



**André Manuel
Amorim Santos**

**Desenvolvimento da Cadeia de Cotas produto de
uma bomba de óleo de cilindrada variável**



**André Manuel
Amorim Santos**

Desenvolvimento da Cadeia de Cotas produto de uma bomba de óleo de cilindrada variável

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 Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor António Manuel de Bastos Pereira

Professor Auxiliar 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 da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Agradecimentos / Acknowledgements

Deixo aqui os meus agradecimentos a todos os que me ajudaram a concluir esta etapa. Em primeiro lugar agradeço à Universidade de Aveiro pelo conhecimento transmitido durante estes 5 anos. Agradeço também à organização Renault pela oportunidade e apoio.

Agradeço ao Diogo e ao professor António Completo que me orientaram e me apoiaram, tornando este trabalho possível. Também a todas as pessoas que se envolveram neste trabalho, ao Alexandre, ao Pedro, ao Gabriel, à Ana e ao Magalhães, que de alguma forma contribuíram durante estes meses para o trabalho realizado.

Agradeço à minha família o apoio durante estes anos em todos os momentos.

Agradeço à Diane pela paciência e companhia, que ajudou a que este desafio se tornasse um pouco mais fácil.

Palavras-chave

Bomba de óleo; Cadeia de cotas; Palhetas; Cilindrada Variável; Geometria variável; Condição funcional; Motores de combustão interna; Lubrificação; Automóvel.

Resumo

A necessidade de lubrificação por parte dos motores de combustão interna levou ao desenvolvimento de sistemas de lubrificação pressurizados. Os sistemas clássicos de bombagem de óleo lubrificante para o motor envolvem um débito proporcional ao regime do motor que, em grande parte dos regimes, se traduz num desperdício de potência uma vez que o débito se sobrepõe às necessidades. O desenvolvimento de bombas de óleo de caudal variável é uma boa solução, uma vez que torna possível o ajuste do caudal às necessidades do motor. Ainda assim, é crucial o correto dimensionamento destes sistemas, caso contrário pode por em risco o seu funcionamento e performance. As bombas de caudal variável caracterizam-se por uma maior complexidade tecnológica e um número de componentes superiores às tradicionais bombas de óleo. Esta tecnologia é mais recente estando ainda muitos aspetos tecnológicos quer ligados à definição geométrica e dimensional do produto quer ao processo de fabricação por definir com base científica, de forma a garantir um produto com qualidade e a longevidade necessárias. Neste âmbito a utilização de ferramentas que permitem estabelecer com rigor as folgas máximas e mínimas de funcionamento dos diferentes componentes da bomba em função da sua definição geométrica e dimensional assim como do processo de fabricação são fundamentais. Uma das ferramentas/método utilizado para o desenvolvimento e apoio à fabricação de componentes em série, é o método de cadeia de cotas. Este método baseia-se no cálculo da somas dos intervalos de tolerância das cotas dimensionais e geométricas dos componentes associados a uma dada função, permitindo avaliar as folgas máximas e mínimas associadas a essa cadeia de cotas.

Esta dissertação envolveu uma parceria com a Renault Cacia SA, no sentido do desenvolvimento de um estudo de cadeia de cotas para uma bomba de óleo de cilindrada variável já em produção e aplicada em motores do grupo Renault. Neste documento é feito um levantamento dos tipos de bombas existente e é feita uma análise das bombas de óleo mais usadas pelo mercado automóvel. Também neste documento é feito um estudo do processo de aplicação do modelo de cadeias de cotas, e a sua importância. Estes estudos foram indispensáveis para a obtenção do conhecimento da função de todos os componentes constituintes da bomba de óleo, com o objetivo de definir as condições funcionais desses componentes. Posteriormente, foi aplicado o modelo de cadeias de cotas a essas condições funcionais e foi feita uma análise dos resultados obtidos. Neste documento podem ser vistos alguns casos de estudo, com uma introdução ao problema, a modelização aplicada e uma análise dos resultados. Em certos casos são também apresentadas propostas de melhorias que vão ao encontro do problema apresentado. Estes exemplos demonstram o trabalho realizado para a obtenção de um dossiê de cadeias de cotas do produto que pode ser usado para apoio à fabricação ou para o desenvolvimento de novos produtos.

Keywords

Hydraulic Pump; Dimensional chain; Vanes; Variable Oil Pump; Dimensional Condition; Internal Combustion Engines; Lubrication; Automotive.

Abstract

The need for the lubrication of internal combustion engines as lead to the development of pressurized systems of lubrication. The classic oil pumping systems for engines, involve a debit that is proportional to the engine's regime, which, in most part of the regimes, translates in a loss of power once the debit overpowers the necessities. The development of oil pumps with varied flow rate is a good solution since it becomes possible to adjust the flow rate to the engine's needs. It's crucial to make a correct sizing of these systems, otherwise the functioning and performance of the engine can be at stake. The VDOP (variable displacement oil pump) are more complex and composed by a bigger number of components than the traditional oil pumps. This technology is recent and is yet in need of scientifically research in many technologic aspects, not just geometrical and dimensional of the product but also products fabrication process, that can assure a product with quality and long life. That way, the utilization of tools that can establish the minimum and maximum free space of function of the different components with base on the technical documents, are indispensable. One of the tools used on the development of the product and the products fabrication process, is the dimensional chain method. This method calculates the sum of the tolerance intervals of all dimensions, associated to each function, returning the value of the maximum and minimum free space between the components. This dissertation involved a partnership with Renault Cacia SA with the means of developing a dossier applying the dimensional chain method for an oil pump, already in production, that is used on engines of the Renault group. In this document, it's made an enumeration of the existent pumps and the most common in the market. It's also made a study of the process of application of the dimensional chain model and its importance. These studies were crucial for obtaining knowledge on the function of the different components in the oil pump, with the objective of defining the functional conditions of those components. Afterwards, the dimensional chain model was applied to those functional conditions and an analysis was made on the results. In this document, it's possible to see some examples of study, with the introduction of the problem, an applied modelling and an analysis of the results. In certain cases, improvement proposals are presented, to resolve the identified issue. These examples demonstrate the work done in order to obtain a dossier of the product that can be used as a support to the fabrication or the development of new products

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Organização	2
2	Bombas de Óleo	5
2.1	Introdução	5
2.2	Tipos de bombas de óleo	5
2.3	O papel da Bombas de óleo no ambiente	8
2.4	Princípios de funcionamento	9
2.4.1	Introdução	9
2.4.2	Bombas de óleo de engrenagens de dentado exterior	11
2.4.3	Bombas de óleo de engrenagens de dentado interno	12
2.4.4	Bombas de óleo de palhetas	14
2.4.5	Bombas de óleo de alhetas	17
2.5	Modos de regulação	18
2.5.1	Bombas de óleo de cilindrada fixa	18
2.5.2	Bombas de óleo de cilindrada variável	19
2.5.3	Válvula de segurança	22
2.6	Aspetos construtivos	23
2.6.1	Localização do chupador	23
2.6.2	Cavitação	24
2.6.3	Efeito da temperatura	24
2.6.4	Eficiência/performance das bombas de óleo	25
3	Cadeia de Cotas	29
3.1	Cadeia de cotas	29
3.1.1	Introdução	29
3.1.2	Condição funcional	30
3.1.3	Cadeia de cotas Produto	31
3.1.4	Método de elaboração da cadeia de cotas produto	31
3.1.5	Cálculo nominal e de IT	33
3.2	Cadeias de cotas processo	35
3.2.1	Transferência de cotas	35
3.2.2	Cadeia de cotas fora das direções principais	36

4	Caso de Estudo	39
4.1	Introdução	39
4.2	Descrição da bomba em análise	39
4.3	Funcionamento	40
4.4	Descrição do processo de fabricação	43
4.5	Ferramentas da empresa na cadeia de cotas	44
4.6	Caso de estudo 1 - <i>V-Groove</i>	49
4.7	Caso de estudo 2 - Sobre espessuras de maquinagem	51
4.8	Caso de estudo 3 - Conjunto hidráulico	54
4.9	Caso de estudo 4 - Chumaceiras e veio	57
4.10	Caso de estudo 5 - Veio	59
4.11	Caso de estudo 6 - Rotor e Tampa	63
4.12	Caso de estudo 7 - Válvula de descarga	65
4.13	Caso de estudo 8 - Definição de chanfro para guiamento do veio	69
4.14	Caso de estudo 9 - Ligações aparafusadas	74
4.15	Caso de estudo 10 - Desalinhamento da corrente de transmissão	77
5	Conclusões e Trabalhos Futuros	83
5.1	Conclusões	83
5.2	Trabalhos Futuros	84
	Bibliografia	85
6	Anexos	89
6.1	Ferramentas	89
6.1.1	Desbaste dos Apoios	89
6.1.2	Acabamento dos Apoios	90
6.2	Corrente	91

Lista de Tabelas

2.1	Limites de emissão de poluentes para automóveis na União Europeia (em g/km) [1].	8
2.2	Ganho de consume com bomba de óleo de cilindrada variável. Adaptado de [14].	9
2.3	Exemplo de comparação de potência da cambota com engrenamento direto e indireto para uma bomba de óleo de engrenagens de dentado interior. Adaptado de [14].	10
2.4	Comparação bombas de óleo de cilindrada fixa. Adaptado de [15].	27
4.1	Síntese de trabalho realizado.	49
4.2	Lista de cotas para altura do <i>V-Groove</i> do corpo.	51
4.3	Lista de cotas para altura do V-Groove da tampa.	51
4.4	Resultados da altura dos <i>V-Groove</i> do corpo e da tampa.	51
4.5	Resultados da proposta para sobre espessuras de maquinagem do corpo e da tampa.	52
4.6	Lista de cotas das condições funcionais.	53
4.7	Valores segundo o método de cadeias de cotas para: a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;	53
4.8	Valores segundo o método de cadeias de cotas para: a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;	54
4.9	Lista de cotas das sobre espessuras	56
4.10	Resultados das cadeias de cotas para: J1 - Folga entre as palhetas e a tampa; J2 - Folga entre o estator e a tampa; J3 - Folga entre o rotor e a tampa; J4 - Folga entre o anel de centragem e a tampa;	56
4.11	Lista de cotas das sobre espessuras	58
4.12	Valores segundo o método de cadeias de cotas para: a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;	59
4.13	Resultados do estudo comparativo entre a situação atual e a proposta.	63
4.14	Resultados do estudo comparativo entre a situação atual e a proposta com variação da secção do apoio.	63
4.15	Calculo da cota resultante da influencia da coaxialidade e da retitude.	64

4.16	Lista de cotas para o caso da coaxialidade e da retitude.	65
4.17	Resultados de folga entre o rotor e a tampa para a bomba Hxx, R9M e K9.	65
4.18	Lista de cotas para o cálculo do deslocamento da válvula.	67
4.19	Resultados de folga entre o rotor e a tampa para a bomba Hxx, R9M e K9.	67
4.20	Cálculo da pressão de descarga pela válvula de regulação.	68
4.21	Resultados de pressão através de cálculo por cadeia de cotas e experimentalmente.	68
4.22	Valores de pressão para um deslocamento do furo de descarga da válvula de 0.2mm.	68
4.23	Efeito do deslocamento da válvula na bomba Hxx.	70
4.24	Análise comparativa entre a proposta 1.1 e 1.2.	72
4.25	Análise comparativa entre as propostas.	74
4.26	Condições funcionais segundo o standard [15] aplicado aos parafusos de aperto da tampa (5x).	77
4.27	Condições funcionais segundo o standard [15] aplicado aos parafusos de aperto da tampa (2x).	77
4.28	Resultados de folga entre o rotor e a tampa para a bomba Hxx, R9M e K9.	78
4.29	Lista de cotas para desalinhamento Y-.	80
4.30	Lista de cotas para desalinhamento Y+.	81
4.31	Resultados das cadeias de cotas Y- e Y+.	81
4.32	Valores de desalinhamento admissível geral para correntes [36].	81

Lista de Figuras

2.1	Esquema de bombas de óleo alternativas.	6
2.2	Esquema de bombas de óleo rotativas.	6
2.3	a) Bomba de pistão axial; b) Bomba de dois pistões axiais; c) Bomba de pistões radiais. [5]	7
2.4	a) Bomba de 2 lóbulos geometria 1; b) Bomba de 2 lóbulos geometria 2; c) Bomba de 3 lóbulos; d) Bomba de 5 lóbulos. [6]	7
2.5	Exemplo de uma bomba de dois parafusos [7]	7
2.6	a) Bomba de óleo engrenagens dentado externo S&S [8]; b) Bomba de óleo engrenagens dentado interno [9]; c) Bomba de óleo de palhetas Stackpole [10]; d) Bomba de óleo de alhetas MAHLE [11].	7
2.7	Ganho de consumos com bombas de óleo de cilindrada variável relativamente a cilindrada fixa. Dados relativos à Tabela 2.2. Adaptado de [14].	9
2.8	Exemplo transmissão por corrente da cambota para a bomba de óleo. Adaptado de [15].	11
2.9	Bomba de óleo de engrenagens de dentado exterior. Adaptado de [15].	11
2.10	Funcionamento Bomba de óleo de engrenagens de dentado exterior [15].	12
2.11	Recirculação de óleo. Adaptado de [15].	12
2.12	Exemplo de canais de lubrificação no corpo da bomba [15].	12
2.13	Bomba de engrenagens de dentado interno direito; b) Bomba de engrenagens de dentado interno do tipo rotor. Adaptado de [16].	13
2.14	Funcionamento bomba de óleo engrenagens dentado interior do tipo G-Rotor. Adaptado de [15].	13
2.15	Contacto entre engrenagens e corpo. Adaptado de [15].	14
2.16	a) Bomba de óleo de palhetas [15]; b) Bomba de óleo de palhetas. Adaptado do [18].	14
2.17	Óleo de descarga no interior do rotor. Adaptado de [15].	15
2.18	Anel de centragem das palhetas (a vermelho).	15
2.19	Bomba de palhetas GAST. Adaptado de [19].	15
2.20	Bomba de óleo de palhetas equilibrada. Adaptado de [18].	16
2.21	a) Variação de caudal em translação [12]; b) Variação de caudal em rotação [20].	16
2.22	Projeção da bomba de óleo Renault R9T de cilindrada variável em translação.	17
2.23	Bomba de óleo de alhetas cilindrada variável. Adaptado de [15].	17
2.24	Saída de óleo do compartimento da mola da válvula.	18

2.25	Funcionamento da válvula de descarga com regulação direta para uma bomba de engrenagens de dentado externo: a) pressão inferior à da mola (sem recirculação); b) pressão superior à da mola (com recirculação). Adaptado de [15].	19
2.26	Regulação indireta (pressão do motor) para uma bomba de engrenagens de dentado externo. Adaptado de [15].	19
2.27	Regulação mecânica de uma bomba de cilindrada variável em translação [15].	20
2.28	Regulação mecânica a 2 níveis. Adaptado de [15].	20
2.29	Circuito regulação hidráulica [15].	21
2.30	Circuito de regulação termo hidráulica de 2 níveis [15].	21
2.31	Comparação entre regulação hidráulica e regulação termo hidráulica. Adaptado de [15].	22
2.32	Circuito de regulação hidráulica de 2 níveis pilotada por EV tipo 1 [15].	22
2.33	Exemplo da implementação de uma válvula de segurança [15].	23
2.34	Volume livre entre o chupador e o carter. Adaptado de [15].	23
2.35	Pinos do chupador [15].	24
2.36	Definição de caudal máximo numa instalação que garante funcionamento sem cavitação. Adaptado de [22].	25
2.37	a) Cavitação junto a uma superfície ou cavidade [24]; b) Cavitação com efeito de bolhas [24]; c) Cavitação com efeito de nuvens [24]; d) Cavitação com efeito de vórtice [24].	25
2.38	Efeito das folgas no débito de uma bomba de óleo de engrenagens. Adaptado de [15].	26
2.39	Curvas de capacidade de caudal da bomba, caudal cedido e caudal requerido pelo motor em função da velocidade para um motor 1.0L [25].	26
2.40	Exemplo de exigências de um motor de combustão interna e resposta da bomba de óleo. Adaptado de [26].	27
2.41	Rendimento hidráulico bombas de óleo de cilindrada fixa 135°C e 2 bar. Adaptado de [15].	28
2.42	Rendimento mecânico bombas de óleo de cilindrada fixa 135°C e 2 bar. Adaptado de [15].	28
3.1	Diagrama de tipos de cadeias de cotas.	29
3.2	Exemplo de folga mínima e folga máxima [28].	31
3.3	Modelo de execução de uma cadeia de cotas. Adaptado de [28].	32
3.4	Exemplo de peças com imperfeições e peça modelo [28].	32
3.5	Exemplo de condição de folga [28].	32
3.6	Exemplo de cadeia de cotas [28].	33
3.7	Distribuição normal do cálculo quadrático [28].	34
3.8	Exemplo de distribuição normal do cálculo quadrático. Adaptado de [28].	35
3.9	Distribuição normal do cálculo probabilístico [28].	35
3.10	Exemplo cadeia de cotas processo. Adaptado de [28].	36
3.11	Exemplo de fabricação com uma ferramenta própria e fabricação com uma ferramenta universal. Adaptado de [28].	37

3.12	a) Exemplo transferência de cotas possível; b) Exemplo de transferência de cotas impossível.	37
3.13	Exemplo de condição funcional bidimensional [28].	38
4.1	Bomba de óleo Hxx.	40
4.2	Vista explodida da bomba Hxx.	40
4.3	Atravancamento da bomba Hxx no carter do motor H4D.	41
4.4	Circuito do óleo na bomba Hxx.	41
4.5	a) Esquema de funcionamento: a) geral da bomba; b) da válvula de regulação; c) da eletroválvula.	42
4.6	Pressão de funcionamento da bomba Hxx para EV ON e EV OFF.	42
4.7	: a) Corpo bruto; b) Corpo maquinado; c) Tampa bruto; d) Tampa maquinado.	43
4.8	Layout da linha de montagem da bomba Hxx.	44
4.9	Interface do documento principal do estudo.	45
4.10	Interface do documento modelo de cadeia de cotas. Exemplo de condição J001 - sob espessura de maquinagem da face de encosto da tampa no corpo.	46
4.11	Propostas de alteração do estudo standard de cadeia de cotas.	47
4.12	Síntese do trabalho realizado em gráfico.	49
4.13	a) <i>V-Groove</i> do corpo da bomba Hxx; b) <i>V-Groove</i> da tampa da bomba Hxx.	49
4.14	Molde 1 de 4 de fundição do corpo.	50
4.15	Esquema de cadeia de cotas para altura do <i>V-Groove</i> de: a) corpo; b) tampa.	50
4.16	a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;	52
4.17	Identificação dos componentes do conjunto hidráulico.	54
4.18	a) J1 - Folga entre as palhetas e a tampa; b) J2 - Folga entre o estator e a tampa; c) J3 - Folga entre o rotor e a tampa; d) J4 - Folga entre o anel de centragem e a tampa;	55
4.19	Ensaio de variação da altura do conjunto hidráulico: a) pressão; b) caudal.	57
4.20	Identificação dos apoios.	57
4.21	Esquema de cadeia de cotas para: a) apoio principal; b) apoio secundário.	58
4.22	a) Apoio secundário; b) Apoio principal;	58
4.23	Definição técnica do estado atual.	59
4.24	Estudo de toleranciamento geométrico.	60
4.25	Identificação dos componentes do conjunto hidráulico.	60
4.26	Estudo de toleranciamento geométrico. [27]	61
4.27	Esquema de cadeia de cotas para estudo 1.	61
4.28	Esquema de cadeia de cotas para estudo 2. b) Estudo da coaxialidade. b) Estudo da retitude.	62
4.29	Proposta de retitude.	62
4.30	Identificação dos componentes do conjunto hidráulico.	64
4.31	Esquema de funcionamento da válvula de regulação.	66
4.32	Esquema de cadeia de cotas para calculo do deslocamento da mola até ao ponto de descarga da válvula.	66

4.33	Placa de medição da pressão experimental de regulação: a) Circuito de óleo no plano XY; b) Circuito de óleo no plano XZ.	69
4.34	Ponto de atrito entre a válvula e as paredes do alijamento.	69
4.35	Definição atual do chanfro.	70
4.36	Chanfro resultante da ferramenta de desbaste e de acabamento.	71
4.37	Defeito de forma de 0.8mm e 0.6mm.	71
4.38	Chanfro mínimo de 0.1mm.	71
4.39	Norma para cotação de chanfros [34].	72
4.40	a) Proposta 1.1; b) Proposta 1.2.	72
4.41	Deslocamento do bruto de 1mm no sentido de aumento de material.	73
4.42	Proposta 2: a) Definição do chanfro; b) Cotação da posição do bruto.	73
4.43	Pontos 124 e 125 para controlo de forma.	74
4.44	Condições de aparafusamento [35]	75
4.45	a) Furos de aparafusamento da tampa x7; b) Furos de aparafusamento da tampa com caixa x2 (vista em corte do corpo).	75
4.46	Parafuso de aperto da tampa no corpo da bomba Hxx.	76
4.47	Modelo de cálculo da deformação plástica localizada [35].	76
4.48	Espessura atual do fundo do furo de aperto da tampa no corpo.	78
4.49	Direções de desalinhamento dos pinhões da cambota e da bomba de óleo.	79
4.50	Esquema de desalinhamento do pinhão da bomba com a cambota.	79

Capítulo 1

Introdução

1.1 Enquadramento

Desde o início da utilização de componentes mecânicos que o contacto entre componentes móveis é um problema devido ao atrito entre estes, quer em termos de desgaste quer em termos de consumo de energia mecânica. A utilização de fluidos como elemento de separação entre componentes sólidos faz-se desde há muito tempo, inicialmente utilizando água, mas, devido à sua mudança de propriedades influenciada pela temperatura e o seu poder oxidante nos metais, houve necessidade de procura de um fluido com melhores propriedades. A descoberta e desenvolvimento da exploração do petróleo permitiu o aparecimento de novos produtos, entre os quais o óleo lubrificante. Este óleo permitiu o desenvolvimento de um produto muito promissor, para utilização em sistemas hidráulicos. A melhoria deste produto resultou em sistemas de lubrificação cada vez melhores. Todas as indústrias em geral contribuíram para esse desenvolvimento, uma vez que, com a implementação de maquinaria, a necessidade de sistemas hidráulicos aumentou.

Os motores de combustão interna utilizam óleo lubrificante à muitos anos, inicialmente utilizando óleo "chapinhado" pela biela, com auxílio de "colheres"[1]. O desenvolvimento destes motores levou, por necessidade, ao desenvolvimento de sistemas hidráulicos de lubrificação sobre pressão. Inicialmente estes sistemas eram combinados, sistemas de lubrificação por pressão e sistema de "chapinhagem", sendo que hoje em dia é mais comum a utilização única de sistemas de óleo sobre pressão nos motores de combustão interna. A lubrificação da maior parte dos motores de combustão interna que equipam os automóveis é garantida pelas bombas de débito fixo. Apesar de responderem bem às exigências de lubrificação deste tipo de motores quando dimensionadas para as condições de regime mais exigentes, estas são pouco eficientes têm um gasto de energia desnecessário quando o regime não o obriga. Também as exigências ambientais obrigam à procura de soluções mais eficientes.

As bombas de caudal variável respondem a estas exigências, uma vez que se adaptam às necessidades do motor, reduzindo assim consumos e emissões de CO₂. A redução de caudal de óleo ajuda diretamente na redução de consumos, e indiretamente uma vez que ajusta o gasto de energia mecânica.

O desenvolvimento de melhores sistemas de bombagem de óleo está diretamente ligado à qualidade destes. O aumento da qualidade é feito com desenvolvimento e produção de sistemas melhor tolerânciados. O método de cadeia de cotas é uma ferramenta de apoio ao projeto de componentes mecânicos. A sua implementação passa pela projeção com

intervalos de tolerância melhor definidos, procurando um equilíbrio entre um processo de fabrico mais barato sem prejudicar a performance. Em meio industrial, a cadeia de cotas permite também um apoio na validação de alterações aos componentes, uma vez que o método cadeia de cotas permite avaliar a interferência de uma alteração em todo o funcionamento do componente. Este trabalho passa pelo desenvolvimento de um estudo de cadeias de cotas em parceria com a Renault Cacia SA da bomba de óleo dos motores da família Hxx, uma bomba de óleo de cilindrada variável que equipa os motores a gasolina de 3 cilindros com 900cm³ e 1000cm³, e os motores de 4 cilindros com 1200cm³. Estes motores equipam automóveis como o Renault Twingo, Renault Clio IV, Renault Captur, Renault Megane e o Smart Fortwo.

Esta bomba de óleo teve a sua projeção inicialmente feita por uma empresa externa e, posteriormente, a Renault Cacia adquiriu direitos de produção e respetivas definições técnicas da bomba de óleo em questão. Por não terem sido cedidas as cadeias de cotas, a Renault Cacia teve necessidade de que o seu desenvolvimento fosse feito, uma vez que este é indispensável para o apoio ao processo de fabricação.

1.2 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho visa o desenvolvimento, em parceria com a empresa Renault Cacia, S.A., do estudo de cadeias de cotas ao nível do produto de uma bomba de óleo de cilindrada variável, já existente na organização. Assim, procurou-se identificar os intervalos de tolerância dimensionais e geométricos para cada componente da bomba por forma a assegurar a sua funcionalidade e montagem, respeitando as especificações de folgas mínimas e máximas de funcionamento assim com as capacidades técnicas para a execução de tais tolerâncias. Este trabalho passa ainda por perceber a utilidade do método cadeias de cotas na indústria, em específico na indústria automóvel, e quais os métodos usados para facilitar a sua implementação. Pretende-se com este trabalho um documento de apoio ao produto, que possa ser usado pela Renault para ajudar a compreender melhor os componentes, aumentando a reatividade da organização a quando o surgimento de problemas de funcionamento e performance da bomba. Este documento é uma mais valia para a empresa uma vez que serve também de apoio à evolução do produto, e ajuda no desenvolvimento de novas bombas de óleo.

Também neste trabalho é abordado o tema bombas de óleo para dar um pouco a conhecer quais as soluções para implementação destas no mercado automóvel.

1.3 Organização

Esta dissertação está estruturada em 5 capítulos para além deste capítulo de introdução.

No capítulo 2 é feita uma análise de necessidade do uso de bombas de óleo e de quais as respostas possíveis tendo em conta as várias bombas de óleo existentes. Este estudo das bombas de óleo é feito num primeiro momento de forma geral, mas é continuado sempre com uma maior proximidade com a indústria automóvel. Neste capítulo é também abordado o mercado das bombas de óleo e qual o impacto que estes sistemas têm no meio ambiente.

No capítulo 3 apresenta-se o conceito de cadeia de cotas, mostrando os tipos, onde e por quem são utilizados. Neste capítulo é feita uma análise de importância desta

ferramenta. É ainda apresentado o processo detalhado do desenvolvimento das cadeias de cotas, acompanhado de imagens demonstrativas de cada passo.

O capítulo 4 apresenta uma descrição do trabalho realizado, começando por apresentar e descrever o componente em estudo bem como o seu processo de fabrico. Posteriormente é exposta a metodologia do trabalho, onde são exibidos os tópicos que envolveram o trabalho. Por fim é feito um levantamento dos casos de estudo mais importantes, onde é feita uma introdução a cada caso, a metodologia escolhida e os resultados obtidos. Cada caso de estudo termina com uma discussão dos resultados e possíveis comparações com propostas de melhoria.

O capítulo 5 corresponde às conclusões finais do trabalho realizado e proposta de trabalhos futuros que complementem o realizado.

Capítulo 2

Bombas de Óleo

2.1 Introdução

Neste capítulo é feito um levantamento do estado da arte relativo ao tema das bombas de óleo, aprofundando as mais usais em motores de combustão interna. Serão apresentados os vários tipos de bombas e, posteriormente será feita uma análise detalhada das bombas usadas no mercado automóvel, desde o seu funcionamento até alguns parâmetros de performance. Também serão abordadas questões ambientais e alguns conceitos importantes para o trabalho sobre o qual este documento se refere.

2.2 Tipos de bombas de óleo

Todos os componentes mecânicos que efetuam movimento em contacto com outros necessitam de lubrificação para prevenir o desgaste, que pode ir desde pequenas erosões até à soldadura por fricção. Este processo é obtido pelos óleos lubrificantes que criam uma divisão pelicular a separar os dois componentes mecânicos. Esta lubrificação é em parte garantida pela bomba de óleo, que bombeia óleo pressurizado para o motor. A lubrificação não é o único objetivo do óleo, sendo que este também ajuda no controle da temperatura dos componentes, existindo motores que utilizam um permutador de calor para extrair a temperatura do óleo. Por conseguinte, as características dos materiais a lubrificar, as temperaturas de funcionamento do motor e a temperatura ambiente em que a motor funciona são, entre outros, aspetos a ter em conta na projeção e escolha de uma bomba de óleo.

Ao longo dos anos vários sistemas de bombagem de óleo foram desenvolvidos, acompanhando as necessidades. Por este motivo, nos dias de hoje existem vários tipos de bombas de óleo para diferentes aplicações. As bombas de óleo podem ser divididas em dois grandes grupos: alternativas e rotativas. Podemos ver nas Figuras 2.1 e 2.2 esquemas dos tipos de bombas alternativas e rotativas, respetivamente.

Regra geral as bombas de óleo alternativas são de grandes dimensões, normalmente usadas para lubrificação de grandes equipamentos, que necessitam de grandes pressões e caudais. Em termos de pressão, as bombas de óleo de pistões conseguem atingir valores que mais nenhum outro tipo consegue [1]. Existem vários tipos de bombas de pistões, como podemos ver na Figura 2.3 .

As bombas de lóbulos são usadas no bombeamento de produtos químicos, líquidos

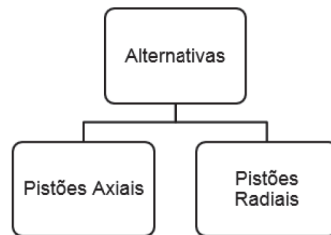


Figura 2.1: Esquema de bombas de óleo alternativas.

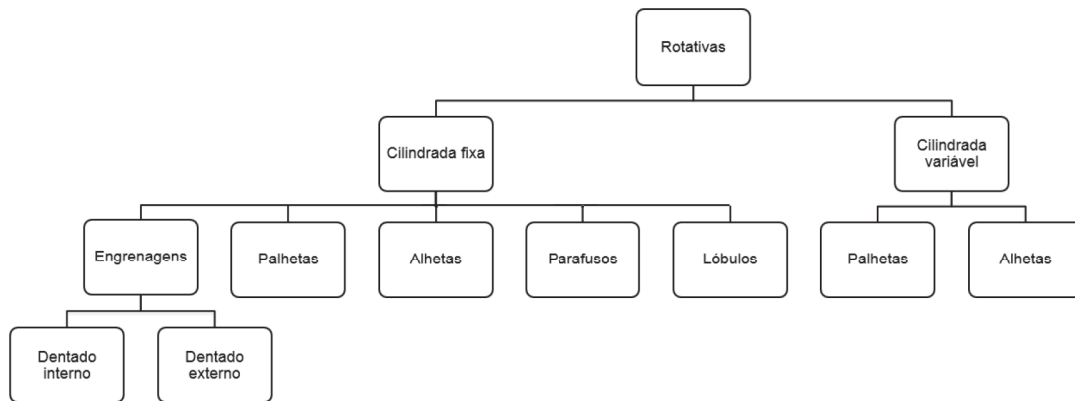


Figura 2.2: Esquema de bombas de óleo rotativas.

lubrificantes ou não lubrificantes de todas as viscosidades. São fabricadas para pressões até 10kgf/cm², fluxos até 360.000L/h e temperaturas de líquidos até 200°C [3]. Podemos encontrar bombas com vários números de lóbulos e de diferentes geometrias, como podemos ver na Figura 2.4.

As bombas de parafusos são usadas pela indústria química e na indústria de extração de petróleo para bombear: combustível; óleo lubrificante; água salgada; pintura; etc. Podem ser de um parafuso simples, também chamadas bombas de fuso, ou de múltiplos parafusos. Estas últimas, por vezes contêm engrenagens solidárias com cada parafuso que transmitem o movimento entre si, para assim pouparem os dentes dos parafusos a um desgaste que seria mais rápido. A vantagem destas bombas é terem um débito contínuo e serem silenciosas [3]. Estas bombas são dispendiosas e de difícil manutenção. Conseguem atingir até 2000m³/h e pressões na ordem dos 180 bar [4]. Pode ser visto um exemplo de uma bomba de parafuso na Figura 2.5 .

Por razões de atravancamento e comodidade, as bombas mais usadas na indústria automóvel são bombas de óleo rotativas, por se tratarem de bombas mais compactas e simples. Assim sendo, as bombas mais utilizadas em motores de combustão interna para veículos são as bombas de engrenagens de dentado interno e externo, as bombas de palhetas e as bombas de alhetas (Figura 2.6).

Este mercado de bombas de óleo para motores de combustão interna automóvel é, regra geral, constituído por empresas especializadas na produção de bombas de óleo que, posteriormente, fornecem às marcas automóveis. No caso da Renault, esta adquiriu licença de produção, e respetivas definições técnicas, de bombas de óleo à uma dessas empresas, com objetivo de fazer o acompanhamento das evoluções do produto em serie

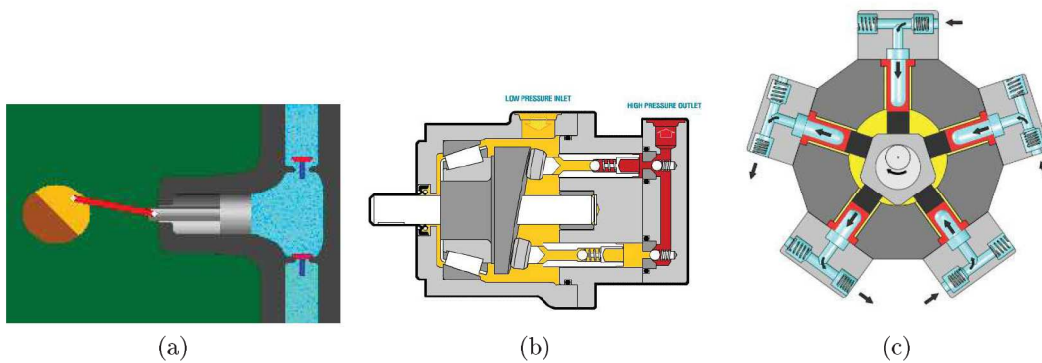


Figura 2.3: a) Bomba de pistão axial; b) Bomba de dois pistões axiais; c) Bomba de pistões radiais. [5]

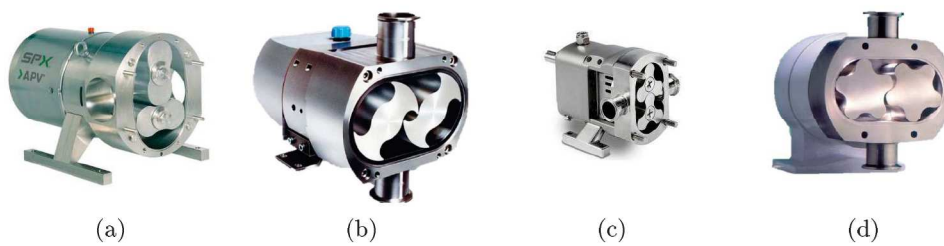


Figura 2.4: a) Bomba de 2 lóbulos geometria 1; b) Bomba de 2 lóbulos geometria 2; c) Bomba de 3 lóbulos; d) Bomba de 5 lóbulos. [6]



Figura 2.5: Exemplo de uma bomba de dois parafusos [7]

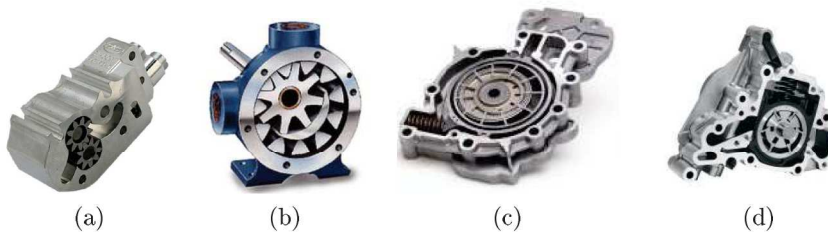


Figura 2.6: a) Bomba de óleo engrenagens dentado externo S&S [8]; b) Bomba de óleo engrenagens dentado interno [9]; c) Bomba de óleo de palhetas Stackpole [10]; d) Bomba de óleo de alhetas MAHLE [11].

das mesmas. Recentemente surgiu no mercado automóvel um novo tipo de bombas de óleo, bombas de óleo elétricas que são utilizadas em veículos híbridos e com "Start and Stop" automático [12]. Este tipo de bombas não vai ser abordado neste documento por não ser relevante para este estudo.

2.3 O papel da Bombas de óleo no ambiente

Os meios de transporte constituem uma percentagem muito elevada de poluição em todo o mundo. Uma vez que estes são indispensáveis nos dias de hoje, é necessária uma constante evolução que se traduza em redução de emissões de gases poluentes. Deste modo, temos assistido a uma redução drástica dos valores limite legislados.

Esta legislação teve início nos EUA em 1969, depois do surgimento do fenómeno de "smog fotoquímico" em Los Angeles, consequência de uma elevada densidade de tráfego, associada à situação geográfica única e à elevada incidência solar da cidade. Na Europa, a legislação começou a ser aplicada em 1958 na Convenção de Genebra, com o estabelecimento do Regulamento 15. Como não era uma legislação obrigatória para os estados membros, esta foi convertida na Diretiva 70/220/CEE, tornando-se então obrigatória. Esta diretiva definia os testes de emissões de poluentes a adotar, limitando as emissões consoante o peso do veículo. Seguidamente surgiram uma serie de legislações em 1975, 1977, 1979, 1984 e em 1987 com a Diretiva 88/76/CEE, denominado de Acordo de Luxemburgo, onde surgiu a divisão dos automóveis em 3 classes por cilindrada: pequenos (<1400 cm³), médios (entre 1400 e 2000 cm³) e grandes (>2000cm³). Os veículos de classe grande eram sujeitos às restrições em vigor nos EUA (norma US-83). Esta divisão foi uniformizada em 1990, com a adoção dos valores relativos aos automóveis pequenos para todo o tipo de veículos, inclusivamente com motor Diesel. Em 1993 foi implementado o teste de emissões evaporativas, pois existiam casos em que as emissões por evaporação de gasolina do depósito eram superiores às dos gases de escape [1]. Podemos ver na Tabela 2.1 os limites de emissões em vigor na União Europeia, atualmente.

Tabela 2.1: Limites de emissão de poluentes para automóveis na União Europeia (em g/km) [1].

(g/km)	Diretiva	Data	Tipo	CO	HC	No _x	HC+No	PM	CO ₂
Euro 1	91/441/CEE	1992		2.72			0.97	0.19	
Euro 2	94/12/CE	1997	Gasolina	2.2			0.5		
			Diesel	1.0			0.7	0.08	
Euro 3	98/69/CE	2000	Gasolina	2.3	0.2	0.15	-	-	
			Diesel	0.64	-	0.5	0.56	0.05	
Euro 4	98/69/CE	2005	Gasolina	1.0	0.1	0.08	-	-	
			Diesel	0.5	-	0.25	0.3	0.025	
Euro 5	715/07/EC	2008	Gasolina	1.0	0.068	0.06	-	0.005	140
			Diesel	0.5	-	0.2	0.23	0.005	
Euro 6	715/07/EC	2014	Gasolina	1.0	0.1	0.06	-	0.005	120
			Diesel	0.5	-	0.08	0.17	0.005	

Desde então, os valores têm sido cada vez mais limitados, sendo que no presente existe legislação diferente para motores a gasolina e gasóleo, resultando em níveis de poluição entre 1 e 2% dos verificados anteriormente a 1970. Na legislação consta também o nível ZEV ("Zero Emission Vehicles") que obriga a que as emissões de gases poluentes por

parte dos motores de combustão interna sejam equivalentes às emitidas na produção de eletricidade para um veículo elétrico [1].

Sistemas de lubrificação a óleo mais eficazes e a implementação da variação do débito de óleo, resulta em menores débitos e menor gasto de energia consumida. O uso por exemplo de bombas de óleo de cilindrada variável, que serão abordadas mais à frente, contribui para uma redução de consumo de combustível por parte do motor de combustão interna em cerca de entre 1,5 a 2,5%, resultando numa redução entre 3-5% das emissões de hidrocarbonetos e dióxido de carbono [13]. A Fig. 2.7 mostra-nos exatamente essa redução de consumo.

Tabela 2.2: Ganho de consumo com bomba de óleo de cilindrada variável. Adaptado de [14].

Velocidade [km/h]	Velocidade engrenada	Fluxo variável [L/h]	Fluxo fixo [L/h]	Ganho [%]
41,06	2	2,896	2,974	2,62
60,55	3	3,197	3,577	2,21
50,55	4	4,548	4,662	2,45
100,73	5	4,97	5,046	1,51

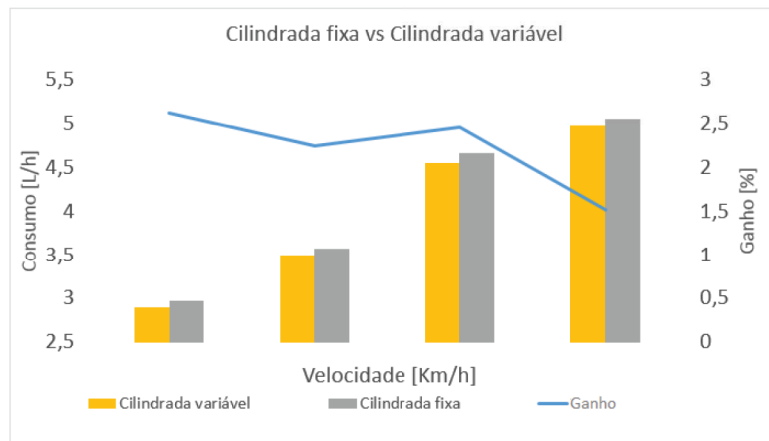


Figura 2.7: Ganho de consumos com bombas de óleo de cilindrada variável relativamente a cilindrada fixa. Dados relativos à Tabela 2.2. Adaptado de [14].

2.4 Princípios de funcionamento

2.4.1 Introdução

Normalmente, as bombas de óleo constituem um componente à parte do motor, permitindo assim a evolução destes dois conjuntos em separado. No entanto, a rotação é imposta pelo motor, sendo transmitido desde a cambota até à bomba por uma corrente, correia ou através da árvore de cames, quando esta é lateral [1]. A transmissão pode também ser feita por rodas dentadas ou diretamente acoplada na cambota, sendo que esta última não é muito usada pois dificulta a manutenção, substituição, inovação dos

componentes em separado e exige um maior gasto de potência por parte do motor, como demonstra a Tabela 2.3. Na Figura 2.8 podemos ver um exemplo de transmissão por corrente desde a cambota até à bomba.

Tabela 2.3: Exemplo de comparação de potência da cambota com engrenamento direto e indireto para uma bomba de óleo de engrenagens de dentado interior. Adaptado de [14].

Velocidade motor [rpm]	Engrenamento direto na cambota [W]	Engrenamento por corrente[W]	Poupança [%]
500	19,4	7	64
1000	61	21,3	65
1500	124	70	44
2000	212	128	40
2500	327	189	42
3000	478	277	42
3500	600	361	40
4000	708	431	39
4500	836	509	39
5000	980	557	43
5500	1137	659	42
6000	1297	770	41
6500	1465	855	42

As bombas de óleo têm 3 estágios de funcionamento [15]:

1. Alimentação - captação do óleo pelo chupador e início da compressão do óleo;
2. Transferência - passagem do fluxo de óleo pela bomba, quer por força quer por efeito de compressões e descompressões, resultando numa compressão em relação ao início;
3. Depressão - libertação do óleo para o circuito de lubrificação.

O óleo ao passar na bomba pode passar por várias compressões e descompressões, mas o resultado no fim deste processo é uma compressão em relação ao início. Este ciclo pode trazer alguns problemas de cavitação, por isso recorre-se a um processo de compressão progressiva diminuindo assim os riscos deste fenómeno [15].

Como vimos anteriormente, existem vários tipos de bombas de óleo. A organização Renault Cacia trabalha em dois tipos de bombas, as bombas de engrenagens de dentes externos e bombas de palhetas.

Em todos os tipos de bombas de óleo existe o débito teórico e o débito instantâneo. O débito teórico pode ser calculado com base na cilindrada teórica do modelo 2D e 3D de cada bomba. O débito instantâneo consiste no débito real que a bomba transmite por cada pulsação [15]. Para aproximar estes valores reais e teóricos, é importante a projeção de bombas de óleo com um correto toleranciamento e que este seja respeitado na produção. Para facilitar este processo são muito importantes as cadeias de cotas, que serão abordadas mais adiante neste documento.

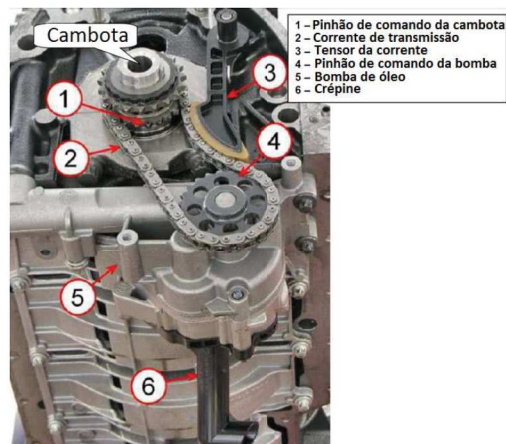


Figura 2.8: Exemplo transmissão por corrente da cambota para a bomba de óleo. Adaptado de [15].

2.4.2 Bombas de óleo de engrenagens de dentado exterior

A bomba de engrenagens de dentado exterior é considerada uma bomba tradicional na indústria automóvel [15]. O seu design é relativamente simples, com poucos componentes mecânicos, fazendo desta uma bomba de grande fiabilidade. Esta é normalmente a escolha mais equilibrada de entre as bombas de cilindrada fixa, devido ao seu baixo preço quando comparando com outras e o seu bom rendimento a grandes rotações [15]. Podemos visualizar na Figura 2.9 um exemplo de uma bomba de engrenagens de dentado externo.

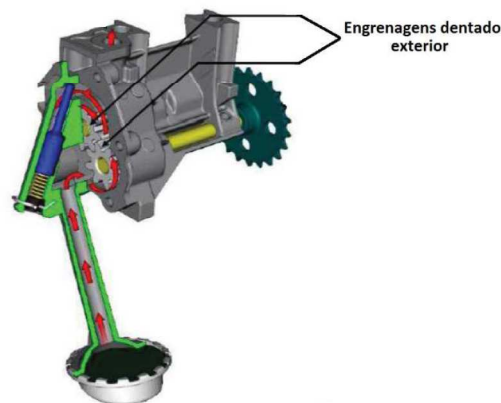


Figura 2.9: Bomba de óleo de engrenagens de dentado exterior. Adaptado de [15].

O funcionamento desta bomba é descomplicado. O movimento é transmitido por uma engrenagem mandante que roda solidaria com o veio de transmissão. Este conjunto transmite potência a outra engrenagem que roda, normalmente, sobre um veio estático [16]. A rotação sincronizada entre as duas engrenagens faz passar o fluido entre os dentes e a parede do corpo da bomba, desde a câmara de aspiração até à câmara de saída para o motor, como podemos ver na Figura 2.10. Regra geral, os dentes das engrenagens não são completamente normalizados, sendo que cada construtor define a melhor geometria consoante os seus testes e exigências [15].



Figura 2.10: Funcionamento Bomba de óleo de engrenagens de dentado exterior [15].

Neste tipo de bomba existem alguns problemas recorrentes de fugas de óleo, por exemplo, as fugas entre o topo das engrenagens e os componentes envolventes, tampa ou corpo, quer axialmente quer radialmente. Existe também a possibilidade de fugas pela folga entre as engrenagens resultando numa recirculação do óleo da zona de alta pressão para a zona de baixa pressão, por entre os dentes das duas engrenagens, como vemos na Figura 2.11. Esta recirculação é controlada pelo contacto contínuo entre os dentes.

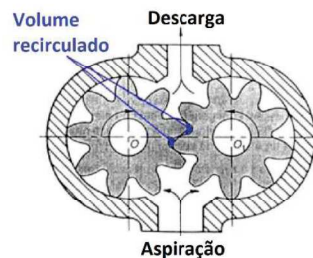


Figura 2.11: Recirculação de óleo. Adaptado de [15].

Por isso, esta bomba exige um toleranciamento dimensional e geométrico muito rigoroso para que se garanta o correto funcionamento e a performance hidráulica da bomba.

Tipicamente estas bombas contêm canais para garantir lubrificação entre as engrenagens, o corpo e a tampa. Como normalmente o veio da engrenagem conduzida é estático, os canais também são usados para lubrificar esta zona de contacto. Estes canais podem ser no corpo e tampa da bomba (Figura 2.12) ou nas próprias engrenagens [15].

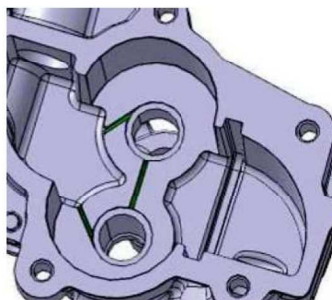


Figura 2.12: Exemplo de canais de lubrificação no corpo da bomba [15].

2.4.3 Bombas de óleo de engrenagens de dentado interno

As bombas de óleo de dentado interior podem ser de dois tipos: bomba de engrenagens de dentado direito (Figura 2.13 a) e bomba de engrenagens do tipo rotor (Figura 2.13

b).

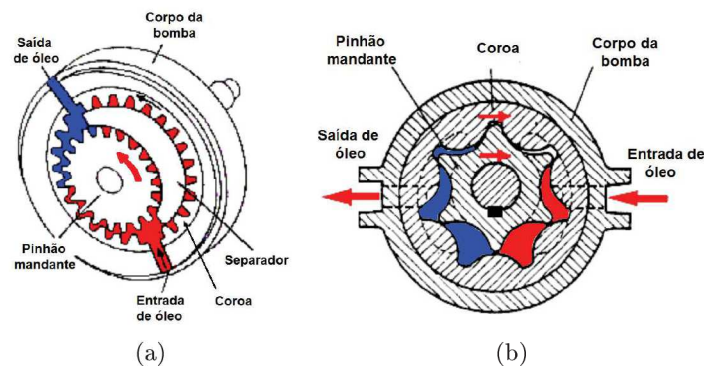


Figura 2.13: Bomba de engrenagens de dentado interno direito; b) Bomba de engrenagens de dentado interno do tipo rotor. Adaptado de [16].

As bombas de engrenagens de dentado direito são constituídas por uma coroa com dentado interior e uma engrenagem de dentado exterior de menor diâmetro. A potência é transmitida pela engrenagem de dentado exterior que conduz o movimento à coroa. Entre as duas engrenagens existe um separador, que garante também a divisão entre a saída e entrada de óleo. O sentido do fluxo pode ser alterado deslocando o separador 180° [16].

No caso das bombas de engrenagens do tipo rotor, estas têm na sua constituição um G-Rotor, ou seja, uma engrenagem de dentado exterior (rotor interior), com n dentes, e uma engrenagem de maior diâmetro com dentado interior (rotor exterior), com $n+1$ dentes.

O funcionamento das bombas de óleo de engrenagens do tipo rotor é similar ao das bombas de dentado direito. O veio do rotor interior é excêntrico ao do rotor exterior, para que os dentes estejam em contacto e garantam tensão entre os dois rotores. O rotor interno tem um movimento de rotação no interior do rotor externo transmitindo-o a este. As bombas de óleo de engrenagens de dentado interior fazem passar o óleo não por arrastamento mas sim por variação de volume e conseqüente variação de pressão, que faz com que haja absorção do fluido da câmara de entrada, pelo aumento de volume, e libertação de fluido para a câmara de saída, pela diminuição de volume [15]. Podemos ver na Figura 2.14 um esquema de funcionamento das bombas de óleo de engrenagens de dentado interior do tipo rotor.



Figura 2.14: Funcionamento bomba de óleo engrenagens dentado interior do tipo G-Rotor. Adaptado de [15].

Dois pontos de contacto entre as duas engrenagens garantem a divisão entre a câmara de entrada e a câmara de saída, impedindo assim o fluxo constante de óleo, Figura 2.15.

Este tipo de bombas está muito dependente das condições de utilização. Os perfis

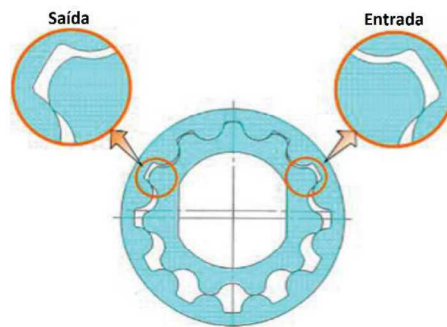


Figura 2.15: Contacto entre engrenagens e corpo. Adaptado de [15].

dos dentes não são normalizados, uma vez que a sua performance depende muito destes. Os perfis dos dentes podem alterar em muito o rendimento deste tipo de bombas, não só em termos de otimização do fluxo mas também com influencia no surgimento ou não do fenómeno de cavitação, não existindo uma geometria de dentes ótima para todos os regimes de utilização [15].

2.4.4 Bombas de óleo de palhetas

Bombas de óleo de palhetas não equilibrada

Esta bomba é constituída por um rotor cilíndrico, montado de forma excêntrica no interior de uma câmara estática e igualmente cilíndrica. O rotor é munido de ranhuras para as palhetas deslizarem dentro delas de forma a manter contacto com as paredes da câmara [17]. O controlo de fluxo é feito não por arrastamento, mas sim pela diferença de pressão criada pela variação de volume (volume aumenta na aspiração e diminui na expulsão) [15]. A Figura 2.16 mostra um exemplo de uma bomba de óleo de palhetas.

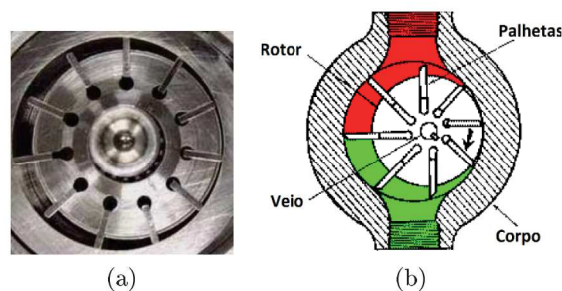


Figura 2.16: a) Bomba de óleo de palhetas [15]; b) Bomba de óleo de palhetas. Adaptado do [18].

Segundo a experiência Renault, o número de palhetas é sempre ímpar, sendo que o limite mínimo de palhetas para um bom funcionamento é 5 e que 7 palhetas é o valor ideal [15]. A pressão entre as palhetas e o estator é essencial para que não existam fugas. Esta pode ser garantida através das seguintes formas:

1. Força centrífuga - uma vez que as palhetas têm um movimento de rotação solidário com o rotor, a força centrífuga nelas aplicada faz com que estas sejam empurradas

contra a parede do estator [15];

2. Forçado por molas - a utilização de molas confere às palhetas uma carga que as pressiona contra a superfície [15];
3. Aplicando a pressão de descarga no interior do rotor (Figura 2.17) - se for aplicado óleo da expulsão e uma vez que este está a grande pressão, força as palhetas contra a superfície do estator [15].

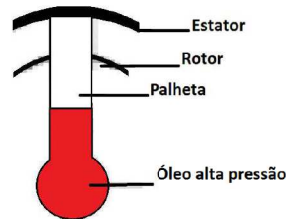


Figura 2.17: Óleo de descarga no interior do rotor. Adaptado de [15].

Em paralelo com estas soluções pode ser usado um anel de centragem, que tem um papel muito importante no arranque da bomba a frio ou com óleo viscoso [15]. Podemos ver na Figura 2.18 um exemplo do anel de centragem das palhetas.



Figura 2.18: Anel de centragem das palhetas (a vermelho).

Normalmente as palhetas são usadas no sentido radial e equidistantes, mas existem casos em que as estas possuem um ângulo de inclinação para aumentar o guiamento (Figura 2.19). Também há casos em que as palhetas não são simétricas ou não se encontram equidistantes, conseguindo assim uma variação da frequência de pulsação [15].

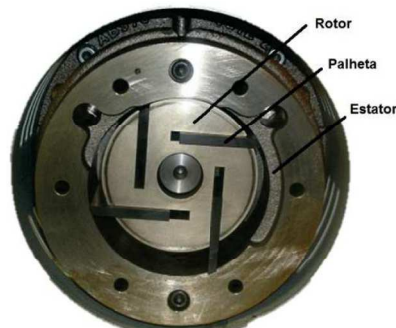


Figura 2.19: Bomba de palhetas GAST. Adaptado de [19].

O rendimento destas bombas é bastante superior ao das bombas de engrenagens com dentado exterior, pois contêm zonas de fricção mais reduzidas. Em regime de baixa

rotação esta tem um rendimento de menor eficiência quando comparado com alta rotação devido a esforços entre as palhetas e o estator [15].

Bombas de óleo de palhetas equilibrada

As bombas de óleo de palhetas equilibrada têm um funcionamento idêntico ao das bombas de óleo de palhetas não equilibrada mas contêm dois fluxos de óleo. Neste caso, o estator com cavidade em forma de came contem dois compartimentos de aspiração e dois de expulsão de óleo, sendo controlados dois fluxos de óleo por rotação [15]. A Figura 2.20 mostra um esquema de uma bomba de óleo de palhetas equilibrada.

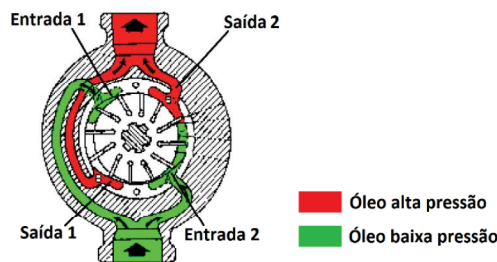


Figura 2.20: Bomba de óleo de palhetas equilibrada. Adaptado de [18].

No caso da indústria automóvel estas bombas não são muito utilizadas pois, regra geral o débito de óleo das bombas de palhetas não equilibrada é suficiente para as necessidades e resulta num sistema mais simples.

Bombas de óleo de palhetas cilindrada variável

As bombas de óleo de cilindrada variável partem de uma geometria muito parecida às bombas de palhetas não equilibrada, mas permitem, como o próprio nome indica, variar a cilindrada e conseqüentemente o caudal de óleo debitado. Esta variação é conseguida através da variação da excentricidade entre o rotor e o estator. Esta pode ser em translação (PPT), Figura 2.21 (a), ou em rotação (MIBA), Figura 2.21 (b), [15].



Figura 2.21: a) Variação de caudal em translação [12]; b) Variação de caudal em rotação [20].

A variação em translação, Figura 2.22, é conseguida através de uma translação do eixo do estator em relação ao eixo do rotor. A variação em rotação é conseguida por

uma rotação do estator em relação a um eixo tangente a uma extremidade. Deve se privilegiar a regulação em translação uma vez que permite melhor distribuição de forças e um melhor funcionamento da bomba, [15]. Normalmente é usada uma mola para contrariar a rotação ou translação do estator. Podemos afirmar que a excentricidade é máxima quando a pressão interna da câmara é mínima. A variação é obtida quando a pressão da câmara ultrapassa a pré-carga da mola.

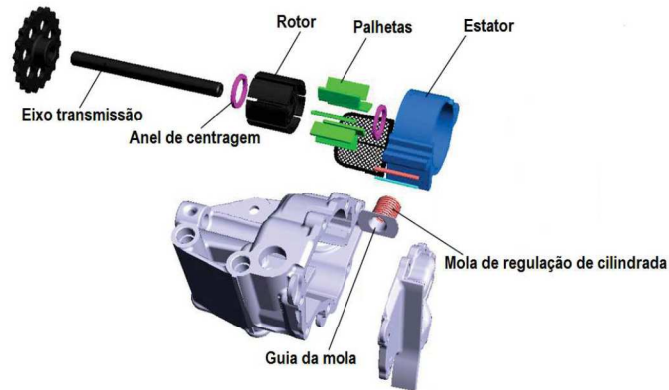


Figura 2.22: Projeção da bomba de óleo Renault R9T de cilindrada variável em translação.

2.4.5 Bombas de óleo de alhetas

A bomba de alhetas, Figura 2.23 , tem um funcionamento similar ao das bombas de palhetas, mas estas têm dois rotores, um interno e ou outro externo. A ligação entre os dois é feita por alhetas. O óleo é conduzido entre estas e os dois rotores para a câmara de saída. Estas bombas podem ser de cilindrada fixa ou variável, sendo que o princípio de funcionamento da variação de cilindrada é o mesmo das bombas de óleo de palhetas de cilindrada variável.

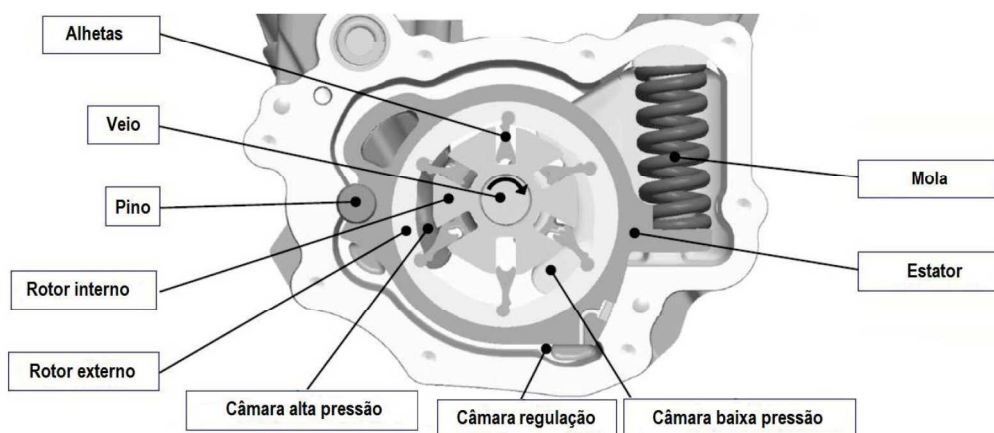


Figura 2.23: Bomba de óleo de alhetas cilindrada variável. Adaptado de [15].

2.5 Modos de regulação

Como foi dito anteriormente, as bombas de óleo captam energia cinética da cambota do motor. Esta energia é proporcional à rotação do motor e, por isso, também a pressão conseguida pela bomba. Uma vez que as necessidades de lubrificação não acompanham proporcionalmente a velocidade do motor, as bombas de óleo requerem um controlo da sua pressão depois do estado de compressão para que o óleo não seja bombeado para o motor a demasiada pressão. Por isso as bombas podem conter na sua constituição válvulas de pressão. Estas válvulas garantem que a pressão não supera um determinado valor ao admitirem uma recirculação de óleo desde a câmara de saída (alta pressão) para a câmara de entrada (baixa pressão) ou uma expulsão de óleo da câmara de saída para fora da bomba.

Existem dois tipos de regulações:

1. Regulação direta: a pilotagem é feito pelo óleo da câmara de alta pressão;
2. Regulação indireta: a pilotagem é feito pelo óleo depois de ter passado por órgãos do motor.

A regulação indireta é preferível pois permite uma redução das emissões de CO₂ [15]. De notar que, aquando do uso de válvulas mecânicas, compostas por uma mola e uma outra peça que garante a função de válvula, deve existir um orifício que permita a evacuação de óleo que possa passar para a mola, caso contrário, o óleo pode tornar esse compartimento incompressível, Figura 2.24 .

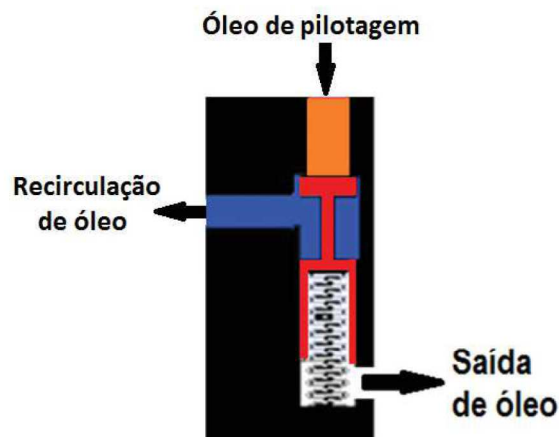


Figura 2.24: Saída de óleo do compartimento da mola da válvula.

2.5.1 Bombas de óleo de cilindrada fixa

Nas bombas de óleo de cilindrada fixa, o controlo é feito com auxílio de uma válvula que usa uma mola para contrariar a pressão à saída da bomba (regulação direta) ou mesmo a pressão do motor (regulação indireta). Na regulação direta, a recirculação acontece quando a pressão na câmara de saída é superior à pré-carga da mola, Figura 2.25.

Na regulação indireta, a recirculação acontece quando a pressão à saída da bomba é superior à pressão do motor, Figura 2.26. Depende por isso do regime do motor.

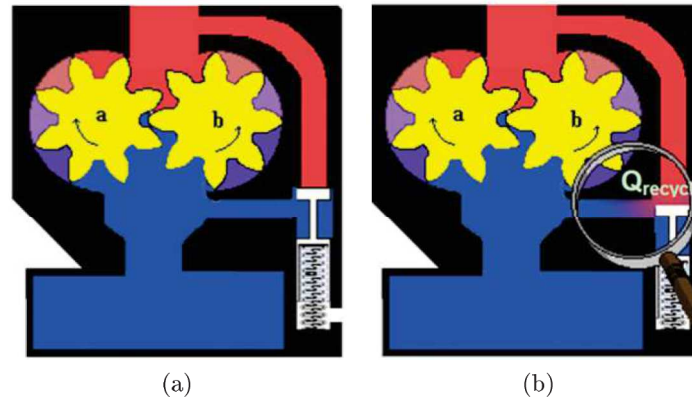


Figura 2.25: Funcionamento da válvula de descarga com regulação direta para uma bomba de engrenagens de dentado externo: a) pressão inferior à da mola (sem recirculação); b) pressão superior à da mola (com recirculação). Adaptado de [15].

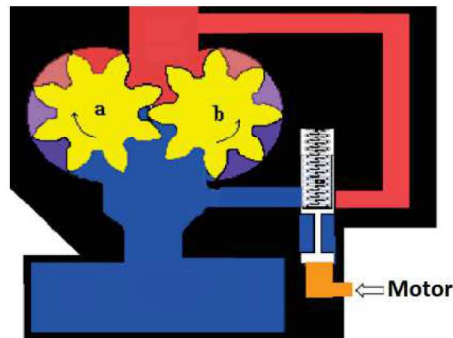


Figura 2.26: Regulação indireta (pressão do motor) para uma bomba de engrenagens de dentado externo. Adaptado de [15].

A utilização de uma válvula de regulação de pressão permite também reduzir riscos de cavitação na bomba. A folga entre a válvula e o compartimento onde ele se movimenta é muito importante pois pode originar fugas de óleo que alteram o rendimento da bomba ou "gripagem" da válvula.

2.5.2 Bombas de óleo de cilindrada variável

Nas bombas de óleo de cilindrada variável, como o aumento de pressão é conseguido pela variação do volume (cilindrada), este controlo de pressão consiste em controlar o movimento do estator em relação ao rotor. Pode ser um controlo mecânico ou hidráulico.

Regulação mecânica e regulação mecânica a 2 níveis

A regulação mecânica, Figura 2.27, consiste em deslocar o elemento móvel (estator) em função da pressão na câmara piloto e da pressão imposta por uma mola. A regulação mecânica a 2 níveis é idêntica à regulação mecânica normal mas com duas molas paralelas. Na primeira fase apenas uma efetua trabalho, e a determinado momento a segunda mola auxilia a primeira. As molas podem ser usadas em dois apoios distintos ou podem ser

usadas no mesmo apoio uma dentro da outra [15]. Podemos ver um exemplo de regulação mecânica a 2 níveis na Figura 2.28 .

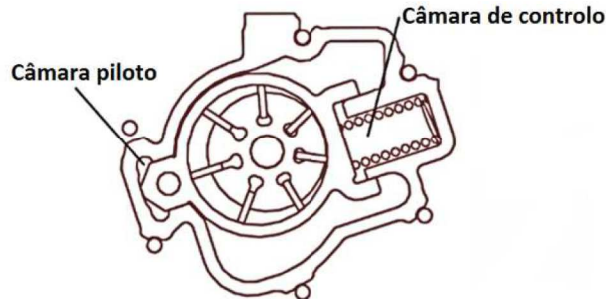


Figura 2.27: Regulação mecânica de uma bomba de cilindrada variável em translação [15].

Alguns inconvenientes que podem surgir com este controlo são:

- A pressão de regulação não é constante, mas depende do regime do motor, podendo surgir casos de aumento de consumo [15];
- Em caso de cavitação, pode surgir aumento ou diminuição brusca da pressão de óleo [15].

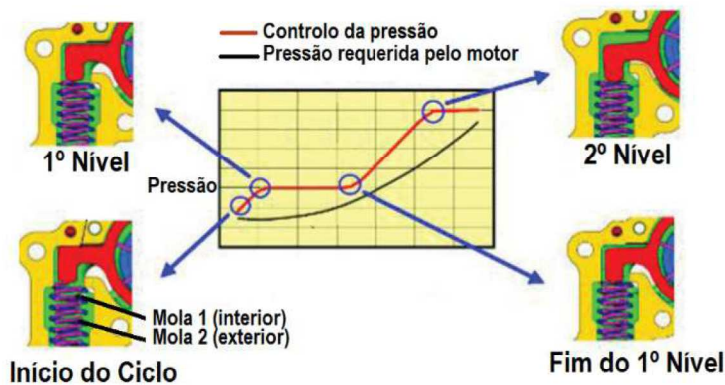


Figura 2.28: Regulação mecânica a 2 níveis. Adaptado de [15].

Regulação hidráulica

O controlo hidráulico consiste no controlo do elemento móvel (estator) por duas pressões nas suas extremidades. Neste caso o sistema é composto por um estrangulador e uma válvula. Analisando a Figura 2.29, o óleo a alta pressão (P1) é libertado para a câmara piloto e para a câmara de controlo, este ultimo depois de ser submetido a um estrangulamento (P2). Quando a pressão na câmara de alta pressão é demasiado alta, faz ativar uma válvula que permite uma fuga de descarga da câmara de controlo (P0). Temos então uma pressão superior na câmara piloto do que na câmara de controlo, que faz com que o estator se desloque.

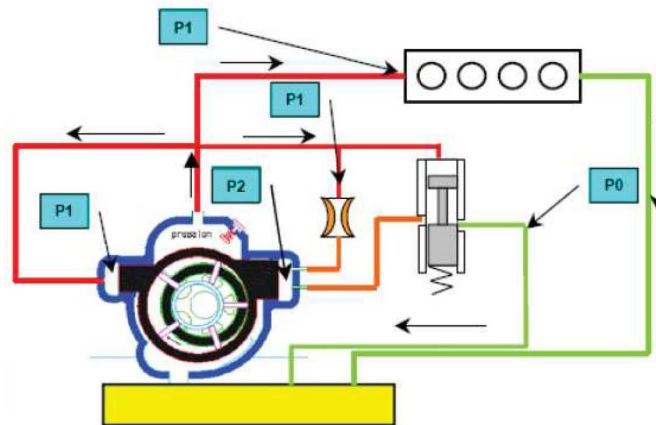


Figura 2.29: Circuito regulação hidráulica [15].

Regulação hidráulica a 2 níveis

Esta regulação tem um funcionamento base idêntico ao da regulação hidráulica, mas neste caso existe também um controlo térmico, com uma válvula termostática que faz a descarga da câmara de controlo, Figura 2.30 .

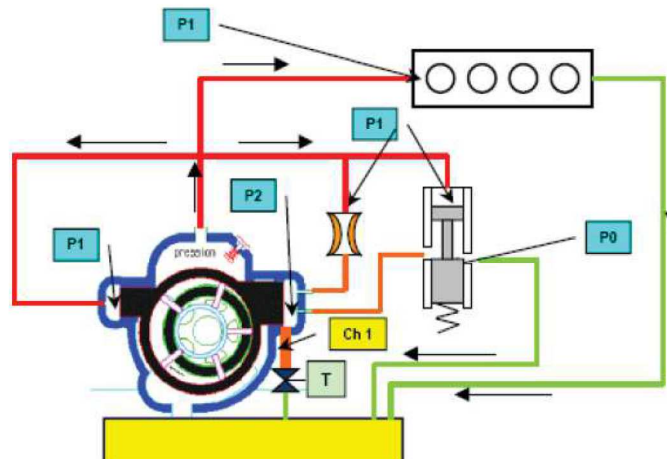


Figura 2.30: Circuito de regulação termo hidráulica de 2 níveis [15].

Ao ser feita a descarga pela válvula térmica (1^o nível), o elemento móvel desloca-se na câmara de controlo. Caso o elemento se desloque o suficiente ao ponto de obstruir o orifício da válvula térmica, a regulação passa a ser uma regulação hidráulica normal (2^o nível). Podemos ver na Figura 2.31 uma comparação entre a regulação hidráulica e regulação termo hidráulica.

Regulação hidráulica de 2 níveis pilotada por EV tipo 1 e tipo 2

A regulação hidráulica de 2 níveis pilotada por EV tipo 1, Figura 2.32 , tem um funcionamento similar as anteriores, resumindo-se a dois níveis de controlo, o primeiro com controlo por uma electroválvula (EV) e o segundo um controlo hidráulico, como explicado anteriormente.

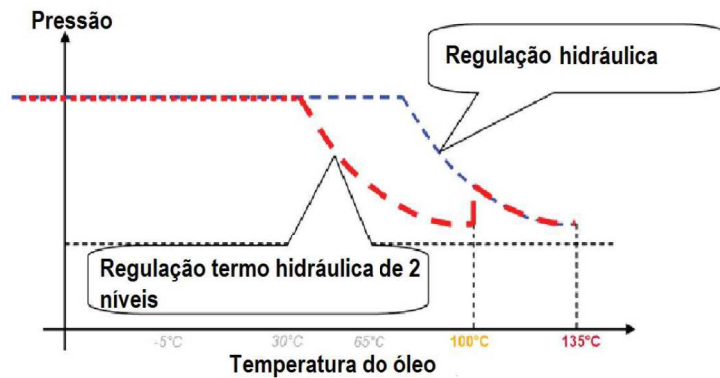


Figura 2.31: Comparação entre regulação hidráulica e regulação termo hidráulica. Adaptado de [15].

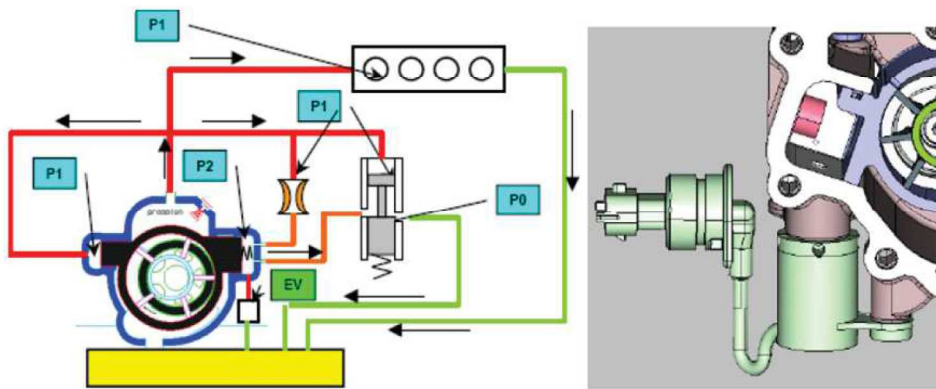


Figura 2.32: Circuito de regulação hidráulica de 2 níveis pilotada por EV tipo 1 [15].

Esta válvula é do tipo On/Off, ou seja, por controlo da centralina, esta abre e fecha de acordo com o regime do motor. Quando a electroválvula se encontra fechada, o sistema comporta-se com regulação hidráulica normal.

Deve-se privilegiar a implementação da electroválvula na horizontal para prevenir as vibrações verticais do motor [15].

A regulação hidráulica de 2 níveis pilotada por EV tipo 2 é idêntica à regulação com EV tipo 1, com diferença de esta electroválvula ser de regulação progressiva.

2.5.3 Válvula de segurança

No caso de regulação indireta, o arranque a frio pode ser problemático uma vez que o motor pode não atingir valores suficientemente grandes de pressão para efetuar o controlo normal e, no entanto, a bomba pode estar sobre pressões muito elevadas [2]. Por isso existe uma válvula de segurança na câmara de alta pressão, Figura 2.33. Esta é normalmente uma válvula simples, constituído por uma esfera e uma mola, que funciona como descarga de óleo se este atingir um valor muito elevado.

Esta válvula também pode ser muito útil se por alguma razão a passagem de fluxo de controlo do motor para a válvula for obstruído, permitindo a bomba não atingir grandes pressões.

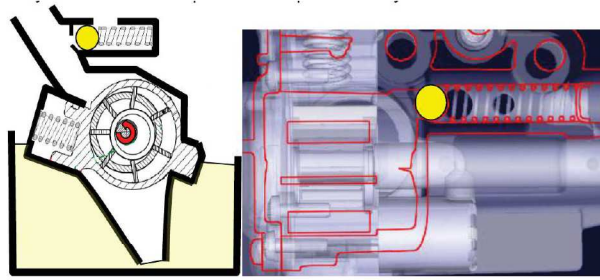


Figura 2.33: Exemplo da implementação de uma válvula de segurança [15].

2.6 Aspectos construtivos

2.6.1 Localização do chupador

O reservatório do fluido lubrificante usado nos automóveis situa-se no cárter de óleo que se encontra no fundo do motor. Uma vez que, regra geral, a bomba de óleo se situa numa posição ligeiramente superior à do óleo, é necessário um componente que permita a condução do óleo até à bomba. Esta condição deve ser garantida qualquer que seja o estado do veículo, estacionário e nivelado, em movimentos de aceleração e desaceleração, e com o veículo não nivelado. Esse papel é desempenhado pelo chupador.

Por uma questão de standardização, o chupador é considerado um elemento à parte da bomba de óleo, permitindo assim a mesma bomba usar chupadores diferentes ou bombas diferentes partilharem a mesmo chupador [15]. Existe uma distância mínima e máxima em relação ao fundo do cárter de forma a garantir que atinge o óleo nas condições já referidas e que existe um volume livre diminuindo o risco de absorção de elementos não desejados que possam estar no fundo do cárter, como podemos ver na Figura 2.34 .

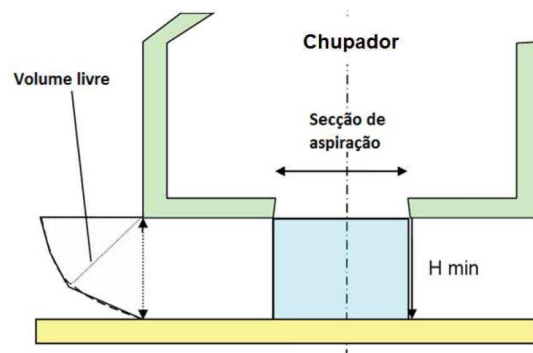


Figura 2.34: Volume livre entre o chupador e o carter. Adaptado de [15].

Assim sendo, este componente executa também um papel muito importante de fazer uma pré filtragem do óleo de lubrificação. Esta distância é também importante para garantir que no caso de choque entre o cárter e um obstáculo, o cárter não atinja o chupador. Para prevenir esta situação existe casos onde são usados pinos de segurança para garantir que o orifício do chupador não fica totalmente obstruído [15], Figura 2.35 .

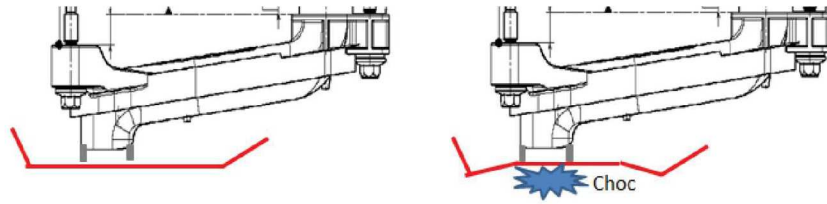


Figura 2.35: Pinos do chupador [15].

2.6.2 Cavitação

O efeito de cavitação traduz-se no efeito de vaporização de um fluido em movimento, por redução da pressão. O processo de vaporização não é simples. Este fenómeno pode dar-se com variação de temperatura ou pressão [21]. No caso da temperatura, este fenómeno acontece se tivermos um escoamento constante só aumentando a temperatura, ao contrário da pressão que pode resultar em vaporização do líquido se esta for diminuída.

Como o óleo tem a função não só de lubrificação mas também de refrigeração, dá-se um aumento da temperatura do óleo. Segundo a equação de Bernoulli (Eq. 2.1), se um fluido for acelerado em condições constantes, a sua pressão vai diminuir.

$$\frac{V^2 \rho}{2} + P + \rho gh = \text{constante} \quad (2.1)$$

A conjugação dos dois fenómenos descritos anteriormente faz com que surja o efeito de cavitação que é um fenómeno a evitar no seio de uma instalação pelos problemas de vibrações, ruídos, corrosão e perda de performance que acarretam [22].

Com o fenómeno de cavitação surge o conceito de NPSH (Net Positive Section Head), que consiste na altura de sucção da bomba [22]. Dessa forma surgem duas vertentes do NPSH:

- NPSH requerido - quantifica as perdas por fricção entre a entrada de óleo na bomba e o ponto no interior da bomba onde a pressão é mais baixa, adicionado da energia cinética nesse ponto [22];
- NPSH disponível - quantifica, em termos de altura manométrica, a pressão à entrada da bomba do lado da instalação [22].

Para garantir que não existe efeito de cavitação, é necessário que o NPSH requerido seja inferior ao NPSH disponível [23], Figura 2.36 .

A cavitação pode surgir com várias formas, onde podemos identificar as seguintes [24]: junto à cavidade; bolhas; nuvens; vórtice. Podemos ver alguns exemplos na Figura 2.37 .

2.6.3 Efeito da temperatura

Como já referido anteriormente, a temperatura tem um papel muito importante na performance das bombas de óleo. Podemos considerar duas temperaturas: Temperatura do sistema; Temperatura do fluido.

A alteração da temperatura do sistema resulta numa alteração dimensional dos materiais, que sofrem compressões e dilatações. Isto faz alterar as folgas entre os componentes,

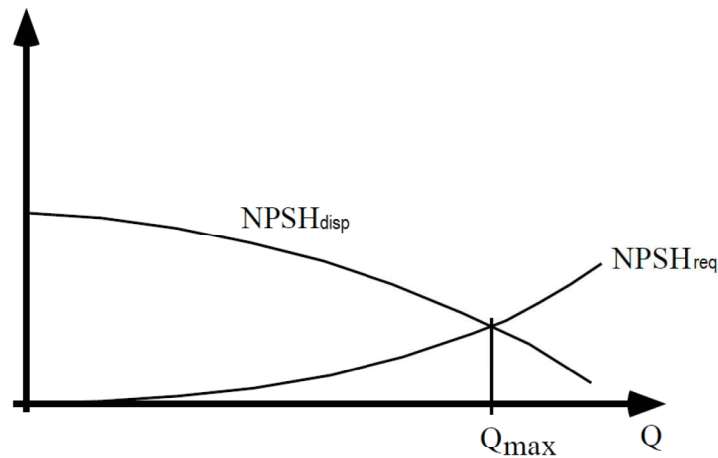


Figura 2.36: Definição de caudal máximo numa instalação que garante funcionamento sem cavitação. Adaptado de [22].

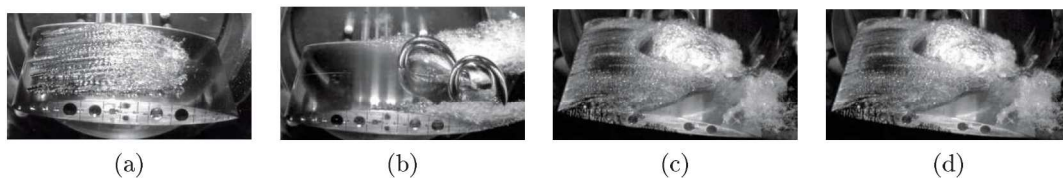


Figura 2.37: a) Cavitação junto a uma superfície ou cavidade [24]; b) Cavitação com efeito de bolhas [24]; c) Cavitação com efeito de nuvens [24]; d) Cavitação com efeito de vórtice [24].

podendo originar fugas ou estrangulações ao fluxo de óleo. A variação da temperatura do fluido altera a sua constituição, fazendo deste mais viscoso caso a temperatura baixe e menos viscoso caso a temperatura suba. Estas alterações podem dar origem a fugas caso o fluido se torne pouco viscoso. A junção destes dois fenómenos pode resultar numa redução significativa do débito, no caso de aumento substancial das fugas dentro da bomba de óleo. A Figura 2.38 mostra um exemplo de, para a mesma bomba e as mesmas condições, o efeito da temperatura, para baixa e elevada temperatura. Vemos que para elevada temperatura não conseguimos obter valores tão elevados de caudal e pressão como para baixa temperatura devido as fugas resultantes do aumento das folgas e redução da viscosidade do óleo.

2.6.4 Eficiência/performance das bombas de óleo

Como vimos até agora existem várias soluções de bombas de óleo para garantir a lubrificação dos motores automóveis, cada uma delas com vantagens e desvantagens. Os dois grandes grupos de bombas de óleo dentro do mercado automóvel atual, são as bombas de óleo de cilindrada fixa e bombas de óleo de cilindrada variável.

As bombas de óleo são dimensionadas para condições de baixa velocidade e alta temperatura, que são as piores condições de lubrificação de um sistema. Por esta razão, a bomba é sobre dimensionada para outras condições, produzindo um excesso de caudal

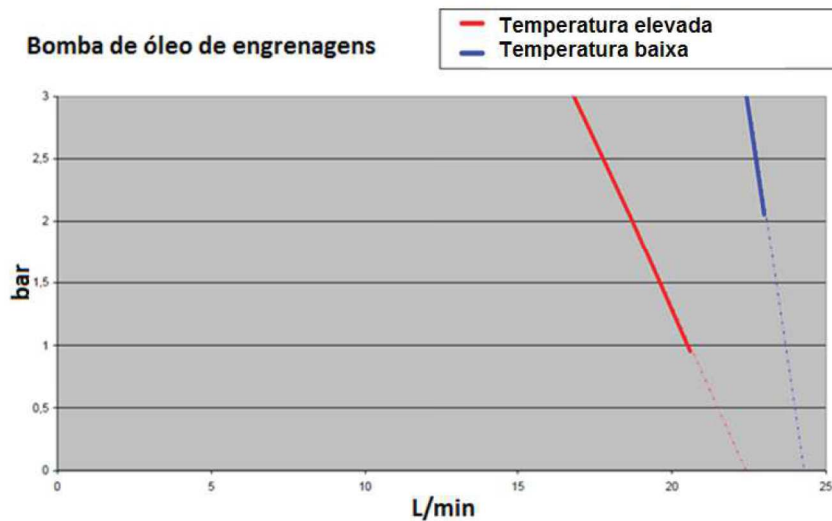


Figura 2.38: Efeito das folgas no débito de uma bomba de óleo de engrenagens. Adaptado de [15].

normalmente controlado por válvula de descarga. A Figura 2.39 mostra um exemplo desse sobre dimensionamento [25].

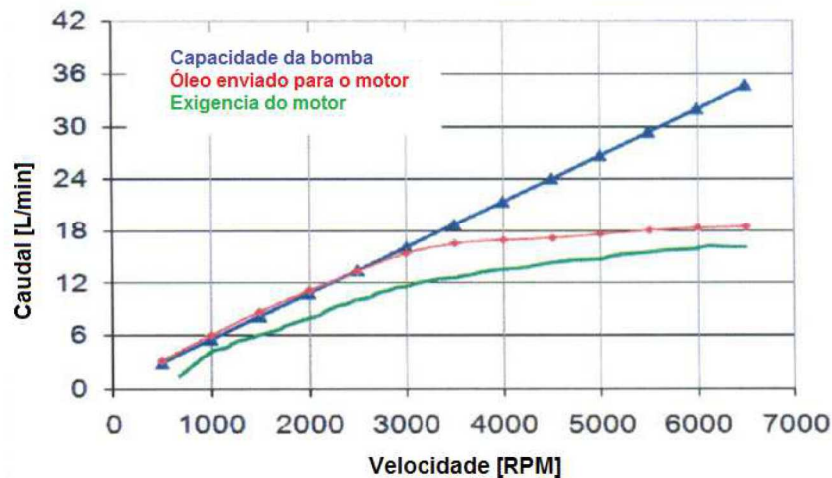


Figura 2.39: Curvas de capacidade de caudal da bomba, caudal cedido e caudal requerido pelo motor em função da velocidade para um motor 1.0L [25].

O controlo desse excesso de caudal é a grande vantagem das bombas de óleo de cilindrada variável, como podemos ver na Figura 2.40. Podemos também ver nas Figuras 2.41 e 2.42 uma análise comparativa entre os rendimentos hidráulicos e mecânicos dos vários tipos de bombas usados no mercado automóvel.

Contudo, o rendimento hidráulico e mecânico não são os únicos índices que merecem comparação sendo também muito importantes o custo, o ruído, a capacidade e a probabilidade de cavitação, como podemos ver na Tabela 2.4 .

Desta análise concluímos que as bombas de óleo de palhetas de cilindrada variável são a melhor opção apesar do seu custo elevado. Este custo de produto pode ser compensado

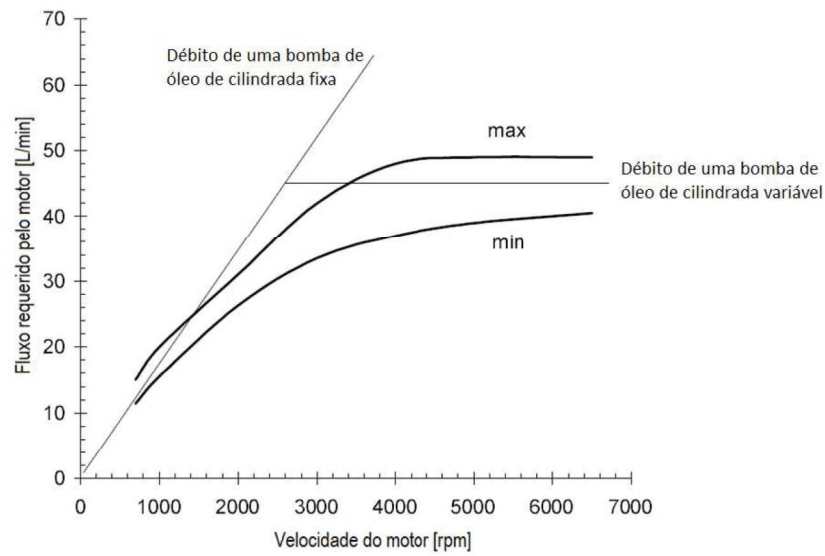


Figura 2.40: Exemplo de exigências de um motor de combustão interna e resposta da bomba de óleo. Adaptado de [26].

com a redução dos consumos proporcionado por este tipo de bombas. Ainda assim o fator preço faz com que as bombas de engrenagens externas sejam muito utilizadas.

Tabela 2.4: Comparação bombas de óleo de cilindrada fixa. Adaptado de [15].

Tipo	η Hidr.	η Mec.	Ruído	Capacidade	Cavitação	Custo
Engrenagem Exterior	Ref.	Ref.	Ref.	Ref.	Ref.	Ref.
Engrenagem Interior	Alto	Baixo	Baixo	Baixo	Baixo	Baixo
Palhetas	Alto	Alto	Baixo	Ref.	Baixo	Muito Alto
Alhetas	Muito Alto	Muito Baixo	Baixo	Alto	Baixo	Muito Alto
Engrenagem Exterior Retificada	Alto	Alto	Ref.	Alto	Ref.	Alto

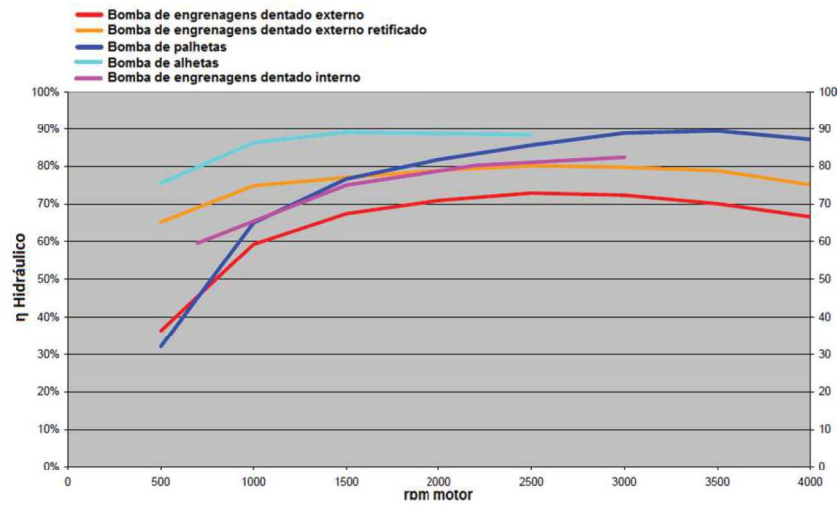


Figura 2.41: Rendimento hidráulico bombas de óleo de cilindrada fixa $135^{\circ}C$ e 2 bar. Adaptado de [15].

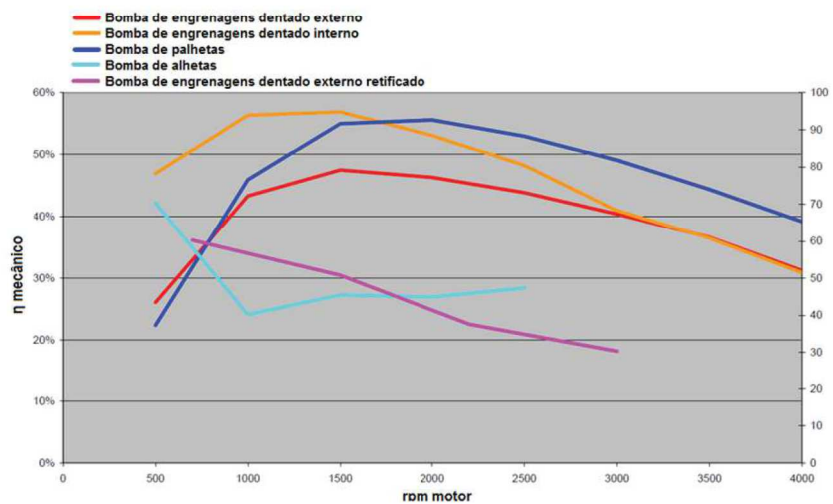


Figura 2.42: Rendimento mecânico bombas de óleo de cilindrada fixa $135^{\circ}C$ e 2 bar. Adaptado de [15].

Capítulo 3

Cadeia de Cotas

3.1 Cadeia de cotas

3.1.1 Introdução

A cadeia de cotas é uma ferramenta usada para garantir o correto funcionamento de um conjunto de peças. Pode ter as seguintes definições: assemblagem de cotas necessárias e suficientes para garantir uma determinada função; constituída por um conjunto de cotas em série que fazem ligação entre os extremos da condição [27]. Podemos então dizer que uma cadeia de cotas é um conjunto de cotas em cadeia que traçam o percurso desde o início de uma condição de funcionamento até ao seu extremo.

Existem dois tipos de cadeias de cotas: cadeia de cotas produto; cadeia de cotas processo [28]. Pode também classificar-se a cadeia de cotas como:

- Cadeia de cotas funcional - é uma cadeia de cotas minimalista, com apenas uma cota por peça;
- Cadeia de cotas não funcional - é uma cadeia de cotas não minimalista, podendo conter mais do que uma cota por peça.

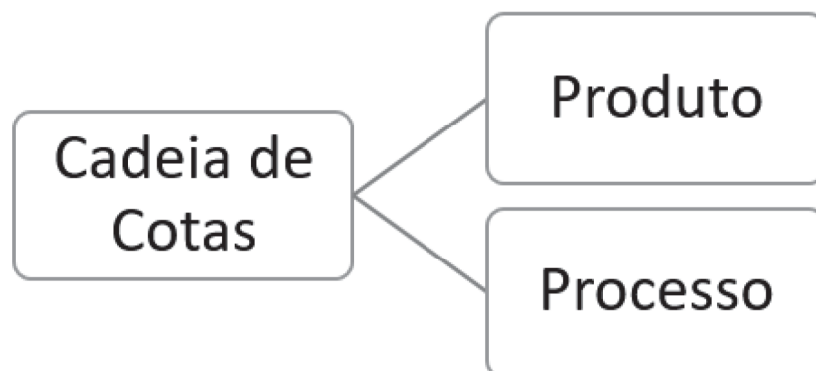


Figura 3.1: Diagrama de tipos de cadeias de cotas.

3.1.2 Condição funcional

Uma condição funcional, cota condição ou exigência funcional, é uma dimensão que garante o correto funcionamento entre duas superfícies, tendo origem numa exigência funcional, retratando um fenómeno físico (interferência, fuga, ruído, deformação, desgaste) que pode induzir [29]:

- Impossibilidade de montagem;
- Falha do produto;
- Defeito perceptível pelo cliente.

A condição funcional pode classificar-se como [29]:

- Exigência de fabricação: realização de peças isoladas;
- Exigência do processo de montagem: atividade de montagem de peças;
- Exigência de posicionamento: peça não tem interferência com peças vizinhas, é substituível e de fácil posicionamento;
- Exigência de conceção: funcionamento interno do mecanismo;
- Exigência de serviço: dados do caderno de encargos do cliente;
- Exigência de manutenção (reparação) e reciclagem: desmontável, substituível, reutilizável.

Esta condição resulta de duas ou mais cotas dimensionais, máximas e mínimas. A condição funcional pode ser de vários tipos: folga; aperto; atravancamento; reentrância; saliência... Estas são, na organização Renault, hierarquizadas como sendo:

- Segurança (S) - exigências que se não forem cumpridas podem por em causa a segurança do cliente;
- Regulamentação (R) - exigências que se não forem cumpridas não respeitam alguma regulamentação;
- 1 - Exigência que se não for cumprida provoca a imobilização do veículo;
- 2 - Exigência que se não for cumprida o cliente se vai aperceber, levando-o à oficina, mas não provocando a imobilização do veículo;
- 3 - Exigência que ao não ser cumprida, o cliente se vai aperceber mas tolera, não o levando de imediato à oficina;
- 4 - Defeitos que não são sentidos pelo cliente, mas que provocam mau funcionamento.

3.1.3 Cadeia de cotas Produto

A cadeia de cotas produto é utilizada no desenvolvimento de produto, com objetivo de estabelecer o plano funcional da peça. O plano funcional é dado ao fornecedor, e este responde com o plano de definição. O processo desta cadeia de cotas é:

- Definir elementos a tolerânciar;
- Quantificar a tolerância;
- Validar a construção.

Para garantir um funcionamento, pode ser necessário fazer mais do que uma cadeia de cotas caso se pretenda avaliar a função máxima e função mínima. Neste caso consideramos duas cadeias de cotas completamente distintas, com duas condições funcionais distintas.

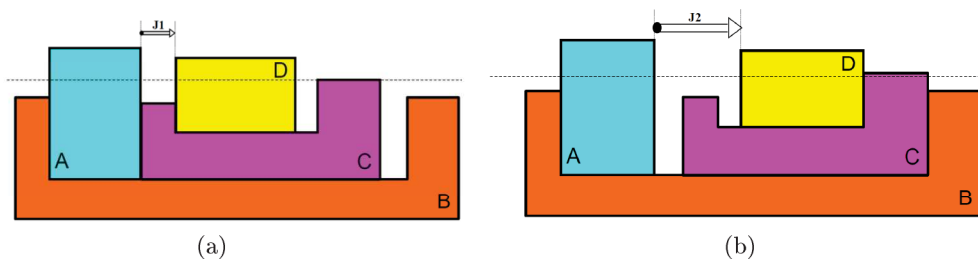


Figura 3.2: Exemplo de folga mínima e folga máxima [28].

No exemplo da Figura 3.2, definiu-se os elementos a tolerância como sendo os componentes A e D. Duas cadeias de cotas dão-nos o valor de folga mínima e folga máxima. O resultado é então analisado e será validado caso os valores mínimos e máximos estejam de acordo com exigência do cliente.

3.1.4 Método de elaboração da cadeia de cotas produto

A execução de uma cadeia de cotas segue um determinado plano de execução que garante o resultado final pretendido, como mostra o esquema da Figura 3.3.

Modelização

Como sabemos, qualquer peça tem vários defeitos dimensionais e geométricos. Para a correta execução do modelo de cadeia de cotas é necessário que as peças estejam encostadas. A modelização consiste em efetuar um modelo do nosso conjunto com as peças encostadas não contabilizando os defeitos da peça, Figura 3.4. Estas zonas de contacto entre as peças serão mais tarde muito importantes para fazer a passagem entre peças da cadeia de cotas.

Condições influentes

As condições influentes consistem nas condições externas ao modelo que possam influenciar o mau funcionamento do conjunto. O exemplo mais comum destas condições é a temperatura.

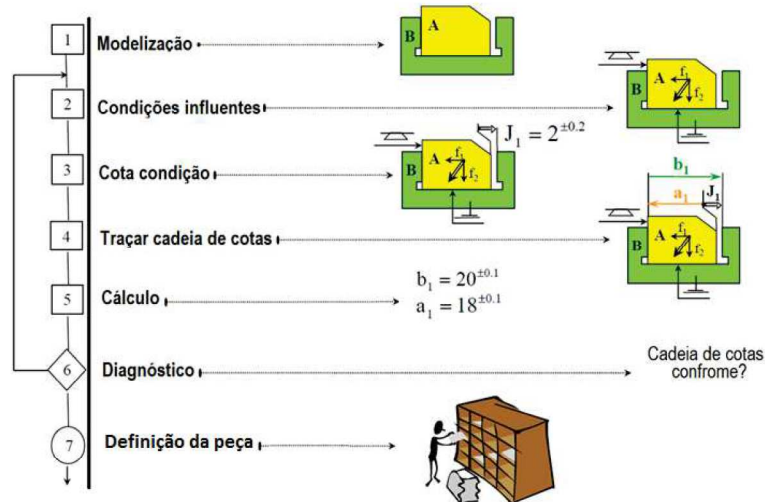


Figura 3.3: Modelo de execução de uma cadeia de cotas. Adaptado de [28].

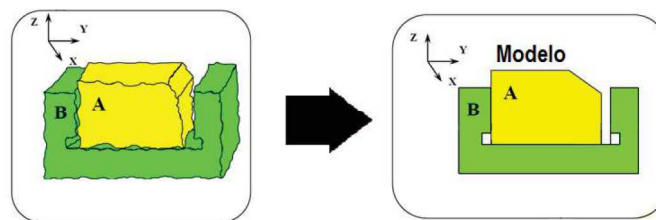


Figura 3.4: Exemplo de peças com imperfeições e peça modelo [28].

Condição funcional

Na elaboração da cadeia de cotas, as cotas substituem-se, por comodidade, por vetores [30]. A condição funcional é normalmente representada entre duas peças pela letra "J" referente a uma seta de traço duplo e, por convenção, com a seta no sentido da esquerda para a direita, na horizontal, e de baixo para cima, na vertical [27]. Existe apenas um vetor condição (cota funcional) por cada cadeia de cotas, Figura 3.5 .

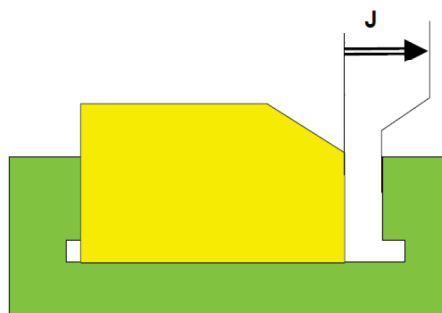


Figura 3.5: Exemplo de condição de folga [28].

Execução de cadeia de cotas

A execução da cadeia de cotas é iniciada na origem do vetor da condição funcional. Tendo em conta a Figura 3.6, a partir do ponto de início é traçado um vetor até uma superfície de apoio comum à peça de início e outra peça, (b1). Este procedimento deve ser repetido até que na superfície comum esteja contida uma superfície da peça onde termina a condição funcional. Neste caso fica-se em condições para se poder fechar a cadeia de cotas, (a1), [28].

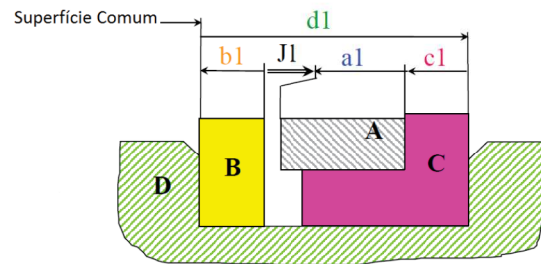


Figura 3.6: Exemplo de cadeia de cotas [28].

Existem casos em que esta cadeia pode ser feita por diversos percursos, mas deve se optar sempre pelo mais curto, possibilitando a existência de peças não contabilizadas na cadeia.

3.1.5 Cálculo nominal e de IT

Uma cota nominal consiste no valor teórico de dimensão. Este pode ser calculado pela Equação 3.1, [31]:

$$J_{nom} = \frac{J_{min} + J_{max}}{2} \quad (3.1)$$

O cálculo nominal do vetor da cota condição J é igual à soma dos valores nominais dos vetores em sentido positivo (mesmo sentido da condição), subtraindo a soma dos valores nominais dos vetores em sentido negativo [27]. No caso da Figura 3.6, este calculo é traduzido na Equação 3.2 , [31] .

$$J_{nom} = d1 - (a1 + b1 + c1) \quad (3.2)$$

O cálculo do toleranciamento da condição funcional é feito com base no toleranciamento dos elementos da cadeia de cotas. Este cálculo pode ser feito por 3 métodos distintos: cálculo aritmético; cálculo quadrático; cálculo probabilístico [29].

Cálculo aritmético

O cálculo aritmético é o mais simples de todos e o mais cauteloso. Este método corresponde à máxima garantia de segurança pois não existe risco de conjuntos não conformes [28]. A sua fórmula consiste no somatório das tolerâncias de todos os elementos da cadeia de cotas [31].

$$ITJ_{arit} = \sum_{i=1}^n ITi \quad (3.3)$$

Este método não é muito aconselhado no caso de cadeias de cotas com muitos elementos, pois pode resultar em toleranciamento de elevado valor, até maiores do que o próprio valor nominal. Normalmente este método é usado em cadeias de cota com até 3 elementos [28].

Cálculo quadrático

O cálculo quadrático parte do princípio que é raro os elementos se encontram todos no máximo ou no mínimo valor de tolerância. Este método admite que a maioria das cotas estão centradas numa distribuição normal, só contabilizando 6σ da amostra. Isso faz com que 0.27% da amostra não seja considerada, Figura 3.7 . Sendo este um método estático, exige a quem o aplica um conhecimento sobre a distribuição das características em fabricação.

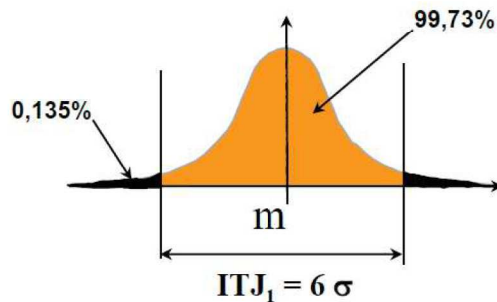


Figura 3.7: Distribuição normal do cálculo quadrático [28].

O cálculo para o IT segue a seguinte equação [31]:

$$ITJ_{quadr} = \sqrt{\sum_{i=1}^n ITi^2} \quad (3.4)$$

Este método não é muito usado pois existe um risco de resultados não conformes de conjuntos em conformidade, especialmente em casos de não centragem [28] , exemplo Figura 3.8 .

Cálculo probabilístico

Da mesma forma que o cálculo quadrático, o cálculo probabilístico tem por base uma lei normal, ou lei de Gauss. Este considera equiprobabilidade de repartição da média sobre o intervalo de tolerância dos elementos [28], Figura 3.9.

Este método usa a equação 3.5 , [31].

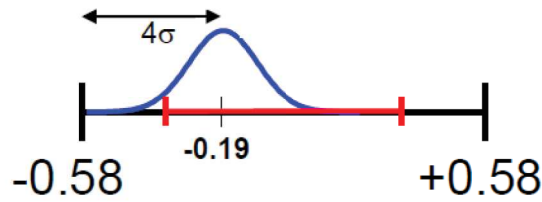


Figura 3.8: Exemplo de distribuição normal do cálculo quadrático. Adaptado de [28].

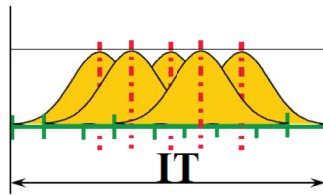


Figura 3.9: Distribuição normal do cálculo probabilístico [28].

$$IT J_{prob} = \sqrt{3 \times \sum_{i=1}^n IT_i} \quad (3.5)$$

Este é o método mais utilizado para o acaso de cadeias de cotas compostas por 4 ou mais cotas.

3.2 Cadeias de cotas processo

A cadeia de cotas processo, também chamada de cadeia de cotas métodos ou cadeia de cotas racional, é usada na conceção do processo de fabrico da peça com objetivo da realização do plano de execução da peça [28]. O objetivo da cadeia de cotas processo é, partindo da cotação dimensional e geométrica das peças, obter a cotação de produção.

O processo de execução da cadeia de cotas processo é idêntico ao da cadeia de cotas produto, mas a primeira muitas vezes é uma cadeia de cotas não funcional, de acordo com o que é utilizado no fabrico. Podemos ver no exemplo da Figura 3.10 que, para a fabricação, a cotação deve ser feita entre os centros dos furos, que faz com que existam mais do que um elemento de cota por peça.

3.2.1 Transferência de cotas

Preferencialmente, a cotação de fabricação deve ser uma cotação funcional representada por uma cota útil, mas em certos caso isso exigiria uma ferramenta própria para a operação, Figura 3.11.

Por isso, existem situações em que a cotação da peça não corresponde à cotação de fabricação dessa mesma peça. Neste caso é necessário proceder a uma transferência de cotas para obter o valor nominal e de tolerância dessa cota de produção.

De acordo com a Figura 3.12 a), temos:

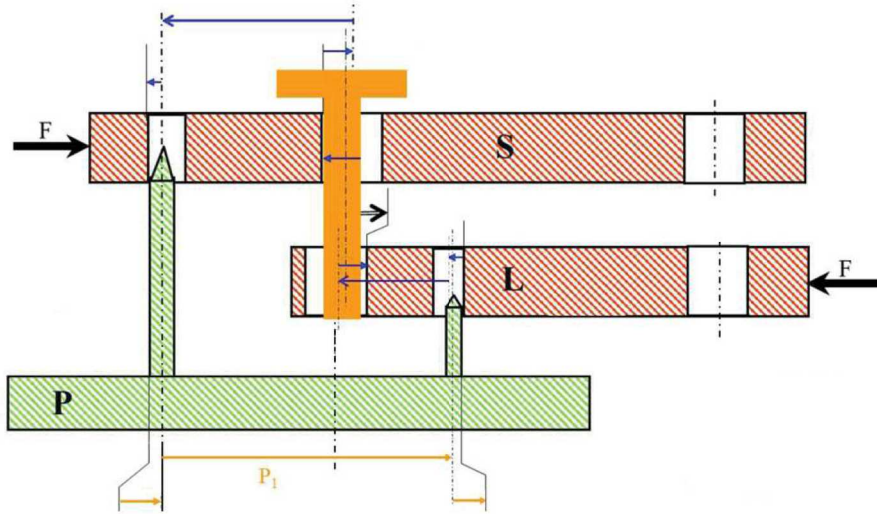


Figura 3.10: Exemplo cadeia de cotas processo. Adaptado de [28].

$$\begin{cases} A_{Max} = 20.2 + ?_{Max} \\ A_{min} = 19.8 - ?_{min} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} ?_{Max} = 60.1 \\ ?_{min} = 59.9 \end{cases} \quad (3.6)$$

Transferência de cotas não possível

Existem situações em que a transferência de cotas é impossível. Isto acontece quando o valor mínimo é superior ao valor máximo, por exemplo:

De acordo com a Figura 3.12 b), temos:

$$\begin{cases} B_{Max} = 80.3 - ?_{min} \\ B_{min} = 79.7 - ?_{Max} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} ?_{min} = 60.1 \\ ?_{Max} = 59.9 \end{cases} \quad (3.7)$$

Concluimos que o valor mínimo é superior ao valor máximo, logo a transferência de cotas não é possível.

3.2.2 Cadeia de cotas fora das direções principais

Em certas situações, pode existir um ângulo entre a condição funcional e o referencial da cotagem dimensional. Neste caso, a condição é decomposta em duas condições, que resulta em duas cadeias de cota distintas.

No caso da Figura 3.13, o cálculo do valor nominal é feito pela Eq.3.9, e o de tolerância é feito pelas Eq.3.10, Eq.3.11 e Eq.3.11, para o caso do cálculo aritmético, quadrático e probabilístico, respetivamente, [28].

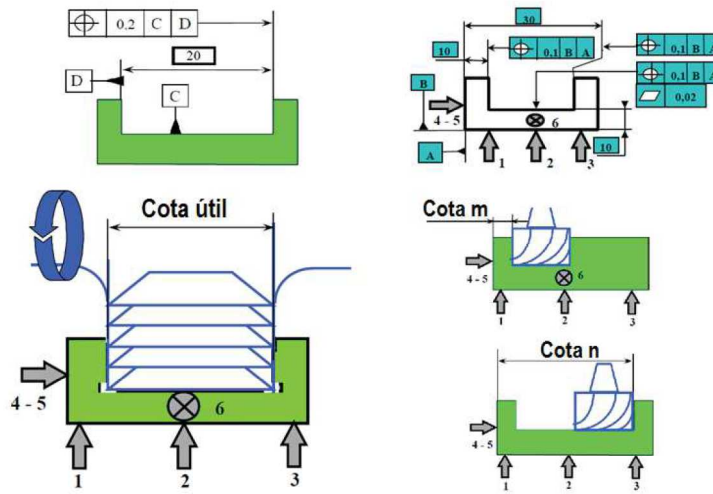


Figura 3.11: Exemplo de fabricação com uma ferramenta própria e fabricação com uma ferramenta universal. Adaptado de [28].

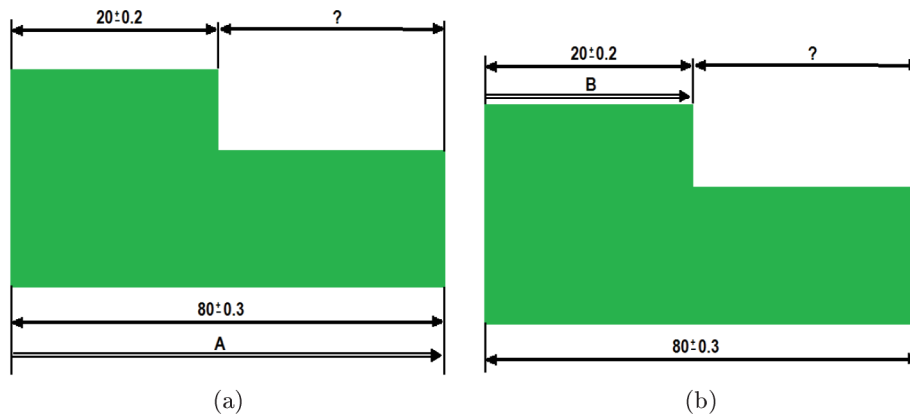


Figura 3.12: a) Exemplo transferência de cotas possível; b) Exemplo de transferência de cotas impossível.

$$J = (B_x - A_x)\cos\alpha + (B_y - A_y)\sin\alpha \quad (3.8)$$

$$ITJ_{arit} = (IT_{Ax} + IT_{Bx})\cos\alpha + (IT_{Ay} + IT_{By})\sin\alpha \quad (3.9)$$

$$ITJ_{quad} = \sqrt{(IT_{Ax} + IT_{Bx})^2\cos^2\alpha + (IT_{Ay} + IT_{By})^2\sin^2\alpha} \quad (3.10)$$

$$ITJ_{prob} = \sqrt{3}ITJ_{quad} \quad (3.11)$$

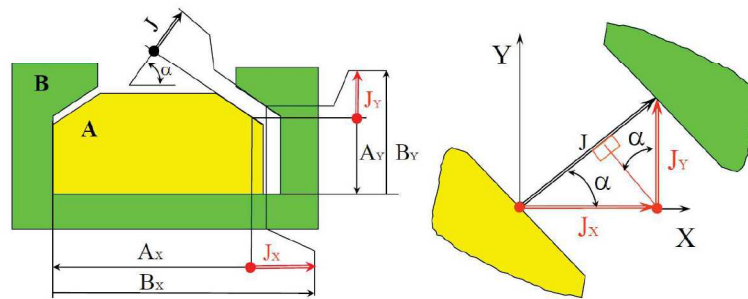


Figura 3.13: Exemplo de condição funcional bidimensional [28].

Capítulo 4

Caso de Estudo

<

4.1 Introdução

Neste capítulo procedeu-se à realização do estudo de cadeias de cotas da bomba. Aqui são apresentados todos os componentes da bomba, bem como o processo de montagem destes, que é importante para a compreensão da função de cada componente no conjunto. Essa função é o que dá posteriormente origem as condições funcionais, condições que garantem o cumprimento dessa função. De seguida é apresentado o modelo standard de desenvolvimento de cadeias de cotas usado.

Ainda neste capítulo explica-se como se processou o desenvolvimento do estudo, a qual foi feita uma seleção de casos mais importantes que posteriormente serão abordados neste documento. Para todos esses casos é feita uma análise da situação atual e, caso necessário, é feita uma proposta de melhoramento.

4.2 Descrição da bomba em análise

O componente sobre a qual este trabalho incide é uma bomba de óleo de palhetas de cilindrada variável (bomba de óleo Hxx), utilizada em motores a gasolina. Trata-se de uma bomba de variação de cilindrada por translação com regulação hidráulica de 2 níveis pilotada por electroválvula do tipo 1.

Trata-se de uma bomba com 23 tipos de componentes diferentes, utilizando matérias como alumínio, aço e borracha, resultando num peso final de $1,345Kg \pm 5\%$. A sua envolvente, corpo e tampa (componente A e O da Figura 4.2), são fundidos em alumínio ALSi9Cu3 e posteriormente maquinados. Os restantes componentes são em ligas de aço ou aço com tratamento, exceto o isolante (componente C, Figura 4.2), que tem como função isolar a câmara de controlo impedido fugas de óleo da zona de alta pressão para a baixa pressão, e é constituído por aço e borracha. Trata-se de uma bomba com 7 palhetas que resulta em 7 pulsações de óleo por rotação.

A bomba encontra-se localizada no interior do carter inferior, com ligação a esta por aparafusamento em 3 pontos. No fundo da bomba encontra-se o chupador, que conduz o óleo desde um nível mais baixo até à bomba. Este chupador varia entre motores.



Figura 4.1: Bomba de óleo Hxx.

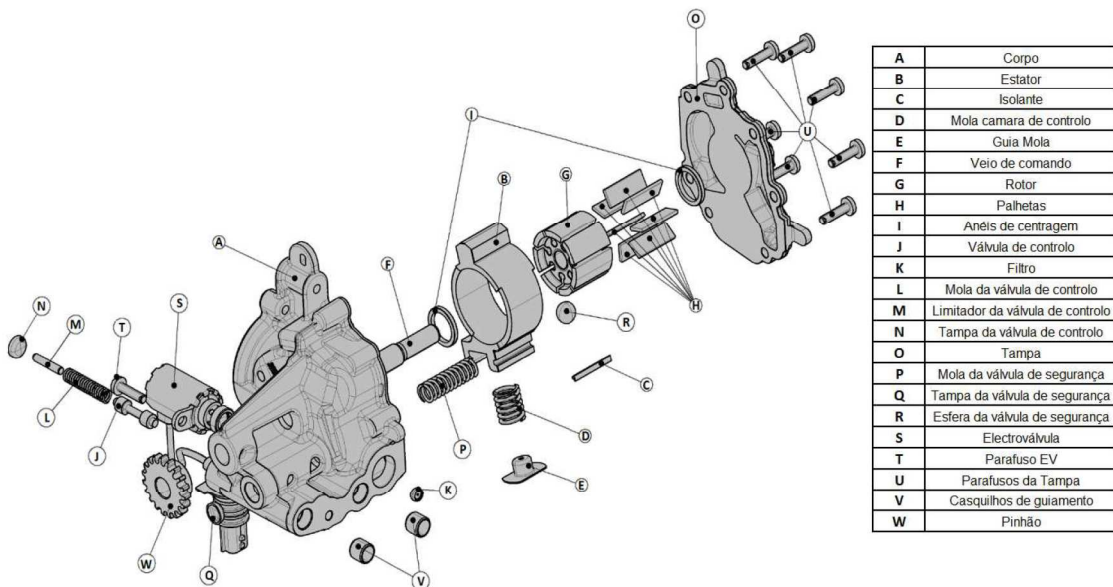


Figura 4.2: Vista explodida da bomba Hxx.

4.3 Funcionamento

O funcionamento desta bomba vai ao encontro do que já foi dito no capítulo 2.4.4 . A potência é transmitida desde a cambota até ao pinhão da bomba por uma corrente, com uma relação de transmissão de 21:16, sendo esta passada ao rotor por um veio comum aos dois. O movimento do rotor produz um efeito de sucção na entrada da bomba, que faz entrar o óleo. Em seguida o óleo passa por entre as palhetas até à saída sofrendo uma compressão. Este circuito pode ser visto na Figura 4.4.

Na zona de alta pressão, o óleo é passado para a câmara de controlo por um filtro (ou estrangulador) que evita grandes perdas de carga na saída de óleo para o motor. Uma vez que a folga entre o estator e o corpo é considerável para que o primeiro se possa movimentar alterando assim a cilindrada da bomba, existe um componente isolante garantindo a estanquidade da câmara de controlo. Por outro lado, o óleo a alta pressão reside na câmara piloto, para contrariar a força exercida pela mola. Esta bomba contém

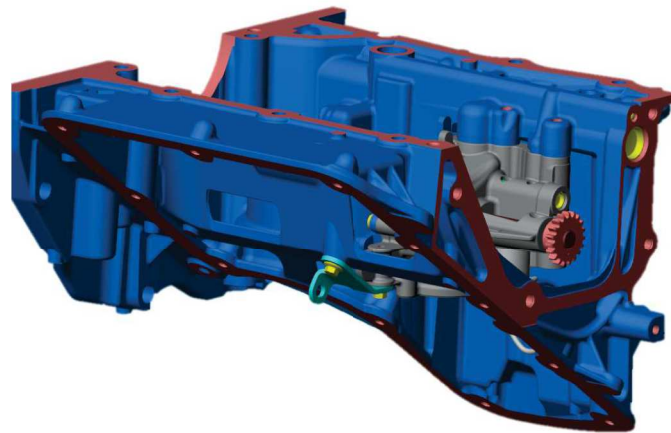


Figura 4.3: Atravancamento da bomba Hxx no carter do motor H4D.

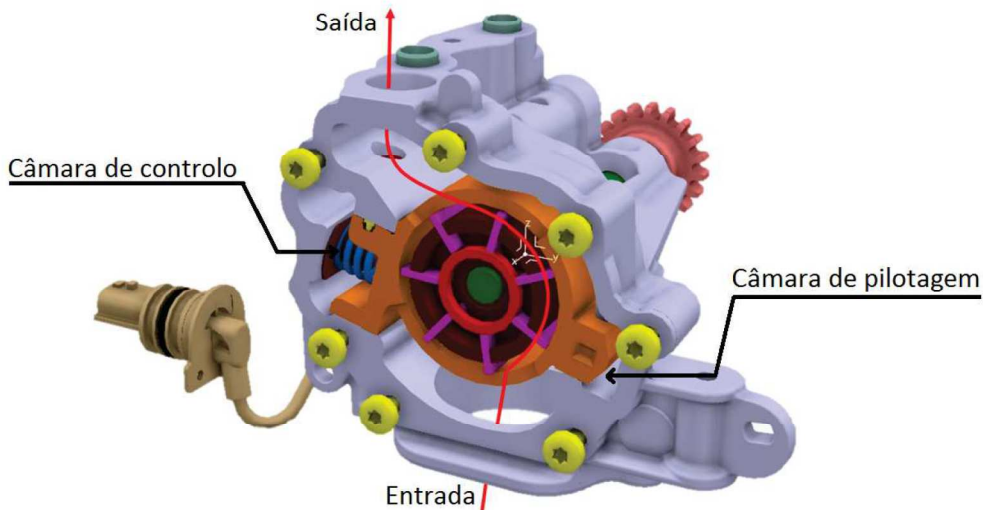


Figura 4.4: Circuito do óleo na bomba Hxx.

dois estágios de controlo de pressão, o primeiro a cerca de 2,65 bar controlado pela electroválvula, que ao descarregar óleo permite que a excentricidade diminua, e o segundo estágio controlado pela válvula de regulação a cerca de 4,15 bar. A válvula de regulação é de regulação do tipo indireta, uma vez que o óleo passa no motor antes de voltar à bomba, como podemos ver na Figura 4.5. A bomba está completamente limitada a cerca de 8 bar por uma válvula de segurança. A Figura 4.5 mostra o controlo de pressão pela electroválvula, quando EV ON e pela válvula de regulação, quando a EV OFF.

A Figura 4.6 mostra o controlo de pressão pela electroválvula, quando EV ON e pela válvula de regulação, quando a EV OFF. De notar que, por se tratar de uma EV ON/OFF, não é possível um controlo da pressão entre o estágio de funcionamento a ON e o estágio de funcionamento a OFF, pelo que a passagem entre estes dois pontos é incerta.

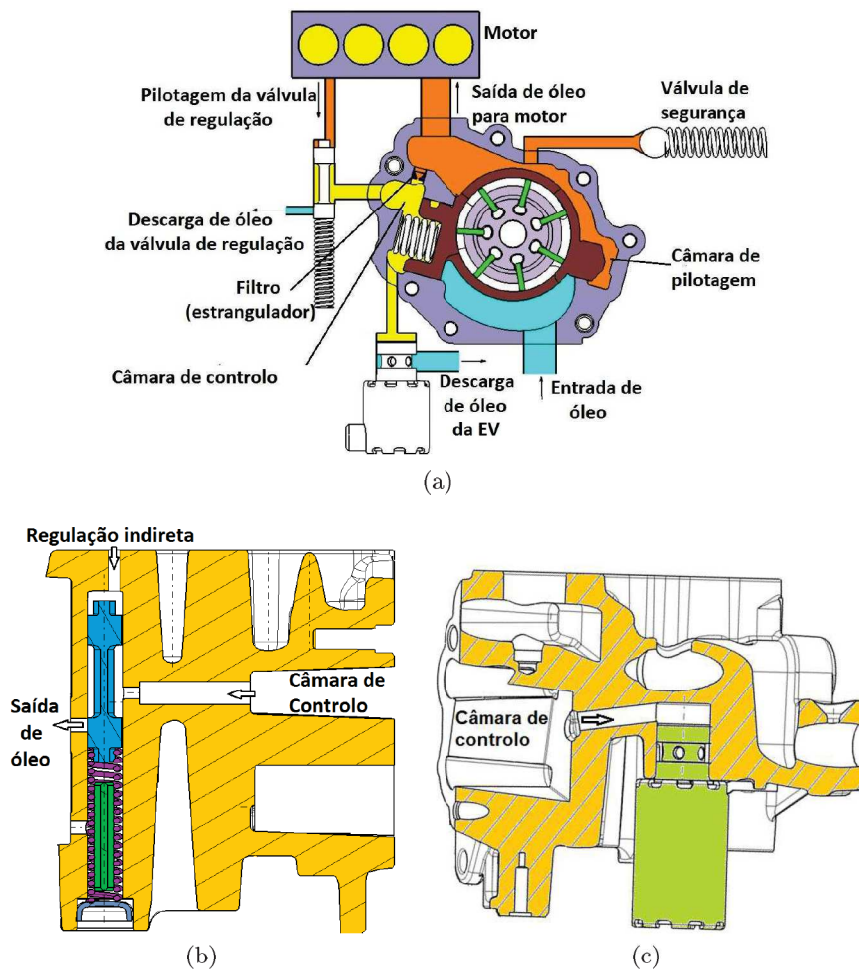


Figura 4.5: a) Esquema de funcionamento: a) geral da bomba; b) da válvula de regulação; c) da eletroválvula.

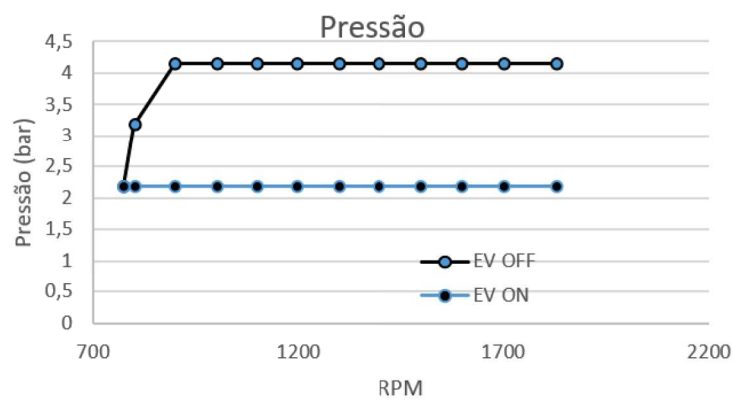


Figura 4.6: Pressão de funcionamento da bomba Hxx para EV ON e EV OFF.

4.4 Descrição do processo de fabricação

O processo de fabrico prendesse, fundamentalmente, com dois processos principais: fundição e maquinagem. Este começa com a fundição dos brutos do corpo e da tampa que posteriormente são maquinados. Estas maquinagens surgem da necessidade de intervalos de tolerância muito apertados para garantir o correto funcionamento da bomba. Esta bomba tem a característica de não usar qualquer junta de vedação, salvo o caso do isolante referido anteriormente, e o contacto entre a bomba e o chupador, pelo que é necessário um bom acabamento das superfícies para garantir estanquidade e performance.

A Figura 4.8 apresenta o layout da linha de montagem da bomba Hxx. A produção das bombas inicia-se na maquinagem do corpo e tampa, Figura 4.7, que posteriormente passam por um processo de lavagem de óleo de corte e restos de material. Cada palete de maquinagem contém 2 corpos e 2 tampas, de forma a produzir sempre conjuntos completos.

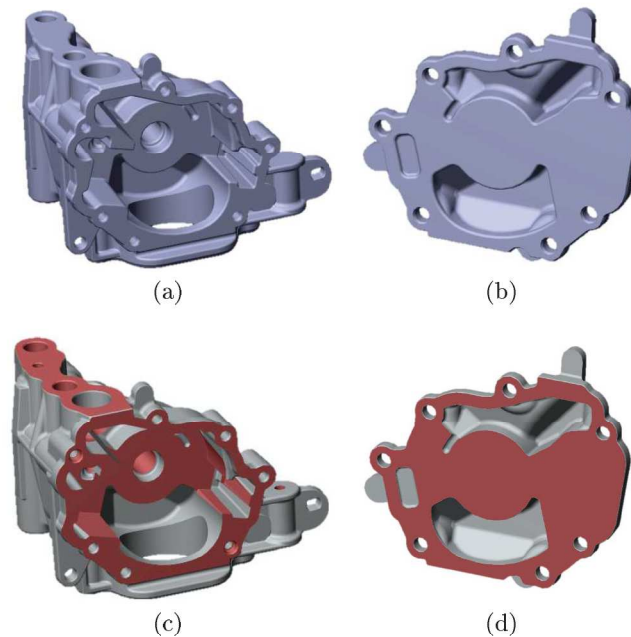


Figura 4.7: : a) Corpo bruto; b) Corpo maquinado; c) Tampa bruto; d) Tampa maquinado.

De seguida inicia-se a montagem de componentes no corpo, começando pela válvula de emergência na operação 10. Na operação 20 é montado o estator juntamente com a respetiva mola e isolante. Seguidamente são montados os casquilhos de guiamento na operação 30 e o filtro (estrangulador) na operação 40. Na operação 50 é montado a válvula de regulação, a mola, o limitador e a tampa da válvula de regulação. A operação 60 é feita à parte da linha principal, onde é montado o rotor no veio à pressão. A operação 70 inicia-se com um operador a colocar numa paleta o corpo da bomba com todos os componentes que nele foram montados, uma tampa e uma electroválvula. Na operação 70.1 é colocado automaticamente um anel de centragem das palhetas no conjunto rotor e veio, sendo este conjunto posteriormente colocado no corpo juntamente com as palhetas

e o outro anel de centragem. Na operação 70.2 é colocado à pressão o pinhão no veio e na operação 70.3 é apertada a electroválvula. O processo de montagem termina na operação 80 com o aparafusamento da tampa. De seguida são feitos testes a todas as bombas nos bancos fim de linha, onde é testada a estanquidade, o esforço quando a bomba é submetida a rotação e o deslocamento do estator com a electroválvula ON e OFF para assegurar a performance hidráulica. Estes testes são feitos a seco, sem recurso a óleo lubrificante. Posteriormente as bombas são marcadas com um código identificativo data matrix feito por laser. Estão previstas serem fabricadas 600.000 bombas no ano de 2017.

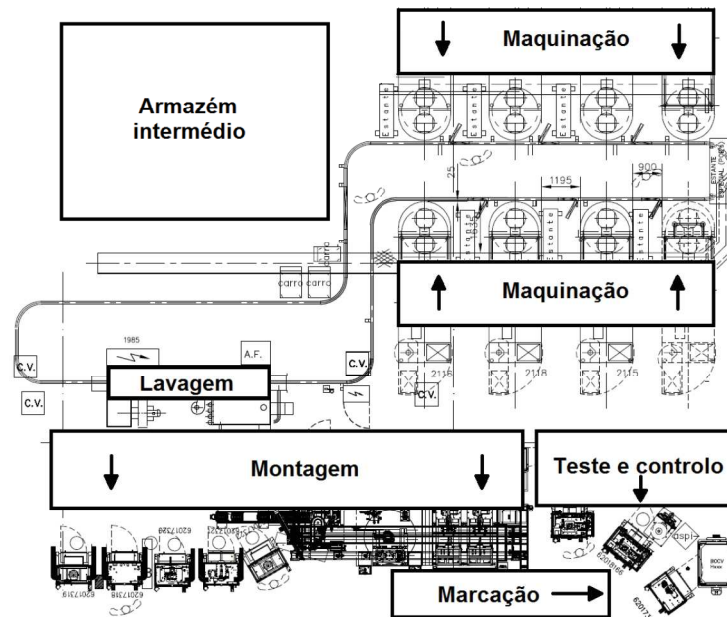


Figura 4.8: Layout da linha de montagem da bomba Hxx.

4.5 Ferramentas da empresa na cadeia de cotas

O estudo de cadeias de cotas foi feito com base num modelo standard da organização Renault para desenvolvimento de cadeias de cotas. Este modelo resume-se a um documento principal do tipo ".xls"(Fig. 4.9) e um documento modelo para a realização das cadeias de cotas, também do tipo ".xls"(Fig. 4.10). O documento principal do estudo serve como documento de introdução da bomba e lista todas as condições funcionais da bomba. Aqui são identificadas as peças, e superfícies das peças, que envolvem cada condição, e é descrita a condição funcional e a sua prioridade. Cada condição funcional tem um código. No documento modelo de cadeia de cotas é feito o traçado de cada cadeia de cotas, onde são tabeladas todas as cotas que dão origem à cadeia de cotas, é feita uma descrição de cada cota e é identificada a referência interna Renault de cada componente a que se refere a cota. Este documento automaticamente faz um cálculo da preponderância de cada cota, tendo em conta o seu valor de IT, e efetua um cálculo aritmético e probabilístico da cadeia de cotas, indicando o mais aconselhado de acordo com o número de cotas e a preponderância de cada uma.

Service : 66550
 UET Système : VDOP
 Chef d'UET : F. Delcorso
 Responsable Système : G. Portela

Contributeurs : A. Santos
 D. Santos
 A. Barca
 Animateur des Standards : JY. Chotte

(a)

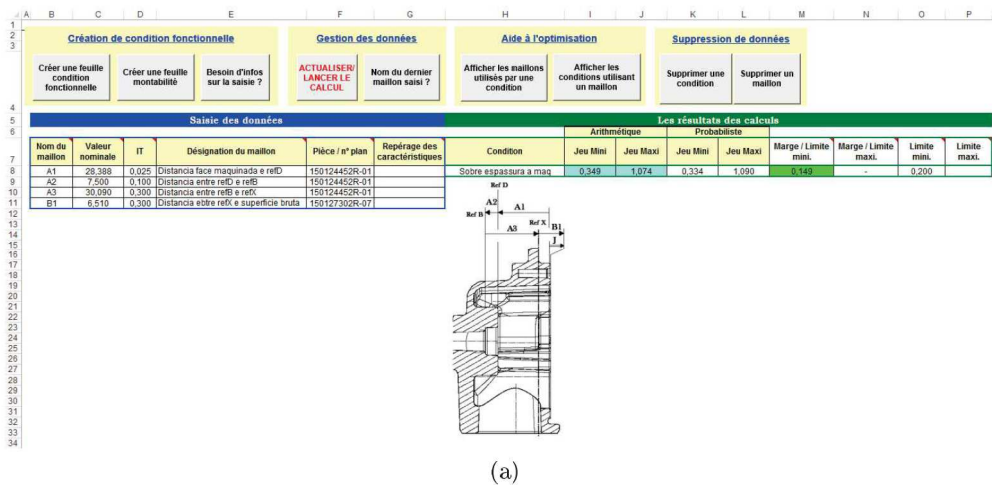
Code Chaîne de cotes	Pièce A	Surface pièce A	Pièce B	Surface pièce B	Libellé	PRIORITE
LUBRIF_0001	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da tampa	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da tampa	Sob espessura mínima para maquinar	1
LUBRIF_0002	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da crêpine	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da crêpine	Sob espessura mínima para maquinar	2
LUBRIF_0003	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da semelle	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da semelle	Sob espessura mínima para maquinar	1
LUBRIF_0004	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto parafuso da semelle	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto parafuso da semelle	Sob espessura mínima para maquinar	3
LUBRIF_0005	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da EV	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície da EV	Sob espessura mínima para maquinar	3
LUBRIF_0006	Corpo bomba de óleo maquinado	Topo camera de controlo	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de topo da camera de controlo	Sob espessura mínima para maquinar	3
LUBRIF_0007	Corpo bomba de óleo maquinado	Lateral 1 da camera de controlo	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície lateral 1 da camera de controlo	Sob espessura mínima para maquinar	1
LUBRIF_0008	Corpo bomba de óleo maquinado	Lateral 2 da camera de controlo	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície lateral 2 da camera de controlo	Sob espessura mínima para maquinar	1

(b)

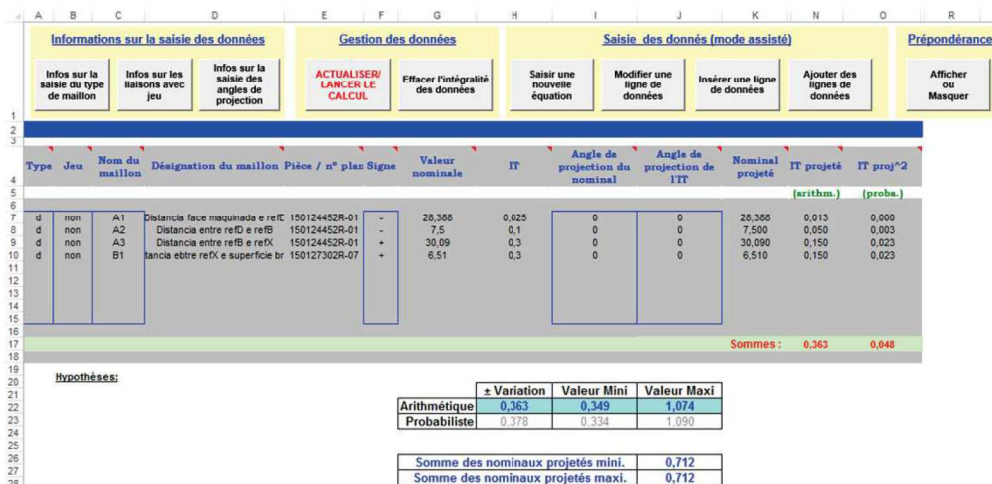
Figura 4.9: Interface do documento principal do estudo.

A este modelo foram propostas algumas alterações, de forma a facilitar a sua consulta, que posteriormente foram aceites e aplicadas no trabalho. Essas propostas passam pela adição de uma folha com uma vista explodida da bomba onde são legendados todos os componentes, Figura 4.11 (a), hiperligações entre os códigos de cada condição funcional, no documento principal, e o documento modelo de cadeias de cotas dessa condição, Figura 4.11 (b), e uma imagem esquemática de cada cadeia de cotas com ocultação automática de forma a simplificar a procura de cada condição, Figura 4.11 (c).

Foi também utilizado o software PLM ENOVIA da DASSAULT SYSTEMES, que se trata de uma plataforma que permite o desenvolvimento de produto em partilha. Este software engloba uma base de dados onde todos os projetos são partilhados e o software de CAD CATIA. Este foi utilizado neste trabalho para fazer o estudo do funcionamento da bomba, ambiente da bomba no motor e para obtenção de cotas em superfícies 3D. Foi ainda utilizado o software PLM TEAMCENTER VISUALIZATION da SIEMENS



(a)



(b)

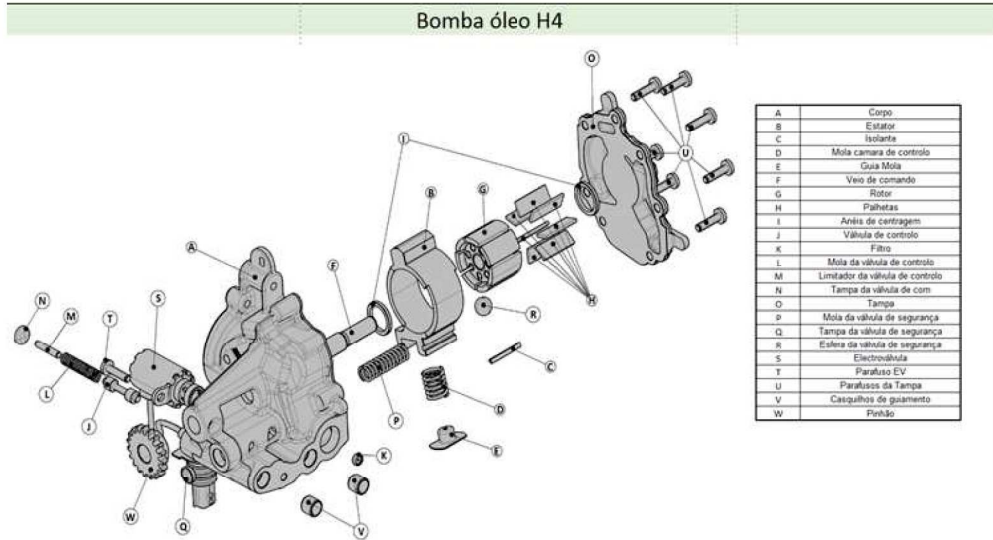
Figura 4.10: Interface do documento modelo de cadeia de cotas. Exemplo de condição J001 - sobre espessura de maquinagem da face de encosto da tampa no corpo.

para consulta de desenhos técnicos dos componentes.

O processo de criação das cadeias de cotas da bomba VDOP Hxx iniciou-se pela criação de uma lista de condições funcionais, que garantem uma montagem correta e um funcionamento com valores de performance corretos. Esta lista de condições foi dividida em 3 grandes grupos: bruto maquinado; montagem e funcionamento; montagem e avançamento.

As condições de bruto maquinado abrangem todas as condições que sejam garantidas na maquinagem de uma peça, por exemplo:

- Garantir que a sobre espessura mínima é suficiente para existir sempre maquinagem, e assim, garantir estanquidade;
- Garantir a abertura de um furo pelo processo de maquinagem;
- Garantir que após maquinagem as paredes têm espessura suficiente que garanta resistência estrutural.



(a)

Code	Pièce A	Surface pièce A	Pièce B	Surface pièce B	Libellé	PRIORITE
LUBRIF_J001	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da tampa	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da tampa	Sob espessura mínima para maquinar	1
LUBRIF_J002	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da origem	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da crispine	Sob espessura mínima para maquinar	2
LUBRIF_J003	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da semelle	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da semelle	Sob espessura mínima para maquinar	1
LUBRIF_J004	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto parafuso da semelle	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto parafuso da semelle	Sob espessura mínima para maquinar	3
LUBRIF_J005	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da EV	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície da EV	Sob espessura mínima para maquinar	3

(b)

Code	Pièce A	Surface pièce A	Pièce B	Surface pièce B	Libellé	PRIORITE	1	2	3	N/a
LUBRIF_J001	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da tampa	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da tampa	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J002	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da origem	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da origem	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J003	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da semelle	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto da semelle	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J004	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto parafuso da semelle	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto parafuso da semelle	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J005	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto da EV	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície da EV	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J006	Corpo bomba de óleo maquinado	Topo camera de controlo	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de topo da camera de controlo	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J007	Corpo bomba de óleo maquinado	Lateral 1 da camera de controlo	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície lateral 1 da camera de controlo	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J008	Corpo bomba de óleo maquinado	Lateral 2 da camera de controlo	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície lateral 2 da camera de controlo	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J009	Corpo bomba de óleo maquinado	Face de encosto do estator na posição de max deslocamento	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de encosto do estator na posição de max deslocamento	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J010	Corpo bomba de óleo maquinado	Topo camera piloto	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície de topo da camera piloto	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J011	Corpo bomba de óleo maquinado	Lateral 1 da camera piloto	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície lateral 1 da camera piloto	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J012	Corpo bomba de óleo maquinado	Lateral 2 da camera piloto	Corpo bomba de óleo bruto	Superfície lateral 2 da camera piloto	Sob espessura mínima para maquinar					
LUBRIF_J013	Corpo bomba de óleo maquinado	Furo da hague principal	Corpo bomba de óleo bruto	Furo da hague principal	Sob espessura mínima para maquinar					

(c)

Figura 4.11: Propostas de alteração do estudo standard de cadeia de cotas.

As condições de montagem e funcionamento envolvem todas as condições que garantam a montagem da bomba, e o seu correto funcionamento, sendo exemplo disso:

- Garantir montagem das peças;
- Garantir aperto das peças fixas;
- Garantir liberdade de todas as peças móveis;
- Garantir estanquidade entre peças;

As condições de montagem e atravancamento dizem respeito a todas as condições de montagem da bomba no motor e correto funcionamento do conjunto bomba-motor.

Estes 3 grupos resultaram num total de 123 condições funcionais. Cada uma destas condições foi avaliada a nível de prioridade, uma vez que se concluiu não existir tempo suficiente para a realização de todas as condições. Esta prioridade divide-se em 3 níveis:

- Nível 1 (Prioridade alta) - este nível indica que se a condição não for respeitada, a performance e montagem da bomba estão a ser postas em causa, que pode levar à gripagem da mesma;
- Nível 2 (Prioridade média) - este nível indica que o não cumprimento da condição permite a montagem e funcionamento da bomba em esforço, o que provoca rápida degradação desta;
- Nível 3 (Prioridade baixa) - este nível indica que a condição é, a partida, respeitada na projeção da bomba, necessitando apenas de ser verificada. Regra geral resultam em cadeias de cotas de duas cotas.

Pode se dizer também que, apesar de não ser aplicado a todas as condições, os níveis definiam também o nível de complexidade da cadeia de cotas, sendo o nível 1 o de maior exigência e o nível 3 de menor exigência.

A estratégia de desenvolvimento do estudo inicialmente passou pela realização de um conjunto de cadeias de cotas definidas como simples de nível 3, evoluindo para nível 2 e nível 1 sucessivamente. A prioridade passou então pela realização e respetiva análise de todas as condições de nível 1 uma vez que estas são as de maior importância. Todas as condições realizadas foram posteriormente analisadas, para avaliar os resultados obtidos. Esta análise passou não só por condições de folga que garantem o correto funcionamento, mas também pela procura de um processo de fabrico mais eficiente, pela redução de tempo de ciclo, ganhos económicos e um processo mais sustentável.

Na Tabela 4.1 está uma síntese do trabalho total realizado, sendo que se entende por definição do traçado e cálculo todo o processo de realização da cadeia de cotas de acordo com o modelo a seguir, e por análise de resultados a análise dos valores obtidos através da cadeia de cotas e comparação com definições técnicas.

Por se tratar de um trabalho muito extenso, só vão ser apresentados os casos mais importantes, tratando-se de condições funcionais que têm a si associados conclusões importantes ou que necessitam de proposta de alteração pelos seus resultados negativos.

Tabela 4.1: Síntese de trabalho realizado.

	Definição de traçado e cálculo				Análise de resultados			
	Total	Nível 1	Nível 2	Nível 3	Total	Nível 1	Nível 2	Nível 3
Quantidade prevista	111	45	36	30	111	45	36	30
Quantidade realizada	79	45	17	17	79	45	17	17
Trabalho realizado	71.2%	100%	47.2%	56.7%	71.2%	100%	47.2%	56.7%

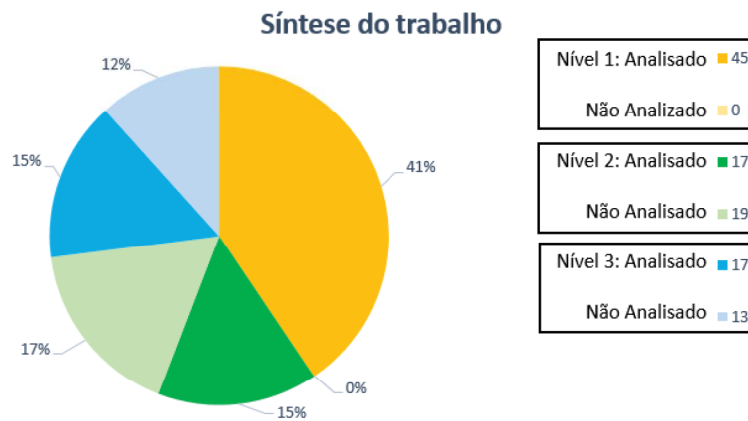
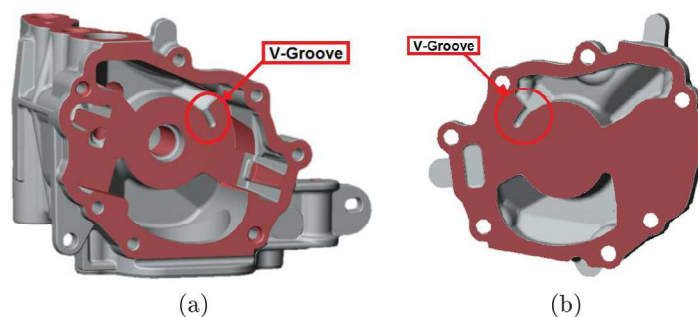


Figura 4.12: Síntese do trabalho realizado em gráfico.

4.6 Caso de estudo 1 - *V-Groove*

Introdução

O *V-Groove* é uma ranhura situada na zona de descarga que ajuda no controlo das condições de escoamento de saída, por exemplo controlando o efeito de cavitação ou ruído da bomba. No caso da bomba Hxx, como esta tem duas descargas, uma entre o estator e a tampa e outra entre o estator e o fundo do conjunto hidráulico, existem dois *V-Groove*. Podemos ver na Fig. 4.13 a posição dos dois *V-Groove* na tampa e no corpo.

Figura 4.13: a) *V-Groove* do corpo da bomba Hxx; b) *V-Groove* da tampa da bomba Hxx.

Metodologia

Para garantir a função do *V-Groove*, é importante a sua altura. O processo de obtenção é através da fundição sendo posteriormente controlada a sua altura na maquinagem das duas faces. Assim a cadeia de cotas para o cálculo da altura do *V-Groove* passa pela distância entre a superfície resultante do bruto e a superfície resultante do maquinado.



Figura 4.14: Molde 1 de 4 de fundição do corpo.

Na Figura 4.15 podemos ver a cadeia de cotas para o cálculo da altura dos dois casos de *V-Groove* existentes nesta bomba. As cotas "A" correspondem ao bruto e as cotas "B" correspondem ao maquinado. Nos dois casos, tampa e corpo, a Ref. X é comum à definição de bruto e maquinado.

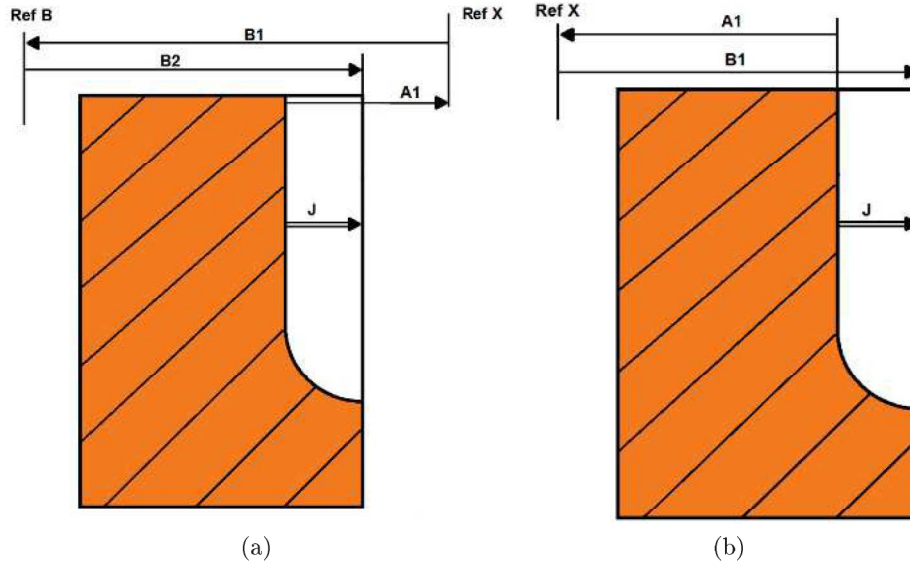


Figura 4.15: Esquema de cadeia de cotas para altura do *V-Groove* de: a) corpo; b) tampa.

Resultados e discussão

Nas Tabelas 4.2 e 4.3 estão apresentados os dados da cadeia de cotas para a altura do *V-Groove* do corpo e da tampa, respetivamente.

Tabela 4.2: Lista de cotas para altura do *V-Groove* do corpo.

Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
A1	23.890	0.600	Distância do fundo do V-Groove à Ref. X	78.26%
B1	30.090	0.300	Distância entre Ref. X e Ref. B	19.57%
B2	7.700	0.100	Distância entre Ref. X e face de encosto da tampa	2.17%

Tabela 4.3: Lista de cotas para altura do V-Groove da tampa.

Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
A1	9.700	0.500	Distância do fundo do <i>V-Groove</i> à Ref. X	86.21%
B1	11.200	0.200	Distância entre Ref. X à face maquinada e encosto com o corpo	13.79%

Recentemente, surgiu na política técnica Renault que a altura não deve ser inferior a 1mm. Na Tabela 4.4 são apresentados os valores de altura do *V-Groove* para o corpo e a tampa, tendo em conta o limite mínimo de 1mm. Podemos ver que, como se tratam de cadeias de cotas com poucas cotas e de nos dois casos existir uma cota com preponderância acima dos 78%, o tipo de cálculo escolhido foi o cálculo aritmético.

Tabela 4.4: Resultados da altura dos *V-Groove* do corpo e da tampa.

Altura do <i>V-Groove</i>	Altura min	Altura Max	Tipo de cálculo	Limite min	Margem min
a) Corpo	0.800	1.800	Aritmético	1.000	-0.200
b) Tampa	0.950	1.650	Aritmético		-0.050

Uma vez que os valores atuais não vão de encontro ao especificado, existe necessidade de aumento da altura do *V-Groove* nos dois casos. Uma vez que a atualização dos moldes de fundição é um processo moroso, existe em curso uma alteração provisória na maquinagem das duas faces onde estão situados os *V-Groove*. Essa alteração passa pelo deslocamento de -0,200mm da cota de maquinagem das duas faces, garantindo +0,200 à altura dos dois *V-Groove*, obtendo os valores da Tabela 4.5. No futuro este estado será alterado, passando a correção de altura do *V-Groove* a ser garantida totalmente pelo molde da Figura 4.14.

4.7 Caso de estudo 2 - Sobre espessuras de maquinagem

Introdução

Uma vez que o processo de obtenção do corpo e da tampa é por fundição injetada e posteriormente maquinagem, é muito importante que as sobre espessuras que permitem a maquinagem sejam o mais rigorosas possível, para que haja o mínimo de desperdício tornando assim o processo mais eficiente. A redução de material na maquinagem resulta

Tabela 4.5: Resultados da proposta para sobre espessuras de maquinagem do corpo e da tampa.

Altura do V-Groove	Altura min	Altura Max	Tipo de cálculo	Limite min	Margem min
a) Corpo	1.000	2.000	Aritmético	1.000	0.000
b) Tampa	1.150	1.850	Aritmético		0.150

num processo de fabricação mais limpo, mais rápido e menos dispendioso, não só pela redução de matéria-prima, mas também pela redução de desgaste de ferramentas, equipamentos e energia. Assim sendo, foi efetuado um estudo de algumas superfícies que são sujeitas a maquinagem para avaliar a possibilidade de redução da sobre espessura de maquinagem.

Metodologia

A Figura 4.16 apresenta 3 casos de sob espessuras de maquinagem, que correspondem às faces maquinadas de maior área desta bomba e, conseqüentemente, as faces onde se consegue maior ganho no caso de redução de sobre espessura. O caso a) representa a sobre espessura de maquinagem na tampa (face de encosto com o corpo da bomba) onde é feito um desbaste de material. O caso b) representa a sobre espessura de maquinagem do fundo do conjunto hidráulico, obtida por uma operação de desbaste e uma operação de acabamento. O caso c) representa a sobre espessura de maquinagem no corpo (face onde encosta a tampa) que resulta de uma operação de desbaste.

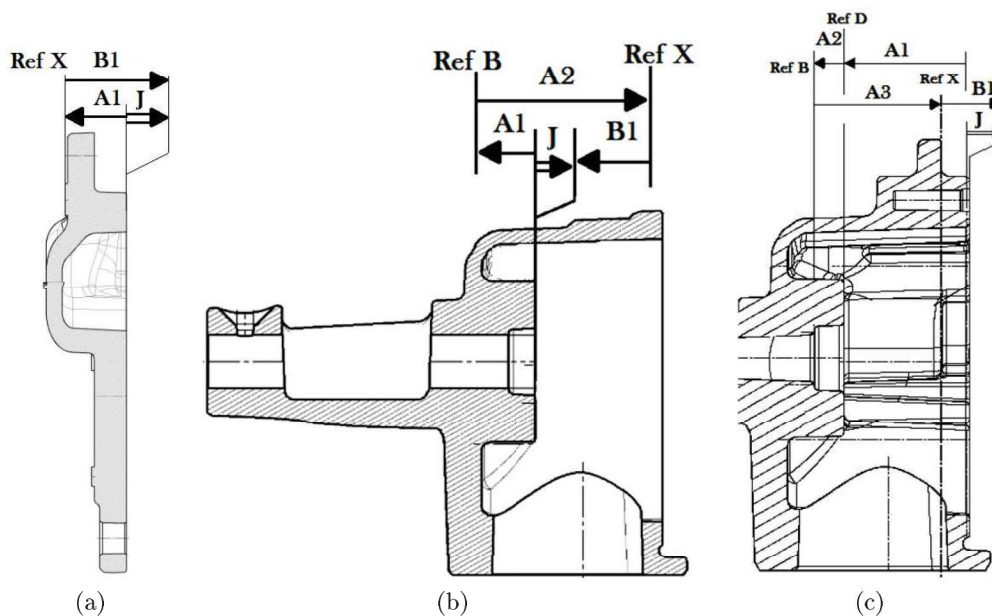


Figura 4.16: a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;

Resultados e discussão

Na Tabela 4.6 podemos consultar os dados das cotas para as três cadeias de cotas acima introduzidas.

Tabela 4.6: Lista de cotas das condições funcionais.

Condição	Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
Tampa	A1	11.000	0.200	Dist. face maquinada à Ref.X	30.77%
	B1	11.750	0.300	Distância Ref.X à superfície bruta	69.23%
Conjunto Hidráulico	A1	7.500	0.100	Dist. face maquinada à Ref.B	5.26%
	A2	30.090	0.300	Dist. Ref.B à Ref.X (maq)	47.37%
Corpo	B1	21.840	0.300	Dist. Ref.X à superfície bruta	47.37%
	A1	28.388	0.025	Dist. face maquinada e Ref.D	0.33%
	A2	7.500	0.100	Dist. Ref.D e Ref.B	5.25%
	A3	30.090	0.300	Dist. Ref.B e Ref.X	47.21%
	B1	6.510	0.300	Dist. Ref.X e sup. bruta	47.21%

Depois de uma análise com responsáveis de produção, concluiu-se que a espessura mínima para maquinagem que garantia uma superfície limpa e sem falhas era de 0,200mm. Assim os valores obtidos com recurso a cadeia de cotas para os três casos estão descritos na Tabela 4.7, bem como a margem em relação ao mínimo admitido. Podemos ver que, apesar de a cadeia de cotas da sobre espessura de maquinagem da face de encosto da tampa no corpo ser composta por quatro cotas, como duas delas correspondem a mais de 94% da preponderância, o cálculo da cadeia de cotas é do tipo aritmético, tal como nos outros dois casos.

Tabela 4.7: Valores segundo o método de cadeias de cotas para: a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;

Condição	Esp. min	Esp. Max	Tipo de cálculo	Limite min	Margem min
a) Tampa-Corpo	0.500	1.000	Aritmético		0.300
b) Conjunto hidráulico	0.400	1.100	Aritmético	2.000	0.200
c) Corpo-Tampa	0.349	1.074	Aritmético		0.149

Tendo em conta os resultados, concluímos que nos três casos existe margem em relação ao limite mínimo, por isso é possível uma redução de material em relação à definição atual. A Tabela 4.8 apresenta os valores de poupança para os três casos, bem como a poupança total.

Como vimos no caso de estudo anterior, está a decorrer uma alteração que permite uma altura do *V-Groove* dentro do especificado. Atualmente, esta alteração está a ser substituída temporariamente por um deslocamento da maquinação. Este deslocamento provoca uma diminuição da sobre espessura de maquinagem do caso a) e c), Tabela 4.8. Esta proposta de alteração do bruto, só tem em conta uma alteração da altura do *V-Groove*. A nova proposta envolve a alteração, em paralelo com a altura do *V-Groove*, da sobre espessura de maquinagem das três superfícies apresentadas anteriormente, reduzindo estas de acordo com o estudo exposto. Uma vez que a situação de alteração

Tabela 4.8: Valores segundo o método de cadeias de cotas para: a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;

Condição	Margem min	Área [m^2]	Densidade [kg/dm^3][32]	Preço material [€/kg][33]	Poupança [€]
a)	0.300	4460			0.00681
b)	0.200	1813	2.75	1.85	0.00185
c)	0.149	1813			0.00681
Total					0.0102

da maquinação dos *V-Groove* já se encontra em vigor à alguns meses, sempre sujeita a controlo, e durante este tempo nunca foi encontrada qualquer anormalidade, concluímos que a esta situação valida este estudo.

Como apresentado na Tabela 4.8, existe uma poupança de 0,01€ por bomba. Tendo em conta que existe uma produção de cerca de 600.000 bombas anuais, esta alteração resulta num ganho direto de cerca de 6.000€ anuais. Para além desse ganho direto, obtém-se também uma diminuição de matéria a maquinar que se traduz numa redução de consumo de energia, ferramentas e desgaste de equipamento, que exprime uma redução de custos para a organização e um produto ambientalmente mais sustentável.

4.8 Caso de estudo 3 - Conjunto hidráulico

Introdução

Toma-se por conjunto hidráulico o conjunto de componentes que interagem com o fluxo de óleo na passagem pela bomba. Estes componentes são o estator, o rotor, as palhetas e os anéis de centragem das palhetas. Para garantir o correto funcionamento da bomba e corretos valores de performance, é necessário um controlo apertado das folgas entre os componentes do conjunto hidráulico e a face da tampa.



Figura 4.17: Identificação dos componentes do conjunto hidráulico.

Metodologia

Com auxílio do modelo de execução de cadeias de cotas, foram calculadas as folgas entre a tampa e os componentes do conjunto hidráulico, como podemos ver na Figura 4.18. A modelização das cadeias de cotas passou por "encostar" os componentes ao fundo o conjunto hidráulico do corpo da bomba e fazer o cálculo da folga entre cada componente e a face da tampa. No caso dos anéis de centragem das palhetas, foi feito o cálculo só para um deles uma vez que o jogo mínimo e máximo é o mesmo para os dois.

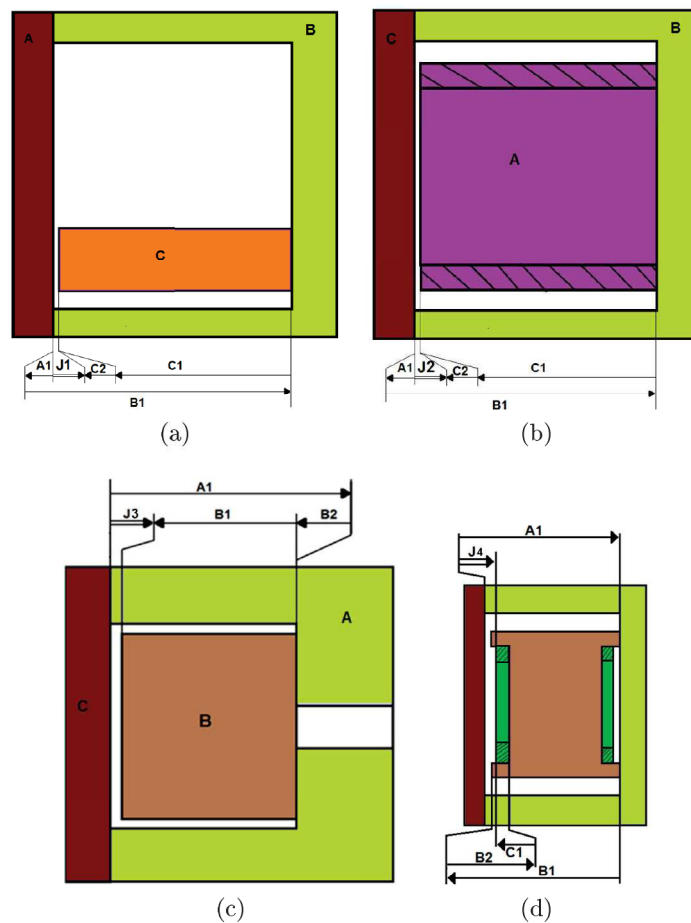


Figura 4.18: a) J1 - Folga entre as palhetas e a tampa; b) J2 - Folga entre o estator e a tampa; c) J3 - Folga entre o rotor e a tampa; d) J4 - Folga entre o anel de centragem e a tampa;

Resultados e discussão

Na Tabela 4.9 são apresentadas as cotas para as condições estudadas. De notar que foram utilizadas para o cálculo as cotas de toleranciamento geométrico de forma, como a planeza e tolerâncias de batimento.

Os resultados das cadeias de cotas podem ser consultados na Tabela 4.10, onde podem também ser vistos os valores admitidos pela política técnica do Grupo Renault, segundo

Tabela 4.9: Lista de cotas das sobre espessuras

Condição	Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
J1-Tampa	A1	0.000	0.040	Planeza da tampa	28.44%
	B1	28.398	0.025	Altura de conj. hidr.	11.11%
	C1	28.325	0.050	Altura da palheta	44.44%
Palhetas	C2	0.000	0.030	Planeza da palheta	16.00%
	A1	7.500	0.100	Dist. face maquinada à Ref.B	49.23%
J2-Tampa	B1	28.398	0.025	Altura de conj. hidr.	19.23%
	C1	28.338	0.025	Altura do estator	19.23%
Estator	C2	0.000	0.020	Planeza do estator	12.31%
J2-Tampa	A1	28.398	0.025	Altura de conj. hidr.	36.04%
	B1	28.338	0.025	Altura do rotor	27.91%
Rotor	B2	0.000	0.025	Batimento do rotor	36.04%
J2-Tampa	A1	28.398	0.025	Altura de conj. hidr.	0.23%
	B1	28.338	0.025	Altura do rotor	0.18%
Anel de centragem	B2	3.750	0.500	Altura saliência do rotor	91.37%
	C1	2.500	0.150	Altura do anel	8.22%

a sua experiência. Para J1 e J2 temos que o tipo de cálculo selecionado é o probabilístico, dado o número de cotas e a preponderância de cada uma. Para J3 o tipo de cálculo é indiferente uma vez que o resultado é o mesmo para ambos. No caso de J4, apesar de ser composto por quatro cotas, o tipo de cálculo escolhido é o aritmético uma vez que contém uma cota com mais de 91% de preponderância.

Tabela 4.10: Resultados das cadeias de cotas para: J1 - Folga entre as palhetas e a tampa; J2 - Folga entre o estator e a tampa; J3 - Folga entre o rotor e a tampa; J4 - Folga entre o anel de centragem e a tampa;

	Folga min	Folga Max	Tipo cálc.	Limite min	Limite Max	Margem min	Margem Max
J1	0.008	0.138	Prob.	0.025 [15]	0.075 [15]	-0.017	-0.063
J2	0.011	0.109	Prob.	0.025 [15]	0.075 [15]	-0.014	-0.034
J3	0.023	0.095	Arit.	0.025 [15]	0.075 [15]	-0.002	-0.020
J4	0.961	1.658	Arit.	0.925 [15]	1.650 [15]	0.036	-0.008

Comparando com os valores obtidos com os de referência, temos que os valores de folga não estão dentro do especificado. Podemos ver ainda que, as cadeias de cotas têm todas uma cota comum, que é a altura do conjunto hidráulico do corpo da bomba. Analisando o histórico dessa cota, vemos que esta sofreu uma alteração em relação ao documento técnico inicial da bomba, para se adaptar ao processo de produção. Desta forma, foram feitos vários ensaios de performance de forma para avaliar a situação atual, pelo que se concluiu que as perdas são mínimas. O facto de não existir risco de diminuição de performance da bomba, leva a concluir que os valores de referência necessitam ser atualizados. Um exemplo dos resultados destes ensaios para as condições de temperatura de 120°C, EV OFF e velocidade de 2211rpm, pode ser visto na Figura 4.19. Temos ainda que a política técnica não especifica se o cálculo de cadeias de cotas deve ser feito tomando em atenção o defeito de forma dos componentes.

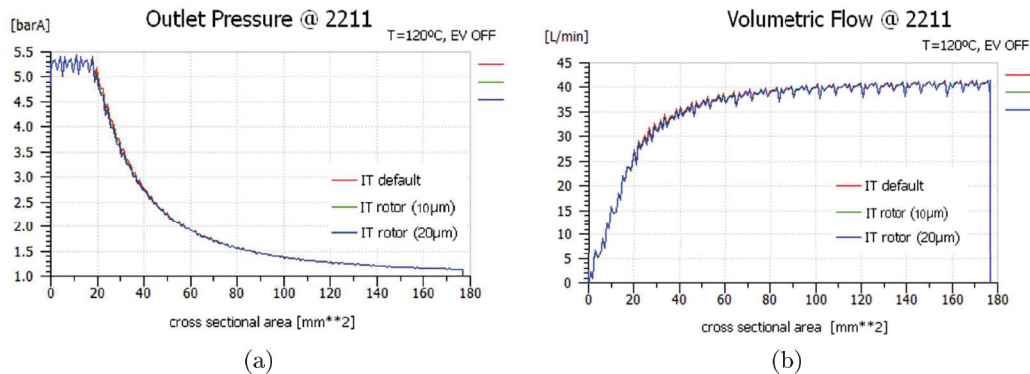


Figura 4.19: Ensaio de variação da altura do conjunto hidráulico: a) pressão; b) caudal.

4.9 Caso de estudo 4 - Chumaceiras e veio

Introdução

A bomba tem na sua constituição duas chumaceiras que servem de suporte ao veio que transmite a potência do pinhão para o rotor. Por convenção na organização Renault Cacia, o apoio junto ao pinhão é considerado o apoio principal e o apoio junto ao rotor é considerado o apoio secundário, como podemos ver na Figura 4.20.

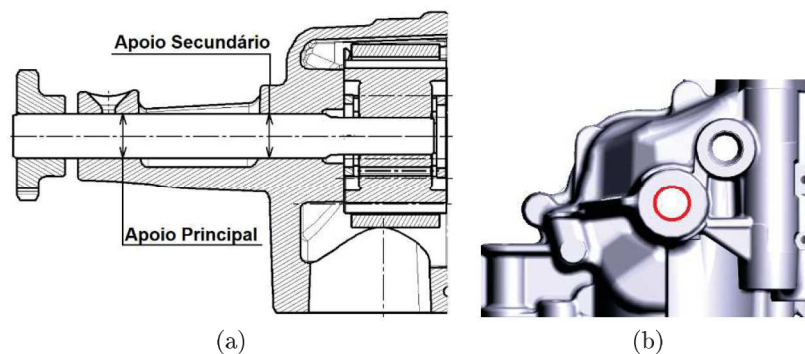


Figura 4.20: Identificação dos apoios.

Metodologia

Ao encontro do que foi dito anteriormente, foi analisada a sob espessura de maquinagem dos apoios da bomba, com auxílio do modelo de cadeias de cotas, segundo os esquemas da Figura 4.21.

Resultados e discussão

Como podemos ver na Tabela 4.11, os resultados da sobre espessura de maquinagem do apoio principal apresenta possibilidade de surgirem zonas sem material suficiente e consequentemente não maquinadas, ao contrário do apoio secundário que apresenta um valor mínimo positivo. Isto deve-se ao facto de no caso da cadeia de cotas do apoio

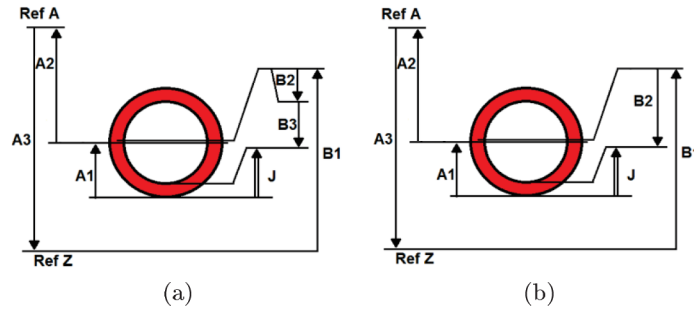


Figura 4.21: Esquema de cadeia de cotas para: a) apoio principal; b) apoio secundário.

principal, esta conter mais uma cota do que o apoio principal, que resulta do desenho de definição do corpo bruto. Neste desenho técnico do corpo bruto, o apoio principal está cotado com um toleranciamento geométrico de coaxialidade em relação ao apoio secundário.

Tabela 4.11: Lista de cotas das sobre espessuras

	Espessura mínima	Espessura máxima	Tipo de cálculo
Apoio principal	-0.172	1.602	Aritmético
Apoio secundário	0.354	1.076	Probabilístico

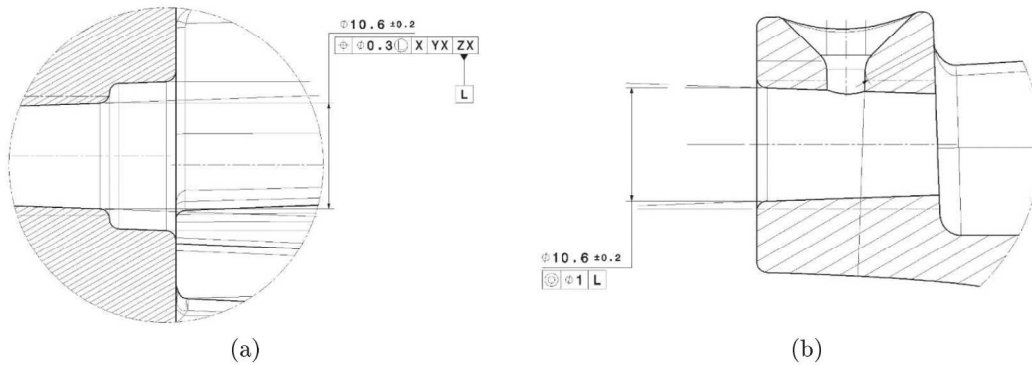


Figura 4.22: a) Apoio secundário; b) Apoio principal;

Analisando o valor de coaxialidade, percebemos que este é relativamente elevado, correspondendo a 85,19% de preponderância da cadeia de cotas. Isto origina que a cadeia de cotas para o apoio principal resulte de um cálculo aritmético. Assim sendo, uma proposta de melhoria do estado atual passa por diminuir o IT de coaxialidade de 1,000mm para 0,500mm, alterando a espessura mínima de -0,172mm para 1,352mm. Outra proposta passa por diminuir o diâmetro do furo de bruto de 10,600mm para 10,000mm, aumentando a quantidade de material mínima para maquinar de -0,172mm para 1,902mm. Podemos ver na Tabela 4.12 uma síntese do estado atual e das alterações propostas.

Tabela 4.12: Valores segundo o método de cadeias de cotas para: a) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto tampa-corpo; b) Sobre espessura de maquinagem do fundo do set hidráulico; c) Sobre espessura de maquinagem da face de encosto corpo-tampa;

	Atual	Proposta	
		1	2
Expesura máx [mm]	1.602	1.352	1.902
Expesura min [mm]	-0.172	0.078	0.128
ϕ do furo bruto	10.600	10.600	10.000
Coaxialidade	1	0.5	1

Analisando as duas propostas, vemos que a proposta 1 implica uma diminuição de intervalo de tolerância, dificultando o processo de obtenção do bruto, enquanto a proposta 2 implica um aumento de material e consequentemente um aumento de custos do bruto.

4.10 Caso de estudo 5 - Veio

Introdução

Ao serem detetados casos de corpos onde a montagem do veio era correta mas, ao mesmo tempo, estes não se encontravam de acordo com as especificações técnicas da peça, foi necessário fazer um estudo mais aprofundado dos apoios do veio no corpo.

A necessidade deste estudo surgiu quando se percebeu que o toleranciamento geométrico atual, Figura 4.23, dos apoios permitia não considerar corpos bons, quando estes não se encontravam defeituosos.

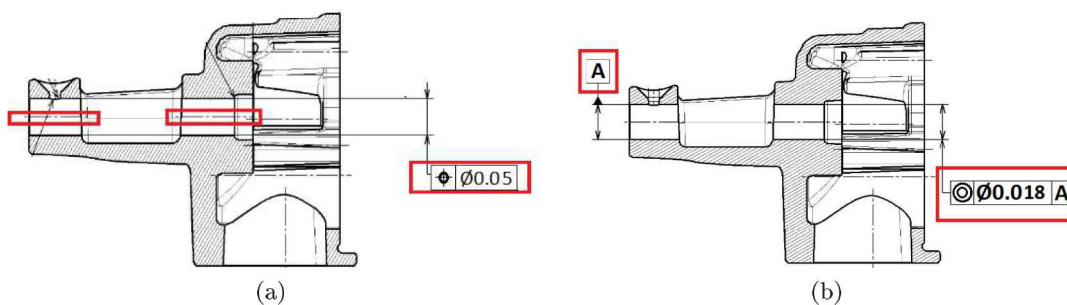


Figura 4.23: Definição técnica do estado atual.

Depois de um estudo do problema, concluiu-se que, se por exemplo considerarmos a Figura 4.24, temos que o toleranciamento geométrico de posição se sobrepõe a todos os outros, ou seja, limita todos os outros, pelo que este deve ter o maior IT. Assim podemos ver que $a > b > c$ sempre, e "b" pode deslocar-se dentro da área limitada por "a", bem como "c" pode deslocar-se na área limitada por "b".

O problema posto era que, como os pontos que davam origem à referência do toleranciamento geométrico de coaxialidade entre os dois apoios eram relativamente próximos quando comparado com a distância entre apoios, surgiam casos em que os pontos estavam praticamente alinhados e os corpos eram considerados fora de especificação, como

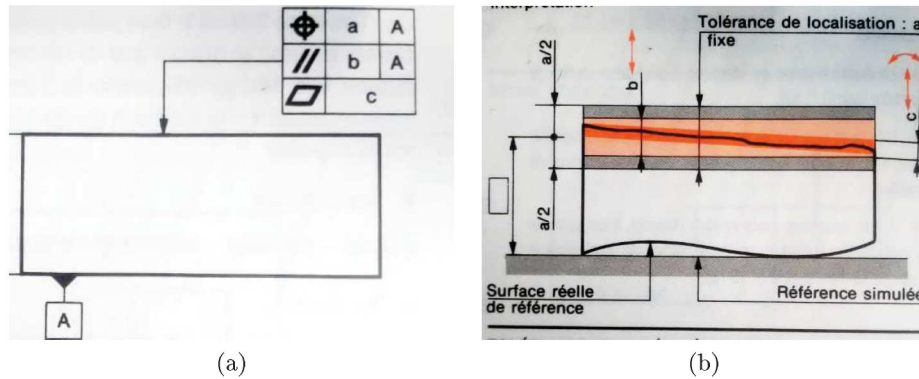


Figura 4.24: Estudo de toleranciamento geométrico.

podemos ver na Figura 4.25.

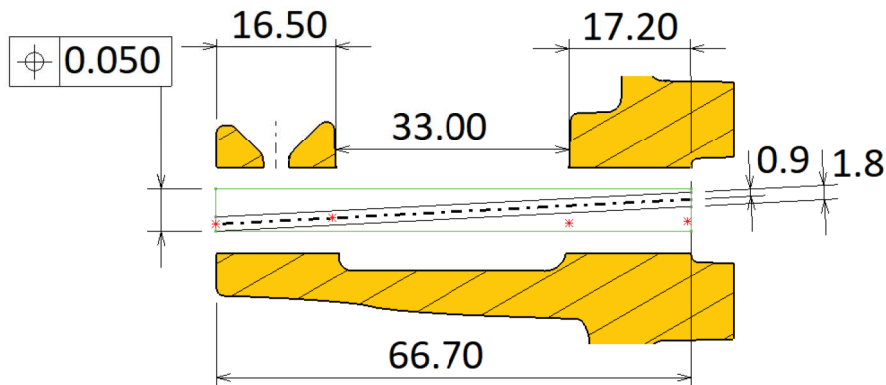


Figura 4.25: Identificação dos componentes do conjunto hidráulico.

A solução encontrada foi a substituição do toleranciamento geométrico de coaxialidade por retitude. Uma vez que a retitude não utiliza qualquer referência e é independente do ângulo entre os eixos originados pelos pontos, esta abrange todos os pontos referidos anteriormente. Esta solução surge de um estudo de outras bombas de óleo do grupo, onde o toleranciamento geométrico de retitude entre os apoios já é uma prática.

De notar que, como o toleranciamento em coaxialidade tem por base uma referência e a retitude não, para o mesmo valor de IT a retitude admite mais casos do que a coaxialidade. Podemos ver na Figura 4.26, o caso a) com toleranciamento de coaxialidade e o caso b) com toleranciamento de retitude. Na situação a), o IT automaticamente divide-se nas duas direções depois de encontrado o eixo de referência. A situação b) admite o caso a azul e a roxo, apesar de existir entre estes dois uma diferença de $2 \times IT$. Por isso não basta mudar o tipo de toleranciamento mas também o valor do IT deve ser reduzido.

Metodologia

Para este estudo foram feitos dois cálculos que garantem a montagem do veio e o seu correto funcionamento. O primeiro estudo é feito com o objetivo de obter a folga máxima

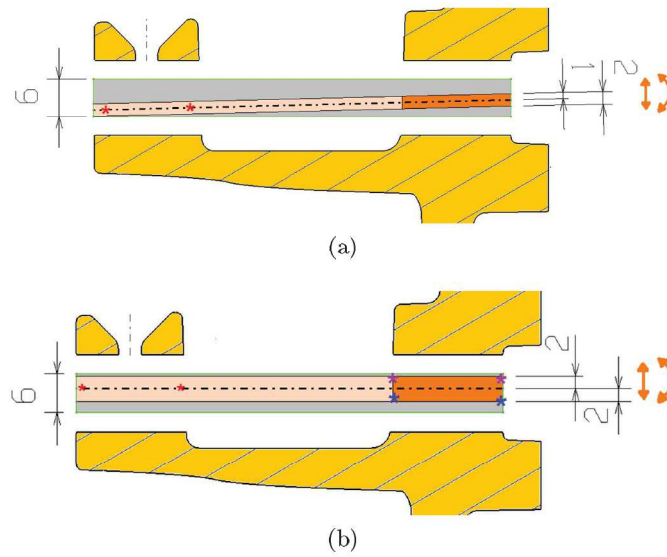


Figura 4.26: Estudo de toleranciamento geométrico. [27]

entre o veio e os apoios, impondo um paralelismo entre os eixos dos dois apoios. Este estudo não corresponde ao caso extremo de folga mínima, uma vez que não tem em conta a torção entre os dois eixos. O esquema simplificado deste estudo pode ser visto na Figura 4.27 . O segundo estudo foi feito com o objetivo de obter o caso extremo de folga mínima entre o veio e os apoios. Podemos ver o esquema dessa estudo na Figura 4.28 .

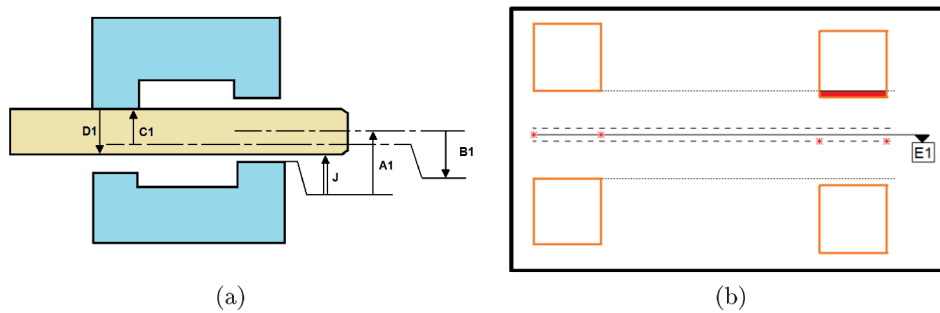


Figura 4.27: Esquema de cadeia de cotas para estudo 1.

Resultados e discussão

De seguida, foi feita uma análise dos casos das outras bombas, concluindo-se que existe em processo de produção uma bomba com toleranciamento de retitude entre os seus apoios, com IT de 0.012mm. Uma primeira análise utilizando esse valor de IT para este caso de estudo, demonstrou bons resultados, mas recebeu um parecer negativo por parte da conceção de fabricação da bomba Hxx por impossibilidade de obtenção de valores de IT de 0.012mm. Por isso, foram feitas uma série de estudos iterativos resultando na proposta da Figura 4.29 . Os resultados da Tabela 4.13 referem-se a essa proposta.

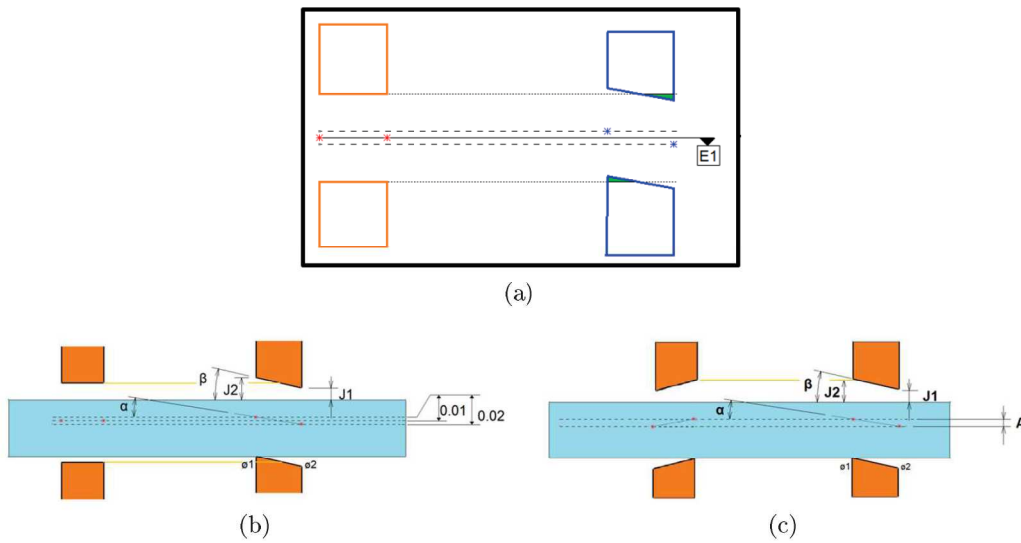


Figura 4.28: Esquema de cadeia de cotas para estudo 2. b) Estudo da coaxialidade. b) Estudo da retitude.

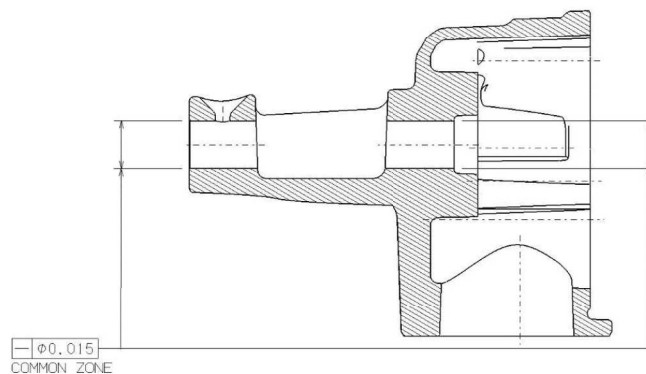


Figura 4.29: Proposta de retitude.

Para os quatro cálculos, o modelo selecionou o cálculo probabilístico. Isto acontece por se tratarem de cadeias de cotas constituídas por 4 cotas com valores de preponderância idênticos.

Analisando os dois casos do estudo 1, temos que os valores são bastante idênticos, com uma variação de $2\mu\text{m}$ entre o valor de folga máxima atual e folga máxima proposta. No estudo 2 vemos que a proposta é preferível, pois admite para o pior caso uma folga mínima de $1\mu\text{m}$, enquanto que o estado atual admite um aperto de $2\mu\text{m}$ para o pior caso. Por isso, admitimos que a proposta não afeta o funcionamento do veio quando comparado com o estado atual. Para o estudo 2 foi ainda feita uma análise mais detalhada para o caso de variação de secção do apoio. Podemos ver na Tabela 4.14 o cálculo feito para 4 casos onde se fez variar o diâmetro do apoio. Analisando esses valores, temos que a proposta tem, em todas as situações, uma diferença entre a folga nas duas extremidades de $-5\mu\text{m}$ do que o caso atual. Desses resultados podemos concluir que a proposta apresenta um filme de óleo de lubrificação mais homogêneo do que o caso atual.

Tabela 4.13: Resultados do estudo comparativo entre a situação atual e a proposta.

Estudo	Tol. Geométrico	Folga mínima	Folga máxima	Tipo de cálculo
1	Coaxialidade	0.014	0.062	Probabilístico
	Retitude	0.012	0.064	Probabilístico
2	Coaxialidade	-0.002	0.043	Probabilístico
	Retitude	0.001	0.046	Probabilístico

Tabela 4.14: Resultados do estudo comparativo entre a situação atual e a proposta com variação da secção do apoio.

Tol. Geométrico	$\phi 1$	$\phi 2$	J1	J2	ΔJ
Coaxialidade	12.023	12.023	-0.002	0.018	0.020
	12.023	12.053	0.010	0.043	0.033
	12.053	12.053	0.023	0.043	0.020
	12.053	12.023	0.010	0.016	0.006
Retitude	12.023	12.023	0.001	0.016	0.015
	12.023	12.053	0.015	0.043	0.028
	12.053	12.053	0.028	0.043	0.015
	12.053	12.023	0.015	0.016	0.001

4.11 Caso de estudo 6 - Rotor e Tampa

Introdução

O caso de estudo anterior, 4.10, envolve uma alteração no veio. Uma vez que o rotor está acoplado ao veio, é necessário um estudo da influencia da alteração proposta no caso de estudo em relação ao veio. Apesar de já ter sido estudada a folga entre o rotor e a tampa no caso de estudo 3, capítulo 4.8, esse foi um estudo que vai de encontro ao exigido pela política da Renault, tratando-se de um estudo simplificado em comparação com a realidade. Por isso vai ser analisado a influencia da torção do veio em relação à folga do rotor e tampa.

Metodologia

Em seguimento do estudo feito no caso de estudo 3, é necessário perceber a diferença entre a situação atual e a proposta, de forma a perceber se a conclusões tiradas para a situação atual se aplicam à proposta. Então foi reanalisada a folga entre o rotor e a tampa, mas desta vez tendo em atenção a influência da torção do veio. Para o cálculo da torção do veio foi tido em conta a folga entre o veio e os apoios, a perpendicularidade admissível do fundo do conjunto hidráulico e o toleranciamento geométrico entre os apoios. Podemos ver na Tabela 4.15 o cálculo da cota C1 para o estado atual e para a proposta.

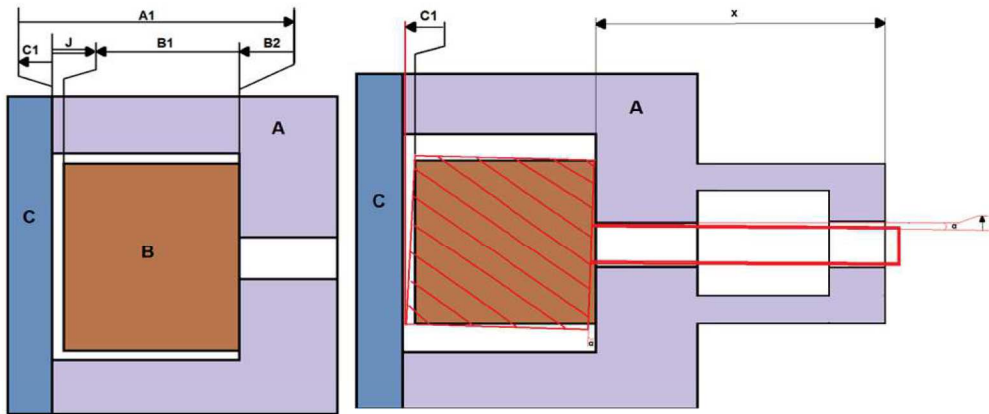


Figura 4.30: Identificação dos componentes do conjunto hidráulico.

Tabela 4.15: Cálculo da cota resultante da influência da coaxialidade e da retitude.

	Nominal	IT	Min	Max
x [mm]	70.100	1.000	69.600	70.600
ϕ Veio[mm]	12.000	0.015	11.993	12.008
ϕ Apoio[mm]	12.038	0.030	12.023	12.053
Coaxialidade[mm]	0.000	0.018	-0.009	0.009
Retitude[mm]	0.000	0.015	-0.015	0.015
Perpend.[mm]	0.000	0.020	-0.020	0.020
y [mm]	-	-	0.014	0.090
α°	-	-	0.011	0.073
ϕ Rotor[mm]	36.850	0.015	36.843	36.858
C1 Coax.[mm]	0.027	0.040	0.007	0.047
C1 Ret.[mm]	0.030	0.040	0.010	0.050

Resultados e discussão

Na Tabela 4.16 são apresentadas as cotas para o toleranciamento de coaxialidade e retitude.

O tipo de cálculo escolhido para os dois casos foi o cálculo probabilístico dada a preponderância não superior a 42% das cotas nos dois casos. Os valores da folga entre o rotor e a tampa contabilizando a torção do veio em relação aos apoios para os dois casos podem ser consultados na Tabela 4.17. Esta tabela contém também os valores para o caso da bomba VDOP da família de motores Rxx e a bomba de engrenagens K9, com a aplicação da metodologia equivalente.

Como os valores do estado atual e da proposta são muito idênticos, conclui-se que a proposta não resolve o problema da possibilidade de interceção entre o rotor e a tampa, mas também não existe um agravamento muito acentuado.

Para o problema da interceção entre o rotor e a tampa ser completamente resolvido, era necessário diminuir o IT das peças, o que se demonstrou não possível devido ao

Tabela 4.16: Lista de cotas para o caso da coaxialidade e da retitude.

Condição	Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
Coaxialidade	A1	28.398	0.030	Altura de conj. hidr.	23.90%
	B1	28.340	0.030	Altura do rotor	23.90%
	B2	0.000	0.020	Batimento do rotor	10.62%
	C1	0.027	0.040	Coaxialidade	41.59%
Retitude	A1	28.398	0.030	Altura de conj. hidr.	23.92%
	B1	28.340	0.003	Altura do rotor	23.92%
	B2	0.000	0.020	Batimento do rotor	10.63%
	C1	0.030	0.040	Retitude	41.54%

Tabela 4.17: Resultados de folga entre o rotor e a tampa para a bomba Hxx, R9M e K9.

Condição	Probabilístico		Margem min	Margem max	Limite min	Limite max
	Folga min	Folga max				
Hxx Coax.	-0.022	0.084	-0.047	-0.009	0.025	0.075
Hxx Ret.	-0.025	0.081	-0.050	-0.006	0.025	0.075
R9M	-0.025	0.066	-0.050	0.009	0.025	0.075
K9	-0.027	0.146	-	-	-	-

processo de fabrico. Os casos extremos foram estudados e chegou-se à conclusão de que este problema resultaria num contacto entre o rotor e a tampa durante um curto espaço de tempo no início de vida da bomba. Como o rotor é constituído por um material de rigidez superior à tampa, esta situação faz com que a tampa sofra um pequeno desgaste, na ordem dezenas de μm , não interferindo durante a maior parte da vida da bomba.

4.12 Caso de estudo 7 - Válvula de descarga

Introdução

Como foi dito anteriormente, a bomba Hxx trata-se de uma bomba com regulação por EV do tipo ON/OFF e uma válvula mecânica de descarga. A regulação pela válvula de descarga é feita com a EV OFF, por regulação indireta. A Figura 4.31 representa a bomba de óleo Hxx em corte na zona de regulação pela válvula de descarga. Óleo vindo do motor faz deslocar a válvula, que após um certo deslocamento faz descarga de óleo da câmara de controlo. Esta descarga cria uma depressão da câmara de controlo em relação à câmara de pilotagem que faz diminuir a excentricidade e variar a cilindrada. O deslocamento da válvula que proporciona a descarga é igual ao deslocamento da mola até ao momento antecedente ao início de descarga de óleo que pode ser calculado pelo processo de cadeia de cotas.

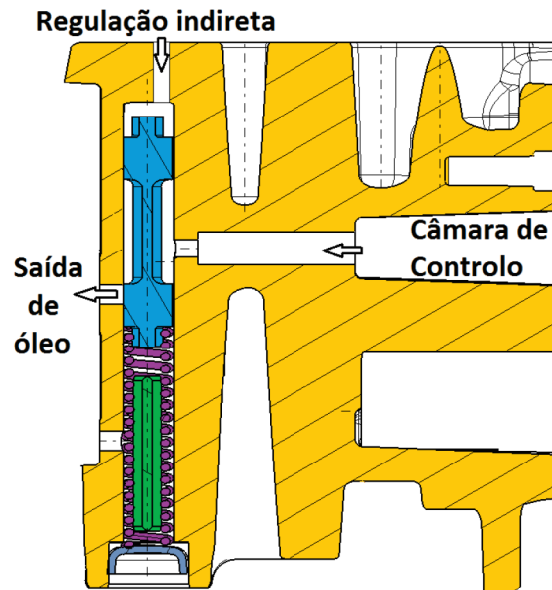


Figura 4.31: Esquema de funcionamento da válvula de regulação.

Metodologia

A utilização de uma cadeia de cotas permite-nos obter o valor mínimo e máximo da altura da mola no momento de descarga. Como a cadeia de cotas necessita de zonas de contacto entre as peças e, neste caso, não existe contacto direto entre a válvula e o furo de descarga do óleo, é necessário criar uma zona de contacto virtual, que nos permite assim o fecho da cadeia de cotas. Podemos ver na Figura 4.36 um esboço da cadeia de cotas para obter a altura da mola no momento da descarga.

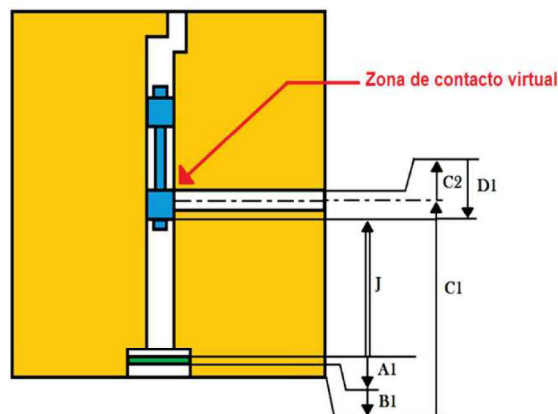


Figura 4.32: Esquema de cadeia de cotas para cálculo do deslocamento da mola até ao ponto de descarga da válvula.

Resultados e discussão

Na Tabela 4.18 são apresentadas as cotas para o cálculo da altura da mola que permite a descarga de óleo pela válvula de regulação. A Tabela 4.19 apresenta os valores dessa

altura máxima e mínima. O cálculo escolhido foi o probabilístico por se tratar de uma cadeia de cotas composta por 5 cotas, quatro das quais com preponderâncias abaixo dos 55%.

Tabela 4.18: Lista de cotas para o cálculo do deslocamento da válvula.

Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
A1	1.200	0.030	Espessura da tampa da válvula	2.28%
B1	4.500	0.020	Cota de montagem da tampa	1.01%
C1	42.000	0.150	Distância entre o eixo do furo de descarga e a face externa do furo da válvula	57.07%
C2	2.800	0.150	Raio do furo de descarga	14.27%
D1	5.800	0.100	Altura da cabeça da válvula	25.36%

Tabela 4.19: Resultados de folga entre o rotor e a tampa para a bomba Hxx, R9M e K9.

Condição	Deslocamento min	Deslocamento max	Tipo de cálculo
Desl. da válvula	31.728	32.072	Probabilístico

Uma vez calculada a altura da mola no momento da descarga, com o valor da altura da mola em estado livre (L) e com o valor da constante da mola (k), obtemos a força exercida pela mola no momento antecedente à descarga, através da Eq. 4.1, onde " x " é o valor de altura da mola no momento da descarga.

$$F = k(L - x) \quad (4.1)$$

$$P = \frac{F}{A} \quad (4.2)$$

Segundo a primeira lei de Newton, existe um equilíbrio de forças entre a força exercida pela mola e a força exercida pelo óleo de regulação. Utilizando a Eq. 4.2, onde " A " é a área da válvula, temos a pressão do óleo de regulação. Podemos ver na Tabela 4.20, os valores para o caso da bomba em estudo.

Podemos ver na Tabela 4.21 que os valores obtidos variam significativamente quando comparados com os valores dos ensaios experimentais.

Esse acontecimento deve-se a vários fatores, sendo os principais os que se seguem:

- Podemos ver na Figura 4.33 que existe uma grande diferença entre o ponto de medição experimental e o ponto de medição teórico. Devido às variações de secção e mudanças de direção do circuito de óleo, este está sujeito a várias perdas de carga, pelo que justifica em parte a disparidade de valores.
- Uma vez que consideramos estanquidade perfeita da válvula, é natural que experimentalmente, os valores de pressão sejam superiores, uma vez que é necessário compensar as fugas existentes;

Tabela 4.20: Cálculo da pressão de descarga pela válvula de regulação.

L livre da mola [mm]	36
k min da mola [N/mm]	3.514
k max da mola [N/mm]	4.186
Área min da válvula [mm²]	47.990
Área max da válvula [mm²]	48.130
x min até descarga [mm]	3.928
x max até descarga [mm]	4.272
Fmin [N]	13.803
Fmin [N]	17.882
Pmin [bar]	2.868
Pmax [bar]	3.726

Tabela 4.21: Resultados de pressão através de cálculo por cadeia de cotas e experimentalmente.

	Valores Cdc	Valores experimentais
Pmin [bar]	2.868	3.5
Pmax [bar]	3.726	4.8

- Tratando-se de uma regulação indireta, existe uma passagem do óleo da bomba para o motor e, posteriormente, do motor para a bomba. Estas passagens de óleo também são consideradas como tendo estanquidade perfeita. Pela mesma razão do fator acima descrito, existe uma diversidade entre os dois valores;
- A torção da válvula em relação ao furo devido à folga entre estes e a coaxialidade imperfeita, aumenta a força de atrito, como podemos ver na Figura 4.34 . Isto faz com que a pressão necessária para deslocar a válvula aumente em relação aos valores teóricos;

Apesar desta diferença de valores, foi feita uma análise da diferença de pressão que se obtinha quando se deslocava o furo de descarga +0,2mm em relação à definição técnica e conclui-se que o calculo através da cadeia de cotas difere do experimental em 0,04 bar, como podemos ver na Tabela 4.22.

Tabela 4.22: Valores de pressão para um deslocamento do furo de descarga da válvula de 0.2mm.

Deslocamento	+0.2mm
$\Delta P_{experimental}$[bar]	0.18
ΔP_{Cdc}[bar]	0.14

Este resultado é satisfatório, que faz deste um método bastante recomendado para fundamentar alterações no produto fazendo variar os valores de pressão. Por essa razão foi feito um levantamento de várias diferenças de pressão para valores de deslocamento, que podem ser vistos na Tabela 4.23 . Esta tabela é usada na organização Renault Cacia para validar alterações de pressão da bomba movimentando o furo de descarga do óleo,

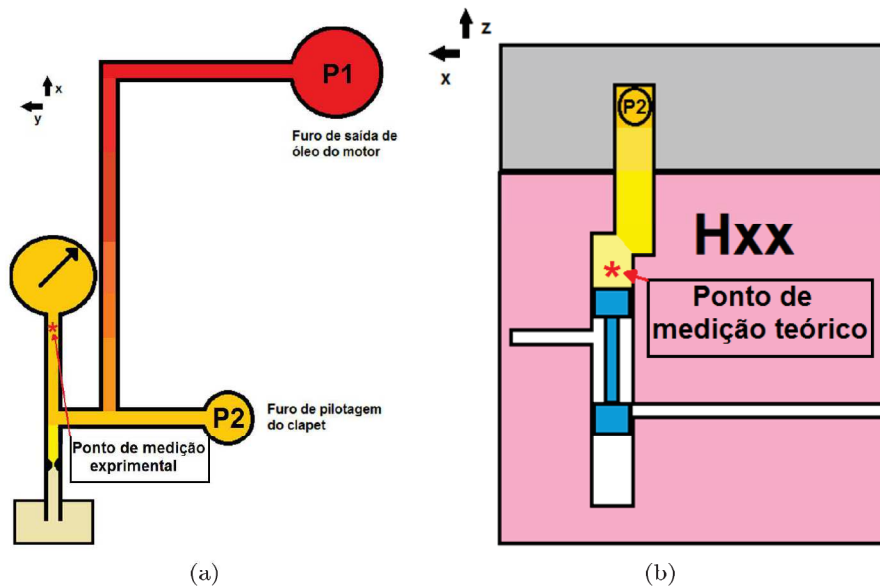


Figura 4.33: Placa de medição da pressão experimental de regulação: a) Circuito de óleo no plano XY; b) Circuito de óleo no plano XZ.



Figura 4.34: Ponto de atrito entre a válvula e as paredes do alojamento.

caso sejam detetadas disparidades da pressão de descarga da bomba Hxx em relação à definição técnica.

4.13 Caso de estudo 8 - Definição de chanfro para guiamento do veio

Introdução

A ação de montagem do veio de transmissão de potência no corpo da bomba é feita por um braço robótico. Inicialmente o rotor é colocado à pressão no veio e de seguida este conjunto é inserido desde o apoio secundário até ao apoio principal, por isso é necessária a existência de um chanfro no apoio secundário de forma a ajudar a introdução automática.

Uma vez que esta é uma zona sensível à variação do bruto pois a sua forma está tolerância com defeito de forma geral sem controlo, este chanfro está atualmente definido

Tabela 4.23: Efeito do deslocamento da válvula na bomba Hxx.

Cota	Deslocamento [mm]	Pressão min [bar]	Pressão max [bar]	Pressão média [bar]	ΔP [bar]
4.75	-0.25	2.698	3.536	3.117	-0.180
4.80	-0.20	2.732	3.574	3.153	-0.144
4.85	-0.15	2.766	3.612	3.189	-0.108
4.90	-0.10	2.800	3.650	3.225	-0.072
4.95	-0.05	2.834	3.688	3.261	-0.036
5.00	0.00	2.868	3.726	3.297	-
5.05	+0.05	2.902	3.763	3.333	0.036
5.10	+0.10	2.936	3.801	3.369	0.072
5.15	+0.15	2.970	3.839	3.405	0.108
5.20	+0.20	3.004	3.877	3.441	0.144
5.25	+0.25	3.038	3.915	3.477	0.180
5.30	+0.30	3.072	3.953	3.513	0.216
5.35	+0.35	3.106	3.991	3.549	0.252

como opcional, Figura 4.35, uma vez que um grande desvio de forma permitia a existência de chanfro nulo e de chanfro de largura elevada. Por isso surgiu a necessidade de definir um chanfro em que o mínimo fosse sempre possível e não implicasse riscos estruturais do apoio.

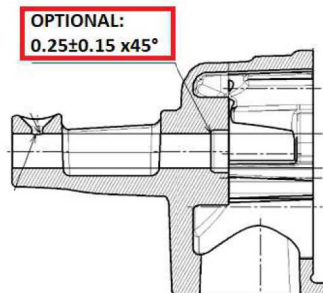


Figura 4.35: Definição atual do chanfro.

Metodologia

Segundo a norma [34], um chanfro para inserção de veios deve ter um ângulo de 45° com o eixo do furo. Podemos também definir o chanfro mínimo como sendo 0,1mm, valor definido pelo processo de fabricação como sendo o valor mínimo que garante a utilidade do chanfro. O valor máximo do chanfro é definido pelas ferramentas usadas. Analisando o processo de fabricação temos que o apoio é feito em duas operações, a primeira que efetua o desbaste de material e que faz o chanfro, com a ferramenta em anexo (6.1.1) , e a segunda que faz o acabamento do apoio, com a ferramenta em anexo (6.1.2) . Por isso, uma cadeia de cotas simples dá-nos a altura máxima do chanfro como sendo a diferença entre os raios das ferramentas, admitindo que a posição das duas ferramentas e do corpo não varia entre as duas operações. Temos assim que o valor máximo do chanfro é de 0,992mm.

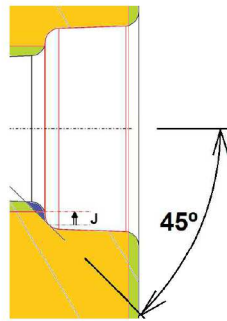


Figura 4.36: Chanfro resultante da ferramenta de desbaste e de acabamento.

Proposta 1

A primeira proposta começa por fazer um controlo do defeito de forma e diminuí-lo, passando de defeito de forma geral de 0,8mm para defeito de forma de 0,6mm. Isto permite-nos controlar melhor o chanfro uma vez que a variação do bruto é mais reduzida, como mostra a Figura 4.37 .

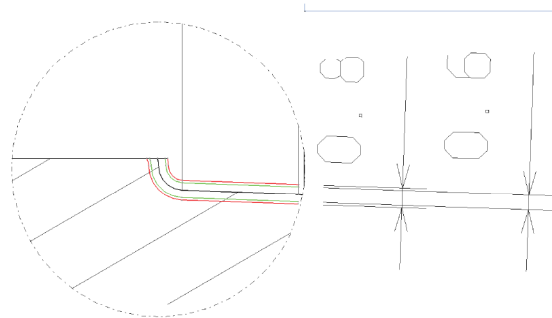


Figura 4.37: Defeito de forma de 0.8mm e 0.6mm.

A proposta passa por definir um chanfro mínimo de 0,1mm no caso em que o defeito de forma está também no mínimo de material, como mostra a Figura 4.38 .

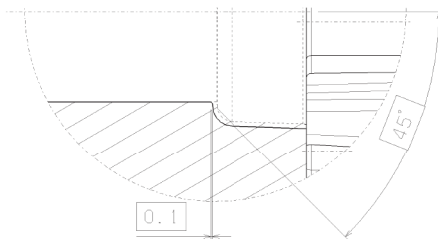


Figura 4.38: Chanfro mínimo de 0.1mm.

Segundo a Ref. [34], a cotação do chanfro deve seguir o formato da Figura 4.39 .

Assim e partindo de um chanfro das condições mínimas acima assinaladas surgem duas propostas para o chanfro que podem ser vistas na Figura 4.40 .

Analisando o impacto do chanfro no apoio temos que a proposta 1.2, com um defeito de forma de 0,4mm, tem um impacto bastante superior à proposta 1.1, com um defeito

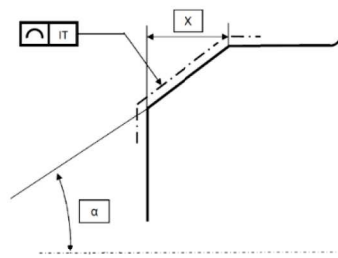


Figura 4.39: Norma para cotação de chanfros [34].

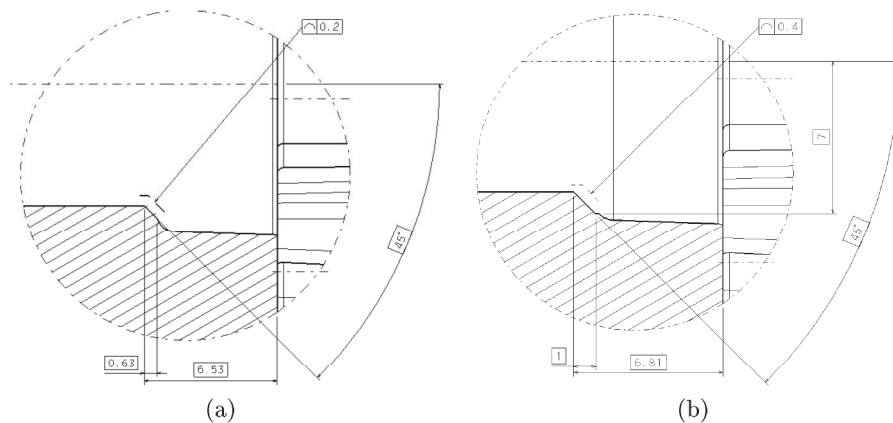


Figura 4.40: a) Proposta 1.1; b) Proposta 1.2.

de forma de 0,2mm. Esse impacto está contabilizado na Tabela 4.24, na forma de % de área de apoio reduzida.

Tabela 4.24: Análise comparativa entre a proposta 1.1 e 1.2.

Proposta	1.1	1.2
Chanfro max	0.232	0.515
Largura total do apoio min	16.5	
ϕ do apoio min	12.023	
Área total	1240.100	
Área do chanfro	17.516	38.882
%	1.41%	3.13%

Proposta 2

Ao contrário da proposta 1, a proposta 2 não implica a diminuição do defeito de forma, apesar de ser imprescindível o controlo deste. Esta proposta envolve uma mudança do perno do molde de bruto, deslocando-o 1mm no sentido de aumento de material, como mostra a Figura 4.41 . Desta forma, este aumento de material permite compensar o chanfro máximo, não existindo diminuição da área do apoio quando comparado com a

definição atual.

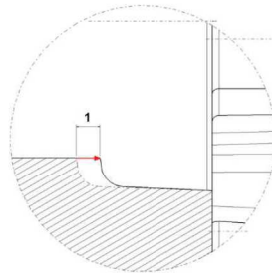


Figura 4.41: Deslocamento do bruto de 1mm no sentido de aumento de material.

A proposta 2 segue o mesmo raciocínio da proposta 1, partindo de um chanfro mínimo de 0,1mm para o defeito de forma mínimo. Assim podemos consultar a proposta 2 para alteração da definição atual na Figura 4.42 .

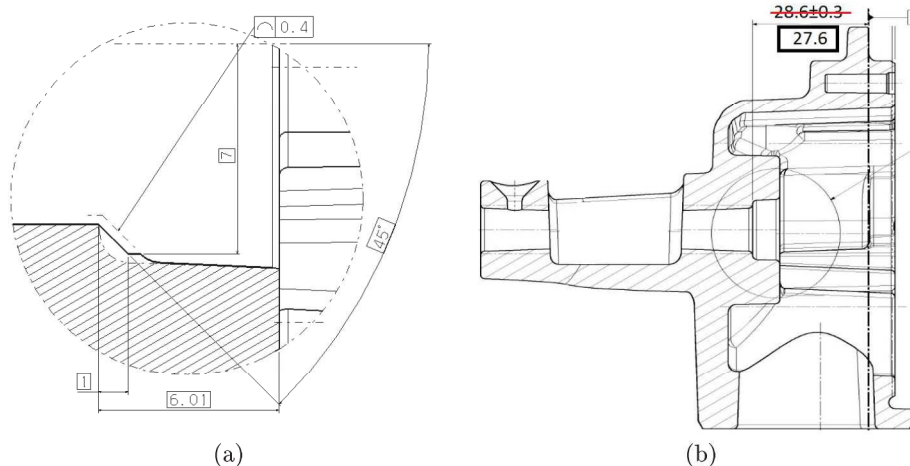


Figura 4.42: Proposta 2: a) Definição do chanfro; b) Cotação da posição do bruto.

Discussão

Nos dois casos, é necessário adicionar ao plano de bruto dois pontos de controlo do defeito de forma na zona de alojamento do chanfro, como mostra a Figura 4.43, de modo a garantir a não variação desta zona em relação ao especificado.

Podemos ver na Tabela 4.25 uma síntese das propostas, comparando as alterações de cada uma com o estado atual.

Analisando as propostas, a proposta 2 parece ser a mais interessante na medida em que não existe redução da área do apoio, mas necessita de um estudo de custo, uma vez que aumenta a quantidade de matéria-prima, para confirmar a sua viabilidade. Também na proposta 2 não existe uma diminuição de defeito de forma no bruto, que é preferível em relação à proposta 1. No caso da proposta 1, temos que o caso 1.1 é preferível em relação ao caso 1.2 uma vez que envolve uma diminuição de área do apoio menor.

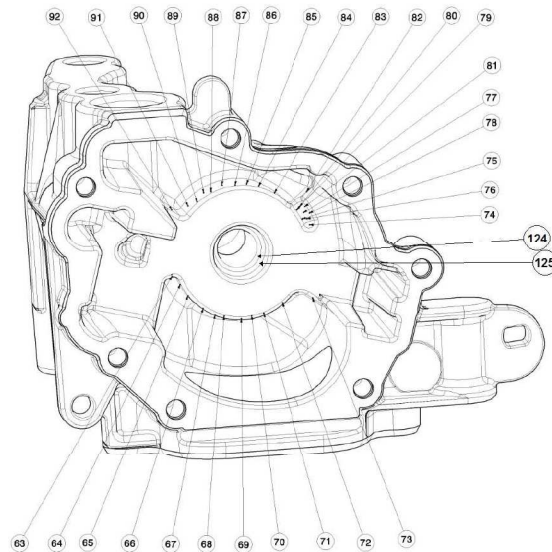


Figura 4.43: Pontos 124 e 125 para controlo de forma.

Tabela 4.25: Análise comparativa entre as propostas.

	Atual	Proposta		
		1	1.2	2
Chanfro máx [mm]	0.5 Opcional	0.992	0.992	0.992
Chanfro min [mm]	0.1 Opcional	0.1	0.1	0.1
Diminuição da área no apoio [%]	-	1.41%	3.18%	
IT de forma do bruto [mm]	0.8	0.6	0.6	0.8
Controlo do IT de forma do bruto	Não	Sim	Sim	Sim
Deslocamento do perno do bruto [mm]	-	-	-	1.000

4.14 Caso de estudo 9 - Ligações aparafusadas

Introdução

O aparafusamento é uma forma de ligação indispensável, uma vez que permite a montagem e desmontagem fácil dos componentes ligados. Para um correto aperto é necessário cumprir uma série de condições, que nos podem ser dadas por cadeias de cotas. Segundo a referência [35], estas condições passam não só por condições de assemblagem mas também por cálculos da deformação plástica localizada, que nos garante um correto aperto de aparafusamento. Uma vez que o modelo utilizado contém ferramentas para o cálculo da deformação plástica localizada, e por este ser importante para o correto aparafusamento, estas vão ser aplicadas sem que sejam abordados os conteúdos teóricos que resultam no valor final, por se tratar de conteúdo que não vai diretamente de encontro aos objetivos deste trabalho.

Metodologia

A Figura 4.44 dá-nos a conhecer todas as condições funcionais do standard usado na organização Renault.

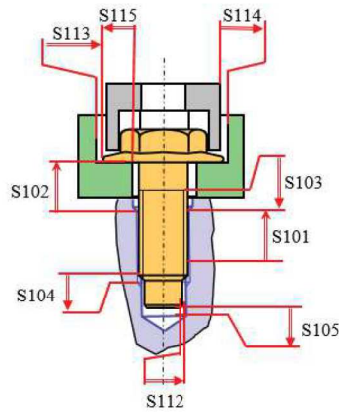


Figura 4.44: Condições de aparafusamento [35] .

A ligação da tampa com o corpo é feita por aparafusamento de 7 parafusos M5 autoroscantes. Sendo estes parafusos autoroscantes, significa que o alojamento do parafuso no corpo não é roscado previamente e o parafuso aperta diretamente no furo em bruto. Dois dos furos de aparafusamento no corpo da bomba contêm caixas, que servem de pontos de centragem na paleta para maquinagem. Assim, estes 2 furos (Figura 4.45 a), furos nº 1 e 5) necessitam ser avaliados de forma isolada dos outros 5.

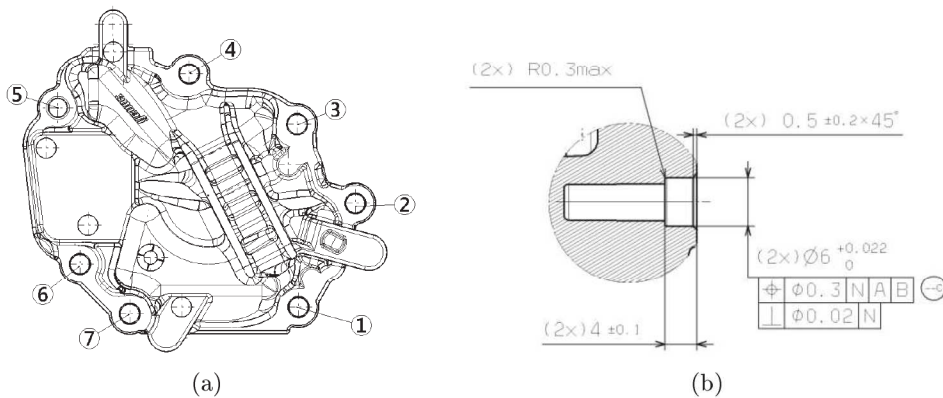


Figura 4.45: a) Furos de aparafusamento da tampa x7; b) Furos de aparafusamento da tampa com caixa x2 (vista em corte do corpo).

Analisando o parafuso usado no aparafusamento da tampa, Figura 4.46, percebemos que a condição S104, folga entre o limite roscado do parafuso e roscado do corpo, não se aplica a este caso, uma vez que se trata de um parafuso autoroscante. Analisando também o ambiente envolvente, percebemos que as condições S113 e S115 também não se aplicam, uma vez que a cabeça do parafuso não é embutida em caixa, e trata-se de um parafuso do tipo "cabeça de queijo" Torx.

A aplicação do modelo de cálculo da deformação plástica localizada do standard pode

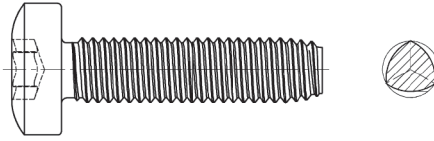


Figura 4.46: Parafuso de aperto da tampa no corpo da bomba Hxx.

ser visto na Figura 4.47 e é comum para os 7 parafusos de aperto da tampa.

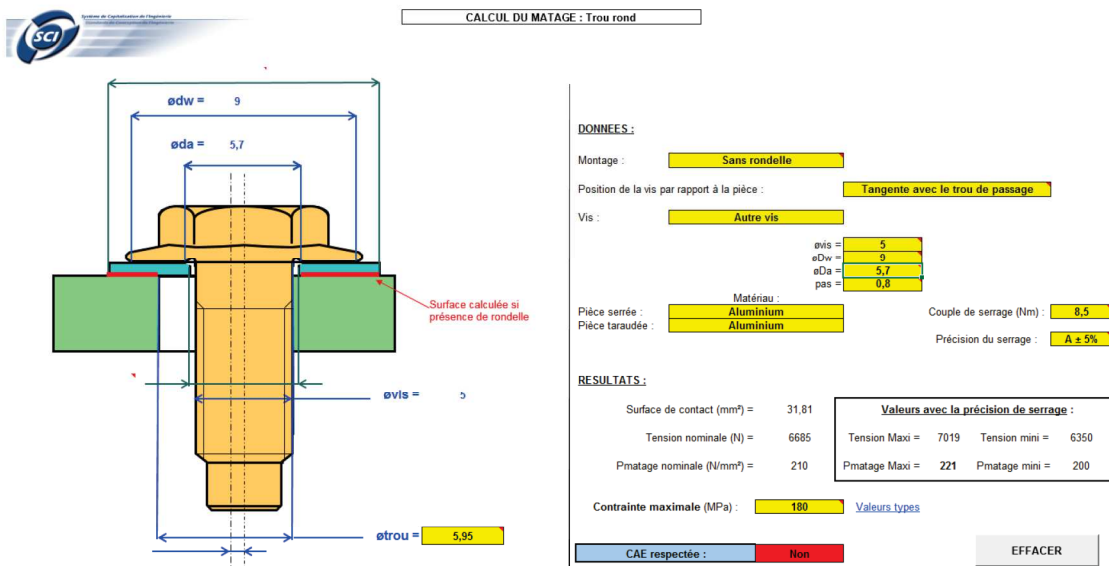


Figura 4.47: Modelo de cálculo da deformação plástica localizada [35].

Resultados e discussão

Nas Tabelas 4.26 e 4.27 podemos consultar os valores das condições funcionais aplicadas as 5 furos sem caixa e os 2 furos com caixa, respetivamente.

De notar que este standard foi desenvolvido para parafusos não autoroscantes, pelo que este modelo foi ligeiramente modificado de forma a adaptar ao nosso caso.

Analisando os valores vemos que a condição funcional S101, que corresponde à altura de zona roscada, não está de acordo com a especificação do standard nos dois casos, que nos diz que para uma correta fixação, a altura de zona roscada deve ser no mínimo o dobro do diâmetro. Podemos ainda ver que, naturalmente, o resultado é pior no caso dos dois parafusos onde existe uma caixa no corpo. No sentido de corrigir esta situação, a proposta passa por aumentar o comprimento total do parafuso em 3,750mm, garantindo assim os dois casos. Assim, é também necessário um aumento de profundidade do furo nas mesmas dimensões, de forma a não interferir com as outras condições, obrigando uma alteração não só no furo mas também na envolvente em bruto do corpo uma vez que este dista 3,5mm (nominal) em relação ao fundo do furo, como mostra a Figura 4.48

Analisando agora o cálculo da deformação plástica localizada, vemos na Figura 4.47 que o CAE não é respeitado, que significa a não existência de área de contacto suficiente

Tabela 4.26: Condições funcionais segundo o standard [15] aplicado aos parafusos de aperto da tampa (5x).

Condição	Folga min	Folga max	Margem min	Margem (rácio ϕ parafuso)	Limite min
S101	8.889	12.014	-1.111	1.78	10.000 (2X $\phi_{paraf.}$)
S102	5.586	7.211	1.586	1.12	4.000 (0.8X $\phi_{paraf.}$)
S103	3.986	5.611	1.986	-	2.000
S105	1.185	3.511	0.185	-	1.000
S112	0.001	0.181	0.001	-	0.000
S115	1.170	1.370	1.170	-	0.000

Tabela 4.27: Condições funcionais segundo o standard [15] aplicado aos parafusos de aperto da tampa (2x).

Condição	Folga min	Folga max	Margem min	Margem (rácio ϕ parafuso)	Limite min
S101	6.250	8.450	-3.750	1.25	10.000 (2X $\phi_{paraf.}$)
S102	9.150	9.850	5.150	1.83	4.000 (0.8X $\phi_{paraf.}$)
S103	7.550	8.250	5.550	-	2.000
S105	1.185	3.511	0.185	-	1.000
S112	0.001	0.181	0.001	-	0.000
S115	1.170	1.370	1.170	-	0.000

entre a cabeça do parafuso e a tampa. Depois de serem analisadas várias soluções, propõem-se uma alteração do parafuso, procurando um maior diâmetro de contacto com a tampa. A proposta passa por um parafuso com ϕ_{Dw} de 9,500mm, aumentando a área de contacto de forma a respeitar o *CAE*.

Postos estes dois casos, apresenta-se na Tabela 4.28 uma proposta para resolver estes dois resultados negativos bem como a comparação com o estado atual.

Analisando a proposta vemos que o problema apresentado é resolvido, sendo que o grande inconveniente é a alteração do bruto em relação ao estado atual. A solução de aumentos de comprimento dos parafusos diferentes para os casos (2x e 5x) foi descartada por se procurar o mínimo de componentes diferentes na bomba.

4.15 Caso de estudo 10 - Desalinhamento da corrente de transmissão

Introdução

Como foi referido anteriormente, a energia cinética é transferida da cambota por uma corrente. A definição técnica da corrente pode ser vista no anexo (6.2). Tratando-se

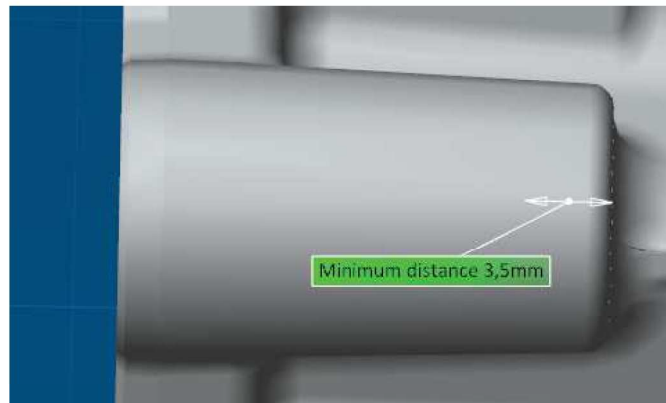


Figura 4.48: Espessura atual do fundo do furo de aperto da tampa no corpo.

Tabela 4.28: Resultados de folga entre o rotor e a tampa para a bomba Hxx, R9M e K9.

	Atual		Proposta	
	5X	2X	5X	2X
Margem S101 [mm]	-1.111	-3.750	2.639	0.000
CAE respeitada	Não		Sim	
Altura do parafuso [mm]	19.650		23.400	
Profundidade total do furo [mm]	16.798		20.548	
ϕ cabeça do parafuso (ϕDw) [mm]	9.000		9.500	
Aumento da espessura do fundo do furo	-		3.565	
Margem S105 [mm]	0.185		0.000	

de uma corrente, é importante que seja respeitado um desalinhamento máximo para garantir o correto funcionamento da mesma. Para o cálculo do desalinhamento foi feita uma cadeia de cotas que inclui o carter inferior, o carter cilindros e a cambota do motor. Vai ser aqui apresentado o exemplo deste cálculo para o motor H4Da, que se trata de um motor 1.0L L3 que tem a particularidade de funcionar com uma inclinação de cerca de 34° para veículos como o Renault Twingo e Smart Fortwo.

O desalinhamento dos pinhões da cambota e bomba podem ser calculados nas 3 direções, como mostra a Figura 4.49, sendo que as direções oxx e ozz causam uma variação da tensão da corrente. Uma vez que a corrente contém um tensor, temos a direção oyy como sendo a mais crítica, pelo que vai ser a direção analisada neste documento.

Metodologia

Depois de observadas as definições técnicas dos componentes referidos anteriormente, percebemos que o encosto da cambota com o carter cilindros pode ser feito em duas faces distintas, e que existe uma folga entre os casquilhos de alinhamento e as caixas de alojamento. Assim sendo, a análise da direção oyy deve ser decomposta em duas cadeias de cotas, para assim serem corretamente avaliados os extremos. O esquema das duas

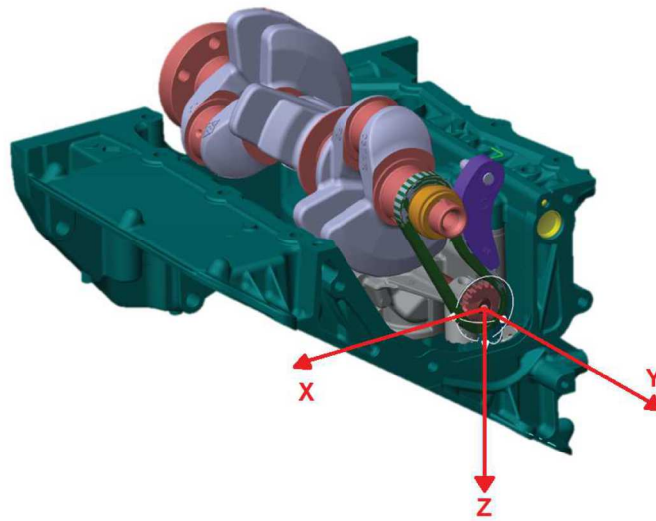


Figura 4.49: Direções de desalinhamento dos pinhões da combota e da bomba de óleo.

cadeias de cotas pode ser visto na Figura 4.50 .

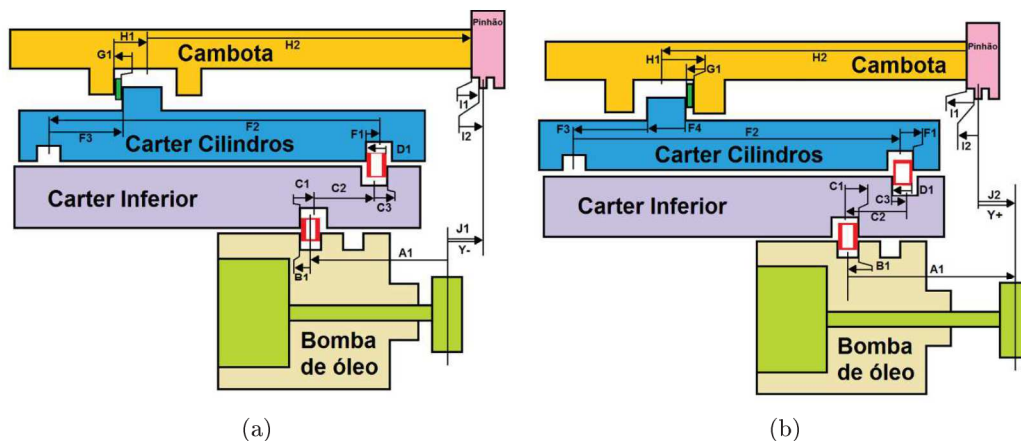


Figura 4.50: Esquema de desalinhamento do pinhão da bomba com a cambota.

Resultados e discussão

Nas tabelas 4.29 e 4.30 são apresentadas as cotas para as duas cadeias de cotas referidas anteriormente, J1 (Y-) e J2 (Y+), respetivamente.

O tipo de cálculo escolhido para os dois casos foi o cálculo probabilístico dado o número de cotas. Os resultados de cada cadeia de cotas, bem como o extremo da conjugação das duas, pode ser visto na Tabela 4.31.

Foi efetuada uma procura por valores limite de desalinhamento para o caso da corrente em causa, mas sem sucesso. Existem, no entanto, valores de desalinhamento gerais para correntes mencionados em documentos técnicos da TSUBAKI, construtor da corrente em causa. Estes valores podem ser vistos na Tabela 4.32. Uma vez que estes valores não são específicos para o componente em causa, estes servem apenas para efeitos comparativos.

Tabela 4.29: Lista de cotas para desalinhamento Y-.

Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
A1	79.250	1.400	Dist. entre pinhão da bomba e casquilho de centragem da bomba	80.99%
B1	11.000	0.018	Raio casquilho bomba/carter inferior	0.00%
C1	11.100	0.020	Raio furo carter inferior para o casquilho	0.00%
C2	80.010	0.400	Dist. entre o furo da bague bomba/carter inferior e do pino carter inferior/carter cilindros	6.61%
C3	8.069	0.027	Raio do furo para o pino bomba/carter cilindros	0.01%
D1	8.038	0.025	ϕ pino carter inferior/carter cilindros	0.03%
F1	8.007	0.025	Raio do furo para o pino cilindros/carter inferior	0.01%
F2	279.400	0.200	Dist. do furo para o pino carter cilindros/carter inferior e Ref.B	1.65%
F3	164.500	0.200	Dist. entre a Ref.B e face de encosto com a falange da cambota	1.65%
G1	1.925	0.050	Espessura da falange da cambota	0.10%
H1	23.024	0.052	Largura/2 do moente da cambota	0.03%
H2	96.500	0.400	Dist. plano médio do moente principal e a face de encosto do pinhão da cambota	6.61%
I1	5.300	0.200	Dist. face do pinhão da cambota e o dentado	1.65%
I2	5.925	0.250	Largura/2 do dentado	0.65%

A falta de melhores valores leva a que não seja possível retirar conclusões fundamentadas destes resultados.

Apesar da falta de dados comparativos, é possível concluir que nas duas cadeias de cotas existe uma cota com preponderância de mais de 80%, valor muito elevado tendo em conta os números de cotas. Esta cota corresponde à distância entre o pinhão e o casquilho de centragem com o carter inferior. Assim, temos que o correto alinhamento entre o pinhão da bomba e o pinhão da cambota está dependente, quase na totalidade, pela bomba de óleo.

Tabela 4.30: Lista de cotas para desalinhamento Y+.

Cota	Valor nominal	IT	Designação da cota	Prep.
A1	79.250	1.400	Dist. entre pinhão da bomba e casquilho de centragem da bomba	80.91%
B1	11.000	0.018	Raio casquilho bomba/carter inferior	0.00%
C1	11.100	0.020	Raio furo carter inferior para o casquilho	0.00%
C2	80.010	0.400	Dist. entre o furo da bague bomba/carter inferior e do pino carter inferior/carter cilindros	6.60%
C3	8.069	0.027	Raio do furo para o pino bomba/carter cilindros	0.01%
D1	8.038	0.025	ϕ pino carter inferior/carter cilindros	0.03%
F1	8.007	0.025	Raio do furo para o pino cilindros/carter inferior	0.01%
F2	279.400	0.200	Dist. do furo para o pino carter cilindros/carter inferior e Ref.B	1.65%
F3	164.500	0.200	Dist. entre a Ref.B e face de encosto com a falange da cambota	1.65%
F4	18.975	0.050	Dist. entre faces de encosto das falanges da cambota	0.10%
G1	1.925	0.050	Espessura da falange da cambota	0.10%
H1	23.024	0.052	Largura/2 do moente da cambota	0.03%
H2	96.500	0.400	Dist. plano médio do moente principal e a face de encosto do pinhão da cambota	6.60%
I1	5.300	0.200	Dist. face do pinhão da cambota e o dentado	1.65%
I2	5.925	0.250	Largura/2 do dentado	0.65%

Tabela 4.31: Resultados das cadeias de cotas Y- e Y+.

Condição	Folga min	Folga Max	Tipo de cálculo
Y-	-1.308	1.387	Probabilístico
Y+	-1.088	1.607	Probabilístico
Y-	-1.308	1.607	-

Tabela 4.32: Valores de desalinhamento admissível geral para correntes [36].

Distância entre centros	Desalinhamento admissível
Até 1m	$\pm 1\text{mm}$
1m até 10m	Distância entre centros (mm)/1000
Mais de 10m	$\pm 10\text{mm}$

Capítulo 5

Conclusões e Trabalhos Futuros

5.1 Conclusões

O mercado automóvel encontra-se num processo de estagnação, uma vez que a tendência é a substituição de automóveis por modelos mais recentes. Por isso a concorrência neste mercado é maior do que nunca, com a procura por parte do cliente do produto economicamente mais apelativo sem admitir a falha. Assim, a indústria automóvel vive uma busca por novos métodos, novos materiais e novos conceitos, para satisfazerem esta procura por parte do cliente. Por estas razões, é crucial um aumento do rendimento de produção, com o fabrico de componentes mais baratos de igual performance, que só é conseguido com uma boa projeção e um bom processo de fabrico dos componentes.

Este trabalho passou pelo estudo pormenorizado de uma bomba de óleo, iniciando-se com a compreensão do seu funcionamento e utilidade, fundamentando o trabalho posterior. Durante a realização do estudo foi feito um levantamento de todas as condições funcionais da bomba encontradas. Destas condições funcionais, conclui-se que praticamente todas são respeitadas. Esta análise foi feita comparando, sempre que possível, com valores da política técnica Renault de bombas de óleo. Em certas situações, os valores obtidos para as condições funcionais, apesar de próximos, não estavam totalmente de acordo com a política Renault. Isto acontece por a bomba ter sido projetada por uma empresa externa, e esta ter valores de referência diferentes dos da experiência Renault. Nas situações de não existência de um valor de referência para a condição funcional, foi feita uma análise do caso específico, de forma a justificar os valores obtidos e tentar perceber a implicação desses no normal funcionamento da bomba. Em certos casos, foi aplicado o modelo a outras bombas de óleo, ajudando a concluir os valores obtidos por comparação com bombas com muitos anos de aplicação. Esta análise, por vezes, resultou em propostas de alteração, de forma a conformar o resultado com os valores de referência. Para estas propostas, foi também feita uma análise tendo em conta o processo de fabricação, de forma a avaliar o nível de exequibilidade, rejeitando propostas teoricamente interessantes mas de difícil ou impossível execução. Certos casos de estudo foram posteriormente analisados com a Renault, concluindo-se que as propostas eram favoráveis ao estado atual, e foram implementadas no produto ou processo de fabricação.

Foi ainda feita uma análise de sobre espessuras de maquinação, concluindo-se que existe a possibilidade de, em certos casos, esta ser diminuída. Esta redução de material leva a um ganho económico direto e indireto, uma vez que permite um produto com menos material mas também um ciclo de fabrico mais rápido, com menos gastos de

ferramentas, energia e mais bombas para as mesmas horas de vida das máquinas.

Conclui-se que este trabalho, para além de encontrar possíveis falhas do produto, serve à organização Renault Cacia como um documento que ajuda a conhecer melhor o produto, uma vez que este não foi projetado nem desenvolvido por esta organização. Este estudo ajuda a aumentar a reatividade no apoio à fabricação, diminuindo o tempo de resposta a possíveis problemas que surjam no produto, podendo também ser usado para outras bombas, em casos onde a sua aplicação é possível. Pode também ser utilizado como documento de apoio para o desenvolvimento de novos produtos equivalentes.

5.2 Trabalhos Futuros

Sendo o objetivo deste trabalho o desenvolvimento de um estudo de cadeias de cotas de uma bomba de óleo, e apesar de este ter sido desenvolvido, existem algumas medidas que poderiam ser tomadas no sentido de tornar este trabalho mais completo, uma vez que a prioridade foi desenvolver as condições funcionais que, em conjunto com a organização Renault, foram avaliadas como mais importantes. Enumera-se algumas medidas que podem tornar este trabalho mais completo:

- Conclusão do desenvolvimento das cadeias de cotas dos níveis de menor prioridade;
- Conclusão da análise de todas as condições funcionais;
- Estudo mais detalhado de todas as condições funcionais que envolvem propostas, de forma a perceber se a sua implementação é, do ponto de vista produto-processo, mais viável do que o estado atual;
- Levantamento dos valores obtidos no processo de fabrico, e cruzamento com as cadeias de cotas, de forma a fazer uma melhor repartição dos IT's entre os processos de fabrico mais rigorosos e os menos rigorosos.

Bibliografia

- [1] MARTINS, Jorge - **Motores de Combustão Interna**. 4ª ed. Porto: Publindústria, 2013. ISBN 978-989-723-033-2
- [2] HUNT, Trever M.; VAUGHAN, N. - **The hydraulic handbook**. 9ª ed. Oxford: Elsevier science; 1996. ISBN 978-185-617-250-9
- [3] PEQUENO, Doroteu Afonso Coelho - **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos**. Fortaleza: PRONATEC, 2013.
- [4] BEARDMORE, Roy - **Positive Displacement Pumps Roymech2013** [Em linha]. UK: ROYMECHX, 2013. [Consult. 14 Fev. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.roymech.co.uk/Related/Pumps/Rotary%20Positive%20Displacement.html>>.
- [5] **Piston Pumps and Plunger Pumps Information** [Em linha]. Albany: Engineering 360. [Consult. 14 Fev. 2017] Disponível em WWW:<URL:http://www.globalspec.com/learnmore/flowtransfercontrol/pumps/pistonplunger_pumps>
- [6] **Bombas de lóbulos** [Em linha]. Milão: Direct Industry. [Consult. 17 Mar. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.directindustry.com/pt/fabricante-industrial/bomba-lobulos-76612.html>>
- [7] **Screw vacuum pump / dry / single-stage / industrial** [Em linha]. Milão: Direct Industry. [Consult. 17 Mar. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.directindustry.com/prod/bgs-general-srl/product-15449-1579660.html>>
- [8] **Oil Pump and Gears Kit For HD Big Twins** [Em linha]. Viola: S&S. [Consult. 2 Mar. 2017] Disponível em WWW:<URL:<https://www.sscycle.com/products/oil-pump-and-gears-kit-for-1978-91-hd-big-twins/>>
- [9] **Internal Gear Pumps** [Em linha]. Pump School. [Consult. 14 Fev. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.pumpschool.com/principles/internal.asp>>
- [10] **POWERTRAIN SYSTEMS and COMPONENTS, SYSTEMS** [Em linha]. Ancaster, Canada: Stackpole International. [Consult. 17 Mar. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://stackpole.com/powertrain-systems-components/systems/>>
- [11] **Oil pumps** [Em linha]. Estugarda: MAHALE. [Consult. 17 Mar. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.mahle.com/mahle/en/products-and-services/passenger-cars/oil-management/oil-pumps/>>

- [12] **Oil Pumps For Internal Combustion Engines Conventional, Variable and Electrical**. Neuss, Alemanha: PIERBURG Pump Technology.
- [13] RODRIGUES, José Diogo Silva de Frias - **Otimização produto-processo de um novo conceito de bomba de óleo**, M.S. Thesis. Aveiro: Universidade de Aveiro, 2015.
- [14] MEIRA, João [et al.] - **Strategies for Energy Savings with Use of Constant and Variable Oil Pump Systems**. São Paulo: SAE Technical Paper, 2011. DOI: 10.4271/2011-36-0150.
- [15] **Politique Technique POMPE A HUILE**. Renault, 2011.
- [16] DEBATTY, JC - **Les Pompes Hydrauliques** [Em linha]. Milão: Direct Industry. [Consult. 25 Fev. 2017] Disponível em WWW:<URL:http://www4.acnancy-metz.fr/autocompetences/2_ressources_pedagogiques/12_parcs-et-jardins/stockage_debatty-jc/h-dossiers-divers/1_technologies_sous-systemes/5_pompes-hydrauliques.pdf>
- [17] FAERBER, Jacques - **Pompe à palettes**. Estrasburgo: Institut de Physique et Chmie des Matériaux de Strasbiurg, 1999 - 2008.
- [18] HEISERMAN, David - **Principles of Hydraulics V2.0 - Vane Pumps** [Em linha]. Ohio: Sweethaven Publishing Services, 2003 - 2008. [Consult. 27 Fev. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.edgeroamer.com/sweethaven/mechanics/hydraulics01/default.asp?iNum=0307>>
- [19] **Compare the Gast Rotary Vane Pump and Linear Pumps** [Em linha]. Septic Sewage Pumps. [Consult. 16 Mar. 2017] Disponível em WWW:<URL:<https://www.septicsewagepumps.com/comparison>>
- [20] JAMES, Sharon - **Characteristics of Centrifugal Pumps** [Em linha]. Birmingham: PUMPS & SYSTEMS, 2012. [Consult. 28 Fev. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.pumpsandsystems.com/topics/pumps/characteristics-centrifugal-pumps-0912>>
- [21] **Special Oil Pup Helps Chevrolet Cruze Conserve Fuel** [Em linha]. Tulsa, Oklahoma: Machinery Lubrication, 2010. [Consult. 16 Mar. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.machinerylubrication.com/Read/26274/Oil-pump-Chevrolet-Cruze>>
- [22] PINHO, F.T. - **Mecânica dos Fluidos - Escoamentos Interiores** . Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2001.
- [23] MELLO, Carlos Rogério de; YANAGI Jr., Tadayuki - **ESCOLHA DE BOMBAS CENTRÍFUGAS** . Lavras: Revista Ciência e Agrotecnologia, n.29, 1999.
- [24] D'AGOSTINO, Luca; Salvetti, Maria Vittoria - **Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps**. Vol. 496. Itália: SpringerWienYork, 2007. ISBN 978-3-211-76668-2

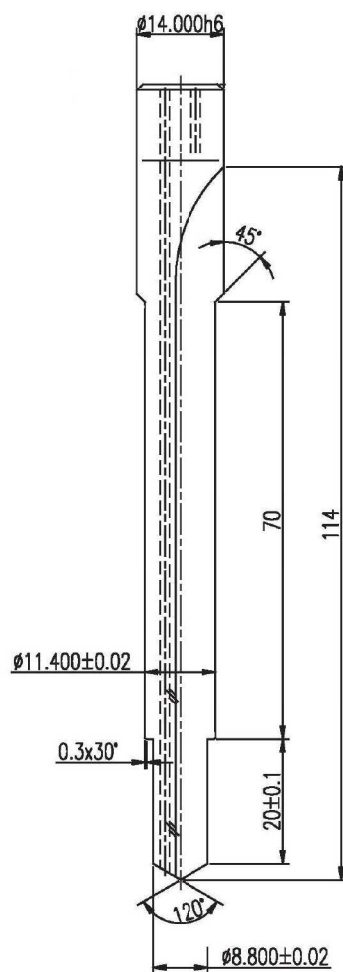
- [25] Melling do Brasil internal file SDTE 266-9.
- [26] MANCÒ, S. [et al.] - **Displacement vs Flow Control in IC Engines Lubricating Pumps** . Detroit: SAE International, 2004. DOI: 10.4271/2004-01-1602
- [27] CHEVALIER, A. - **Guide du Dessinateur Industriel** . Edição 1993-1994. Paris: HACHETTE Techbique, 1993. ISBN 2.01.020789.0
- [28] SANTOS, Diogo - **INITIATION AUX CHAÎN DE COTES** . Aveiro: Renault Cacia S.A., 2017.
- [29] MATA, Melo - **Cotação ISO-GPS** . Aveiro: Renault Cacia S.A., 2017.
- [30] COMPLETO, António; FESTAS, António; DAVIM, João Paulo - **Tecnologia de fabrico** . Porto: Publindústria, 2009. ISBN 978-972-8953-31-7
- [31] **METHODES ET REGLES DE CALCULS DES CHAINS DE COTES UNIDIRECTIONNELLES ET TRANSFERTS DE COTES**. Renault, 2010.
- [32] **Aluminium and aluminium alloys**. 2010. SS-EN 1706:2010
- [33] **Precio Aluminio 99.5% pureza minima LME spot price, precio por tonelada métrica**. [Em linha]. Espanha: Expansión. [Consult. 3 Mai. 2017] Disponível em WWW:<URL:<http://www.datosmacro.com/materias-primas/aluminio>>
- [34] **GUIDE DE COTATION Chanfreins/Cônes**. Renault, 2007.
- [35] **Conditions fonctionelles à vérifier pour un assemblage vissé**. Renault, 2006.
- [36] **TSUBAKI - TSUBAKI DRIVE CHAINS**. Japan, 2011.

Capítulo 6

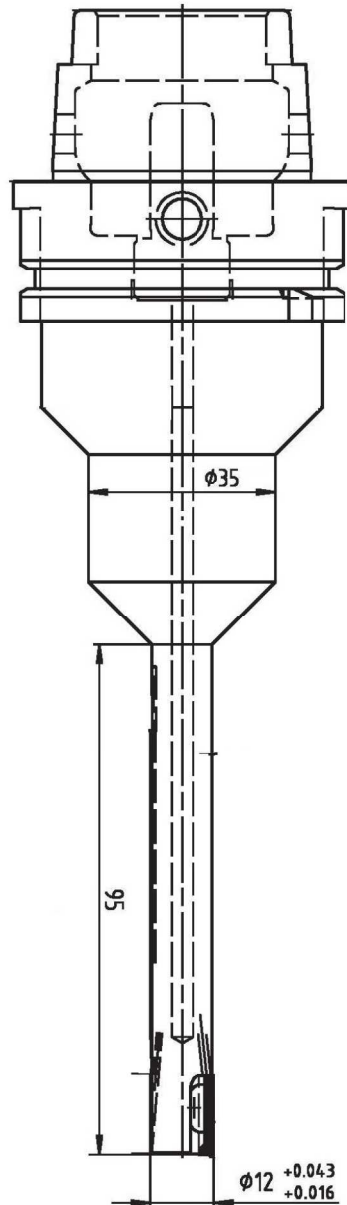
Anexos

6.1 Ferramentas

6.1.1 Desbaste dos Apoios



6.1.2 Acabamento dos Apoios



6.2 Corrente

