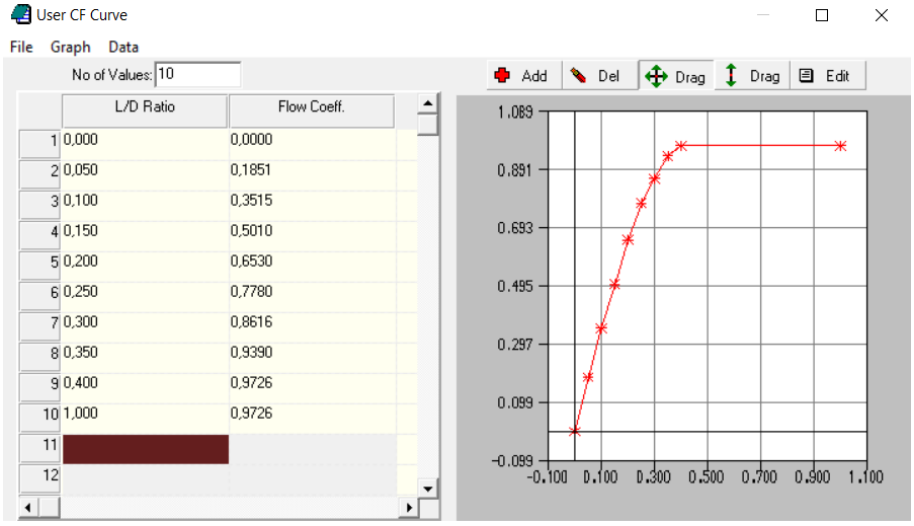


Figura 10.36 - Aumento dos valores do coeficiente de descarga em 25 %.

Desta maneira, efetuando-se esta alteração em todas as sedes de válvulas de admissão, possibilitou-se a obtenção da curva de desempenho ilustrada na Figura 10.37 e da qual se destacam, respetivamente, os valores de potência e binário: 411,27 kW às 7000 rpm e 975,98 às 3000 rpm.

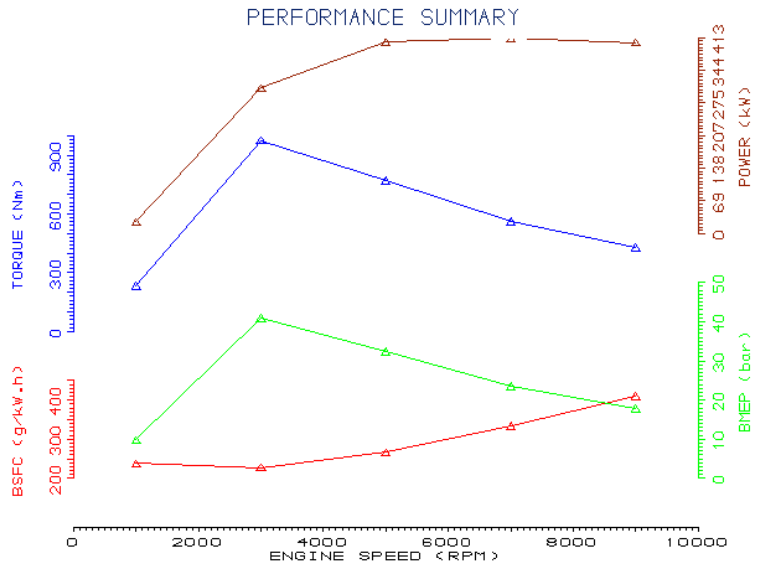


Figura 10.37 - Gráfico de desempenho obtido após enrugamento nas condutas de admissão.

Como é de intuir, este princípio de alteração também pode ser aplicado às condutas de escape, acelerando o fluído aí circulante, de maneira a entrar mais comodamente novas e frescas quantidades de mistura ar-combustível para dentro dos cilindros. De maneira análoga ao que foi feito nas sedes de válvulas de admissão, chegou-se ao diagrama, visível na Figura 10.38, que informa acerca dos valores pré-definidos dos coeficientes de descarga nas condutas de escape.

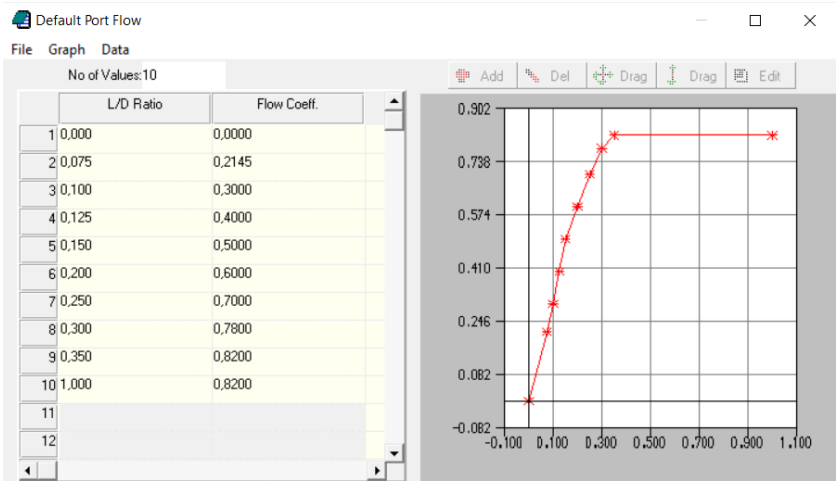


Figura 10.38 - Janela que permite visualizar os valores do coeficiente de descarga caraterísticos do escape.

Desta maneira, com objetivo de acelerar o caudal de gases de escape passante nas condutas, repetindo os passos anteriormente realizados, aumentou-se em 25 % todos valores correspondentes da coluna "Flow Coeff." pertencente à tabela ilustrada na Figura 10.38 (Lotus, 2001).

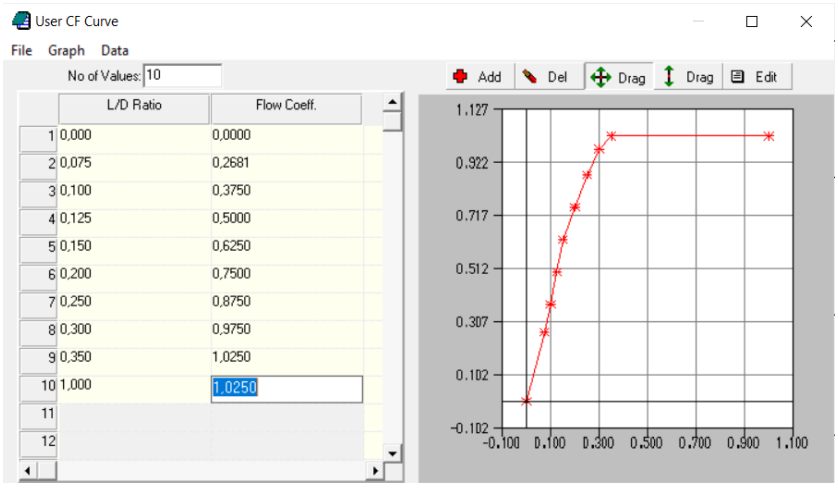


Figura 10.39 - Aumento de 25 % dos valores do coeficiente de descarga característicos da conduta de admissão.

Depois de consomada esta alteração, conseguiu-se aumentar ligeiramente a potência disponível do motor em todos os regimes, destacando-se a máxima às 7000 rpm, igual a 411,16 kW. Em contrapartida, o binário adotou comportamentos de melhoria a algumas velocidades de rotação e de inferioridade relativamente a outras, atingindo-se um menor valor máximo, face à configuração original. À mesma velocidade de rotação (3000 rpm), obteve-se 970,73 Nm. Tudo isto pode ser confirmado através do gráfico de desempenho ilustrado pela Figura 10.40.

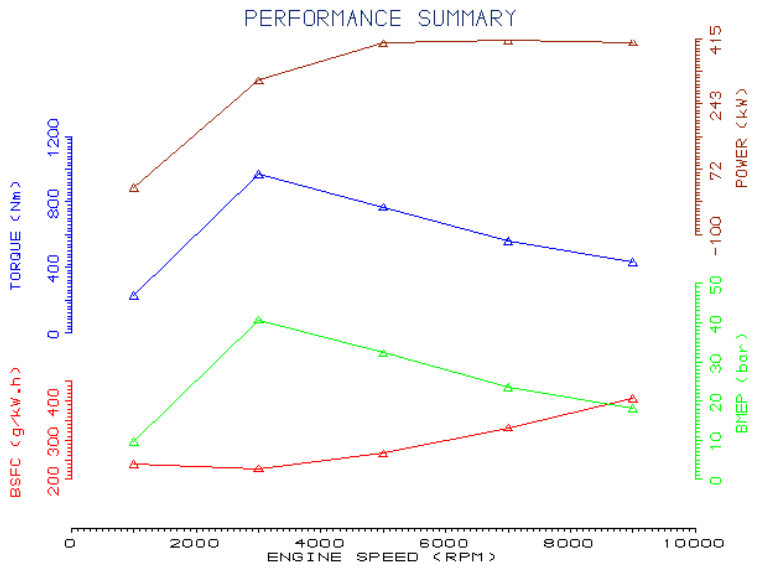


Figura 10.40 - Gráfico de desempenho obtido através do enrugamento das condutas de admissão e escape.

Por fim, na figura 10.41, demonstra-se o aspeto de uma conduta de admissão pertencente a uma cabeça do motor antes e depois de se ter efetuado enrugamento da superfície (dimpling) e polimento.

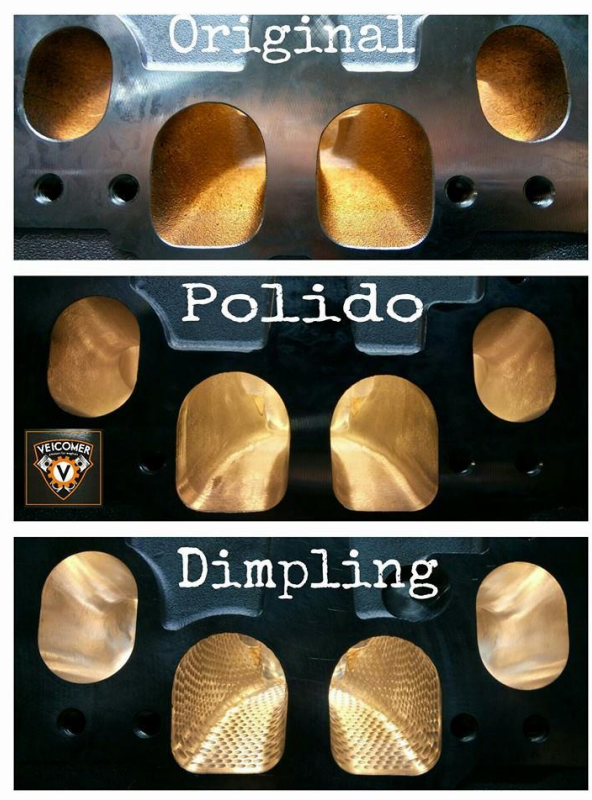


Figura 10.41 - Ilustração do aspeto final depois de efetuadas as modificações tratadas neste capítulo e anterior.

Importante referir, que as modificações tratadas nos subcapítulos 10.2.2, 10.2.3 e 10.2.4, apresentam particular importância para bom desempenho do motor em unidades mais antigas, e normalmente são executadas em simultâneo, ou seja, a execução de uma delas normalmente leva à execução das outras.

10.3- Taxa de compressão

Todas as simulações e consequentes resultados até agora conseguidos no motor sobre alimentado através do turbocompressor KKK, modelo K36, utilizaram um padrão consistente deste dado, taxa de compressão. Todos eles foram atingidos para uma taxa de compressão igual a 6,5.

Como se explicou no subcapítulo 9.2.1, o aumento progressivo desta entidade, possibilita aumentar de maneira proporcional o rendimento termodinâmico, que por sua vez possibilita a obtenção de maiores valores de potência e binário, fenómeno representativo do objetivo primordial deste documento. Por outro lado, o aumento da taxa de compressão ao possibilitar maior rendimento, permite por consequência melhores conversões de energia térmica em mecânica, o que se traduz em consumos de combustível inferiores.

Segundo Heywood (1988), os motores de combustão interna naturalmente aspirados pensados exclusivamente em competição, utilizam taxas de compressão compreendidas entre os valores 11 e 12. Como é de intuir, como igualmente explícito no subcapítulo 9.2.1, os motores sobrealimentados, em virtude de comprimirem o fluido antes de o mesmo entrar para os cilindros, funcionam, de maneira a prevenir auto detonações indesejadas, com taxas de compressão de menor valor. Na Figura 10.42, apresenta-se um gráfico que relaciona o rendimento da conversão de energia química em mecânica, e que traduz aumentos de potência e binário se o seu valor for elevado. A mesma apresenta os valores da pressão média efetiva ocorrida dentro dos cilindros, em função da taxa de compressão utilizada. Salienta-se que para

esta figura em específico, a unidade motor experimentada, é naturalmente aspirada e contém 5,3 L de cilindrada, com recurso a 8 cilindros.

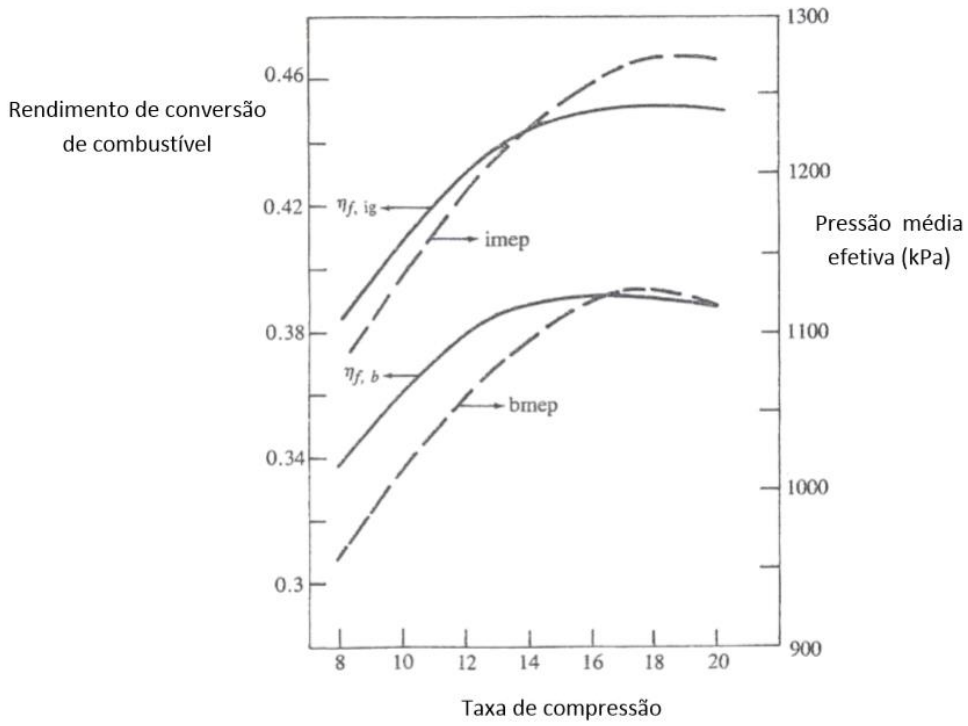


Figura 10.42 - Relação existente entre a taxa de compressão, a pressão média efetiva e o rendimento de conversão de combustível (Heywood, 1988).

Conforme se pode interpretar pela análise da Figura 10.42, o rendimento de conversão de combustível é proporcional à pressão média efetiva ocorrida dentro dos cilindros. Tal já seria de esperar, visto que uma queima mais forte e eficaz provoca maior energia térmica formada, e por consequência maior pressão originada. Além disto, constata-se, que estas duas entidades até valores de taxa de compressão compreendidos entre 16 e 17 são tanto maiores, quanto maior for a taxa de compressão. Para valores superiores a estes mencionados, ambas as variáveis começam a diminuir de valor, fruto da diminuição de tempo disponível para ocorrer a queima e porque as perdas de calor através das paredes da câmara de combustão tornam-se significativas. Salienta-se ainda, através de uma segunda análise do gráfico da Figura 10.42, que até taxas de compressão iguais a 14, o aumento de rendimento da conversão de combustível e da pressão média efetiva é considerável, sendo este o valor de taxa de compressão limite a se utilizar nos motores Otto comuns (Heywood, 1988).

Atendendo à informação contida no subcapítulo 8.2 acerca das informações do tipo de gasolina a utilizar-se em sistemas de injeção na conduta de admissão, igual àquele utilizado pelo motor do Porsche a aprimorar, replicou-se a tabela aí presente e intitulou-se a mesma, neste capítulo, de 10.8.

Tabela 10.8 - Informações caraterísticas da gasolina fornecida pela petrolífera BP (Limited, 2006).

Tipo Gasolina	Índice de Octanas (RON)	Calor latente de vaporização (MJ/kg)	Intervalo de valores para taxa de compressão[78]
BP Regular sem chumbo	91	0,34	8,5 a 9
BP Premium sem chumbo	95	0,34	9 a 9,5
BP 100 Combustível de competição	110	0,36	11,5 a 13
BP Metanol combustível de competição	115	1,17	15 a 17

Como se pode verificar pela análise da Tabela 10.8, para motores naturalmente aspirados, a gasolina BP 100 permite a utilização de uma taxa de compressão igual a 13. Diminuindo este valor na mesma proporção percentual que a Porsche efetuou em 1976, ou seja em 23,53 %, a taxa de compressão para o mesmo intervalo de segurança a utilizar-se, com recurso a este combustível, para o motor turbo comprimido é de 9,95 (ultimatecarpage, 2020).

Tendo-se já referido, que o aumento excessivo da taxa de compressão amplifica a probabilidade de autoignição, pelos motivos de excesso de pressão e temperatura na câmara de combustão. O mesmo, provoca que a mistura queime antes da ação provocada pela vela e reduz o binário do motor. Acrescenta-se que segundo (Paiano, Cavina, & Cesare, 2017), este valor de taxa de compressão, 9,95, como visível através da Figura 10.43, é típico para motores Otto turbo comprimidos com injeção indireta e alimentados por gasolinas com menores índices de octanas.

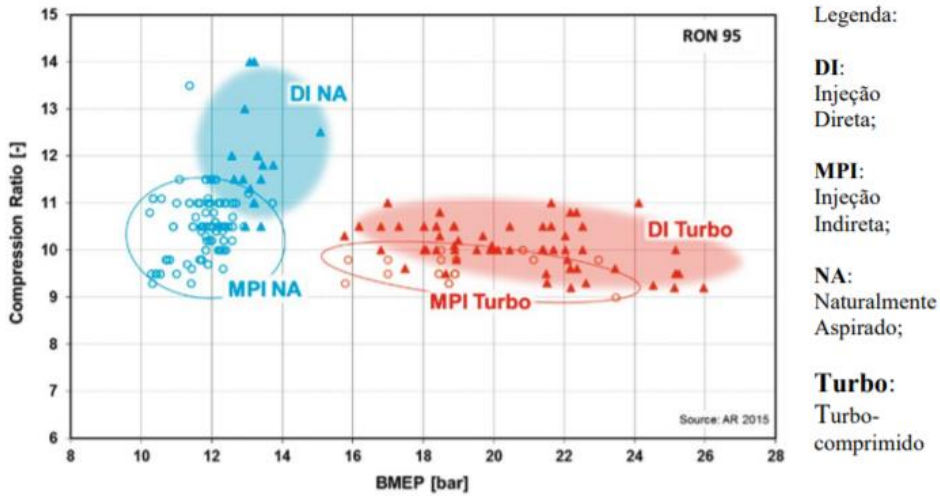


Figura 10.43 - Gráfico que relaciona a PME com a taxa de compressão para diferentes tipos de alimentação com recurso ao combustível gasolina RON 95 (Paiano, Cavina, & Cesare, 2017)

Desta maneira, face aos pressupostos aqui mencionados, em ambiente de construção do LES, modificou-se a taxa de compressão para 9,95. O mesmo executou-se ao pressionar com o cursor do rato em todos os cilindros do motor, através da janela ilustrada pela Figura 10.44.

[78] Estes intervalos são utilizados de forma comum para este tipo de combustíveis. O tipo e aplicação do motor pode alterar os valores a praticar.

Label	default cylinder (copied)
Bore (mm)	95,0000
Stroke (mm)	70,4000
Cyl Swept Volume (l)	0,49901
Total Swept Volume (l)	2,99406
Con-rod Length (mm)	127,80
Pin Off-Set (mm)	0,00
Compression Ratio	9,95
Clearance Volume (l)	0,055755
Phase (ATDC)	600,00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	

Figura 10.44 - Alteração da taxa de compressão nos cilindros do motor.

De seguida, depois de finalizada esta modificação, simulou-se a última alteração proposta a este motor, cujos resultados podem ser visualizados através da Figura 10.45.

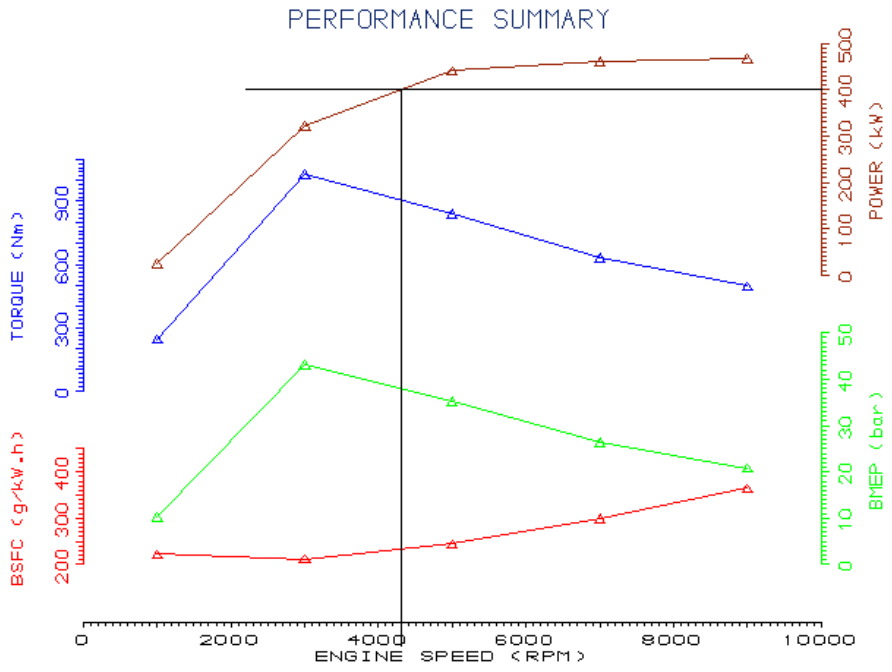


Figura 10.45 - Gráfico de desempenho obtido após realizadas todas as alterações no motor Porsche.

Executaram-se linhas auxiliares a preto no gráfico da Figura 10.45 para se evidenciar que esta última alteração permitiu a obtenção de 400 kW (544 cv) ou mais, em praticamente todo o regime útil do funcionamento do motor em competição. O máximo de potência é agora obtido

às 9000 rpm e apresenta um valor 468,05 kW (636,4 cv), enquanto que o binário máximo, igual a 1027 Nm, está disponível à velocidade de rotação de 3000 rpm.

Relembra-se que para termos comparativos utiliza-se o Porsche 934 turbo, homólogo do primeiro modelo de estrada do 911 turbo. Com a base de 3,0 L partilhada com o RSR naturalmente aspirado, era capaz de produzir 362 kW às 7000 rpm e 588 Nm às 5400 rpm, utilizando para isso uma taxa de compressão de 6,5. Por esta razão, os valores de desempenho a comparar com este automóvel não podem ser os fornecidos neste subcapítulo, mas sim aqueles dados em 10.2.4. Aí verificou-se que a potência máxima é gerada igualmente às 7000 rpm e que o seu valor, face aos 362 kW esperados, é 12 % superior, tendo-se obtido assim 411,16 kW. Por outro lado, o binário disponível do motor nas diferentes preparações efetuadas, uma pela Porsche e a outra que é finalizada em 10.2.4, não é máximo a iguais velocidades de rotação. Se, se comparar exclusivamente os valores máximos constata-se que face aos 588 Nm obtidos no 934 turbo, conseguiu-se gerar mais 65 % de binário, e que se comparar o valor desta entidade às 5400 rpm obtém-se um valor superior em 20,75 %.

Por fim, ao se alterar a taxa de compressão para valores comprovadamente aceitáveis face à qualidade de combustível utilizado, o aumento de desempenho sobe de forma considerável, conseguindo-se ultrapassar a marca dos 441,3 kW (600 cv) e 1000 Nm.

11-Conclusão

Depois de elaborado este documento, concluiu-se que a decisão da participação da Porsche em CAN-AM, iniciou evolução nos motores turbocomprimidos. Com isto, face aos acontecimentos decorridos na época, nos quais se destacam: a crise petrolífera, mudança de regulamentos na europa e a quase inexistência de leis e alta competitividade neste campeonato, a marca alemã demonstra, de forma oficial, que a utilização do turbocompressor, ao aproveitar parte da energia contida no escoamento dos gases de combustão, coisa que o motor naturalmente aspirado não faz, provoca melhores rendimentos volumétricos e parâmetros de desempenho.

Assim sendo, tendo como base o motor de um Porsche RSR de 1974, inseriu-se, respeitando as leis e normas inerentes à competição em que participa, um turbocompressor de maneira a constatar o aumento concreto de potência e binário por ele provocado.

Depois de se apurar, através do software computacional LES, que o desempenho do motor, do tipo Otto a 4 tempos, apresenta grande dependência das distintas abordagens das válvulas, geométrica e dinâmica, percebe-se especialmente importância nesta última, que origina, para as mesmas dimensões das válvulas, resultados bastante distintos. No caso concreto da afinação do motor naturalmente aspirado, esta abordagem, caraterística pelos valores dos ângulos de abertura e fecho das válvulas, permitiu um acréscimo de 11,08 % de potência e de 9,14 % de binário, ou seja de 188,95 kW até 209,89 kW e 225,07 Nm até 245,65 Nm . Por outro lado, devido à constante evolução da ciência, conclui-se quais os efeitos que diferentes combustíveis, disponibilizados atualmente, despertam no motor. Tendo-se recorrido da gasolina comercializada pela petrolífera BP e dos seus poderes caloríficos, entende-se, que para base naturalmente aspirada deste Porsche, a utilização de uma gasolina com melhor qualidade provoca acréscimos de potência e binário, respetivamente, na ordem dos 8,90 % e 14,10 %, ou seja de 209,89 kW até 228,57 kW e 245,65 Nm até 280,29 Nm.

Face à falta de informação acerca das caraterísticas de muitos componentes deste modelo, de maneira experimental, através do ambiente de construção do software utilizado, infere-se que uma boa projeção das condutas de admissão e escape, especificamente das suas dimensões radias e longitudinais, possibilita um aumento de 8,50 % de potência, de 228,57 kW até 248 kW, e 5,73 % de binário, 280,29 Nm até 296,36 Nm.

Por fim, e com especial relevância no motor naturalmente aspirado, estuda-se os diferentes comportamentos do motor quando se encontra sujeito a climas de Verão e Inverno. Baseados em factos reais, concluiu-se que o motor Porsche RSR é mais eficiente nas condições climatéricas de Inverno, obtendo face às de Verão, mais 0,948 % de potência, ou seja 250,35 kW e mais 2,45 % de binário, 303,62 Nm.

Assim, depois de consomadas as distintas alterações relatadas, integraliza-se que os dados extrapolados pelo software são próximos daqueles disponibilizados pela marca, acerca das especificações do RSR. Por isto, conclui-se também, que tal programa é boa ferramenta para antecipar os efeitos que dada ação provoca no motor, conseguindo aproximar resultados próximos dos reais e por isso fidedignos.

Relembra-se que o principal objetivo desta dissertação é rentabilizar a base de 3,0 L de cilindrada do motor Porsche, pelo que, dado aos factos apresentados, entendeu-se que a melhor opção é a sobrealimentação. Para que tal seja possível, face à intenção de aumentar a potência e binário, percebeu-se que não basta apenas instalar o turbocompressor. É necessário, em resultado do modo de funcionamento do dispositivo, alterar a taxa de compressão e determinar o caudal de ar a debitar e o rácio de pressões a utilizar.

Pelo facto do dono do carro pretender competir no Campeonato Nacional de Clássicos, a escolha do turbocompressor é limitada a dispositivos disponíveis antes de 1981. Assim, tornou-se imperativo encontrar um dispositivo de indução que cumprisse os três objetivos fulcrais:

- Respeita a legislação;
- Adequado ao motor e objetivos;
- Proporciona aumento de desempenho.

Estes três distintos pontos são igualmente importantes, visto que a não satisfação de um deles, interdita a racionalidade da modificação. O primeiro foi resolvido com a utilização de um turbocompressor da marca KKK, modelo K36, também utilizado pelos modelos Porsche 917 em CAN-AM. O segundo foi elucidado depois de calculados o débito de ar e o rácio de pressões necessários, através do mapa de rendimento do compressor. O terceiro foi descoberto depois de se efetuar a simulação no LES. Para que esta tarefa fosse possível, foi preciso entender quais as especificações fundamentais ao bom desempenho do turbocompressor. Dentro delas destacam-se:

- Razão A/R da turbina;
- Caudal de ar necessário debitar;
- Razão de pressão do fluído entre a entrada e saída do dispositivo;
- Bom conhecimento do mapa de rendimento do compressor;
- Dimensões da turbina e do compressor.

Desta forma, depois de consolidadas todas estas matérias e inseridos os parâmetros necessários ao software, constatou-se que a introdução do KKK, K36, apesar da redução da taxa de compressão, possibilitou um aumento de potência na ordem dos 50 %, de 250,35 kW até 376 kW, e um aumento de binário à volta de 84,45 %, de 303,62 Nm até 560,01 Nm. Assim, como se queria demonstrar com a elaboração deste documento, o objetivo primordial foi satisfeito, e o grande impulsionador deste acontecimento foi a introdução da sobrealimentação, com recurso ao turbocompressor. Com esta prova, o Porsche RSR constituinte do Campeonato Nacional de Clássicos, com esta modificação consegue aumentar, significativamente, a sua performance.

Com esta mais valia verificada, tenta-se, com as adicionais alterações, respeitantes das regulamentações de interesse, extrair maior desempenho e competitividade:

- Quatro válvulas por cilindro;
- Desbaste de material nas condutas;
- Polimento;
- Enrugamento da superfície.

Com a modificação da cabeça do motor para quatro válvulas por cilindro, permitiu-se distribuir de forma mais eficiente, o combustível a injetar, possibilitando assim, maiores quantidades inseridas de gasolina dentro dos cilindros. Este efeito provoca um melhoramento na eficiência volumétrica e capacita a obtenção de valores acrescidos de 8,7 % de potência e 74,77 % de binário, ou seja, de 376 kW até 408,53 kW e de 560,011 Nm até 978,71 Nm.

As restantes alterações, efetuadas de forma geral, simultaneamente, aprimoram o valor da potência em 0,64 %, de 408,53 kW até 411,16 kW, mas decresceram em 0,82 % o valor do binário, ou seja, de 978,71 Nm até 970,73 Nm.

Por fim, face à informação disponibilizada pela BP, aumentou-se a taxa de compressão do motor turbo comprimido de 6,5 para 9,95. O mesmo foi feito com os mesmos intervalos de segurança utilizados pela Porsche a quando de turbinar o RSR em 1976. Tal alteração possibilitou a obtenção de mais 13,84 % de potência, de 411,16 kW até 468 kW, e mais 5,80 % de binário, de 970,73 Nm até 1027 Nm.

Em suma, o que importa enaltecer são os ganhos de potência e binário da base naturalmente aspirada quando foi sujeita a sobre alimentação. Esta é de facto, a principal alteração feita neste documento. Conclui-se, que depois de conjugadas as distintas afinações, permitiu aumentar a potência de 250,35 kW (340,4 cv) para 468,05 kW (636,4 cv), ou seja, um ganho de 86,96 %, e aumentar o binário de 303,62 Nm até 1027 Nm, caraterístico do acréscimo de 238,25 %.

11.1-Sugestão para trabalhos futuros

Sugere-se, que de forma adicional a este trabalho, para melhor precisão dos valores obtidos, o preparador e dono do Porsche RSR analisado estejam na disposição de realizar estas alterações e demonstrar os seus resultados. É possível que os valores obtidos sejam ligeiramente superiores aos anunciados neste documento visto que o programa LES não permite definir valores de caudal mássico de combustível e valores de sobrepressão do turbocompressor. Aliado a este fenómeno, para melhor contabilização do acréscimo de desempenho proporcionado pelo enrugamento da superfície propõem-se que se faça alteração numa cabeça de motor genérica, de maneira a constatar, com recurso a um fluxómetro, os valores corretos de coeficiente de descarga a inserir. Por fim, dada à qualidade já existente de combustíveis, a exploração do valor limite para a taxa de compressão foi modesta.

O uso do LES é de per si limitado, se bem que os valores obtidos quer na versão atmosférica do motor quer na versão sobrealimentada, tenham sido comparados favoravelmente com valores de referência.

Por isso, uma aproximação prudente será a de se repetirem estas simulações por recurso a outros simuladores termodinâmicos/quasi dimensionais, comercializados pela concorrência da Lotus (Pinho, 2019). São os seguintes:

- AVL BOOST;
- GT Power;
- WAVE;
- Virtual Engine;
- Performance Trends.

Salienta-se que todos estes softwares, encontram-se divulgados no Anexo M.

Bibliografia

Culturamix (2013) Obtido de: https://autos.culturamix.com/mecanica/dicas-sobre-bomba-injetora [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

BorgWarner (2013). Obtido de: http://www.turbos.bwauto.com/pt/default.aspx [Acedido em 18 de Novembro de 2019]

FPAK (2018) Obtido de: file:///C:/Users/up201709024/Desktop/teste%20Parte%20simulação/regulamentação%20campeonato%20nacional%20de%20clássicos.pdf [Acedido em 20 de Dezembro de 2019]

Volante Sic (2019). Obtido de: https://volantesic.pt/detalhes-noticia/o-que-e-cilindrada-motor/?ID=618 [Acedido em 22 de Novembro de 2019]

Amolgadelas (2019). Obtido de: https://amolgadelas.com/artigos/5-tipos-sistemas-exaustao-para-carro [Acedido em 22 de Novembro de 2019]

Janluehn (2019). Obtido de: https://www.janluehn.com/cars/1976-porsche-934-turbo-rsr [Acedido em 1 de Novembro de 2019]

Wikipedia (2020). Obtido de: https://en.wikipedia.org/wiki/Inlet_manifold [Acedido em 22 de Novembro de 2019]

Tuning Online (2020). Obtido de: http://www.tuningonline.pt/tuning/sistema-de-escape/ [Acedido em 22 de Novembro de 2019]

321-turbo. (2020). Obtido de ebay: https://www.ebay.fr/itm/BILLET-Compressor-Wheel-Turbo-KKK-K26-55-4-77-mm-7-7-Hybride-MFS-KTS-2665/264198082420 [Acedido em 5 de Janeiro de 2020]

André, F. (31 de Janeiro de 2016). Obtido de chão da oficina: https://chaodaoficina.wordpress.com/2016/01/31/turbocompressores-mapas-de-eficiencia/ [Acedido em 5 de Janeiro de 2020]

Arias-Paz. (2010). *Manual de Automóviles.* España: S.L. CIE Inversiones editoriales dossat.

Artcurial. (2 de Julho de 2017). Obtido de https://www.artcurial.com/en/lot-1974-porsche-carrera-rsr-3l-m1030-176 [Acedido em 8 de Novembro de 2019]

AutoMotor. (1989). *AutoMotor nº6.* Lisboa: AutoMotor Magazine.

AutoMotor. (1990). *AutoMotor nº13.* Lisboa: AutoMotor Magazine.

Bell, A. G. (1997). *Modern Engine Tuning.* Haynes Pubns.

BestCars. (2001). *BestCars.* Obtido de https://www1.uol.com.br/bestcars/tecprep/aero-1.htm [Acedido em 18 de Novembro de 2019]

Blog Mix Auto. (26 de Setembro de 2017). Obtido de https://blog.mixauto.com.br/o-que-e-como-funciona-e-onde-comprar-corpo-de-borboleta/ [Acedido em 25 de Novembro de 2019]

Bonhams. (15 de Agosto de 2014). Obtido de https://www.bonhams.com/auctions/21917/lot/246/ [Acedido em 5 de Dezembro de 2019]

BorgWarner. (2020). *Docplayer*. Obtido de https://docplayer.com.br/15566616-Manual-de-garantia-analise-de-falhas-em-turbos.html [Acedido em 15 de Janeiro de 2020]

CanaldaPeça. (2020). *Canal da Peça*. Obtido de https://www.canaldapeca.com.br/guia-do-consumidor/disco-de-embreagem [Acedido em 17 de Novembro de 2019]

Clássicos, J. d. (16 de Setembro de 2019). *Motor24*. Obtido de https://www.motor24.pt/sites/jornal-dos-classicos/porsche-917-10-o-nascimento-de-uma-lenda/689059/ [Acedido em 5 de Novembro de 2019]

Cultura Mix. (2012). Obtido de https://autos.culturamix.com/mecanica/como-funciona-um-turbocompressor [Acedido em 15 de Dezembro de 2019]

Dempsey, W. (2003). *How to rebuild and modify Porsche 911 engines 1965-1989.* Wisconsin, Estados Unidos: Motorbooks.

Dunn, J. (2019). MotorSport. Em J. Dunn, *Motorsport.* Londres: editoral motorsport magazine.

Fialho, T. M. (2017). *Otimização de portas de admissão e escape em motores de 4 tempos.* Tese de Mestrado: Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria.

Frére, P. (1997). *Porsche 911 Story*. United Kingdom: J H Haynes & Co.Ltd.

GrandPrixHistory a) (2019). Obtido de http://www.grandprixhistory.org/por91730.htm [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

GrandPrixHistory b).(2020). Obtido de http://www.grandprixhistory.org/can_am_history1972.htm [Acedido em 3 de Janeiro de 2020]

GtSparkPlugs. (2020). Obtido de http://www.gtsparkplugs.com/Reference-Library.html [Acedido em 10 de Janeiro de 2020]

Heisler, H. (1995). *Advanced Engine Technology.* Oxford, Reino Unido: Society of Automotive Engineers.

Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals.* M.G.H International Editions Southern.

History, G. P. (2020). *grandprixhistory.* Obtido de http://www.grandprixhistory.org/can_am_history1973.htm [Acedido em 15 de Janeiro de 2020]

Limited, B. A. (1 de Maio de 2006). *BP*. Obtido de https://www.bp.com/sectiongenericarticle.do?categoryId=9012403&contentId=7016829 [Acedido em 17 de Dezembro de 2019]

Lipovetsky, G., & Roux, E. (2005). *O Luxo eterno.* São Paulo: Companhia das Letras.

Lotus. (2001). *Getting Started Using Lotus Engine Simulation Version 5.05.* Inglaterra: Lotus Cars Ltd.

Ludvigsen. (18 de Julho de 2012). *Jornal dos Clássicos.* Obtido de https://www.jornaldosclassicos.com/2012/07/18/a-venda-o-porsche-91710-spyder-vencedor-do-can-am-de-1973/ [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

Machado, B. (18 de Junho de 2019). *Motor 24.* Obtido de Jornal dos Clássicos: https://www.motor24.pt/sites/jornal-dos-classicos/24-horas-de-le-mans-de-1969-a-corrida-que-dava-um-filme/647995/ [Acedido em 19 de Novembro de 2019]

Madeforstreet. (25 de Março de 2019). *Madeforstreet.* Obtido de https://madeforstreet.com.br/2019/03/25/valvulas-wastegate-e-blow-off-como-funcionam/ [Acedido em 20 de Novembro de 2019]

Maftouni, N., Ebrahimi, R., & Pour Hossein, S. (2006). *The effect of intake manifold runners lenght on volumetric efficiency by 3-D CFD model.* Universidade de Tecnologia KN Tooni: Society of Automotive Engineers.

Martes. (15 de Novembro de 2016). *Blogmecanicos.* Obtido de http://www.blogmecanicos.com/2016/11/valvulas-de-descarga-del-turbocompresor.html [Acedido em 5 de Janeiro de 2020]

Martins, J. (2006). *Motores Combustão Interna.* Porto: Publindústria.

Mezger, H. (2020). *La tecnica.* Obtido de http://www.porsche917.com.ar/tecmotor16zyl.htm?fbclid=IwAR2iuDzEiwA2DkG4x0Yn4uDPsfDB04aZUyOvNk45pIYAzzsCHxyOYHBgC00 [Acedido em 2 de Janeiro de 2019]

Milton, B. E. (2005). *Thermodynamic Combustion Engine.* Londres, Inglaterra: Chapman and Hall.

Montoia, V. (13 de Junho de 2019). *AutoEsporte.* Obtido de https://revistaautoesporte.globo.com/Noticias/noticia/2019/06/quase-metade-dos-carros-sera-turbo-ate-2022.html [Acedido em 21 de Novembro de 2019]

Motest. (2020). *Motest power and dynotuning.* Obtido de http://shop.motest.fi/content/fi/52/117/208/EX%2044%2C%2044mm%20V-band%20tyylin%20ulkoinen%20hukkaportti.html [Acedido em 4 de Janeiro de 2020]

Motorbooks. (2015). Porsche Turbo. Em R. Leffingwell, *The unfair advantage* (p. 9;10;11;12). Minneapolis: Quarto Publishing Group USA Inc.

Motorsport Extra. (2002). Obtido de http://www.research-racing.de/CanAm1.htm [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

Museum, P. (2020). *Porsche.* Obtido de https://presskit.porsche.de/museum/en/2019/topic/anniversaries/porsche-celebrates-50-years-of-the-917/porsche-917-10-types-and-their-successes/1969-porsche-917.html [Acedido em 5 de Novembro de 2019]

Navarro, C. (2020). *Autovideos.* Obtido de https://autovideos.com.br/motor-turbo-valvula-alivio-wastegate-valvula-prioridade-blow-off/# [Acedido em 10 de Novembro de 2019]

Nick. (25 de Abril de 2016). *Supercars.net.* Obtido de https://www.supercars.net/blog/1969-porsche-917/?fbclid=IwAR0HT2R_hz6uXGNxx6oSRoUlZAG_ZhEs6hAKlRGErfcAeyF25L0Uu5x1wP4 [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

Nova, T. (16 de Setembro de 2019). *Motor 24.* Obtido de Jornal dos Clássicos: https://www.motor24.pt/sites/jornal-dos-classicos/porsche-917-10-o-nascimento-de-uma-lenda/689059/ [Acedido em 1 de Novembro de 2019]

Paiano, L., Cavina, N., & Cesare, M. (2017). *Comparação de tecnologia para motores de ignição comandada de nova geração.* SAE International Journal of Engines.

Pereira, J. F. (2012). *Desenvolvimento experimental e numérico num sistema de admissão e geometria variável para motores de veículos automóveis.* Tese de Doutoramento: Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria.

Pinho, C. (2019). PDF das Aulas de Motores Térmicos. Porto, Porto, Portugal: FEUP.

Policarpo, M. (28 de Março de 2018). *turbo*. Obtido de https://www.turbo.pt/estas-sao-as-vantagens-do-motor-boxer-da-porsche/ [Acedido em 25 de Novembro de 2019]

Porsche. (2019). Obtido de https://www.porsche.com/brazil/pt/aboutporsche/christophorusmagazine/archive/367/articleoverview/article08/ [Acedido em 26 de Outubro de 2019]

Porsche, M. P. (3 de Abril de 2019). *Newsroom Media Portal Porsche.* Obtido de https://newsroom.porsche.com/en/2019/history/porsche-geneva-motor-show-history-17089.html [Acedido em 26 de Outubro de 2019]

Pulkrabek, W. W. (2004). *Engineering Fundamentals of the Internal combustion engine* . New Jersey: Prentice Hall.

Racing Cars Technology. (2 de Janeiro de 2019). Obtido de http://tech-racingcars.wikidot.com/porsche-911-rsr-type-f [Acedido em 18 de Novembro de 2019]

Ramos, M. (29 de Julho de 2017). Obtido de https://www.hojeemdia.com.br/primeiro-plano/lan%C3%A7ado-em-1976-o-porsche-911-rsr-turbo-foi-um-devorador-de-vida-curta-1.547421[Acedido em 5 de Dezembro de 2019]

Santo, H. E. (2015). *Razão automóvel*. Obtido de https://www.razaoautomovel.com/2016/05/motores-boxer-da-subaru-comemoram-50-anos [Acedido em 18 de Dezembro de 2019]

Santos, F. (2019). *Fatores que influenciam as prestações de um motor.* Vila Real: Universidade de Trás os Montes e Alto Douro.

Seams, C. (27 de Maio de 2016). *Driving.* Obtido de https://driving.ca/chevrolet/auto-news/news/chaparral-and-jim-hall-where-race-car-aerodynamics-began [Acedido em 7 de Novembro de 2019]

Smith, P. H. (1977). *The Design and Tuning of Competition Engines.* Cambridge: Robert Bentley.INC.

Trava, F. (11 de Julho de 2017). Obtido de https://educacaoautomotiva.com/2017/04/18/taxa-de-compressao/ [Acedido em 22 de Novembro de 2019]

Turbo rebuild. (2020). Obtido de https://www.turborebuild.co.uk/webshop/prod_3827454-K36-Turbo-Billet-turbocharger-Compressor-impeller-Wheel-709410795.html [Acedido em 6 de Dezembro de 2019]

ultimatecarpage. a) (2020). *ultimatecarpage.* Obtido de https://www.ultimatecarpage.com/ [Acedido em 3 de Janeiro de 2020]

ultimategarage b). (2020). Obtido de https://www.ultimatecarpage.com/car/1663/Porsche-934.html [Acedido em 3 de Janeiro de 2020]

Vizard, D. (2012). *How to port & flow test cylinder heads.* North Branch, United States: SA215.

VolanteSic. (2019). *VolanteSIc.* Obtido de https://volantesic.pt/detalhes-noticia/sao-cavalos-binario-motor/?ID=584 [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

Wikipedia. a) (2019) . Obtido de https://en.wikipedia.org/wiki/1973_Can-Am_season [Acedido em 17 de Novembro de 2019]

Wikipedia. b) (2020). Obtido de https://pt.wikipedia.org/wiki/24_Horas_de_Le_Mans [Acedido em 17 de Novembro de 2019]

Wikipedia. c) (2020). Obtido de https://pt.wikipedia.org/wiki/Porsche_911#911_Carrera_RS_2.7_(1972%E2%80%931974) [Acedido em 20 de Novembro de 2019]

Wikipedia. d) (2020). Obtido de https://en.wikipedia.org/wiki/Flat_engine [Acedido em 12 de Dezembro de 2019]

Wikipedia. e) (2020). Obtido de https://en.wikipedia.org/wiki/Ford_Escort_(Europe) [Acedido em 7 de Janeiro de 2020]

Wikipedia. f) (2020). *Wikipedia*. Obtido de https://en.wikipedia.org/wiki/1974_Can-Am_season [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

Wikipedia. g) (2020). *Wikipedia* . Obtido de https://en.wikipedia.org/wiki/1973_Can-Am_season [Acedido em 15 de Novembro de 2019]

World Nuclear Association. (2019). Obtido de https://www.world-nuclear.org/information-library/facts-and-figures/heat-values-of-various-fuels.aspx [Acedido em 28 de Dezembro de 2019]

YouWheel. (21 de Janeiro de 2015). *Medium.* Obtido de https://medium.com/@you_wheel/automobile-suspension-design-101-part-iii-double-wishbone-suspension-1edbcbe29232 [Acedido em 2 de Novembro de 2019]

Zerbinatti, E. (2019). *Revista Mente e cerebro.* Obtido de https://revistamentecerebro.uol.com.br/carros-paixao-masculina/

ANEXO A: Marcas e o uso do turbo nos seus carros de luxo

Numa era, não tão distante da atual, a palavra "turbo" era exclusivamente associada a automóveis de alto desempenho ou participativos em competições motorizadas. Contudo, depois dos cenários relatados neste documento, tal acontecimento alterou-se drasticamente. Hoje em dia, este dispositivo de indução forçada é comumente utilizado em qualquer automóvel de estrada, de forma a gerar veículos mais económicos e menos poluentes.

Numa preocupação constante com o meio ambiente, os motores de combustão interna viram a sua capacidade volumétrica, ao longo do tempo, diminuir. Neste processo, tecnicamente reconhecido como "engine downsizing", devido aos altos critérios impostos pelos consumidores, as marcas necessitavam de manter nos seus automóveis altos padrões de potência e binário. Para isso, em virtude das mais valias já relatadas, recorreram-se da adoção de turbocompressores.

Este Anexo tem como objetivo exclusivo mencionar quais as marcas, que nas décadas de 1980 e 1990, utilizaram esta metodologia para fabricar os seus modelos topo de gama, deixando com clara evidência nas menções em painéis laterais ou emblemas frontais e traseiros, que o turbo era sinónimo de performance e pertença de bem estar económico e social.

Dentro de várias, destaca-se particular relevância, face à clara diferença entre modelos, conquistas efetuadas em campeonatos ou marcação de uma era, as marcas Renault, Ferrari, Porsche, Volvo, Audi, Lancia, Fiat, Ford, Lotus, Mercedes, MG e Volkswagen.

As marcas Fiat, Volvo, Renault, Ford, Porsche, Lancia, Lotus, MG, Mercedes e Volkswagen durante estas épocas utilizavam frequentemente o turbocompressor para separar no mesmo campo de modelos de veículos, os de baixa gama e os topo de gama. Coloca-se nas Tabelas A.1, A.2, A.3, A.4, A.5 ,A.6, A.7, A.8, A.9 e A.10 segundo revistas nacionais da época, os modelos, preços e especificações dos modelos das diversas construtoras.

Tabela A.1 - Tabela informativa acerca da marca Fiat (AutoMotor, AutoMotor nº13, 1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
Uno	45	45	145	17	999	Gasolina	1.204.700
	45 S	45	145	17	999	Gasolina	1.292.800
	60S	57	155	13,9	1108	Gasolina	1.380.400
	60 SX	57	155	13,9	1108	Gasolina	1.470.600
	70 SX	72	170	11,4	1372	Gasolina	1.830.500
	Turbo i.e	118	204	7,7	1372	Gasolina	2.146.000
	Diesel S	46	140	21,2	1301	Diesel	1.639.000
	Turbo D	72	168	12,4	1367	Diesel	2.112.100
Tempra	1.4 SX	78	172	13,4	1372	Gasolina	2.190.000
	1.6 SX	86	177	12,3	1581	Gasolina	2.950.00
	1.9 Turbo SX	92	178	12,1	1929	Diesel	4.630.00
Croma	2.0 i.e Turbo	155	210	7,8	1995	Gasolina	5.550.000
	2.0 Turbo D	92	180	12,5	1929	Diesel	4.281.000
	2.5 Diesel	75	165	16,5	2499	Diesel	6.941.851

Tabela A.2 - Tabela informativa acerca da marca Ford. Fonte: Revista AutoMotor (1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindra (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
Escort	1.1 CL	54	148	17,5	1118	Gasolina	1.639.300
	1.3 Fashion	63	157	15,0	1297	Gasolina	1.808.900
	1.4 Fashion	75	167	12,7	1392	Gasolina	1.968.600
	1.4 Ghia	75	167	12,7	1392	Gasolina	2.174.000
	XR 3i	108	188	10,5	1597	Gasolina	2.977.700
	RS Turbo	132	206	8,7	1597	Gasolina	3.639.800
Sierra	1.6 CL	75	165	14,3	1597	Gasolina	2.726.400
	2.0 i Ghia	125	195	9,7	1998	Gasolina	4.981.400
	2.0 i Turbo Cosworth	220	240	6,9	1998	Gasolina	7.681.400

Tabela A.3 - Tabela informativa acerca da marca Lancia. Fonte: Revista AutoMotor (1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
Delta	1.3 LX	78	163	14,3	1581	Gasolina	2.045.000
	1.6 GT i.e	108	185	10,0	1585	Gasolina	2.653.500
	HF Turbo	140	203	8,7	1585	Gasolina	3.196.500
	HF Integralle 16v Turbo	200	222	7,9	1995	Gasolina	6.759.500
Thema	2.0 Turbo 16v	185	225	7,0	1995	Gasolina	6.667.000
	8.32	215	240	6,8	2927	Gasolina	12.990.000

Tabela A.4 - Tabela informativa acerca da marca Lotus. Fonte: Revista AutoMotor (1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
Esprit	Normal	174	222	6,5	2172	Gasolina	13.464.148
	Turbo	218	245	5,3	2172	Gasolina	15.241.658

Tabela A.5 - Tabela informativa acerca da marca Porsche (AutoMotor, AutoMotor nº6, 1989).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
944	S2	211	235	7,1	2969	Gasolina	13.026.000
	Turbo	250	245	5,9	2479	Gasolina	13.640.000
911	Carrera	231	245	6,1	3164	Gasolina	16.446.000
	Carrera 4	250	262	5,9	3600	Gasolina	17.562.000
	Turbo	300	260	5,5	3299	Gasolina	18.425.511

Tabela A.6 - Tabela informativa acerca da marca Mercedes. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
190	D	72	160	18,1	1997	Diesel	6.591.640
	D 2.5	90	174	14,8	2497	Diesel	9.621.963
	D 2.5 Turbo	122	195	11,0	2497	Diesel	10.189.413
300	D	109	190	13,7	2996	Diesel	11.748.204
	D Turbo	143	195	11,0	2996	Diesel	12.887.784

Tabela A.7 - Tabela informativa acerca da marca MG. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
Metro	Normal	73	166	12,0	1275	Gasolina	1.480.000
	Turbo	94	180	9,9	1275	Gasolina	1.721.000

Tabela A.8 - Tabela informativa acerca da marca Renault. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
5	Campus	42	137	19,3	956	Gasolina	1.213.970
	TL	47	143	16,0	1108	Gasolina	1.388.889
	GTR	55	150	14,2	1237	Gasolina	1.505.351
	GTX	68	152	11,5	1397	Gasolina	1.914.935
	Baccara 1.4	68	165	12,2	1397	Gasolina	2.304.421
	Baccara 1.7	90	184	9,4	1721	Gasolina	2.864.167
	GT Turbo	120	204	8,0	1397	Gasolina	2.872.111
21	GTL	68	168	14,5	1397	Gasolina	2.395.099
	TSE	90	185	10,7	1721	Gasolina	3.138.261
	2L Turbo	175	227	7,9	1995	Gasolina	6.236.285
25	GTX	120	195	10,9	1995	Gasolina	6.090.117
	V6 Turbo	182	225	7,7	2458	Gasolina	10.070.101

Tabela A.9 - Tabela informativa acerca da marca Volkswagen. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990).

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
Golf	CL Diesel	55	148	18,7	1588	Diesel	2.851.715
	CL Turbo Diesel	75	160	14,5	1588	Diesel	3.415.084
Jetta	CL Diesel	54	146	19,3	1588	Diesel	2.904.775
	CL Turbo Diesel	70	158	15,0	1588	Diesel	3.389.512
Passat	CL Diesel	75	171	15,5	1595	Diesel	3.628.464
	CL Turbo Diesel	80	171	15,5	1588	Diesel	3.983.417

Tabela A.10 - Tabela informativa acerca da marca Volvo. Fonte: Revista AutoMotor nº13 (1990)

Modelo		Potência (cv)	Velocidade máxima (km/h)	Aceleração 0-100 km/h (s)	Cilindrada (cm^3)	Combustível	Preço de venda em escudos
440	GLT	109	180	10,8	1721	Gasolina	3.820.000
	Turbo	120	200	9,0	1721	Gasolina	4.530.000
460	GLE	109	185	10,4	1721	Gasolina	3.950.000
	Turbo	120	200	9,0	1721	Gasolina	4.800.000
740	GLE 16V	139	185	11,8	1986	Gasolina	7.700.000
	Turbo 16V	200	213	10,0	1986	Gasolina	8.700.000
760	GLE	170	187	10,0	2849	Gasolina	12.100.000
	Turbo	182	200	8,5	2316	Gasolina	10.950.000

Por fim, para além daquilo que se pode observar pelas tabelas acima demonstradas, salientam-se as marcas Ferrari e Audi, que, respetivamente, com objetivo de produzir o carro de produção mais rápido do mundo e ganhar o campeonato do mundo de ralis, decidiram adotar a sobrealimentação através de turbocompressores. Da construtora Ferrari realça-se um modelo em concreto: o Ferrari F40, último carro produzido pela marca italiana com supervisão do seu fundador Enzo Ferrari[79], que em recurso de um motor V8 biturbo de 2,9 L de cilindrada produzia 351,52 kW (478 cv) às 7000 rpm. Curiosamente este modelo só não conseguiu alcançar o desejado porque a Porsche desenvolveu na mesma época o 959. O mesmo tinha 2847 cm^3 de cilindrada e com recurso a turbocompressores produzia 331 kW (450 cv) às 6500 rpm.



Figura A.1 - Porsche 959 cinzento e Ferrari F40 vermelho.

Por outro lado, a Audi, para tentar combater a supremacia da Fiat e Ford no campeonato mundial de rallies até então, em 1981, o Quattro[80] foi inserido na competição. Este ganhou duas edições consecutivas do campeonato mundial, nomeadamente as dos anos 1982 e 1983, e possuia um motor turbo de 2,1 L de cilindrada capaz de produzir entre 374,37 a 441,30 kW (509 a 600 cv).[81]



Figura A.2 -Audi Quattro Grupo B.

[79] Enzo Ferrari afirmava "que se deus fosse uma máquina seria uma ferrari F40".

[80] O desenvolvimento deste modelo contou com a participação de Fernand Piech.

[81] Existem rumores que estes motores foram afinados para além de 735,50 kW (1000 cv) de potência.

ANEXO B: 7ªedição de CAN-AM ocorrida em 1972

Neste Anexo é relatado todos os pormenores ocorridos na edição de CAN-AM do ano de 1972. É de relembrar que foi esta competição que incentivou a Porsche à utilização de turbocompressores nos seus motores, desmitificando o uso exclusivo de motores naturalmente aspirados. Com isso para além de se obter mais potência por litro de cilindrada, é-se capaz de desenvolver motores mais económicos, eficientes e menos poluentes.

Na qualificação para a ordem de partida da primeira corrida, Mark Donohue ao comando do Porsche 917 acarreta a volta mais rápida (pole position) no autódromo Mosport Park. Atrás dele ficariam respetivamente dois Mclaren M20 comandados por Peter Revson[82] e Denny Hulme[83]. Logo ao início da corrida Hulme obtém um melhor arranque, que o possibilitava de ultrapassar Donohue e comandar o pelotão. Contudo tal domínio seria imposto apenas até à primeira curva do circuito, tendo sido ultrapassado pelo poder colossal do motor Porsche, que na parte final da corrida acabaria por apresentar problemas obrigando à paragem do modelo. Com arranjo demorado, a três voltas do primeiro classificado, retoma à competição em 9º lugar, e a partir deste instante impôs um ritmo alucinante que o levaria, no final da corrida, a atingir o segundo[84] lugar (grandprixhistory, 2020).

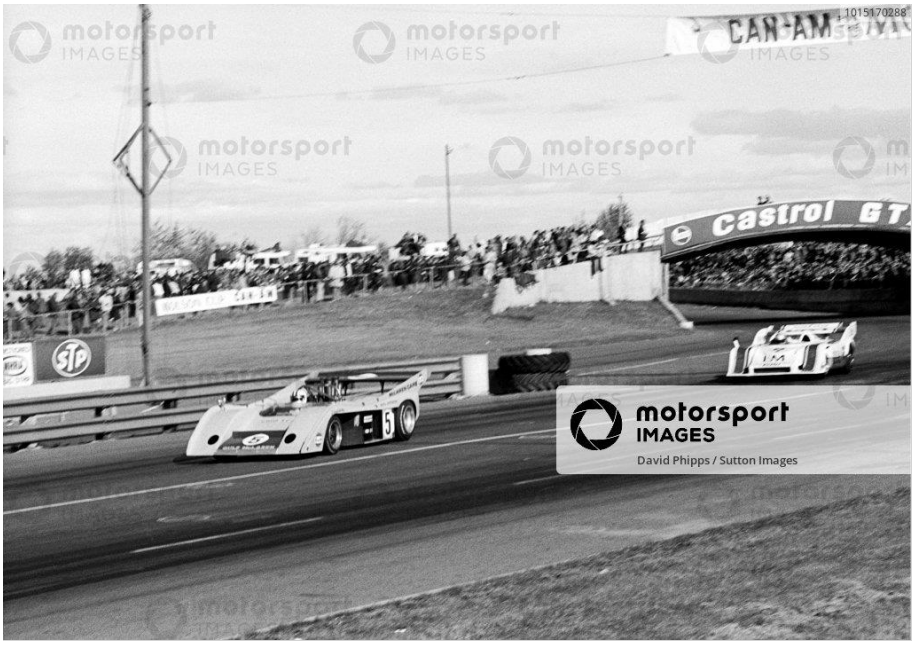


Figura B.1 - Denny Hulme ao comando do seu Mclaren M20 à frente de Mark Donohue e do seu Porsche 917/10 na primeira corrida do campeonato. Fotografo: David Phipps.

Copyright: Motorspor images ref. 1015170288.

[82] Foi um piloto de automobilismo norte americano. Nasceu a 27/2/1939 em Nova Iorque e faleceu a 22/3/1974 em África do Sul. De família rica, fundadora dos cosméticos Revlon atuou nas competições CAN-AM, 500 milhas Indianapolis e principalmente na fórmula 1. O melhor resultado nesta última competição foi um quinto lugar à geral nos campeonatos de 1972 e 1973.

[83] Denis Clive Hulme ou apenas Denny Hulme nasce a 18/6/1936 na Nova Zelândia e falece a 4/10/1992 na Austrália. Foi campeão de fórmula 1 no ano de 1967 pela construtora Brabham. Além desta competição envolveu-se também em CAN-AM e nas 500 milhas de Indianapolis. Hulme morre durante uma prova automobilística ao volante de um BMW M3, tendo sofrido um ataque cardíaco. Na altura tinha 56 anos de idade.

[84]O ritmo levado pelo modelo da Porsche impunha superioridade face aos seus concorrentes, que provocaria numa corrida mais longa um desfecho vitorioso.

A segunda corrida realizou-se em Road Atlanta, na qual as principais equipas candidatas ao título da competição chegaram dias antes para realizarem testes. A equipa da Mclaren, em particular, procurava melhorar a manobralidade e o poder de travagem dos seus carros, de maneira a tentar afrontar o poderio do motor Porsche. Na tentativa de realizar tais modificações provocam um grande acidente. Este envolveu o Porsche de Mark Donohue e ditou a substituição do piloto, visto o mesmo apresentar sequelas que o colocariam meses sem poder pilotar. A pessoa escolhida por Roger Penske para substituir Mark Donohue foi George Follmer, que já havia conduzido por diversas vezes na equipa de Penske na competição de Trans Am. Assim, como principais novidades desta segunda etapa do campeonato estariam o piloto Follmer ao comando do Porsche 917 e a participação do novo modelo da Lola, T310, pilotado pelo então campeão da F5000 David Hobbs.

Na qualificação desta corrida, Hulme classificou-se na pole position, enquanto Follmer e Revson eram respetivamente responsáveis pela segunda e terceira volta mais rápida da sessão. Durante a partida o modelo da Porsche conseguiu impor um arranque mais veloz, deixando ambos Mclarens para trás. Assim, com um ritmo nitidamente mais elevado que os seus principais oponentes, apenas culpa própria de Follmer retiraria o 917 da liderança.

Durante a terceira volta da corrida, o Mclaren de Revson é obrigado a parar com problemas no motor, enquanto que o seu carro parceiro, voltas mais tarde, envolve-se num grave acidente, retirando-o também da corrida. Assim, a jornada de Road Atlanta do dia nove de Julho sairia vitoriosa para a Porsche e para o piloto George Follmer, enquanto Greg Young da equipa "Young racing team" e Milt Minter ao comando doutro Porsche 917/10, não pertencente à equipa oficial, completaram o pódio em segundo e terceiro lugar (grandprixhistory, 2020).



Figura B.2 - À esquerda George Follmer e à direita Mark Donohue, Fotográfo: David Phipps. Copyright: Motorsport images ref.1015623689.

Catorze dias mais tarde, no circuito Watkins Glen Internation, ocorreria a terceira corrida do campeonato CAN-AM do ano 1972, na qual a Penske Porsche obteria o seu pior resultado na competição: George Follmer não consegue alcançar o pódio e finaliza na quinta posição.

Com pressão elevada por parte administrativa da marca de Estugarda, Follmer é obrigado a melhorar a sua prestação nos circuitos senão acabaria por ser substituído. Com isto em mente, a seis de Agosto, acarreta a vitória da quarta jornada do campeonato no circuito Mid Ohio, situado nos Estados Unidos da América. A vitória tranquila e sem oposição deixa a Penske Porsche e o piloto Follmer a dois pontos da liderança comandada até então por Denny Holmme e o seu Mclaren M20.

No circuito Road America, passados vinte e um dias da etapa anterior, realizaria-se nova corrida de CAN-AM. Uma pista molhada e escorregadia fez com que Follmer e Revson se qualificassem respetivamente na décima terceira e vigésima quinta posição. Tais condições, apanharam de surpresa os dois primeiros classificados do campeonato, deixando-os longe do começo da grelha de partida.

Quando a bandeira de xadrez caiu, indicativo do início da corrida, os pilotos do Porsche e do Mclaren não perderam tempo, subindo de posições volta após volta. Para se ter noção do ritmo imposto por ambos, no final da segunda volta, Follmer ocupava já a sexta posição enquanto Revson estaria em décimo. Assim, com o decorrer da corrida existiu por parte destes pilotos, uma constante recuperação de posições, que apenas foi quebrada devido a problemas de embraiagem no Mclaren, que o obrigaram a desistir à volta 21. Follmer mesmo com problemas no motor sai vencedor desta corrida.

Depois deste desfecho, a Porsche, a partir da quinta jornada do campeonato, partia para as próximas corridas como primeiro classificado, a par do seu piloto George Follmer.

A dezassete de Setembro após acidente ocorrido na qualificação de Road Atlanta, Mark Donohue estaria pronto a correr em Donnybrooke, autódromo onde se realizaria a sexta jornada da competição. Determinados a não perder a liderança com a substituição de Follmer, a marca manteve ambos os pilotos a competir oficialmente para si. No caso particular desta corrida, ambos os homens da Penske Porsche estiveram azarados, com Follmer pronto a vencer a corrida e ficar sem combustível, e com Donohue a ter um furo lento num dos pneus que não lhe proporcionou condições para praticar um bom ritmo de corrida. Com isto, Follmer terminaria na quarta posição da grelha enquanto que Follmer ocuparia o décimo sétimo lugar.

Para satisfação da marca, o azar não esteve apenas com os seus pilotos e colocou ambos condutores da equipa Mclaren fora de corrida, impedindo-os assim de pontuar. Uma junta queimada no motor de Peter Revson deixa de fora o seu Mclaren M20 à volta vinte e quatro, enquanto que um motor partido deixou Denny Hulme encostado à volta doze. Com surpresa de todos, François Cevert[85] ao comando do seu Mclaren M8F Chevrolet venceria a corrida, enquanto que Milt Minter[86] ao volante de um Porsche 917/10, não oficial, e Jacki Oliver com o seu Shadow MkIII Chevrolet acabariam por completar o pódio.

Desta forma, visto a equipa Mclaren não ter pontuado, a Penske Porsche parte para Edmonton Speedway Park a um de Outubro na liderança do campeonato. Mark Donohue, visivelmente afetado pelo acidente que tinha tido jornadas antes, vence a corrida deixando Hulme, no Mclaren, na segunda posição e o seu colega de equipa George Follmer a completar

[85] Foi um piloto francês de fórmula 1. Nasceu a 25/2/1944 na comuna francesa Vaudelnay e acaba for falecer durante os treinos do Grande Prémio dos Estados Unidos a 6/10/1973,com vinte e nove anos de idade, em Watkins Glen. Era na altura piloto da Tyrrel Ford e colega de equipa de Jacki Stewart, campeão mundial da competição na altura. O seu melhor resultado foi um terceiro lugar no campeonato de 1971. Correu também nas 24h Le Mans pela Matra Sports nos anos de 1970,1972 e 1973, tendo a equipa vencido as duas últimas edições e a de 1974, na qual já não participou devido à sua morte.

[86] Americano nascido a 24/11/1933 na Califórnia. Correu nas competições CAN-AM, onde obteve o seu melhor resultado por coincidência na edição que tem sido falada neste texto: terceiro lugar. No mesmo ano obtém tambémum segundo lugar, o seu melhor resultado, em Trans-Am. Falece a 23/12/2004 no mesmo país onde nasce.

o pódio. Os dois Porsche 917 não efetuaram a "dobradinha[87]" porque Donohue não se apercebeu que Follmer na última volta quebrou o ritmo, deixando-o para trás.



Figura B.3 - Mark Donogue ao comando do Porsche 917 nº6 perseguido pelo colega de equipa George Follmer aos comandos de um mesmo modelo de número *7 (Grandprixhistory, 2020)*

A esta altura a Penske Porsche aproximava o seu segundo piloto do topo do quadro qualificativo, embora estivesse apenas presente em três das sete corridas até então disputadas.

Laguna Seca Raceway seria o palco da penúltima corrida do campeonato Canadiano, a qual não poderia ter corrido melhor para a equipa da Porsche. Os seus pilotos completaram as duas posições mais elevadas do pódio, com Follmer e Donohue, respetivamente, a ocuparem o primeiro e segundo lugar. Cevert acabaria por completar o pódio com um já falado Mclaren M8F, não oficial[88]. A equipa oficial da marca voltaria a não pontuar nesta corrida, embora[89] Revson tenha conquistado o décimo nono lugar.

Desta maneira, mesmo não sendo necessário pontuar, a equipa oficial da Porsche sagrava-se campeã na última corrida. Embora no dia vinte e nove de Outubro o festejo fosse certo em Riverside, a Porsche não facilitou e obtém dois lugares do pódio. Follmer venceria a corrida, ao passo que Revson e Donohue ocupariam, respetivamente, a segunda e terceira posição. Assim, o modelo oficial 917 ao comando de Follmer, como era de expectar sagra-se campeão de CAN-AM em 1972, enquanto que Hulmer e Minter finalizaram em segundo lugar, empatados e a uma grande distância do primeiro classificado. Donohue, mesmo não competindo em metade das corridas, em virtude do acidente sofrido na classificação da segunda jornada, acaba num respeitável terceiro lugar.

Nas tabelas B.1 e B.2 são apresentadas informações acerca do quadro classificativo de equipas e pilotos acerca de CAN-AM de 1972, em específico e por ordem cronológica.

[87] Termo usado quando existe a vitória e o segundo lugar de pilotos da mesma equipa.

[88] Com isto quer-se dizer que a utilização do modelo não era feita pela equipa oficial da marca do veículo. Nada tem a ver com a originalidade do modelo, que embora não seja utilizado na competição pela equipa Mclaren é um modelo da mesma.

[89] Embora tenha finalizado a corrida, esta classificação não permite pontuar. O lugar mais baixo que o permite fazer é a décima posição.



Figura B.4 - Porsche 917 de George Follmer, vencedor da edição de 1972 de CAN-AM. Fonte: Fotografias tiradas pela leiloeira Mecum que em 2012 foi responsável pela venda deste modelo em particular,2019.

Tabela B.1 - Calendarização e resultados de CAN-AM em 1972 (Wikipedia, 2020).

Vencedores e calendarização das corridas passadas em CAN-AM no ano 1972			
Jornadas	**Circuito**	**Equipa vencedora** **Piloto vencedor**	**Data**
1	Mosport	Mclaren Motor Racing Denny Hulme	11 de Junho
2	Road Atlanta	Penske Porsche Racing George Follmer	9 de Julho
3	Watkins Glen	Mclaren Motor Racing Denny Hulme	23 de Julho
4	Mid Ohio	Penske Porsche Racing George Follmer	6 de Agosto
5	Road America	Penske Porsche Racing George Follmer	27 de Agosto
6	Donnybrooke	Young American Racing François Cevert	17 de Setembro
7	Edmonton	Penske Porsche Racing Mark Donohue	1 de Outubro
8	Laguna Seca	Penske Porsche Racing George Follmer	15 de Outubro
9	Riverside	Penske Porsche Racing George Follmer	29 de Outubro

Tabela B.2 - Tabela classificativa do campeonato CAN-AM de 1972 (Wikipedia, 2020).

Posição	Equipa	Condutor	Carro	Motor	Pontos									
					Ronda 1	Ronda 2	Ronda 3	Ronda 4	Ronda 5	Ronda 6	Ronda 7	Ronda 8	Ronda 9	Total
1	Penske Porsche Racing	George Follmer	Porsche 917/10	Porsche		20	8	20	20	10	12	20	20	130
2	Mclaren Motor Racing	Denny Hulme	McLaren M20	Chevrolet	20		20	10			15			65
2	Vasek Polak Racing Team	Milt Minter	Porsche 917/10	Porsche	10	12	6	12		15		10		65
4	Penske Porsche Racing	Donohue	Porsche 917/10	Porsche	15						20	15	12	62
5	Young American Racing	Cevert	McLaren M8F	Chevrolet			12		15	20		12		59
6	Mclaren Motor Racing	Peter Revson	McLaren M20	Chevrolet	12		15				6		15	48
7	Carl Haas	David Hobbs	Lola T310	Chevrolet		4	10	6			8	3	8	39
8	Advanced Vehicle Systems	Jackie Oliver	Shadow Mk.3	Chevrolet				15		12			10	37
9	Peter Gregg	Peter Gregg	Porsche 917/10	Porsche	8	8			12				6	34
10	Bobby Rinzler	Charlie Kemp	Lola T222	Chevrolet	2	10		8			1	6		27
11	Motschenbacher Racing	Lothar Motschenba	McLaren M8D	Chevrolet	6	6	4			6	4			26
12	Young American Racing	Gregg Young	McLaren M8F	Chevrolet		15			8					23
14	North American Racing	Jean-Pierre Jarier	Ferrari 712M	Ferrari			1		10					11
14	Bob Nagel	Bob Nagel	Lola T222	Chevrolet	1		3	1	3	3				11
16	Advanced Vehicle Systems	José Carlos	Shadow Mk.3	Chevrolet							10			10
16	Gary Wilson	Gary Wilson	McLaren M8E	Chevrolet				3	6			1		10
19	William Overhauser Racing	John Cordts	Lola T163 Mclaren M8D	Chevrolet						8				8
19	Vasek Polak Racing Team	Sam Posey	Porsche 917PA	Porsche								8		8
19	Otto Zipper Alfa Racing	Scooter Patrick	Alfa Romeo T33/4	Alfa Romeo		2						4	2	8
20	JNO Racing	Gordon	McLaren M8C	Chevrolet	3			4						7
21	Albert Heyser	Tom Heyser	Lola T260	Chevrolet						1	2	2		5
25	Steve Durst	Steve Durst	McLaren M8E/D	Chevrolet	4									4
25	Ed Felter	Ed Felter	McLaren M8E	Chevrolet						4				4
25	Mike Hiss	Mike Hiss	McLaren M8F	Chevrolet									4	4
25	Warren Agor	Warren Agor	McLaren M8B Mclaren M8D	Chevrolet				2	2					4
26	Robert McCaig	Chuck Parsons	Lola T163 Mclaren M8D	Chevrolet		3								3
26	Wiedmer Racing Team	Hans Wiedmer	McLaren M8F	Chevrolet							3			3
26	Willi Kauhsen Racing Team	Kauhsen	Porsche 917/10	Porsche									3	3
29	A.G. Dean Racing	Tony Dean	Porsche 908/02	Porsche			2							2
29	Pete Sherman	Pete Sherman	McLaren M12	Chevrolet						2				2
29	Roger McCaig	Roger McCaig	McLaren M8FP	Chevrolet		1			1					2
32	Peckham Racing	Peckham	McLaren M8C	Chevrolet									1	1

ANEXO C: 8ªedição de CAN-AM ocorrida em 1973

Como era habitual nesta competição, a primeira corrida do campeonato realizava-se no circuito Mosport Park, que nesta edição de 1973 concretizou-se no dia 10 de Junho. Donohue ao comando do novo modelo Porsche obtém a volta mais rápida da qualificação à frente os antigos Porsche 917/10. Desta forma, a frente da grelha de partida da corrida foi composta exclusivamente pelos modelos Porsche. Ao início, o modelo antigo obtém um melhor arranque face à sua versão modernizada, o que colocou Scheckter no comando da corrida. Contudo, tal liderança foi superada pela maior potência do 917/30 que ultrapassava o então líder ainda na primeira volta. Donohue, agora no comando, não vence a corrida porque se envolveu num acidente que o obriga à substituição da frente do veículo, deixando caminho livre para Scheckter. Embora a vitória, nesse momento, parecesse evidente para o condutor do 917/10, um pneu rebentado dita que Charlie Kemp assumisse a primeira posição, vencendo a sua primeira e última corrida deste campeonato. O pódio seria completado pelos pilotos Hans Wiedmer[90] e Bob Nagel[91], que ocuparam respetivamente a segunda e terceira posição.

Assim, para a segunda jornada ocorrida no dia oito de Julho em Road Atlanta, a equipa Ringler Rc Cola encontrava-se no topo da tabela classificativa. Esta prova consistiria numa distância de 120 milhas (193 km), dividida numa corrida de 40 milhas (64 km) no sábado adicionada a outra de 80 milhas (129 km) no domingo. Donohue na sessão de qualificação acarreta novamente a volta mais rápida, enquanto que Follmer obtém o segundo melhor tempo. Desta maneira, mais uma vez, a frente da grelha de partida seria composta pelos Porsche 917. Na prova de sábado, Donohue acarreta uma vitória fácil acabando a uma distância considerável do segundo classificado, Follmer. O vencedor de Mosporte, colega de equipa de Follmer, envolveu-se num acidente do qual sofreu vários ferimentos nas costas, colocando-o de fora de ambas as corridas do fim de semana (Grand Prix History, 2019).



Figura C.1 - Mark Donohue ao comando do seu Porsche 917/30. Fotógrafo: Rainer Schlegelmilch Copyright: Motorsport images ref.101694628.

[90] Ex-piloto alemão que apenas correu em CAN-AM nos anos tratados e na competição Interserie no ano de 1972. O seu melhor resultado foi um décimo terceiro lugar no campeonato tratado. Foi nele também que conseguiu um dos seus dois únicos pódios da carreira.

[91] O americano nasceu a 22/8/1924 e faleceu aos 91 anos de idade. A sua carreira durou mais de vinte anos e passou pelas competições CAN-AM, fórmula 5000 e USRRC. O seu melhor resultado na competição de interesse para o texto foi um quarto lugar no campeonato de 1974.

A corrida de domingo apresentava, como já referido, uma maior distância e foi ganha por Follmer, que se sagrava assim vencedor desta jornada. Tal aconteceu porque Donohue ao comando do seu Porsche 917/30, sofreu um furo no tanque de combustível, levando-o assim até ao segundo lugar. Em terceiro ficaria Jody Schekter pilotando a antiga variante do modelo Porsche.

A partir deste momento o Porsche 917/30 decorado principalmente com as cores amarelo e azul e com os logótipos do principal patrocinador da equipa: "Sunoco", venceria todas as restantes seis jornadas obtendo em cada uma delas, na sessão de qualificação a volta mais rápida.

Em vinte e dois de Julho, no circuito de Watkins Glen, a jornada seria novamente dividida em duas corridas de igual importância, cada uma de trinta voltas realizadas ambas no domingo. O carro de Donohue pela primeira vez do campeonato não apresentou problemas levando-o, como já referido, à primeira posição. Follmer por outro lado deparou-se com falhas no turbocompressor do seu carro enquanto Scheckter teve problemas com a seleção de pneus, o que permitiu a Hobbs um segundo lugar seguido por Charlie Kemp, que ainda se encontrava a recuperar dos ferimentos causados nas costas.

Passados vinte e um dias no circuito de Mid Ohio, Follmer e Schekter, forçaram um erro de Donohue, que possibilitou ultrapassá-lo ainda na primeira volta da corrida. Contudo, numa reta momentos depois, o piloto do Porsche 917/30 ultrapassa ambos os adversários começando a partir daí a afastar-se do pelotão. Scheckter na tentativa de uma aproximação acaba por danificar a sua suspensão, forçando o seu carro a parar. Assim, Follmer terminaria na segunda posição enquanto Hurley Haywood acabaria no terceiro posto dirigindo, curiosamente outro Porsche 917 (917/10).

Na quinta jornada realizada em Road America, a prova acabaria, como habitual nesta edição de CAN-AM de ser dividida em duas corridas. Contudo, ao contrário das jornadas anteriores, a primeira não contaria para pontuar no campeonato e serviria apenas para estabelecer os lugares de partida da próxima corrida. Como Donohue a venceu, tendo Scheckter e Follmer acabado respetivamente na segunda e terceira posição, estes arrancariam assim para a segunda corrida nos três lugares mais próximos da linha de meta. A mesma, curiosamente acabaria por apresentar nos lugares de pódio a respetiva classificação da corrida anterior.

A jornada seguinte realizada em Edmonton no dia dezasseis de Setembro tem como vencedor Donohue, enquanto que o segundo classificado é Follmer e o terceiro é Oliver num Shadow. Scheckter é forçado a abandonar com problemas de motor à volta onze.

Em Monterey, Califórnia, mais especificamente em Laguna Seca aconteceu outra vitória para a marca de Estugarda. Donohue, a esta altura já se sagrava campeão de CAN-AM, enquanto Follmer que viria a conquistar o vice desistia novamente da corrida à volta quarenta e quatro com problemas no turbocompressor. A completar o pódio estariam Jackie Oliver, que aproveitou as falhas da embraiagem do 917/10 de Scheckter, e Hurley Haywood num terceiro lugar (Grand Prix History, 2019).



Figura C.2 - Donohue, à esquerda, e Follmer, à direita, no comando da corrida. Copyright: Lat Photographic ref.73CANAM.

Desta maneira, à semelhança do que aconteceu na edição passada deste campeonato, a Porsche partiria para a última corrida da competição como campeã de CAN-AM. Embora não necessitasse de pontuar, Donohue acarreta novamente a vitória da corrida. Isto é algo que descreve muito bem a mentalidade da construtora alemã, que mesmo não necessitando faz questão de ganhar. Assim, a vinte de oito de Outubro no circuito de Riverside, a equipa de Roger Penske festeja o seu bicampeonato de CAN-AM.

À semelhança da descrição feita da edição de CAN-AM em 1972, vai-se apresentar nas Tabelas C.1 e C.2, informações acerca do quadro qualificativo de 1973 (equipas e pilotos), tal como a sua calendarização.

Tabela C.1 - Calendarização e Resultados de CAN-AM em 1972 (Grand Prix History, 2019).

Vencedores e calendarização das corridas passadas em CAN-AM no ano 1973			
Jornadas	**Circuito**	**Equipa vencedora** **Piloto vencedor**	**Data**
1	Mosport	Rinzler Motor Racing Charlie Kemp	10 de Junho
2	Road Atlanta	Rinzler Motor Racing George Follmer	8 de Julho
3	Watkins Glen	Sunoco Penske Porsche Mark Donohue	22 de Julho
4	Mid Ohio	Sunoco Penske Porsche Mark Donohue	12 de Agosto
5	Road America	Sunoco Penske Porsche Mark Donohue	26 de Agosto
6	Edmonton	Sunoco Penske Porsche Mark Donohue	16 de Setembro
7	Laguna Seca	Sunoco Penske Porsche Mark Donohue	14 de Outubro
8	Riverside	Sunoco Penske Porsche Mark Donohue	28 de Outubro

Tabela C.2 - Tabela classificativa do campeonato CAN-AM de 1973 (wikipedia, Wikipedia , 2020).

Posição	Equipa	Condutor	Carro	Motor	Ronda 1	Ronda 2	Ronda 3	Ronda 4	Ronda 5	Ronda 6	Ronda 7	Ronda 8	Total
1	Sunoco Penske Porsche	Mark Donohue	Porsche 917/30	Porsche	4	15	20	20	20	20	20	20	139
2	Rinzler RC Cola	George Follmer	Porsche 917/10	Porsche		20		15	12	15			62
3	Brumos Racing	Hurley Haywood	Porsche 917/10	Porsche		8		12			12	15	47
4	Rinzler RC Cola	Charlie Kemp	Porsche 917/10	Porsche	20		10			3		12	45
5	Nagel Racing	Bob Nagel	Lola T260	Chevrolet	12	6			6	4	6	10	44
6	Vasek Polak Racing Team	Jody Scheckter	Porsche 917/10	Porsche		12	12		15				39
7	Roy Woods Racing	David Hobbs	McLaren M20	Chevrolet		10	15			10	2		37
8	US Racing	Scooter Patrick	McLaren M8F	Chevrolet	10		1		10	6	3	1	31
9	Don Nichols	Jackie Oliver	Shadow DN2	Chevrolet				3		12	15		30
10	Vasek Polak Racing Team	Steve Durst	Porsche 917/10 Mclaren M8F	Porsche Chevrolet	8	4	4	1		8	4	3	29
11	Commander Motor Homes	Bobby Brown	McLaren M8F	Chevrolet				8	8		10		26
12	Commander Motor Homes	Milt Minter	McLaren M8F Alfa Romeo T33/3	Chevrolet Alfa Romeo							8	8	16
13	Hans Wiedmer	Hans Wiedmer	Porsche 917/10	Porsche	15								15
13	Burmester Racing	Tom Dutton	McLaren M8C	Chevrolet			6	4		1		4	15
15	Motschenbacher Racing	John Cannon	McLaren M8F	Chevrolet	6	8							14
16	Motschenbacher Racing	Derek Bell	McLaren M8F	Chevrolet				10					10
16	Bob Peckham	Bob Peckham	McLaren M8C	Chevrolet							4	6	10
18	Commander Motor Homes	Danny Hopkins	McLaren M8F	Chevrolet				6	2				8
19	Tom Heyser	Tom Heyser	Lola T260	Chevrolet		3	3		1				7
20	Gary Wilson	Gary Wilson	McLaren M8E	Chevrolet				2	4				6
21	Blue Magic Corporation	Ed Felter	McLaren M8E	Chevrolet	3	1							4
21	William Overhauser Racing	John Cordts	McLaren M8D	Chevrolet	2					2			4
23	Warren Agor Racing	Warren Agor	McLaren M8FP	Chevrolet					3				3
23	Dave Causey	Peter Sherman	McLaren M8F	Chevrolet	1	2							3
25	Brumos Racing	Peter Gregg	Porsche Carrera RSR	Porsche			2						2
25	Hans Müller-Perschl	Hans Müller-Perschl	KWM SP20	Porsche								2	2

ANEXO D: Válvulas e suas sedes de admissão e escape do Porsche RSR



Figura D.1- Válvula de admissão real.



Figura D.2 - Válvula de escape real.

ANEXO E: Curvas de desempenho obtidas com afinação dos AAA, AFA, AAE e AFE

Teste 1:

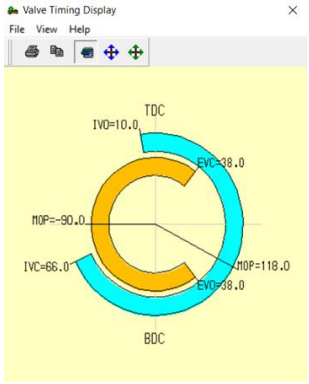


Figura E.1 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 1.

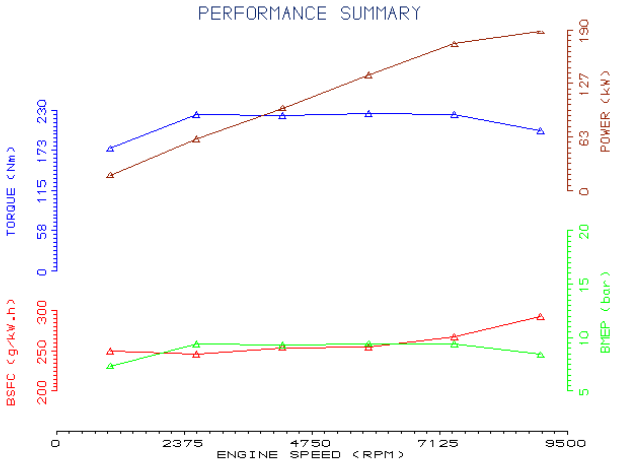


Figura E.2 - Gráfico de desempenho do teste 1.

Teste 2:

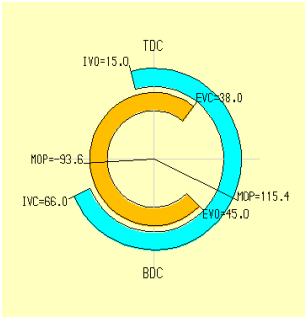


Figura E.3 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 2.

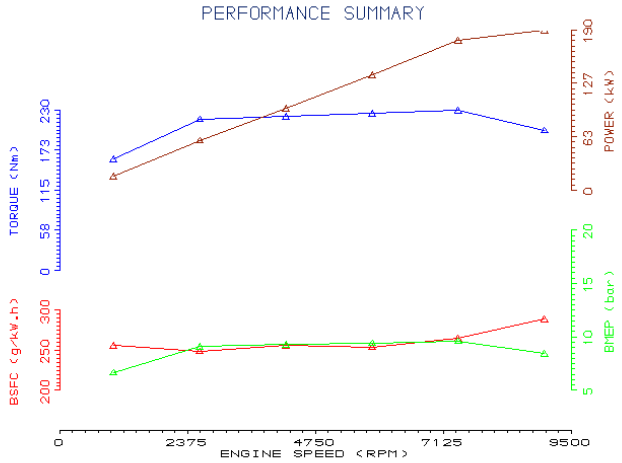


Figura E.4 - Gráfico de desempenho do teste 2.

Teste 3:

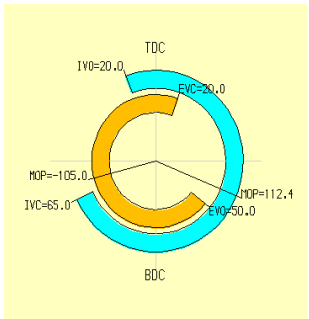


Figura E.5 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 3.

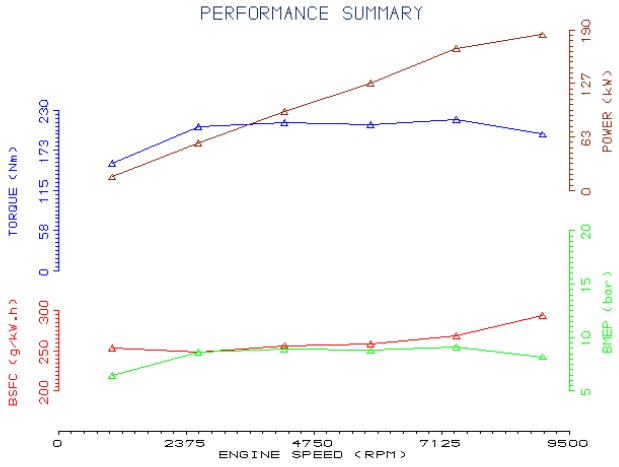


Figura E.6 - Gráfico de desempenho do teste 3.

Teste 4:

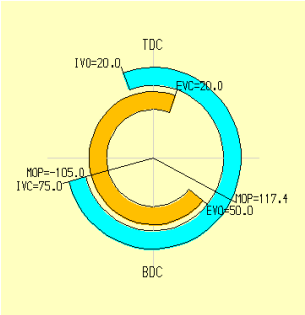


Figura E.7 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 4.

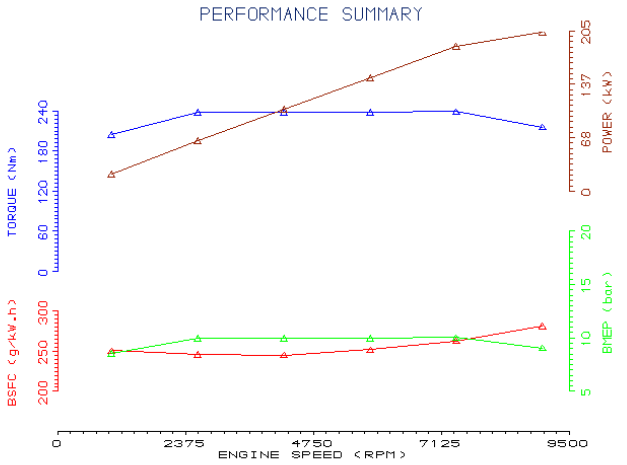


Figura E.8 - Gráfico de desempenho do teste 4.

Teste 5:

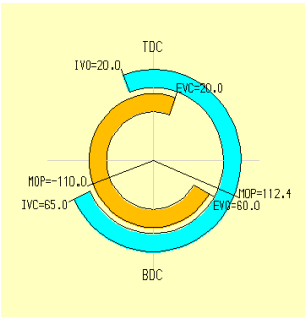


Figura E.9 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 5.

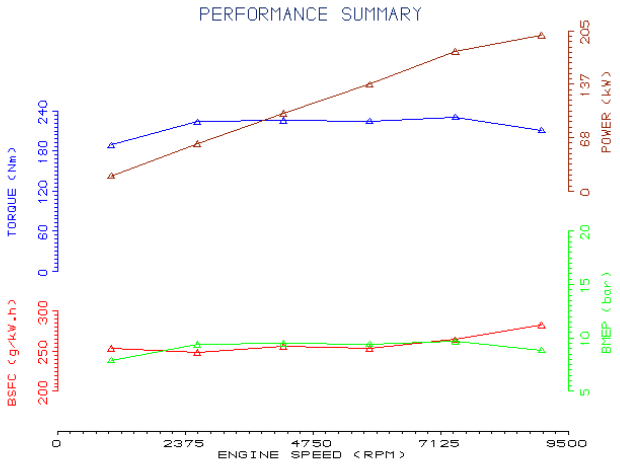


Figura E.10 - Gráfico de desempenho do teste 5.

Teste 6:

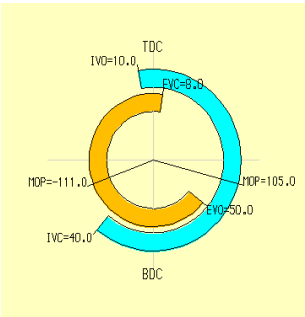


Figura E.11 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 6.

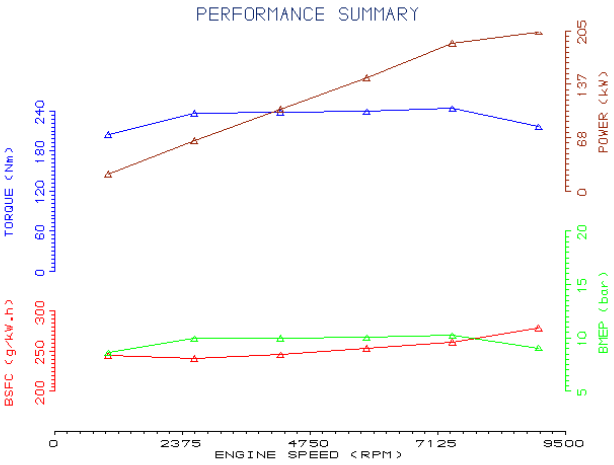


Figura E.12 - Gráfico de desempenho do teste 6.

Teste 7:

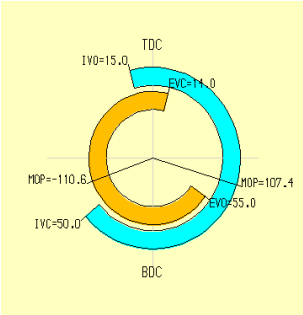


Figura E.13 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 7.

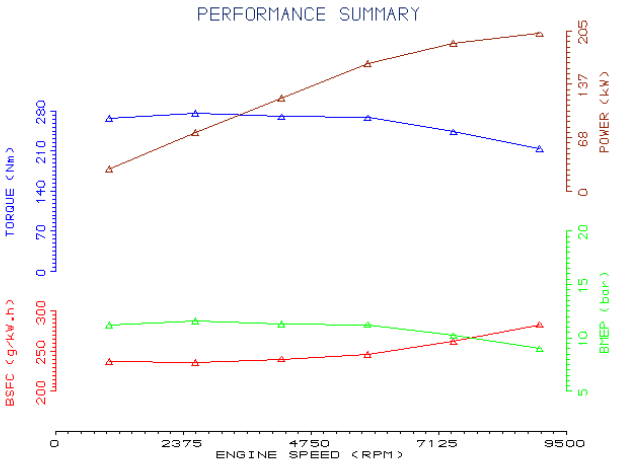


Figura E.14 - Gráfico de desempenho do teste 7.

Teste 8:

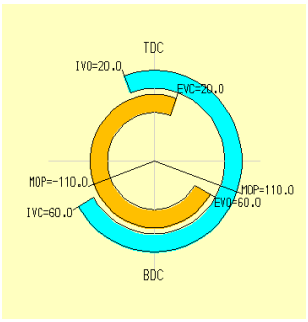


Figura E.15 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 8.

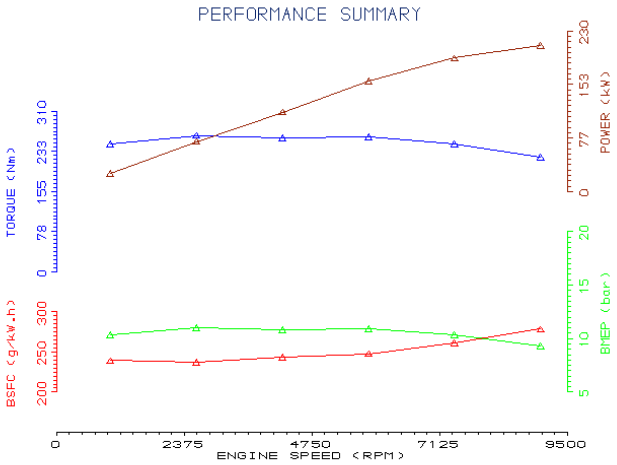


Figura E.16 - Gráfico de desempenho do teste 8.

Teste 9:

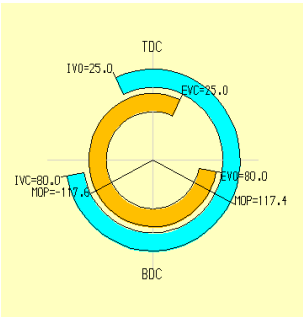


Figura E.17 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 9.

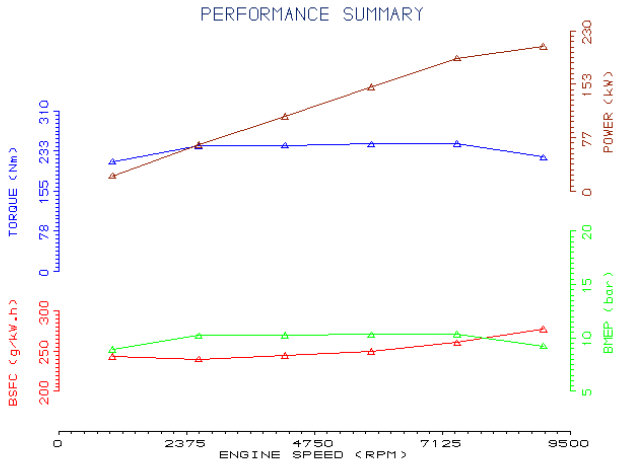


Figura E.18 - Gráfico de desempenho do teste 9.

Teste 10:

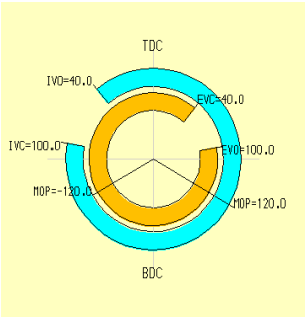


Figura E.19 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 10.

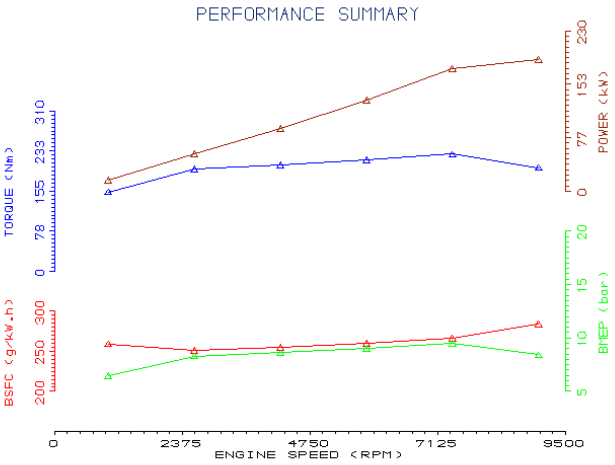


Figura E.20 - Gráfico de desempenho do teste 10.

Teste 11:

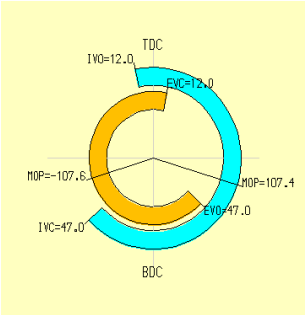


Figura E.21 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 11.

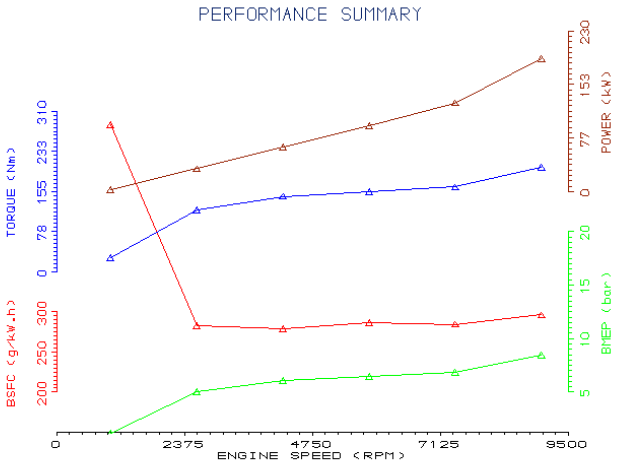


Figura E.22 - Gráfico de desempenho do teste 11.

Teste 12:

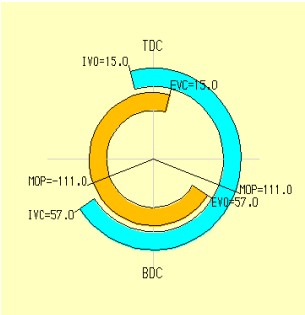


Figura E.23 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 12.

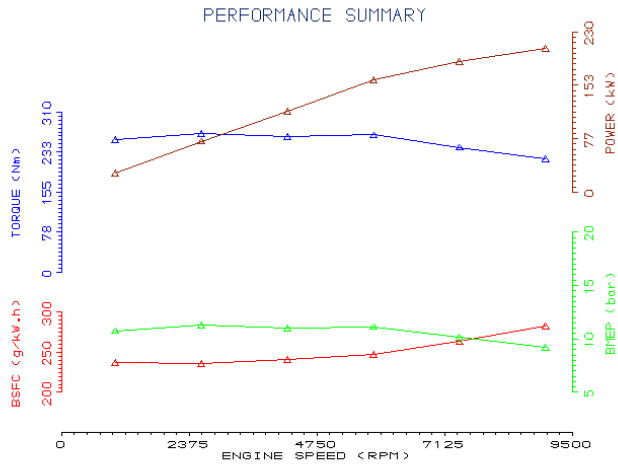


Figura E.24 - Gráfico de desempenho do teste 12.

Teste 13:

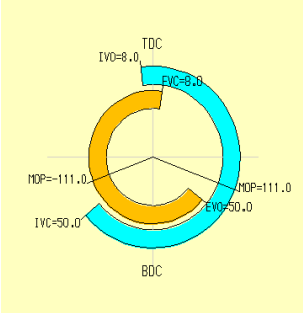


Figura E.25 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 13.

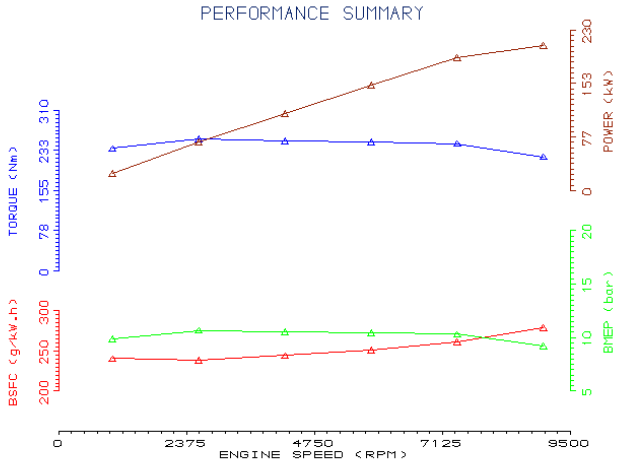


Figura E.26 - Gráfico de desempenho do teste 13.

Teste 14:

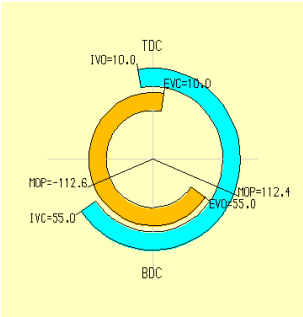


Figura E.27 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 14.

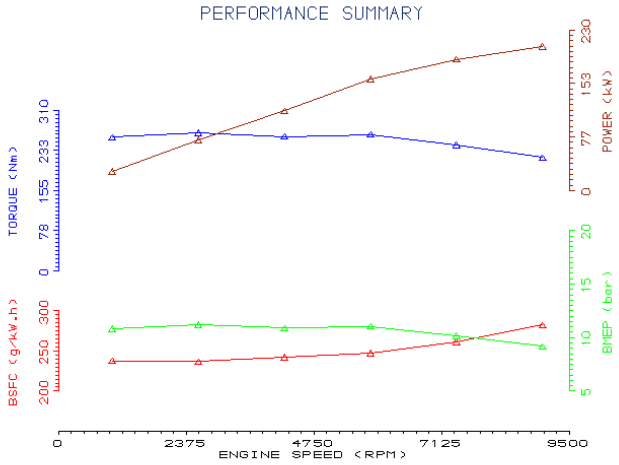


Figura E.28 - Gráfico de desempenho do teste 14.

Teste 15:

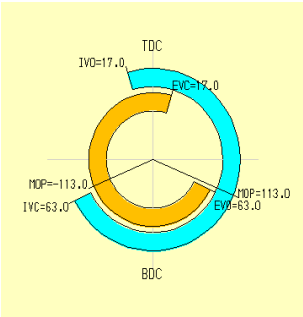


Figura E.29 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 15.

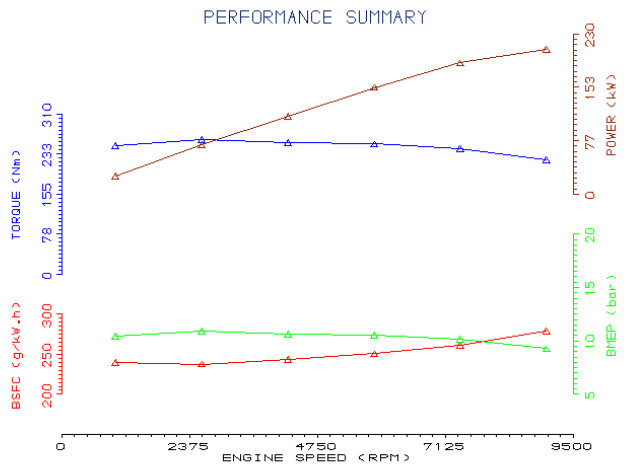


Figura E.30 - Gráfico de desempenho do teste 15.

Teste 16:

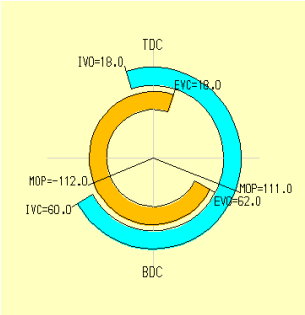


Figura E.31 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 16.

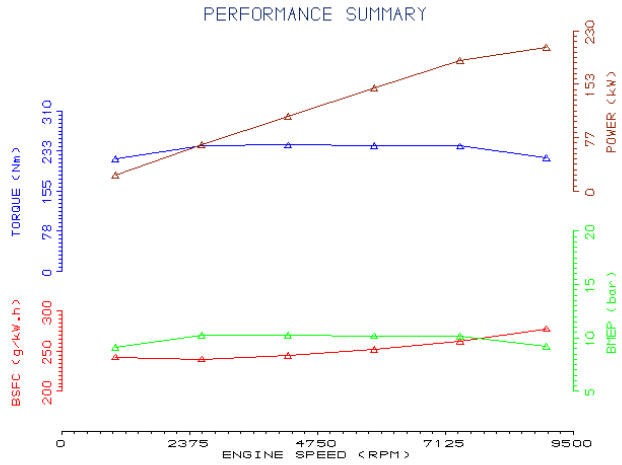


Figura E.32 - Gráfico de desempenho do teste 16.

Teste 17:

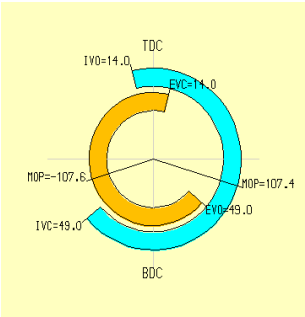


Figura E.33 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 17.

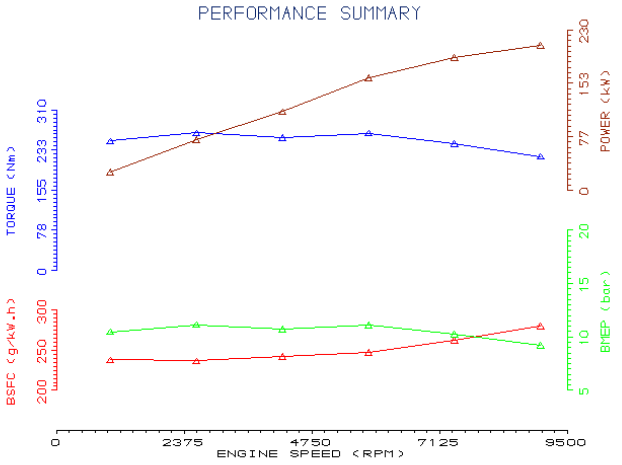


Figura E.34 - Gráfico de desempenho do teste 17.

Teste 18:

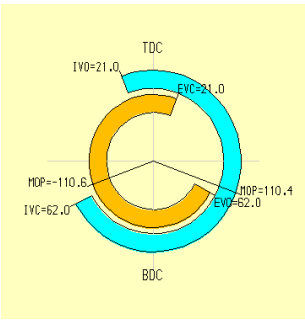


Figura E.35 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 18.

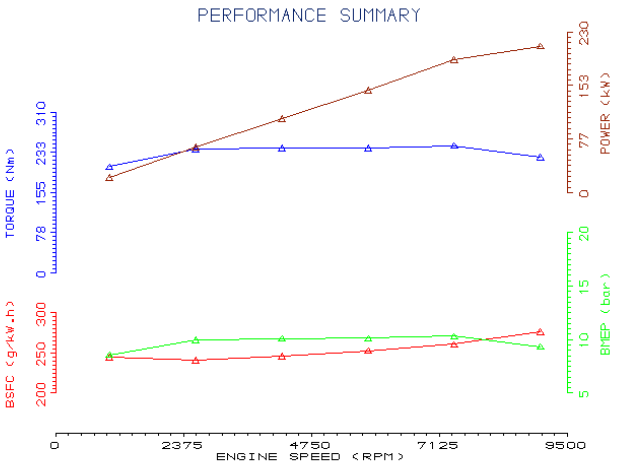


Figura E.36 - Gráfico de desempenho do teste 18.

Teste 19:

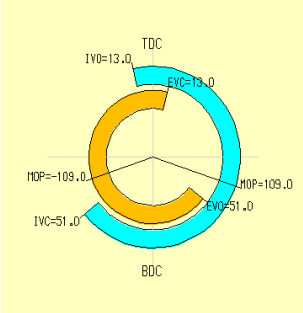


Figura E.37 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 19.

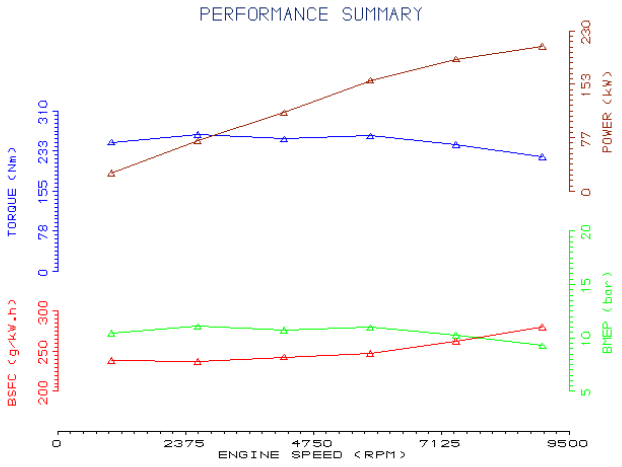


Figura E.38 - Gráfico de desempenho do teste 19.

Teste 20:

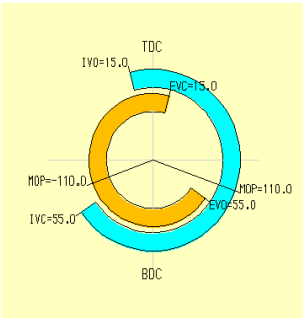


Figura E.39 - Diagrama de distribuição das válvulas no teste 20.

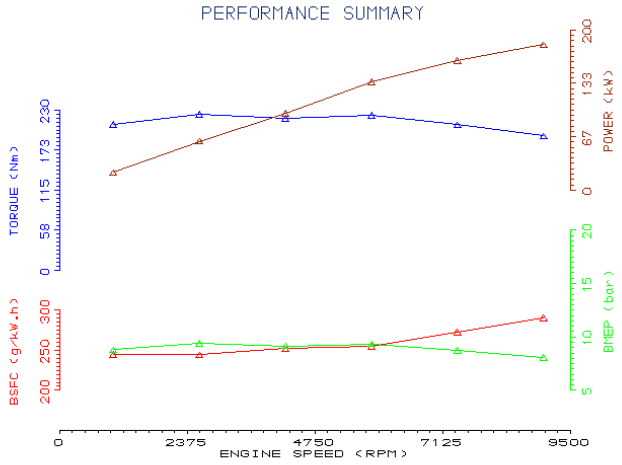


Figura E.40 - Gráfico de desempenho do teste 20.

ANEXO F: Informações acerca do tipo de gasolina a utilizar

Fuel News

Fuel, Octane & Power

bp

HIGHER OCTANE FUEL INCREASES POWER

Higher compression and improved engine breathing will increase power. These modifications may lead to detonation or combustion knock due to higher temperatures. This can be eliminated by using fuel with a higher octane or cooling the mixture. Modern vehicles have sophisticated engine management systems that can detect engine knock and will adapt the engine to run on the fuel without knocking by changing the time at which the spark fires to simulate a lower compression. When they use a lower octane fuel the engine will adapt to use that fuel without knocking but this will mean a loss in power and increase in emissions. An alternative is to inject the fuel directly into the cylinder which cools the mixture and enable a higher compression with a lower octane fuel so that there is no power loss.

BP 100 IS A HIGH OCTANE FUEL THAT HAS GOOD VAPOURISING CHARACTERISTICS

BP 100 is a high octane fuel, typically around 106, that achieves high octane by using lead additives. The narrow boiling range of BP 100 will ensure good mixture preparation because the heavier hydrocarbons of normal petrol are avoided. Also the lack of very low boiling temperature hydrocarbons will prevent hot fuel handling problems such as vapour lock. Because BP 100 contains lead it cannot be used on the open road. It is restricted to special vintage car and powerboat racing applications.

BP ULTIMATE

BP Ultimate is the highest octane retail fuel that BP has on the market. It has an octane rating between 98 and 100 and does not contain ethanol. It is suitable for all cars but pre 1986 vehicles designed for leaded fuel may need to add an additive to prevent valve seat recession if they do not have hardened valve seats. BP Ultimate also contains a high dose of additive to protect the fuel system and to remove deposits that foul intake valves and the combustion chamber causing poor combustion and knock.

BP METHANOL HAS SPECIAL PROPERTIES THAT INCREASE POWER

Methanol is the only readily available fuel that produces any significant increase in power over petrol. Methanol allows extremely high compression ratios to be used to produce more power. In addition, with methanol the engine can cram more energy into the cylinder for three reasons:

- The large amount of fuel being consumed.
- The cooling effect when methanol evaporates raises the density of the mixture, ie even greater energy content of the mixture.
- Methanol contains oxygen within its chemical structure, which acts like a chemical supercharger.

Methanol requires 3 times the flow rate of petrol to produce the same power output so the fuel supply system requires significant modification to enable the higher flow rate.

Document: PET0609.doc
Issued: 15TH January 2010
Supercedes: 1st May 2006
BP Australia Limited A.C.N. 004 085 616

Figura F.1 - Primeira página do documento (Limited, 2006).

Avoid lean mixtures because methanol has a low resistance to re-ignition; the high exhaust valve temperatures caused by slow burning lean mixtures may induce pre-ignition and hence piston damage. Ethanol has similar combustion properties to methanol but does not have the same cooling effect. It is increasingly being used at 10% in petrol to offset greenhouse gas emissions.

TOLUENE IS A COMMON OCTANE BOOSTING COMPONENT

Toluene (methyl benzene) gives about 1 octane number boost for each 5% added. The higher octane allows the use of a higher compression ratio for more power. Toluene has a high carbon content that may lead to sooty spark plugs so don't assume that this indicates an overly-rich mixture. Toluene is also a good solvent, and high concentrations affect rubber and plastic components in the fuel system.

The following table summarises some important fuel properties for carburretted and port fuel injection engines

Fuel	RON typical	MON typical	Air/fuel ratio by mass stoichio-metric	Air/fuel ratio by mass maximum power #	Latent heat of vapourisation MJ/kg	Highest useful compression ratio *
BP Regular Unleaded	91	82	14.7	12.5	0.34	8.5 - 9
BP Regular Unleaded with 10% ethanol (e10)	93	82	14.7	12.5	0.34	9
BP Premium Unleaded	95	85	14.4	12.0	0.34	9 - 9.5
BP Ultimate	99	88	14.4	12.0	0.34	9.5-10
Opal	93	88	14.4	12.0	0.34	9.5
BP 100 Racing Fuel	110	100	15.0	12.9	0.36	11.5 - 13
BP Methanol Racing Fuel	115	91	6.5	4.5	1.17	15 - 17
Toluene	124	112	11.5	9.8	0.41	13 - 15

* Approximate compression ratios only - depends on engine design and application.
\# Air/fuel ratios will vary slightly with fuel composition.

Spark ignition direct injection engines (SIDI) use the cooling affect of the fuel to enable operation at a higher compression ratio and for these engines with a 91 octane fuel a compression ration of 11:1 is possible.

For further information, please call the BP Lubricants and Fuel Technical Helpline 1300 139 700 local call or visit www.bp.com.au/fuelnews

Document: PET0609.doc
Issued: 15th January 2010
Supercedes: 1st May 2006
BP Australia Limited A.C.N. 004 085 616

Page 2 of 2

Figura F.2 - Segunda página do documento (Limited, 2006).

ANEXO G: Gráficos de desempenho em função do tipo de gasolina a utilizar

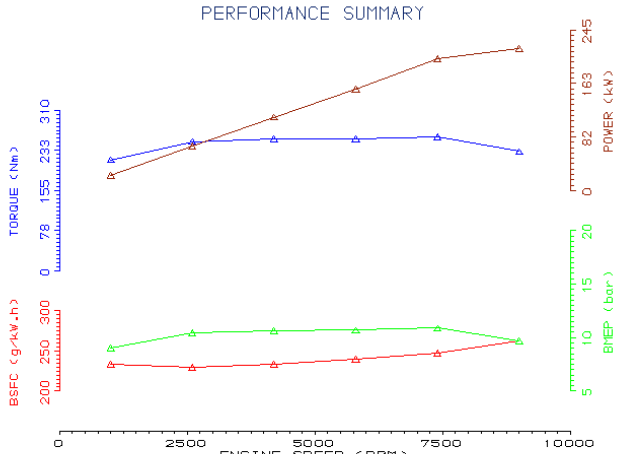


Figura G.1 - Gráfico de desempenho para gasolina com poder calorifico de 44000 kJ/kg.

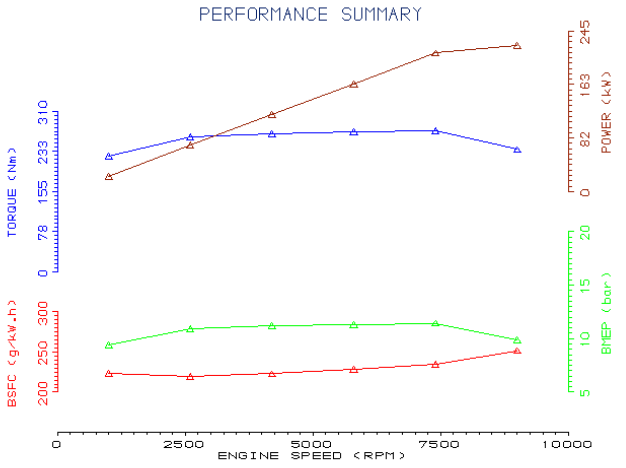


Figura G.2 - Gráfico de desempenho para gasolina com poder calorifico de 45000 kJ/kg.

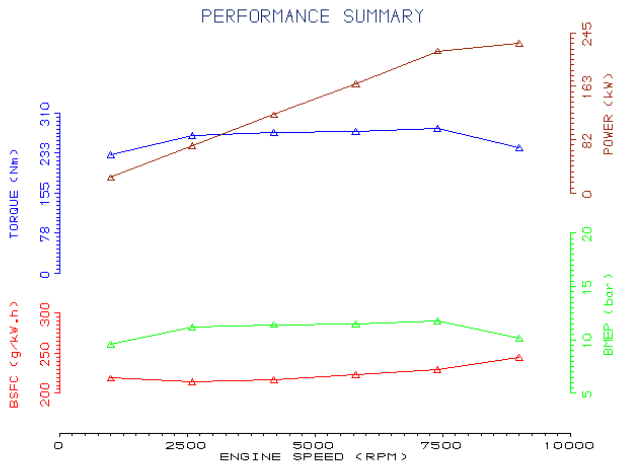


Figura G.3 - Gráfico de desempenho para gasolina com poder calorifico de 46000 kJ/kg.

ANEXO H: Gráficos de desempenho em função das dimensões dos coletores de escape e admissão

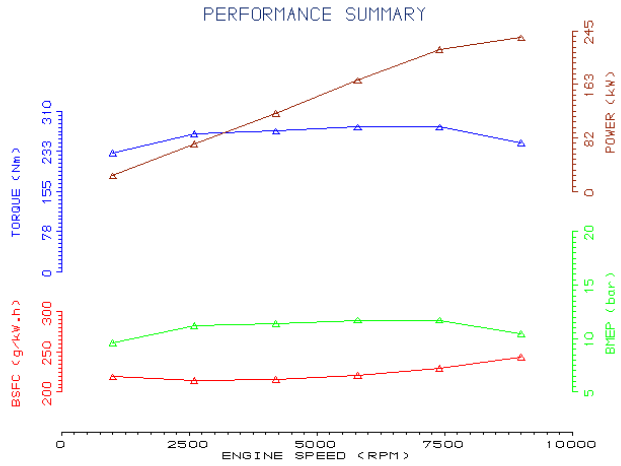


Figura H.1 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 43 mm.

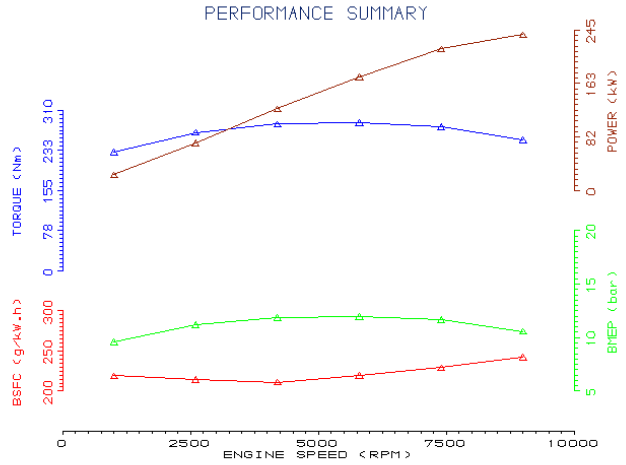


Figura H.2 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 42 mm.

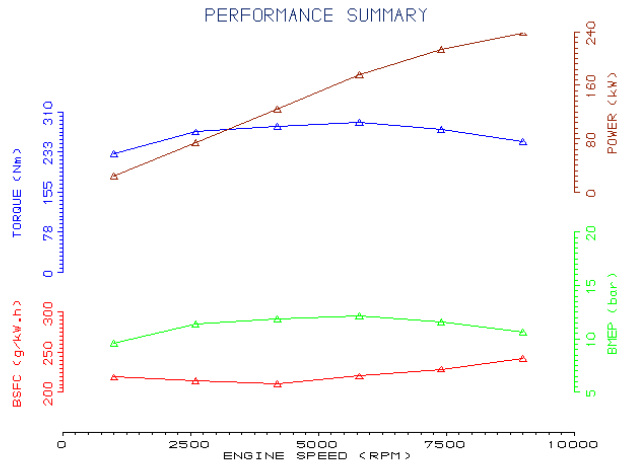


Figura H.3 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 41 mm.

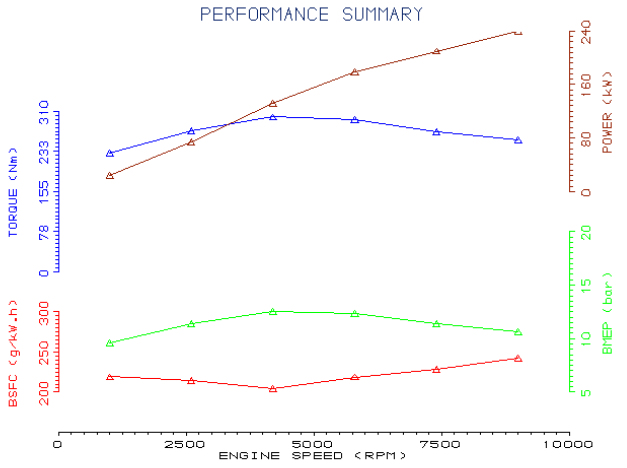


Figura H.4 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 40 mm.

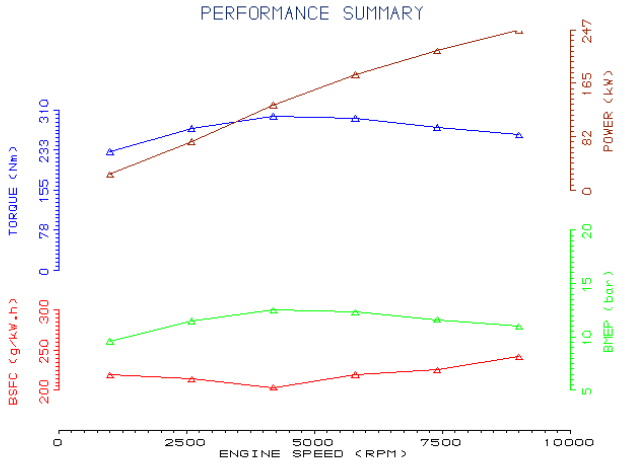


Figura H.5 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 39 mm.

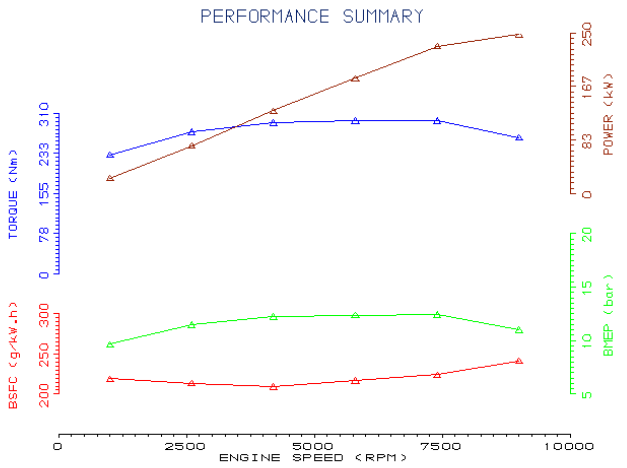


Figura H.6 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 38 mm.

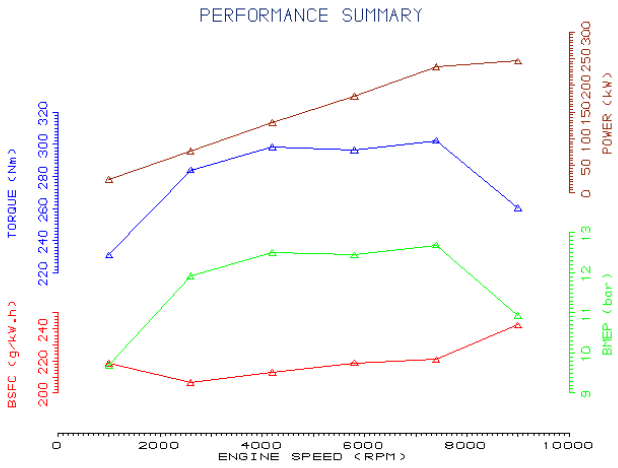


Figura H.7 - Desempenho com coletor de escape com diâmetro igual a 37 mm.

ANEXO I: Condições ambientais de uma simulação real efetuada no inverno

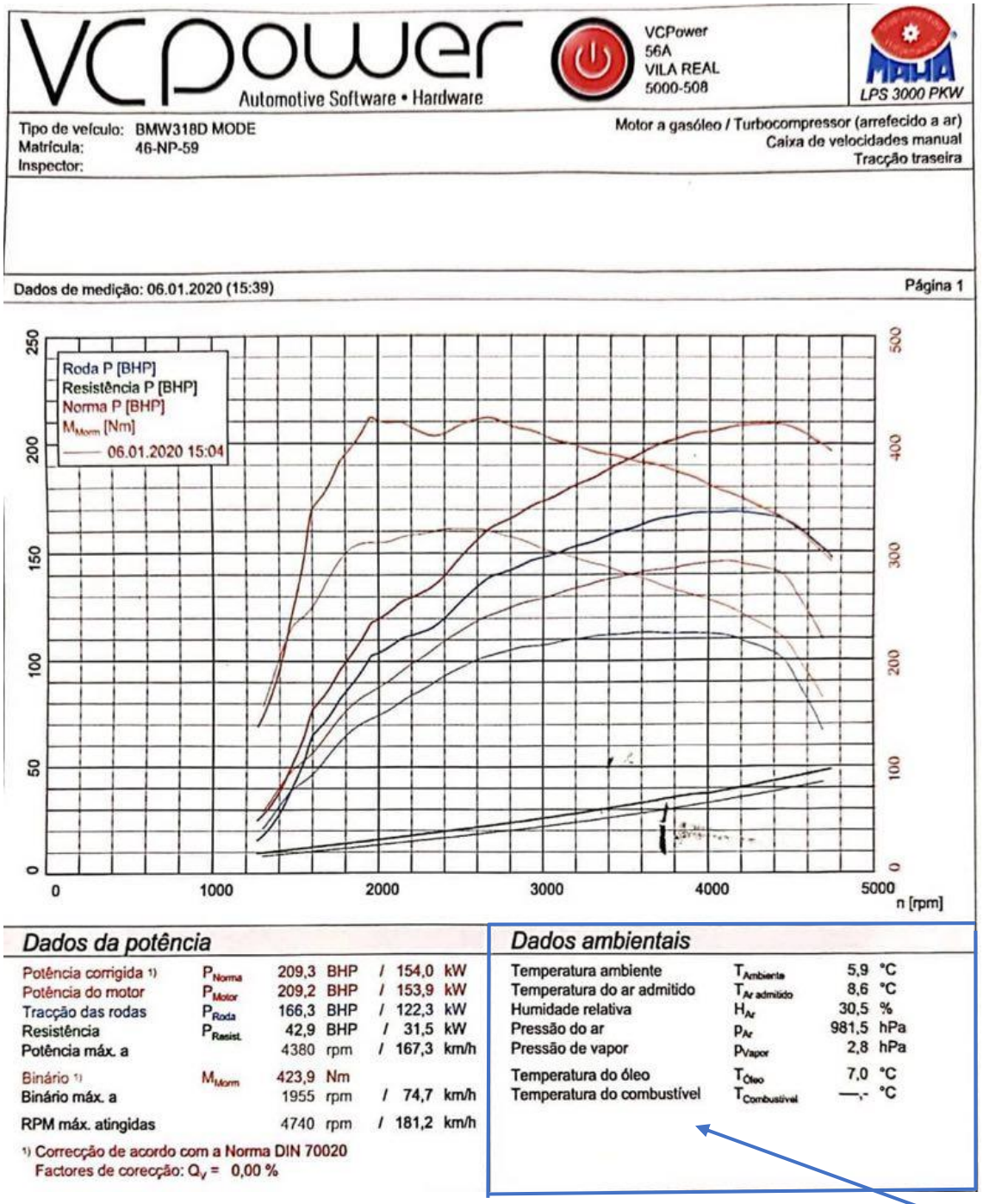


Figura I.1 - Dados ambientais de Inverno

ANEXO J: Cálculo do caudal de ar e da razão de pressões necessários debitar pelo turbocompressor

Neste anexo explica-se como se determina, segundo o sistema de unidades praticado pelos mapas de rendimento dos compressores analisados, o caudal de ar a injetar pelo turbocompressor e o rácio de pressão do fluído, encontrado entre a entrada e a saída deste dispositivo. Através da expressão J.1, determinou-se o caudal de ar que o turbocompressor necessita injetar ao motor.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{W}_{Hp} \frac{A}{C} \frac{BSFC}{60} \tag{J.1}$$

onde:

- $\dot{m}_{ar}$ - Fluxo de ar necessário em lb/min[92];
- $\dot{W}_{Hp}$ -Potência desejada em Hp[93];
- $\frac{A}{C}$ - Razão entre ar e combustível existente[94];
- $\frac{BSFC}{60}$ - Expressa a quantidade de combustível necessária para um determinado motor fornecer 1 Hp de potência[95].

Depois de todos estes dados explícitos e explicados, calculou-se a quantidade de ar necessária para se obter a potência desejada, que é igual a 52,624 lb/min ou 0,3978 kg/s. De seguida, depois deste valor determinado, é necessário descobrir qual o valor de pressão absoluta a utilizar no turbocompressor. A mesma é proporcional à capacidade volumétrica do motor e é expressa pela fórmula J.2.

$$P_{abs} = \frac{\dot{m}_{ar} R \left(460 + T_{cad}\right)}{\eta_{vol} n/2 \, V_{cil}} \tag{J.2}$$

onde:

- $\dot{m}_{ar}$ - Fluxo de ar necessário em lb/min;
- R -é uma constante igual a 639,6;
- P_{abs} - Pressão absoluta;
- η_{vol} - Rendimento volumétrico[96];
- n - rotação do motor em rpm;

[92] Sabe-se que 1 lb = 0,45359 Kg.

[93] A taxa de conversão é dada pela igualdade: 1 Hp = 1,0138 cv =0,7456 kW.

[94] Esta razão expressa a quantidade de ar necessária para que uma unidade de combustível seja completamente queimada. No caso do motor em estudo este valor é igual a 12.

[95] BSFC- Brake Specific Fuel Consumption. O valor mais usual para motores a gasolina é de 0,55 pelo que será este o número a utilizar.

[96] Quando se efetuam as simulações, a janela de mensagens permite visualizar o rendimento volumétrico do motor. Utiliza-se o valor constatado depois de todas as afinações terem sido efetuadas, que é igual 0,98.

- V_{cil} - Cilindrada do carro em polegadas cúbicas[97];
- T_{cad} - Temperatura do coletor de admissão em Fahrenheit[98].

A pressão absoluta calculada por meio da expressão J.2, de 27,674 PSI, só é igual à pressão do turbo quando se desconta o valor da pressão atmosférica, igual a 14,7 PSI aquando do nível do mar. Assim, determina-se o valor de sobrepressão igual a 12,974 PSI.

Conhecidos agora os valores do fluxo de ar e da pressão absoluta, necessitou-se de calcular novamente o valor de pressão em função da restrição oferecida ao escoamento pelo coletor de admissão. Este valor apenas se consegue descobrir em laboratórios próprios, normalmente inacessíveis, pelo que se adota um valor de 2 PSI caraterístico neste tipo de aplicações.

$$P_{real} = P_{abs} + \Delta P_{col} \tag{J.3}$$

onde:

- P_{real} - Pressão realmente necessária;
- P_{abs} - Pressão absoluta;
- ΔP_{col} - acréscimo de pressão necessário devido às restrições existentes.

Desta maneira o valor da pressão atualizada é de 29,674 PSI[99].

Em teoria o valor de pressão encontrado à entrada no compressor é igual ao da atmosfera, contudo devido à interferência do filtro de ar e respetivo duto existem perdas. Por isso, convencionalmente adota-se 1 PSI de perda em relação à atmosfera, o que implica a adoção da expressão J.4:

$$P_{comp} = P_{amb} - \Delta P_{filtro} \tag{J.4}$$

onde:

- P_{comp} - Pressão à entrada do compressor;
- P_{amb} - Pressão ambiente;
- ΔP_{filtro} - decréscimo de pressão devido à interferência do filtro e do seu duto.

Sabendo-se os valores da pressão real, 29,674 PSI, e da pressão à entrada no compressor, 13,7 PSI, consegue-se obter o valor da relação de pressão (“pressure ratio”), dado pela expressão J.5, essencial para a escolha do turbocompressor adequado.

$$\Pi = \frac{P_{real}}{P_{comp}} = 2{,}166 \tag{J.5}$$

Em posse deste rácio e atendendo ao mapa de eficiência de um turbocompressor, que seja capaz de atender às necessidades de fluxo de ar, 52,624 lb/min, com um quociente de pressão de 2,166, consegue-se interpretar se um certo dispositivo de indução é adequado ou não à utilização no motor.

[97] Para converter centímetros cúbicos em polegadas cúbicas multiplica-se o valor em litros por 61,02.

[98] Esta temperatura varia, mas o valor usual para situações deste tipo é igual a 130 graus Fahrenheit.

[99] 1 PSI = 6894.757 Pa.

ANEXO K: Mapa de rendimento do compressor Garret GTX3576R

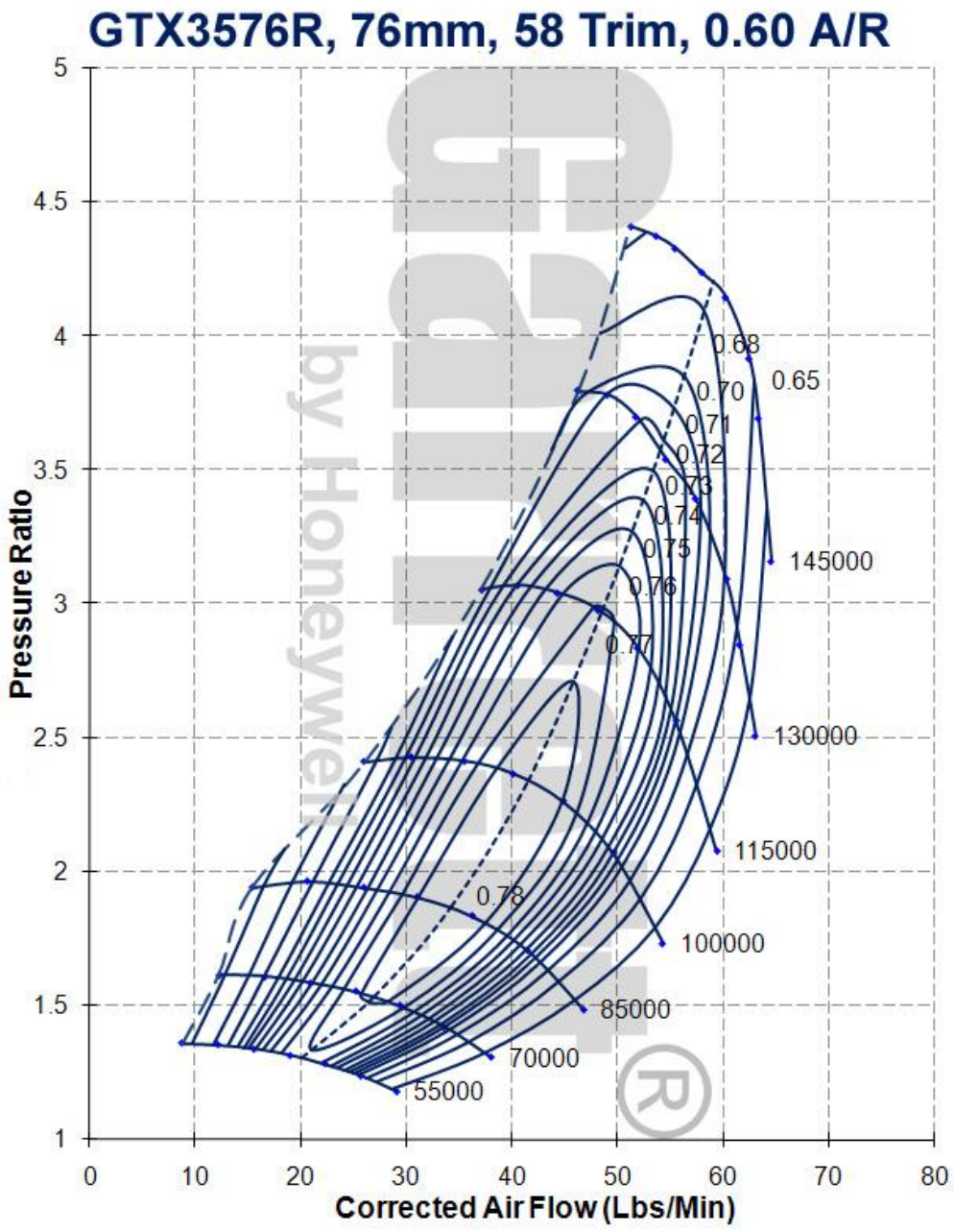


Figura K.1 - Mapa de rendimento do compressor Garret GTX3576R (André, 2016)

ANEXO L: Gráficos de desempenho em função dos avanços e atrasos das válvulas de admissão e escape para quatro válvulas por cilindro

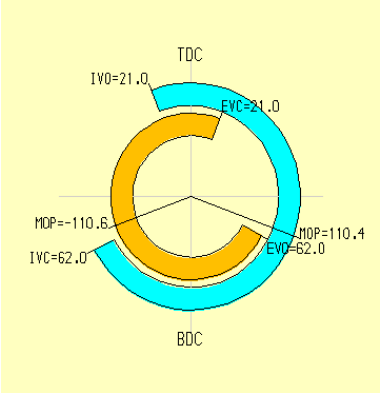


Figura L.1 - Diagrama de distribuição de válvulas.

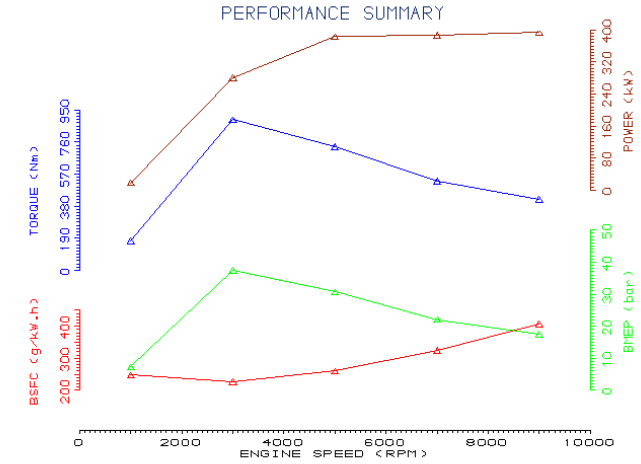


Figura L.2 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.1.

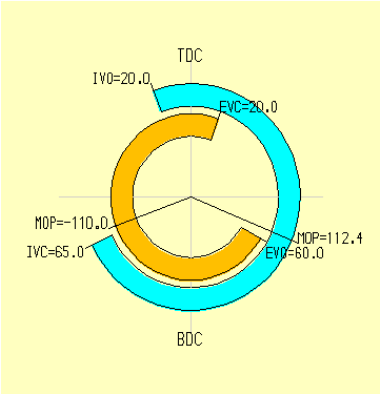


Figura L.3 - Diagrama de distribuição de válvulas.

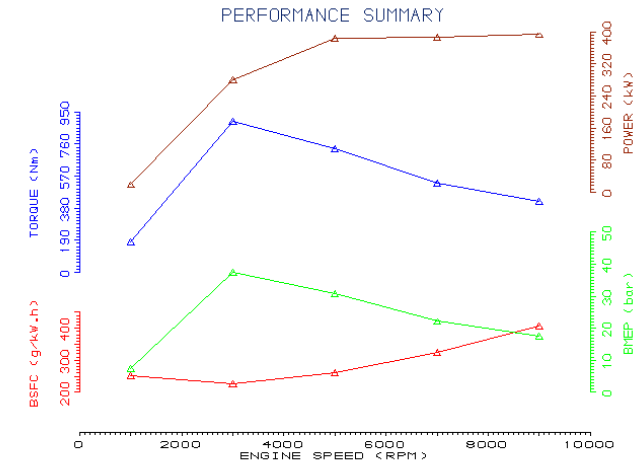


Figura L.4 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.3.

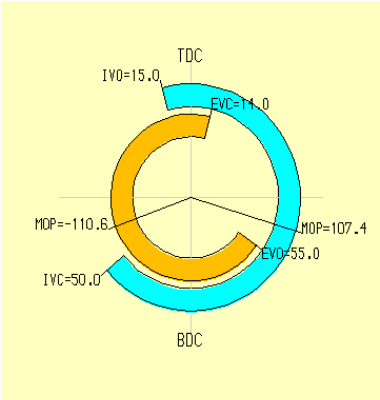


Figura L.5 - Diagrama de distribuição de válvulas.

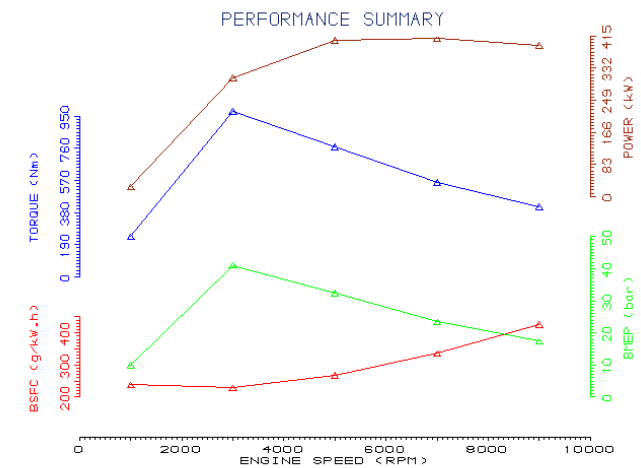


Figura L.6 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.5.

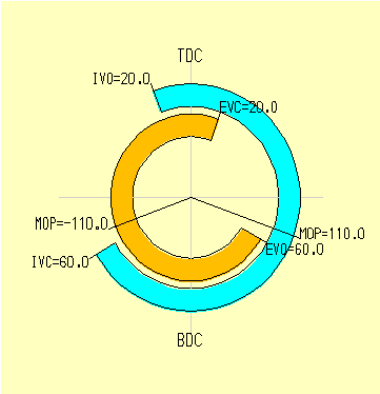


Figura L.7 - Diagrama de distribuição de válvulas.

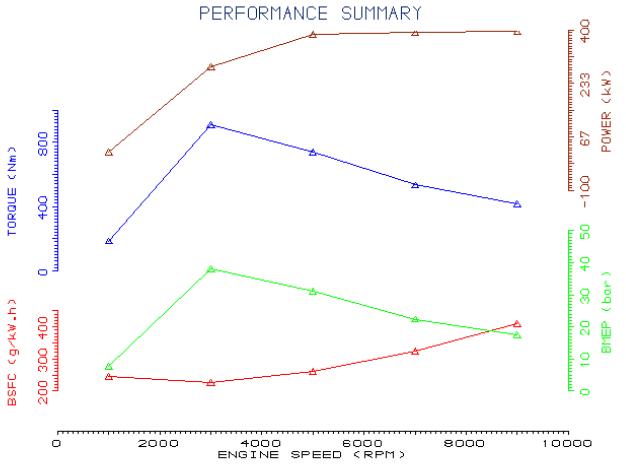
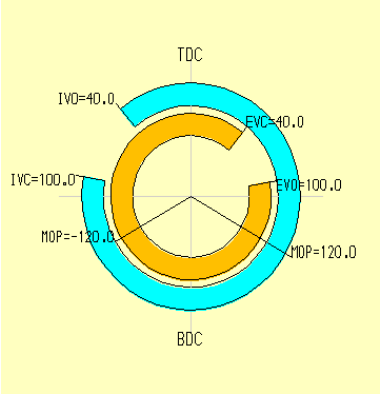


Figura L.8 - Gráfico de desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.7.



O PROGRAMA DEU ERRO

Figura L.9 -Diagrama de distribuição de válvulas.

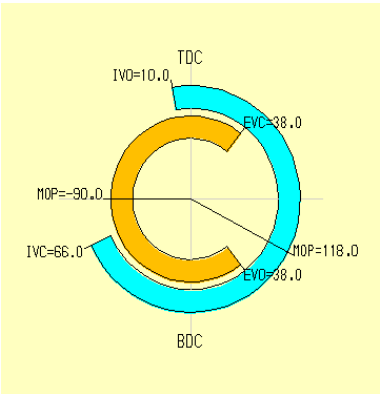


Figura L.10 - Diagrama de distribuição de válvulas.

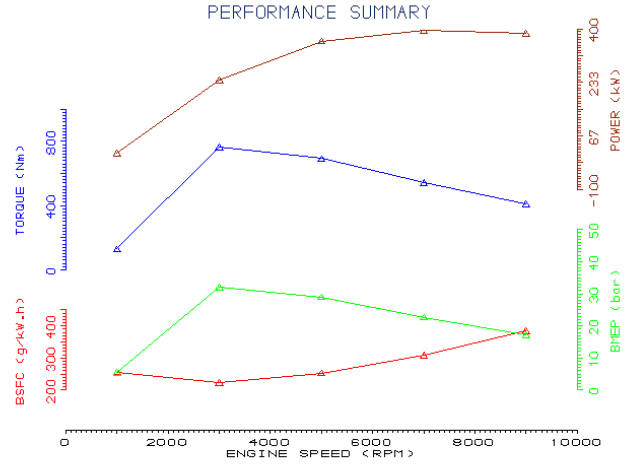


Figura L.11 - Desempenho obtido em função do diagrama de distribuição de válvulas presente em L.10.

ANEXO M: Programas equivalentes ao LES

Este anexo tem como objetivo apresentar ao leitor, várias alternativas válidas ao uso LES. Assim sendo, destacam-se os programas computacionais capazes de simular ciclos de motores térmicos:

- AVL BOOST;
- GT Power;
- WAVE;
- Virtual Engine;
- Performance Trends.

O AVL BOOST, disponível através do link (https://www.avl.com), foi desenvolvido no departamento de termodinâmica aplicada da AVL. O seu ambiente de construção é o da Figura M.1 (Pinho, 2019).

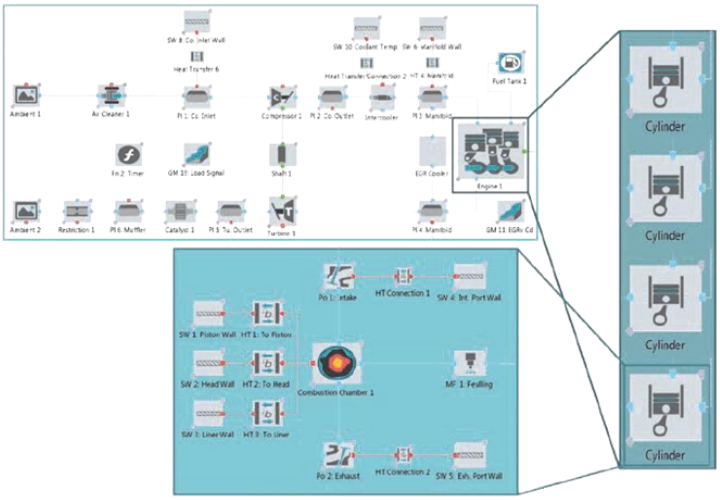


Figura M.1 - Ambiente do AVL BOOST.

O GT-Power da Gamma Technologies, Inc, está disponível através do link (https://www.gtisoft.com). Esta empresa propõe um pacote de programas sobre motores e veículos automóveis (Pinho, 2019).

O Virtual Engine da empresa Optimum Power Technology, está disponível através do link (http://www.optimum-power.com/). Foi criado pelo Professor Gordon Blair, da universidade The Queens' University of Belfast, e está disponível em duas versões, dois tempos e quatro tempos (Pinho, 2019).

O software WAVE é disponibilizado pela entidade Ricardo plc, e pelo link (https://software.ricardo.com/products/wave) (Pinho, 2019).

Por outro lado, o programa Performance Trends, disponível através do link (http://www.performancetrends.com/), apresenta o ambiente de utilização ilustrado pela Figura M.2.

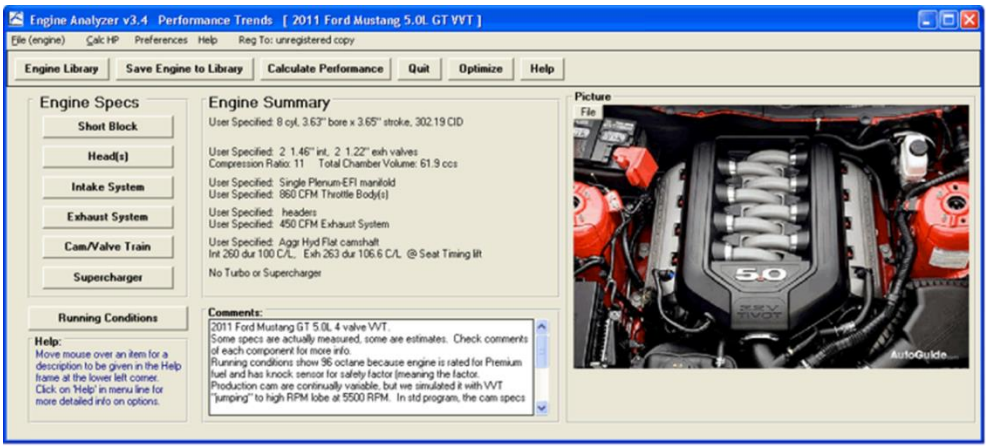


Figura M.2 - Ambiente de utilização do software Performance Trends (Pinho, 2019).