



**Gabriel Duarte
Raposo**

**Projeto de adaptação do banco de ensaio de
endurance de bombas de óleo às condições do
motor**



**Gabriel Duarte
Raposo**

**Projeto de adaptação do banco de ensaio de
endurance de bombas de óleo às condições do
motor**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de António Manuel Godinho Completo, Professor Auxiliar com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de José Paulo Oliveira dos Santos, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo
Professor Associado da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Prof. Doutor António Manuel Godinho Completo
Professor Auxiliar com Agregação da Universidade de Aveiro (orientador)

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves
Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Agradecimentos / Acknowledgements

Gostaria de agradecer a todos os que me apoiaram na elaboração deste trabalho:

À empresa Renault Cacia SA pela oportunidade de estágio curricular, principalmente ao Engenheiro Pedro Ala e ao Sr Óscar Santo pelo apoio prestado e pelos ensinamentos no Centro de Ensaios da empresa.

Ao Professor António Completo pela sua disponibilidade, paciência e orientação ao longo do trabalho. Ao Professor Paulo Santos pelo apoio prestado.

À minha família: pai, mãe, irmão e avô pela disponibilidade e pela revisão editorial e de texto do documento.

À Rita pelo carinho demonstrado, pelo apoio prestado e paciência.

E a todos aqueles que de alguma maneira me apoiaram ao longo desta caminhada.

Palavras-chave

Bomba de óleo automóvel; Banco de ensaios; Ensaios de endurance de bomba de óleo; Adaptação de banco de ensaios.

Resumo

A indústria automóvel encontra-se em constante evolução e mudança principalmente pelos novos desafios ambientais e a permanente expectativa de satisfação dos seus clientes normalmente assente na fiabilidade/durabilidade dos veículos e seus componentes. Neste âmbito a utilização de tecnologias avançadas ao nível da definição, produção e teste dos componentes é fundamental para manter a competitividade neste sector. A rápida evolução deste sector leva a que algumas vezes os novos avanços na definição e produção dos componentes não seja acompanhada pelos procedimentos e equipamentos de ensaio destes, já que estes envolvem custos muito elevados e a elaboração de novos procedimentos de ensaio demoram bastante tempo a serem definidos e aprovados. Devido aos prazos extremamente curtos de desenvolvimento de novos componentes neste sector, normalmente a fase de ensaios e validação destes componentes é realizada com base numa recondução de procedimentos de ensaio anteriores em equipamentos pré-existentes. Esta situação conduz a que muitas das vezes os ensaios realizados aos componentes em banco de ensaio não sejam os mais representativos do funcionamento em ambiente real dos componentes, conduzindo posteriormente a desfasamento entre os resultados reais de fiabilidade e performance dos componentes e os quantificados no banco de ensaios do componente. Neste âmbito, o trabalho desenvolvido, em estágio curricular, consistiu no projeto e desenvolvimento de propostas de adaptações a realizar num banco de ensaios de endurance de bombas de óleo já existente na empresa RENAULT CACIA S.A, de modo a que este permita replicar de forma mais fidedigna as condições de ensaio do banco de ensaios motor instalado na unidade industrial da Renault em Valladolid, sendo este último mais representativo das condições de funcionamento real das bombas de óleo no veículo. As condições de ensaio a replicar estendem-se principalmente ao nível da pressão à saída da bomba em função do regime de acionamento. Para tal, e utilizando o banco de ensaio de endurance da empresa RENAULT CACIA S.A., foram realizados, ensaios de caracterização hidráulica. Os ensaios visam, essencialmente, avaliar o comportamento hidráulico da bomba de acordo com o circuito hidráulico inicial, isto é, antes de qualquer adaptação. Complementarmente foram efetuadas medições de perdas de carga, evolução da pressão à saída da bomba consoante o regime de rotação e caracterização hidráulica segundo um determinado ciclo de ensaio. Posteriormente, os resultados foram comparados com os resultados provenientes dos ensaios realizados em banco motor de Valladolid, sob as mesmas condições iniciais de ensaio e com o mesmo tipo de bomba. Após a análise e discussão de resultados, foram desenvolvidas propostas de projeto para a adaptação do banco de ensaios de endurance da bomba de óleo, de modo a que este consiga assegurar a replicação dos parâmetros de ensaio verificados no banco de ensaios motor. As adaptações a realizar visam, a implementação de um circuito de lubrificação independente, a adaptação de uma válvula proporcional reguladora de caudal no circuito de ensaio e a implementação de um suporte do encoder para cada estação de ensaio.

Keywords

Automotive oil pump; Testing station; Oil pump endurance testing; Testing bench adaptation.

Abstract

Automotive industry is in constant evolution and change, mainly due to new environmental challenges and constant expectation of fulfillment from its own customers normally lies down on reliability/durability of vehicles and its components. Regarding this, the usage of advanced technologies at concept, production and testing level of components, is crucial in order to keep competitively among this field. A quick evolution from this field leads, sometimes, to new accomplishments on definition and production of components that are not piloted by procedures and testing equipment, so they involve higher costs and formulation of new testing procedures that could take too much time to be realized and approved. Due to the extremely short deadlines for the development of new components in this field of industry, usually the testing and validating step of these components is based on the reinstatement of earlier testing procedures in pre-existing equipment. This is a situation in which the test systems are no longer representative of the real-world operation of the components, leading to a mismatch between the results from the actual component reliability and performance and those from the component testing bench. In this context, the work developed, as a curricular internship, consisted in the design and development of proposals for adaptations to be performed in an existing oil pump endurance testing bench in the company RENAULT CACIA SA, in order to allow it to replicate, in a more reliable way (as much as possible), the test conditions of the engine testing bench installed in the Renault industrial plant in Valladolid, the latter being more representative of the real running conditions of the oil pumps in vehicles. The test conditions to replicate are, mainly, the pressure at the pump's exit as a function of the drive rotation. To do so, by using the endurance testing bench on the company RENAULT CACIA S.A., were performed, hydraulic characterization tests. The tests themselves aim to, essentially, evaluate the oil pump's hydraulic behavior according to the initial hydraulic circuit, i.e. before any adaptation. Additionally, it were performed measurements regarding hydraulic head losses, evolution of the pressure at the pump's exit as a function of the drive rotation and hydraulic characterization according to a specified testing cycle. Later, it were compared the results with those from the engine testing bench from Valladolid, under the same initial test conditions and the same type of pump. After data analysis and discussion, project proposals were developed for the oil pump endurance testing bench adaptation, in such a way this bench could succeed on the replication of test parameters verified at the engine testing bench. The following adaptations to perform aim, an application of an independent lubricating circuit, an adaptation of a control flow proportional valve and an application of an encoder support for each station of the endurance testing bench.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento	1
1.2	Objetivo	2
1.3	Organização	2
2	Estado de Arte de Bombas de óleo	3
2.1	Definição de bomba hidráulica	3
2.2	Lubrificação	4
2.3	Circuito de lubrificação de um motor de combustão interna	6
2.4	Aspetos gerais das bombas de óleo	8
2.5	Configurações de bombas	11
2.5.1	Classificação de bombas	11
2.5.2	Bomba de engrenagem externa	13
2.5.3	Bomba de engrenagem interna	17
2.5.4	Bomba de rotor	18
2.5.5	Bomba de palhetas	20
2.5.6	Bomba de óleo elétrica	24
2.6	Processo industrial	25
3	Caracterização e ensaios de bombas de óleo	29
3.1	Introdução	29
3.2	Caracterização com modelos numéricos	29
3.3	Caracterização e ensaio experimental em banco de ensaios	31
3.3.1	Ensaio em Banco de Caracterização	32
3.3.2	Ensaio em Banco de Endurance	34
3.3.3	Ensaio em Banco Motor	41
3.3.4	Ensaio em Banco Fim-de-linha	43
4	Caso de Estudo - Ensaios e propostas de adaptação do banco de endurance	45
4.1	Introdução	45
4.2	Determinação das perdas de carga no banco endurance	47
4.2.1	Introdução	47
4.2.2	Materiais e métodos	47
4.2.3	Resultados e Discussão	52
4.3	Caderno de encargos para circuito independente de lubrificação	53
4.3.1	Introdução	53

4.3.2	Elaboração do caderno de encargos	54
4.4	Caracterização da pressão com o regime de rotação	55
4.4.1	Introdução	55
4.4.2	Materiais e métodos	55
4.4.3	Resultados e discussão	61
4.5	Ensaio de "chaud-froid"	63
4.5.1	Introdução	63
4.5.2	Materiais e métodos	64
4.5.3	Resultados e discussão	67
4.6	Caderno de encargos para adaptação de uma válvula proporcional	72
4.6.1	Introdução	72
4.6.2	Elaboração do caderno de encargos	73
4.7	Adaptação de suporte de encoder para banco de endurance	74
4.7.1	Introdução	74
4.7.2	Preparação da alteração	75
5	Conclusões finais e trabalhos futuros	77
5.1	Conclusões	77
5.2	Trabalhos futuros	79
	Bibliografia	81
	Apêndice A Esquema hidráulico do circuito de ensaio	85
	Apêndice B Caderno de encargos - Circuito de lubrificação	89
	Apêndice C Caracterizações hidráulicas	99
	Apêndice D Caderno de encargos - válvula proporcional	103
	Apêndice E Suporte do encoder	109

Lista de Tabelas

4.1	Características bomba K9 [31]	46
4.2	Características motor K9K [31]	46
4.3	Definição dos dados de entrada para elaboração das perdas de carga.	52
4.4	Resultados das medições das perdas de carga no banco de endurance	53
4.5	Pontos de regulação obtidos a partir do banco motor.	56
4.6	Curva de evolução da pressão 1: exemplo de valores registados	60
4.7	Evolução da pressão à saída da bomba em função do regime.	61

Lista de Figuras

2.1	Bomba de óleo no circuito de lubrificação, [4].	3
2.2	Sistemas de lubrificação.	5
2.3	Exemplo de lubrificação de um motor sob óleo pressurizado. Adaptado de [4].	7
2.4	Regulação direta na bomba.	10
2.5	Regulação direta na rampa de lubrificação.	10
2.6	Regulação indireta.	10
2.7	Bomba hidroestática - bomba de palhetas. Adaptado de [9].	11
2.8	Bomba hidrodinâmica - vista em corte esquemática de uma bomba centrífuga. Adaptado de [9].	12
2.9	Comparação de curvas de desempenho entre bomba dinâmica e hidroestática a velocidade constante. Adaptado de [9].	12
2.10	Bomba de óleo de engrenagem externa, de cilindrada fixa.	13
2.11	Funcionamento da bomba com engrenagem externa. Adaptado de [9].	14
2.12	Evolução da pressão de óleo nas devidas cavidades.	14
2.13	Ranhuras de escape do óleo na bomba.	15
2.14	Volume de óleo reciclado no engrenamento.	16
2.15	Bomba de engrenagem interna. Adaptado de [16].	17
2.16	Princípio de funcionamento, [17].	17
2.17	Bomba de rotor.	18
2.18	Dupla vedação das cavidades da bomba rotor.	19
2.19	Princípio de funcionamento, [12].	19
2.20	Definição de áre máxima e áre mínima de uma bomba de rotor. Adaptado de [2].	20
2.21	Bomba de palhetas de cilindrada variável	21
2.22	Bomba de óleo de palhetas com geometria fixa. Adaptado de [3].	21
2.23	Bomba de óleo não balanceada de cilindrada variável- Pierburg Pump Technology $\text{\textcircled{R}}$, adaptado de [15].	22
2.24	Bomba de óleo de cilindrada variável, de palhetas, com regulação por rotação.	23
2.25	Bomba de óleo de cilindrada variável, de palhetas, com regulação por translação.	23
2.26	Bomba de óleo elétrica - Pierburg Pump Technology $\text{\textcircled{R}}$, adaptado de [13].	25
2.27	Exemplo de layout de uma linha de maquinaria e montagem.	26
2.28	Centros de maquinaria dos componentes brutos.	26
2.29	Montagem de componentes na bomba.	27
2.30	Banco de ensaios fim-de-linha.	27

3.1	Modelo da bomba de óleo, [28].	30
3.2	Definição da malha a utilizar. Adaptado de [30].	30
3.3	Detalhe na zona de engrenamento de uma bomba de engrenagens externas, [30].	31
3.4	Banco de caracterização.	32
3.5	Esquema Hidráulico - Banco Caracterização	33
3.6	Exemplo de bancos de endurance de bombas de óleo. Adaptado de [19].	34
3.7	Banco de Endurance.	36
3.8	Tanque contendo resistências elétricas.	36
3.9	Montagem suporte da bomba a ensaiar.	37
3.10	Pormenor da correia trapezoidal à retaguarda do banco.	37
3.11	Esquema hidráulico do circuito de ensaio (cada posto).	38
3.12	Quadro elétrico Banco Endurance: HMI e controlo da temperatura.	39
3.13	Banco Motor [22].	42
3.14	Linha de montagem de bombas de óleo e estação de ensaio [21].	43
4.1	Bomba de óleo K9.	46
4.2	Pontos de picagem de pressão aquando o ensaio no banco motor.	48
4.3	Pontos de picagem de pressão no banco motor (K9K). Adaptado de [34].	48
4.4	Evolução da viscosidade cinemática de diferentes óleos utilizados na indústria automóvel. Adaptado de [34].	49
4.5	Bomba K9 com respetiva montagem suporte para banco de ensaios de endurance.	49
4.6	Ponto de lubrificação na chumaceira da bomba a ensaiar.	50
4.7	Medição da pressão à saída da bomba no captor A com e sem lubrificação.	50
4.8	Criação do ponto B de medição da pressão.	51
4.9	Esquema hidráulico do ensaio de perdas de carga.	51
4.10	Instrumento utilizado para medição da pressão nos pontos A e B.	52
4.11	Gráficos das medições das perdas de carga em dois pontos pré-definidos	53
4.12	Circuito de lubrificação a implementar.	54
4.13	Curva padrão proveniente do banco motor. Adaptado de [35].	55
4.14	Condicionador de sinal e sistema de aquisição de dados.	56
4.15	Captore de pressão Kulite XT - 190 e sonda calibrada de pressão.	57
4.16	Acelerómetro monoaxial.	57
4.17	Maquinação de componentes	58
4.18	Calibração do acelerómetro monoaxial	58
4.19	Criação de pontos de medição NVH no banco de endurance (posto 4).	59
4.20	Implementação dos sensores de pressão e dos acelerómetros no banco de endurance (posto de ensaio quatro).	60
4.21	Curva 1.	61
4.22	Curva 2.	61
4.23	Curva 3.	62
4.24	Curva 4.	62
4.25	Curva 5.	62
4.26	Curva 6.	62
4.27	Curva 7.	63
4.28	Curva 8.	63

4.29	Ciclo de ensaio "quente-frio".	64
4.30	Parametrização do ciclo de ensaio na consola do autómato do banco.	65
4.31	Tempo total de ensaio: quatro ciclos de ensaio.	65
4.32	Conversão da transformada de Fourier.	66
4.33	Caracterização da pressão segundo o ciclo " <i>chaud-froid</i> " da primeira medição.	67
4.34	Caracterização da pressão segundo o ciclo " <i>chaud-froid</i> " da segunda medição.	68
4.35	Caracterização da pressão segundo o ciclo " <i>chaud-froid</i> " da terceira medição.	69
4.36	Caracterização hidráulica segundo o ciclo " <i>chaud-froid</i> " ensaiado no banco motor.	69
4.37	Medição das vibrações da primeira caracterização hidráulica	70
4.38	Medição das vibrações da segunda caracterização hidráulica	70
4.39	Medição das vibrações da terceira caracterização hidráulica	71
4.40	Extração do regme de rotação da primeira medição	71
4.41	Extração do regme de rotação da segunda medição	72
4.42	Extração do regme de rotação da terceira medição	72
4.43	Esquema simplificado de uma válvula proporcional [41].	73
4.44	Esquema simplificado do circuito de ensaio do banco de endurance com a adaptação de uma válvula proporcional.	74
4.45	Rutura do acoplamento do encoder.	75
4.46	Ilustrações do conjunto do suporte do encoder.	75
4.47	Fase inicial: um suporte para dois postos de ensaio.	76

Capítulo 1

Introdução

1.1 Enquadramento

No desenvolvimento da indústria automóvel, identificam-se três grupos de atividades, [1]:

- Inovações técnicas e aperfeiçoamento;
- Construção, configuração e design;
- Métodos de produção e sistemas de fabricação.

Na tentativa de reduzir a pegada ecológica provocada pela indústria automóvel, é necessário inovar tecnicamente todos os sistemas que compõem o automóvel em si.

Um dos diferentes sistemas a inovar num motor de combustão interna é, entre outros, o circuito de lubrificação. O circuito de lubrificação é um dos sistemas mais importantes dos motores de combustão interna. A velocidade de rotação dos diferentes componentes, a fricção entre componentes e o funcionamento a altas temperaturas são dos fatores mais determinantes na fiabilidade e durabilidade dos motores. A necessidade de melhoramento do sistema em si prende-se com a diminuição da energia imposta ao sistema garantindo na mesma a capacidade de lubrificação e arrefecimento para o bom funcionamento do motor. Nos circuitos de lubrificação por pressão, um dos componentes principais é a bomba de óleo, pelo que é através deste componente que se introduz energia no sistema.

O desenvolvimento e inovação de uma bomba de óleo é de tal maneira relevante no automóvel em si, na medida que a mesma seja capaz de garantir um caudal e pressão de óleo necessário à lubrificação através da imposição de uma quantidade de energia menor. A redução da energia de acionamento de uma bomba irá resultar numa diminuição do consumo de combustível do motor pelo que se traduz num menor impacto ambiental provocado pelo automóvel.

A validação de uma bomba, depois de elaboradas simulações hidráulicas após o projeto, passa pela realização de um conjunto de ensaios experimentais efetuados em vários bancos de ensaios.

Um desses bancos é o banco de endurance, onde as bombas são submetidas a ensaios experimentais que visam provocar o desgaste, consoante determinadas características, à bomba em si. Na medida de replicar, com a máxima precisão possível, o comportamento real de uma bomba, é necessário dotar o banco de ensaios, de capacidades para que o mesmo permita replicar as condições reais medidas no motor, a fim de se obter resultados indênticos relativamente ao comportamento hidráulico.

1.2 Objetivo

O trabalho descrito ao longo do presente documento relaciona-se com o projecto e desenvolvimento de adaptações a realizar no banco de ensaios de endurance de bombas de óleo, com o objetivo de permitir replicar as condições de ensaio encontradas no motor. O banco de ensaios a intervir futuramente encontra-se localizado nas instalações do Centro de Ensaios da empresa Renault Cacia, SA.

Deste modo, por base a cumprir o objetivo estabelecido, procurou-se a elaboração de vários ensaios que visam a caracterização hidráulica de uma bomba de óleo no banco de ensaios por forma se proceder ao desenvolvimento de propostas de adaptação. De modo a contextualizar o trabalho, são também incluídos no documento uma descrição das bombas de óleo utilizadas em motores térmicos (assim como o meio em que as mesmas se incluem) e também uma descrição dos bancos de ensaios de bombas de óleo e tipos de ensaios a elaborar sobre os mesmos.

1.3 Organização

O presente documento de dissertação encontra-se dividido em cinco capítulos e cinco apêndices. O primeiro capítulo serve como uma introdução ao tema a desenvolver ao longo do documento.

No segundo capítulo é elaborada uma análise sobre várias configurações de bombas de óleo utilizadas em motores térmicos, assim como alguns aspetos presentes no circuito de lubrificação de um motor.

No terceiro capítulo, apresentam-se duas caracterizações elaboradas a bombas de óleo: Uma caracterização com modelos numéricos e uma caracterização realizada por ensaios experimentais, onde se encontram descritos vários bancos de ensaio de bombas de óleo e tipos de ensaios.

No quarto capítulo apresenta-se uma sequência do trabalho realizado ao longo do estágio, encontrando-se descritos os ensaios realizados, assim como as adaptações a realizar no próprio banco de endurance.

No quinto capítulo apresentam-se as conclusões finais do trabalho e propostas de trabalho futuro a realizar sob o mesmo tema.

Nos apêndices, encontram-se documentos referentes a esquemas hidráulicos, tabela de medições e desenhos técnicos de concepção de produto.

Capítulo 2

Estado de Arte de Bombas de óleo

2.1 Definição de bomba hidráulica

Uma bomba hidráulica é um dos componentes principais presentes num circuito hidráulico, assegurando a conversão de energia mecânica, fornecida, por exemplo, por um motor térmico em energia hidráulica.

Em serviço, uma bomba hidráulica confere assim ao fluido hidráulico uma determinada energia cinética, traduzido num escoamento com um determinado caudal.

Inicialmente, ao ser acionada por um meio externo, a bomba tem como função a criação de vácuo junto da admissão, de modo a induzir no fluido uma pressão inferior à pressão do reservatório para que este seja forçado a entrar na bomba. Posteriormente a bomba comprime o fluido, adicionando-lhe pressão e, conseqüentemente, canalizando-o através da janela de saída, de modo a que este consiga alcançar todos os pontos do circuito hidráulico ou de lubrificação, figura 2.1, [3].

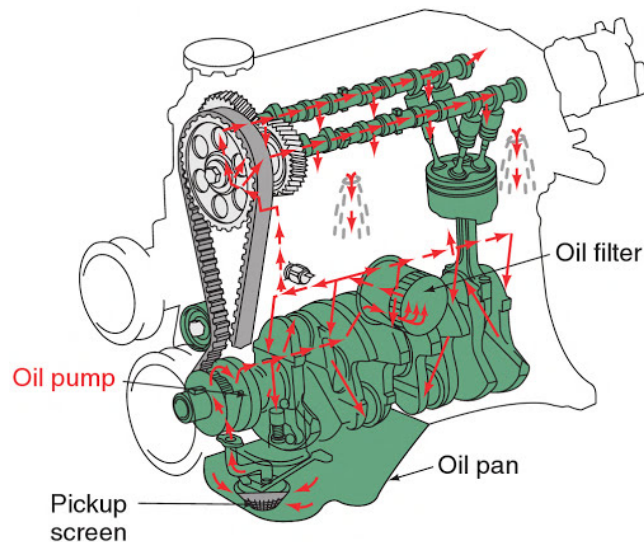


Figura 2.1: Bomba de óleo no circuito de lubrificação, [4].

Os critérios de seleção de uma bomba são sobretudo os valores de pressão de trabalho que a mesma opera, assim como a temperatura, o tipo de fluido e a gama de regimes de rotação.

Uma bomba hidráulica produz um caudal, ou seja, provoca a movimentação de um líquido, não gera uma pressão. A pressão é uma consequência desse mesmo débito. A bomba produz um caudal de fluido necessário para o desenvolvimento da pressão resultante da resistência a esse mesmo caudal no sistema. Uma bomba num circuito hidráulico, sem restrição hidráulica, irá debitar um caudal com pressão nula. Para uma bomba operar num circuito hidráulico, a pressão irá aumentar até um determinado valor necessário, apenas para ultrapassar a resistência de carga, [3].

2.2 Lubrificação

O papel principal de um lubrificante é o de reduzir o atrito entre superfícies de componentes mecânicos em movimento relativo, e consequentemente, a diminuição do desgaste, [5].

O lubrificante opera dentro de uma vasta gama de temperatura e, do mesmo modo, dentro de uma gama de viscosidades, desde muito viscoso (temperatura baixa) até muito fluido (temperatura alta).

O lubrificante e o circuito de lubrificação do motor têm como principais funções:

- Minimizar a fricção dos componentes do motor para garantir eficiência mecânica máxima;
- Reduzir o desgaste dos componentes em regime dinâmico;
- Arrefecer as superfícies dos componentes por absorção do calor gerado pela fricção;
- A vedação do espaço adjacente a superfícies;
- A absorção de energias de choque entre os componentes e consequentemente a redução de ruído.

Na maioria dos casos em que é necessário um lubrificante, utilizam-se óleos ou graxas. Contudo, existem outros tipos de lubrificantes menos usuais, tais como água, ar, grafite (sólido), etc. Dentro dos óleos existem três tipos de lubrificantes: mineral, semi-sintético e sintético.

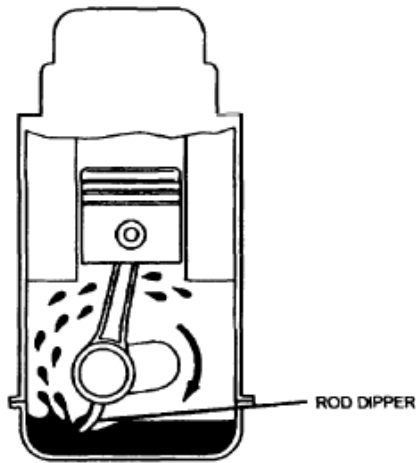
Os óleos minerais são provenientes diretamente da destilação do petróleo bruto, aditivados por forma a intensificar propriedades como a vedação das válvulas, cambota e árvore de cames. Ao longo do tempo, estes aditivos vão perdendo as suas capacidades. Estes óleos, mais viscosos e menos voláteis, são produzidos para motores de elevada quilometragem.

Os óleos sintéticos, produzidos por processos químicos, não são tão aditivados, pois já contêm algumas propriedades necessárias. Por comparação com os minerais, estes óleos são mais estáveis e mais utilizáveis, pois apresentam uma variação da viscosidade em função da temperatura menor, permitindo assim obter alta pressão a alta temperatura e baixa viscosidade a baixas temperaturas.

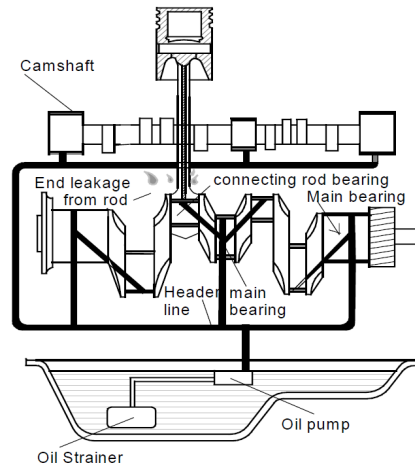
Os óleos semi-sintéticos são um misto entre óleos minerais e sintéticos, na medida em que são desenvolvidos por processos químicos cuja base é proveniente da destilação do petróleo bruto.

Os elementos principais a lubrificar num motor térmico são, [6]:

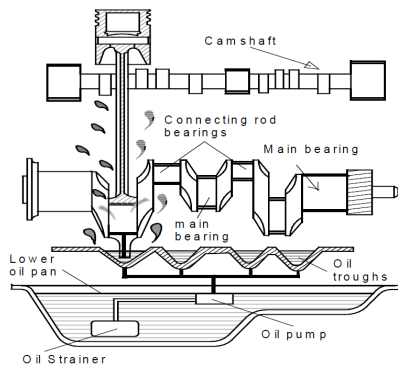
- Apoios da cambota;
- Moentes das bielas;
- Cilindros, pistões e segmentos;
- Apoios da árvore de cames, cames e impulsores;
- Comando das válvulas;
- Etc.



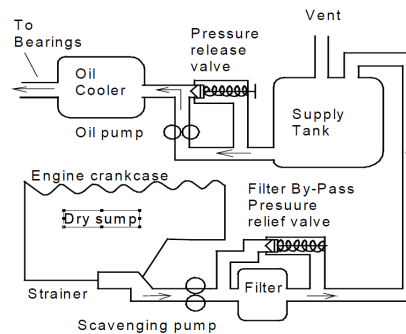
(a): Chapinagem. Adaptado de [7].



(b): Pressão. Adaptado de [8].



(c): Pressão e chapinagem. Adaptado de [8].



(d): Cárter seco. Adaptado de [8].

Figura 2.2: Sistemas de lubrificação.

Dependendo da aplicação, o sistema de lubrificação em motores de combustão interna pode variar desde um sistema mais simples até um sistema mais complexo. Os sistemas mais simples são usados em motores que não estão sujeitos a grandes regimes de rotação nem a grandes esforços de carga. Os sistemas mais complexos são geralmente usados em motores mais modernos. Na figura 2.2 é possível observar os seguintes sistemas de lubrificação:

- Lubrificação por chapinagem - sistema mais simples de lubrificação, em que a lubrificação é realizada pelo movimento das bielas que ao "chapinar" no cárter (que contém óleo) irão provocar uma projeção de óleo para os componentes restantes (que normalmente se localizam também no cárter);
- Lubrificação por pressão - aplicação mais usual nos motores térmicos modernos, em que o óleo consegue alcançar todos os pontos de lubrificação através da utilização de uma bomba de óleo (que se encontra parcialmente imersa no cárter e protegida por um filtro de rede). O circuito de lubrificação deste tipo de sistema encontra-se descrito na secção 2.3;
- Lubrificação por pressão e chapinagem - para além da chapinagem, este sistema apresenta um bomba de óleo que distribui óleo pelos apoios da cambota e árvore de cames. Usual em motores com baixos regimes de rotação e esforços reduzidos;
- Lubrificação com cárter seco - ao contrário do sistema anterior, o óleo encontra-se acumulado num reservatório externo ao motor pelo que é recuperado pelo cárter e posteriormente bombeado para este reservatório. Após o reservatório, o óleo é bombeado para o motor e condicionado através das condutas (galerias) até aos pontos de lubrificação, tal como a cambota ou a árvore de cames.

2.3 Circuito de lubrificação de um motor de combustão interna

No presente trabalho foi utilizada, no decorrer do estudo, uma bomba de óleo presente no circuito de lubrificação de um motor de combustão interna automóvel, cuja lubrificação é realizada por um sistema de lubrificação por pressão. De seguida, de forma a contextualizar a localização da mesma, segue-se a figura 2.3.

Um circuito de lubrificação moderno é bastante pertinente, atualmente, devido a elevadas temperaturas de funcionamento do motor assim como a tolerâncias apertadas/finas de conceção dos vários componentes do motor [4].

Apesar de diferir de motor para motor, um circuito de lubrificação moderno apresenta os seguintes componentes principais:

- Cárter de óleo - chapa conformada (adicionalmente, poderá conter um outro cárter, designado por cárter inferior, fabricado por fundição e posteriormente por maquinagem), que tem como função a retenção de óleo, cuja função é fornecer um meio de drenar o óleo para fins de manutenção, através de um parafuso e onde se encontra parcialmente imersa a câmara de aspiração da bomba de óleo. A volumetria da mesma é confinada por limitações de espaço (altura do solo, tubagens de escape/admissão, etc.).

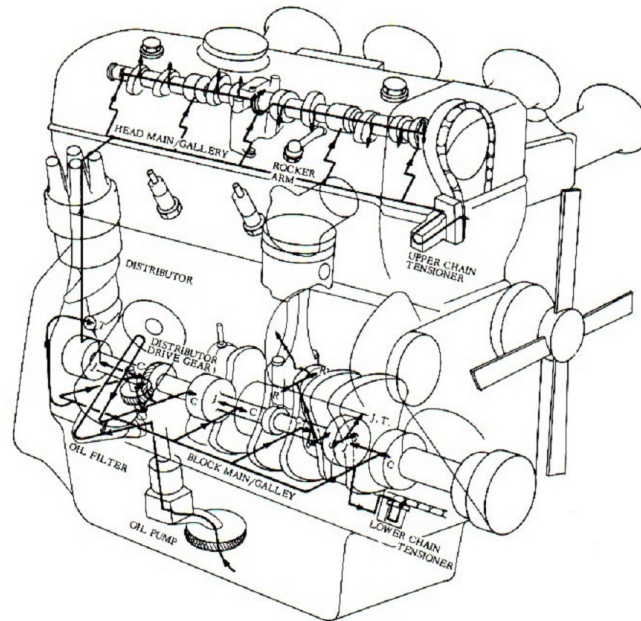


Figura 2.3: Exemplo de lubrificação de um motor sob óleo pressurizado. Adaptado de [4].

- Bomba de óleo - fornece continuamente óleo com um determinado caudal de modo a garantir uma lubrificação (e/ou arrefecimento) adequada aos diferentes componentes do motor. A bomba pode ser acionada pela cambota, árvore de cames, distribuidor ou correia. Geralmente, contém, no interior do conjunto, uma válvula de descarga que tem como objetivo limitar a pressão de óleo. Funcionalmente, é exigido que a bomba respeite os critérios de pressão e/ou débito de óleo ao nível de cada parte.
- Filtro de óleo - a função do filtro de óleo é reter partículas indesejáveis, tais como partículas metálicas provenientes do desgaste dos componentes, no circuito de lubrificação do motor antes do óleo alcançar os pontos de lubrificação.
- Conduatas de óleo - passagens para o óleo fluir às várias partes do motor. As mesmas podem ser internas (por exemplo, dentro do bloco do motor) ou externas (por exemplo, o tubo de alimentação de óleo do turbo). É necessário considerar que se devem ser dimensionadas atendendo à minimização das perdas de carga. Funcionalmente, é exigido que as conduatas escoem o óleo tendo em conta as seguintes considerações:
 - Uma determinada pressão de óleo;
 - Os requisitos funcionais de cada componente após o arranque do motor;
 - Um determinado nível de limpeza.
- Indicador de pressão de óleo - manómetro ou luz, que tem por função indicar problemas relacionados com a pressão de óleo. O indicador é conectado eletricamente, por norma, a um pressostato de óleo.

- Radiador de óleo - permutador de calor ar/óleo ou água/óleo (componente do motor que permite a troca de energia térmica entre dois fluidos) com o objetivo de arrefecer o óleo do motor para reduzir a oxidação e de garantir uma temperatura ótima de lubrificação. No seu dimensionamento é necessário atender à potência calorífica a extrair do óleo. Nem todos os veículos contêm este componente.
- Indicador do nível de óleo - também chamado de "vareta". Indica o nível de óleo no cárter e, por vezes, a indicação sobre a viscosidade de óleo recomendada pelo fabricante. Alguns veículos contêm um sensor de baixo nível de óleo. O nível do óleo no cárter pode variar entre duas posições:
 - Limite superior, que não deve ser excedido;
 - Limite inferior que garanta a taxa mínima de renovação de óleo.

De modo a alcançar todas as partes que necessitam de lubrificação, o óleo tem uma trajetória bastante definida. Essa trajetória inicia-se no cárter de óleo onde este é sugado pela bomba e posteriormente direcionado para o filtro de óleo. A partir do filtro, através da geometria das condutas, o escoamento do lubrificante é dividido. Parte serve para lubrificar os retentores da cambota assim como as bielas, enquanto o remanescente é confinado para a parte superior do motor. Através de forças gravitacionais, o lubrificante retoma ao cárter de óleo, [4].

2.4 Aspetos gerais das bombas de óleo

Como referido anteriormente, o papel principal de uma bomba de óleo é o de gerar um débito (e conseqüentemente uma pressão resultante desse mesmo débito) com um objetivo de lubrificar determinados componentes do motor. A bomba tem a capacidade de fornecer um caudal proporcional à sua velocidade de rotação, atendendo à sua eficiência volumétrica.

O princípio de operação consiste num deslocamento de um volume (proporcionado por uma cilindrada fixa ou variável da bomba) de óleo desde a câmara de aspiração (câmara de entrada) até à câmara de saída.

Observando a equação 2.1 é possível perceber o cálculo teórico do caudal (Q_t), medido em $[m^3/s]$, em que n é a velocidade de rotação da bomba, medido em $[rot/s]$. O valor da cilindrada é medido em $[m^3]$, [2].

$$Q_t = n \times Cilindrada \quad [m^3/s] \quad (2.1)$$

Para garantir o débito real da bomba, é necessário introduzir um fator de correção, o rendimento hidráulico. Este coeficiente (η_{hid}) é obtido em função do regime, da diferença entre a pressão de entrada e a pressão de saída e da viscosidade cinemática do fluido, [9].

A potência mecânica necessária ao funcionamento da bomba resulta de uma combinação entre a potência hidráulica bombeada e a potência dissipada por atritos internos. O cálculo da potência hidráulica teórico ($P_{hid,t}$) encontra-se evidenciado na expressão 2.2:

$$P_{hid,t} = \Delta P \times Q_t \quad [W] \quad (2.2)$$

em que ΔP representa a diferença de pressões entre a entrada e a saída da bomba.

Teoricamente, considerando uma bomba ideal, a potência mecânica introduzida é totalmente convertida em potência hidráulica, impulsionando assim o cálculo do binário teórico introduzido na bomba, [2]:

$$2\pi nT_t = P_{hid,t} \quad (2.3)$$

ou

$$T_t = \frac{Cilindrada}{2\pi} \times \Delta P \quad [N \cdot m] \quad (2.4)$$

Como qualquer outro componente mecânico, uma bomba de óleo também apresenta alguns fatores que influenciam o seu rendimento. A potência hidráulica real é menor do que a potência mecânica introduzida na bomba, assim como o caudal real é menor do que o teórico devido a [2] :

- Possibilidade de compressibilidade do fluido de trabalho;
- Cavitação e presença de ar no fluido;
- Inércia do próprio fluido que resulta num enchimento parcial da bomba;
- Fugas internas.

As fugas internas variam em função de:

- Diferença de pressões entre a entrada e a saída da bomba.
- Temperatura de óleo. As fugas aumentam em função da temperatura do óleo devido à viscosidade do óleo (que varia consoante a temperatura) e à dilatação térmica dos componentes da bomba.
- Regime de rotação. A percentagem de fugas internas é reduzida com o aumento do regime.

No geral as bombas apresentam um sistema de regulação de pressão dimensionado com o objetivo de se poder limitar a pressão máxima a gerar. Esse sistema de regulação de pressão pode ser utilizado para limitar a pressão à saída da bomba de óleo a um valor em linha com a pressão interna desejada no circuito de lubrificação do motor, [10].

Existem três vertentes de regulação da pressão da bomba:

- Regulação direta na bomba, figura 2.4;
- Regulação direta na rampa de lubrificação, figura 2.5;
- Regulação indireta, figura 2.6.

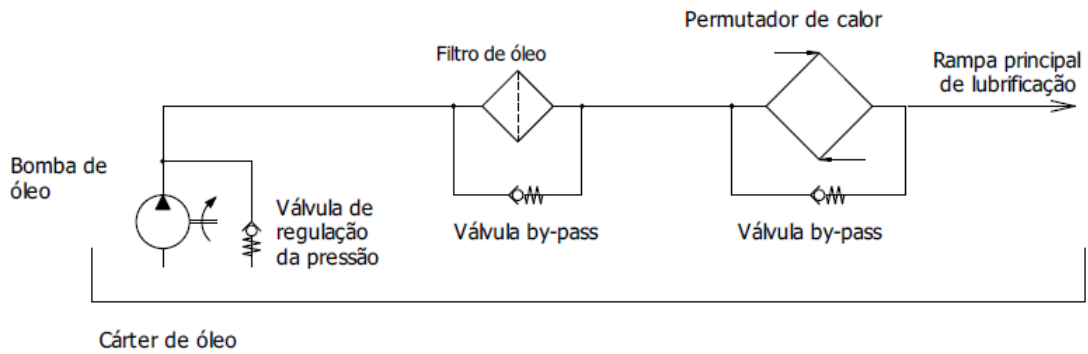


Figura 2.4: Regulação direta na bomba.

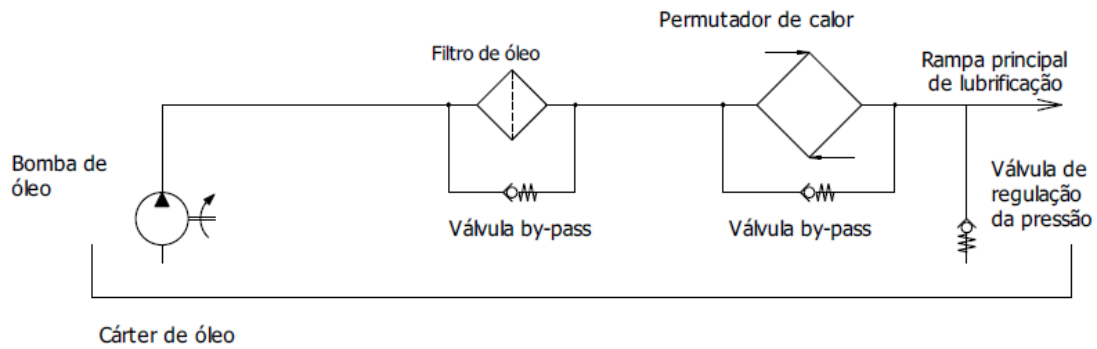


Figura 2.5: Regulação direta na rampa de lubrificação.

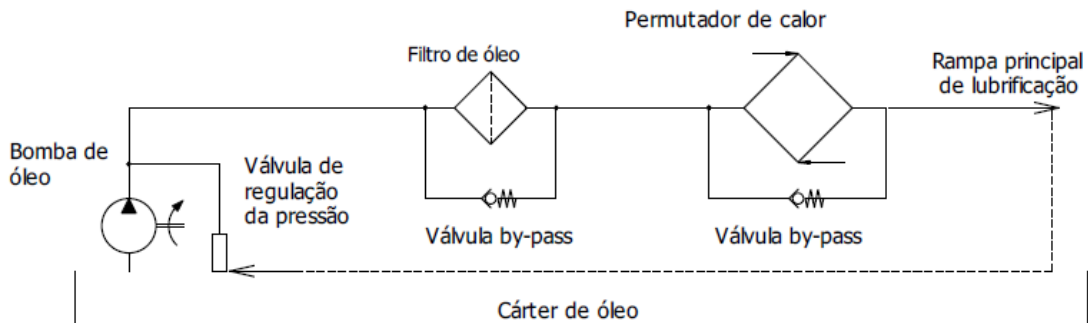


Figura 2.6: Regulação indireta.

2.5 Configurações de bombas

2.5.1 Classificação de bombas

Em geral existem dois tipos de bombas: bombas de deslocamento positivo, também denominadas de hidroestáticas ou de fluxo pulsante, e bombas hidrodinâmicas, também designadas de deslocamento não-positivo ou de fluxo contínuo, [9].

Uma bomba de deslocamento positivo (*BDP*) força o fluido através de variações do volume ocorridos dentro da bomba. Entre a câmara de aspiração e a câmara de descarga, o fluido sofre uma compressão.

Todas as *BDP*, figura 2.7, debitam uma pulsação de caudal ao longo do seu princípio de funcionamento. Este tipo de bombas pode operar com qualquer fluido independentemente da sua viscosidade, o que se traduz numa enorme vantagem. Na maioria das soluções construtivas deste tipo de bombas, a bomba só opera num só sentido, com exceção da bomba alternativa de pistão ou diafragma.

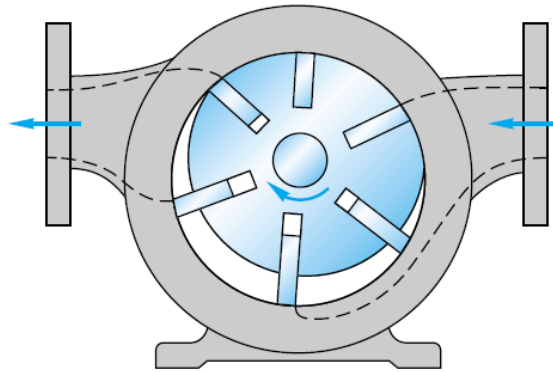


Figura 2.7: Bomba hidroestática - bomba de palhetas. Adaptado de [9].

Atendendo ao seu princípio de funcionamento, é possível afirmar que, se por alguma razão a câmara de descarga da bomba fosse bloqueada, a pressão no interior da bomba iria aumentar instantaneamente, até causar rutura quer nos componentes móveis quer nos componentes estáticos da bomba. Com o objetivo de evitar esta situação, muitas bombas apresentam uma válvula reguladora ou limitadora de pressão conectada à saída da própria bomba ou na janela de descarga, conforme referido na secção anterior.

Uma bomba hidroestática desloca um volume de líquido equivalente à sua cilindrada por cada ciclo de bombagem. Pode ainda apresentar configurações de cilindrada fixa ou variável. Para uma bomba de cilindrada fixa, o caudal debitado pela bomba permanece constante durante cada ciclo de bombagem para uma determinada velocidade. Em contraste, com a configuração de cilindrada variável, o débito gerado varia por alteração da posição dos componentes internos da bomba.

Numa bomba hidrodinâmica, figura 2.8, o caudal gerado é um fluxo constante, adicionando ao fluido um momento linear através de lâminas de hélice ou palhetas ou outro tipo de design. Neste tipo de configuração, não existe um volume cerrado, ou seja, no seu ciclo de funcionamento não existe uma etapa em que o fluido se encontre num volume constringido: existe, sim, aumento de momento linear do fluido no decorrer do ciclo de bombagem e, posteriormente, a conversão de alta velocidade de escoamento em alta

pressão através do escoamento por uma secção difusora, [3].

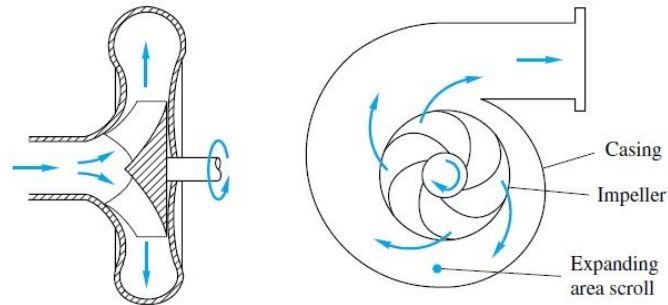


Figura 2.8: Bomba hidrodinâmica - vista em corte esquemática de uma bomba centrífuga. Adaptado de [9].

A mesma configuração consegue providenciar um fluxo maior do que as bombas do tipo hidroestático e uma descarga mais estável, apesar de serem ineficientes em operar com fluidos com valores de viscosidade elevados.

Relativamente ao desempenho de ambas as configurações, existe uma diferença considerável a nível de pressão vs. caudal, figura 2.9.

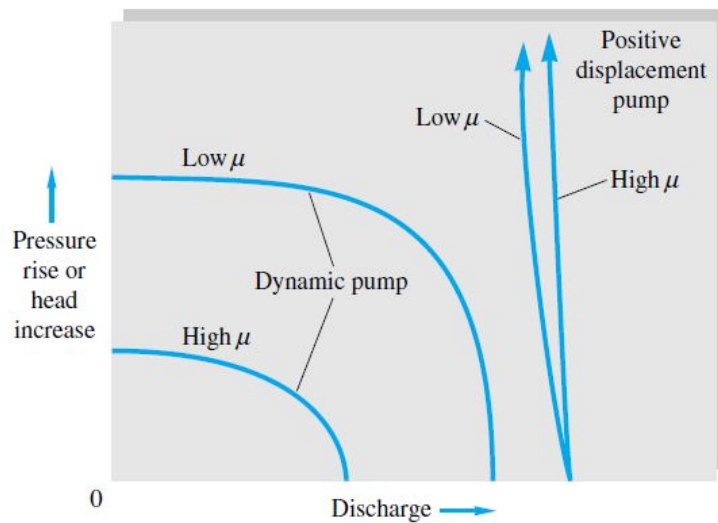


Figura 2.9: Comparação de curvas de desempenho entre bomba dinâmica e hidroestática a velocidade constante. Adaptado de [9].

Atendendo a este gráfico, segundo o livro de *White* [9], é possível observar que para uma dada rotação constante, a BDP gera um caudal praticamente constante e um aumento de pressão praticamente ilimitado. Relativamente à viscosidade, observa-se uma ligeira influência no decorrer do aumento da pressão. No mesmo tipo de bombas, apenas é possível uma variação de fluxo através da variação da velocidade de rotação ou linear e através de uma variação da cilindrada.

Em contraste, a bomba hidrodinâmica providencia uma variação de desempenho contínua a velocidade constante desde pressão máxima com caudal nulo (em condições de estrangulamento máximo) até pressão nula e fluxo máximo. Ao contrário da BDP, a bomba dinâmica possui uma variação acentuada no desempenho à medida que se aumenta a viscosidade do fluido de trabalho.

Em sistemas hidráulicos, o uso das bombas de deslocamento não-positivo é reduzido, pois a sua capacidade de deslocamento do fluido diminui consoante o aumento de resistência. Na maioria dos sistemas hidráulicos, as bombas necessárias para transmitir força hidráulica em equipamento industrial são do tipo de deslocamento positivo que, apesar de produzirem pulsações de fluxo de caudal, debitam fluido sem variação de pressão no sistema, [9].

Na presente secção segue-se uma análise das principais bombas de óleo utilizadas em motores de combustão interna na indústria automóveis. Estas configurações também são designadas por bombas rotativas.

2.5.2 Bomba de engrenagem externa

Descrição e princípio de funcionamento

Como o próprio nome indica, este tipo de bomba é constituída por dois pinhões paralelos, com dentado reto, acoplados entre si e alojados num cárter que forma o corpo da bomba, figura 2.10. Um dos pinhões é mandante, o outro é mandado. É através do pinhão mandante que se aciona a bomba, podendo o acionamento ser direto ou indireto, por exemplo, através de uma correia ou corrente. O óleo é transportado entre as engrenagens, sendo descarregado pelo engrenamento dos pinhões, [3].

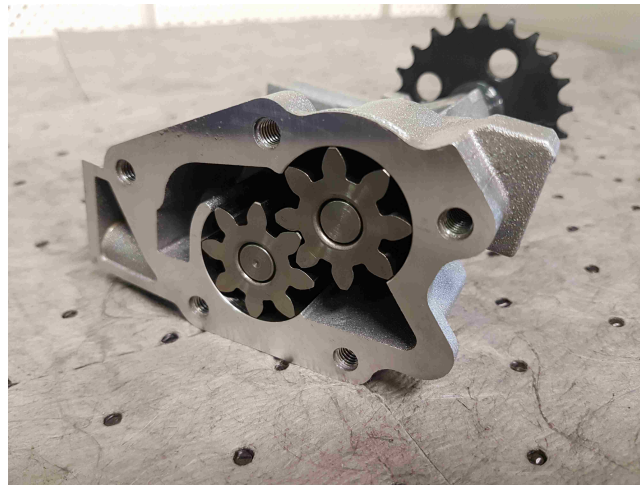


Figura 2.10: Bomba de óleo de engrenagem externa, de cilindrada fixa.

Neste tipo de bombas o funcionamento está repartido por três etapas (figura 2.11) [10]:

- **Aspiração** - durante o desacoplamento dos dentes no seu movimento de rotação, o volume compreendido entre dois dentes consecutivos aumenta e, por vácuo, provoca uma aspiração do óleo, na câmara de aspiração;

- Transferência - o óleo aspirado é isolado da zona de alimentação pelo topo e pelo flanco dos dentes dos pinhões. O movimento de rotação transporta o óleo de uma cavidade criada para a zona de descarga. Os volumes de óleo deslocam-se contra a parede de cada lado da bomba. Nessa mesma fase, as fugas entre duas cavidades sucessivas permitem um aumento gradual da pressão durante a rotação entre a pressão de aspiração e a pressão de descarga;
- Descarga - o movimento de rotação engrena os dentes dos pinhões, diminuindo o volume situado entre os mesmos provocando a descarga do óleo com um determinado caudal e pressão.

A evolução da pressão do óleo no interior de uma cavidade em rotação reduz o risco de cavitação, figura 2.12.

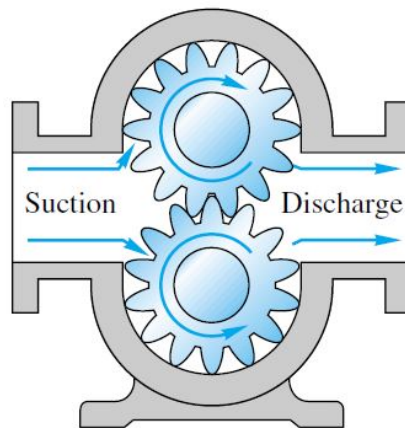


Figura 2.11: Funcionamento da bomba com engrenagem externa. Adaptado de [9].

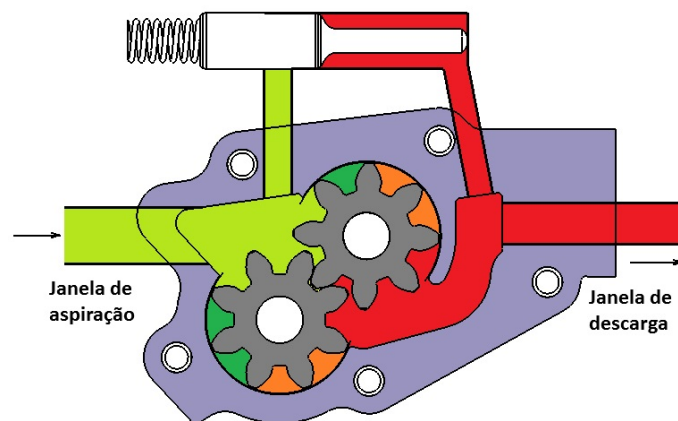


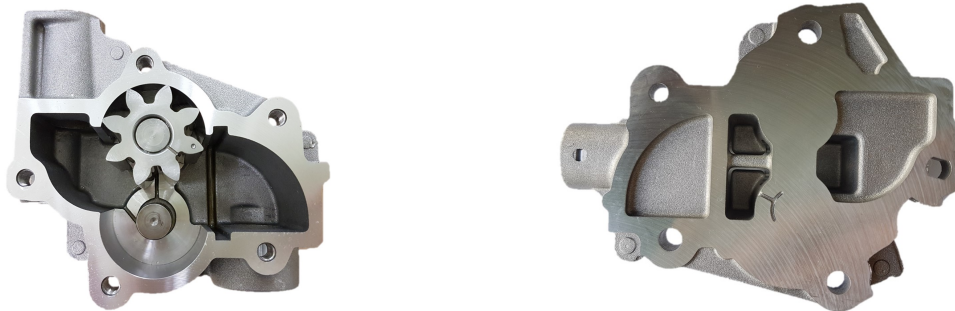
Figura 2.12: Evolução da pressão de óleo nas devidas cavidades.

Durante a fase inicial, o deslocamento das engrenagens provoca um aumento do volume entre os dentes consecutivos dos pinhões, com conseqüente geração de vácuo. Este,

por sua vez, leva à criação de um diferencial de pressão responsável pela aspiração de óleo para a câmara de aspiração.

Numa segunda fase, o óleo aspirado para o espaço entre 2 dentes consecutivos do pinhão, sofre um aumento de pressão progressivo, à medida de que o pinhão veda desde a câmara de aspiração até à câmara de descarga.

Durante a terceira fase, o óleo pressurizado é descarregado na câmara de descarga, sendo impedido de retomar à câmara de aspiração pelo engrenamento dos dois pinhões. A presença de canais ou ranhuras específicos no corpo e na tampa asseguram o escape de uma eventual quantidade de óleo que fique aprisionado entre os pinhões, figura 2.13.



(a): Corpo da bomba.

(b): Tampa da bomba.

Figura 2.13: Ranhuras de escape do óleo na bomba.

Débito e cilindrada teórica

O cálculo da cilindrada teórica não é padronizado. Cada construtor ou fornecedor possui o seu, podendo este ser obtido por duas vias, cálculo teórico ou experimentalmente. Experimentalmente é feita uma medição 2D ou 3D através do uso de técnicas de engenharia inversa ou de modelação. Relativamente ao cálculo teórico da cilindrada, existem várias fórmulas, tendo em consideração o volume de óleo reciclado no engrenamento, figura 2.14.

A seguinte equação reporta uma das várias fórmulas para calcular a cilindrada teórica, sendo que d é o diâmetro primitivo da engrenagem [mm], b é a largura da engrenagem [mm] e h_a é altura da cabeça do dente da engrenagem [mm], [10].

$$Cil_t = 2\pi dbh_a \times 10^{-3} \quad [cm^3/rot] \quad (2.5)$$

Relativamente ao débito deste tipo de solução construtiva, observa-se que este não é constante. O débito está diretamente faseado com o engrenamento dos pinhões da bomba. Para uma determinada bomba de óleo com um número de dentes de cada engrenagem "z", obtém-se "z" pulsações de débito, que correspondem a "z" pulsações de pressão por cada rotação da bomba, [2]. Deste modo é possível definir uma equação para a frequência de pulsação dependendo do harmónico i , [11]:

$$f = izn \quad [Hz] \quad (2.6)$$

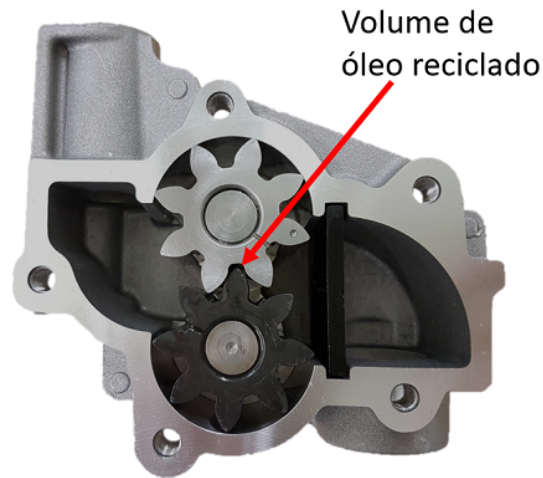


Figura 2.14: Volume de óleo reciclado no engrenamento.

Desempenho

O contacto contínuo entre os dentes assegura a vedação entre as áreas de aspiração e descarga. Uma bom projeto e dimensionamento do conjunto tendo em conta a evolução da temperatura, é essencial para o bom desempenho de uma bomba de engrenagens externas.

O débito gerado pela bomba diminui consoante o aumento da temperatura, pois as fugas internas aumentam consoante a diminuição da viscosidade do óleo e consoante o aumento das folgas internas da bomba (dilatação diferencial entre o corpo da bomba e os pinhões). Dentro deste tipo de bombas, algumas possuem canais de compensação, [2], ou possuem um corpo feito do mesmo material que os pinhões.

Os canais de compensação localizados no corpo ou na tampa da bomba permitem limitar o impacto da potência fornecida. Os mesmos canais não devem gerar fugas internas entre a câmara de descarga e a câmara de aspiração da bomba evitando assim uma queda da eficiência hidráulica.

Quando o caudal debitado pela bomba aumenta e a perda de carga na fase de aspiração ou a percentagem de ar dissolvido no óleo é elevada, as pulsações tendem a aumentar, provocando uma queda no rendimento hidráulico, [10].

Design

Uma bomba de engrenagens externas possui um pinhão mandante e um mandado. A engrenagem mandante é acionada por uma corrente, tendo ainda a possibilidade do veio da mesma estar apoiado em uma ou duas chumaceiras. Para o pinhão mandado existem duas soluções construtivas. Uma em que este roda livremente em torno de um veio fixo ao corpo da bomba e outra em que o pinhão está fixado com aperto ao veio que roda livremente em relação ao corpo e à tampa da bomba.

Ambas as engrenagens são normalmente fabricadas em aço sintetizado e posteriormente maquinadas e/ou retificadas.

2.5.3 Bomba de engrenagem interna

Descrição

Apesar de conter também dois pinhões, como a bomba de engrenagens externas, os pinhões possuem movimento no mesmo sentido de rotação e diâmetros diferentes, fazendo com que o pinhão interior execute velocidades de rotação superiores ao pinhão exterior. Entre os pinhões observa-se um componente adicional denominado de separador acoplado ao corpo da bomba de óleo, que tem como objetivo proporcionar uma vedação entre a câmara de aspiração e a câmara de saída, figura 2.15, [3].

O óleo lubrificante é aspirado pela bomba na câmara de aspiração no ponto de contacto dos dentes dos pinhões. A partir deste ponto, devido ao movimento de rotação, os dentes dos pinhões separam-se produzindo assim uma pressão negativa condicionando o fluido entre as cavidades dos pinhões e o separador até à câmara de descarga, [2].

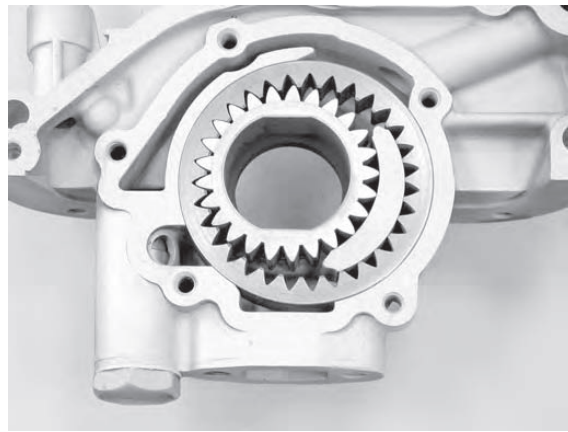


Figura 2.15: Bomba de engrenagem interna. Adaptado de [16].

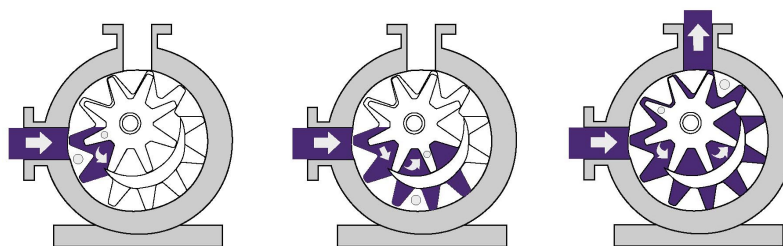


Figura 2.16: Princípio de funcionamento, [17].

Desempenho

Esta solução construtiva apresenta uma engrenagem externa e uma interna que diferem em poucas unidades o número de dentes. Esta diferença irá resultar numa velocidade relativa bastante baixa traduzindo-se assim numa taxa de desgaste menor, [3].

Design

Este tipo de solução construtiva apresenta tamanho reduzido, sendo então uma das unidades mais compactas. No contexto automóvel, é possível ter acionamento diretamente da cambota, o que não se verifica nas bombas de engrenagens externas.

Aplicações

Relativamente a aplicações, esta bomba é geralmente usada em sistemas hidráulicos que não necessitem de elevados caudais de óleo.

2.5.4 Bomba de rotor

Esta configuração é bastante similar a uma bomba de engrenagem interna, figura 2.17, podendo também possuir um componente separador. Os "dentes" apresentam uma geometria convencional, um perfil circular a fim de existirem dois pontos de contato ou de proximidade entre cada cavidade cujo objetivo é assegurar a sua vedação, figura 2.18. Geralmente, o rotor (interior) apresenta um "dente" a menos que a respetiva "engrenagem" interna, [2].



Figura 2.17: Bomba de rotor.

Princípio de funcionamento

Durante a rotação, o volume da cavidade entre o rotor e a engrenagem interna aumenta, dado haver uma separação dos dentes, seguindo-se uma diminuição aquando da descarga, onde os dentes voltam a ter contacto entre si, figura 2.19. Entre a aspiração e a descarga, existem duas áreas de vedação que permitem o isolamento da cavidade e, assim, impossibilitando as fugas permanentes, [3].

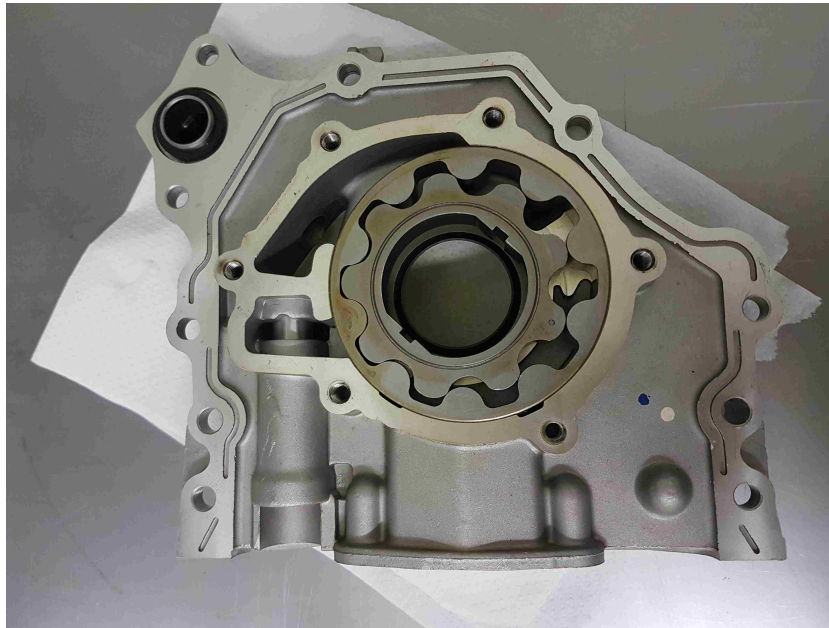


Figura 2.18: Dupla vedação das cavidades da bomba rotor.

Nesta configuração de bomba, ao contrário da bomba de engrenagem externa, não existe um equilíbrio das pressões propositado. O equilíbrio de pressões é criado através da variação de volume da cavidade na zona de vedação.

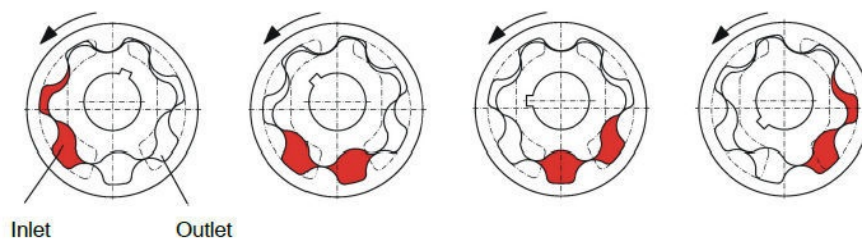


Figura 2.19: Princípio de funcionamento, [12].

Cálculo da cilindrada

Nesta configuração de bomba, o valor da cilindrada é definido atendendo à diferença entre a área máxima e mínima, em $[m^2]$, altura dos "dentes" b em $[m]$ e ao número dos "dentes" do rotor z , [2].

$$Cilindrada = bz(A_{max} - A_{min}) \quad [m^3] \quad (2.7)$$

Desempenho

Atendendo à eficiência volumétrica, este tipo de bombas apresenta uma eficiência na mesma gama de valores da bomba de engrenagens externas. No entanto, a sua sensibilidade a poeiras e impurezas é maior. Quando operada com velocidades de rotação

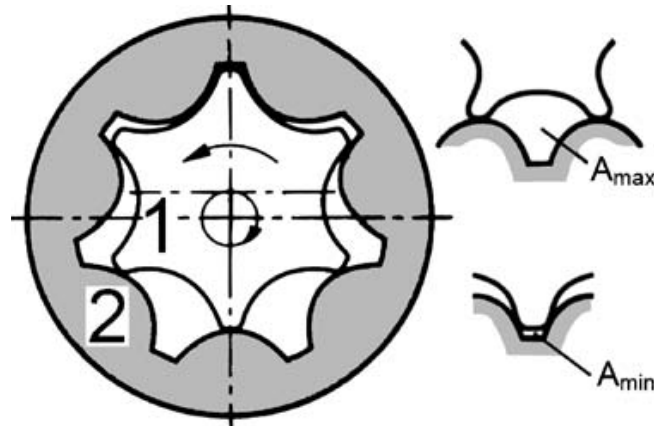


Figura 2.20: Definição de área máxima e área mínima de uma bomba de rotor. Adaptado de [2].

menores, a bomba sem o componente separador apresenta eficiências volumétricas maiores, [3].

2.5.5 Bomba de palhetas

Descrição e funcionamento

Esta configuração de bomba, figura 2.21, rege-se pelo deslocamento de óleo através de palhetas em movimento de rotação em torno de um eixo. Estas bombas podem ser de cilindrada fixa ou variável. Na situação de uma bomba de óleo de cilindrada variável, a variação do volume entre duas palhetas consecutivas é causada devido a uma variação da excentricidade entre o rotor e o estator.

Principais constituintes deste tipo de bombas:

- Corpo da bomba;
- Tampa da bomba;
- Rotor;
- Estator (ou anel de controlo);
- Anel (no caso de variação de volume);
- Palhetas localizadas em cavidades (entalhes) do rotor;
- Veio do rotor;
- Mola de regulação (no caso de variação de volume);
- Válvula de descarga e/ou de regulação de pressão.

Numa rotação, a cavidade compreendida entre palhetas consecutivas, o rotor e o estator, aumenta, causando vácuo à entrada da bomba e forçando o óleo a preencher este espaço. Posteriormente, essa mesma cavidade diminui de volume causando um aumento de pressão do óleo e forçando-o assim a escoar através da janela de descarga, [3].

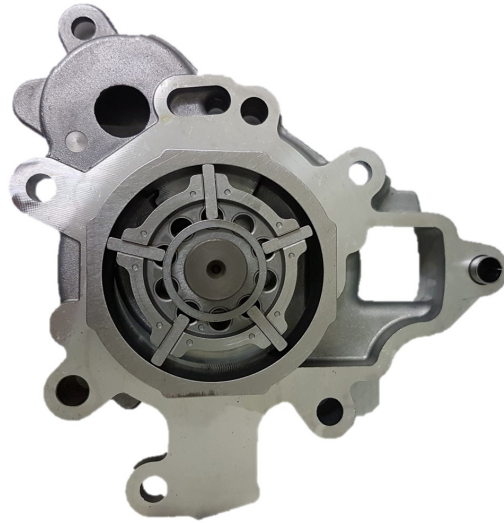
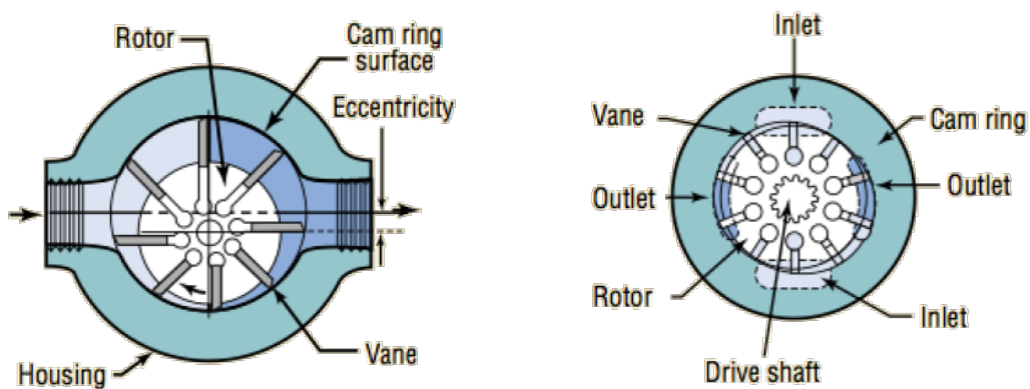


Figura 2.21: Bomba de palhetas de cilindrada variável

O equilíbrio entre pressões é gerado pela variação de volume da cavidade da zona de vedação. A zona de vedação é definida como a zona entre a aspiração do óleo e a descarga na bomba. A sua dimensão é definida pela distância mínima entre duas palhetas.

Design

Na maioria dos designs deste tipo de configuração de bomba de óleo, as palhetas encontram-se constringidas no estator devido a forças centrífugas que forçam as palhetas a movimentarem-se de dentro para fora dos entalhes do rotor.



(a): Não balanceada.

(b): Balanceada.

Figura 2.22: Bomba de óleo de palhetas com geometria fixa. Adaptado de [3].

Existem várias configurações de design de bomba de palhetas, podendo sere balance-

ada ou não balanceada.

Nas bombas não balanceadas, figura 2.22 (a), a acção de bombagem ocorre apenas por uma parte do rotor e do veio, no qual vai ser induzido um esforço lateral de corte. Esta vertente de bomba, em que o interior do estator apresenta uma forma circular, pode ter cilindrada fixa ou variável.

De modo a anular o esforço de corte, algumas bombas de palhetas apresentam uma construção balanceada, onde o interior do estator apresenta uma forma elíptica. Com esta geometria é possível operar com duas zonas de bombagem em lados opostos do rotor, figura 2.22 (b), [3]. Bombas balanceadas apresentam somente cilindrada fixa.

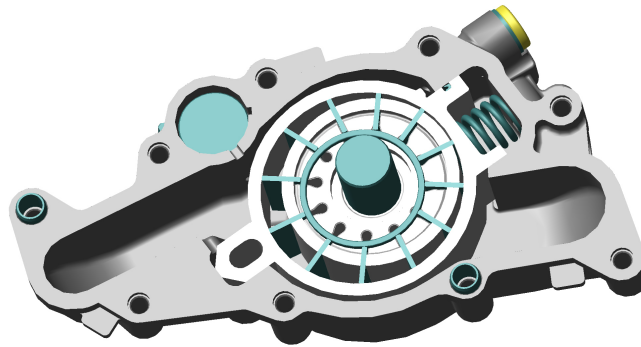


Figura 2.23: Bomba de óleo não balanceada de cilindrada variável- Pierburg Pump Technology ®, adaptado de [15].

Na situação de uma bomba não balanceada de cilindrada variável, figura 2.23, a cilindrada pode ser variada segundo um controlador externo como por exemplo uma mola de regulação, [2]. A acção mecânica da mola irá provocar uma alteração da excentricidade entre o estator e o rotor e, portanto, alterando a cavidade de bombagem e assim a variação da cilindrada por rotação.

Quando a pressão gerada pelo débito de caudal é suficientemente elevada, de modo a superar a pressão exercida pela mola, o estator desloca-se no sentido de diminuir a excentricidade com o rotor. Ao ajustar/afinar a constante de compressibilidade da mola k , é possível dimensionar a que valor de pressão o estator inicia o deslocamento.

Em algumas situações é possível observar uma unidade dupla, que consiste em duas unidades de bombagem dentro do mesmo corpo. Ambas as unidades podem ser do mesmo tamanho ou de tamanhos diferentes. Outra utilização é a montagem de duas bombas em série, em que a janela de descarga de uma está conectada à janela de entrada da outra. Esta vertente de configuração permite obter quase o dobro da pressão gerada pelo caudal debitado de uma só bomba, [3].

Regulação do débito

A variação da cilindrada é efetuada por uma modificação da excentricidade entre o rotor e o estator, em que o estator é um componente móvel. A mobilidade do estator, seguida da

mobibilidade do anel de regulação, é realizada por um movimento de rotação ou translação, figuras 2.24 e 2.25.

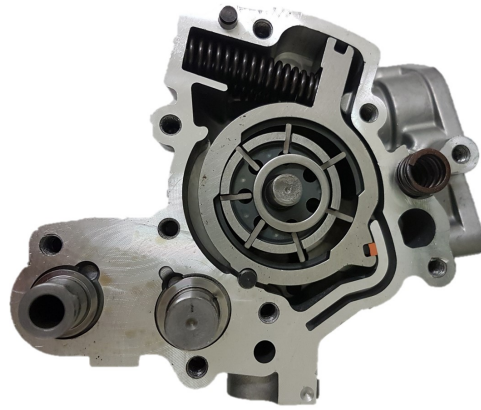


Figura 2.24: Bomba de óleo de cilindrada variável, de palhetas, com regulação por rotação.

Um dos problemas deste tipo de solução construtiva está diretamente relacionado com a mola de regulação. A mola é comprimida entre duas superfícies não paralelas, o que irá provocar, na mesma, esforços de carga maiores.

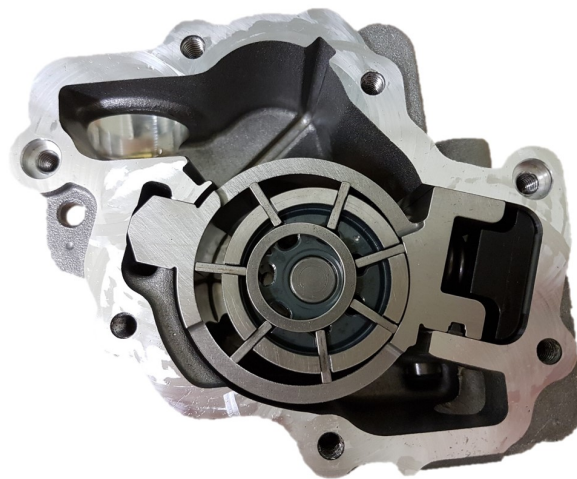


Figura 2.25: Bomba de óleo de cilindrada variável, de palhetas, com regulação por translação.

Atendendo à figura 2.25, solução construtiva em que a variação da cilindrada é efetuada através de um movimento de translação do rotor, a configuração em si proporciona uma vantagem de redução de fugas internas. Essa redução está relacionada com o guiamento prismático do estator que controla a posição do anel de regulação.

Outro aspeto relevante a considerar é a deslocação do anel de controlo. Este desliza

contra o corpo e a tampa da bomba. No caso da regulação por translação, o desgaste dos componentes é maior pois a área de contacto é maior.

Desempenho

Este tipo de bombas não são comumente utilizadas em regimes baixos de rotação devido à força centrífuga necessária para posicionar as palhetas entre o rotor e o estator. A rotação, ao ser baixa, irá provocar ligeiras folgas entre as palhetas e o estator devido a uma força centrífuga menor. Deste cenário iria resultar um rendimento hidráulico menor.

Em geral, a bomba de palhetas apresenta eficiências relativamente altas, apresentando baixa volumetria relativamente à quantidade de caudal debitado.

Da mesma maneira que as outras bombas de óleo, a bomba de palhetas é sensível à viscosidade, à temperatura e aos jogos de funcionamento, apesar de ser relativamente tolerante à presença de poeiras no óleo.

De acordo com *Hydraulics & Pneumatics* [3], as bombas de palhetas apresentam elevadas eficiências por um período de tempo longo, "*Vane pumps maintain their high efficiency for a long time, because compensation for wear of the vane ends and the housing is automatic. As these surfaces wear, the vanes move further out in their slots to maintain contact with the housing.*".

Considerando as bombas de palhetas de cilindrada variável, as mesmas apresentam uma grande vantagem face às de cilindrada fixa. Ao variar a cilindrada varia-se o caudal de óleo a introduzir no circuito de lubrificação. A necessidade de lubrificação do motor não varia linearmente em função do regime de rotação, pelo que, a médio-alto regime o motor não necessita de um caudal de óleo maior. Este fenómeno irá resultar, para o caso de uma bomba de geometria variável, num binário de acionamento menor.

Ao reduzir o binário de acionamento da bomba, reduz-se o consumo de combustível do automóvel e, conseqüentemente, as emissões libertadas, [14].

2.5.6 Bomba de óleo elétrica

Descrição

Em termos de configuração dos elementos de bombagem, a bomba elétrica é semelhante às outras configurações mencionadas anteriormente, podendo ser de palhetas, rotor ou ainda ter outra configuração. Apenas difere no meio de acionamento, por este ser elétrico, diferente dos mais convencionais acionamentos, sejam eles diretamente através da cambota ou por intermédio de uma corrente, [14].

Aplicações

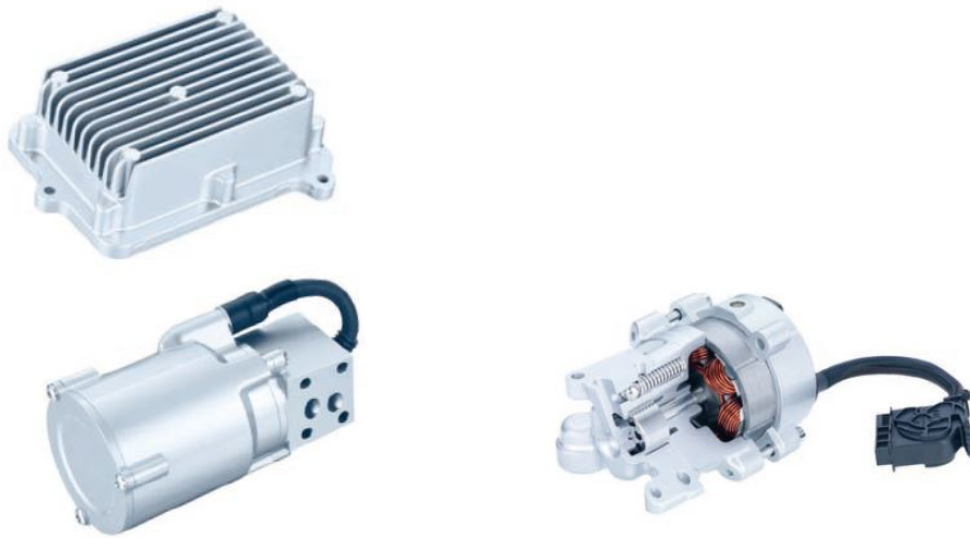
Em determinadas aplicações, a utilização de uma bomba de óleo elétrica possibilita algumas melhorias que não são possíveis de alcançar com sistemas de acionamento convencionais.

O acionamento por motor elétrico justifica-se pelas exigências à indústria automóvel em reduzir os consumos e emissões através da implementação de sistemas *start and stop*. Nestes sistemas, o uso de uma bomba de óleo com acionamento elétrico torna-se essencial aquando da necessidade de se manter uma pressão hidráulica no sistema mesmo quando o motor de combustão está desligado. Outra aplicação visa a montagem de uma bomba

de óleo elétrica em série com uma bomba convencional no sentido de aumentar a pressão para um determinado valor assim que necessário, ou na situação em que se pretende atuar algum dispositivo hidráulico independentemente do motor térmico, [13]. Também se consta o uso de bomba de óleo elétrica em sistemas híbridos.

Design

Nesta configuração, em que o motor elétrico geralmente opera em corrente contínua, a unidade de controlo pode estar implementada em separado ou integrada no corpo da bomba de óleo, figura 2.26, [13].



(a): Unidade de controlo em separado.

(b): Unidade de controlo integrada.

Figura 2.26: Bomba de óleo elétrica - Pierburg Pump Technology ®, adaptado de [13].

Desempenho

Atendendo ao desempenho hidráulico, esta vertente de bomba é similar às outras configurações supramencionadas. As vantagens em relação às bombas convencionais acentam devido ao acionamento elétrico, sendo as seguintes, [14]:

- Redução do consumo de combustível do motor térmico;
- Motor elétrico de alta durabilidade (ausência de escovas) e baixo nível de ruído;
- Controlo hidráulico do óleo sem implicação do motor térmico.

2.6 Processo industrial

As bombas de óleo utilizadas na indústria automóvel, nomeadamente em motores de combustão interna, apresentam processos de fabrico e montagem similares entre si. Em

grandes cadências de produção, os componentes de maior dimensão, tais como o corpo da bomba e a tampa, são produzidos sobretudo pelo processo de fundição ou injeção a alta pressão de uma liga de alumínio, e maquinagem e/ou retificação posterior.

Na figura seguinte é possível observar um exemplo de um *layout* de uma linha de maquinagem e de montagem de bombas de óleo de engrenagens externas com acionamento por corrente, figura 2.27.

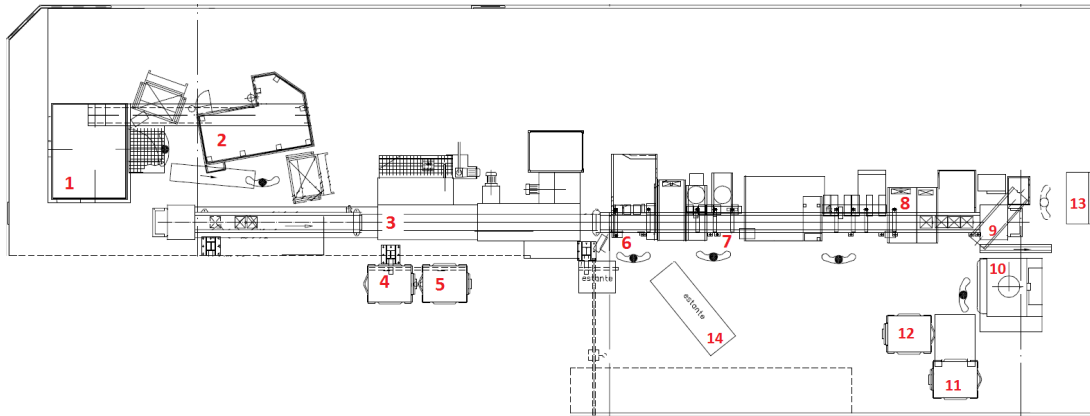
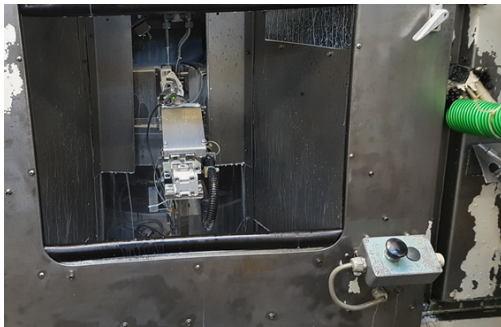


Figura 2.27: Exemplo de layout de uma linha de maquinagem e montagem.

Os componentes brutos (corpo e tampa da bomba), fornecidos externamente com um tratamento de granalhagem, são maquinados em dois centros de maquinagem diferentes. Os corpos são maquinados num centro de maquinagem (1) e as tampas noutra (2), figura 2.28.



(a): Maquinagem do corpo da bomba (1).



(b): Maquinagem da tampa da bomba (2).

Figura 2.28: Centros de maquinagem dos componentes brutos.

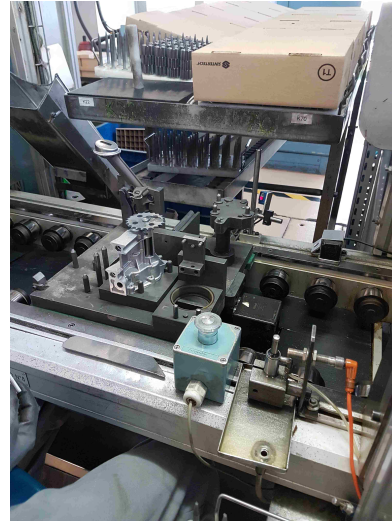
Após maquinagem, e antes de serem montados juntamente com os restantes componentes, o corpo da bomba e a tampa passam por um centro de lavagem (3). Por vezes é necessário efetuar um tratamento superficial na tampa da bomba pelo que após lavagem esta segue para contentores (4) para aplicação do tratamento (processo realizado por fornecedor externo). Após tratamento, as tampas são recebidas em contentores (5) e re-introduzidas na linha, passando novamente pelo centro de lavagem.

Os restantes componentes da bomba, de origem externa, são colocados numa estante

(14) para posteriormente serem fornecidos à linha de montagem. No início da linha de montagem são acoplados alguns dos componentes externos ao corpo e à tampa da bomba (6). No corpo da bomba são colocados, por exemplo, a árvore de comando (obtida por uma liga de aço) e respetivo pinhão (obtido por aço sinterizado com tratamento de vapor de água, figura 2.29 (a)).



(a): Introdução do pinhão de comando, do filtro de rede e da tampa do filtro de rede.



(b): Introdução dos pinhões de bombagem.

Figura 2.29: Montagem de componentes na bomba.

Na tampa da bomba são entretanto colocados, por exemplo, o filtro de rede e respetiva tampa. Nos passos seguintes são efetuadas operações de montagem como, por exemplo, a introdução dos pinhões de bombagem (7). Os pinhões de bombagem, fabricados em aço sinterizado, são também componentes de origem externa.

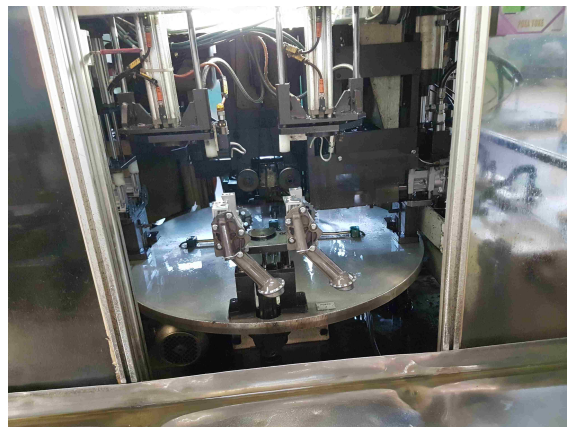


Figura 2.30: Banco de ensaios fim-de-linha.

Durante a montagem dos componentes, é comum a utilização de um sistema de visão artificial de modo a verificar se estes se encontram bem montados, assim como se são os

componentes corretos a montar. Após acoplados todos os componentes, procede-se ao aparafusamento da tampa no corpo da bomba (8).

No final da linha de montagem encontra-se localizado um banco de ensaios de fim-de-linha (10), figura 2.30.

Este banco de ensaios tem como principal objetivo garantir o desempenho em termos hidráulicos de cada bomba de óleo produzida na linha de montagem. As suas características principais encontram-se descritos no capítulo seguinte que visa uma caracterização dos vários ensaios a realizar em bombas de óleo utilizadas em motores de combustão internos.

Após o ensaio, em caso de reprovação, a bomba é introduzida numa secção, denominada secção "não conforme"(9) para avaliação posterior (13). Em caso de aprovação, a bomba é colocada num contentor (11) e (12) para ser transportada para o departamento da logística e posteriormente, ser expedida para o cliente.

Capítulo 3

Caracterização e ensaios de bombas de óleo

3.1 Introdução

Com o presente capítulo do documento de dissertação pretende-se descrever as caracterizações a elaborar a uma bomba de óleo. As caracterizações supramencionadas contemplam uma descrição de ensaios utilizando modelos numéricos (procedimento de elaboração da simulação assim como a ferramenta utilizada) assim como uma descrição de ensaios experimentais, em que a bomba de óleo de um motor térmico automóvel já se encontra produzida, na secção de modelos experimentais encontram-se definidos os vários bancos de ensaio, da mesma maneira que algumas características inerentes aos mesmos.

3.2 Caracterização com modelos numéricos

Após elaboração de um projeto de uma bomba de óleo, assim como qualquer outro produto inerente à indústria automóvel, são elaboradas simulações numéricas que visam obter, para uma dada configuração de bomba, entre outros parâmetros, uma aproximação dos valores de caudal e pressão gerados pela bomba aos experimentalmente verificados.

Através da utilização de ferramentas de CFD (Computer Fluid Dynamics), é possível a elaboração de simulações numéricas em fluidos. Ferramentas computacionais de dinâmica de fluidos visam prever um dado escoamento de um fluido (interior ou exterior), uma transferência de calor ou massa ou uma reação química e fenómenos relacionados através da resolução de equações matemáticas, inerentes a estes processos, usando um processo numérico, [27]. Estas ferramentas computacionais visam a substituição de equações diferenciais por equações algébricas discretas que se aproximam às equações diferenciais.

As equações algébricas são resolvidas com o objetivo de se obter um panorama de escoamento em vários pontos discretos no espaço ou no tempo. Na indústria, o uso deste tipo de ferramentas insere-se no dimensionamento de produto e investigação na medida em que complementa o trabalho experimental e teórico em dinâmica de fluidos, traduzindo-se assim numa redução do esforço necessário em laboratório.

A análise começa com um modelo matemático do problema físico, figura 3.1. Segue-se uma definição da região de interesse e as propriedades do fluido são definidas empirica-



Figura 3.1: Modelo da bomba de óleo, [28].

mente. Posteriormente, são definidas possíveis simplificações ao problema em causa como por exemplo, a definição de regime constante, a incompressibilidade do fluido ou ainda as dimensões necessárias para a simulação (2D ou 3D), figura 3.2, e consequentemente o fornecimento das condições fronteira do problema.

Durante a discretização, o software CFD aplica métodos numéricos a fim de desenvolver aproximações de equações relacionadas com a mecânica dos fluidos na região de interesse:

- Substituição de equações diferenciais em algébricas;
- Definição da malha;
- Resolução numérica das equações de acordo com o panorama de escoamento para cada nó;
- Obtenção de uma solução.

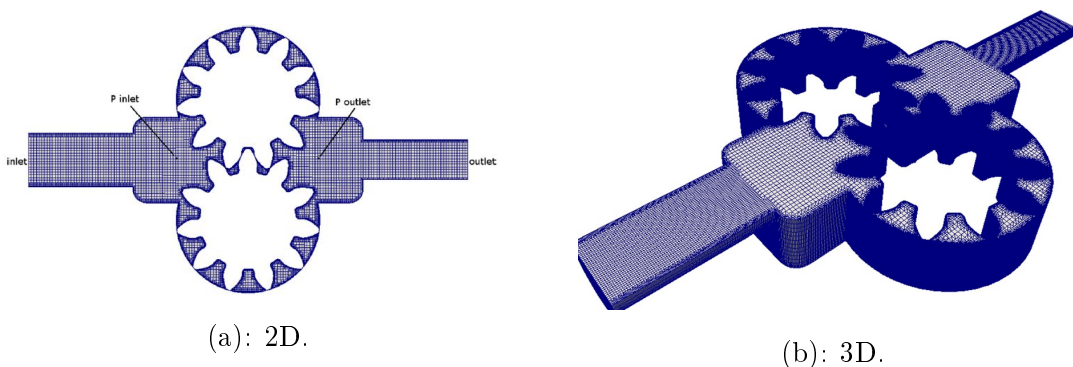


Figura 3.2: Definição da malha a utilizar. Adaptado de [30].

A solução é pós-processada de modo a extrair informação essencial da bomba simulada, [29]:

- Panorama de velocidade, pressão e temperatura dentro das câmaras de aspiração e descarga;
- Fluxos de caudal em pontos específicos;
- Binário de acionamento da bomba;
- Fugas de óleo;
- Comportamento da pulsação de pressão;
- Localização e magnitude de erosão, como a cavitação, por exemplo;
- Duração e magnitude de fontes acústicas.

Por vezes, é necessário o uso de vários tipos de tamanho de elemento consoante a região de interesse, de modo a simplificar a análise. O número de elementos afeta diretamente a precisão numérica e, assim, o esforço computacional. À medida que os elementos se aproximam dos limites geométricos dos componentes, esses elementos assumem tamanhos mais reduzidos por forma a manter uma qualidade média da malha, figura 3.3, [30].

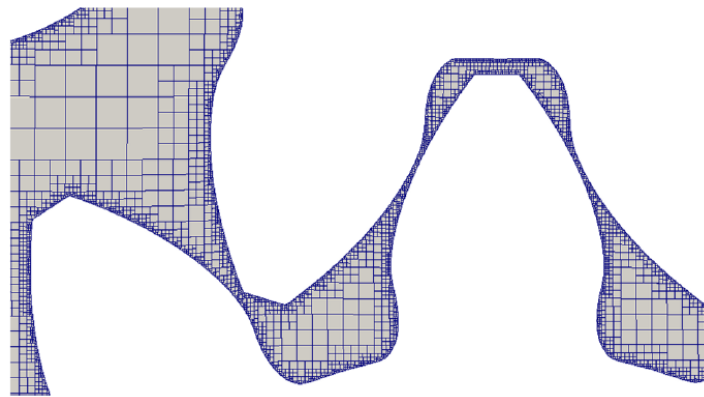


Figura 3.3: Detalhe na zona de engrenamento de uma bomba de engrenagens externas, [30].

Após obtidos os resultados numéricos, procede-se a uma discussão sobre a simulação realizada a fim de se avaliar os mesmos.

3.3 Caracterização e ensaio experimental em banco de ensaios

Após a elaboração e validação do projeto mecânico, hidráulico e ainda elétrico de uma bomba, assim como a validação das respetivas caracterizações através de modelos numéricos, dá-se o início da produção de um determinado tipo de bombas.

Para um processo de validação da bomba, para que posteriormente, a mesma possa ser montada num motor de combustão interna, a bomba tem que passar por uma série de ensaios elaborados em bancos de ensaios, bem como ensaios em veículo e em banco

motor. A presente secção visa a descrição dos vários ensaios a realizar experimentalmente a bombas de óleo, os quais compreendem a seguinte sequência para validação de uma bomba de óleo:

- Ensaio em Banco de Caracterização;
- Ensaio em Banco de Endurance;
- Ensaio em Banco Motor.

Para além destes ensaios de validação de uma bomba, são realizados ensaios no banco fim-de-linha, de modo a inspecionar a bomba no final do processo de montagem.

3.3.1 Ensaio em Banco de Caracterização

Um banco de caracterização, figura 3.4, visa sobretudo a elaboração de ensaios de caracterização hidráulica de bombas de óleo. Os ensaios consistem em operar uma bomba de óleo variando a temperatura, o regime de rotação, a pressão ou o caudal à saída da bomba com o objetivo de se determinar o seu desempenho hidráulico, [18].



Figura 3.4: Banco de caracterização.

Um banco de caracterização contém os seguintes meios:

- Um motor elétrico para acionamento da bomba a ensaiar;
- Um suporte de fixação da bomba e respetivo interface entre a bomba e o banco (específicos para cada tipo de bomba a ensaiar);
- Um circuito hidráulico de ensaio que permite um determinado escoamento de óleo com uma determinada temperatura e pressão (através de uma válvula pilotada).

Como fluido de trabalho, é utilizado óleo lubrificante automóvel idêntico ao utilizado nos motores de combustão interna, conforme especificado. A sua taxa de emulsão deve ser mínima.

Atendendo que este banco de ensaios de bombas de óleo é um banco de caracterização, os principais ensaios a realizar são:

- Caracterização hidráulica da bomba (débito, pressão, binário e temperatura);
- Cavitação;
- Abertura da válvula de regulação da pressão (se existir);
- Etc.

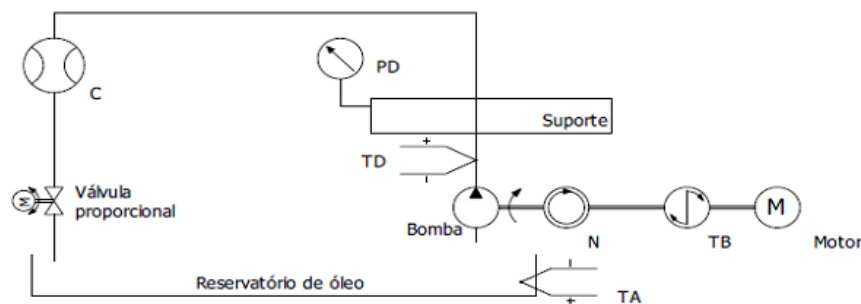


Figura 3.5: Esquema Hidráulico - Banco Caracterização

Num banco de caracterização, a bomba ensaiada encontra-se inserida num circuito de ensaio devidamente monitorizado através de instrumentos de medição específica. O circuito de ensaio apresenta uma geometria simples, figura 3.5.

O esquema hidráulico representativo do circuito de ensaio, encontra-se em anexo, Apêndice A. Na figura, é possível identificar os seguintes componentes (incluindo os parâmetros a instrumentar):

- Reservatório de óleo com variação de temperatura;
- TA - Termopar (temperatura de aspiração);
- Bomba de óleo a ensaiar;
- N - Regime de rotação de acionamento da bomba;
- TB - Transdutor de binário de acionamento;
- Motor elétrico de acionamento;
- TD - Termopar (temperatura de descarga);
- Suporte de fixação da bomba e respetiva interface entre a bomba e o banco;
- PD - Pressão de descarga da bomba;

- C - Caudalímetro;
- Válvula proporcional pilotada (regulação da pressão).

Em qualquer um dos ensaios mencionados anteriormente pode existir a necessidade de se adicionarem componentes de instrumentação como um microfone para medição de ruído, captadores de pressão hidroestática ou ainda acelerómetros através da implementação destes num equipamento NVH, *Noise Vibration Harshness*.

3.3.2 Ensaio em Banco de Endurance

A presente secção visa a descrição funcional das várias partes que compõem um banco de ensaios de endurance, assim como o ensaio elaborado no mesmo, figura 3.6. Como o próprio nome indica, num banco de ensaios de endurance são realizados ensaios a bombas de óleo por um período temporal bastante alargado, podendo o mesmo chegar às 1000 horas consecutivas.



Figura 3.6: Exemplo de bancos de endurance de bombas de óleo. Adaptado de [19].

Estes ensaios de longa duração, sem interrupção, pretendem simular o tempo de vida útil de uma bomba de óleo num motor de combustão interna de um automóvel, em condições normais de funcionamento, fazendo com que o desgaste natural dos vários componentes que constituem uma bomba seja forçado neste período de tempo, nomeadamente os componentes em regime dinâmico da bomba tais como:

- Engrenagens de bombagem - desgaste no eixo, dentes, faces;

- Válvula de descarga - desgaste da válvula, diminuição da força elástica da mola, aumento das fugas internas;
- Eletroválvula - Aumento das fugas internas, desgaste do componentes elétricos/eletrônicos;
- Palhetas;
- Anel de regulação - desgaste nas faces que deslizam sobre o corpo da bomba ou no eixo de rotação;
- Eixo de rotação;
- Etc.

Ao colocar em funcionamento a bomba de óleo no banco de endurance, o ensaio consiste em fazer variar o ciclo de regime de rotação de acionamento da bomba e a pressão de descarga com o objetivo de se verificar o desgaste dos constituintes da bomba a temperaturas de funcionamento elevadas, [20].

As bombas ensaiadas apresentam várias configurações de toleranciamento. São selecionadas configurações nas quais os componentes se encontram dimensionados dentro dos respectivos intervalos de tolerância ou então configurações em que os componentes são obtidos de acordo com os valores limite. Por vezes as bombas são assembladas de acordo com as seguintes combinações:

- Folga do eixo/pinhão ao valor mínimo de tolerância (condição favorável à "gripagem" do eixo) e ao valor máximo de tolerância (condição desfavorável ao engrenamento dos pinhões devido ao aumento do entre-eixo);
- Folga do eixo/corpo da bomba ao valor mínimo de tolerância (condição favorável à "gripagem" do eixo) e ao valor máximo de tolerância (condição desfavorável ao engrenamento dos pinhões devido ao aumento do entre-eixo);
- Folga válvula de descarga/ furo de alojamento na bomba ao valor mínimo da tolerância (condição favorável á "gripagem" da válvula de descarga) e ao valor máximo da tolerância (condição desfavorável ao guiamento da válvula).

De seguida segue-se uma análise funcional do banco de ensaios de endurance a adaptar posteriormente, localizado no Centro de Ensaios da Renault Cacia S.A., figura 3.7.

Os vários componentes que constituem o banco podem ser divididos em três categorias principais: parte mecânica, elétrica e hidráulica. As suas principais características são as seguintes:

- 4 postos de ensaio;
- Intervalo de temperaturas: 20 a 130°C;
- Intervalo de regime de rotação: 0 a 10000 rpm;
- Possibilidade de variação de regime ao longo do ciclo de ensaio;
- Intervalo de pressão: 0 a 10 bar;

- Pressostato junto à saída da bomba conectado por um tubo de aço inoxidável ao circuito de ensaio (o tamanho do tubo permite uma diminuição da temperatura do óleo em funcionamento);
- Tanque de óleo com aproximadamente 50 litros de capacidade;
- Circuito hidráulico de ensaio simples entre o pressostato e o reservatório;
- Sistema de exaustão.



Figura 3.7: Banco de Endurance.

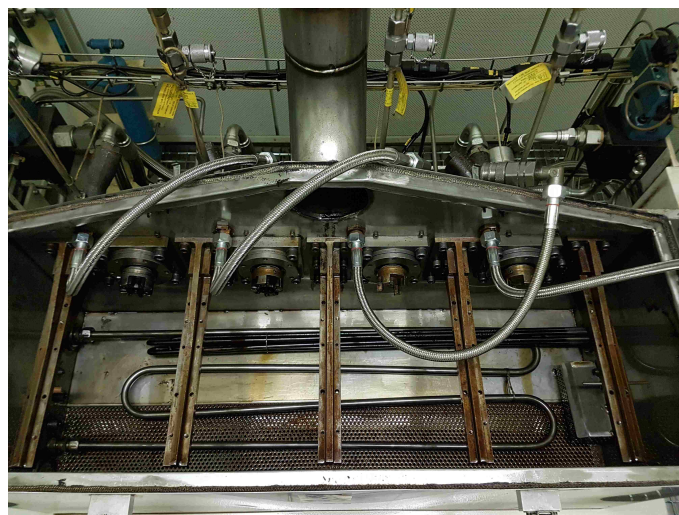
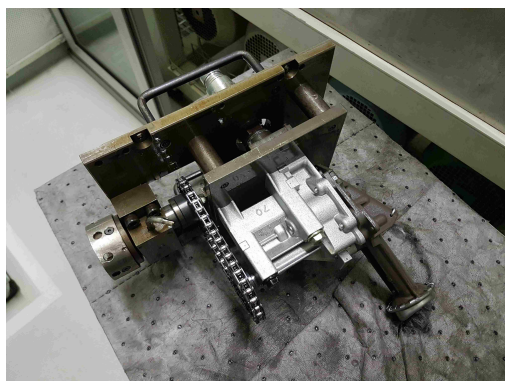


Figura 3.8: Tanque contendo resistências elétricas.

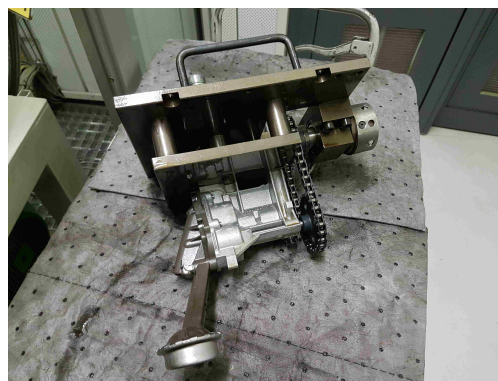
Na figura 3.7 é possível observar a existência de uma estrutura de suporte de todo o banco onde se encontram acoplados o motores elétricos de acionamento e o tanque de óleo comum aos quatro postos de ensaio, contendo um sistema de aquecimento de óleo

por meio de resistências elétricas, figura 3.8, devidamente monitorizado através de um controlador de temperatura. Dentro do mesmo as bombas são aplicadas em montagens suporte específicas para cada tipo de bomba, figura 3.9.

A montagem é constituída, entre outros, por uma placa de fixação da bomba, por uma chumaceira onde se encontram alojados os rolamentos que são lubrificadas com óleo proveniente da própria bomba a ensaiar, e por um veio de acionamento. Nesse mesmo suporte, a bomba é acionada por meio de uma corrente, estando assegurada exatamente a mesma relação de transmissão que se verifica no respetivo motor de combustão interna.



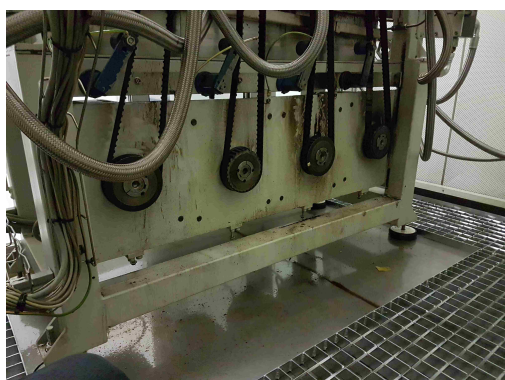
(a): Vista 1.



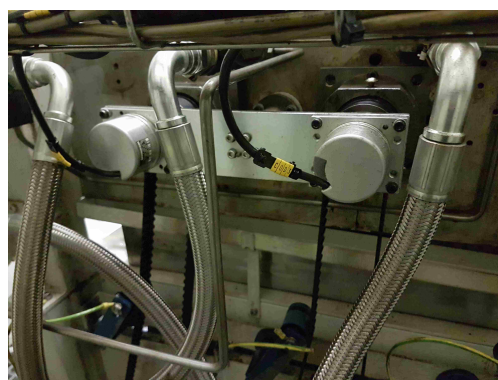
(b): Vista 2.

Figura 3.9: Montagem suporte da bomba a ensaiar.

O acionamento do veio da montagem é realizado por meios de uma correia trapezoidal sincronizando o motor elétrico com a bomba a ensaiar. Para um controlo eficaz do regime de acionamento das 4 bombas, são utilizados 4 encoders de velocidade, os quais se encontram ligados por intermédio de um veio às polias de acionamento das bombas, figura 3.10 (b).



(a): Polia acoplada ao motor elétrico.



(b): Polia acoplada ao veio da montagem e respetivo encoder.

Figura 3.10: Pormenor da correia trapezoidal à retaguarda do banco.

A posição da montagem suporte, contendo a bomba a ensaiar, foi projetada para que a bomba se encontre mergulhada no óleo do reservatório com o mesmo nível do que o

verificado no motor térmico.

Cada motor elétrico, de cada posto de ensaio, é controlado por um variador de frequência, atuando individualmente cada bomba por intermédio de uma correia. Esta configuração foi dimensionada para fins de manutenção, permitindo isolar um determinado posto, para mudança da correia, por exemplo.

Aquando do ensaio, a montante das bombas o tanque de óleo contém um volume de óleo de aproximadamente 50 litros.

A jusante de cada estação de ensaios, localiza-se um circuito hidráulico de ensaio contendo um medidor de pressão, já mencionado, um filtro, uma eletroválvula e uma válvula manual de regulação. A regulação manual visa o ajuste manual do caudal debitado pela bomba, e assim a regulação da pressão à saída da mesma.

Para melhor compreensão, apresenta-se um esquema hidráulico de cada posto de ensaio, ilustrando o escoamento do óleo ao longo do circuito, figura 3.11. O esquema hidráulico representativo do circuito de ensaio em folha encontra-se em anexo, Apêndice A.

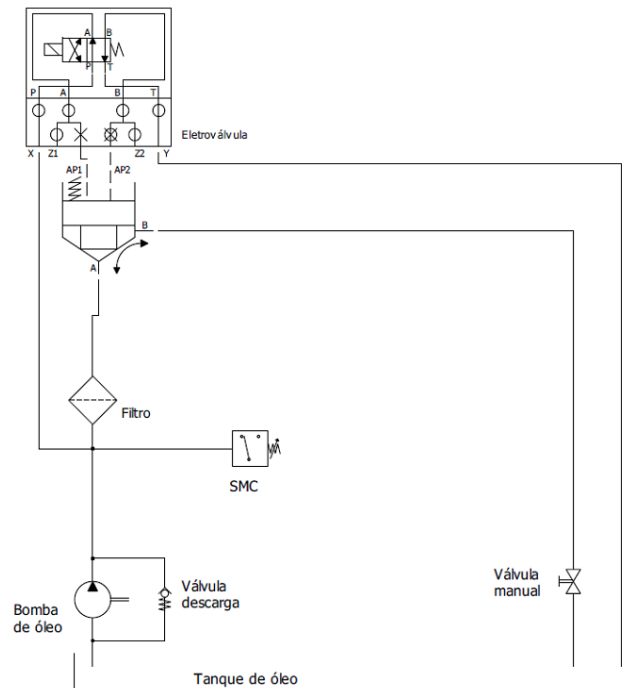


Figura 3.11: Esquema hidráulico do circuito de ensaio (cada posto).

Legenda do esquema hidráulico do ciclo de ensaio:

- Bomba de óleo a ensaiar no banco de endurance;
- Válvula descarga - válvula limitadora de pressão inerente à própria bomba a ensaiar;
- SMC - medidor de pressão;
- Filtro de linha 3/4;

- Eletroválvula - válvula direcional pilotada, acionamento por solenóide e retorno elástico;
- Válvula manual - válvula manual reguladora de caudal;
- Tanque de óleo (50 litros).

Em geral, nos bancos de ensaio de endurance de bombas de óleo são utilizados óleos em dois estados: novo ou usado. O óleo usado é proveniente dos motores térmicos, após a sua utilização normal. Após o seu esvaziamento, é devidamente armazenado, transportado e inserido no banco de ensaios, tomando-se as devidas precauções relacionadas com o transporte deste tipo de matéria.

Atendendo à parte elétrica do banco, este apresenta um autómato e uma consola onde são programadas todos os parâmetros de entrada.



Figura 3.12: Quadro elétrico Banco Endurance: HMI e controlo da temperatura.

Os ensaios no banco podem ser divididos em duas categorias: modo manual e modo automático. A temperatura é definida na unidade de controlo de temperatura localizada na parte exterior do quadro elétrico, figura 3.12.

No modo manual na consola HMI o utilizador define os parâmetros para cada estação de ensaios:

- Comandos manuais:
 - Regime de acionamento - parametrização dos valores de rotação idênticos ao regime motor;
 - Posição da eletroválvula - aberta ou fechada;
 - Bomba a ensaiar - ligar/desligar;
 - Aquecimento do óleo - ligar/desligar.
- Definição de vários ciclos de ensaio - parametrização dos valores de rotação em função do tempo, parametrização do tempo de ciclo, repetitividade do ciclo;
- Seguranças - Valores limite (inferior e superior):

- Regime de rotação de acionamento;
- Pressão debitada pela bomba.
- Teste de lâmpadas do quadro elétrico.

A regulação da válvula manual do banco, a jusante de cada bomba, é realizada utilizando o modo manual do banco. Depois de estabelecido esta afinação, comuta-se para o modo automático.

No modo automático, para cada estação de ensaios:

- Início/paragem do ensaio;
- Início/paragem contagem temporizadores;
- Teste de lâmpadas do quadro elétrico.

Aquando do ensaio, depois de inseridos os parâmetros de ensaio, é possível a visualização na consola do banco das seguintes variáveis:

- Fase do ciclo a executar;
- Tempo restante para o fim da fase;
- Regime de rotação de cada estação de ensaios;
- Pressão de descarga da bomba - proveniente do pressostato;
- Estado da válvula direcional pilotada;
- Tempo de ensaio;
- Duração total do ensaio.

Apesar do banco, no estado inicial, não efetuar qualquer tipo de registo contínuo, o mesmo possui uma série de componentes de instrumentação a fim de se monitorizarem alguns parâmetros por forma a assegurar a realização de todo o ensaio de acordo com as condições definidas:

- Uma sonda de nível de óleo no tanque;
- Uma sonda de temperatura dentro do tanque de óleo;
- Um sensor de pressão, implementado à saída da bomba a ensaiar - um medidor de pressão;
- Um sensor de regime de rotação, implementado ao nível de acionamento da bomba - um encoder.

Antes da realização dos ensaios de endurance, é necessário atender a alguns aspetos relevantes de preparação do mesmo. Deve ser elaborada uma caracterização hidráulica no banco de caracterização, descrito anteriormente, uma verificação visual e uma verificação de conformidade da bomba. Devem, também, ser realizadas medições de metrologia por forma a avaliar o estado dimensional e geométrico dos constituintes da bomba. Estas

medições são elaboradas ao nível de jogos internos, entre eixos, taragem das molas, perfil dos dentes dos pinhões, etc.

Durante o ensaio, é realizada uma monitorização através das leituras constantes dos parâmetros de funcionamento, especificados anteriormente.

Após o ensaio de endurance, o procedimento a seguir é bastante similar ao procedimentos antes da realização dos mesmos. É elaborada uma caracterização hidráulica e consequentemente, uma comparação de valores e gráficos obtidos para posteriores conclusões.

São igualmente realizadas verificações visuais por forma a detetar desgastes locais ou indícios de "gripagem", assim como são realizadas medições dimensionais a fim de se poder quantificar o desgaste e/ou deformações dos componentes.

No fim, após resultados e conclusões obtidas, a bomba de óleo é acreditada se a degradação das características mecânicas e hidráulicas estiverem de acordo com o especificado pelo gabinete de engenharia. Estas características são elaboradas especificamente para cada tipo de bomba de óleo.

3.3.3 Ensaio em Banco Motor

Um banco motor, figura 3.13, é um equipamento de testes que visa caracterizar e simular o funcionamento e comportamento de um motor de combustão interno. O motor ensaiado pode operar livremente ou com um sistema de travagem aplicado diretamente na cambota que visa simular o binário resistente causada pelos vários componentes entre o motor e os pneus num automóvel. Estes ensaios são essenciais para assegurar um bom nível de fiabilidade, em serviço.

Atendendo que o ensaio em banco motor é a fase final no processo de desenvolvimento de um produto, os principais objetivos de ensaio são [25]:

- Verificação da resistência mecânica dos componentes do motor;
- Otimização do consumo de óleo;
- Prevenção da contaminação do óleo por parte de resíduos variados;
- Otimização dos componentes de arrefecimento e distribuição de temperatura;
- Otimização acústica e de comportamento de vibração;
- Redução de desgaste de componentes;
- Análise termodinâmica e de comportamento de emissões;
- Análise do desempenho do motor.

Os seus principais parâmetros a controlar com precisão são:

- Variações de temperatura;
- Variações do regime de rotação;
- Variações de carga.



Figura 3.13: Banco Motor [22].

Com o intuito de testar e caracterizar motores, podem ser realizados ensaios de curta, média ou longa duração.

Os ensaios de curta duração visam, essencialmente, com carga máxima, a obtenção do nível de desempenho do motor. Os de média duração, tipicamente de 50 a 100 horas consecutivas, têm como objetivo posterior a avaliação do desgaste de determinados componentes assim como avaliação de consumo de óleo, [23].

Os ensaios de longa duração, também designados por ensaios de endurance, visam essencialmente documentar a eficiência e a qualidade do motor produzido. Posteriormente, depois deste teste, em caso de sucesso, inicia-se a produção dos componentes do motor térmico. O ensaio pode ter uma duração específica desde 1000 horas, para veículos de passageiros até 3000 para veículos comerciais.

Os principais parâmetros a monitorizar durante a realização do ensaio são [23]:

- Binário debitado;
- Potência debitada;
- Consumo de combustível;
- Presença de oxigénio nos gases de escape;
- Temperatura do ar de admissão;
- Temperatura dos gases de escape;
- Pressão dos gases de escape;
- Etc.

Os ensaios em banco motor são uma etapa indispensável ao projeto e produção dos mesmos, pelo que os bancos motor são utilizados em várias aplicações, sendo estas [26]:

- Investigação, desenvolvimento e certificação:

- Durabilidade e fiabilidade;
 - Desempenho, emissões e consumo;
 - Calibração e otimização;
 - NVH.
- Produção:
 - Fim-de-linha e aprovisionamento de qualidade;
 - Conformidade de produção.

Na situação particular de ensaio de bombas de óleo em banco motor, podem ser colocados um conjunto de instrumentos para aquisição de dados para posterior análise. Neste caso podem ser monitorizadas a temperatura do óleo à entrada da bomba (no carter inferior), o regime de rotação do motor, a pressão à saída da bomba assim como a monitorização de vibrações provenientes de leituras de acelerómetros implementados na bomba.

No quarto capítulo do presente documento são elaborados comparativos de ensaios realizados no banco de endurance (supramencionado) e no banco motor.

3.3.4 Ensaio em Banco Fim-de-linha

Tal como mencionado no final do capítulo anterior, os bancos de ensaio de bombas de óleo fim-de-linha encontram-se no final do processo de produção e montagem da bomba, figura 3.14, sendo, então, a última etapa do processo antes da montagem no respetivo motor térmico.

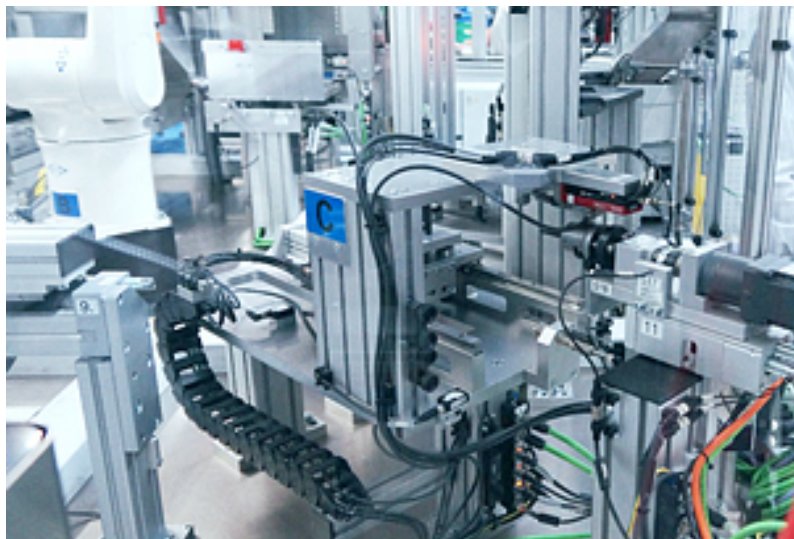


Figura 3.14: Linha de montagem de bombas de óleo e estação de ensaio [21].

Esta vertente de estações de ensaio tem como principal objetivo a garantia de qualidade e fiabilidade das bombas produzidas, podendo o processo de introdução de bombas na estação ser semi-automático ou totalmente automático. Atendendo o recente dimensionamento e produção de bombas de óleo com acionamento elétrico, em bancos mais recentes, é possível o ensaio de bombas com diferentes tipos de acionamentos, [21].

Estes bancos, que realizam determinados ensaios no final da linha, elaboram esses mesmos ensaios com dois fluidos diferentes, dependendo da bomba a ensaiar e do tipo de ensaio. Para determinado tipo de bombas, é usado o ar comprimido como fluido de ensaio, enquanto que noutras é usado óleo lubrificante idêntico ao utilizado nos motores térmicos, [21].

Os principais ensaios e/ou medições a realizar, por forma a garantir a conformidade ou não do funcionamento da bomba de acordo com os critérios de aceitação e robustez, elaborados pelo gabinete de projeto, são os seguintes:

- Estanquidade - verificação de fugas internas através da indução de vácuo;
- Hidráulicos - verificação da pressão à entrada e à saída da bomba;
- Outros ensaios relativamente a alguns constituintes da bomba, como por exemplo a verificação da pressão de abertura da válvula de descarga.

Após o ensaio, a bomba é validada se todos os parâmetros medidos se encontrarem conforme com o estipulado pelo gabinete de engenharia, isto é, se cumprirem com os valores limite estabelecidos.

Em caso de não conformidade, é realizada uma caracterização hidráulica no banco de caracterização para posteriormente, ser objeto de uma análise (podendo ainda ser realizado sobre a mesma um conjunto de medições de metrologia aos vários componentes) cujo objetivo é apurar as causas dessa mesma consequência. Por vezes é necessária uma alteração dos parâmetros que definem os valores limite impostos no banco fim-de-linha.

Capítulo 4

Caso de Estudo - Ensaaios e propostas de adaptação do banco de endurance

4.1 Introdução

Como referido anteriormente, o objetivo deste trabalho de dissertação, em âmbito empresarial, é o desenvolvimento de um projeto de adaptações a realizar num banco de ensaios de endurance das bombas de óleo, com o objetivo de permitir replicar as condições encontradas pelas bombas quando ensaiadas em banco motor.

Ao verificar dados relativamente a ensaios de bombas de óleo *K9* no banco motor e no banco de componentes, constatou-se uma discrepância no comportamento das mesmas em ambos os bancos. Estas discrepâncias devem-se sobretudo devido às diferenças existentes entre o circuito hidráulico do banco de endurance e o circuito hidráulico de lubrificação existente no motor *K9K*, bastante mais complexo do que o circuito presente no banco.

Para além das diferenças ao nível dos circuitos hidráulicos, pressupunha-se no início deste estudo, uma outra diferença entre bancos: as vibrações induzidas na própria bomba a ensaiar, vibrações essas que tinham a sua origem em vários pontos da estrutura de ambos os bancos.

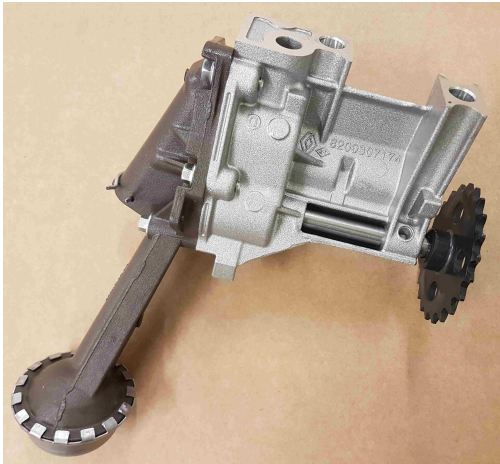
No banco motor, como referido anteriormente, é ensaiado um motor com todos os seus componentes, incluindo a bomba de óleo. Uma possível discrepância a nível de vibrações seria a própria indução de vibrações na bomba de óleo por parte de vários componentes, o que não acontece no banco de endurance dado que o componente a ensaiar é unicamente a bomba.

Posto isto, as vibrações induzidas na bomba no banco de endurance são vibrações provenientes dos componentes do banco em si, tais como os motor de acionamento.

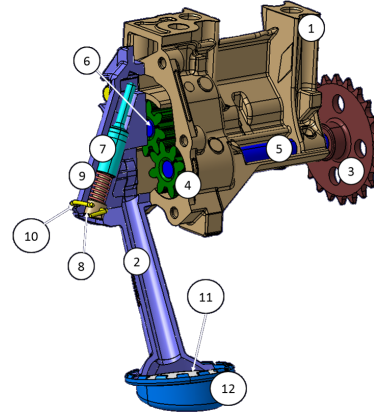
A bomba utilizada, figura 4.1 (*a*), quer em banco motor quer no ensaio de endurance, é uma bomba *K9*. Esta bomba, de engrenagens externas, é uma bomba de cilindrada fixa, acionada por corrente, a qual por sua vez está acoplada à cambota do motor térmico.

Na figura 4.1 (*b*) é possível observar todos os componentes da bomba, sendo estes: o corpo da bomba (1), a tampa da bomba (2), o pinhão de comando (3), os pinhões de bombagem (4), a árvore de acionamento (5), o eixo do pinhão comandado (6), a válvula de descarga (7), o retentor da válvula de descarga (8), mola (9) e cavilha (10), o filtro de

rede (11) e a tampa do filtro de rede (12).



(a): Bomba utilizada nos ensaios.



(b): Constituintes da bomba.

Figura 4.1: Bomba de óleo K9.

Nas tabelas 4.1 e 4.2 apresentam-se algumas das características gerais da bomba em causa, assim como, do motor onde se insere a mesma.

Pinhão bombagem			Relação transmissão		Cambota/bomba	Cilindrada bomba [cm^3]		Pressão de descarga [bar]
Nº dentes	h [mm]	d [mm]	Cambota	Bomba		(Rotação bomba)	(Rotação motor)	
8	29.96	31.78	19	22	0.864	15.46	13.35	3.4

Tabela 4.1: Características bomba K9 [31]

Entre-eixo Cambota - Bomba [mm]	Cilindrada motor [cm^3]	Ralenti [rpm]		Regime máximo [rpm]		Regime Potência máx. [rpm]		Regime Binário máx. [rpm]	
		Motor	Bomba	Motor	Bomba	Motor	Bomba	Motor	Bomba
102.259 +- 0.230	1461	750	648	5000	4318	4000	3455	2000	1727

Tabela 4.2: Características motor K9K [31]

Esta bomba encontra-se presente na família de motores K9K 1.5 dCi (diesel Common-rail injection). Estes motores, com $1461 cm^3$ têm valores de potência compreendidos entre 48 e 81 kW, dependendo da norma ambiental associada. Possuem apenas uma árvore de cames, com duas válvulas por cilindro. Nos veículos de marca Renault é possível encontrar este motor em modelos como Clio, Mégane, Kangoo, Scénic, entre outros.

As próximas secções do documento visam reportar um conjunto de ensaios elaborados no banco de endurance com uma bomba de óleo K9, de modo a caracterizar o estado

inicial do banco. Foram elaboradas medições de perdas de carga, evolução da pressão à saída da bomba consoante o regime de rotação e medições NVH, utilizando o ciclo "*chaud-froid*" ("quente-frio"), [33].

Em todas as medições, cujos procedimentos se encontram descritos posteriormente, foi elaborado um comparativo com as condições ensaiadas no banco motor, com um motor K9K, a fim de se analisar uma proposta de solução a adaptar no banco de endurance por forma a replicar as condições no banco motor.

Todos os dados provenientes do banco motor necessários à elaboração do presente estudo foram fornecidos pela equipa de trabalho do Gabinete de Estudos da empresa Renault Valladolid.

4.2 Determinação das perdas de carga no banco endurance

4.2.1 Introdução

Contextualizada a bomba K9 a utilizar no banco de ensaios de endurance, foi necessário efetuar um levantamento das características geométricas relativamente ao circuito de ensaio. O objetivo deste levantamento foi a elaboração dum esquema hidráulico do banco em que foram medidas as dimensões das tubagens, tais como, diâmetros e comprimentos dos tubos, de modo a perceber a dimensão do circuito. O esquema hidráulico representativo das características geométricas do circuito de ensaio do posto quatro do banco encontram-se em anexo, Apêndice A.

Na presente secção, segue-se uma descrição de um ensaio em que foram elaboradas medições de perda de carga no circuito de ensaio entre dois pontos pré-determinados, utilizando determinadas condições de temperatura, fluido de trabalho e de regime de rotação. Posteriormente, os valores registados foram comparados com os resultados de perda de carga obtidos num determinado segmento do circuito de lubrificação do banco motor.

4.2.2 Materiais e métodos

Para uma melhor compreensão das perdas de carga, é necessário atender que é considerada toda a perda de carga a energia perdida por unidade de massa do fluido quando este escoar por um circuito com uma ou várias condutas, [9]. Ao estudar o escoamento do fluido no circuito, é possível separar a perda de carga em duas vertentes.

A primeira vertente é chamada de perdas de carga em linha, normalmente indicada por hf . Estas perdas de carga ocorrem ao longo de condutas fechadas retas, de secção constante, devido ao atrito das partículas do próprio fluido.

A segunda vertente é denominada de perdas de carga localizadas ou singulares, normalmente indicadas por hs . Estas perdas de carga ocorrem em locais onde o fluido sofre perturbações bruscas no seu escoamento, tais como válvulas, mudanças de direção, alargamentos bruscos, obstruções parciais, etc.

Atendendo à definição de perdas de carga, apenas foi considerada a diferença de pressão entre dois pontos distintos do circuito hidráulico, sendo que no ensaio em banco motor com um motor K9K 836 Euro5 esses pontos são, respetivamente, a pressão à saída da bomba de óleo e a pressão à saída do radiador de óleo, figuras 4.2 e 4.3.

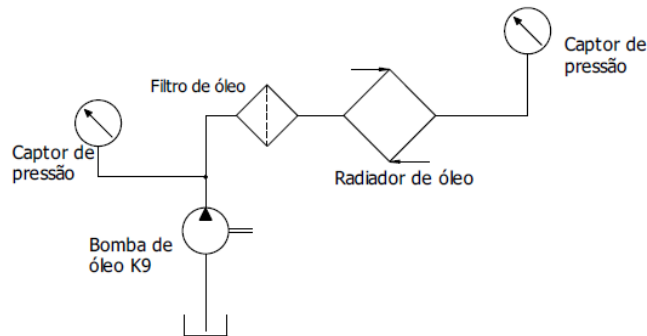


Figura 4.2: Pontos de picagem de pressão aquando o ensaio no banco motor.



(a): Picagem de pressão à saída da bomba (bloco do motor).



(b): Picagem de pressão à saída do radiador de óleo.

Figura 4.3: Pontos de picagem de pressão no banco motor (K9K). Adaptado de [34].

O registo dos valores de pressão de ambos os sensores foi conseguido através da utilização de software/hardware de aquisição/procesamento dos sinais provenientes dos captadores utilizados.

As medições foram realizadas com dois tipos de óleo, ambos 5W-30, cada uma com dois valores diferentes de temperatura, sendo estes 84°C e 124°C respetivamente.

No geral, os resultados das perdas de carga obtidos entre a pressão de óleo à saída da bomba e a pressão à saída do radiador de óleo encontram-se compreendidos entre 0.2 - 0.3 bar.

As medições realizadas no banco de endurance, assim como nos ensaios seguintes, foram efetuadas no posto quatro do banco. O óleo utilizado foi o Shell 0W-30, diferindo assim dos óleos usados no banco motor, figura 4.4.

Por forma a minimizar as diferenças causadas por óleos diferentes, no banco de endurance as temperaturas de ensaio, foram diferentes das do banco motor. De modo a garantir uma viscosidade cinemática idêntica à do óleo do banco motor, os valores de temperatura no banco de endurance foram alterados, para 90 e 120 °C respetivamente.

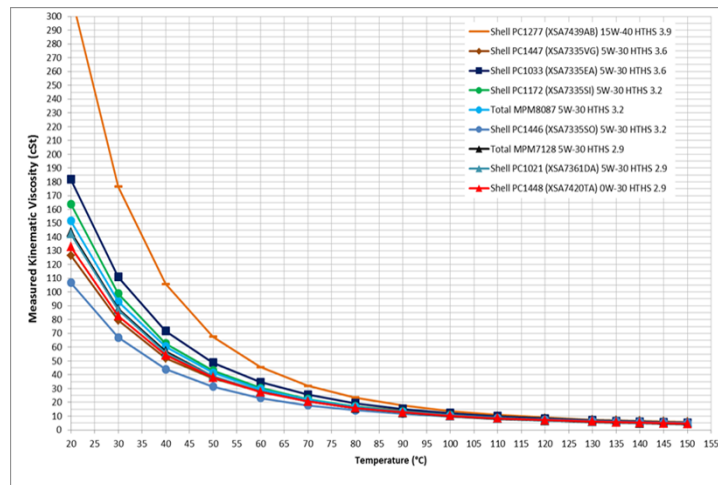


Figura 4.4: Evolução da viscosidade cinemática de diferentes óleos utilizados na indústria automotiva. Adaptado de [34].

De acordo com o reportado no terceiro capítulo do presente documento, no banco de ensaios de endurance, a bomba de óleo a ensaiar é acoplada ao banco por meio de uma montagem suporte, a qual assegura a estabilidade estrutural da bomba aquando o ensaio, da mesma maneira garantindo o acionamento da própria bomba.

Um dos aspetos mais relevantes da fixação da montagem é que esta consiga garantir que, com um volume de óleo adequado no tanque do banco, o mesmo permaneça a uma cota, igual à verificada no motor térmico, em situação de bom funcionamento. Na figura 4.5 é possível observar a bomba K9 ensaiada acoplada à respetiva montagem suporte.



Figura 4.5: Bomba K9 com respetiva montagem suporte para banco de ensaios de endurance.

Na figura 4.5, é possível observar que está acoplado à chumaceira dos rolamentos um tubo flexível em malha de aço que se encontra conectado, na outra extremidade, à saída da bomba. Este tubo tem como objetivo o escoamento de um caudal reduzido de óleo para fins de lubrificação dos rolamentos da montagem suporte, figura 4.6. Juntamente

com este ponto de lubrificação, encontra-se um outro que vai garantir um pequeno caudal de lubrificação na chumaceira da bomba a ensaiar.

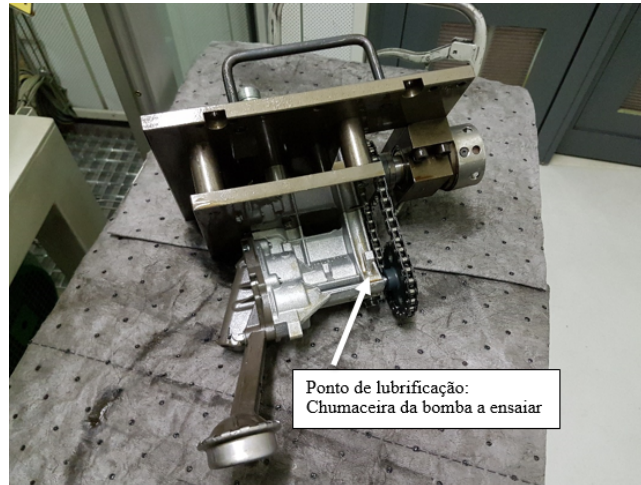


Figura 4.6: Ponto de lubrificação na chumaceira da bomba a ensaiar.

Aquando o início das medições foi deparado um problema. A presença de duas ramificações paralelas adicionais no circuito a jusante da bomba iriam resultar numa medição incorreta da pressão no captor de pressão à saída da bomba, pois este localizava-se junto do pressostato *SMC*, depois da ramificação.

No momento, para ultrapassar esta dificuldade, a lubrificação destes dois pontos (na montagem suporte e na chumaceira da bomba) foi anulada por forma a que toda a pressão resultante do caudal debitado pela bomba a ensaiar fosse mesurável, como se encontra ilustrado na figura 4.7, através do ponto de picagem de pressão A.

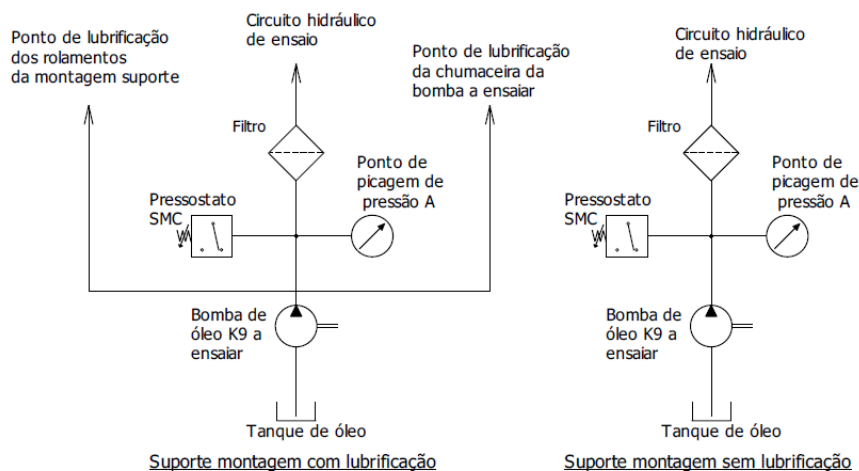


Figura 4.7: Medição da pressão à saída da bomba no captor A com e sem lubrificação.

Para superar o problema de ausência de lubrificação na montagem e na bomba procedeu-se à elaboração de um caderno de encargos que contemplasse essencialmente uma adaptação de um circuito de lubrificação independente. A adaptação encontra-se

descrita na secção 4.3.

Para a elaboração do ensaio de perdas de carga foi necessário realizar uma ligeira adaptação, a introdução de um ponto adicional de picagem de pressão (designado por ponto B) no circuito de ensaio a jusante da bomba e a montante da válvula manual de regulação, figura 4.8, através da implementação de um acessório hidráulico. Com dois pontos de picagem de pressão determinados (ponto A e ponto B) foi possível proceder ao ensaio, figura 4.9.

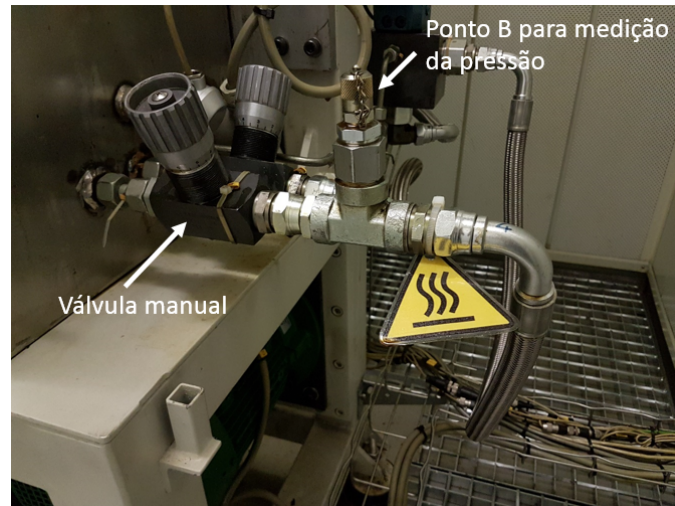


Figura 4.8: Criação do ponto B de medição da pressão.

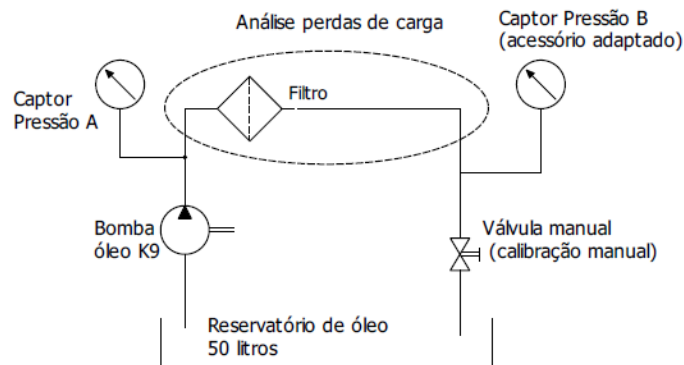


Figura 4.9: Esquema hidráulico do ensaio de perdas de carga.

Para o registo dos valores da pressão, não foi considerado o pressostato *SMC* inerente ao próprio banco, tendo sido utilizada uma sonda de pressão calibrada. Ao utilizar este instrumento foram reduzidos os possíveis erros de medição, pois em ambos os pontos foi utilizado o mesmo, figura 4.10.

Para ambos os ensaios, com a temperatura definida a 90 e 120 °C, foi elaborada uma tabela com os parâmetros pré-definidos. Antes do ensaio foram definidos o regime de rotação de acionamento da bomba e a pressão medida no ponto A (próximo da saída da bomba). A pressão foi definida por ajuste da válvula manual de regulação para cada

ponto de medição, tabela 4.3.



Figura 4.10: Instrumento utilizado para medição da pressão nos pontos A e B.

Dados de implementação (Banco Endurance); Bomba K9											
Ponto de medição		1		2		3		4		5	
Rotação	[rpm]	648		1536		2424		3212		4000	
Pressão A	[bar]	2.5		2.5		2.5		2.5		2.5	
Temp.	[°C]	90	120	90	120	90	120	90	120	90	120

Tabela 4.3: Definição dos dados de entrada para elaboração das perdas de carga.

Para aquisição dos valores das pressões, após a definição da temperatura e montagem da bomba a ensaiar foi utilizado o seguinte procedimento experimental:

- Implementação da rotação do ponto de medição;
- Ajuste da pressão no captor A através de regulação da válvula manual;
- Leitura da pressão no captor B;
- Repetição para os pontos de medição restantes;
- Repetição para a temperatura restante.

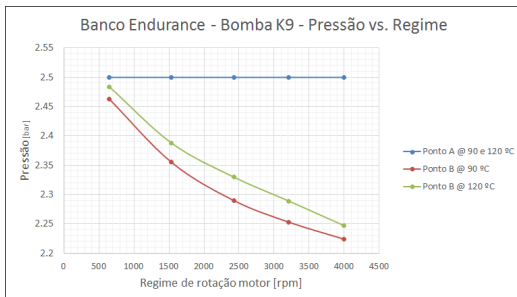
4.2.3 Resultados e Discussão

Os resultados medidos no banco podem ser observados na tabela 4.4 e figura 4.11. As perdas de carga não são constantes ao longo da variação da rotação, pois as pressões registadas relativamente ao ponto B não são constantes. No gráfico ilustrado na figura 4.11 (b) evidencia-se, para ambas as temperaturas ensaiadas, um aumento das perdas de carga em função do aumento do regime de rotação, atingindo assim os valores máximos de 0.276 bar a uma temperatura de 90 °C e 0.253 bar à temperatura de 120 °C e valores mínimos de 0.037 bar a 90 °C e 0.016 bar a 120 °C.

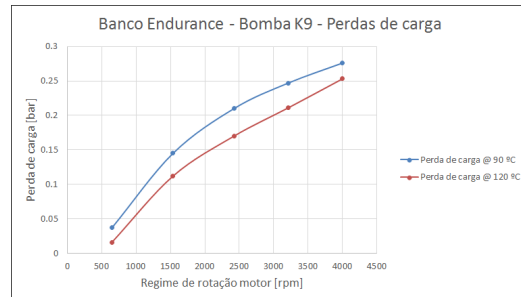
Na figura 4.11 (a) observa-se que a temperatura ensaiada influencia a pressão medida no ponto B. O aumento da temperatura é inversamente proporcional ao valor das perdas de carga.

Dados de aquisição Banco Endurance, Bomba K9											
Ponto de medição		1		2		3		4		5	
Rotação	[rpm]	648		1536		2424		3212		4000	
Pressão A	[bar]	2.5		2.5		2.5		2.5		2.5	
Temp.	[°C]	90	120	90	120	90	120	90	120	90	120
Pressão B	[bar]	2.463	2.484	2.355	2.388	2.29	2.33	2.253	2.289	2.224	2.247
ΔP	[bar]	0.037	0.016	0.145	0.112	0.21	0.17	0.247	0.211	0.276	0.253

Tabela 4.4: Resultados das medições das perdas de carga no banco de endurance



(a): Medição da pressão vs. regime de rotação



(b): Perdas de carga vs. regime de rotação

Figura 4.11: Gráficos das medições das perdas de carga em dois pontos pré-definidos

Relativamente à comparação com os resultados medidos em banco motor, observa-se que os valores de perda de carga são bastantes próximos, considerando que os pontos de medição B apresentam localizações diferentes. No circuito de ensaio do banco de endurance, as perdas de carga referem-se ao circuito completo, já que no motor apenas se referem a um segmento do circuito de lubrificação.

O aumento da perda de carga em função do aumento da rotação e em função da diminuição da temperatura já era previsto.

Segundo *White* [9] ambas as perdas de carga lineares e singulares aumentam consoante o aumento da velocidade do fluido, o qual, nesta situação, aumenta, resultante do aumento de caudal devido a um aumento da rotação da bomba. Com a diminuição da temperatura ocorre um aumento da viscosidade do fluido, o que, por sua vez, irá resultar num aumento de ambas as perdas de carga lineares e singulares.

Na elaboração do ensaio, principalmente para regimes de baixa rotação, observou-se dificuldade em estabilizar a temperatura, possivelmente devido a uma recirculação insuficiente do óleo, assim como em estabilizar a pressão na sonda calibrada no ponto B, possivelmente devido a contra-pressões do óleo no próprio tanque.

4.3 Caderno de encargos para circuito independente de lubrificação

4.3.1 Introdução

Como referido na secção 4.2, foi elaborado um caderno de encargos para adaptação de um circuito de lubrificação independente, para o banco de ensaios de endurance, a fim de que

toda a lubrificação necessária no banco (para as quatro estações de ensaio) fosse imposta por uma bomba só para esse fim, independente das bombas de óleo a serem ensaiadas. O objetivo da implementação deste circuito foi o de eliminar as perturbações causadas pela utilização de parte do caudal de saída das bombas na lubrificação na replicação das condições verificadas no motor.

4.3.2 Elaboração do caderno de encargos

Na elaboração do caderno de encargos para o circuito de lubrificação independente, atendeu-se, essencialmente, ao posicionamento dos componentes que compõem o circuito na medida que a área disponível para a realização da intervenção apresentava algum atrancamento geométrico, às condições do próprio fluido hidráulico, como por exemplo, a temperatura de trabalho e a viscosidade, à simplicidade do circuito.

O caderno encontra-se dividido em quatro partes:

- *Hardware* - descrição dos componentes físicos a implementar nos banco;
- *Software* - descrição dos encravamentos no modo manual e no modo automático do PLC do banco;
- Considerações gerais - considerações gerais a atender durante o dimensionamento do circuito;
- Ilustrações - ilustrações relacionadas com os componentes a introduzir no banco.

Os componentes físicos a implementar no circuito hidráulico podem ser observados na figura 4.12. Na figura é possível observar que o esquema hidráulico apresenta as seguintes características:

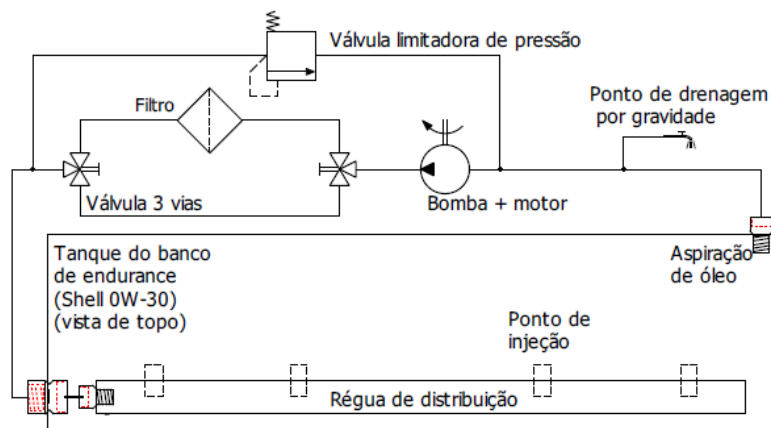


Figura 4.12: Circuito de lubrificação a implementar.

- Aspiração de óleo - ponto de introdução de óleo no circuito;
- Ponto de drenagem por gravidade;
- Conjunto composto por uma bomba hidráulica, motor elétrico e suporte;

- Válvula mimitadora de pressão por forma a limitar a pressão no circuito de lubrificação;
- Filtro hidráulico;
- Duas válvulas manuais de três vias;
- Régua de distribuição de óleo com quatro pontos de injeção, um por cada posto.

Para consulta, este caderno de encargos encontra-se em anexo no Apêndice B.

4.4 Caracterização da pressão com o regime de rotação

4.4.1 Introdução

Na presente secção é descrito um ensaio de evolução da pressão consoante o regime de rotação elaborado no banco de endurance com uma bomba de óleo *K9*. Os resultados finais deste ensaio serviram como dados de entrada para o ensaio descrito na secção seguinte.

O presente ensaio contemplou a elaboração de oito curvas de medição da evolução da pressão da bomba de óleo através de um sistema de aquisição *NVH*. As oito curvas realizadas foram elaboradas consoante oito pontos de regulação diferentes, ou seja, através de oito restrições hidráulicas diferentes. Os pontos de regulação foram adquiridos a partir de uma curva (definida para este ensaio como curva padrão) de evolução da pressão à saída da bomba em função do regime de rotação no banco motor.

À semelhança das medições descritas na secção anterior, são comparados os resultados e, posteriormente, selecionadas três das oito curvas que representam maior similiaridade em relação à curva proveniente do banco motor (curva padrão).

4.4.2 Materiais e métodos

A curva padrão é uma caracterização hidráulica da bomba de óleo *K9* ensaiada no banco motor com óleo Shell 5W – 30 e uma temperatura de óleo de 110°C. A curva encontra-se ilustrada na figura 4.13.

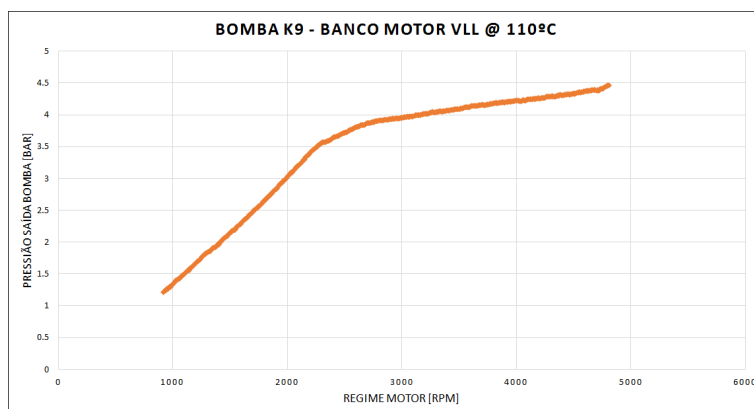


Figura 4.13: Curva padrão proveniente do banco motor. Adaptado de [35].

Como referido anteriormente, a partir da curva padrão foram selecionados oito pontos de pressão à saída da bomba em função do regime de rotação motor, ao longo da evolução da rotação. Os mesmos pontos de regulação foram utilizados para a elaboração de oito curvas de caracterização hidráulica no banco endurance. A curva 1 corresponde à curva ensaiada relativamente ao primeiro ponto de regulação e assim sucessivamente. Os pontos de regulação escolhidos, podem ser observados na tabela 4.5.

Pontos de regulação ensaiados no banco endurance								
Curva	1	2	3	4	5	6	7	8
Pressão à saída da bomba [bar]	1.22	1.67	2.65	3.64	3.95	4.13	4.25	4.46
Regime motor [rpm]	920	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800

Tabela 4.5: Pontos de regulação obtidos a partir do banco motor.

Para a elaboração das medições foi utilizado um equipamento de aquisição de dados de pressão e vibração através da implementação de captadores de pressão e aceleração na bomba de óleo a ensaiar, figura 4.14.

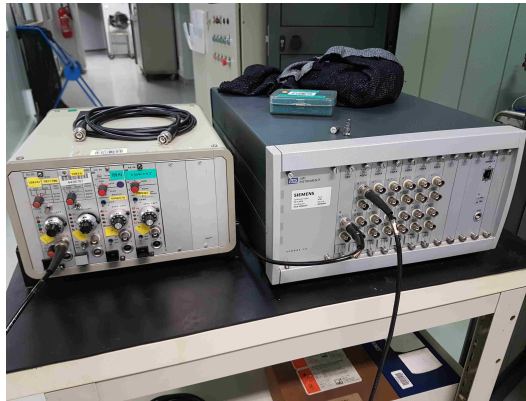


Figura 4.14: Condicionador de sinal e sistema de aquisição de dados.

O sistema de aquisição de dados é conseguido de acordo com a seguinte sequência:

- Captação do sinal - conversão de sinal físico em sinal analógico utilizando um determinado transdutor;
- Conversão do sinal - no condicionador de sinal, o sinal analógico é manipulado por forma a ser convertido em sinal digital;
- Aquisição - Visualização e registo dos sinais captados numa interface de um software.

O software utilizado para tratamento e processamento do sinal proveniente dos sensores foi *Siemens LMS Test.Lab*. Neste software, antes da elaboração do ensaio, são especificados os canais de aquisição, parâmetros de calibração, parâmetros de aquisição e parâmetros de configuração de rastreamento.

Como referido anteriormente, aquando o ensaio de evolução de pressão no banco de endurance, a instrumentação necessária para a elaboração do ensaio baseou-se na implementação de captadores de pressão e em acelerómetros.

Para medição da pressão foram utilizados captadores *Kulite XT - 190 (M)* que consiste num transdutor que transforma uma variação de pressão num sinal elétrico, figura 4.15.

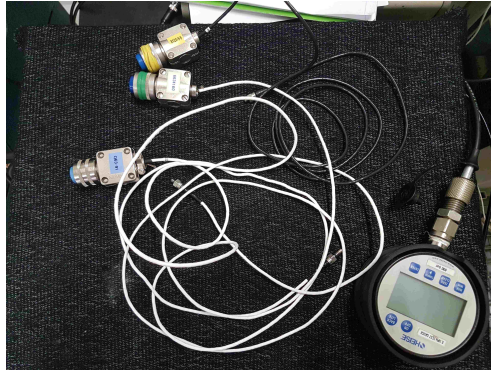
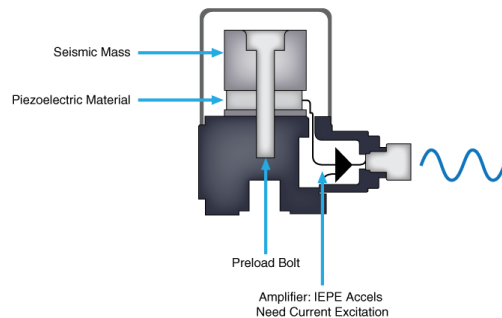


Figura 4.15: Captadores de pressão Kulite XT - 190 e sonda calibrada de pressão.



(a): Acelerómetros PCB M353B18.



(b): Estrutura de um acelerómetro [32].

Figura 4.16: Acelerómetro monoaxial.

Para medição das vibrações foram utilizados acelerómetros monoaxiais *PCB M353B18* cujo funcionamento rege-se pelo efeito piezo-elétrico. Segundo este efeito, é possível a conversão de acelerações, absorvidas por um cristal piezo-elétrico, num sinal elétrico, figura 4.16.

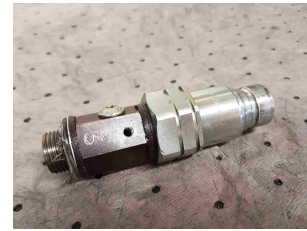
Para leitura de pressão e aceleração foram utilizados quatro sensores de pressão e dois de aceleração. Apesar de não terem um grande propósito neste ensaio, os acelerómetros foram devidamente colocados por colagem com uma cola épxi na tampa da bomba. A configuração da disposição dos sensores de pressão utilizada no presente ensaio foi inteiramente a mesma que a configuração utilizada no ensaio descrito na secção seguinte, pelo que os acelerómetros foram introduzidos também durante a preparação do presente ensaio. Para a implementação dos sensores de pressão foi necessário proceder à maquiagem da tampa da bomba, de um acessório do banco e de um acessório da montagem suporte, figura 4.17.



(a): Tampa da bomba.



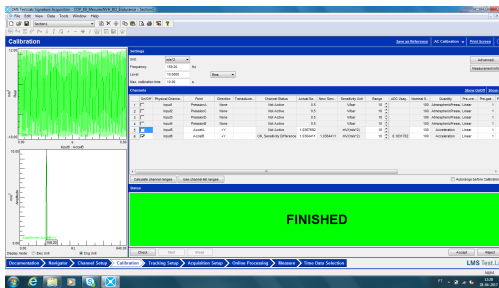
(b): Acessório hidráulico do banco.



(c): Acessório hidráulico da montagem suporte.

Figura 4.17: Maquinação de componentes

Antes da implementação dos sensores no posto quatro do banco de endurance, procedeu-se à calibração dos mesmos através da utilização do equipamento de medições *NVH*, do condicionador de sinal e do programa *Siemens LMS Test.Lab*. Na figura 4.18 demonstra-se um exemplo de calibração, a calibração de um dos acelerómetros.



(a): Ajuste dos parâmetros no programa.



(b): Pote vibrante.

Figura 4.18: Calibração do acelerómetro monoaxial

O acelerómetro, depois de devidamente conectado ao equipamento de aquisição de dados, foi colocado num pote vibrante que fez vibrar com uma determinada frequência. Posteriormente, os parâmetros de aquisição foram regulados no programa de modo a que os valores de aceleração lidos fossem iguais aos do pote vibrante.

Observando a figura 4.19 é possível perceber um esquema hidráulico que visa a localização dos sensores de pressão e de aceleração. Na bomba de óleo encontram-se localizados dois sensores de pressão e dois acelerómetros. Os restantes sensores encontram-se na montagem suporte e no banco. Todos os sensores encontram-se dispostos de acordo com os seguintes pontos de leitura:

- Captor A - pressão de aspiração da bomba;
- Captor B - pressão à saída da bomba (implementado na montagem suporte);
- Captor C - pressão da câmara de alojamento da válvula de descarga;
- Captor D - pressão a montante da válvula manual de regulação de caudal;

- Acelerómetro A - implementado na parede exterior do alojamento da válvula de descarga;
- Acelerómetro B - implementado no topo do retentor da tampa da bomba.

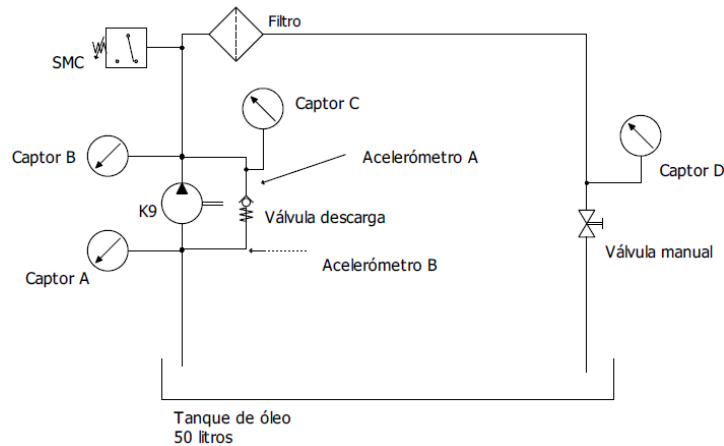


Figura 4.19: Criação de pontos de medição NVH no banco de endurance (posto 4).

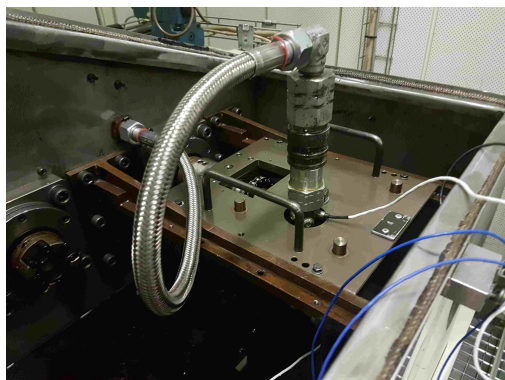
O esquema hidráulico referente à criação dos pontos de medição para o presente ensaio encontra-se em anexo no apêndice C. Depois de calibrados todos os sensores (sensores de pressão e acelerómetros), procedeu-se à implementação dos mesmos de acordo com os respetivos pontos de medição já mencionados. Na figura 4.20 é possível observar a localização dos mesmos de acordo com o esquema hidráulico mencionado.

Após a montagem, seguiu-se a elaboração das caracterizações hidráulicas de evolução de pressão à saída da bomba em função do regime de rotação. As medições do ensaio foram elaboradas com óleo Shell 5W – 30 e com uma temperatura de ensaio de 110 °C, condições de ensaio semelhantes às ensaiadas no banco motor.

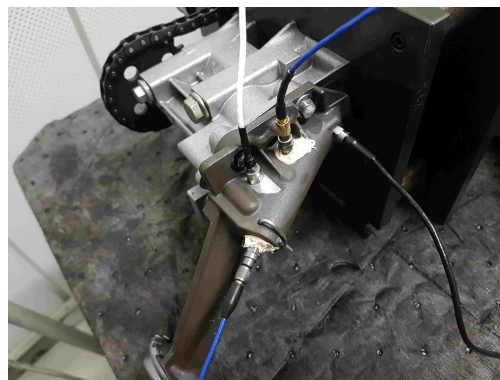
Para cada curva de medição, foram adquiridos oito pontos de medição, cada um respetivamente a uma velocidade de rotação. Aquando da medição foram registados os valores medidos pelos quatro sensores de pressão para cada um dos pontos de medição para cada curva. Como referido anteriormente, para cada curva foi ajustado um ponto de regulação. Na tabela 4.6 encontra-se um exemplo dos valores registados referentes à primeira curva elaborada e respetivo ponto de regulação.

O procedimento de ensaios foi elaborado, para o registo dos valores de cada curva, com a seguinte sequência (segundo o modo manual do automático):

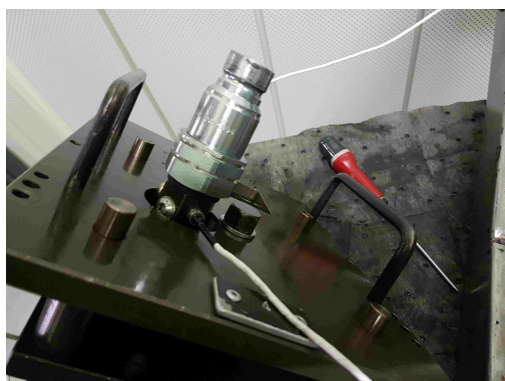
- Ajuste do ponto de regulação de acordo com a respetiva velocidade de rotação;
- Leitura e registo dos valores de pressão dos vários captores;
- Introdução da velocidade de rotação seguinte na consola do automático (em modo manual);
- Repetição das etapas 2 e 3 até obtenção de todos os valores da tabela;
- Repetição do mesmo procedimento para as curvas restantes.



(a): Montagem no posto quatro.



(b): Captadores A, C e acelerómetros A e B.



(c): Captor B: pressão à saída.



(d): Captor D: acessório T.

Figura 4.20: Implementação dos sensores de pressão e dos acelerómetros no banco de endurance (posto de ensaio quatro).

Ponto de medição	Regime rotação [rpm]	Curva 1 [bar]			
		pA	pB	pC	pD
P1	920	0.07	1.22	1.29	0.63
P2	1200	0.22	1.68	1.77	0.94
P3	1800	0.72	3.22	3.37	1.91
P4	2400	0.51	3.77	4.07	2.27
P5	3000	0.28	3.97	4.43	2.44
P6	3600	0.3	4.14	4.57	2.57
P7	4200	0.36	4.24	4.84	2.72
P8	4800	0.33	4.32	5.05	2.86

Tabela 4.6: Curva de evolução da pressão 1: exemplo de valores registados

4.4.3 Resultados e discussão

Os valores da pressão hidráulica, captados pelos quatro sensores de pressão, de evolução da mesma em função do regime de acionamento da bomba foram registados segundo uma tabela para todas as curvas. A tabela em causa encontra-se anexada a este trabalho, apêndice C. Na mesma tabela, é possível observar as condições de temperatura e viscosidade do óleo utilizados assim como os pontos de regulação para cada curva.

Em síntese, na tabela 4.7, encontram-se registados somente os valores de pressão à saída da bomba em função do regime de rotação para as oito curvas elaboradas.

Ponto de medição	Regime [rpm]	Pressão à saída da bomba de óleo (Captor B) [bar]							
		Curva 1	Curva 2	Curva 3	Curva 4	Curva 5	Curva 6	Curva 7	Curva 8
1	920	1.22	1.18	1.04	1.04	1.14	1.10	1.25	1.83
2	1200	1.68	1.67	1.37	1.28	1.60	1.54	1.74	2.65
3	1800	3.22	3.27	2.65	2.42	3.07	2.98	3.42	3.76
4	2400	3.77	3.78	3.66	3.64	3.74	3.74	3.78	3.94
5	3000	3.97	3.98	3.88	3.85	3.95	3.94	3.98	4.12
6	3600	4.14	4.13	4.07	4.03	4.10	4.13	4.15	4.25
7	4200	4.24	4.24	4.13	4.10	4.19	4.20	4.25	4.35
8	4800	4.32	4.31	4.21	4.18	4.27	4.27	4.30	4.46

Tabela 4.7: Evolução da pressão à saída da bomba em função do regime.

Posteriormente, após realizada a tabela com os respetivos valores procedeu-se à elaboração de gráficos representativos das pressões registadas na tabela anterior e da pressão à saída da bomba ensaiada no banco motor.

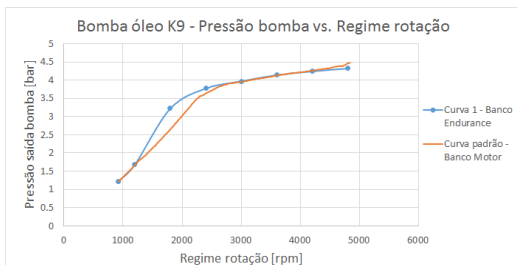


Figura 4.21: Curva 1.

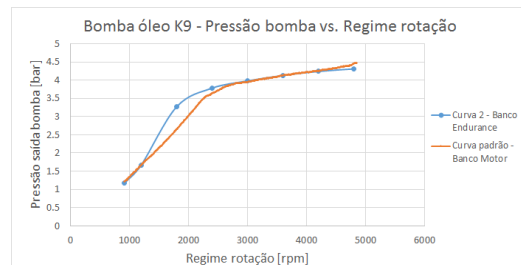


Figura 4.22: Curva 2.

Na curva 1, a restrição hidráulica coincide com o primeiro ponto de medição da curva padrão, resultando assim numa aproximação a baixas rotações. A partir das 1200 rpm a evolução da pressão no banco endurance tende a divergir um pouco da curva padrão até às 2800 rpm, onde o desvio percentual é maior em relação à curva padrão, cerca de 22 %. A partir deste valor de rotação, a evolução da pressão tende a aproximar-se da curva padrão. O valor máximo de pressão alcançado foi de 4.32 bar em relação aos 4.47 bar da curva padrão, pelo que existe uma diferença nas pressões máximas.

A curva 2 apresenta uma evolução de comportamento hidráulico bastante similar à curva 1. Para baixos regimes de rotação observa-se uma aproximação dos seus valores face à curva padrão, até às 1240 rpm, dado que o ponto de restrição hidráulica foi definido a baixa rotação. Novamente, as curvas apresentam uma divergência de valores onde resulta um desvio percentual de 23 %. Entre o médio e alto regime, as curvas tendem a aproximar-se. O valor máximo ensaiado foi de 4.31 bar.

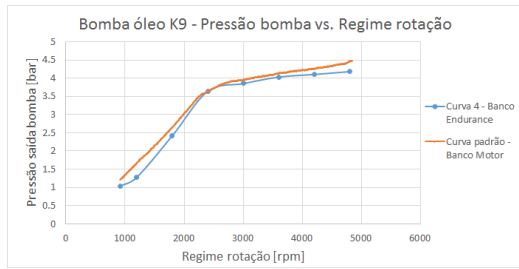


Figura 4.23: Curva 3.

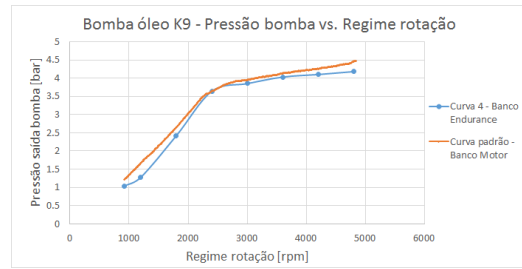


Figura 4.24: Curva 4.

A curva 3 caracteriza-se por um comportamento hidráulico diferente das curvas descritas anteriormente face à curva padrão. A curva 3 apresenta uma ligeira diferença a regimes baixos e altos pelo que a regime médio observa-se uma aproximação bastante aceitável em relação à curva padrão. O seu desvio percentual máximo foi cerca de 18 %. O valor de pressão máxima medido foi 4.21 bar, ligeiramente inferior ao valor máximo proveniente da curva padrão.

Na curva 4, é possível observar que esta apresenta um comportamento de evolução da pressão similar à curva 3, ou seja, apresenta maior desvio para baixos e altos regimes do que a médio regime. Apesar disso, a curva não possui uma aproximação à curva padrão ao longo de uma faixa de regime, somente num ponto de medição. Esse ponto de medição foi o ponto de restrição hidráulica. Ambos os valores mínimo e máximo de pressão são inferiores aos demonstrados pela curva padrão.

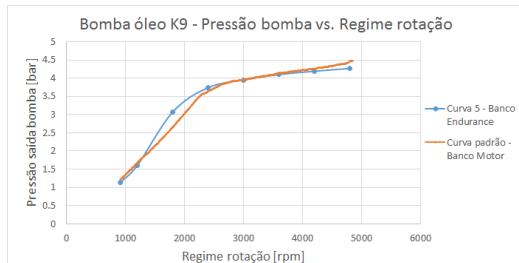


Figura 4.25: Curva 5.

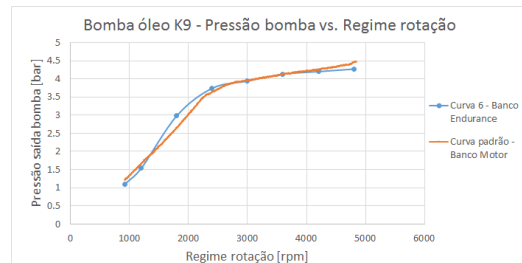


Figura 4.26: Curva 6.

Na curva 5, é possível observar que existe uma aproximação aceitável da curva em relação à curva padrão, devido a dois troços de regime, sendo estes, a baixo regime e a regime médio-alto. O desvio percentual maior conseguido nesta medição foi cerca de 16 %, um dos desvios mais baixos das oito restrições hidráulicas ensaiadas, ocorrido a 1800 rpm. Os valores medidos de pressão mínima são bastante próximos, assim como os da pressão máxima que apresentam uma diferença de 0.19 bar.

A curva 6, referente ao ponto de restrição hidráulica de 4.13 bar a 3600 rpm, apresenta um comportamento hidráulico bastante similar à curva descrita anteriormente. A presente curva é aquela que apresenta um desvio percentual face à curva padrão menor, sendo de apenas 12 %. À semelhança da curva descrita anteriormente, na presente curva, é possível observar uma aproximação bastante aceitável em relação à curva padrão. Os seus valores de pressão máxima e mínima são ligeiramente inferiores aos valores obtidos na curva padrão.

A curva 7 apresenta um comportamento hidráulico similar às curvas 1 e 2. A baixo

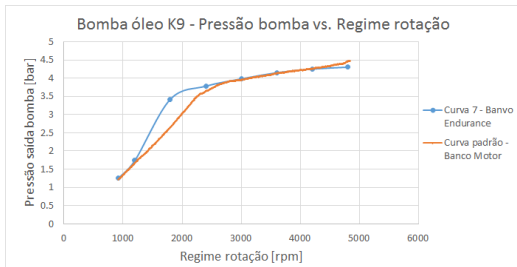


Figura 4.27: Curva 7.

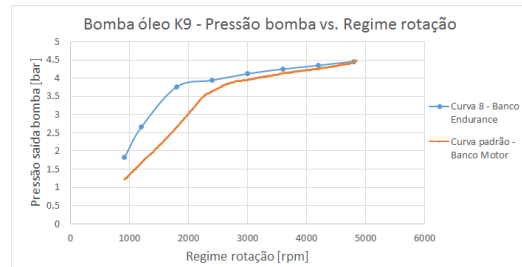


Figura 4.28: Curva 8.

regime de rotação e a médio-alto regime apresenta uma aproximação ligeira da curva padrão. O valor da pressão mínima apresenta uma diferença, em relação ao valor da curva padrão, de apenas 0.03 bar. O valor máximo de pressão apresenta uma ligeira diferença de 0.16 bar. A principal diferença entre a presente curva descrita e as curvas 1 e 2 encontra-se no desvio percentual obtido face à curva padrão. O desvio maior, calculado, foi cerca de 29 %, ocorrido a regimes de rotação semelhantes.

Na curva 8, observa-se uma diferença considerável entre os pontos ensaiados e a curva padrão com exceção do ponto de restrição hidráulica, ensaiado a 4800 rpm. A presente curva é aquela que possui uma diferença percentual maior em relação às restantes, com um desvio máximo de 59 % ocorrido às 1200 rpm. À medida que ocorre a evolução da pressão, a diferença tende a diminuir.

O objetivo da elaboração do ensaio foi a obtenção de curvas que se aproximassem o mais possível da curva padrão do motor, ao longo do seu regime. De acordo com a análise, as curvas selecionadas são a três, cinco e seis pois são as curvas com um comportamento hidráulico mais próximo da curva padrão ensaiada no banco motor. Adicionalmente, são as curvas que possuem um desvio percentual máximo menor em relação às restantes.

Em todas as curvas elaboradas, assim como na curva padrão, é possível observar que, a partir de um determinado valor de pressão, o ritmo da evolução da pressão é menos acentuado, ou seja, a partir de um determinado valor, a pressão evolui a um ritmo diferente. Este aspeto ocorre através da válvula de descarga inerente à própria bomba, que a partir de um determinado valor começa a operar, descarregando parte do fluido para a câmara de aspiração da bomba, resultando assim numa limitação da pressão a "debitar" pela bomba.

Ao longo do registo de todos os valores das oito curvas foi efetuada uma verificação constante da temperatura, que por sua vez, apresentava uma ligeira variação consoante a variação de rotação. No caso de uma variação maior, a leitura e o registo dos valores de pressão era efetuada mediante um tempo de estabilização maior.

4.5 Ensaios de "chaud-froid"

4.5.1 Introdução

A presente secção visa a descrição do último ensaio elaborado. Este consistiu numa caracterização hidráulica realizada no banco de endurance com uma bomba *K9* cujo ciclo de ensaio utilizado foi o ciclo "*chaud-froid*" ("quente-frio"), [33]. A caracterização hidráulica visa a evolução das pressões e das vibrações na bomba ao longo do ciclo de ensaio imposto.

Na sequência do ensaio descrito na secção anterior, para o presente ensaio foram utilizadas três restrições hidráulicas de regulação, de acordo com as curvas de evolução da pressão obtidas no ensaio anterior. As restrições hidráulicas são referentes às curvas 3, 5 e 6.

Posteriormente, os resultados obtidos são comparados com os resultados obtidos no banco motor, para a mesma bomba e para as mesmas condições de ensaio.

4.5.2 Materiais e métodos

O ciclo "quente-frio" ("*chaud-froid*") consiste num ciclo de ensaio em que o regime de rotação é definido em função do tempo. Ao ser ensaiado, pretende simular a variação do regime no seu uso prático, num motor térmico. Na figura 4.5 apresenta-se um gráfico característico deste ciclo. O ciclo foi definido, entre outros, para ensaios de bombas de óleo no motor, pelo que também é utilizado em ensaios de endurance, de modo a que seja possível reproduzir as variações de regime tal como no banco motor.

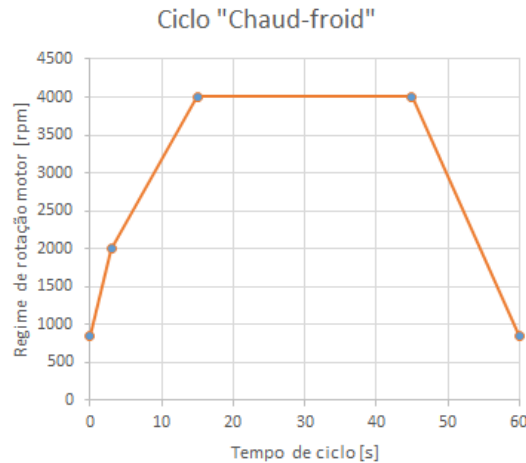


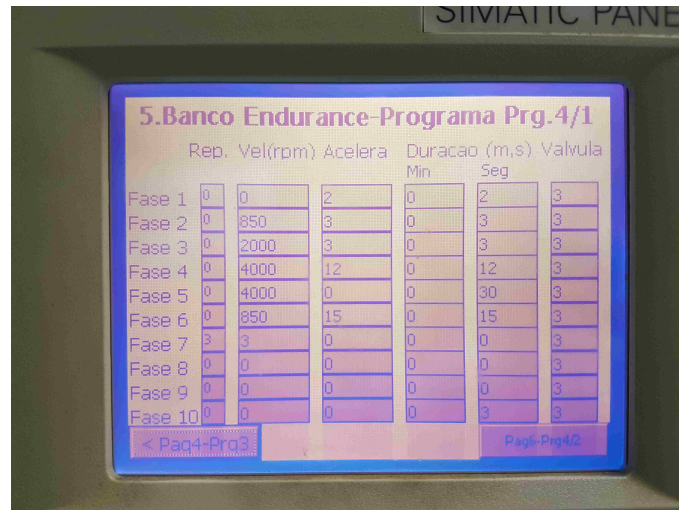
Figura 4.29: Ciclo de ensaio "quente-frio".

No gráfico do ciclo encontra-se dividido, num tempo total de ciclo de um minuto, em quatro fases. Duas de aceleração, uma de estabilização de regime e uma final de desaceleração. Nos ensaios de endurance, o ciclo é repetido várias vezes até ao final. Por exemplo, se um ensaio tiver um tempo de ensaio de 1000 horas, como referido no capítulo anterior, o ciclo de ensaio é repetido 60000 vezes até ao final do ensaio. Nesses ensaios de endurance, a temperatura do óleo também é variada ao longo do ensaio, daí a designação de "*chaud-froid*" ("quente-frio").

Nas medições elaboradas no banco de endurance, assim como no banco motor para fins comparativos, foi definida para ambas, uma temperatura de ensaio de 110 °C. Ao longo do ensaio definiu-se uma temperatura constante pois o banco de endurance apresenta restrições à variação de temperatura face ao banco motor em que é possível variar a temperatura utilizando um permutador óleo-água. O óleo utilizado, novamente para ambos, foi o Shell 5W – 30. O tempo de ensaio definido no ensaio de endurance foi o tempo equivalente a quatro ciclos de ensaio, ou seja 240 segundos.

Em termos de configuração de *hardware* tanto de equipamento de aquisição de dados,

figura 4.14, como de configuração de sensores de pressão e acelerómetros, figura 4.19, foi utilizada a mesma configuração. O ensaio foi realizado na sequência do anterior, pelo que a configuração de meios foi a mesma. Por sua vez, a configuração do regime de rotação em função do tempo, segundo o ciclo "quente-frio", foi efetuada no autómato do banco de endurance segundo o modo automático. Na consola do mesmo, foram introduzidos os valores de regime segundo a figura 4.29 em que se parametrizou os valores de rotação em função do tempo, figura 4.30.



	Rep.	Vel(rpm)	Acelera	Duracao (m,s) Valvula	
				Min	Seg
Fase 1	0	0	2	0	3
Fase 2	0	850	3	0	3
Fase 3	0	2000	3	0	3
Fase 4	0	4000	12	0	3
Fase 5	0	4000	0	30	3
Fase 6	0	850	15	0	3
Fase 7	3	3	0	0	3
Fase 8	0	0	0	0	3
Fase 9	0	0	0	0	3
Fase 10	0	0	0	0	3

Figura 4.30: Parametrização do ciclo de ensaio na consola do autómato do banco.

Na figura é possível observar a introdução dos parâmetros do ciclo de ensaio na consola. Encontra-se parametrizado apenas um ciclo, pelo que é também definida a sua repetição por três vezes, resultando num tempo de ensaio de quatro ciclos, como mencionado anteriormente. Na figura 4.31 é possível observar o tempo total de ensaio.

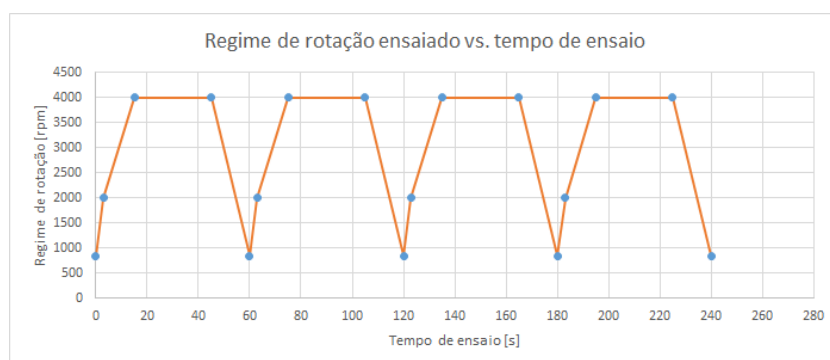


Figura 4.31: Tempo total de ensaio: quatro ciclos de ensaio.

Para cada um das três curvas, assim como no ensaio descrito anteriormente, no programa de aquisição de dados, no separador de aquisição de parâmetros foi definido um incremento de 0.5 segundos, ou seja, a cada segundo o programa registava duas leituras de pressão e aceleração.

O procedimento elaborado para a aquisição de valores no programa caracteriza-se

pela seguinte sequência:

- Implementação do ponto de restrição hidráulica referente à curva selecionada (ajuste realizado sob o modo manual do autômato);
- Comutação para o modo automático;
- Medição dos parâmetros instrumentados através do programa de acordo com o ciclo de ensaios do modo automático;
- Repetição das etapas anteriores para as duas restrições hidráulicas restantes.

Posteriormente, apresenta-se uma discussão sobre os resultados obtidos em banco de endurance comparativamente aos resultados obtidos em banco motor.

Após a elaboração da caracterização hidráulica da bomba segundo o ciclo "*chaud-froid*" foi efetuada, no programa *Siemens LMS TestLab*, uma análise do regime de rotação de acionamento através da leitura do sinal de pulsação de pressão à saída da bomba. O objetivo desta análise foi de averiguar uma possível diferença entre o regime de rotação imposto na consola do autômato do banco e a rotação real.

O programa utilizado contempla uma ferramenta de cálculo designada por *Offline RPM Extraction*. A ferramenta consiste numa extração do sinal de rotação a partir da medição de vibrações ou de sinais acústicos, [36]. É utilizada em situações onde é difícil a colocação de um encoder ou de outro dispositivo de leitura de rotação. Por exemplo, quando se pretende medir a rotação de um turbo-compressor presente nos motores térmicos.

Neste modo do programa, através da transformada de Fourier, o domínio do tempo é convertido em domínio de frequência. A conversão resulta num gráfico onde é possível observar a amplitude do sinal em função da frequência de pulsação e do tempo de ensaio, figura 4.32.

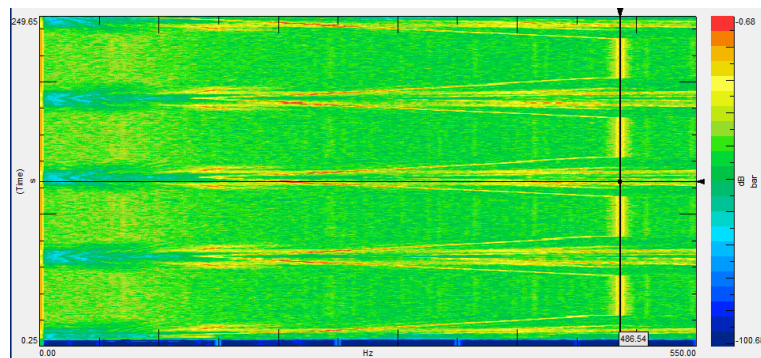


Figura 4.32: Conversão da transformada de Fourier.

Após a obtenção da curva da frequência de pulsação o programa calcula o valor de rotação. A seguinte equação, que deriva da equação 2.6 (frequência de pulsação da bomba), demonstra o cálculo da rotação de acionamento (similar à rotação motor) a partir da frequência de pulsação, f [Hz]:

$$n = \frac{f}{8} \times \frac{19}{22} \times 60 \quad [rpm] \quad (4.1)$$

onde 8 é o número de dentes de cada pinhão de bombagem da bomba e $(\frac{19}{22})$ é a relação de transmissão entre o pinhão presente na cambota do motor *K9K* (também presente na montagem suporte do banco de endurance) e o pinhão de acionamento da bomba. Os resultados obtidos encontram-se demonstrados na secção seguinte assim como os resultados das caracterizações hidráulicas segundo o ciclo "quante-frio".

4.5.3 Resultados e discussão

Os valores das pressões captados pelos sensores, referentes às caracterizações hidráulicas de acordo com o ciclo "*chaud-froid*" encontram-se representados sob a forma de gráfico em função do tempo, para cada medição. Observa-se que a evolução das pressões em função do tempo, apresentam uma trajetória semelhante à trajetória representada na figura 4.29, com excepção da pressão de aspiração da bomba, representada nos gráficos como *PressionA*.

Nas três medições do presente ensaio, a pressão de aspiração apresenta um valor mais ou menos constante a regime de acionamento constante. Quando o regime de acionamento oscila, a pressão de aspiração tende a aumentar, nunca ultrapassando o valor de 1 bar. De seguida segue-se uma análise do gráfico de cada uma das três medições elaboradas no presente ensaio.

Outro aspeto a salientar, presente nas três medições de valores, pode-se observar nos gráficos elaborados no banco de endurance um fenómeno de variação da pressão que não era expectável. O fenómeno a tracejado na figura, ocorrido apenas nas medições no banco de endurance, poderá estar relacionado com a própria válvula de descarga uma vez que é notável apenas quando a pressão à saída da bomba supera o valor de 3.4 bar que é a pressão de início de abertura da válvula.

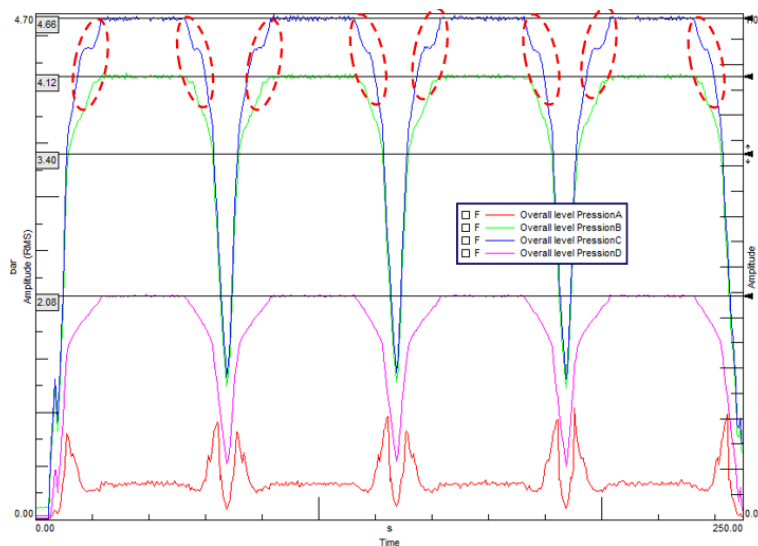


Figura 4.33: Caracterização da pressão segundo o ciclo "*chaud-froid*" da primeira medição.

Na primeira medição, figura 4.33, é possível observar a variação da pressão medida nos quatro sensores ao longo do tempo de ensaio. No regime máximo de rotação, obteve-se 4.12 [bar] à saída da bomba (*PressionB*), 4.66 [bar] no alojamento da válvula de

descarga (*PressionC*) e 2.08 bar na válvula manual de regulação de caudal (*PressionD*). À semelhança do que foi concluído no primeiro ensaio, a maior perda de carga ocorreu no regime de acionamento máximo, entre a pressão à saída da bomba e a pressão da válvula manual, resultando num valor de 2.04 bar. Na figura, aquando do aumento de rotação, é possível observar que a pressão à saída da bomba coincide com a pressão do alojamento da válvula de descarga até um determinado ponto. Esse ponto, próximo dos 3.4 bar, como ilustrado no gráfico, é o ponto onde a válvula de descarga começa a atuar, possibilitando a descarga da pressão da saída para a janela de aspiração, fazendo com que, a partir desse ponto, a pressão à saída aumente a um ritmo menor.

A pressão de descarga, ou seja, a pressão a partir da qual a válvula de descarga começa a operar foi obtida por processos experimentais.

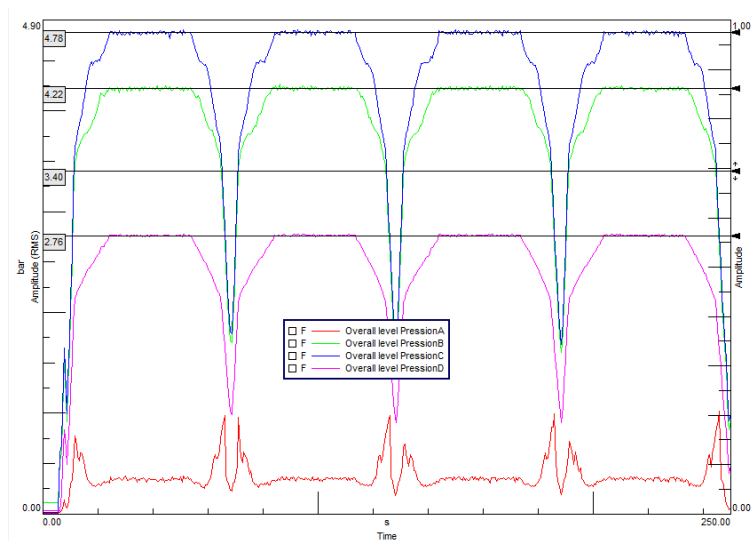


Figura 4.34: Caracterização da pressão segundo o ciclo "chaud-froid" da segunda medição.

A figura 4.34 representa um gráfico sobre a segunda medição elaborada referente à restrição hidráulica da curva cinco, elaborada no ensaio descrito anteriormente. Da mesma maneira que a medição descrita anteriormente, a perda de carga máxima foi de 1.46 bar, o que é ligeiramente diferente da medição anterior. As condições de ensaio são as mesmas excepto o ponto de regulação de pressão à saída da bomba, na qual resultou numa restrição hidráulica diferente. Os valores máximos de pressão relativamente ao ponto *B*, *C* e *D* foram, respetivamente, 4.22, 4.78 e 2.76 bar, sendo superiores relativamente à medição anterior, provavelmente devido a uma restrição hidráulica diferente.

No gráfico representado na figura 4.35 é possível observar a diferença de 0.56 bar entre a pressão de alojamento da válvula de descarga e a pressão à saída da bomba. Esta diferença deve-se à pressão relativamente ao caudal que é descarregado pela válvula para a câmara de aspiração. Este fenómeno, assim como nas medições anteriores, ocorre a 3.4 bar, pressão na qual a válvula começa a descarregar. As pressões máximas alcançadas pelos pontos *B*, *C* e *D* foram 4.22, 4.78 e 2.73 bar, sendo iguais para o ponto *B* e *C*. Esta semelhança encontra-se relacionada com as restrições hidráulicas utilizadas para elaboração destas medições. As restrições hidráulicas da segunda e terceira medição foram impostas através da seleção das curvas cinco e seis obtidas no ensaio descrito na secção anterior. As mesmas curvas são apresentadas uma trajetória semelhante entre si.

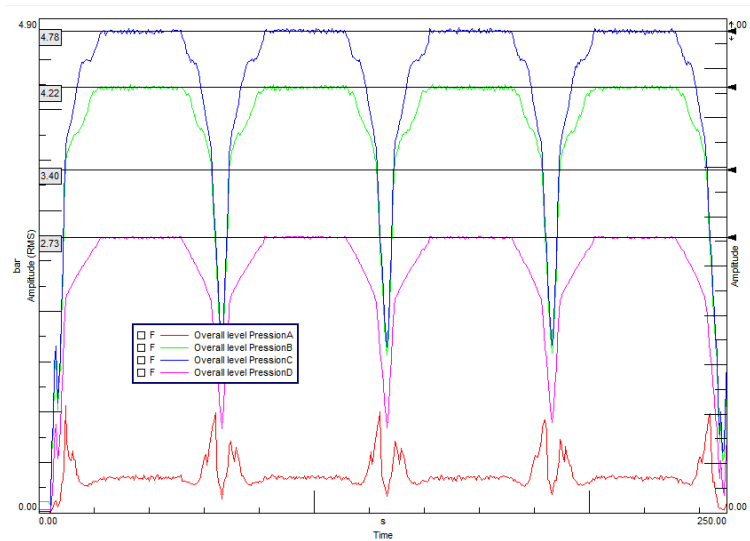


Figura 4.35: Caracterização da pressão segundo o ciclo "chaud-froid" da terceira medição.

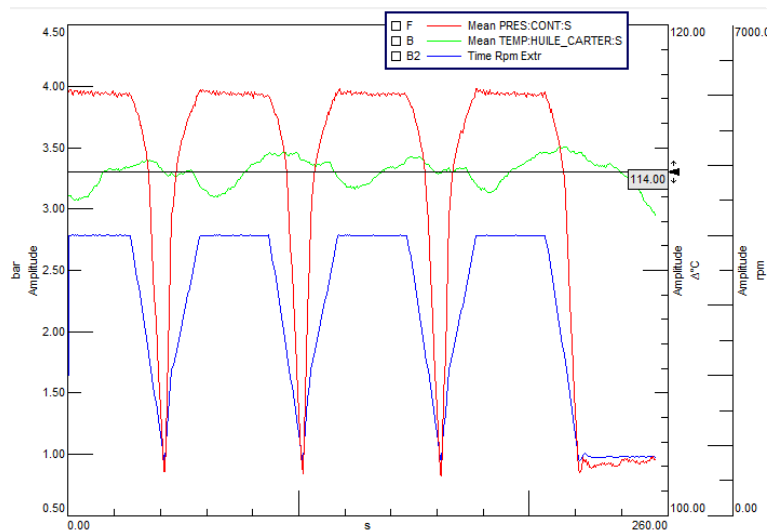


Figura 4.36: Caracterização hidráulica segundo o ciclo "chaud-froid" ensaiado no banco motor.

Para efeitos de comparação, encontra-se ilustrado na figura 4.36 um gráfico que contém uma amostra da caracterização hidráulica, elaborada no banco motor, segundo o ciclo de ensaio "quente-frio". Na figura é possível observar a evolução da pressão à saída da bomba, assim como o regime de acionamento e a temperatura ensaiada. A temperatura ensaiada oscila devido à variação do regime de acionamento da bomba, pelo que o valor médio medido foi de 114 °C.

A pressão debitada pela bomba foi de 3.94 bar, o que é ligeiramente diferente das pressões medidas no banco de endurance, resultando assim num desvio percentual de 4.6 % em relação à primeira medição e 7.10 % em relação às restantes, o que é um pouco elevado.

As vibrações medidas pelos acelerómetros implementadas na tampa da bomba, encontram-se representadas sob gráficos nas figuras 4.37, 4.38 e 4.39 relativamente às caracterizações hidráulicas realizadas segundo o ciclo de ensaio "quente-frio".

Por observação dos gráficos é possível verificar uma aceleração máxima de $3.43 m/s^2$ a 0.64 Hz para o acelerómetro A e $1.55 m/s^2$ a 972.72 Hz para o acelerómetro B, de acordo com a figura 4.37.

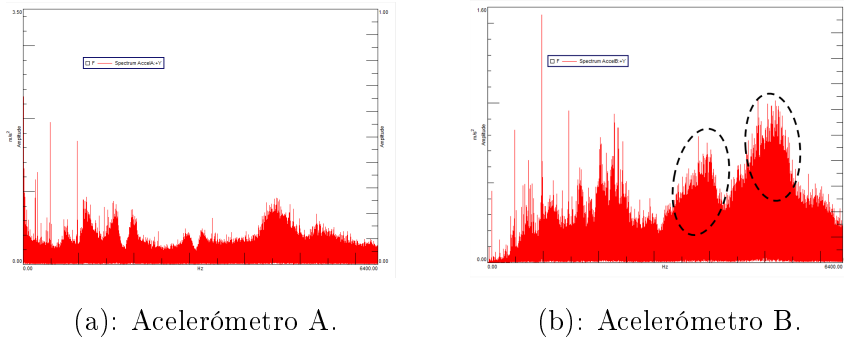


Figura 4.37: Medição das vibrações da primeira caracterização hidráulica

Na figura 4.38, o valor máximo de aceleração foi de $4.57 m/s^2$ a 0.73 Hz medida no acelerómetro A e $2.07 m/s^2$ a 972.20 Hz medidos no acelerómetro B. Por comparação com os valores da primeira medição, estes são um pouco mais elevados, apesar de se encontrarem a frequências idênticas.

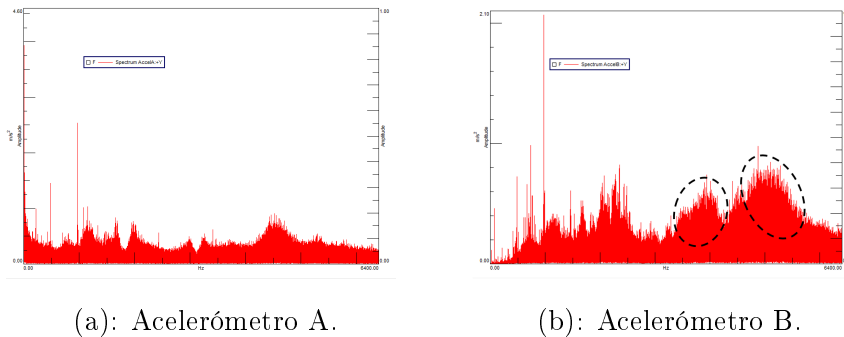


Figura 4.38: Medição das vibrações da segunda caracterização hidráulica

A terceira medição, relativamente à última caracterização hidráulica cujo ciclo de ensaio utilizado foi o ciclo "quente-frio" obteve valores de aceleração máxima compreendidos entre os valores máximos da primeira e segunda caracterização. No acelerómetro A foi monitorizado um valor máximo de aceleração de $2.61 m/s^2$ a 0.76 Hz . No acelerómetro B o valor máximo de aceleração medido foi cerca de $1.78 m/s^2$ a 971.87 Hz .

Nas três caracterizações hidráulicas, o regime de rotação foi variável, assim como a pressão "gerada" pela bomba, pelo que a excitação à válvula, ou seja, a vibração induzida à válvula não é uma vibração harmónica, pedriódica ou não periódica. Estes tipos de vibração denominam-se de determinísticos, pois é possível prever a excitação para um determinado valor de tempo. A resposta a este tipo de vibrações é determinística, [37].

No presente estudo, a vibração forçada é uma vibração aleatória pelo que não é possível prever um valor de vibração em função do tempo. Na situação de vibrações

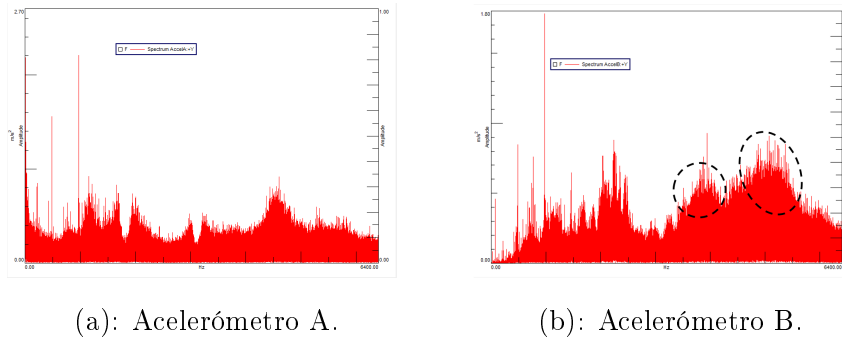


Figura 4.39: Medição das vibrações da terceira caracterização hidráulica

aleatórias, a resposta do sistema de excitação aleatória é também aleatória pelo que não foi possível averiguar, no sistema, o ponto de ressonância por comparação da frequência obtida com a frequência natural da válvula de descarga.

O fenómeno *Chatter* consiste numa série de impactos ou batimentos, ocorridos a altas frequências na válvula de descarga contra a sua própria caixa de alojamento, que podem provocar uma redução da capacidade de fluxo da própria válvula ou ainda danificar algum componente mecânico, [38]. Estes impactos resultam de uma aceleração mais elevada do deslocamento da própria válvula.

Em todos os gráficos em que foi medida a aceleração é possível verificar este fenómeno, principalmente nos gráficos correspondentes ao acelerómetro *B* (a tracejado), pelo que o fenómeno representa uma série de impactos entre a válvula e a tampa da bomba, ocorridos na direção axial.

Mediante os resultados obtidos, tanto no presente ensaio como nos anteriores, das medições e das comparações com o banco motor, foi elaborada uma proposta de adaptação, no circuito hidráulico de ensaio do posto quatro, de uma válvula proporcional. Na secção 4.6 encontra-se descrito em detalhe a solução proposta.

Como referido, foi elaborado uma análise do regime de rotação de acionamento através da leitura dos valores de pressão à saída da bomba. Para as três medições, a rotação extraída pelo sinal de pressão foi superior à rotação imposta, de acordo com o ciclo de ensaio, na consola do banco de endurance, o que resulta numa pressão maior à saída da bomba (em que a frequência de pulsação é superior) tal como verificado.

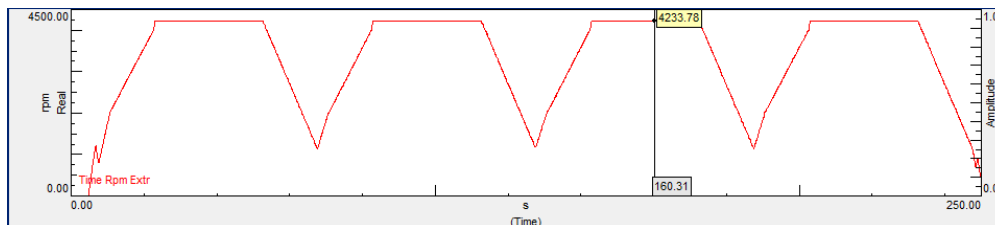


Figura 4.40: Extração do regime de rotação da primeira medição

Nas figuras 4.40, 4.42 e 4.42 encontram-se representados os gráficos da extração da rotação. Aquando do regime máximo de acionamento, cujo o valor definido foi 4000 rpm, obtiveram-se os seguintes valores de rotação máxima:

- 4233.78 rpm para a primeira medição,

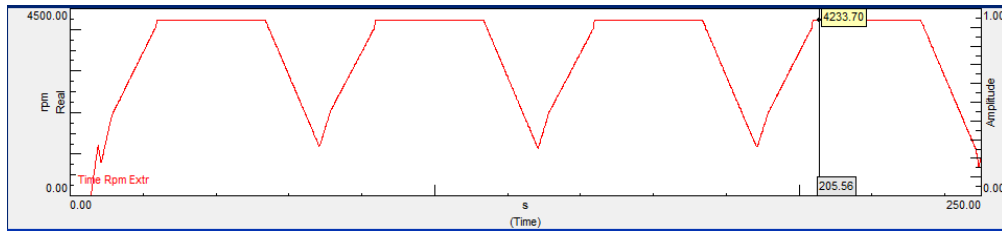


Figura 4.41: Extração do regime de rotação da segunda medição

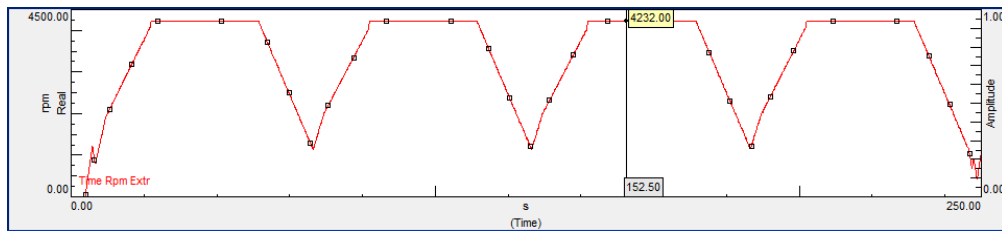


Figura 4.42: Extração do regime de rotação da terceira medição

- 4233.70 rpm para a segunda medição e
- 4232.00 rpm para a terceira medição.

Para as três curvas, as diferenças de rotação representam um desvio percentual, em relação ao valor definido no automático, de 5.8 %, o que se considera um pouco elevado.

Esta discrepância entre o regime de rotação real e o regime de rotação pretendido deve-se à ausência de resposta do sinal de rotação (*feedback*), pois no momento o encoder que serve para o efeito encontrava-se desacoplado do veio da montagem suporte. Posteriormente, na secção 4.7 é descrita uma proposta de adaptação para superar o problema de não utilização do encoder.

4.6 Caderno de encargos para adaptação de uma válvula proporcional

4.6.1 Introdução

Como referido na secção anterior, a presente secção visa a descrição de uma proposta de adaptação do circuito de ensaio do banco de endurance por forma a replicar as condições de ensaio ensaiadas no banco motor. Para tal, foi elaborado um caderno encargos contendo várias adaptações sendo que a principal é a implementação de uma válvula proporcional a realizar somente no posto de ensaio quatro.

Futuramente a adaptação será replicada pelos postos restantes. Com uma válvula proporcional pretende-se que através da sua implementação, a restrição hidráulica, definida no início do ensaio através da válvula manual de regulação, seja variável. Ou seja, com a introdução da válvula proporcional reguladora de caudal, a restrição hidráulica vai estar em constante regulação, de modo a que os valores de pressão reais, à saída da bomba, sejam obtidos por regulação automática em função da curva padrão de evolução da pressão, à saída da bomba, proveniente do banco motor.

4.6.2 Elaboração do caderno de encargos

Como referido anteriormente, o componente a introduzir no banco é uma válvula, presente no circuito de ensaio, pelo que na elaboração do caderno de encargos atendeu-se a algumas características dos ensaio em si, como por exemplo o tipo de óleo utilizado, a gama de temperaturas e a gama de pressão de óleo presente no circuito.

A válvula proposta, como se encontra descrito no caderno de encargos, é uma válvula proporcional pois apresenta uma vantagem em relação a uma válvula normal (que apenas tem duas posições de trabalho: ligado ou desligado). As válvulas normais não possuem a capacidade de manter uma posição entre estes dois pontos, pelo que são bons a comutar entre dois estados. Estas válvulas são usadas, entre outras aplicações, para direcionar fluido hidráulico.

A vantagem de se utilizar uma válvula proporcional, quando necessário, é que a mesma permite uma variação da posição entre totalmente fechada e totalmente aberta, através de um controlador de variação angular. Este tipo de componente necessita de um controlador bastante mais sofisticado por forma a garantir a estabilidade, reatividade e precisão do mesmo. Este tipo de componentes apresenta um potencial em reduzir a complexidade dos sistemas hidráulicos que necessitam de um controlo maior, [39].

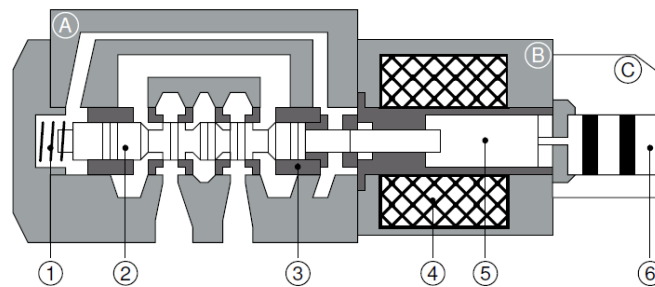


Figura 4.43: Esquema simplificado de uma válvula proporcional [41].

Na figura 4.43 é possível atender aos componentes principais de uma válvula proporcional, sendo estes a mola de retorno (1), o carretel (2), o casquilho (3), o solenóide (4), o êmbolo (5) e o transdutor de posição (6).

Uma válvula proporcional, com controlo eletrónico, descarrega o fluido hidráulico em função da corrente elétrica imposta por um sinal analógico proveniente de um autómato ou de outro controlador lógico. O sinal é recebido pela carta de saída analógica que por sua vez envia um sinal de corrente elétrica à solenóide da válvula. A força eletromecânica induzida causa um deslocamento do carretel na qual vai permitir um escoamento de fluxo de óleo. Quanto maior o sinal do autómato, maior é a corrente induzida na solenóide e portanto maior é o caudal debitado pela válvula. À medida que o carretel é deslocado, o seu movimento é monitorizado por um transdutor de posição, [40].

O caderno de encargos elaborado encontra-se dividido por cinco partes:

- *Hardware* - descrição dos componentes físicos a implementar no banco de ensaios;
- *Software* - descrição dos encravamentos a programar no modo manual e no modo automático do autómato do banco;

- Considerações gerais - considerações gerais a atender durante a implementação dos componentes descritos;
- Ilustrações - ilustração relacionada com os componentes do banco;
- Anexo - Esquema hidráulico do circuito de ensaio com as adaptações a realizar.

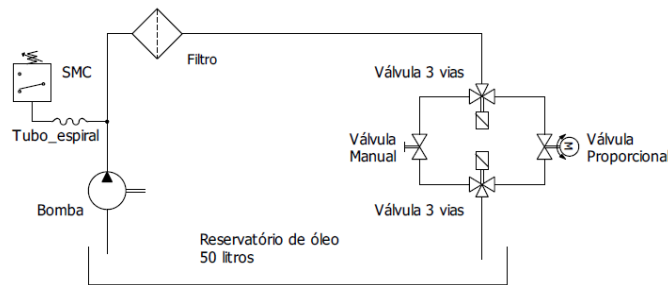


Figura 4.44: Esquema simplificado do circuito de ensaio do banco de endurance com a adaptação de uma válvula proporcional.

No caderno de encargos, para além da adaptação de uma válvula proporcional, também se propõem a adaptação de outros componentes, figura 4.44, tais como:

- Electroválvula de três vias;
- Tubagem para medição da pressão do pressostato;
- Bloqueio da válvula manual;
- Carta de quatro saídas analógicas.

O caderno de encargos elaborado encontra-se em anexo, para consulta, no apêndice D.

4.7 Adaptação de suporte de encoder para banco de endurance

4.7.1 Introdução

Atendendo à análise dos resultados elaborada na secção 4.5, concluiu-se que existe uma discrepância eminente entre a rotação de acionamento imposta pelo utilizador na consola do banco de endurance e a rotação real esperada, em que ambas deveriam de apresentar o mesmo valor ou semelhante.

O problema detetado encontra-se relacionado com a rutura dos acoplamentos entre o veio de acionamento da montagem e o encoder, figura 4.45.

Na figura, é possível observar o veio de acionamento da montagem (1), a correia trapezoidal (2), o suporte do encoder (3), o encoder (4) e o acoplamento, fabricado em alumínio, que se observava estar danificado (5). Durante a elaboração do presente estudo, o banco apresentava um suporte por cada duas estações de ensaio.

Os acoplamentos evidenciavam sinais de rutura e eram substituídos frequentemente devido a um problema de posicionamento dos mesmos no suporte. Dado o problema em causa procedeu-se à elaboração de suportes novos.

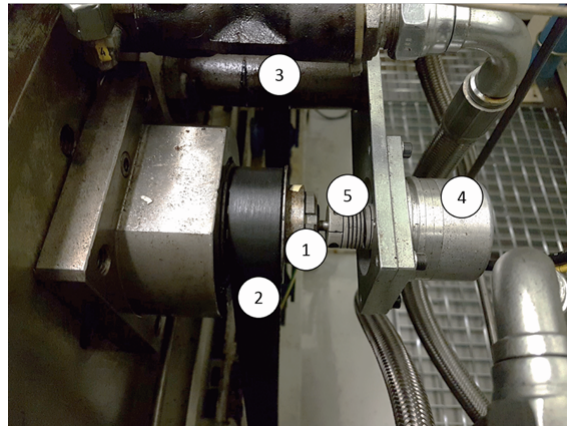


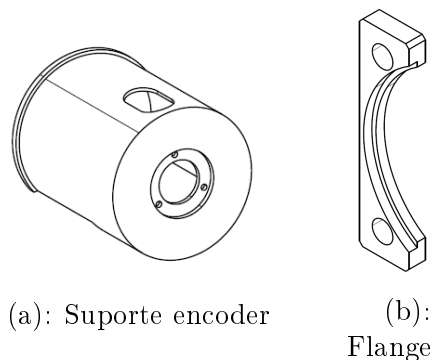
Figura 4.45: Rutura do acoplamento do encoder.

4.7.2 Preparação da alteração

Na elaboração dos suportes novos atendeu-se a critérios de concepção, nomeadamente, à centragem do suporte em relação ao veio de acionamento da montagem, ao aperto do suporte no banco, a questões de manutenção das correias trapezoidais e de aperto do próprio acoplamento de alumínio e à distância necessária entre a parede do banco e o encoder.

Para o conjunto do suporte foram realizados dois desenhos de concepção, um para o suporte e outro para a flange de aperto. Cada conjunto, para cada estação de ensaio é composto por um suporte e duas flanges de aperto, figura 4.46, cujo material especificado é alumínio.

O requisito em ter um conjunto de suporte por cada estação revela uma vantagem em termos de manutenção das correias face à solução inicial que apresentava um suporte para cada par de postos de ensaio, figura 4.47. Com um suporte por posto, sempre que é necessário proceder à substituição da correia, apenas é necessário imobilizar esse mesmo posto, pelo que só é necessário desmontar um acoplamento.



(a): Suporte encoder

(b):
Flange

Figura 4.46: Ilustrações do conjunto do suporte do encoder.

Os desenhos de concepção de ambos os componentes que compõem o conjunto do suporte encontram-se anexados no apêndice E.

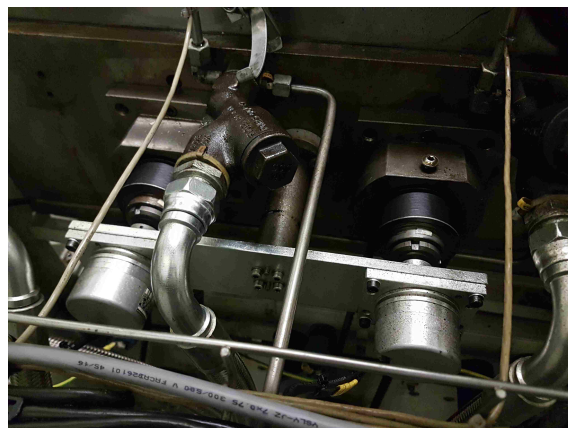


Figura 4.47: Fase inicial: um suporte para dois postos de ensaio.

Capítulo 5

Conclusões finais e trabalhos futuros

5.1 Conclusões

A indústria automóvel encontra-se, desde sempre, em constante adaptação aos diferentes mercados de modo a garantir as exigências por parte dos clientes, exigências essas relacionadas com questões de desempenho, design, ambiente, conforto e, sobretudo, segurança. É assim necessário que esteja permanentemente motivada e concentrada na inovação dos seus produtos finais a apresentar aos clientes.

Em consequência da evolução verificada ao nível do produto, também os processos e respetivos equipamentos produtivos e de suporte são susceptíveis de evoluir e sofrer adaptações.

Atendendo ao objetivo do presente trabalho de replicar no banco de ensaios de endurance as condições de ensaio verificadas no banco motor, e utilizando a mesma bomba de óleo no banco de endurance foram elaborados três ensaios, com o fim de se obter uma caracterização hidráulica em banco de endurance, e assim por forma a comparar os resultados obtidos com os resultados provenientes do banco motor, no qual se ensaiou um motor térmico com uma bomba de óleo semelhante. Durante e posteriormente à elaboração dos ensaios, foram desenvolvidas propostas de adaptação do banco no sentido de concretizar o objetivo do trabalho.

No primeiro ensaio efetuou-se um levantamento das perdas de carga por pressão no circuito de ensaio do banco de endurance. Os resultados foram comparados com os resultados obtidos no banco motor, na qual foram medidas as perdas de carga em apenas um troço do circuito de lubrificação do motor. O registo dos valores foi efetuado com condições de ensaio, tais como, a gama de temperaturas e a viscosidade do óleo semelhantes.

Os resultados obtidos foram bastante próximos dos resultados obtidos em banco motor, considerando que existiu uma diferença no posicionamento dos pontos de medição da pressão no circuito de ensaio do banco de endurance ao segmento do circuito de lubrificação do banco motor, pelo que se pode concluir que os mesmos circuitos são semelhantes.

No banco de endurance, é possível atender também à influência do regime de rotação e da temperatura do óleo nas perdas de carga por pressão. Como referido na secção 4.2 do capítulo anterior, a perda de carga num circuito hidráulico aumenta em função do aumento do regime de rotação e em função da diminuição da temperatura do óleo utilizado nas medições.

No segundo ensaio efetuaram-se oito caracterizações hidráulicas relativamente à evolução da pressão à saída da bomba consoante o regime de rotação. Para cada caracte-

terização foi definida um ponto de restrição hidráulica (pressão à saída da bomba para uma determinada velocidade de rotação) proveniente de uma medição semelhante, com condições de ensaios semelhantes, do banco motor. Por fim, foram consideradas as três caracterizações que mais se aproximam à caracterização do banco motor.

Do ensaio concluiu-se que as caracterizações a serem selecionadas correspondiam às curvas três, cinco e seis, pelo que são as curvas de medição que apresentam uma maior aproximação e um valor de desvio percentual menor em relação à curva da caracterização hidráulica do banco motor.

Considerando os três pontos de restrição hidráulica, selecionados a partir do ensaio anterior, foram efetuadas, para cada ponto, medições de caracterizações hidráulicas através da implementação de um determinado ciclo de ensaios. Adicionalmente, foi elaborada uma análise do regime de rotação real para fins de comparação com o regime de rotação imposto na consola do banco de endurance.

Comparando os resultados com os do banco motor, concluiu-se, principalmente, que os valores de pressão à saída da bomba medidos foram ligeiramente superiores aos registados no banco motor, resultando de uma velocidade de rotação superior à pretendida (imposta no banco de endurance). O regime de rotação real medido foi superior ao imposto, pois no momento não era possível medir corretamente a rotação imposta.

Como referido anteriormente, foram desenvolvidas propostas de adaptação do banco no sentido de assegurar condições idênticas às ensaiadas no motor. As adaptações visam sobretudo a implementação de um circuito de lubrificação externo, a adaptação de uma válvula proporcional no circuito de ensaio e a substituição do suporte do encoder.

Com um circuito de lubrificação pretende-se que toda a lubrificação necessária no banco seja assegurada por uma bomba externa e não pelas bombas de óleo a ensaiar. Deste modo, a pressão gerada a partir do caudal debitado pelas bombas a ensaiar é totalmente mesurável. Com a implementação do circuito de lubrificação não se replicam as condições ensaiadas no banco motor mas sim o meio de monitorização da pressão à saída da bomba.

A válvula proporcional a adaptar no circuito irá proporcionar uma regulação dinâmica da restrição hidráulica imposta no circuito. A regulação automática do caudal do circuito irá influenciar o valor da pressão do óleo à saída da bomba pelo que se pretende que os valores a registar sejam semelhantes aos do banco motor em tempo real, por forma a simular no banco de endurance o comportamento hidráulico e o desgaste da bomba obtido no banco motor. A válvula proporcional a implementar no banco deve possuir um controlador que permita um controlo da pressão com precisão e reatividade, mas não demasiada reatividade a fim de causar instabilidade no sistema.

Por fim, a última proposta de adaptação visa a substituição do suporte do encoder. Com o novo suporte pretende-se que o encoder esteja corretamente posicionado em relação aos componentes que o rodeiam no banco, a fim de medir corretamente a velocidade de rotação. Ao corrigir instantaneamente o regime de rotação, a bomba a ensaiar irá ser acionada através de um regime idêntico ao do motor.

De seguida seguem-se várias propostas de ensaios futuros assim como de adaptações adicionais a realizar no banco.

5.2 Trabalhos futuros

Atendendo que o presente documento resulta de um trabalho elaborado no contexto de estágio curricular, tendo por sua própria natureza uma componente mais prática, há sempre a possibilidade de melhorar, complementar ou ainda de corrigir o trabalho elaborado.

Como trabalhos futuros propõem-se acções a realizar sob o presente tema de dissertação, tanto a nível de ensaios, de validação do trabalho realizado, como de futuras adaptações considerando o contexto de replicação das condições ensaiadas no banco motor.

Proposta de futuros ensaios, para validação posterior das adaptações a realizar:

- Repetição dos ensaios elaborados com as adaptações mencionadas no capítulo anterior para validação;
- Realização de ensaios com utilização de instrumentação capaz de avaliar o deslocamento da válvula de descarga, em função da pressão de óleo à saída da bomba;
- Realização de ensaios com a mesma taxa de emulsão do óleo presente no motor térmico.

Sugestão de adaptações futuras considerando o objetivo do tema:

- Implementação de um circuito de refrigeração de óleo, possivelmente contendo um permutador água-óleo, por forma a efetuar ensaios com variação de temperatura do óleo;
- Divisão em quatro partes iguais do reservatório do tanque por forma a que cada bomba "utilize" a mesma quantidade de óleo existente no motor;
- Dimensionamento de condutas, alhetas ou similar a introduzir no reservatório por forma a "tranquilizar" o óleo de retorno.

Bibliografia

- [1] Happian-Smith, J. An Introduction to Modern Vehicle Design. 1^a ed. Woburn, MA: Butterworth-Heinemann; 2002.
- [2] Rabie, M. G. Fluid Power Engineering. 1^a ed. EUA: McGraw-Hill Companies; 2009.
- [3] Hydraulics & Pneumatics. Engineering Essentials: Fundamentals of Hydraulic Pumps. [Em linha] 2012. [Consultado a 27 Abril 2017]. Disponível em: <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/hydraulicPumpsM/Article/False/6401/TechZone-HydraulicPumpsM>.
- [4] Schoolworkhelper Editorial Team. Car Oil & Lubrication System: Overview. [Em linha] 2016. [Consultado a 22 Abril 2017]. Disponível em: <https://schoolworkhelper.net/car-oil-lubrication-system-overview/>.
- [5] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1^a ed. EUA: McGraw-Hill Education; 1988.
- [6] Martins, J. Motores de Combustão Interna. 4^a ed. Porto, Portugal: Publindústria, Edições Técnicas; 2013.
- [7] Lathan, C. Construction Mechanic Basic, Volume 1. 1^a ed. EUA: Naval Education and Training Professional Development and Technology Center; 1998.
- [8] Saha, U. K. Internal Combustion Engines: Lubrication Systems. Ph.D.. Guwahati: Indian Institute of Technology Guwahati.; 2006.
- [9] White, F. M. Fluid Mechanics. 4^a ed. EUA: WCB/Mcgraw-Hill; 1998.
- [10] Renault SA. "Politique Technique Pompe a huile", Système de Capitalisation de l'Ingenierie; 2013
- [11] Tang, C., Wang, Y.S., Gao, J.H., Guo, H. Fluid-sound coupling simulation and experimental validation for noise characteristics of a variable displacement external gear pump. Noise Control Engineering Journal. 2014. 62 (3): 123-131.
- [12] Direct Industry. Oil pump/eletric/gerotor. [Em linha] 2017. [Consultado a 8 Maio 2017]. Disponível em: <http://www.directindustry.com/prod/buehler-technologies/product-19072-351967.html>.
- [13] Pierburg Pump Technology. "Oil Pumps For Internal Combustion Engines and Transmissions - Conventional, Variable and Electrical"; 2014.

- [14] Hitachi Automotive. Oil Pump: Hitachi Automotive Systems Americas, Inc. [Em linha] 2017. [Consultado a 8 Maio 2017]. Disponível em: <http://www.hitachi-automotive.us/Products/oem/EMS/OilPump/index.htm>.
- [15] Rheinmetall Automotive. Rheinmetall Automotive - Pierburg Pump Technology. [Em linha] 2017. [Consultado a 8 Maio 2017] Disponível em: <https://www.rheinmetall-automotive.com/en/press/press-photos/mechatronics/pierburg-pump-technology>.
- [16] GILLES, T. Automotive Engines: Diagnosis, Repair and Rebuilding. 6^a ed. Santa Barbara City College Santa Barbara, CA: Delmar, Cengage Learning; 2017.
- [17] Castle Pumps. Internal and External Gear Pump Guide & Design. [Em linha] 2017. [Consultado a 26 Maio 2017]. Disponível em: <https://www.castlepumps.com/info-hub/gear-pump-guide>.
- [18] Renault SA. "Procédure d'essai"Pompe á huile - Caracterisation hydraulique sur banc d'organes; 2000.
- [19] Opus Automazione. OIL PUMP DURABILITY TEST BENCH. [Em linha] 2017. [Consultado a 25 Maio 2017]. Disponível em: <http://www.opus-automazione.it/en/portfolio-items/italiano-banco-di-durata-pompe-olio>.
- [20] Renault SA. "Procédure d'essai"Pompe à huile - Endurance sur banc d'organe; 2003.
- [21] Teamtechnik. Oil pumps. [Em linha] 2017. [Consultado a 19 Maio 2017]. Disponível em: <http://www.teamtechnik.com/en/automotive/assembly-and-functional-testing/oil-pumps/>.
- [22] AVL LIST GmbH. Engine - Test & Validate - avl.com. [Em linha] 2017. [Consultado a 24 Maio 2017]. Disponível em: https://www.avl.com/test-and-validate/-/asset_publisher/gYjUpY19vEA8/content/engine?inheritRedirect.
- [23] MAHLE GmbH. Pistons and engine testing. 1^a ed. Stuttgart: Vieweg + Teubner Verlag; 2012.
- [24] AVL LIST GmbH. Engine Testing - Performance and Emission - Testing Solutions - avl.com. [Em linha] 2017. [Consultado a 24 Maio 2017]. Disponível em: https://www.avl.com/testing/-/asset_publisher/gYjUpY19vEA8/content/engine-testing-performance-and-emission.
- [25] MAHLE GmbH. MAHLE Group | Engine testing. [Em linha] 2017. [Consultado a 24 Maio 2017]. Disponível em: <http://www.mahle.com/mahle/en/products-and-services/services/engine-testing/>.
- [26] AVL LIST GmbH. Testing Focus - Testing Focus - avl.com. [Em linha] 2017. [Consultado a 24 Maio 2017]. Disponível em: <https://www.avl.com/testing-focus/>.
- [27] Munson, Bruce R., Young, Donald F., Okiishi, Theodore H., Huebsch, Wade W. Fundamentals of Fluid Mechanics. 6^a ed. EUA: John Wiley & Sons, Inc.; 2009.

- [28] C. H. Guo, J. Wen, F. Dong, "The Numerical Simulation of Internal Flow Field in Rotor Oil Pump". *Advanced Materials Research*. 2012. 516-517: 1032-1035.
- [29] TwinMesh. TwinMesh - Reliable CFD Analysis of External Gear Pump. [Em linha] 2017. [Consultado a 25 Maio 2017]. Disponível em: <https://www.twinmesh.com/project/reliable-cfd-analysis-of-external-gear-pumps/>.
- [30] Castilla, R.; Gamez-Montero, P.J.; Campo, D.; Raush, G.; Garcia-Vilchez, M.; Codina, E. Three-Dimensional Numerical Simulation of an External Gear Pump With Decompression Slot and Meshing Contact Point. *Journal of Fluids Engineering* 2015. 137/041105-1:1-10.
- [31] Santo, Ó.; Ala, P. Bombas de óleo de cilindrada fixa - Características gerais. Renault Cacia - Centro de Ensaios; 2015.
- [32] National Instruments Corporation. Measuring Vibration with Accelerometers National Instruments. [Em linha] 2016. [Consultado a 30 Maio 2017]. Disponível em: <http://www.ni.com/whitepaper/3807/en/>.
- [33] Renault SA. "Chaud Froid Alliance - Moteur a Allumage Commande et Diesel - Endurance - Banc Moteur"; 2015.
- [34] Almanza Turrado, C. Estudio Teórico y Experimental de la Válvula de Alivio de la Bomba de Aceite del Motor K9K. Máster. León, Espanha: Universidade de León; 2017.
- [35] Santiago, I. Pompe d'huile cylindrée fixe K9K: Essais NVH. Renault Valladolid; 2016.
- [36] Siemens. LMS Test.Lab Signature Aquisition - User manual; 2015.
- [37] Meirovitch, L. *Elements of Vibration Analysis*. 2^a ed. Singapore: McGraw-Hill Book Co.; 1986.
- [38] American Petroleum Institute (API). "Sizing, Selection and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries - Part 2"; EUA; 2013.
- [39] Magnet-Schultz of America. What is the difference between On/Off and Proportional Hydraulic Solenoids?. [Em linha] 2017. [Consultado a 12 Junho 2017]. Disponível em: <http://blog.magnet-schultzamerica.com/blog/what-is-the-difference-between-on/off-and-proportional-hydraulic-solenoids>.
- [40] Hydraulics & Pneumatics. Engineering Essentials: Flow-Control Valves. [Em linha] 2017. [Consultado a 12 Junho 2017]. Disponível em: <http://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/HydraulicValves/Article/False/6409/TechZone-HydraulicValves>.
- [41] Wilber, A., Canuto, E., Agostani, M., Bonadei, M. Proportional electro-hydraulic valves: An Embedded Model Control solution. *Control Engineering Practice*. 2017. 62:22?35: 1-16.

Apêndice A

Esquema hidráulico do circuito de ensaio

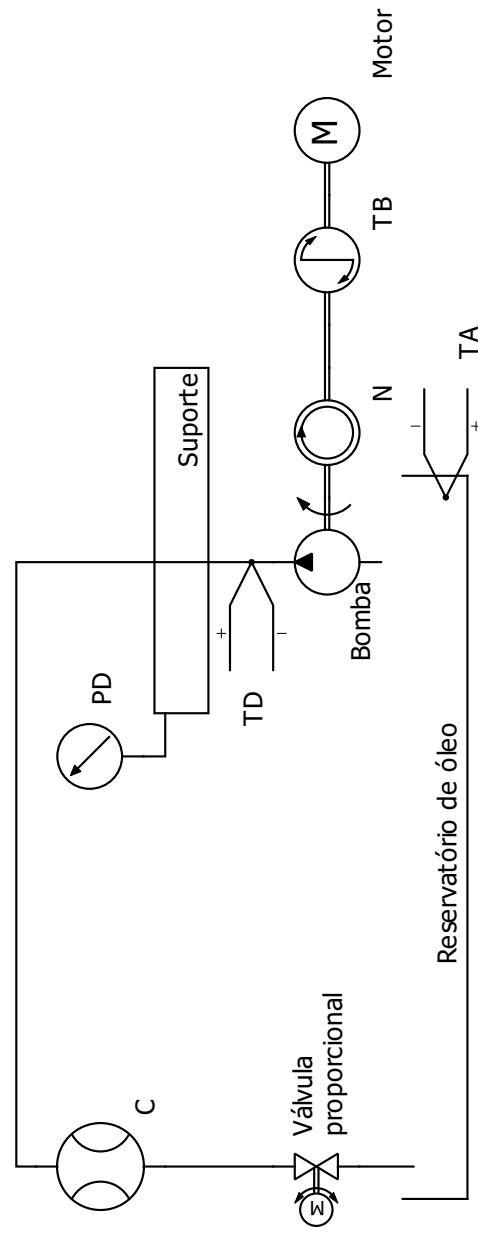
O presente apêndice contempla os esquemas hidráulicos do circuito de ensaio do Banco de Caracterização e do Banco de Endurance.

No Banco de Endurance os esquemas demonstrados no presente anexo são relativamente à fase inicial do estudo, antes de qualquer adaptação a realizar sobre o mesmo.

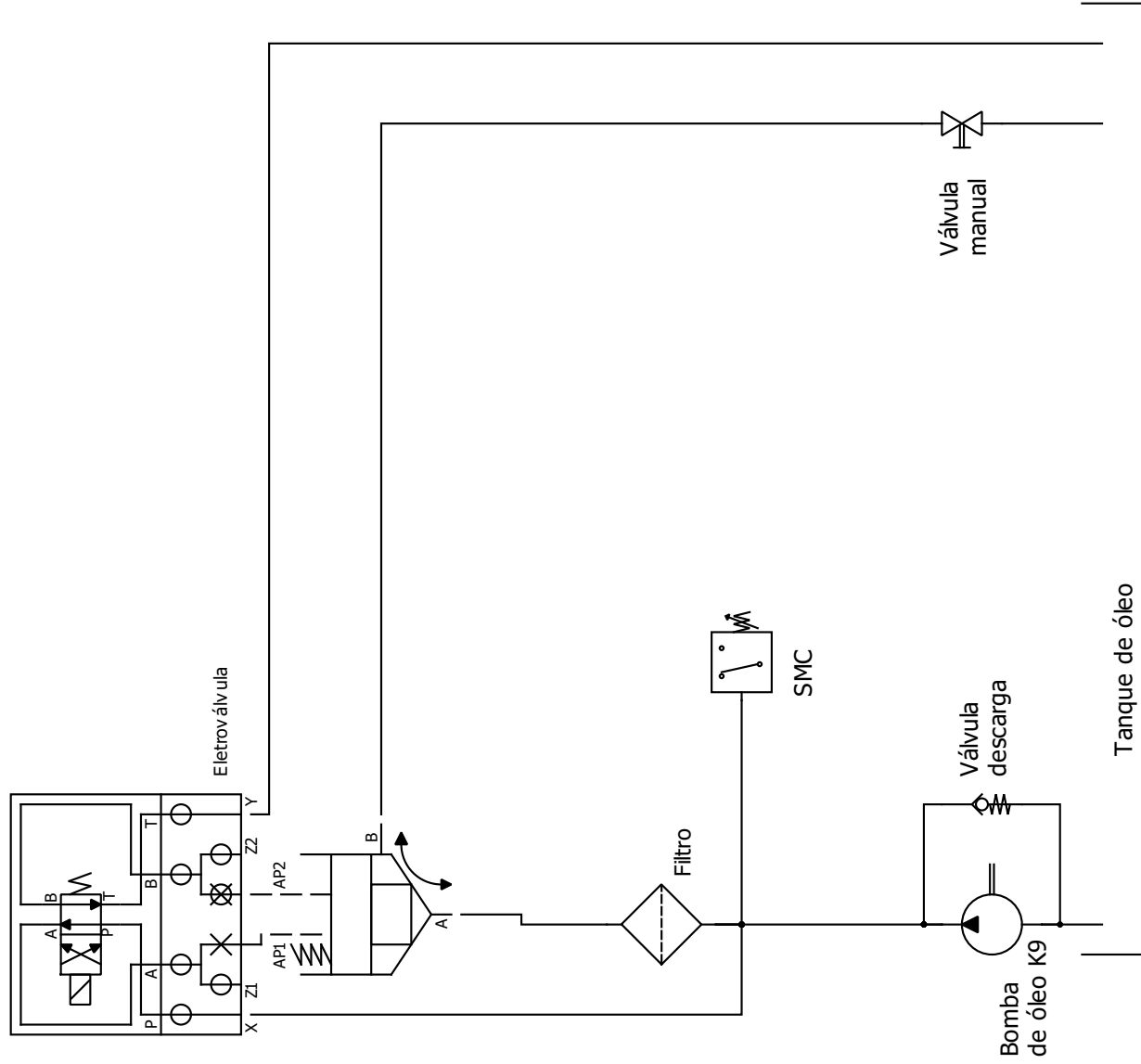
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----

Esquema Hidráulico do circuito de ensaios de um Banco de Caracterização de Bombas de óleo:

- Legenda:
- Reservatório de óleo com variação de temperatura
 - TA: termopar - temperatura de aspiração
 - Bomba de óleo a ensaia
 - N: regime de rotação de acionamento da bomba
 - TB: transdutor de binário de acionamento
 - Motor elétrico de acionamento
 - TD: termopar - temperatura de descarga
 - Suporte de fixação da bomba e respectivo interface entre a bomba e o banco
 - PD: pressão de descarga
 - C: Caudalímetro
 - Válvula proporcional pilotada (regulação da pressão)



A	B	C	D	E	F	G	H
---	---	---	---	---	---	---	---



Banco Endurance (cada posto)

Fase 0: início do estudo de adaptação do banco
 Legenda:

- Bomba de óleo K9: bomba de óleo a ensaiar no banco de endurance: bomba de óleo de cilindrada fixa K9 (com tampa anodizada)
- Válvula descarga: válvula limitadora de pressão inerente à própria bomba a ensaiar
- SMC: pressostato, SMC
- Filtro: filtro de linha 3/4, Spirax Sarco
- Eletroválvula: válvula direcional pilotada, acionamento por solenóide e retorno elástico, Vickers
- Válvula manual: válvula manual reguladora de caudal, Flutec
- Tanque de óleo

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
A																
B	<p>Banco Endurance (Posto 4)</p> <p>Fase 0: início do estudo da adaptação do banco</p> <p>Geometria das condutas: (comprimentos e diâmetros interiores) [mm]</p> <ul style="list-style-type: none"> - L1 = 1065 D1 = 4 - L2 = 555 D2 = 4 - La = 218 Da = 13.85 - Lb = 625 Db = 9.5 - Lc = 170 Dc = 13.5 - Ld = 1110 Dd = 17.5 - Le = 95 - Lf = 1205 Df = 17.5 - Lg = 295 Dg = 19 - L total circuito hidráulico posto 4 = 5338 [mm] 															
C	<p>Author: Gabriel Raposo</p> <p>Date: 03-03-2017</p>															
D	<p>Geometria das condutas do circuito hidráulico de ensaio (Posto 4) (simplificado)</p>															
E	<p>File:</p>															
F	<p>Folho: 2/2</p>															
G	<p>Tanque de óleo (50 litros)</p>															
H	<p>Geometria das condutas do circuito hidráulico de ensaio (Posto 4) (simplificado)</p>															

Apêndice B

Caderno de encargos - Circuito de lubrificação

O presente apêndice contempla um caderno de encargos elaborado para a construção de um circuito de lubrificação independente, a ser implementado no banco de endurance.

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

ASSUNTO: BANCO DE ENSAIO ATENA – CIRCUITO DE LUBRIFICAÇÃO

Solicita-se a vossa melhor oferta e prazo de execução para a montagem de um circuito de lubrificação de componentes de um banco de ensaio de endurance de bombas de óleo ATENA, tal como descrito de seguida:

Hardware

1. Bomba hidráulica:

- Capacidade para operar com óleo automóvel Shell 0W-30/5W-30/15W-40
- Capacidade de operar com uma gama de temperaturas de óleo compreendida entre 20°C e 130°C
- Pressão de trabalho compreendida entre 2-10 bar
- Débito reduzido, os pontos de lubrificação não necessitam de elevados caudais (10 litros/min)
- Dois acessórios que permitam o acoplamento de tubos rígidos à bomba (um acessório para aspiração e um acessório para descarga)

2. Motor elétrico:

- Motor elétrico que permita acionar a bomba hidráulica com velocidade constante

3. Suporte da bomba:

- Pequena estrutura para suportar o conjunto (bomba + motor), localizada à retaguarda do banco de endurance

4. Filtro de óleo:

- Filtro de óleo a jusante da bomba hidráulica com capacidade de filtrar óleo automóvel Shell 0W-30/5W-30/15W-40

5. Botoneira no quadro elétrico do banco de endurance:

- Início de ciclo, indicador luminoso: luz verde
- Paragem de ciclo, indicador luminoso: luz vermelha
- Botões devidamente identificados

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

6. Tubagem de aspiração de óleo:

- Um casquilho soldado ao tanque do banco de endurance, possivelmente de diâmetro de 1/2", roscado, em aço inoxidável, situado à retaguarda do tanque, com uma cota inferior à cota do nível de óleo, de modo a evitar problemas de cavitação
- Um acessório a montar no casquilho roscado, possivelmente de diâmetro de 1/2", que permita o acoplamento de um tubo rígido
- Um tubo rígido, fabricado em aço inoxidável, que permita a ligação entre o acessório e a bomba, pelo que entre o tanque e a bomba deve ter uma torneira para drenar o fluido lubrificante (ponto de drenagem do circuito por ação gravítica)

7. Tubagem posterior à bomba:

- Tubo rígido de modo a permitir ligação da bomba ao tanque
- Tubo flexível de modo a permitir a ligação do tanque à régua de distribuição
- Um casquilho soldado ao tanque do banco de endurance, possivelmente de diâmetro de 1/2", roscado, em aço inoxidável, situado na lateral do tanque, na parte superior
- Três acessórios a roscar:
 - Dois no casquilho (um na parte interior do tanque e um na parte exterior do tanque), possivelmente de diâmetro de 1/2", que permita o acoplamento de dois tubos: um flexível e um rígido
 - Um na régua de distribuição

8. Régua de distribuição:

- Para distribuição de óleo (similar a uma "régua de injeção automóvel"), fabricado em aço inoxidável, possivelmente de diâmetro de 1/2", de geometria cilíndrica, com casquilho roscado numa das bases para montagem do acessório e um tampão soldado da base posterior
- Suporte para régua de distribuição, em aço inoxidável, fixado (soldado ou não) à parte interior do tanque (junto à parede frontal), com cota superior à cota do nível de óleo
- 4 Pontos de injeção (soldados a essa régua de distribuição), possivelmente de diâmetro 1/4", sendo que estes devem permitir a ligação de tubos flexíveis de modo a que seja possível/rápida a sua colocação nos devidos pontos de lubrificação, fabricados em aço inoxidável

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

9. Válvula limitadora de pressão:

- Válvula com regulação mecânica (manual) a fim de limitar a pressão debitada pela bomba hidráulica, localizada em paralelo com a bomba
- Capacidade de reduzir a pressão de trabalho de 10 para 3 bar
- Descarga de óleo para a entrada da bomba

10. Válvula de três vias:

- Duas válvulas de três vias localizadas antes e depois do filtro de óleo
- Válvulas manuais
- Criação de uma ligação paralela no filtro de óleo com a possibilidade de utilização de óleo contaminado

Software

1. Encravamentos no Modo Manual do PLC:

- É imperativo que no modo manual o início/fim do ciclo de lubrificação seja totalmente independente do início/fim do ciclo de ensaio de bombas de óleo

2. Encravamentos no Modo Automático do PLC:

- É imperativo que no modo automático o acionamento do ciclo de ensaio de bombas de óleo seja após o acionamento do ciclo de lubrificação
- A paragem do ciclo de ensaio de bombas de óleo implica, posteriormente, a paragem do ciclo de lubrificação
- Após a paragem do ciclo de ensaio de bombas de óleo implica, posteriormente, a possibilidade de início/fim do ciclo de lubrificação
- Ao pressionar o botão vermelho do circuito de lubrificação, implica a paragem do ciclo de lubrificação assim como a paragem do ciclo de ensaio de bombas de óleo

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

Considerações gerais

1. A régua de distribuição necessita de 4 pontos de injeção de óleo pois o banco de endurance permite ensaiar 4 bombas de óleo em simultâneo (4 postos de ensaio/4 montagens).
2. A distribuição do óleo (régua de distribuição) para lubrificação assim como os pontos de injeção devem de estar no interior do tanque.
3. Todo o circuito deve ser dimensionado atendendo a:
 - Temperaturas até 130 °C
 - Óleo automóvel Shell 0W-30/5W-30/15W-40
4. O filtro de óleo, a jusante da bomba hidráulica, pode ser similar ao filtro já existente a jusante das bombas de óleo a serem ensaiadas no banco de endurance, podendo ainda ser do mesmo fabricante.
5. Todos os componentes sujeitos a ligação ao autómato (Siemens S7-300) têm que estar programados segundo a linguagem STL.
6. Todos os tubos exteriores ao tanque (tubos rígidos fabricados em aço inoxidável) têm que ter isolamento térmico a fim de se conservar a temperatura do óleo.
7. O conjunto bomba/motor, assim como o respetivo suporte devem estar localizados na parte exterior do tanque, à retaguarda, a uma cota inferior às polias dos motores elétricos (que acionam as bombas a serem ensaiadas), com o objetivo de se ter bom acesso para fins de manutenção.
8. A régua de distribuição tem que estar localizada na parede frontal do tanque, na parte superior junto à tampa, atendendo assim à montagem/desmontagem dos postos de ensaio (conjunto: bomba de óleo a ensaiar + montagem), com os pontos de injeção virados para baixo.
9. Os componentes a instalar no circuito de lubrificação devem atender às seguintes marcas:
 - Dropsa
 - Méca-Fluid
 - Bijur Delimon
 - Vogel

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

Ilustrações

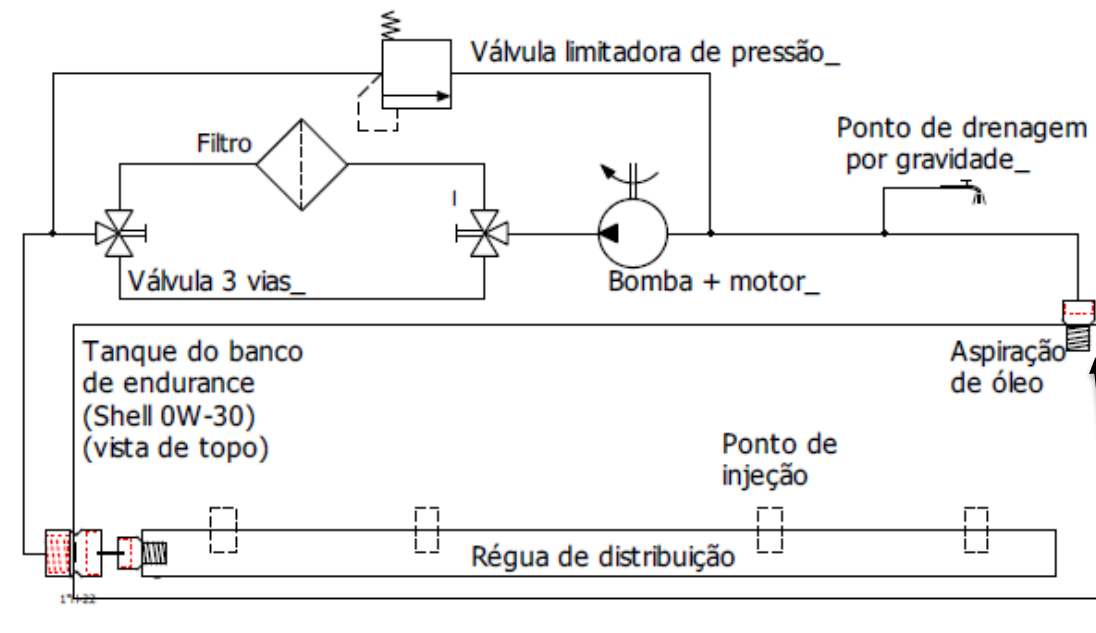
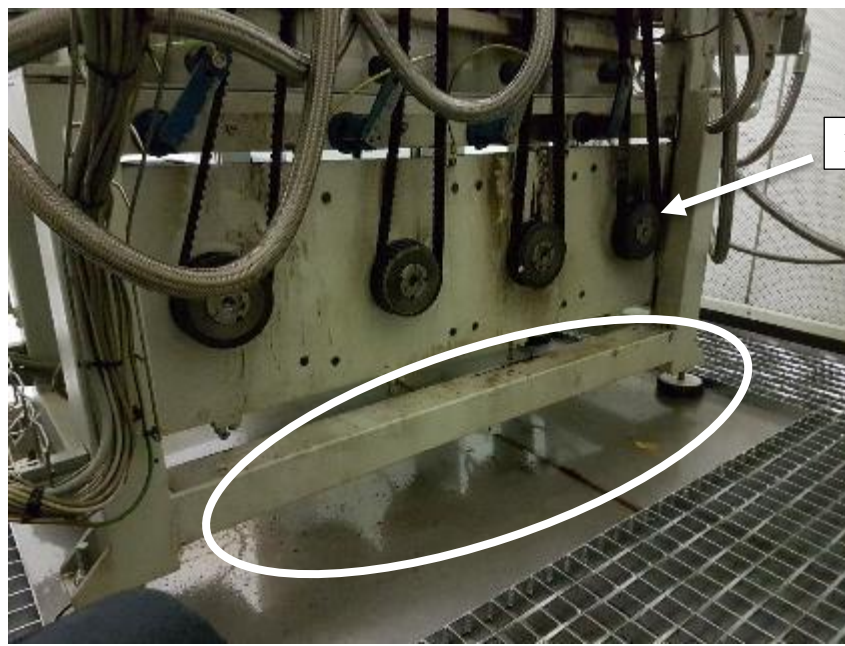


Figura 1 - Sugestão de esquema hidráulico para circuito de lubrificação

Casquilho soldado + acessório roscado



Polia do motor

Figura 2 - Sugestão de localização do conjunto motor/bomba + suporte

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

Ilustrações

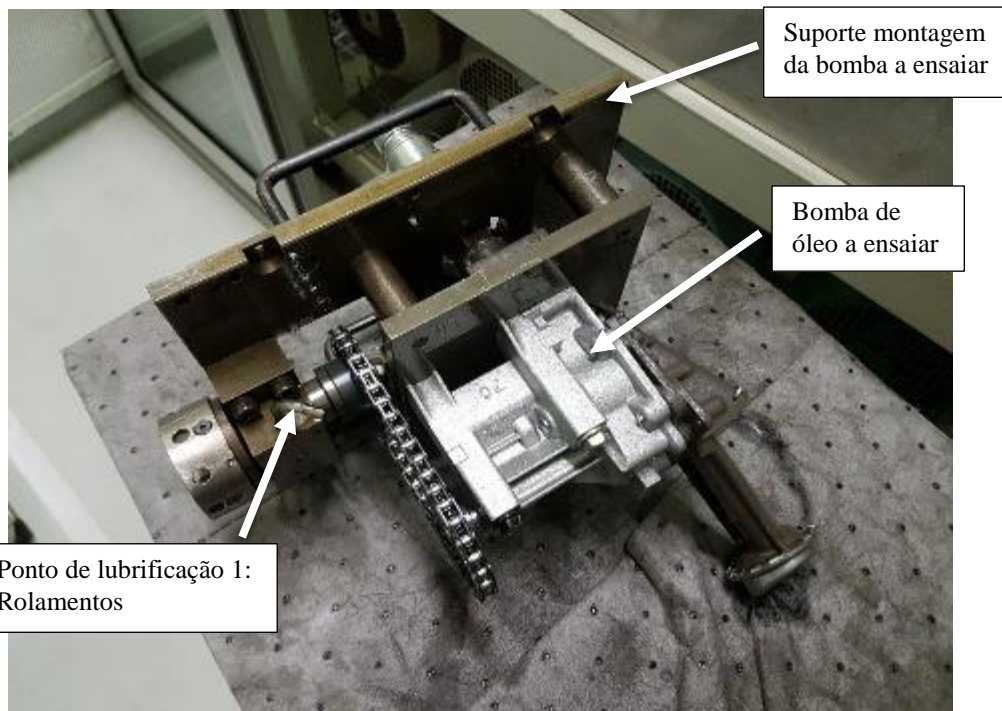


Figura 3 - Montagem Bomba a ensaiar



Figura 4 - Montagem Bomba a ensaiar

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

Ilustrações



Figura 5 - Banco endurance (vista posterior)



Figura 6 - Banco endurance (vista lateral)

RENAULT CACIA

Ilustrações

Sugestão de localização da régua de distribuição, cota superior à cota do nível de óleo, na parte interior do tanque
Cumprimento máximo admissível: 950 [mm]

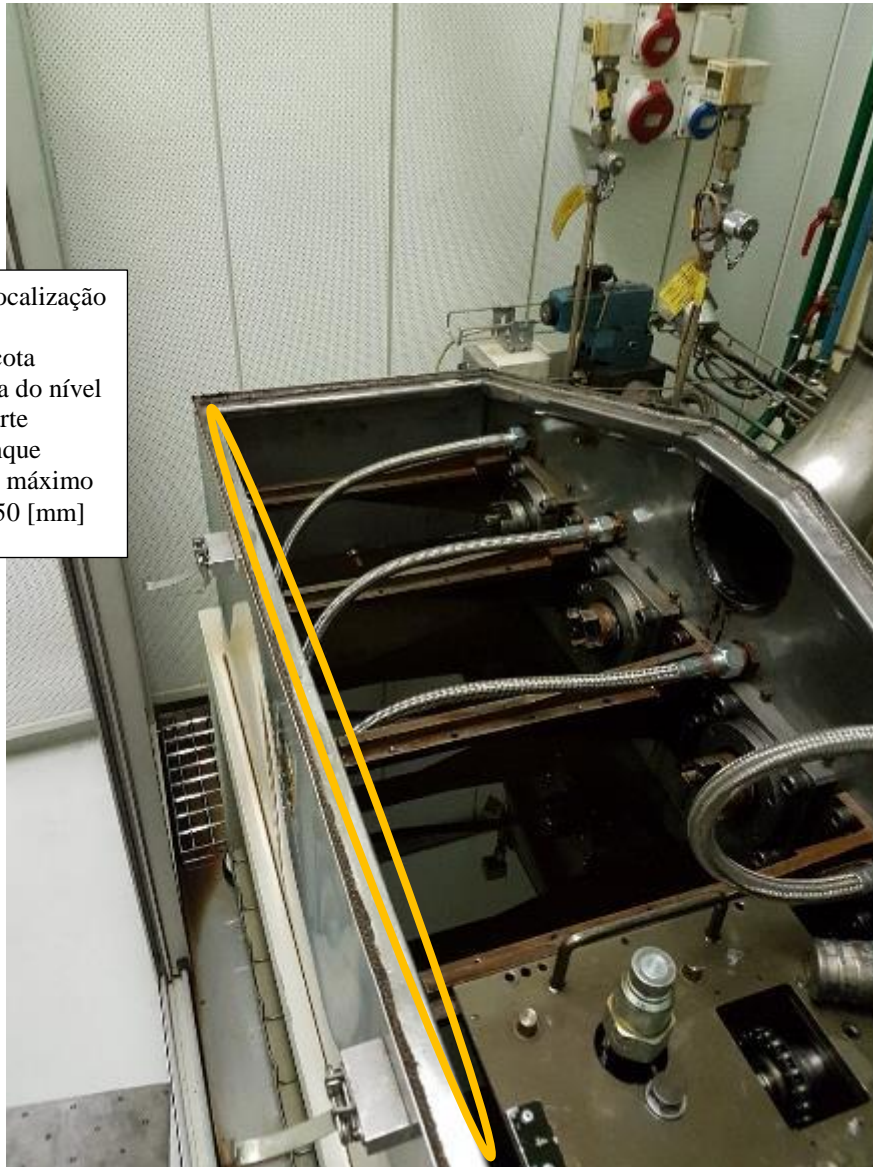






Figura 7 - Tanque do banco de endurance

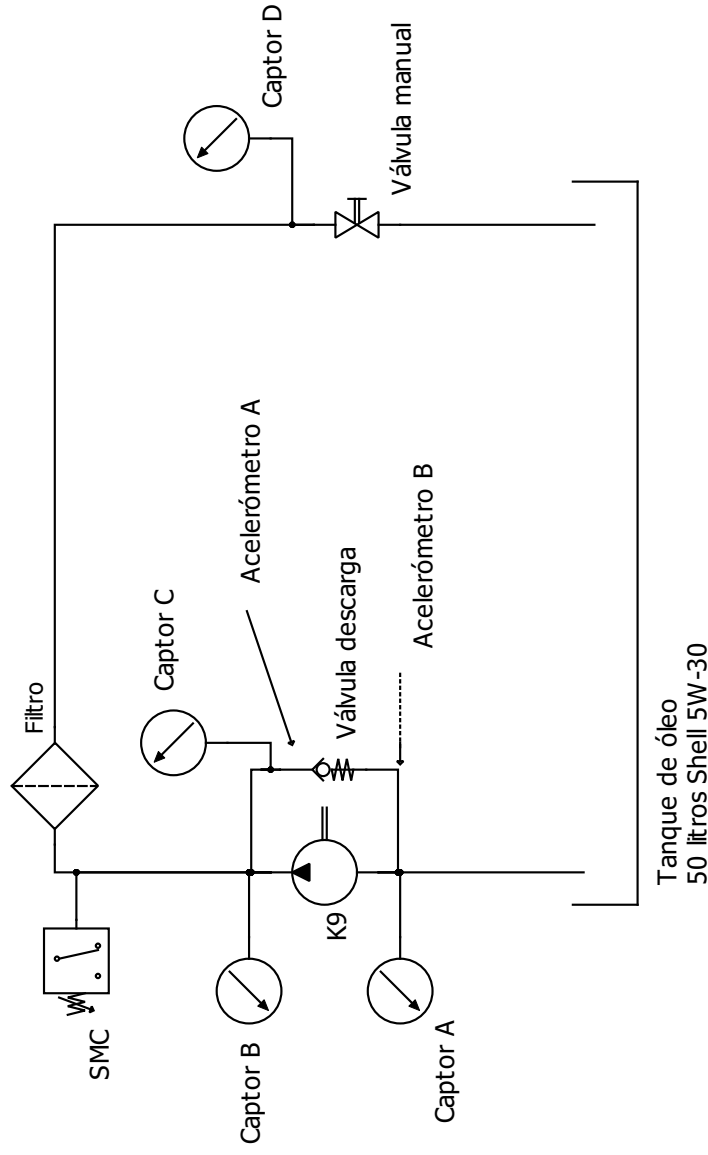
FORNECEDOR PROPOSTO:

<u>RESPONSÁVEL ELABORAÇÃO:</u>  		<u>RESPONSÁVEL VALIDAÇÃO:</u>  	
NOME: Gabriel Raposo	ASSINATURA	NOME: Pedro Ala	ASSINATURA
DATA: 24/03/2017		DATA: __/03/2017	

Apêndice C

Caracterizações hidráulicas

O presente apêndice contempla vários documentos elaborados durante as medições realizadas, com o equipamento *NVH*, de caracterizações hidráulicas de evolução da pressão em função do regime de rotação e de ensaio segundo o ciclo de ensaio "*chaud-froid*" ("quente-frio"). Os documentos em si, são um esquema hidráulico contendo a criação de pontos de medição no banco de ensaios e uma tabela com os valores de pressão (dos quatros captosres) medidos no banco de endurance em função do regime de rotação.



Banco Endurance (Posto 4):

Caracterização hidráulica: Evolução da pressão à saída da bomba em função do regime de rotação

Legenda:

- Captor A: câmara de aspiração da bomba; Captor pressão KULITE XT 123 190M
- Captor B: imediatamente após a saída da bomba (na montagem); Captor pressão KULITE XT 123 190M
- Captor C: alojamento válvula de descarga - câmara de pressão; Captor pressão KULITE XT 123 190M
- Captor D: imediatamente antes da válvula manual - no acessório "T"; Captor pressão KULITE XT 123 190M
- Accelero A: na parede exterior do alojamento da válvula de descarga (envolvente); acelerómetro monoaxial PCB M353B18
- Accelero B: no topo do retentor da tampa; acelerómetro monoaxial PCB M353B18

SMC: pressostato SMC

Filtro: filtro de linha 3/4 GGG40 Spirax Sarco

Válvula manual: regulador caudal - Flutec

K9: Bomba de óleo K9 (tampa anodizada)

Válvula descarga: válvula de limitação da pressão inerente à própria bomba a ensaiar

Caracterização hidráulica: Evolução da pressão à saída da bomba de óleo em função do regime de rotação

Ponto de medição	Regime [rpm]	Curva 1				Curva 2				Curva 3			
		pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]	pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]	pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]
P1	920	0.07	1.22	1.29	0.63	0.08	1.18	1.25	0.63	0.07	1.04	1.13	0.37
P2	1200	0.22	1.68	1.77	0.94	0.23	1.67	1.77	0.93	0.14	1.37	1.46	0.58
P3	1800	0.72	3.22	3.37	1.91	0.68	3.27	3.43	1.98	0.78	2.65	2.81	1.26
P4	2400	0.51	3.77	4.07	2.27	0.53	3.78	4.08	2.28	0.6	3.66	3.95	1.73
P5	3000	0.28	3.97	4.43	2.44	0.27	3.98	4.44	2.45	0.28	3.88	4.33	1.86
P6	3600	0.3	4.14	4.57	2.57	0.32	4.13	4.58	2.58	0.29	4.07	4.47	1.98
P7	4200	0.36	4.24	4.84	2.72	0.37	4.24	4.84	2.71	0.34	4.13	4.74	2.09
P8	4800	0.33	4.32	5.05	2.86	0.34	4.31	5.03	2.85	0.34	4.21	4.93	2.2

Ponto de medição	Regime [rpm]	Curva 4				Curva 5				Curva 6			
		pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]	pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]	pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]
P1	920	0.08	1.04	1.11	0.3	0.06	1.14	1.2	0.56	0.08	1.1	1.18	0.57
P2	1200	0.14	1.28	1.37	0.48	0.18	1.6	1.68	0.86	0.17	1.54	1.62	0.81
P3	1800	0.77	2.42	2.58	1.02	0.72	3.07	3.23	1.76	0.73	2.98	3.13	1.66
P4	2400	0.62	3.64	3.93	1.53	0.54	3.74	4.03	2.15	0.54	3.74	4.01	2.08
P5	3000	0.27	3.85	4.31	1.65	0.28	3.95	4.4	2.33	0.27	3.94	4.37	2.23
P6	3600	0.28	4.03	4.44	1.76	0.3	4.1	4.54	2.44	0.31	4.13	4.54	2.37
P7	4200	0.33	4.1	4.69	1.87	0.35	4.19	4.78	2.58	0.36	4.2	4.8	2.53
P8	4800	0.34	4.18	4.88	1.97	0.33	4.27	4.97	2.73	0.32	4.27	4.96	2.64

Ponto de medição	Regime [rpm]	Curva 7				Curva 8			
		pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]	pA [bar]	pB [bar]	pC [bar]	pD [bar]
P1	920	0.07	1.25	1.33	0.69	0.2	1.83	1.88	1.38
P2	1200	0.27	1.74	1.83	1.05	0.25	2.65	2.71	2.11
P3	1800	0.68	3.42	3.56	2.15	0.55	3.76	3.83	2.96
P4	2400	0.51	3.78	4.08	2.4	0.39	3.94	4.24	3.19
P5	3000	0.28	3.98	4.44	2.58	0.28	4.12	4.57	3.41
P6	3600	0.3	4.15	4.57	2.72	0.33	4.25	4.76	3.6
P7	4200	0.37	4.25	4.85	2.89	0.35	4.35	5	3.8
P8	4800	0.2	4.3	5.04	3.03	0.32	4.46	5.22	3.98

Banco Endurance, bomba de óleo K9
Temperatura: 110°C
09.05.2017
Óleo Shell 5W-30
LMS TestLab - Signature Aquisition
Pontos de regulação ensaiados
Gabriel Raposo

Apêndice D

Caderno de encargos - válvula proporcional

O presente apêndice contempla um caderno de encargos elaborado para a implementação de várias adaptações a realizar no banco de endurance, principalmente à aplicação de uma válvula proporcional reguladora de caudal.

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

ASSUNTO: BANCO DE ENSAIO ATENA – ADAPTAÇÕES

Solicita-se a vossa melhor oferta e prazo para a montagem de adaptações mecânicas, de circuito hidráulico, elétricas e modificações do programa do PLC, necessárias à inclusão de uma válvula proporcional de regulação de caudal num dos postos do banco de ensaios de endurance de bombas de óleo ATENA, tal como descrito de seguida:

Hardware

1. Válvula proporcional:

- Regulação de óleo Shell 0W-20/0W-30/5W-30/15W-40
- Válvula proporcional para regulação de caudal
- Capacidade de operação numa gama de temperaturas compreendida entre 20°C e 150°C
- Pressão de trabalho compreendida entre 0-10 bar

2. Válvula de 3 vias:

- Fornecimento e montagem de 2 electroválvulas de 3 vias, para seleção de um dos ramos do circuito de óleo: regulação de caudal em modo manual e circuito de regulação de caudal em modo automático, controlado por parâmetros a definir no PLC (ver esquema hidráulico em anexo)

3. Tubagem para medição da pressão do pressostato SMC:

- Tubagem em aço inoxidável de 8 [mm] de diâmetro com uma geometria helicoidal para diminuição da temperatura na entrada do sensor de pressão (a queda de temperatura deverá ser ainda mais acentuada que a verificada na tubagem atual)

4. Bloqueio da válvula Flutec (válvula manual já existente):

- Bloqueio da válvula manual de modo a que o caudal permaneça constante (bloqueio para fixar a posição de abertura) ao longo do ensaio, sem que sofra alguma perturbação causada, por exemplo, por vibrações do próprio banco de ensaios

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

5. Carta de 4 saídas analógicas a adicionar no automático (Siemens S7-300):

- Carta de 4 saídas analógicas para precaver a replicação das adaptações a realizar no banco de ensaios para comando das 4 válvulas proporcionais

Software

É imperativo que a válvula proporcional seja programável através da consola atual do banco de ensaios, tendo assim dois modos de funcionamento: modo manual e modo automático. O sistema deve controlar a válvula proporcional em função dos parâmetros (valores) definidos na consola de diálogo, o caudal deve ser controlado com estabilidade, reatividade e precisão. Atualmente, é possível elaborar no HMI um ciclo de ensaios em que se parametriza o regime consoante o tempo de ciclo, mas apenas com regulação manual.

1. Encravamentos no Modo Manual do PLC:

- Possibilidade de parametrização de um ciclo de evolução da pressão consoante o regime através da implementação manual dos valores numa tabela (com o número máximo de pontos possível, considerando a memória disponível do PLC) em que a válvula tem que se adaptar de modo a que a pressão “gerada” pela bomba seja igual à pressão parametrizada.
- Depois de parametrizada essa curva é necessário que esta seja memorizada/registada com um determinado nome de ficheiro no automático. Considerar a possibilidade de desenvolvimento de uma interface em PC para registo dos dados.

2. Encravamentos no Modo Automático do PLC:

- É imperativo que seja possível selecionar a curva já parametrizada (curva padrão) no automático aquando da seleção do ciclo de ensaios a realizar por modo a que os inputs do ciclo de ensaio sejam a pressão e o regime.

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

Considerações gerais

1. A válvula proporcional a instalar deve ser do tipo “normalmente fechado” com o fim de não haver a necessidade de se energizar a válvula aquando esta se encontra em off. Ao seleccionar no autómato a vertente manual, todo o programa da válvula proporcional deve estar desativado/inacessível.
2. Uma vez que se encontra ligada ao autómato (Siemens S7-300), a válvula proporcional poderá ser programada por linguagem STL ou por linguagem Lader.
3. O bloqueio a realizar na válvula Flutec já existente pode ser similar ao bloqueio das válvulas reguladoras de pressão nas unidades de tratamento de ar.
4. A localização da secção paralela do circuito hidráulico (circuito de ensaio contendo as duas válvulas) deve-se encontrar a jusante desse mesmo circuito, onde atualmente se encontra a válvula manual Flutec.
5. As válvulas de três vias quando estão em off devem permitir a ligação do circuito a ensaiar através da válvula manual. Quando ativadas devem permitir a ligação da válvula proporcional, impossibilitando assim a circulação de óleo através da válvula manual.
6. Todas as adaptações a realizar são relativamente a um só posto de ensaio do banco de endurance, à exceção da carta de 4 vias.
7. É imperativo que todos os componentes adicionais ao circuito, como por exemplo manguelras e acessórios hidráulicos estejam incluídos nas devidas intervenções no banco de endurance.

RENAULT CACIA

CADERNO DE ENCARGOS Nº :
(PARA ADJUDICAÇÃO)

Ilustrações

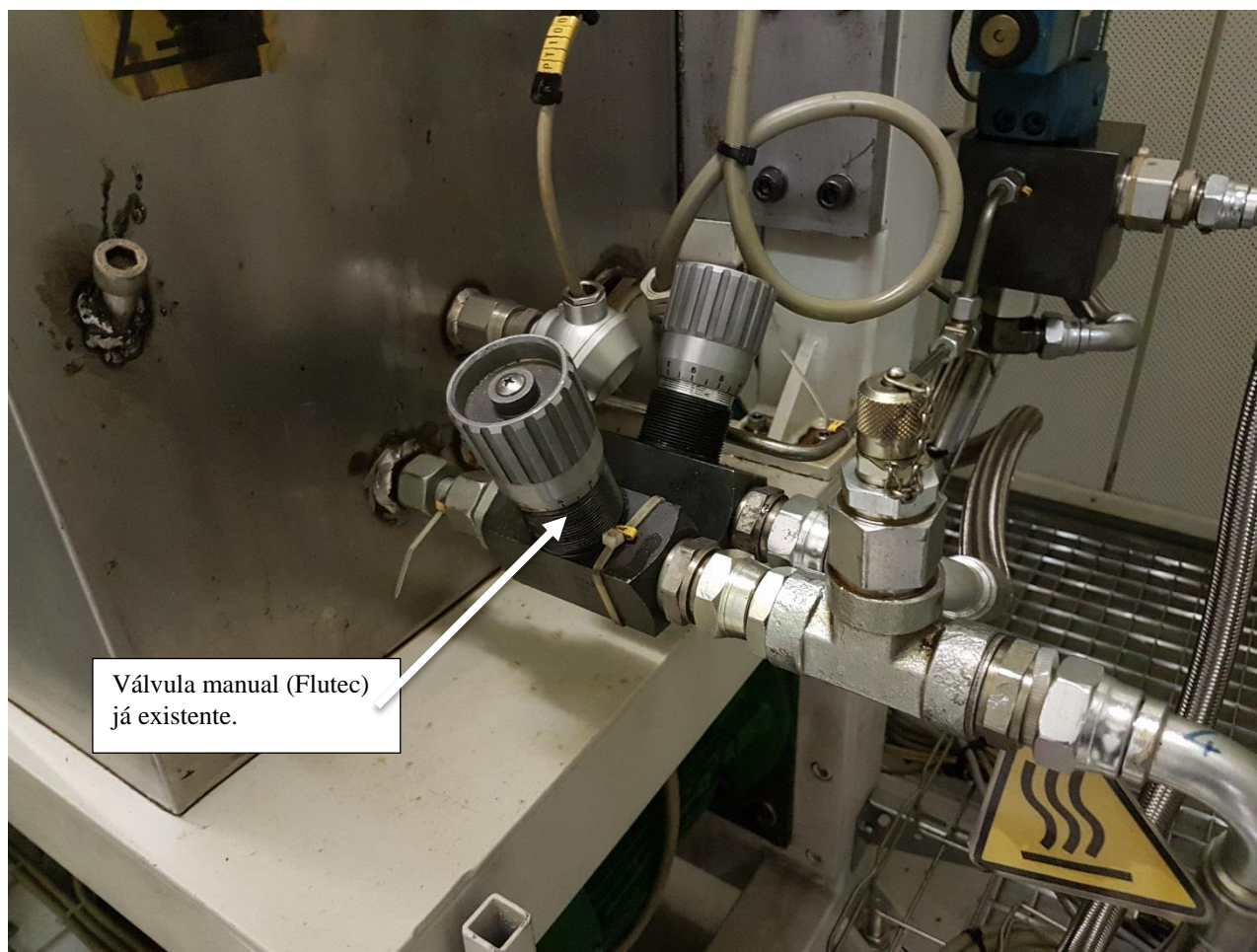


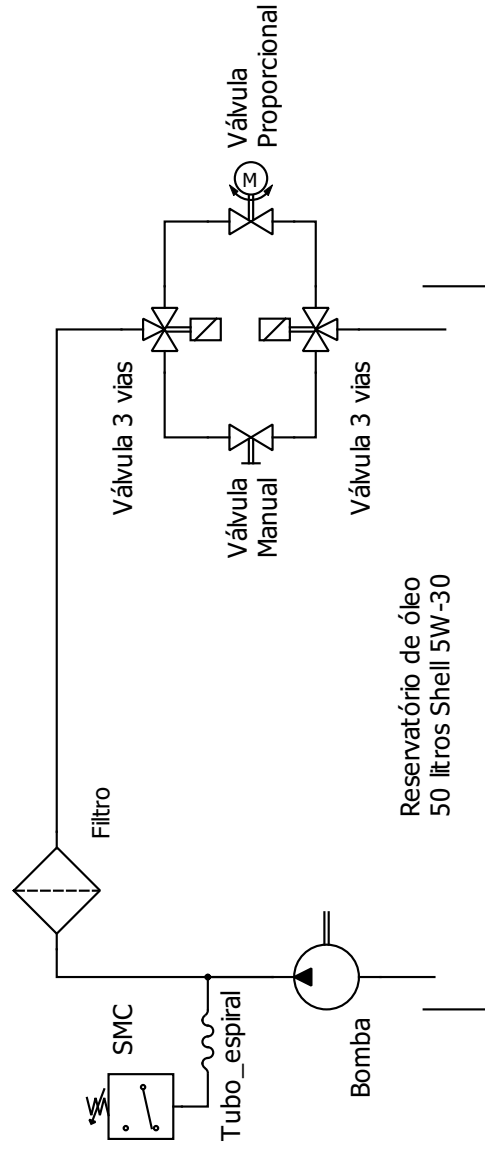


Figura 1 - Localização da secção paralela do circuito hidráulico

FORNECEDOR PROPOSTO:

<u>RESPONSÁVEL ELABORAÇÃO:</u>  <input type="checkbox"/>		<u>RESPONSÁVEL VALIDAÇÃO:</u>  <input type="checkbox"/>	
NOME: Gabriel Raposo	ASSINATURA	NOME: Pedro Ala	ASSINATURA
DATA: __/05/2017		DATA: __/05/2017	



Banco Endurance:
 Esquema hidráulico do circuito de ensaio incluindo as adaptações a realizar
 Esquema hidráulico simplificado

Legenda:

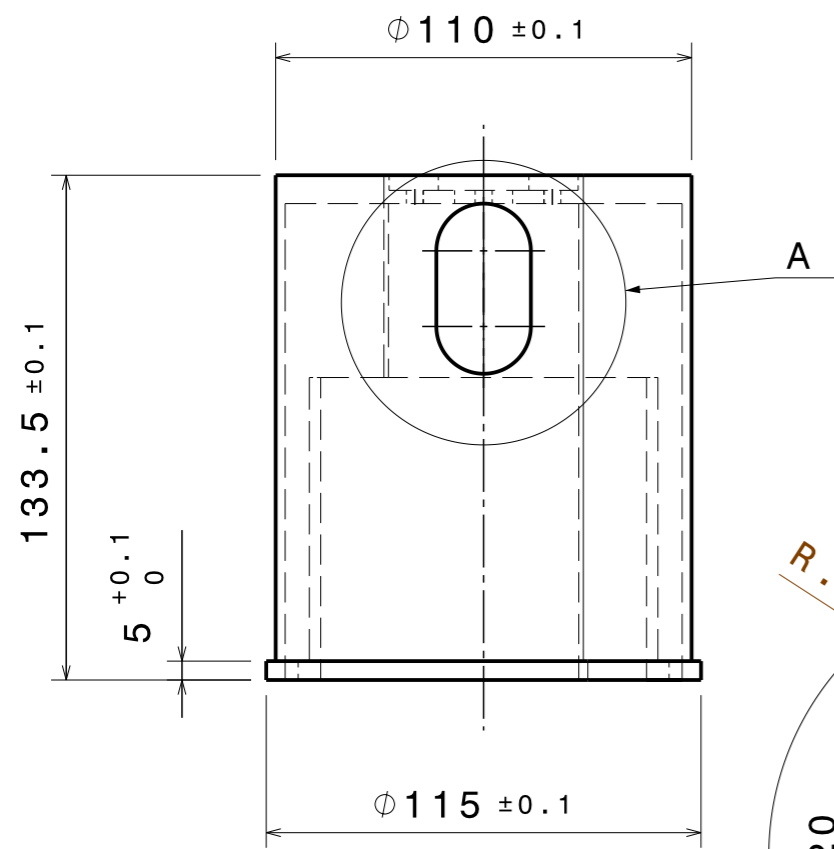
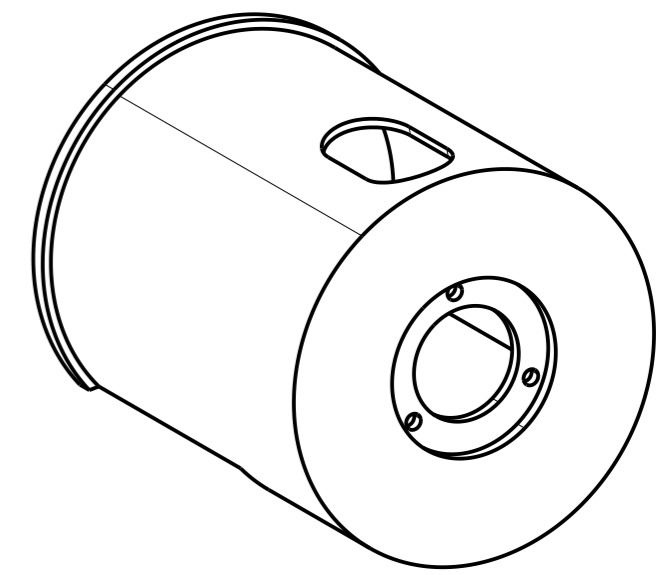
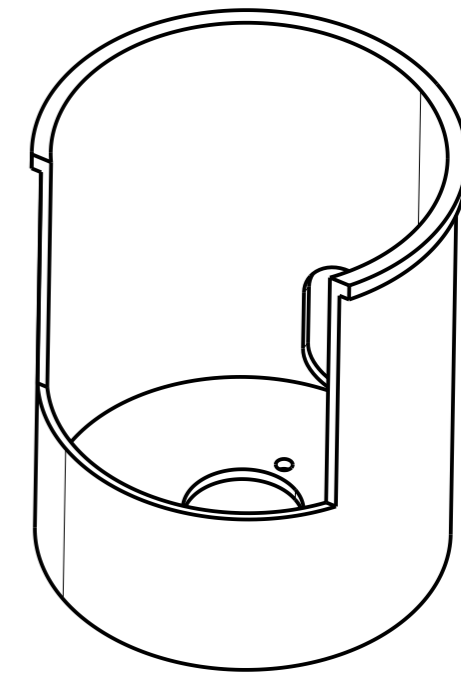
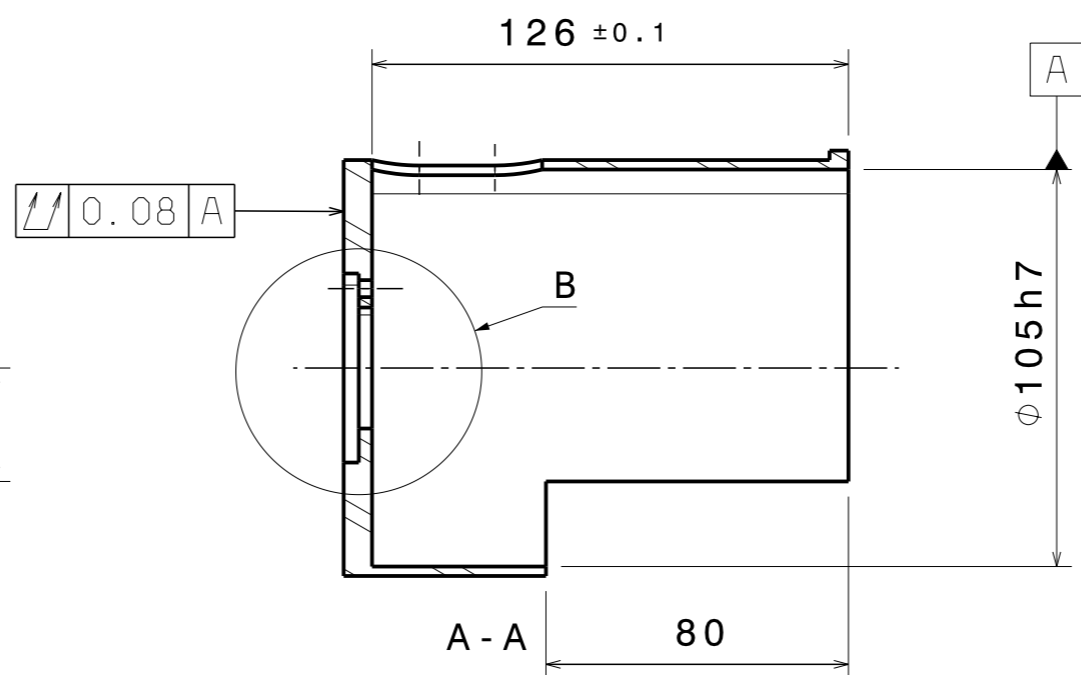
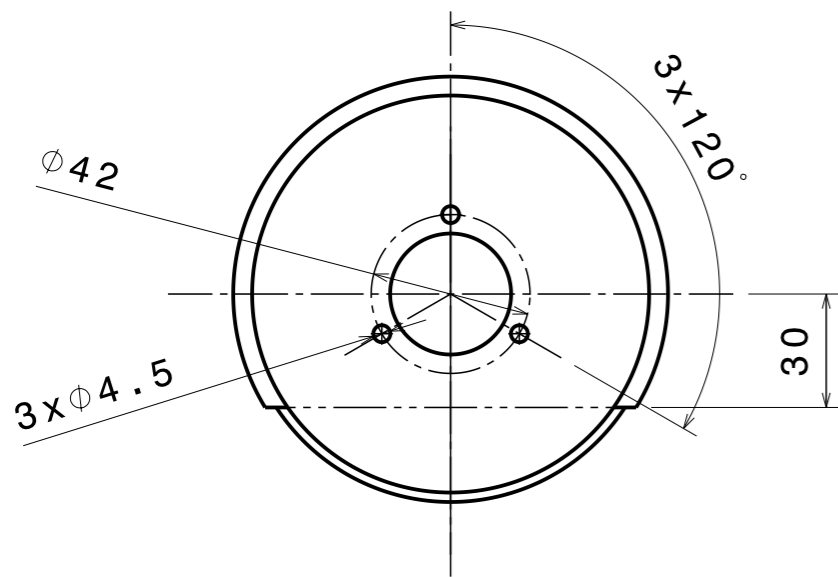
- Bomba: bomba de óleo a ensaïar
- Tubo_espiral: tubo em espiral (aço inoxidável)
- SMC: pressostato SMC
- Filtro: filtro de linha 3/4 Spirax Sarco
- Válvula manual: Flutec com bloqueio manual
- Válvula proporcional reguladora de caudal
- Válvula 3 vias: com controlo eletromagnético

Apêndice E

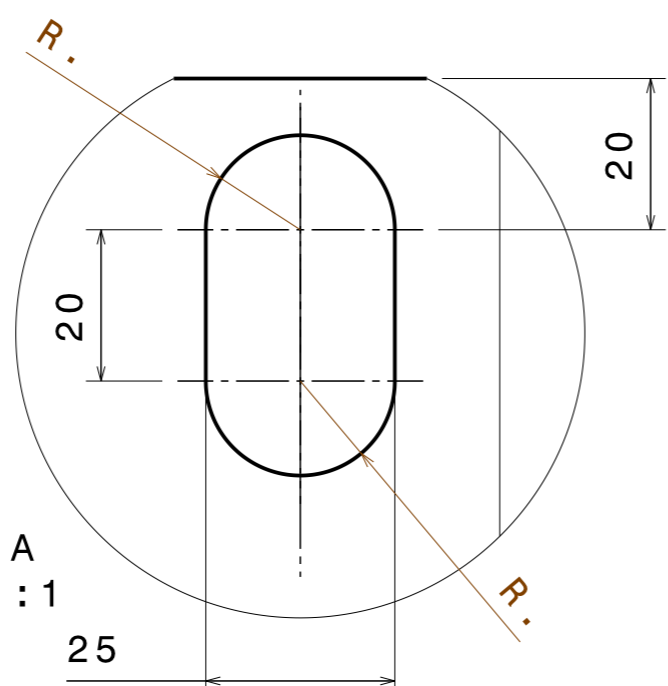
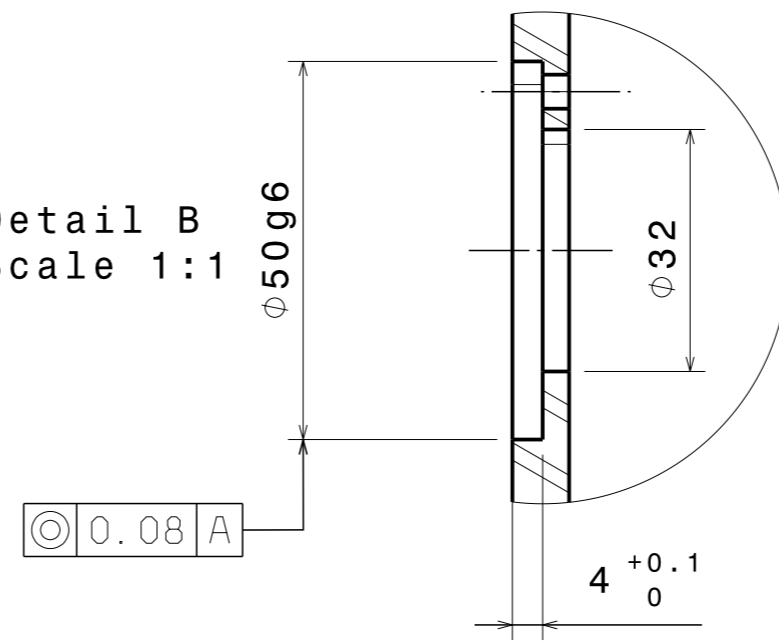
Suporte do encoder

O presente apêndice contempla os desenhos elaborados para a concepção de componentes respetivos a quatro conjuntos de suporte do encoder, cada conjunto para cada posto de ensaio do banco de endurance. Cada conjunto é composto por um suporte de encoder e por duas flanges de aperto.

Matière: Aluminium	Cotes sans Tolérance ISO 2768-mK
Quantité: 4	Rugosité Général Ra 3.2

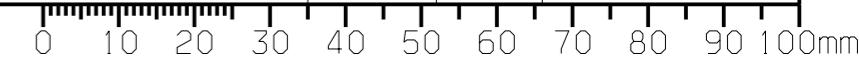


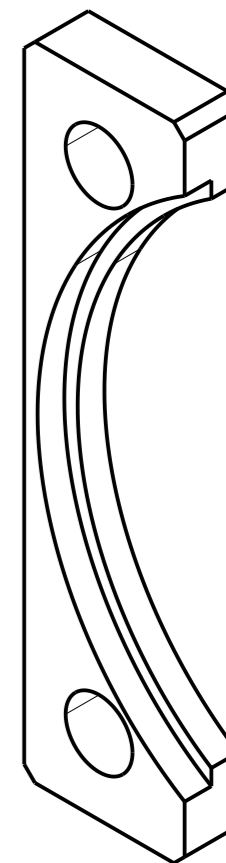
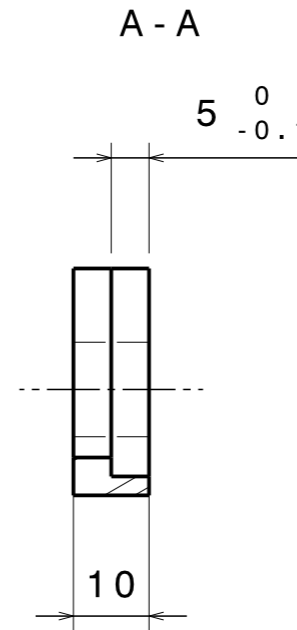
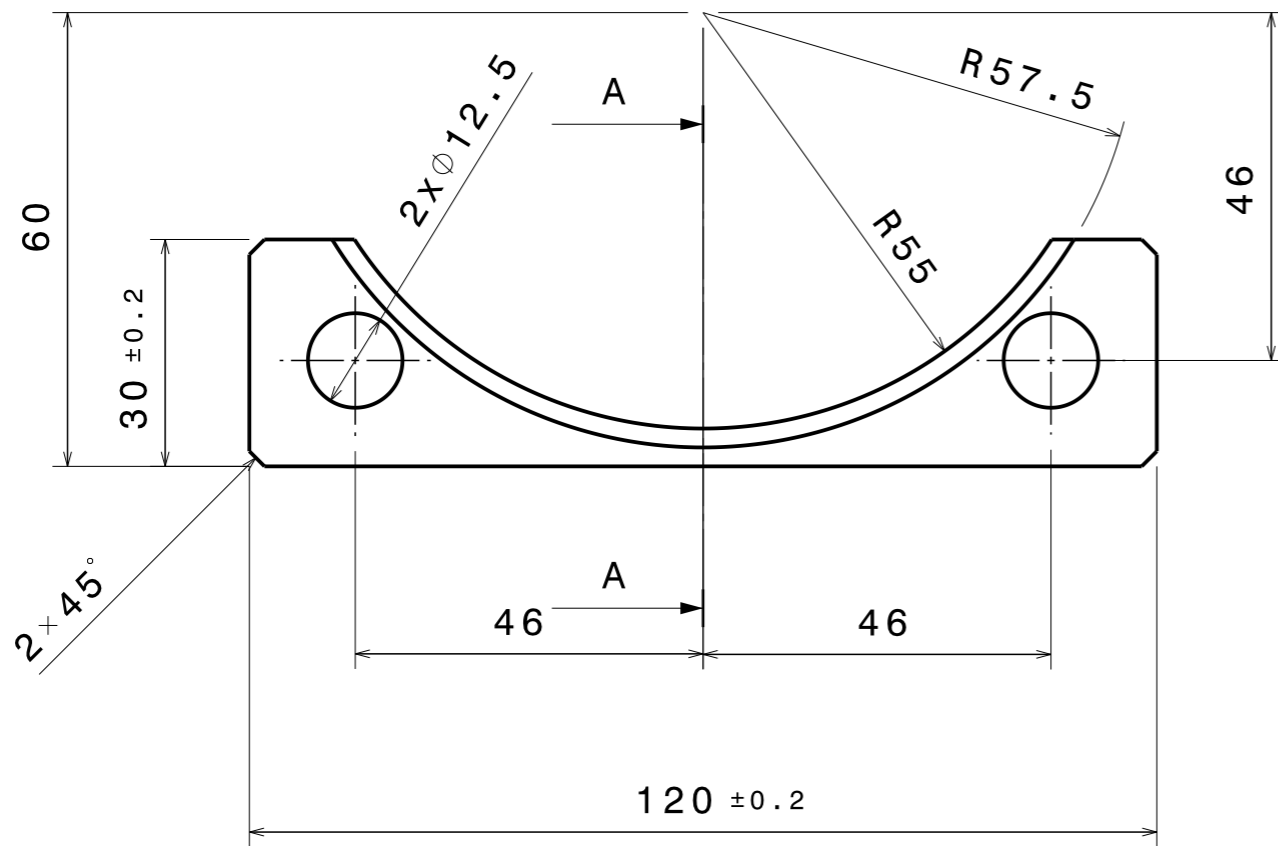
Detail B
Scale 1:1



Detail A
Scale 1:1

Objectif fonctionnel +		/Scope +	
Verifie le par Checked date by	Echelle Scale	Dessine le par Date of issue by	Banc Endurance - Support Codeur
+	1:2	Gabriel Raposo	Bench Endurance - Encoder support
		Service Department	Numero de plan / Drawing number
	Utilisateurs Users	+	Modif planche Sheet revision level
	+		+
			Planche Sheet
			1/1
			Type planche Sheet type
			+
			Format
			A3





Matière: Aluminium	Cotes sans tolérance: ISO 2768 - mK
Quantité: 8	Rugosité Général: Ra 3.2

Objectif fonctionnel +		/Scope +			
Verifie le par Checked date by	Echelle Scale	Dessine le par Date of issue by	Banc Endurance - Verrouillage support codeur Bench Endurance - Encoder bracket clamp		
+	1:1	Gabriel Raposo	English Français		
		Service Department	Numero de plan / Drawing number	Modif planche / Sheet revision level	Planche / Sheet
	Utilisateurs / Users	+		+	1/1
	+			Type planche / Sheet type	Format
				+	A3

